

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Escola de Engenharia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica

Mariana de Freitas Ramos

**Modelagem e Validação Experimental da Eletrificação dos Implementos
Hidráulicos de uma Retroescavadeira**

Belo Horizonte

2024

Mariana de Freitas Ramos

**Modelagem e Validação Experimental da Eletrificação dos Implementos
Hidráulicos de uma Retroescavadeira**

Dissertação de Mestrado apresentada ao
durante o curso de mestrado em Engenharia
Elétrica da Universidade Federal de Minas
Gerais, como requisitos necessários à ob-
tenção do título de Mestre em Engenharia
Elétrica.

Orientador: Prof. Dr. Thales Alexan-
dre Carvalho Maia

Belo Horizonte

2024

R175m

Ramos, Mariana de Freitas.

Modelagem e validação experimental da eletrificação dos implementos hidráulicos de uma retroescavadeira [recurso eletrônico] / Mariana de Freitas Ramos. - 2024.

1 recurso online 122 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Thales Alexandre Carvalho Maia.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Apêndices: f. 115-122.

Bibliografia: f. 108-114.

Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia elétrica - Teses. 2. Eletrificação - Teses. 3. Máquinas elétricas - Teses. 4. Equipamentos de construção - Teses. 5. Poluentes - Teses. 6. Máquinas - Consumo de combustível - Teses. I. Maia, Thales Alexandre Carvalho. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 621.3(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS

"Modelagem e Validação Experimental da Eletrificação dos Implementos Hidráulicos de uma Retroescavadeira"

Mariana de Freitas Ramos

Dissertação de Mestrado submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Elétrica. Aprovada em 30 de abril de 2024. Por:

Prof. Dr. Thales Alexandre Carvalho Maia
DEE (UFMG) - Orientador

Prof. Dr. Braz de Jesus Cardoso Filho
DEE (UFMG)

Prof. Dr. Igor Amariz Pires
DELT (UFMG)



Documento assinado eletronicamente por **Thales Alexandre Carvalho Maia, Professor do Magistério Superior**, em 07/05/2024, às 09:18, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Igor Amariz Pires, Professor do Magistério Superior**, em 07/05/2024, às 16:10, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Braz de Jesus Cardoso Filho, Professor do Magistério Superior**, em 07/05/2024, às 22:05, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).

A autenticidade deste documento pode ser conferida no site



https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **3212697** e o código CRC **8B302E42**.

Referência: Processo nº 23072.224326/2024-68

SEI nº 3212697

Dedico esse trabalho a todos que sonham com o impossível e acreditam em si, apesar das dificuldades do caminho.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus e meus mentores espirituais por terem me iluminado com o discernimento para conduzir este trabalho, com saúde, resiliência e motivação.

Aos meus pais, Andréa e Wilton, pelas orações nos meus momentos de tempestade, pelo incentivo perante as dificuldades e pela crença em meu potencial. Aos meus irmãos, Clarisse e Gustavo, pela amizade e pela leveza nos momentos mais complicados, sempre presentes quando mais necessitei.

Aos meus amigos, William e Renan, pelo apoio e incentivo nos momentos que mais titubei na realização do trabalho.

Aos professores do Laboratório TESLA que, direta ou indiretamente, colaboraram com a minha formação e o meu trabalho. Aos meus colegas de laboratório, em especial meus colegas Bruna, Kassiane, Dener, Rodrigo, Gabriel, João Henrique e João Marcos, pelas conversas e auxílios e por tornar o ambiente mais aconchegante e divertido.

Ao meu professor, orientador e amigo Thales, pela confiança, acolhimento e paciência desde antes do início do mestrado, e pela orientação excelente e objetiva.

À Fundação de Desenvolvimento da Pesquisa da Universidade de Minas Gerais e ao programa Rota 2030/Linha V pelo suporte financeiro ao projeto (número 27192.03.01/2020.15-00).

“Just like moons and like suns,
With the certainty of tides,
Just like hopes springing high,
Still I’ll rise..”
(ANGELOU, 1986)

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo acerca do desempenho da eletrificação dos implementos hidráulicos de uma máquina móvel não rodoviária. Os resultados são validados por meio de simulações e ensaios experimentais fundamentados em uma retroescavadeira como estudo de caso. As máquinas não rodoviárias começaram a ser o foco das metas de emissões de agências governamentais regulamentadoras de meio ambiente, devido à sua crescente utilização nos setores agrícola, de construção e de mineração. Com isso, os fabricantes desses maquinários começaram a investir, então, na tecnologia de eletrificação como possível solução para adequação às normas. O reprojeto e eletrificação do sistema de tração tem se apresentado como foco principal das montadoras, em detrimento dos implementos hidráulicos, sistema de direção e sistemas auxiliares. No entanto, a variabilidade das máquinas não rodoviárias implica em alguns modelos, nos quais os implementos hidráulicos são mais acionados do que o sistema de tração durante a operação. Desta forma, para analisar o desempenho da hibridização de uma máquina fora de estrada, uma topologia híbrida série é empregada a uma retroescavadeira comercial, onde o implemento traseiro é acionado por um motor elétrico, o motor Diesel é acoplado a um gerador e esses sistemas são alimentados por um banco de baterias. Uma estratégia de gerenciamento de energia baseada em regras é aplicada para determinar a utilização das fontes de energia do sistema híbrido. As principais regras do gerenciador envolvem a operação do motor Diesel e das máquinas elétricas em pontos ótimos dos mapas de eficiência. O projeto é validado por meio de simulações e ensaios experimentais realizados em uma retroescavadeira comercial. A eficácia da eletrificação do implemento hidráulico no consumo de combustível e consequente redução de emissões e ruídos de máquinas móveis não rodoviárias compactas é validada pelos resultados experimentais e de simulação que apresentam uma redução de 18,49% no consumo de combustível.

Palavras-chave: Eletrificação de máquinas móveis compactas não rodoviárias; retroescavadeira; equipamentos de construção; emissão de poluentes; economia de combustível.

ABSTRACT

This work presents a study on the performance of electrifying hydraulic implements on a non-road mobile machine. The results are validated through simulations and experimental tests based on a backhoe loader as a case study. Non-road machines have become the focus of emissions standards set by environmental regulatory agencies due to their increasing use in agricultural, construction, and mining sectors. As a result, manufacturers have started investing in electrification technology as a possible solution for compliance with regulations. The redesign and electrification of the traction system have been the main focus of manufacturers, at the expense of hydraulic implements, steering systems, and auxiliary systems. However, the variability of non-road machines implies that in some models, hydraulic implements are more activated than the traction system during operation. Therefore, to analyze the performance of hybridizing an off-road machine, a series hybrid topology is applied to a commercial backhoe loader, where the rear implement is powered by an electric motor, the Diesel engine is coupled to a generator, and these systems are powered by a battery bank. A rule-based energy management strategy is applied to determine the use of energy sources in the hybrid system. The main rules of the manager involve operating the Diesel engine and electric machines at optimal points on the efficiency maps. The design is validated through simulations and experimental tests conducted on a commercial backhoe loader. The effectiveness of electrifying the hydraulic implement in reducing fuel consumption and consequent emissions and noise from compact non-road mobile machines is validated by experimental and simulation results showing an 18.49% reduction in fuel consumption.

Keywords: Electrification of compact non-road mobile machinery; backhoe loader; construction equipment; pollutant emissions; fuel savings.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Contribuições relativas de diferentes classes de veículos responsáveis pelas emissões de NO_x e PM nos Estados Unidos em 2011.	24
Figura 1.2 – Regulamentos de emissão de motores Diesel da EPA e UE aplicados as máquinas fora de estrada de 37 a 559 kW.	25
Figura 1.3 – Limites de emissão do Estágio I ao Estágio V para HC + NOx e PM.	26
Figura 1.4 – Mercado chinês de eletrificação de máquinas fora de estrada classificado por aplicação.	27
Figura 2.1 – Máquinas de construção: (a) Carregadeira, (b) Escavadeira, (c) Retroescavadeira e (d) Trator de esteira.	33
Figura 2.2 – Mercado global de máquinas de construção classificadas por potência de operação em 2023.	34
Figura 2.3 – Custo total de propriedade de uma máquina elétrica em comparação com uma a combustão.	34
Figura 2.4 – Configuração da arquitetura puramente elétrica aplicada ao sistema de tração e aos implementos de uma carregadeira.	35
Figura 2.5 – Arquiteturas híbridas aplicadas aos implementos de uma retroescavadeira.	36
Figura 2.6 – Principais componentes da retroescavadeira em estudo.	37
Figura 2.7 – Sistema de tração de uma retroescavadeira.	38
Figura 2.8 – Esquema de funcionamento do gerenciador de energia de uma máquina móvel.	39
Figura 2.9 – Modos de operação típicos de uma retroescavadeira híbrida série e o fluxo de potência.	43
Figura 2.10 – Classificação das estratégias de gestão de energia para máquinas de construção não rodoviárias.	44
Figura 3.1 – Etapas definidas para o desenvolvimento do trabalho desde a caracterização da máquina até os resultados.	50
Figura 3.2 – Sistema hidráulico dos implementos de uma retroescavadeira.	52
Figura 3.3 – Princípio de funcionamento da bomba hidráulica de engrenagens duplas externas.	52
Figura 3.4 – Exemplo de válvula de comando aplicadas em máquinas móveis não rodoviárias.	54

Figura 3.5 – Diagrama de blocos do modelo de acionamento hidráulico tradicional de máquinas compactas não rodoviárias.	55
Figura 3.6 – Diagrama de blocos do modelo de acionamento hidráulico híbrido de máquinas compactas não rodoviárias.	57
Figura 3.7 – Ciclo de operação padrão de uma retroescavadeira.	59
Figura 3.8 – Ciclo de operação de abertura de vala: posicionamentos do braço traseiro e curvas de pressão (azul) e vazão (laranja) na linha hidráulica principal.	60
Figura 3.9 – Curvas máximas de potência (verde) e torque (laranja) do motor de combustão interna da retroescavadeira.	62
Figura 3.10 – Mapa de consumo específico de combustível teórico do motor Diesel em função da velocidade e da carga.	63
Figura 3.11 – Pontos de dados do teste de mapeamento do motor para o benchmarking do motor Honda 1.5L L15B7 de 2016 usando combustível de teste Tier 2.	64
Figura 3.12 – Estrutura para aferição do consumo de combustível durante a realização do ensaio de caracterização do motor de combustão interna.	65
Figura 3.13 – Dados aferidos de torque em função da rotação para cada posição da alavanca(esquerda) e consumo específico em função da velocidade para cada nível de torque (direita) durante o teste de geração.	66
Figura 3.14 – Curvas de consumo específico em função da velocidade após tratamento e interpolação.	67
Figura 3.15 – Modelo do controlador e motor Diesel que converte uma porcentagem de torque requisitado em grama de combustível consumido por energia entregue.	68
Figura 3.16 – Mapa de pedal do motor de combustão interna que relaciona a posição da alavanca de aceleração do motor aos pontos de torque e rotação.	69
Figura 3.17 – Modelo de impedâncias mecânicas de um acionamento elétrico.	69
Figura 3.18 – Mapa de eficiência do motor EMRAX 228 LV utilizado do modelo da retroescavadeira híbrida.	70
Figura 3.19 – Diagrama de controle da máquina elétrica utilizada em modo de motorização no acionamento do implemento traseiro.	71
Figura 3.20 – Representação das assíntotas da curva de rigidez dinâmica para o controle de velocidade do acionamento do implemento traseiro.	72
Figura 3.21 – Fluxograma do sistema de gerenciamento de energia: modos de operação do veículo e comandos enviados pelo controlador principal aos controladores periféricos.	75
Figura 3.22 – Princípio de operação do modo de assistência no qual o estado de carga varia de acordo em histerese dos limites máximos e mínimos.	76

Figura 3.23–A estratégia de gerenciamento de energia ligado/desligado: Variação de estado de carga com comando do motor de combustão no modo de assistência.	77
Figura 3.24–Mapa de consumo específico de frenagem de um motor Diesel semelhante ao estudo com regiões de operação reais (zona A) e zona de otimização (zona B).	79
Figura 3.25–Curvas de torque máximo do motor de combustão interna (azul) e do gerador elétrico (laranja).	80
Figura 3.26–Curva de pontos de eficiência do gerador em função do torque de referência aplicado.	81
Figura 4.1 – Sinal de velocidade do motor de combustão interna durante o ciclo de operação de escavação de valas experimental.	83
Figura 4.2 – Potência (verde) e torque (vermelho) hidráulicos demandados pela bomba durante o ciclo de operação de escavação de valas experimental.	84
Figura 4.3 – Valores inicial e final aferidos da massa de óleo Diesel na realização do teste emulando a operação de escavação de vala.	85
Figura 4.4 – Configuração do ensaio de caracterização do motor de combustão interna e do teste do sistema de geração.	85
Figura 4.5 – Mapa de consumo específico de combustível de frenagem de um motor Diesel gerado com dados de teste experimental.	86
Figura 4.6 – Medições de massa de combustível e parâmetros elétricos durante o ensaio experimental de geração.	87
Figura 4.7 – Curva de potência gerada durante o ensaio de geração em função da velocidade e do degrau de torque aplicado ao gerador.	87
Figura 4.8 – Configuração do ensaio de acionamento do implemento traseiro para caracterizar a operação dos atuadores e do ciclo de operação com um sistema elétrico.	88
Figura 4.9 – Pressão (verde) e vazão (vermelho) hidráulicos demandados pela bomba durante o ciclo de operação de escavação de valas no protótipo hibridizado.	89
Figura 4.10–Velocidade (verde) e torque (vermelho) demandados durante o ensaio de abertura de valas para a máquina híbrida.	89
Figura 4.11–Potência elétrica fornecida (azul), do motor elétrico (vermelho) e da bomba hidráulica (verde) demandadas durante o ensaio de abertura de valas da máquina híbrida.	90
Figura 4.12–Ciclo de operação de escavação - teste experimental (verde) e curva teórica (laranja).	91

Figura 4.13–Pontos operacionais do ciclo de abertura de valas experimental (vermelho) e teórico (azul) nos mapas de consumo de combustível específico teórico (esq.) e experimental (dir.) do motor Diesel para a arquitetura de combustão.	92
Figura 4.14–Variação da potência (verde) e do consumo (vermelho) durante o ensaio de abertura de valas para a máquina convencional.	93
Figura 4.15–Potência (verde) e corrente (laranja) da bateria durante a operação do modo elétrico da máquina de estados do sistema de gerenciamento. . .	97
Figura 4.16–Pontos de operação do modelo híbrido no mapa de eficiência do motor elétrico para os ciclos de operação experimental (azul) e teórico (verde). . .	97
Figura 4.17–Curva de potência (verde) e corrente (laranja) do barramento C.C. na transição do modo elétrico para o modo de geração durante a operação do estudo de caso 1 com o ciclo teórico.	98
Figura 4.18–Potência (verde) e corrente (laranja) da bateria durante a operação do ponto 4 com o ciclo de trabalho experimental.	101
Figura 4.19–Curvas de consumo de combustível em gramas acumulados para o ciclo de operação 2 (a) e ciclo de operação 3 (b).	102
Figura A.1 –Redução da eficiência térmica teórica em função do aumento da carga aplicada ao eixo virabrequim.	116
Figura B.1 –Diagrama de controle da máquina elétrica utilizada em modo de geração no acionamento do implemento traseiro.	119
Figura B.2 –Representação da curva de rigidez dinâmica para o controle de corrente do acionamento de máquinas elétricas.	121

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Tecnologias implementadas por classe de potência nos motores de combustão interna para atender os limites de emissões do Tier 4f/Stage IV.	26
Tabela 2 – Análise comparativa de <i>benchmarking</i> de trabalhos alinhados ao tema deste trabalho.	29
Tabela 3 – Exemplos de classificação de maquinários móveis não rodoviários por função e de veículos.	32
Tabela 4 – Exemplos de veículos de construção, discretizados por tipo de atividade e potência nominal.	32
Tabela 5 – Classificação de máquinas não rodoviárias por potência.	33
Tabela 6 – Vantagens e desvantagens das arquiteturas híbridas consideradas para o projeto de máquinas não rodoviárias.	36
Tabela 7 – Vantagens e desvantagens de métodos heurísticos e técnicas de otimização para o controle de máquinas de construção.	49
Tabela 8 – Principais parâmetros dos componentes da retroescavadeira do estudo.	51
Tabela 9 – Parâmetros da máquina elétrica "EMRAX 228 LV".	56
Tabela 10 – Parâmetros do banco de baterias.	56
Tabela 11 – Parâmetros do inversor EmDrive 500.	56
Tabela 12 – Principais operações de uma retroescavadeira.	58
Tabela 13 – Características do transdutor de pressão.	61
Tabela 14 – Consumo de combustível da retroescavadeira tradicional sob diversos ciclos de operação de escavação de vala: ciclo 1 (Ensaio com a retroescavadeira tradicional), ciclo 2 (ensaio com a retroescavadeira híbrida), ciclo 3 (ciclo teórico).	93
Tabela 15 – Estudos de caso de operação do controlador do sistema de gerenciamento de energia analisados.	95
Tabela 16 – Parâmetros de desempenho dos modos elétrico e de geração da retroescavadeira durante a operação dos ciclos de trabalho experimental e teórico.	96
Tabela 17 – Eficiência de operação do gerador durante os ciclos de operação experimental e teórico.	98

Tabela 18 – Parâmetros de desempenho do modo de assistência do sistema de gerenciamento de energia da retroescavadeira durante a operação dos ciclos de trabalho experimental e teórico.	100
Tabela 19 – Tabela comparativa do consumo de combustível das simulações convencional e híbrida da retroescavadeira.	103
Tabela A.1 – Matriz dos coeficientes da equação para calcular o consumo específico em função da velocidade e carga do motor.	117
Tabela A.2 – R quadrático das interpolações polinomiais realizadas para determinar as curvas de nível de consumo específico em função da rotação do eixo do motor.	118
Tabela B.1 – Sintonia dos ganhos dos controladores em SI.	121
Tabela C.1 – Incertezas associadas aos ensaios de motorização e geração.	122

ACEA	Associação Europeia de Fabricantes de Automóveis
BSFC	<i>Break specific fuel consumption</i>
C	Compacto
CC	Corrente contínua
CEC	Consumo específico de combustível
CD	<i>Charge depleting</i>
CS	<i>Charge sustaining</i>
CCS	Estratégia combinatória
CO	Monóxido de carbono
ECMS	Estratégia de minimização de consumo específico
ECU	Unidade de controle eletrônico
EG	Extra grande
EM	Motor elétrico
EMR	<i>Energetic Macroscopic Representation</i> (Representação macroscópica energética)
EPA	<i>Energy Protect Agency</i> (Agência de proteção ambiental)
EUA	Estados Unidos da América
FOC	Controle por orientação de campo
G	Grande
Genset	Grupo gerador
HC	Hidrocarbonetos
M	Médio
MCI	Motores de combustão interna
Mi	Mini
MPC	Modelo de controle preditivo
NRMM	Máquina móvel não rodoviária

NO_x	Óxidos de nitrogênio
P	Pequeno
PFCS	Estratégia seguidora de potência
PM	Particulados
PN	Número de particulados
PSAT	<i>Powertrain System Analysis Toolkit</i> (Ferramenta de Análise do Sistema de Trem de Força)
PSO	<i>Particle swarm optimization</i> (Otimização por enxame de partículas)
RC	Circuito resistor-capacitor
RL	<i>Reinforcement Learning</i>
SI	Sistema internacional de unidades
SoC	Estado de carga
TCSs	Estratégia de controle de termostato
UE	União Europeia

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

$autonomia_{hib}$	Autonomia da retroscavadeira híbrida
BSFC	Consumo específico frenante de combustível
b_{em}	Atrito viscoso da máquina elétrica
b_L	Atrito viscoso da carga
$b_{sistema}$	Atrito viscoso combinado do sistema
C_{bat}	Capacidade do banco de baterias
C_{nom}	Capacidade nominal do banco de baterias
D_v	Deslocamento fixo da bomba
Δp	Diferença de pressão
E_m	Tensão de circuito aberto
I_{bat}	Corrente da bateria
$I_{em,nom}$	Corrente nominal da máquina
$I_{d,ref}$	Corrente de eixo direto de referência
$I_{q,ref}$	Corrente de eixo em quadratura de referência
$I_{d,med}$	Corrente de eixo direto medida
$I_{q,med}$	Corrente de eixo em quadratura medida
I_{qs}	Corrente de quadratura
J_{em}	Momento de inércia da máquina elétrica
J_L	Momento de inércia da carga
$J_{sistema}$	Momento de inércia do sistema
\dot{m}_f	fluxo de combustível
k	Constante de torque
K_{pdq}	Constante proporcional da malha de corrente

$K_{i_{dq}}$	Constate integral da malha de corrente
K_{p_w}	Constante proporcional da malha de velocidade
K_{i_w}	Constate integral da malha de velocidade
k_i	Constantes empíricas do polinômio de segunda ordem de definição do consumo específico
$\eta_{b,mci}$	Eficiência de combustão
n_{em}	rotação do motor elétrico
n_{gen}	rotação do gerador elétrico
n_{MCI}	rotação do motor de combustão interna
n_{nom}	rotação nominal da bomba
n_{pump}	rotação da bomba
n_{ref}	rotação de referência motor elétrico
$\eta_{em,inv}$	Eficiência combinada do motor e inversor
$\eta_{gen,inv}$	Eficiência combinada do gerador e inversor
η_{hm}	Eficiência hidromecânica da bomba
η_t	Eficiência total da bomba
$\eta_{t,mci}$	Eficiência térmica teórica do motor de combustão interna
η_v	Eficiência volumétrica da bomba
$\eta_{v,mci}$	Eficiência volumétrica da bomba
POS_{alv}	Posição da alavanca de aceleração da retroescavadeira
$P_{av,ciclo}$	Potência média do ciclo de operação
$P_{cc,bus}$	Potência do barramento CC
P_{em}	Potência elétrica do motor
P_{gen}	Potência elétrica do gerador
P_{hyd}	Potência hidráulica
P_L	Potência de carga

$P_{mci,mec}$	Potência mecânica do motor de combustão interna
P_{out}	Potência de saída da bomba
$P_{PS_{op}}$	Potência do armazenador de energia primário ótimo
P_{ss}	Potência do armazenador de energia secundário
V_{out}	Tensão da bateria
t_{op}	Tempo de operação de um dia de ciclo de trabalho da retroescavadeira
T_{cmd}	Torque de comando
T_{em}	Torque eletromagnético do motor
$T_{em,ref}$	Torque de referência do motor
T_{em_l}	Torque de referência após o limitador do motor
T_{gen}	Torque eletromagnético do gerador
T_{gen_l}	Torque de referência após o limitador do gerador
$T_{gen,ref}$	Torque de referência do gerador
T_L	Torque de carga
T_{MCI}	Torque do motor de combustão interna
$T_{MCI,ref}$	Torque de referência do motor de combustão interna
T_{req}	Torque requisitado pelo sistema
R_0	Resistência séria do banco
SoC	Estado de carga
SoC_{min}	Limite inferior do estado de carga
SoC_{max}	Limite superior do estado de carga
$SoC_{min,cs}$	Limite inferior do estado de carga do modo de assistência
$SoC_{max,cs}$	Limite superior do estado de carga do modo de assistência
V_n	Tensão do n-ésimo terminal série
V_{out}	Tensão de saída do banco de baterias
Q	Vazão de óleo da bomba

Q_{medido}	Vazão medida da bomba
ω_{em}	Rotação da máquina elétrica em rad/s
ω_L	Rotação da carga em rad/s
ω_{mci}	Rotação do motor de combustão interno em rad/s
ω_{inf}	Frequência de corte inferior da malha de velocidade
ω_{sup}	Frequência de corte superior da malha de velocidade
x	Rotações por segundo do motor de combustão interna
y	Torque do motor de combustão interna
z	Consumo específico de combustível

SUMÁRIO

Sumário	22
1 Introdução	24
1.1 Eletrificação de máquinas móveis não rodoviárias	28
1.2 Objetivos	29
1.2.1 Objetivos Específicos	29
1.3 Organização do Texto	30
2 Revisão Bibliográfica	31
2.1 Máquinas móveis não rodoviárias	31
2.1.1 Classificação por função	31
2.1.2 Classificação por potência	33
2.2 Arquiteturas de eletrificação	35
2.3 Componentes de uma máquina móvel não rodoviária	37
2.4 Modelagem: Conceitos e aplicações	39
2.5 Sistema de gerenciamento de energia	42
2.5.1 Estratégias baseadas em otimização	44
2.5.1.1 Otimização global	44
2.5.1.2 Otimização em tempo real	45
2.5.2 Estratégias baseadas em regras	46
2.5.2.1 Estratégias fuzzy	46
2.5.2.2 Estratégias determinísticas	47
2.6 Considerações finais	48
3 Modelagem de uma máquina móvel não rodoviária híbrida	50
3.1 Metodologia dos ensaios	51
3.1.1 Funcionamento do sistema hidráulico	51
3.1.2 Sistema convencional	54
3.1.3 Sistemas elétricos	55
3.1.4 Ciclo de operação	58
3.2 Motor de combustão interna	61
3.2.1 Modelagem teórica do mapa de consumo específico	62
3.2.2 Mapeamento experimental do consumo específico	63
3.2.3 Controle do motor de combustão interna	67
3.3 Máquina elétrica	69
3.3.1 Controle das máquinas elétricas	71
3.4 Sistema de armazenamento de energia	72
3.5 Sistema de gerenciamento de energia	73

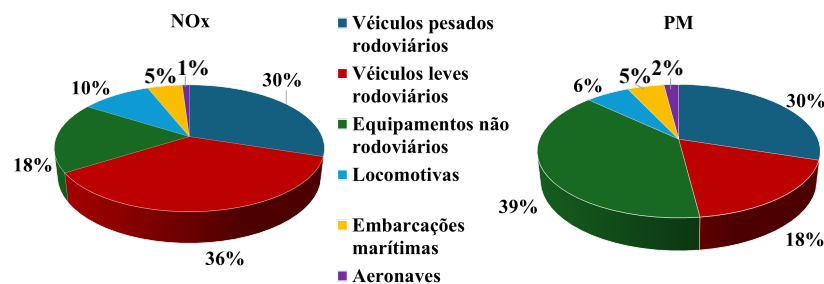
3.5.1	Região de máxima eficiência do sistema de geração de energia . . .	78
3.6	Considerações Finais	81
4	Resultados e discussões	82
4.1	Ensaio experimentais	82
4.1.1	Ensaio do ciclo de trabalho e consumo	82
4.1.2	Ensaio do mapa de consumo de combustível específico e sistema de geração	85
4.1.3	Ensaio do sistema de acionamento elétrico da bomba hidráulica . .	87
4.2	Análise dos resultados	91
4.2.1	Desempenho do sistema convencional	91
4.2.2	Desempenho do Sistema híbrido	94
4.2.2.1	Modo elétrico e de geração	95
4.2.2.2	Modo de assistência	99
4.2.3	Resultado comparativos	102
4.3	Considerações finais	103
5	Conclusão	105
5.1	Propostas de continuidade	105
5.2	Publicações Relacionadas à Dissertação de Mestrado	106
	REFERÊNCIAS	108
	Apêndice	115
	Apêndice A Modelagem do motor de combustão interna	115
A.1	Método teórico	115
A.2	Mapeamento experimental	117
	Apêndice B Controle das máquinas elétricas	119
	Apêndice C Incertezas de medição	122

1 Introdução

Nos últimos anos, a frota de veículos em todo o mundo tem crescido significativamente. Segundo a Associação Europeia de Fabricantes de Automóveis (ACEA), em 2020, a frota europeia de veículos leves totalizou 246,3 milhões de automóveis em circulação, com mais de 6,2 milhões de veículos de porte médio e pesado (ACEA, 2020). Esses veículos, movidos por combustíveis fósseis, são responsáveis pela emissão de monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos (HC), óxidos de nitrogênio (NO_x) e materiais particulados (PM) (COMMISSION, 2016). Por exemplo, a queima de Diesel resulta na emissão de 3,16 kg de CO₂ por quilograma de combustível queimado (Hayes; Godarzi, 2018).

As máquinas móveis não rodoviárias (*non-road mobile machine* - NRMM), aplicadas no setor agrícola e de construção, também contribuem negativamente para as emissões acima mencionadas. Estudos recentes realizados apresentam que os motores de combustão de máquinas não rodoviárias são uma fonte significativa de emissões de NO_x (18%) e de materiais particulados (39%) nos Estados Unidos (EUA), como apresentado na Figura 1.1 (DALLMANN; MENON, 2020).

Figura 1.1 – Contribuições relativas de diferentes classes de veículos responsáveis pelas emissões de NO_x e PM nos Estados Unidos em 2011.



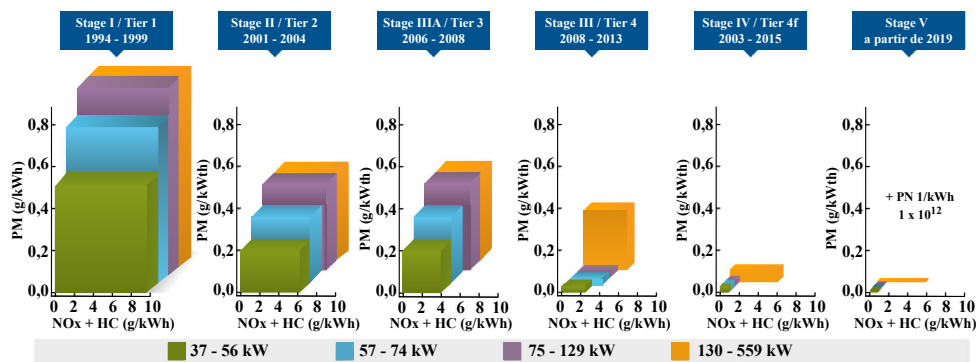
Fonte: Adaptada de (DALLMANN; MENON, 2020).

Essas máquinas operam extensivamente, muitas vezes por várias horas consecutivas em turnos diferentes. O projeto desses veículos visa encontrar o equilíbrio ideal entre custo operacional e eficiência no desempenho das tarefas. Diferentemente dos veículos rodoviários, as demandas de carga impostas ao motor, por vezes, não são constantes e concentram-se em regiões de baixo torque e alta rotação, resultando em operações menos eficientes. O prolongado tempo em operação combinado com uma baixa eficiência contribuem para um alto consumo de combustível e das emissões de poluentes. Para mitigar esses impactos, agências reguladoras mundiais começaram a impor normas mais rigorosas para os motores Diesel utilizados nessa categoria de veículos. Em 1994, a Agência de Proteção Ambiental (EPA) dos Estados Unidos (EUA) promulgou o primeiro conjunto de regulamentações

para motores a diesel de veículos não rodoviários, seguido pela União Europeia (UE) em 1997. Esses conjuntos de normas são referência para outros países ao redor do mundo ao estabelecerem seus próprios limites específicos de emissões.

As normas são introduzidas em conjunto para facilitar a intercambialidade de veículos produzidos na União Europeia e nos Estados Unidos. O padrão americano é dividido em *Tiers*, enquanto o padrão europeu é dividido em *Stages*. Esses padrões, definidos conforme a classe de potência dos motores, estabelecem limites máximos para a emissão de NOx, PM, HC e CO (DALLMANN; MENON, 2020). A Figura 1.2 apresenta a evolução das limitações para a emissão de particulados, óxidos nitrosos e hidrocarbonetos para os motores com potência entre 37-559kW ao longo dos anos.

Figura 1.2 – Regulamentos de emissão de motores Diesel da EPA e UE aplicados as máquinas fora de estrada de 37 a 559 kW.

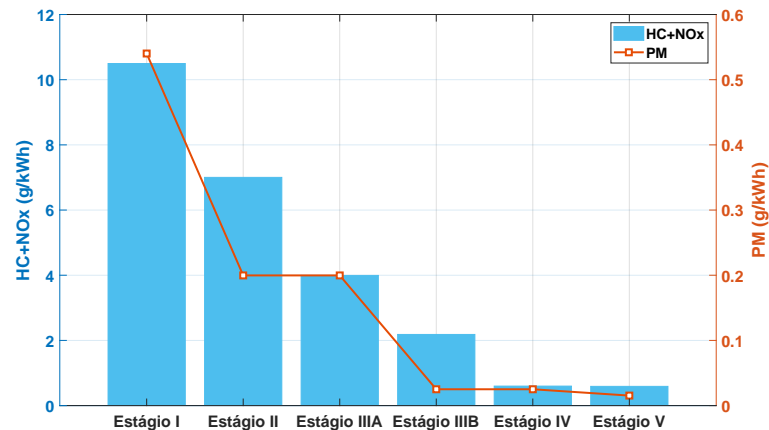


Fonte: Traduzida de (DAVIS; BENTLEY; GRYZEV, 2020).

Nota-se que a maior redução foi entre o Tier 3/Stage IIIA e a implementação dos novos limites do Tier 4/Stage IIIB. Nessa etapa, os motores de até 130 kW precisaram se adequar a um limite para os materiais particulados de 0,025 g/kWh e a partir do estágio IV, um limite de redução da emissão de óxidos de nitrogênio de 0,4 g/kWh foi imposto. Os fabricantes de motores Diesel se adaptaram à imposição através da implementação de uma tecnologia de redução catalítica de ureia na corrente de escape do motor para transformar os óxidos de nitrogênio em nitrogênio e água (DAVIS; BENTLEY; GRYZEV, 2020).

A partir de 2019, o estágio V foi introduzido pela UE. Esse novo nível reflete o progresso tecnológico e as políticas aplicadas aos motores dos veículos do setor rodoviário. A proposta introduz limites mais rigorosos para as emissões de materiais particulados, monóxido de carbono, hidrocarbonetos e óxidos de nitrogênio para toda a faixa de classificação da potência dos motores (de 37kW a 560kW). Além disso, o estágio introduz novas limitações nas emissões do número de partículas (PN) para $1 \times 10^{12}/kWh$. A Figura 1.3 apresenta uma redução de 97% na emissão de particulados desde o início do período de implementação dessas medidas.

Figura 1.3 – Limites de emissão do Estágio I ao Estágio V para HC + NOx e PM.



Fonte: Adaptado de (SHAO; DALLMANN; BANDIVADEKAR, 2016).

As melhorias até o estágio IV foram alcançadas por meio do desenvolvimento de tecnologias focadas no motor de combustão interna (MCI), como apresentado na Tabela 1 (PASCUZZI et al., 2024; DALLMANN; MENON, 2020). Observa-se que essas tecnologias aplicadas aos motores de combustão interna de veículos fora de estrada são mais sofisticadas e têm um alto custo de implementação, razão pela qual deixam de ser o foco dos fabricantes (DALLMANN; MENON, 2020).

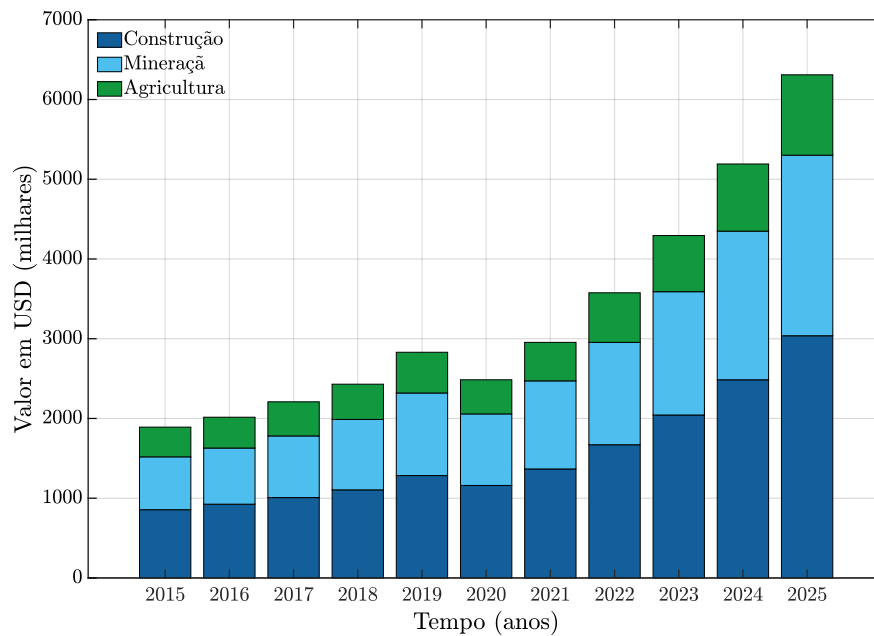
Tabela 1 – Tecnologias implementadas por classe de potência nos motores de combustão interna para atender os limites de emissões do Tier 4f/Stage IV.

Tecnologias implementadas por classe de potência nos motores de combustão interna no Tier 4f/Stage IV				
Potência	Injeção de combustível	Manuseio de ar	Recirculação de gases de escape	Pós-tratamento
37 -56 kW	Injeção direta eletrônica Trilho comum de alta pressão	Turbocompressor de geometria fixa/ Turbocompressor com válvula wastegate	Refrigeração externa Interna	Catalisador de oxidação Diesel Filtro de partículas Diesel
56 - 75 kW	Injeção direta eletrônica Trilho comum de alta pressão	Turbocompressor de geometria fixa/ Turbocompressor com válvula wastegate	Refrigeração externa Interna (moderada)	Catalisador de oxidação Diesel + Filtro de partículas Diesel + Redução catalítica seletiva / Catalisador de oxidação Diesel + Redução catalítica seletiva
75 -130 kW	Injeção direta eletrônica Trilho comum de alta pressão (2000 bar)	Turbocompressor de geometria variável/ Turbocompressor com válvula wastegate	Refrigeração externa (50% dos motores)	Catalisador de oxidação Diesel + Filtro de partículas Diesel + Redução catalítica seletiva / Catalisador de oxidação Diesel + Redução catalítica seletiva
130 - 560 kW	Injeção direta eletrônica Trilho comum de alta pressão (2000 bar)	Turbocompressor de geometria variável/ Turbocompressor com válvula wastegate/ Turbocompressor de dois estágios	Refrigeração externa (50% dos motores)	Catalisador de oxidação Diesel + Filtro de partículas Diesel + Redução catalítica seletiva / Catalisador de oxidação Diesel + Redução catalítica seletiva
>560 kW	Injeção eletrônica Trilho comum de alta pressão	Turbocompressor de geometria fixa/ Turbocompressor com válvula wastegate	Refrigeração externa (limitada)	Catalisador de oxidação Diesel/ Catalisador de oxidação Diesel+ Redução catalítica seletiva

Fonte: Elaboração própria.

A eletrificação veicular se apresenta como caminho alternativo aos investimentos focados no motor de combustão interna. Essa solução, aplicada ao mercado de máquinas fora de estrada, obteve um crescimento entre 2015 e 2023, quando o valor de mercado era avaliado em 1.877 milhões de dólares e passou a valer 4280 milhões em 2023, com previsão de continuidade na tendência de crescimento de 47% até 2025.

Figura 1.4 – Mercado chinês de eletrificação de máquinas fora de estrada classificado por aplicação.



Fonte: Adaptado de (RESEARCH, 2022).

Essa tendência é observada como solução para a adequação dos veículos aos padrões internacionais em relação às emissões, agregando aos projetos ganhos substanciais. Dentre eles, apresenta-se:

- Redução de consumo de combustível;
- Redução na emissão de poluentes;
- Redução de perdas dos sistemas;
- Melhoria da manutenção;
- Aumento da disponibilidade do veículo;
- Economia dos custos de operação do maquinário.

1.1 Eletrificação de máquinas móveis não rodoviárias

Embora muitas tecnologias desenvolvidas para motores rodoviários sejam aplicáveis aos motores não rodoviários, a diversidade em tamanhos de motores e aplicações no setor não rodoviário pode tornar o uso dessas tecnologias tecnicamente desafiador (DALLMANN; MENON, 2020). Além disso, os fabricantes de motores de veículos não rodoviários enfrentam uma série de desafios adicionais de projeto únicos para o seu mercado de equipamentos, como um equilíbrio entre os custos de implementação da tecnologia e retorno, limitações de empacotamento (mais restritos nos veículos fora de estrada) ou limitações de proteção (operação sujeita a lama, água, maiores vibrações). Por conseguinte, a eletrificação tem se tornando um caminho viável ao considerar os benefícios de redução de emissões, custos de operação e eficiência energética.

As máquinas não rodoviárias operam sob demandas de torque e velocidade significativamente diferentes, especialmente quando comparadas aos veículos rodoviários, cujo perfil é composto de velocidade constante e poucas variações de torque. Suas atividades muitas vezes exigem baixo torque e alta velocidade, resultando em pontos de operação de baixo rendimento no motor a combustão. Os acionamentos elétricos oferecem maior densidade de torque em velocidades mais baixas. Além disso, eles exibem eficiência aprimorada em uma faixa mais ampla de velocidades de operação e exigem menos manutenção devido ao menor número de componentes mecânicos (BELTRAMI et al., 2021).

A tabela 2 apresenta uma análise do estado da arte em relação à eletrificação de máquinas não rodoviárias. Os trabalhos foram classificados em relação ao modelo das máquinas, em relação à arquitetura e ao sistema do projeto de eletrificação e em relação aos meios utilizados para a validação dos trabalhos (consumo de combustível e ensaios experimentais). Nota-se uma predominância de trabalhos focados na eletrificação do trem de força, em detrimento de outros sistemas alimentados pelo motor de combustão. Entretanto, existem modelos de máquinas fora de estrada nas quais o sistema hidráulico é acionado com mais frequência durante o perfil de operação, como escavadeiras e carregadeiras de rodas (PADOVANI; DIMITRIOU; MINAV, 2024). Mendes et al. apresenta um projeto para dimensionamento e análise da hibridização dos implementos de uma retroescavadeira, mas não apresenta o desenvolvimento do modelo de simulação proposto e ao não realiza testes experimentais para validar a abordagem (MENDES et al., 2019). Em contraste, Do et al. apresenta um modelo para a eletrificação completa do implemento de uma escavadeira hidráulica (DO et al., 2019), sem validação experimental e sem uma análise do consumo de combustível.

Tabela 2 – Análise comparativa de *benchmarking* de trabalhos alinhados ao tema deste trabalho.

Referência	Modelo da Máquina	Topologia de Hibridização	Implementos Hibridizados	Mapas do MCI	Mapas das Máquinas Elétricas	Consumo de Combustível	Validação Experimental
(BRENNAN et al., 2018)	Trator	Totalmente Elétrico	✗	✗	✗	✗	✗
(VU et al., 2023)	Snowblower	Série	✓	✓	✓	✓	✗
(TRONCON; ALBERTI; MATTETTI, 2019)	Trator	Série	✗	✓	✓	✓	✗
(WANG et al., 2009)	Escavadeira	Série-Paralela	✓	✓	✓	✓	✗
(GRAMMATICO; BALLUCHI; COSOLI, 2010)	Carregadeira	Série-Paralela	✗	✓	✗	✓	✗
(DALBONI et al., 2019)	Trator	Série	✗	✗	✗	✓	✗
(MATTARELLI et al., 2019)	Escavadeira	Paralela	✗	✓	✓	✓	✗
(MOREIRA, 2022)	Trator	Série-Paralela	✗	✓	✗	✓	✗
(LAJUNEN, 2022)	Arado de cinzel	Paralelo	✗	✗	✗	✗	✗
(ZHANG et al., 2020)	Trator de esteira	Série	✗	✓	✓	✓	✗
(WEN et al., 2020)	Carregadeira	Série	✗	✓	✗	✓	✗
(MOCERA; SOMÁ, 2020)	Trator	Paralelo	✗	✗	✗	✓	✓
(MENDES et al., 2019)	Retroescavadeira	Série	✓	✓	✗	✓	✗
(DO et al., 2019)	Escavadeira	Série ^a	✓	-	✗	✗	✗
(RAMOS et al., 2024)	Retroescavadeira	Série	✓	✓	✓	✓	✓

^a Não há MCI. A energia vem de células de combustível baseadas em hidrogênio.

Desta forma, este trabalho apresenta uma análise sobre a hibridização dos implementos hidráulicos de uma retroescavadeira, pautando-se em resultados de ensaios experimentais e simulados de uma operação real de uma máquina não rodoviária. A seguir, serão apresentadas os objetivos principais e específicos do trabalho, além do escopo e da organização textual.

1.2 Objetivos

O foco deste trabalho é apresentar um estudo acerca da hibridização do implemento hidráulico de uma máquina móvel não rodoviária por meio de simulações e ensaios experimentais para analisar o desempenho da arquitetura proposta. As melhorias são avaliadas quantitativamente por meio da comparação do consumo de combustível durante a operação das máquinas convencional e híbrida. No protótipo híbrido, adotou-se uma topologia em série, onde o motor de combustão interna foi desconectado da bomba hidráulica e conectado a um gerador. Enquanto isso, um motor elétrico será responsável pelo acionamento dos implementos hidráulicos. Ensaios experimentais do ciclo de escavação foram conduzidos para reunir dados sobre o desempenho do motor de combustão interna, consumo de combustível e consumo de energia. Essas informações foram então utilizadas em simulações baseadas em mapas de eficiência quase estáticos para validar os resultados.

1.2.1 Objetivos Específicos

Buscando atingir o objetivo principal, alguns objetivos específicos são pontuados:

- Testes experimentais de um ciclo de operação real da máquina nas arquiteturas totalmente a combustão e híbrida;
- Modelo simulado das duas arquiteturas para realizar uma análise comparativa;

- Propor um sistema de gerenciamento de energia que auxilie na melhoria da eficiência do veículo;
- Obter quantitativamente resultados de consumo de combustível do veículo nas duas arquiteturas propostas.

1.3 Organização do Texto

Esta dissertação está estruturada em cinco capítulos, divididos entre Introdução, Revisão Bibliográfica, Modelagem de uma máquina móvel não rodoviária, Resultados e Discussões e Conclusão.

No Capítulo 1, apresenta-se a introdução do tema do trabalho, contendo o problema e os desafios presentes quando se planeja realizar a eletrificação de máquinas compactas móveis não rodoviárias. Detalhou-se também o escopo do trabalho, os objetivos geral e específicos, bem como a estruturação da dissertação.

O capítulo 2 estabelece as classificações de veículos não rodoviários, ressaltando a importância da classificação em relação à potência das máquinas quando o foco é o seu projeto. Apresentam-se os pontos positivos e desvantagens de cada arquitetura de eletrificação e os componentes da retroescavadeira. Além disso, as metodologias adotadas para a modelagem da retroescavadeira e do sistema de gerenciamento de energia são explicitadas e debatidas.

O capítulo 3 apresenta a metodologia adotada no trabalho. A projeto de aplicação de um sistema híbrido a uma máquina fora de estrada é apresentado. O ponto primário se dá pela definição do veículo e da caracterização de suas condições de operação. Após a definição das máquinas e de seus componentes, apresentou-se a metodologia de modelagem de cada componente e como eles são acoplados para simular a retroescavadeira a combustão e híbrida.

O capítulo 4 apresenta os resultados obtidos através da simulação no software MATLAB/Simulink® e dos testes experimentais. Por fim, o capítulo 5 apresenta as conclusões e sugestões de trabalhos que podem ser derivados deste.

2 Revisão Bibliográfica

Este capítulo apresenta um estudo sobre a eletrificação de máquinas móveis não rodoviárias. Inicialmente, são discutidas as diferentes classificações dos veículos e sua importância para as definições de projeto. Em seguida, apresenta-se uma revisão bibliográfica abrangente sobre as topologias e as premissas de projeto de veículos elétricos aplicados ao contexto estudado. Por fim, apresenta-se um estudo de benchmarking das tecnologias de modelagem de sistemas físicos e das metodologias adotadas para o gerenciamento de máquinas híbridas.

2.1 Máquinas móveis não rodoviárias

Os veículos fora de estrada são veículos aplicados no setor agrícola, de construção e militar que operam em terrenos não preparados e precisam superar obstáculos complexos e difíceis, como inclinações íngremes e terrenos muito macios (EHSANI; GAO; EMADI, 2017). Em comparação com os veículos rodoviários, os veículos não rodoviários abrangem uma ampla variedade de máquinas normalmente usadas fora das estradas regulares, como cortadores de grama, motosserras, escavadeiras, carregadeiras, colheitadeiras, locomotivas e embarcações navais (European Commission). Nota-se como os equipamentos são diversos e apresentam diferentes funções e aplicações, o que pode gerar confusão. O significado da palavra veículo em si está associado ao transporte terrestre de passageiros e mercadorias em máquinas com motor e rodas (CAMBRIDGE, 2023). Sendo assim, neste trabalho, a definição de máquinas móveis não rodoviárias é apresentada como sendo máquinas móveis sobre rodas ou esteiras, como um motor de combustão interna, que operam fora das estradas regulares.

2.1.1 Classificação por função

Considerando a diversidade das máquinas móveis não rodoviárias, o apropriado é classificá-las segundo alguma característica comum entre elas. Um aspecto comum a todas essas máquinas é o seu propósito de uso intensivo e profissional para realizar tarefas pré-definidas em um ambiente específico (LAJUNEN et al., 2016). Além disso, é comum dividir os equipamentos em relação ao peso, à função e à potência de operação. A divisão mais usual entre os autores é a classificação segundo a função realizada pela máquina (LAJUNEN et al., 2016; HAGAN et al., 2023). A Tabela 3 apresenta alguns exemplos de veículos classificados por sua função.

Os maquinários do setor de construção são modelos de veículos de suma im-

Tabela 3 – Exemplos de classificação de maquinários móveis não rodoviários por função e de veículos.

Agricultura e Florestamento	Construção	Transporte	Mineração
Colheitadeiras	Escavadeiras	Locomotivas	Caminhões
Cultivadores	Carregadeiras	Vagões	subterrâneos
Tratores agrícolas	Retroescavadeiras	Embarcação de	Carregadeiras de
Quadriciclos	Trator de esteiras	navegação	mineração
	Guindastes	interior	Escavadeiras

Fonte: Elaboração própria.

portância assim como os tratores o são para o setor agrícola. Entretanto, diferentemente desse, o setor de construção possui uma maior variedade de maquinários para a realização das mais diversas atividades, conforme apresentado pela Tabela 4.

Tabela 4 – Exemplos de veículos de construção, discretizados por tipo de atividade e potência nominal.

Veículo	Atividades	Potência (kW)	Figura
Carregadeira	Movimentação e manuseio	31 a 1297	2.1a
	Carregamento		
Escavadeiras	Escavação	9,60 a 404	2.1b
	Elevação		
	Escavação		
Retroescavadeiras	Abertura de valas	51 a 98	2.1c
	Movimentação de materiais		
Trator de esteiras	Carregamento	59 a 634	2.1d
	Movimentação de materiais		
	Corte de materiais		

Fonte: Elaborada com informações de (CATERPILLAR, 2021).

Analisando a Tabela 4, observa-se a versatilidade de aplicação desses maquinários. O trator de esteiras, representado na figura 2.1a, realiza atividades de movimentação e corte de materiais, com dois implementos, uma lâmina frontal e um escarificador traseiro. As carregadeiras, figura 2.1b e as retroescavadeiras, figura 2.1c, possuem um braço frontal acoplado a uma caçamba para a realização de atividades como escavação e movimentação e manuseio de materiais. A retroescavadeira conta ainda com um braço articulado traseiro, que permite sua operação como uma escavadeira, figura 2.1b. Nota-se, ainda, a variedade de potências de operação para uma mesma máquina, como as carregadeiras. Como o projeto de eletrificação depende da potência de operação da máquina, surge a necessidade de classificar as máquinas segundo um critério alternativo.

Figura 2.1 – Máquinas de construção: (a) Carregadeira, (b) Escavadeira, (c) Retroescavadeira e (d) Trator de esteira.



Fonte: Elaboração própria.

2.1.2 Classificação por potência

Um único tipo de máquina não rodoviária pode apresentar uma ampla gama de potências, portanto, em um contexto de projeto, a classificação por função torna-se menos relevante quando comparada a uma classificação baseada em potência. Na Tabela 5, a classificação definida neste trabalho para máquinas móveis fora de estrada conforme a potência nominal é apresentada.

Tabela 5 – Classificação de máquinas não rodoviárias por potência.

Potência (kW)	Classificação	Abreviação
De 09 to 30	Mini	Mi
de 30 to 90	Compacto	C
de 90 to 150	Pequeno	P
de 150 to 310	Médio	M
de 310 to 1200	Grande	G
Acima 1200	Extra grande	EG

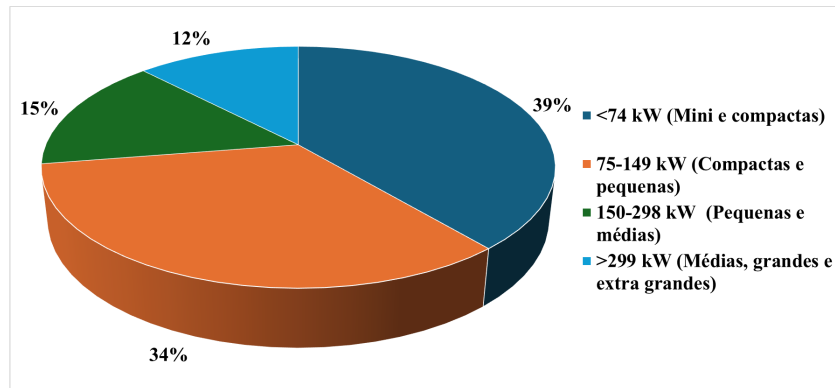
Fonte: Elaboração própria.

Um dos pré-requisitos para o projeto de eletrificação de veículos não rodoviários é a definição do tipo de maquinário. Em seguida, o próximo passo envolve determinar a potência média e de pico exigida durante a operação da máquina. Esta etapa é crucial para estabelecer os parâmetros e especificações do projeto.

No mercado de máquinas de construção, as máquinas de menor potência de

operação (mini, compactas e pequenas) ocuparam 73% das vendas no ano de 2023, como apresentado na figura 2.2. Globalmente, as retroescavadeiras são máquinas mais versáteis e multi-uso, sendo uma das categorias mais comercializadas mundialmente, com mercado avaliado em 2,67 bilhões de dólares em 2022 (LTMG, 2023).

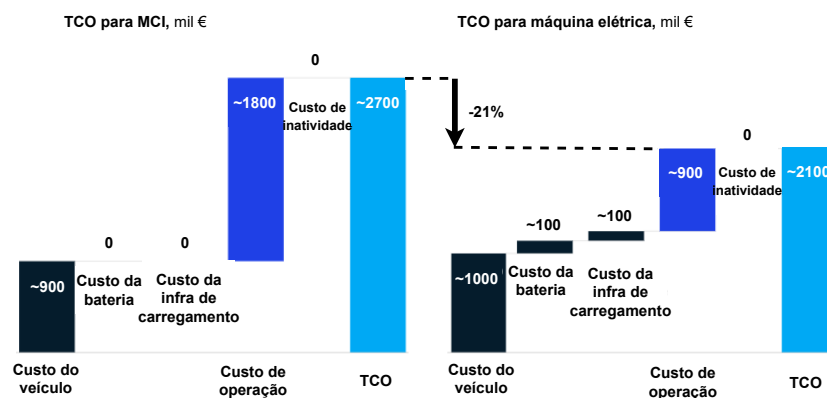
Figura 2.2 – Mercado global de máquinas de construção classificadas por potência de operação em 2023.



Fonte: (RESEARCH, 2023).

A simplicidade construtiva e menor necessidade de realização de manutenções, além de sua versatilidade, tornam a retroescavadeira um modelo de máquina não rodoviária, no qual a aplicação de um projeto de eletrificação pode ser favorável. Essa solução culmina em uma diminuição de 21% no custo total de propriedade (TCO) da máquina (FORSGREN; ÖSTGREN; TSCHIESNER, 2019). A figura 2.3 apresenta uma comparação entre os custos necessários para uma máquina totalmente a combustão, comparados com os de uma máquina totalmente elétrica.

Figura 2.3 – Custo total de propriedade de uma máquina elétrica em comparação com uma a combustão.



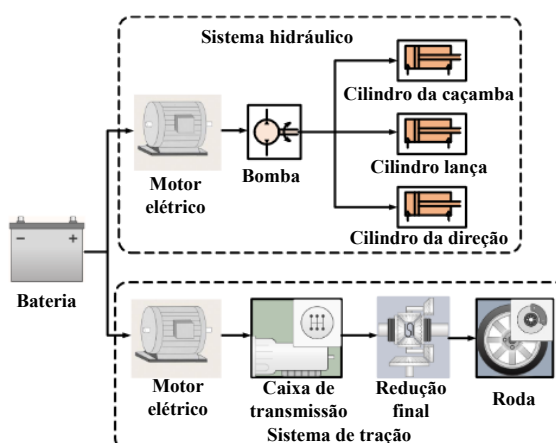
Fonte: (FORSGREN; ÖSTGREN; TSCHIESNER, 2019).

2.2 Arquiteturas de eletrificação

Os estágios iniciais do projeto envolvem a definição dos pré-requisitos que orientam as escolhas de tecnologias a serem aplicadas, visando a melhor relação custo-benefício. A determinação das especificações do veículo, os requisitos do ciclo de operação, a análise do perfil de potência da máquina, considerações de custo e peso, e expectativas do público alvo são considerações primordiais. Após estabelecer as premissas do projeto, o próximo ponto é definir a arquitetura de eletrificação ideal. As principais arquiteturas incluem a elétrica e os sistemas híbridos, com topologias série, paralelo e série-paralelo. As arquiteturas podem ser tratadas nas seguintes categorias gerais:

Elétrico: Nessa arquitetura, o motor Diesel e a fonte de energia primária da máquina (tanque de combustível) são substituídos por uma ou mais máquinas elétricas e sistemas de armazenamento de energia elétrica (baterias ou supercapacitores). A Figura 2.4 apresenta a relação entre os principais componentes, onde uma bateria é utilizada para o sistema de armazenamento de energia e alimenta os motores de acionamento do sistema hidráulico e o motor de tração. Essa configuração é ideal para diminuir as emissões, permitindo ainda a operação do sistema com maior eficiência quando comparado a topologia tradicional. Porém, o tamanho do conjunto de baterias para alcançar uma autonomia equivalente à topologia convencional e a necessidade de interromper a operação para recarregar a máquina tornam-se desvantagens da arquitetura (UN-NOOR *et al.*, 2021). Desta forma, os sistemas híbridos tornam-se caminhos viáveis.

Figura 2.4 – Configuração da arquitetura puramente elétrica aplicada ao sistema de tração e aos implementos de uma carregadeira.



Fonte: Adaptada de (LI *et al.*, 2021)

Híbrida: Uma máquina é definida como híbrida se, para realizar suas funções, ela tiver pelo menos duas fontes distintas de energia, uma das quais é potencialmente reversível. A partir dessa definição, inúmeras soluções existem ao optar por uma arquitetura

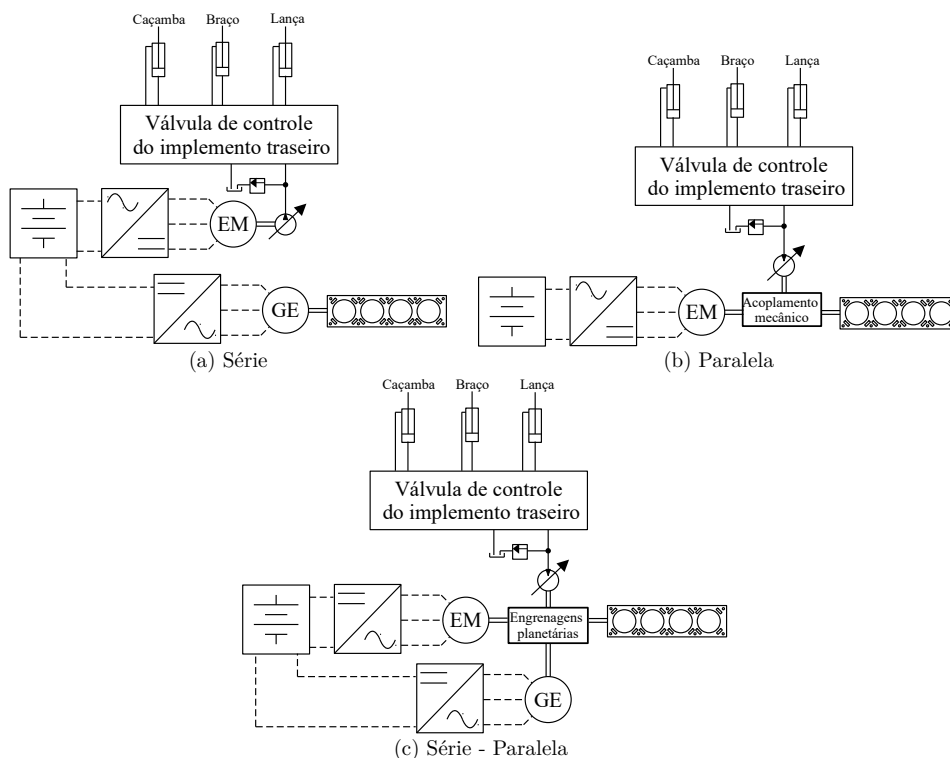
híbrida. Motores de combustão interna tradicionais, células de combustível e motores com diferentes princípios, como elétricos ou hidráulicos. Os armazenamentos de energia podem ser químicos, eletroquímicos, eletrostáticos, mecânicos e hidráulicos. Além disso, os sistemas híbridos podem ser variados entre o sistema de tração, implementos hidráulicos ou sistema auxiliares. As principais vantagens e desvantagens das topologias série, figura 2.5a, paralela, figura 2.5b, e série-paralela, figura 2.5c, são apresentadas na Tabela 6.

Tabela 6 – Vantagens e desvantagens das arquiteturas híbridas consideradas para o projeto de máquinas não rodoviárias.

Vantagens e desvantagens das arquiteturas híbridas		
Tipo	Vantagens	Desvantagens
Paralelo	Baixo custo Menos equipamentos adicionados Menos conversões de energia	Sistema de gerenciamento de energia com menor grau de liberdade
Série	Sistema de gerenciamento de energia com maior grau de liberdade Grau de liberdade do sistema de gerenciamento da topologia série	Múltiplas conversões de energia Falhas elétricas afetam a operação
Série-Paralelo	Menos conversões de energia	Alto custo Mais equipamentos adicionados

Fonte: (BRANDAO et al., 2023; RAMOS et al., 2024).

Figura 2.5 – Arquiteturas híbridas aplicadas aos implementos de uma retroescavadeira.



Fonte: (BRANDAO et al., 2023).

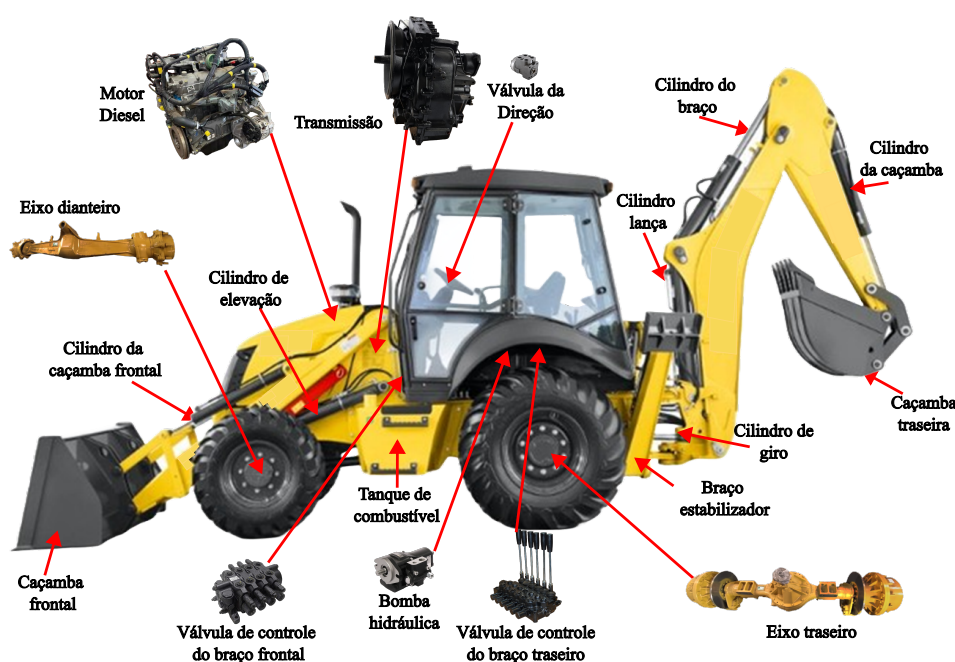
A aplicação dessas arquiteturas em máquinas móveis não rodoviárias apresentam

melhorias em relação ao parâmetro analisado, economia de combustível. A combinação de uma arquitetura híbrida em série com um motor de combustão interna reprojeto resulta em uma redução de 33,4% no consumo de combustível quando aplicada a uma máquina de remoção de neve (VU et al., 2023). Da mesma forma, a aplicação de uma topologia híbrida paralela a um trator agrícola resulta em uma diminuição de 24,77% no consumo de combustível durante os ciclos de cultivo pesado (TRONCON; ALBERTI; MATTETTI, 2019). Os resultados foram obtidos por meio de simulações alimentadas com ensaios experimentais das topologias convencionais para validar as mudanças propostas no design do veículo.

2.3 Componentes de uma máquina móvel não rodoviária

As retroescavadeiras encontradas no mercado têm como topologia tradicional a aplicação de um motor Diesel, responsável por converter a energia armazenada pelo combustível para o sistema de tração, para os sistemas hidráulicos e os diversos sistemas auxiliares. A figura 2.6 apresenta os principais componentes de uma retroescavadeira.

Figura 2.6 – Principais componentes da retroescavadeira em estudo.

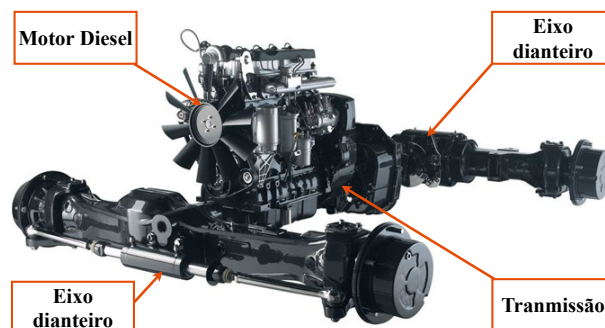


Fonte: Elaboração própria.

O sistema de tração, apresentado na figura 2.7, é responsável pelo deslocamento do veículo e composto pelo motor Diesel, pela transmissão e os eixos dianteiro e traseiro. Por outro lado, o sistema hidráulico, alimentado por uma bomba hidráulica, converte a potência mecânica do motor em potência hidráulica para a atuação dos implementos

hidráulicos e da direção. A bomba está diretamente conectada ao eixo de saída do motor Diesel, dessa forma a velocidade imprimida pelo motor é a sua velocidade de operação.

Figura 2.7 – Sistema de tração de uma retroscavadeira.



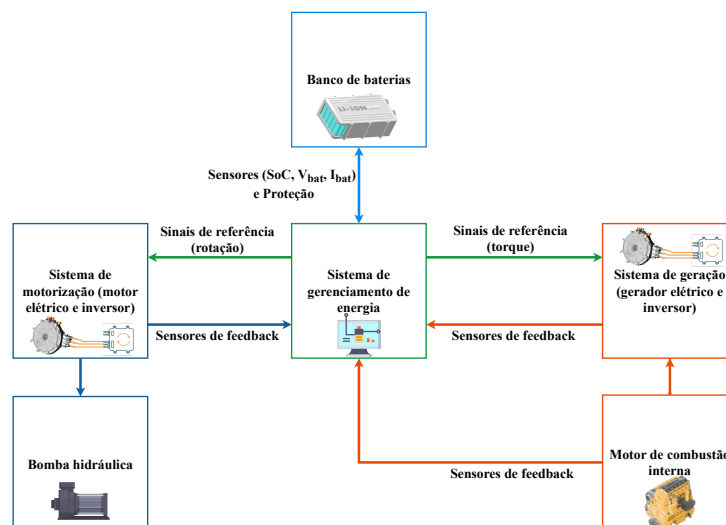
Fonte: (JCB, 2015).

Os componentes do sistema hidráulico também são apresentados na figura 2.6. A bomba de engrenagens é utilizada para acionar os implementos. Três conjuntos de válvulas são responsáveis pelos acionamentos dos componentes do sistema: a válvula de direção, as válvulas de controle dos implementos frontal e traseiro da retroscavadeira. O primeiro - carregadeira - é operada por dois conjuntos de cilindros hidráulicos: os cilindros de elevação e os cilindros de movimentação da caçamba. Já o segundo implemento - escavadeira - conta com cinco cilindros hidráulicos para sua manipulação, o cilindro lança (*boom*), o cilindro braço (*arm*), o cilindro da caçamba (*bucket*) e os cilindros de giro do braço (*swing*). Além disso, o par de cilindros estabilizadores acionam os braços de estabilização da máquina durante a operação do implemento traseiro.

Tanto o sistema hidráulico, quando o sistema de tração pode ser eletrificados para melhorar a eficiência de operação de uma máquina móvel não rodoviária. A Figura 2.5a apresenta uma topologia híbrida série de eletrificação do implemento traseiro de uma retroscavadeira (BRANDAO et al., 2023). Nessa topologia, o motor Diesel é desacoplado da bomba hidráulica, que por sua vez, é alimentada por uma máquina elétrica e por um conversor de corrente contínua (c.c.)/corrente alternada (c.a). O motor de combustão é conectado mecanicamente a um gerador elétrico e por um conversor c.c/c.a para fornecer energia a um banco de baterias.

Essas alterações permitem um grau de liberdade maior para determinar o ponto de operação do motor de combustão interna. Um controlador de gerenciamento, figura 2.8, dos armazenadores de energia também é adicionado ao sistema de controle da máquina não rodoviária.

Figura 2.8 – Esquema de funcionamento do gerenciador de energia de uma máquina móvel.



Fonte: Elaboração própria.

Para analisar o desempenho da eletrificação da máquina analisada, os componentes (motor Diesel, bomba hidráulica, máquinas elétricas, conversores c.c./c.a, banco de baterias) que ditam o comportamento da máquina durante a operação precisam ser simulados. Como os parâmetros de comparação deste trabalho são o consumo de combustível e a potência mecânica de saída entregue pelo sistema de acionamento da bomba, o motor de combustão interna e a bomba são equipamentos que precisam ser modelados. Os modelos desenvolvidos para esses componentes podem ser aproveitados para a retroescavadeira híbrida.

Na nova configuração, o sistema de acionamento do implemento traseiro é um sistema de acionamento elétrico. Sendo assim, os componentes desse sistema precisam ser modelados para comparar com a topologia tradicional. O sistema de gerenciamento de energia é o que determina como as fontes de energia serão utilizadas, de forma mais otimizada o possível, desta forma a modelagem desse sistema é suma importância para a análise pretendida. Por fim, o sistema responsável pela geração de energia elétrica, composto pelo MCI, máquina elétrica e inversor, também precisa ser simulado, para analisar a sua influência durante a operação da máquina e, principalmente, para o parâmetro de economia de combustível.

2.4 Modelagem: Conceitos e aplicações

As máquinas híbridas possuem várias fontes e conversores de energia, além dos componentes da arquitetura tradicional. Validar o funcionamento do acoplamento entre esses equipamentos conforme projetado é de suma importância. Uma possível abordagem é a prototipagem e o teste da máquina híbrida. Esses processos podem ser trabalhosos,

caros e demorados. Outra possibilidade pertinentes na avaliação de conceitos durante a fase de projeto de veículos é desenvolvimento de modelos e a simulação das máquinas.

Modelos matemáticos de sistemas dinâmicos são principalmente executados em ambientes de simulação numérica, cujo objetivo é representar, em um ambiente computacional, o comportamento físico real do sistema sob condições de contorno conhecidas. Em aplicações automotivas, a modelagem e simulação de veículos são amplamente aplicadas com objetivos de realizar verificações de projeto, melhorar a confiabilidade e auxiliar na calibração dos sistemas de controle do veículo (KOPRUBASI, 2008).

Apesar de sua conveniência, os modelos físicos são representações inexatas dos sistemas reais. O nível de precisão geralmente depende da complexidade do modelo. Infelizmente, modelos de sistemas sofisticados requerem extensos recursos computacionais e de tempo. Portanto, muitas vezes é necessário fazer julgamentos cuidadosos em relação ao detalhamento necessário do modelo de acordo com a precisão desejada e os recursos computacionais disponíveis.

Dependendo do nível de detalhe de como cada componente é modelado, o modelo do veículo pode ser classificado como estático, quase-estático ou dinâmico (MI M. ABUL MASRUR, 2011). Os tipos de modelos são explicados conforme se segue:

- Estático: Os modelos estáticos consideram as condições de operação do sistema sendo estacionárias. Logo, os transitórios decorrentes da dinâmica do sistema não são considerados. Os modelos são baseados em dados experimentais na forma de *lookup tables* ou em modelos dinâmicos simplificados que exigem menos tempo de computação.
- Quase-Estático: Os modelos quase estáticos estão um nível acima dos estáticos. Isto é, consistem em um modelo de estado estacionário ao qual é adicionado um modelo dinâmico simples equivalente ao sistema analisado. O principal objetivo é avaliar as características de desempenho, energia, economia de combustível e emissões ao longo de ciclos de operação predefinidos. O projeto preliminar e teste de estratégias de controle de alto nível para a eletrificação aplicada a veículos rodoviários são geralmente realizados usando modelos de veículos quase estáticos, como apresentado por (KOPRUBASI, 2008; MI M. ABUL MASRUR, 2011).
- Dinâmico: Os modelos dinâmicos buscam representar detalhadamente o sistema e sua dinâmica transitória e são divididos em sistemas de baixa e alta frequência. Nos modelos de baixa frequência, o foco é aliar os benéficos de modelos quase-estático a uma análise de resposta dinâmica de baixa frequência da máquina, isto é, condição de operação da transmissão ou do sistema de acionamento dos implementos hidráulicos. Já nos modelos de alta frequência, o foco está em analisar fenômenos

como a resposta dos equipamentos aos ruídos e vibrações. Devido à alta complexidade de desenvolvimento, este último é aplicado em análises estruturais dos componentes (KOPRUBASI, 2008).

Como o foco deste trabalho é analisar o desempenho da eletrificação dos implementos hidráulicos de uma retroescavadeira, um modelo quase-estático é mais indicado para validar o conceito. Essa vertente de modelagem é dividida em duas categorias: *Forward-looking* e *Backward-looking* (MI M. ABUL MASRUR, 2011).

Os modelos *forward-looking* seguem um caminho de cálculos mais realista do ponto de vista da causalidade da operação real da máquina. Logo, um controlador, geralmente PID, representando o operador precisa também ser modelado para que este siga os comandos do ciclo de operação já conhecido. Esse comando do operador e *feedbacks* provenientes de outros sistemas do veículo, como estado de carga da bateria, são alimentados para o controlador central e determinam o cálculo de referência de potência enviado para os sistemas periféricos. Usando essa divisão de potência, o consumo (ou geração) de energia é calculado usando dados das *lookup tables* dos conversores de energia, caminhando até o atuador final da máquina. As perdas das conversões do caminho são sempre consideradas. Apesar de os simuladores do tipo *forward-facing* serem mais adequados para a implementação e comparação de estratégias de controle, permitindo a previsão de eventos de carga de máxima e a validação do comportamento real da máquina, o longo tempo de simulação é importante ponto negativo a ser considerado.

Já os modelos *backward-looking* podem ser executados mais rapidamente do que os modelos *forward-looking* e funcionam com base na suposição de que um perfil de operação predefinido é seguido pela máquina. Portanto, o comportamento do operador não é modelado na simulação. Com base nas cargas previstas, a potência de tração ou hidráulica necessária é estimada até o conversor de energia, para que a quantidade de energia (elétrica ou química, pelo combustível) seja calculada. Este trabalho se baseia em uma simulação *backward-facing*, aproveitando os ciclos de trabalho medidos durante a operação de uma máquina utilizada para os testes da topologia convencional.

O trabalho apresentado por (MENDES, 2019) é um dos primeiros a se concentrar em retroescavadeiras, apresentando uma metodologia de hibridização de veículos aplicada a uma retroescavadeira. O foco principal do trabalho está no projeto e dimensionamento dos componentes do veículo híbrido - energia hidráulica, sistema de armazenamento de energia e metodologias de controle. No entanto, há pouca ênfase na simulação e na forma de alcançar os resultados desejados.

Para a análise do projeto de eletrificação do *powertrains* de veículos rodoviários e até para os veículos não rodoviários, ferramentas quase-estáticas de modelagem como os ambientes de simulação desenvolvidos no Laboratório Nacional Argone (PSAT) e no

Laboratório Nacional de Energia Renovável dos EUA (ADVISOR) foram desenvolvidas e são amplamente aplicadas (MI M. ABUL MASRUR, 2011). Essas ferramentas fornecem meios para simulação rápida e avaliação de uma ampla variedade de configurações de hibridização. O simulador de veículos avançado (ADVISOR) é utilizado como a ferramenta de simulação para validar uma estratégia de otimização de consumo de combustível através do controle de esgotamento e manutenção de carga para veículos elétricos híbridos plug-in (TAHERZADEH et al., 2018). A ferramenta, por sua vez, não é adequada para a análise proposta nesta dissertação (operação dos sistemas hidráulicos), visto que o foco está em representar o funcionamento dos sistemas de tração de veículos elétricos e híbridos.

Uma representação macroscópica energética (*Energetic Macroscopic Representation -EMR*) organiza sistematicamente o modelo de um soprador de neve e deduz os esquemas de controle necessários em uma abordagem *Backward-facing* (VU et al., 2023). Essa é uma representação gráfica das interações dos subsistemas em termos de energia, usada para avaliar o consumo de energia por meio da utilização de *lookup-tables* na modelagem dos componentes. (TRONCON; ALBERTI; MATTETTI, 2019), apesar de considerar a análise do sistema de tração, também utiliza um modelo quase-estático *backward-facing*. Como explicado, esse é um caminho adequado a ser seguido quando se deseja utilizar um ciclo de operação como referência para os sinais de torque requisitados pela carga acionada.

O modelo de uma retroescavadeira híbrida apresentada nesta dissertação foca no comportamento dos implementos hidráulicos, com ênfase particular no desempenho dos sistemas de acionamento durante a operação de escavação de vala. Os modelos para eletrônica de potência e unidades de armazenamento/distribuição de energia elétrica são simplificados, uma vez que esses componentes não têm influência direta na operação do braço traseiro. Nesse sentido, a simulação desenvolvida nesse trabalho é um modelo quase estático, com a presença de algumas equações dinâmicas para representar o acoplamento entre os eixos dos conversores de energia.

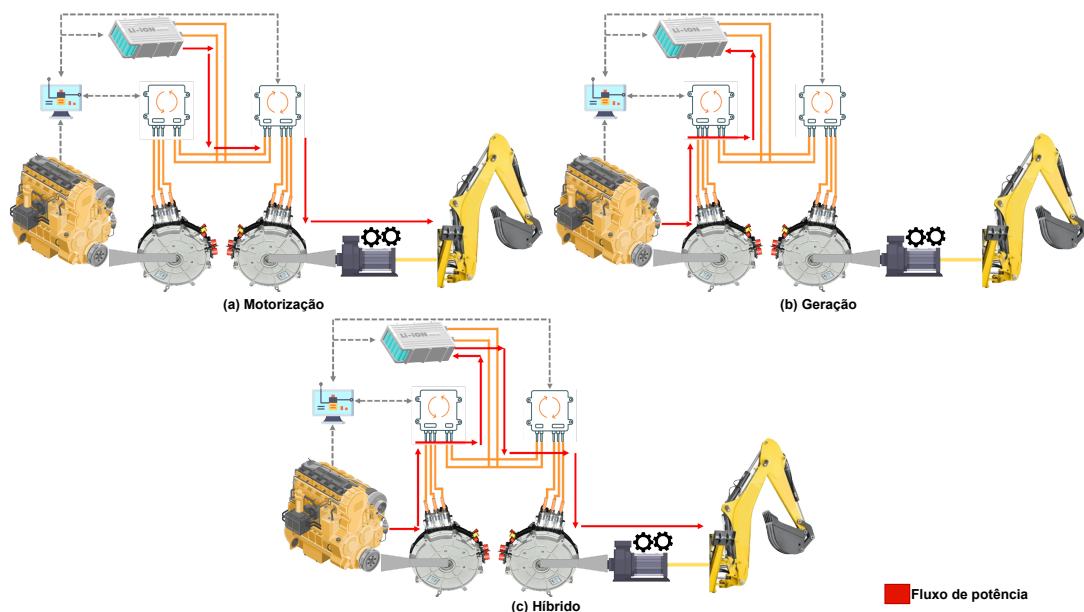
2.5 Sistema de gerenciamento de energia

O principal problema das máquinas de construção híbridas é determinar a melhor forma de operação dos múltiplos sistemas de armazenamento de energia. Um gerenciador de energia dos componentes embarcados é necessário para coordenar os fluxos de energia entre os armazenadores, o sistema de tração, os sistemas hidráulicos e o ambiente em resposta à potência demandada pelo operador. Os principais objetivos do controlador são melhorar a economia de combustível, reduzir as emissões de escape e manter vários subsistemas, como a bateria, em seus estados desejados, garantindo ao mesmo tempo, o desempenho das atividades da máquina (tração ou operação dos implementos) inalterado quando comparado com o modelo tradicional. Como resultado, as ações tomadas pela

estratégia de controle desempenham um papel crítico na determinação do desempenho e eficiência de um veículo híbrido.

A figura 2.9 apresenta os fluxos de potência em cada modo de operação de uma máquina *off-road* híbrida série. As opções de acionamento elétrico, geração de energia e operação híbrida representam possíveis estratégias determinadas pelo gerenciador de energia. Em máquinas não rodoviárias, o objetivo principal é fornecer energia eficientemente para os implementos hidráulicos, o sistema de tração e outros sistemas auxiliares, selecionando as estratégias de operação mais adequadas para cada condição.

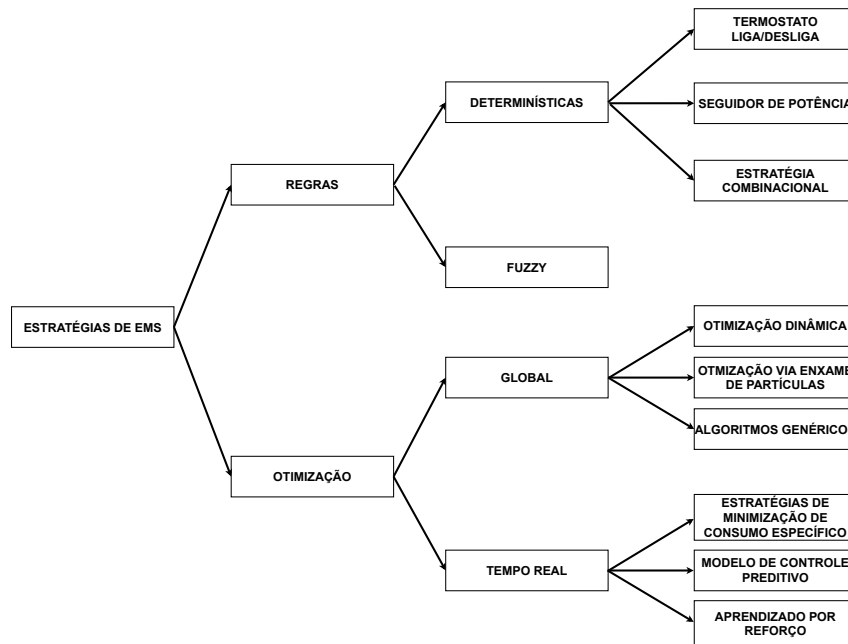
Figura 2.9 – Modos de operação típicos de uma retroescavadeira híbrida série e o fluxo de potência.



Fonte: Elaboração própria.

Nos últimos anos, foram publicados diversos estudos sobre metodologias de sistemas de gerenciamento de energia aplicadas em máquinas rodoviárias (WANG et al., 2016; TRAN MAJID VAFAEIPOUR; BARRERO JOERI VAN MIERL, 2020; HAJIMIRI; SALMASI, 2006; LI et al., 2011; PICCOLO et al., 2001). Com o aumento dos projetos de eletrificação voltados para máquinas não rodoviárias, a aplicação dessas metodologias também tem crescido. Uma revisão abrangente sobre estratégias de gerenciamento de energia em máquinas de construção, destacando a evolução, classificação e tendências futuras é apresentada em (ZHANG et al., 2019). A Figura 2.10 apresenta as estratégias existentes para modelar sistemas de gerenciamento de energia para máquinas de construção, as quais se dividem principalmente entre estratégias baseadas em regras de comportamento e algoritmos de otimização. As próximas seções detalharão essas diferentes estratégias.

Figura 2.10 – Classificação das estratégias de gestão de energia para máquinas de construção não rodoviárias.



Fonte: (RAMOS et al., 2022).

2.5.1 Estratégias baseadas em otimização

As estratégias baseadas em otimização são compostas por controladores que buscam minimizar uma métrica combinada, geralmente composta pelo acionamento dos sistemas de armazenamento de energia. Podem ser divididas entre estratégias globais e em tempo real, brevemente explicadas nas próximas seções.

2.5.1.1 Otimização global

As estratégias de otimização global visam distribuir dinamicamente a potência de saída do motor de combustão e da máquina elétrica conforme a teoria de controle ótimo sob o ciclo de operação, em uma tentativa de otimizar a economia de combustível e outros indicadores. As divisões dessa categoria são apresentadas na Figura 2.10.

- Programação dinâmica (DP): é uma estratégia estabelecida pela teoria de Bellman (BELLMAN, 1957), para alcançar uma solução global ótima em termos de consumo de combustível (ZHANG et al., 2023; BARTHEL et al., 2014). Essa abordagem baseia-se em uma relação recursiva, diferente das estratégias de controle baseadas em regras. A formulação de uma estratégia de controle ótima depende de um modelo dinâmico que considere as tomadas de decisão ao longo do tempo, abrangendo transições e interações entre as variáveis do sistema.

- Algoritmo genérico: é um método de busca estocástica baseado em seleção e evolução genética. Esta estratégia é comumente empregada para resolver problemas de otimização não linear, não convexa, multimodal e de tempo descontínuo, buscando os pontos ótimos globais e removendo as armadilhas de pontos ótimos locais. No contexto de máquinas de construção, o algoritmo foi utilizado para modelar o controlador de velocidade de uma escavadeira híbrida e determinar o volume do acumulador de energia escolhido, evitando assim a modelagem de todo o sistema (LAI; GUAN, 2013).
- Otimização por enxame de partículas (PSO): a metodologia é utilizada para lidar com problemas de otimização não lineares consideráveis e sob condições de contorno desiguais do sistema de gerenciamento de energia. Para escavadeiras híbridas paralelas, os pontos ótimos de operação do motor Diesel (*throttle* e torque) para cada *sample* foram definidos, analisados e comparados com um sistema de controle baseado em regras para a mesma topologia de hibridização, alcançando resultados ligeiramente melhores para o ciclo de escavação pesada (WANG; GUAN, 2013).

2.5.1.2 Otimização em tempo real

As estratégias de otimização em tempo real são modelos em que há a aplicação do processamento instantâneo de energia requisitada pela carga para minimizar a função objetivo com base na suposição de equivalência de consumo futuro de energia. Como o processamento é realizado em tempo real, as fórmulas matemáticas devem atender aos requisitos de computação em tempo real e ser aplicáveis aos recursos de memória. Como apresentado na Figura 2.10, essa metodologia de controle se divide em:

- Estratégia de minimização de consumo específico (ECMS): Essa técnica utiliza uma função de custo ponderada das energias elétrica e química armazenada no combustível. Seu desempenho é geralmente melhorado ajustando adaptativamente uma razão de equivalência entre as duas formas de energia. Essa razão pode ser ajustada segundo as condições de operação e corrigida conforme necessário para compensar grandes desvios no estado de carga da bateria (SoC). Além de utilizar a estratégia para determinar a divisão de torque entre as fontes de armazenamento de energia, a ECMS foi utilizada para o controle do *powertrain* ao realizar a mudança de marchas automaticamente, passando as marchas e operando a embreagem sem comando do operador (TEODORESCU et al., 2017).
- Modelo de controle preditivo (MPC): Prevê o comportamento futuro do sistema com base em modelos matemáticos. As decisões de controle são definidas para otimizar um critério de desempenho pré-definido. Essa metodologia é utilizada para prever

o estudo de operação futuro da máquina, com base no feedback fornecidos pelos sensores (ZHANG et al., 2019).

- *Aprendizado por reforço (Reinforcement Learning - RL)*: é um algoritmo de controle ótimo derivado do princípio de otimização de Bellman e pertencente a um ramo da programação dinâmica. Nesta metodologia, a aprendizado de máquina é usado para desenvolver o sistema de controle e determinar as decisões sequencias do ambiente por meio de interações e *feedbacks* do ambiente. Como exemplo, os controladores calculam todas as combinações possíveis de carga e de SoC. Como é um tipo de estratégia derivada da programação dinâmica, ela é mais fácil de controlar, mas precisa passar por modificações para operar em tempo real (ZHANG et al., 2019; ZHU; WANG, 2017).

2.5.2 Estratégias baseadas em regras

As estratégias baseadas em regras tem como função primária garantir virtualmente que o motor de combustão interna permaneça em um ponto de operação mais eficiente, ao introduzir um sistema elétrico que opere como fonte de energia para suprir as flutuações de potência da carga, na tentativa de economizar energia e reduzir as emissões.

A maioria das estratégias de gerenciamento de máquinas de construção e agrícolas são baseadas em regras, principalmente pelo fato de poderem alternar facilmente os modos de operação e lidar com as restrições e problemas não lineares, (WANG et al., 2016; ONORI LORENZO SERRAO, 2016). As regras podem ser determinadas e formuladas segundo o conhecimento prévio do perfil de operação das máquinas, de acordo com heurísticas ou segundo o modelo do sistema. Essa forma de controle consegue otimizar o ponto de trabalho em tempo real e determinar o período de trabalho com antecedência (ZHANG et al., 2019). Mais além, as metodologias podem ser divididas em estratégias determinísticas e baseados em lógica *fuzzy*.

2.5.2.1 Estratégias fuzzy

Os controladores que aplicam a lógica *fuzzy* são utilizados para definir uma relação não estática baseada em regras pré-definidas entre as variáveis de entrada e saída (WEBER; KLEIN, 2003). Nas estratégias baseadas em regras *fuzzy*, as definições são realizadas baseadas na regra de Mamdani (regras *IF-THEN*) com base na experiência de operação da máquina e características experimentais dos principais componentes de potência. A velocidade de um manipulador foi controlada ajustando o torque eletromagnético do gerador com uma estratégia de controle fuzzy-PID em (DAI; ZHANG; LI, 2011). Um dos pontos negativos apresentados foi a exigência de um vasto conhecimento sobre a máquina, além de muitas horas de *debug* durante o design de regras difusas e funções de associação.

2.5.2.2 Estratégias determinísticas

Para as lógicas determinísticas, há uma divisão entre as fontes de armazenamento de energia com base no modo de funcionamento do equipamento. Nesta condição, as regras são expressões lógicas correspondentes a cada estratégia de operação. Conforme apresentado na Figura 2.10, há ainda a divisão em estratégias de controle de termostato (TCS), estratégias seguidoras de potência (PFCS) e estratégias combinatórias (CCS).

- A primeira estratégia é também conhecida como estratégia liga/desliga. O princípio consiste em determinar a operação do motor de combustão em um ponto de alta eficiência de seu mapa de desempenho. Há também o desejo de proporcionar a otimização da operação do estado de carga da bateria em limites superior e inferior para prolongar o ciclo de vida. Essas condições são determinadas e programadas conforme o conhecimento prévio e banco de dados de operação das máquinas. Um exemplo de regra é apresentado na equação (2.1):

$$\text{If Estado de Carga baixo então Torque do motor de acionamento} = 0. \quad (2.1)$$

A economia de combustível e redução nas emissões pode ser alcançada através da utilização do motor de combustão interna apenas quando necessário. Essa condição também é determinada por uma relação semelhante a (2.1), onde quando o estado de carga estiver baixo, parte potência fornecida pelo motor pode ser utilizada na carga do armazenador de energia. O controlador é composto por diversas equações de comportamento como essas. Quando combinadas, as regras criam uma base de conhecimento que pode ser usada para controlar as funções de alto nível da máquina híbrida (JIA; QIAO; QU, 2018).

- Na segunda estratégia, o controlador seguidor de potência monitora a potência exigida pelo sistema em operação e ajusta dinamicamente qual fonte de energia será acionada para suprir a necessidade da carga. Essa ação de controle é realizada iterativamente para que uma otimização do sistema seja alcançada. A escolha da fonte de armazenamento adequada é realizada com base em premissas de desempenho do sistema, como o estado da carga ou a potência requisitada pelo sistema operado. A aplicação de um controlador seguidor de potência para o sistema de gerenciamento de energia é comparada com uma estratégia baseada na estratégia seguidora de potência (seguidora de pressão hidráulica), para controlar a potência de pico de operação do sistema de tração de uma retroescavadeira (WANG et al., 2023). Como a estratégia é altamente dependente dos ciclos de trabalho da máquina, a aplicação em máquinas de construção pode ser um desafio maior, visto que os ciclos apresentam muita variação.

- A terceira estratégia, por sua vez, consiste em uma combinação das duas anteriores (ZHANG et al., 2019). As estratégias de controle de termostato permitem que o motor opere em condições ótimas, mas contam com diversos ciclos de carga e descarga da bateria, o que é prejudicial a sua eficiência e vida útil. Por outro lado, nas estratégias seguidoras de potência, o número de vezes que o motor é ligado e desligado para manter o SoC, torna-se prejudicial para sua vida útil. Desta forma, para a estratégia combinada, a área de alta eficiência do motor à combustão e do sistema de armazenamento de energia foram utilizados para melhorar a eficiência global do sistema (WANG et al., 2017).

As vantagens e desvantagens dos métodos heurísticos e técnicas de otimização em tempo real para controle de máquinas móveis não rodoviárias são apresentadas na tabela 7. A eficácia dos métodos heurísticos depende fortemente da calibração das regras, enquanto os métodos de otimização não necessitam de tantos parâmetros, como as regras, mas requerem uma calibração complexa. A criação das regras baseadas em conhecimentos e testes das máquinas se sobressaem quando comparadas com as estratégias de controle matematicamente complexas baseadas na otimização de uma função objetiva. Outra vantagem vem da flexibilidade de um algoritmo baseado em regras no sentido de que regras adicionais podem ser introduzidas em uma estratégia existente sem exigir grandes mudanças na estrutura do algoritmo. Desta forma, pensando no foco de analisar sistematicamente desempenho da hibridização de uma retroescavadeira, a estratégia de controle do termostato foi a adotada neste projeto.

2.6 Considerações finais

Nesse capítulo foi apresentada uma revisão bibliográfica sobre a classificação de máquinas móveis não rodoviárias por função e pela potência nominal. Em seguida, as arquiteturas de hibridização aplicadas em um veículo desse contexto foi abordada, contemplando seus pontos positivos e negativos. Além disso, foi realizada uma análise sobre as diferentes formas de modelar essas máquinas com o intuito de analisar o desempenho da hibridização em relação aos parâmetros pré-definidos, como consumo de combustível, emissões, confiabilidade e capacidade de manutenção da eficiência de operação. Quando o objetivo é analisar o comportamento sistemático da máquina, como a operação do motor a combustão ou do sistema de acionamento hidráulico da bomba dos implementos, modelos quase-estáticos apresentam um comportamento que melhor alia custo e benéfico (MI M. ABUL MASRUR, 2011; KOPRUBASI, 2008).

Por fim, em veículos híbridos, onde qualquer melhoria no desempenho de operação depende da forma como as fontes de energia embarcadas são acionadas, o sistema de gerenciamento de energia de suma importância. Dessa forma, uma revisão sobre as

Tabela 7 – Vantagens e desvantagens de métodos heurísticos e técnicas de otimização para o controle de máquinas de construção.

Métodos Heurísticos	
Vantagens	Desvantagens
Simplicidade de desenvolvimento	Sem garantias de otimização
Calibração intuitiva	Calibração demorada
Pouca complexidade computacional	Desempenho ligado à arquitetura de hibridização
Técnicas de otimização	
Vantagens	Desvantagens
Controle quase ótimo	Aumento das variáveis, aumenta o custo de implementação dos componentes
Pouca necessidade de parâmetros de calibração	Calibração complexa
Adaptável	Alta complexidade computacional

Fonte: Elaboração própria.

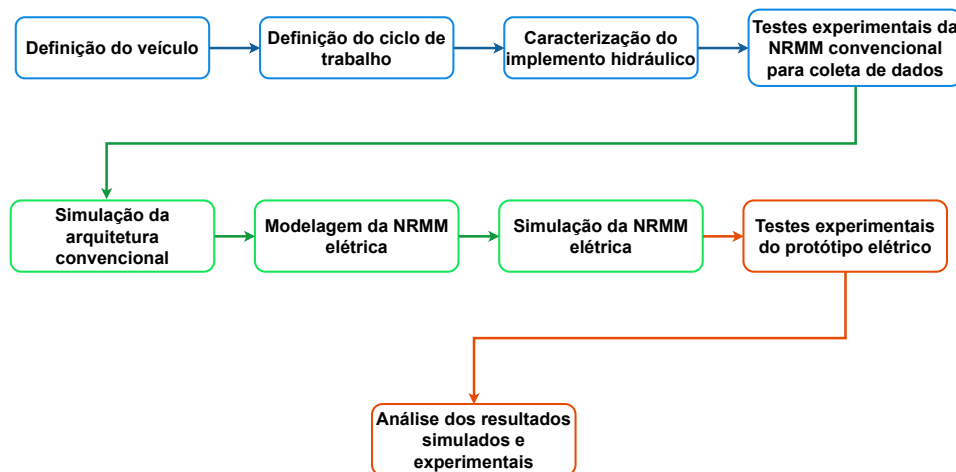
estratégias adotadas na literatura e de preferência aplicadas a máquinas de construção foram abordadas. As técnicas baseadas em decisões heurísticas aliam uma simplicidade computacional, com uma calibração mais intuitiva por serem baseadas em conhecimento prévio da máquina com a simplicidade de desenvolvimento desejada nessa etapa de um projeto.

Das conclusões extraídas desse capítulo identifica-se uma oportunidade de contribuição científica ao desenvolver uma estratégia de controle que prioriza a operação do motor de combustão em regiões de maior eficiência por focar na aplicação da topologia híbrida série em uma retroescavadeira. Detalhes do desenvolvimento dos modelos dos componentes da retroescavadeira, bem como da realização de testes experimentais para comprovar os resultados são discutidos nos próximos capítulos.

3 Modelagem de uma máquina móvel não rodoviária híbrida

Neste capítulo, o fluxo do trabalho é apresentado, para analisar o desempenho da eletrificação de uma máquina móvel não rodoviária, se valendo de um estudo de caso aplicado a uma retroescavadeira comercial. O desenvolvimento deste trabalho consistiu nas etapas apresentadas na figura 3.1. Ele se divide em três fases principais: a primeira consiste na definição do veículo e na caracterização do sistema eletrificado, além de contar com testes experimentais da máquina em sua topologia tradicional; a segunda etapa refere-se a modelagem dos equipamentos e da retroescavadeira (tradicional e híbrida), utilizando os dados da etapa anterior; e a terceira é referente à avaliação quantitativa dos resultados simulados e experimentais para avaliar o desempenho do projeto.

Figura 3.1 – Etapas definidas para o desenvolvimento do trabalho desde a caracterização da máquina até os resultados.



Fonte: Elaboração própria.

A arquitetura híbrida série com a eletrificação do acionamento da bomba do implemento traseiro do veículo é a topologia avaliada. O motor de combustão avaliado é o modelo utilizado na topologia tradicional da retroescavadeira. As máquinas elétricas utilizadas no protótipo são do modelo de ímãs permanentes de fluxo axial, cujo projeto foi realizado em trabalhos prévios, (BRANDAO et al., 2023). Como para as máquinas classificadas como compactas, encontrou-se na literatura uma recorrência da aplicação de bancos de bateria, essa foi a tecnologia escolhida para esse projeto. Por fim, a estratégia controle de termostato foi definida para o sistema de gerenciamento de energia do veículo. Nas seções a seguir, apresentam-se as características das topologias analisadas da retroescavadeira, bem como a metodologia de simulação de seus componentes.

3.1 Metodologia dos ensaios

A Tabela 8 apresenta algumas características dos equipamentos do modelo definido para este trabalho de dissertação. As retroscavadeiras têm como configuração tradicional um sistema trator e dois implementos, frontal e traseiro. Por possuir essas características, as retroscavadeiras são muito versáteis para aplicações em construções. A caçamba frontal, por exemplo, realiza atividades semelhantes as de uma carregadeira, como transporte de materiais e retirada de entulhos, nivelamento de terreno e carregamento de materiais em caminhões. Já o implemento traseiro é o mesmo aplicado em escavadeiras para a realização de atividades como: escavação de valas, demolição de paredes e o assentamento de tubos.

Tabela 8 – Principais parâmetros dos componentes da retroscavadeira do estudo.

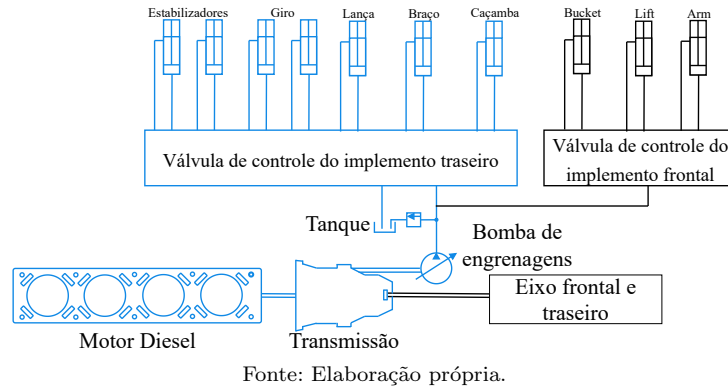
Equipamento	Parâmetros	Valores
Motor Diesel	Cilindros	4
	Deslocamento (L)	4,5
	Potência (kW)	72
	Torque máximo (Nm) @ 1400 rpm	400
	Rotação marcha lenta sem carga (rpm)	950
	Rotação máxima com carga total (rpm)	2200
Bomba de engrenagens	Câmaras	2
	Capacidade nominal @ 2200 rpm	145
	Pressão máxima (bar)	260
	Deslocamento (cc/rev)	40,258
	Eficiência volumétrica (%)	98
	Eficiência hidro-mecânica (%)	90
Válvula de controle	Pressão de alívio (bar)	200

Existem variadas possibilidades de eletrificação em uma retroscavadeira, desde a eletrificação completa do veículo, como a eletrificação de sistemas específicos: direção hidráulica e implementos hidráulicos frontal e traseiro. O foco dessa dissertação será em analisar o desempenho da eletrificação dos sistemas hidráulicos.

3.1.1 Funcionamento do sistema hidráulico

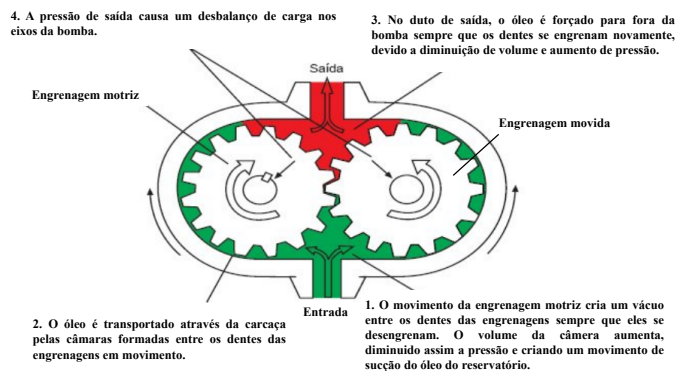
O sistema hidráulico contém uma bomba hidráulica de engrenagens e válvulas de controle de fluxo e de alívio do sistema, conforme mostrado na figura 3.2. Uma vantagem da utilização deste tipo de sistema é o fato da distribuição da vazão para os implementos em operação ser proporcional ao acionamento dos carretéis das válvulas de controle. Além disso, esta distribuição é independente da carga, permitindo a operação de dois ou mais carretéis ao mesmo tempo.

Figura 3.2 – Sistema hidráulico dos implementos de uma retroscavadeira.



O motor de combustão interna alimenta a bomba hidráulica de engrenagens duplas. Como o circuito é fechado, sempre que a retroscavadeira se encontra em operação, a bomba estará operando. Essa condição cria um movimento de circulação do óleo sem a movimentação dos implementos, culminando em perdas no sistema. A partir do instante em que o operador aciona as alavancas de controle da válvula, o fluxo de óleo é redirecionado para o respectivo atuador, iniciando a realização de trabalho. A figura 3.3 apresenta o princípio de funcionamento da bomba. O fornecimento de óleo para os circuitos hidráulicos é baseado na pressão na entrada e saída. A movimentação da engrenagem motora faz com que a engrenagem movida inicie seu movimento, criando assim pontos de vácuo na carcaça nos pontos onde os dentes se conectam (MOBLEY, 2000). Na entrada da bomba, uma região de aumento de volume faz que a pressão abaixe para níveis menores do que a pressão atmosférica, dando início a um movimento de sucção do óleo do reservatório. Opostamente, no lado da saída, a junção dos dentes das engrenagens diminui o volume disponível para o óleo e aumenta a pressão.

Figura 3.3 – Princípio de funcionamento da bomba hidráulica de engrenagens duplas externas.



A bomba de engrenagens duplas embarcada neste maquinário possui deslocamento fixo (D_v), o que significa que a vazão de óleo (Q) é proporcional à rotação do motor (n_{pump}), uma vez que as características da bomba são fixas (relação entre engrenagens e carcaça das bombas não alteram durante o movimento (MOBLEY, 2000)). A equação (3.1) representa a relação entre o fluxo e a velocidade do eixo do equipamento (CASAPPA, 2021). Na equação, nota-se o termo η_v , eficiência volumétrica do equipamento, determinada como a razão entre o fluxo de saída real e o fluxo de saída nominal. Essa diferença se dá devido à existência de vazamentos e deslizamentos entre as engrenagens (MOBLEY, 2000).

$$Q = \frac{n_{pump} \cdot D_v}{1000} \cdot \eta_v \quad (3.1)$$

A eficiência volumétrica é determinada pela razão entre o fluxo teórico $Q_{teórico}$ e o fluxo medido na linha principal da bomba (GRANDALL, 2010). A equação (3.2) representa a relação, onde Q_{medido} é o fluxo medido e n_{nom} é a velocidade nominal de projeto da bomba.

$$\eta_v = \frac{Q_{medido}}{\frac{n_{nom} \cdot D_v}{1000}} \quad (3.2)$$

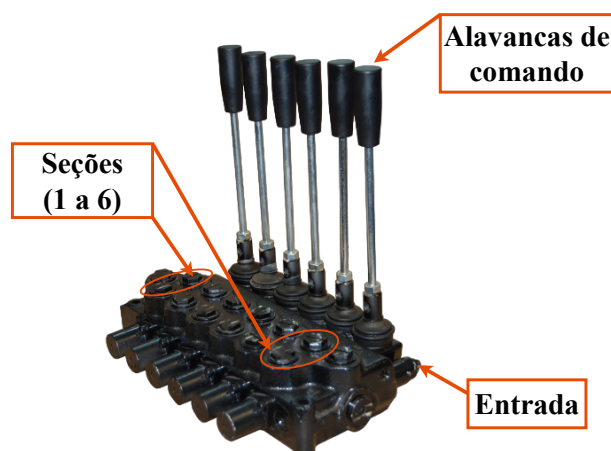
Por fim, para determinar a potência hidráulica fornecida por este conversor de energia, a equação (3.3) deve ser utilizada. A potência é diretamente proporcional ao produto entre a diferença de pressão no circuito (Δp) e a vazão de óleo (Q) e inversamente proporcional à eficiência total do equipamento, calculada pela equação (3.4).

$$P_{out} = \frac{\Delta p \cdot Q}{\eta_t * 600} \quad (3.3)$$

$$\eta_{total} = \eta_v \cdot \eta_{hm} \quad (3.4)$$

A válvula de controle, figura 3.4, fornece fluxo de óleo para a operação de elevação, escavação, caçamba, estabilizadores, giro e braço telescópico de profundidade. As seções da válvula de controle contêm um carretel, duas válvulas de inspeção e um compensador de pressão com sensor de carga. Quando nenhuma das saídas do circuito está acionada, ou seja, na posição neutra, os carretéis interrompem o fluxo de óleo em cada sistema. Nessa condição, o óleo continua circulando no sistema hidráulico sem realizar trabalho, desperdiçando assim a energia da queima do combustível no MCI. Diferentemente, quando um ou vários circuitos hidráulicos são acionados, os respectivos carretéis se movem, permitindo o fluxo do fluido para o atuador e conseqüente trabalho.

Figura 3.4 – Exemplo de válvula de comando aplicadas em máquinas móveis não rodoviárias.



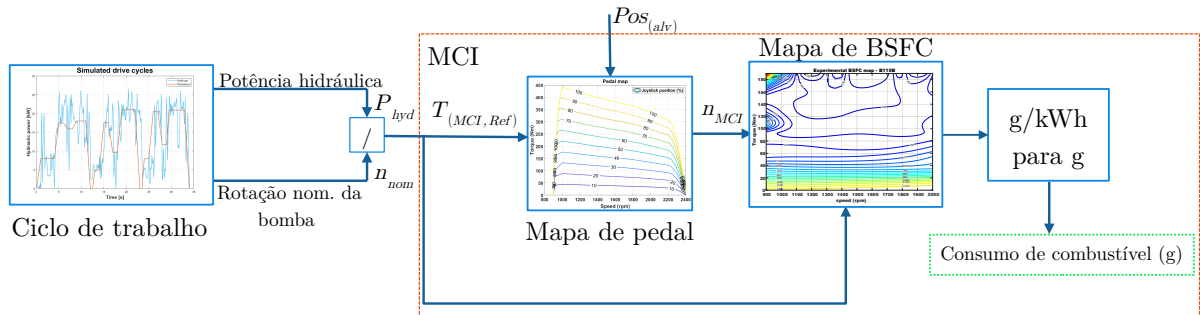
Fonte: Elaboração própria.

3.1.2 Sistema convencional

Nesta seção, é apresentada a arquitetura do acionamento do implemento hidráulico de uma retroescavadeira. A figura 3.2 exhibe os sistemas acionados pelo motor Diesel da retroescavadeira. Os equipamentos do implemento traseiro, destacados, são o foco deste trabalho ¹. Na Figura 3.5, um diagrama de blocos representando a máquina tradicional é fornecido. Este diagrama ilustra a operação dos implementos ativando os cilindros. O diagrama começa com o bloco do ciclo de trabalho, que representa a potência hidráulica (P_{hyd} [kW]) referida ao eixo do motor de combustão durante a operação. Dado que a bomba opera a uma velocidade de rotação constante (n_{nom} [rpm]), o torque de referência (T_{Ref}) é então definido. Esse T_{Ref} e a porcentagem de ativação da alavanca da máquina são entradas para o bloco do motor de combustão. Este, por sua vez, é composto por dois mapas de desempenho: o primeiro (mapa de pedal) para simular a atuação do sistema de controle da central eletrônica e o segundo (mapa de consumo específico - BSFC), que transforma os sinais de entrada de torque e rotação atuais do motor em consumo de combustível em gramas por quilowatt-hora. As saídas do modelo são o consumo de combustível em kg/hr e a potência mecânica desenvolvida pelo motor e entregue à bomba.

¹ O sistema hidráulico frontal e de tração da retroescavadeira, embora apresentados, não são o foco deste trabalho. Entretanto, uma abordagem semelhante poderia ser aplicada a estes desde que os dados de pressão e vazão do implemento frontal também estivessem disponíveis, assim como o torque e velocidade no eixo fossem disponibilizados para eletrificação do sistema de tração

Figura 3.5 – Diagrama de blocos do modelo de acionamento hidráulico tradicional de máquinas compactas não rodoviárias.



Fonte: Elaboração própria.

3.1.3 Sistemas elétricos

Uma arquitetura híbrida série é adotada neste estudo para analisar a eletrificação do implemento da retroescavadeira. Nesta configuração, a bomba hidráulica é desconectada mecanicamente do motor de combustão interna e conectada ao motor elétrico, alimentada por um inversor de frequências. O conversor se conecta a um banco de baterias, alimentado pelo gerador, mecanicamente acoplado ao motor. O desacoplamento mecânico entre o motor de combustão interna e a carga hidráulica é um dos benefícios desta topologia, permitindo que o MCI opere em pontos mais eficientes de seu mapa de consumo de combustível e reduzindo o consumo de combustível durante a operação da máquina. Essa configuração híbrida possibilita uma variedade de modos de operação, incluindo o acionamento do implemento nos modos puramente elétrico e híbrido, além do modo de geração.

O dimensionamento dos componentes necessários para a hibridização é discutido em outros trabalhos (BRANDAO et al., 2023). As tabelas 9, 10 e 11 representam as características importantes da máquina elétrica, do banco de baterias e do inversor utilizados no projeto.

Tabela 9 – Parâmetros da máquina elétrica "EMRAX 228 LV".

Parâmetros	Valores
Modelo	Síncrono de ímãs permanentes
Resfriamento	Líquido
Massa	12,4 kg
Velocidade base	5500 rpm
Potência na velocidade base	52 kW
Tensão da bateria na velocidade base	130 Vcc
Corrente máxima	450 Arms
Torque máximo de pico	230 Nm
Torque máximo contínuo	120 Nm
Densidade de potência	4,2 kW/kg
Constante de Torque/Corrente	0,27
Eficiência	92 a 97%

Tabela 10 – Parâmetros do banco de baterias.

Tipo de célula	Li-Ion
Módulos em série	4
Capacidade nominal	20,4 kWh
Tensão nominal	88,8 V
Corrente nominal	233 A
Potência de descarga máxima (3 s)	120 kW
Potência de descarga contínua	20 kW
Potência de carga máxima (10 min)	32 kW
Potência de carga contínua	20 kW
Peso	105,2 kg
Dimensões	0,68 x 0,30 x 0,32 m
Volume	65,3 L

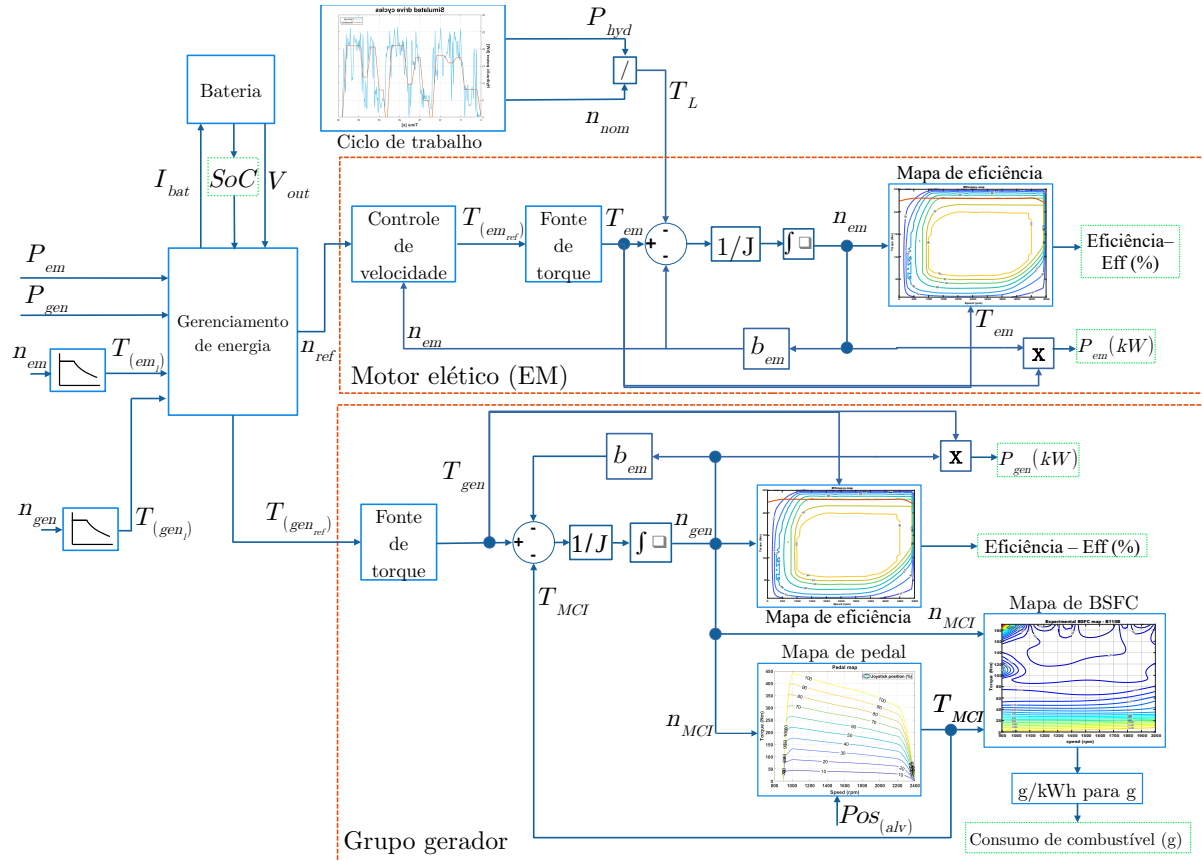
Tabela 11 – Parâmetros do inversor EmDrive 500.

Parâmetros	Valores
Modelo	EmDrive500
Resfriamento	Líquido
Potência máxima	62 kW
Tensão nominal	30 a 120 V
Corrente nominal	450 A
Frequência de chaveamento	16 kHz
Corrente máxima	450 Ams

A Figura 3.6 ilustra o diagrama de blocos da retroescavadeira híbrida. Os principais sistemas nesta máquina incluem o grupo gerador (Genset), o sistema de acionamento do im-

plemento traseiro, representado por um motor elétrico (EM), e o sistema de gerenciamento de energia.

Figura 3.6 – Diagrama de blocos do modelo de acionamento hidráulico híbrido de máquinas compactas não rodoviárias.



Ao analisar o sistema gerador, observa-se que o motor de combustão interna, conectado ao eixo da máquina elétrica, recebe entradas da velocidade de rotação (n_{MCI}) e da posição da alavanca de aceleração (Pos_{alv}). Posteriormente, o torque do eixo ($T_{(MCI)}$) é calculado por meio de uma *lookup table* modelada contendo o mapa do pedal. Utilizando os valores de torque e velocidade como entradas para o mapa de consumo específico de combustível de frenagem, o consumo de combustível do motor a Diesel durante a operação do protótipo é calculado como uma das saídas do modelo.

A máquina elétrica, representada como um conversor de torque, é modelada de acordo com seu mapa de eficiência, cujo modelo também será obtido e aplicado como uma tabela de pesquisa. O sistema de gerenciamento de energia determina como os armazenadores de energia são acionados durante a operação da máquina. Ele recebe feedbacks do sistema, como a potência gerada pelo genset, a potência hidráulica requisitada, o SoC, a tensão da bateria e os limites de operação das máquinas elétricas e do MCI.

Baseado em um conjunto de regras definido previamente, o controlador envia sinais de ativação dos sistemas e referências de torque e velocidade para os controladores periféricos de cada sistema.

Em aplicações como esta, as máquinas elétricas são controladas por um inversor de frequência, cujas perdas são baixas, quando comparadas às perdas do *powertrain*, devido à alta eficiência dos conversores de energia. A dinâmica do eixo de acoplamento foi modelada segundo a 2ª Lei de Newton, considerando o somatório de forças no eixo iguais, como apresentado pelo nó de subtração na Figura 3.6. A metodologia utilizada na modelagem de cada bloco é apresentada e discutida nas seções seguintes.

3.1.4 Ciclo de operação

Durante sua operação, as principais atividades da retroescavadeira são: abertura de valas (*Backhoe trenching*), escavação de porão (*Backhoe basement excavation*), estocagem (*Loader stockpile*), e rodagem (*roading*). A Tabela 12 apresenta como essas atividades são distribuídas no tempo em atividade da máquina. Pode-se notar que, dentre as operações do veículo, o implemento traseiro passa 55-60% do tempo acionado. Os principais dois ciclos realizados por esse sistema são a abertura de valas e a escavação de porão.

Tabela 12 – Principais operações de uma retroescavadeira.

Operação	Implemento acionado	Tempo em operação (%)
Abertura de valas	Traseiro	55-60
Escavação de porão	Traseiro	
Estocagem	Dianteiro e tração	10-15
Rodagem	Dianteiro e tração	5-10

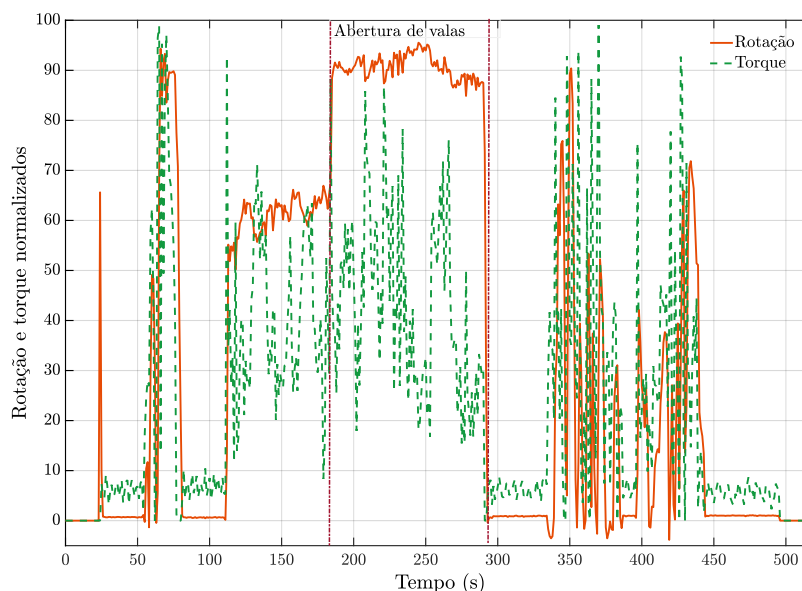
Fonte: Elaboração própria.

A operação de escavação de porão é um processo de remoção de sujeiras e entulhos em uma determinada área para criar espaço para a base de construções. A operação de abertura de valas consiste em cavar uma vala com comprimento, largura e profundidade definidos, formando uma abertura estreita no solo. Por esta ser a condição em que a retroescavadeira opera com maior frequência e com uma padronização maior, foi o ciclo de operação escolhido para a análise deste trabalho.

A definição de uma curva de demanda de potência para o ciclo de trabalho é uma tarefa que requer a definição de condições de contorno bem estabelecidas, haja vista que cada operador pode influenciar diretamente no consumo da máquina. Ciclos

de trabalho típicos, como o da figura 3.7, são utilizados então para padronizar a análise desses maquinários (ULLMAN et al., 1999; EPA, 2017).

Figura 3.7 – Ciclo de operação padrão de uma retroescavadeira.



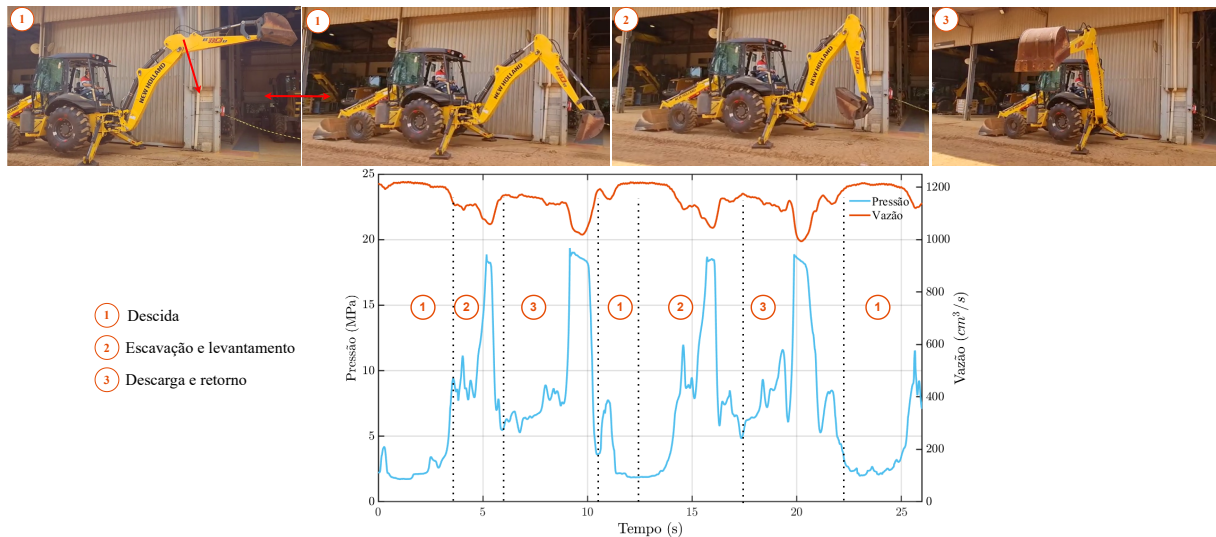
Fonte: (EPA, 2017)

Este ciclo representa todas as atividades realizadas por uma retroescavadeira. Desta forma, para caracterizar apenas a operação de abertura de valas, testes experimentais foram realizados para definir o ciclo de trabalho da máquina em estudo. O desempenho do funcionamento do sistema hidráulico é investigado através do monitoramento da pressão e da vazão do óleo nas linhas do circuito, durante o ciclo de operação. A metodologia adotada para este teste determina um procedimento para a aquisição de dados de consumo de combustível de escavadeiras hidráulicas durante o ciclo de movimentação de terra (JCMAS, 2007). Dado que o implemento traseiro da retroescavadeira é o mesmo implemento da escavadeira hidráulica, o procedimento de teste foi adaptado para as condições disponíveis.

O primeiro passo consistiu em dividir o ciclo em três etapas como apresentado na figura 3.8. No ponto inicial do ciclo, etapa 1, o implemento está elevado e inicia o movimento de descida do braço até o ponto mínimo para que a escavação se inicie. Nesse instante, apenas o cilindro lança está acionado em seu deslocamento máximo, consumindo potência hidráulica da bomba, visto que os outros cilindros não estão acionados. O próximo instante, etapa 2, consiste do momento de escavação e levantamento do braço. Nele os cilindros da caçamba e do braço são acionados pelo operador e, conseqüentemente, pela válvula de controle. A resistência do material no momento da escavação culmina em um aumento da pressão na linha. O fechamento do braço, levantamento do implemento e giro de 90º com o material carregado de desjeitos tem como consequência um aumento

maior na pressão da linha, requisitando mais potência da bomba para realizar a atividade. Por fim, na etapa 3, último movimento do ciclo, o cilindro da caçamba opera de forma contrária, abrindo para despejar o material retirado. Além disso, o cilindro de giro do lado oposto também é acionado em conjunto com o lança para retornar o implemento para a posição inicial. O ciclo completo realizado durante o teste durou 12,0 s.

Figura 3.8 – Ciclo de operação de abertura de vala: posicionamentos do braço traseiro e curvas de pressão (azul) e vazão (laranja) na linha hidráulica principal.



Fonte: Elaboração própria

A aquisição de pressão na linha foi realizada com um transdutor de pressão montado na linha principal da bomba de engrenagens e dois tradutores montados em cada cilindro de giro. As características do transdutor de pressão são apresentadas na tabela 13. Para a aquisição da vazão do sistema, mediu-se a velocidade do motor de combustão, mesma velocidade do eixo principal da bomba, com o sensor indutivo de medição da rotação da máquina. As equações (3.1) e (3.2) foram utilizadas para determinar a vazão do teste realizado, cujo resultado é apresentado na figura 3.8. A potência hidráulica do ciclo foi calculada pela equação (3.3), alimentada pelos dados medidos do teste realizado com a retroescavadeira em sua topologia tradicional.

Analisando a Figura 3.8, nota-se um comportamento aproximadamente constante da vazão e a pressão é a variável que responde às mudanças de carga durante a operação do implemento. Pela relação (3.1), a vazão é diretamente proporcional à velocidade do motor, cuja condição de operação é constante. A pressão responde ao acionamento de cada circuito da válvula e à carga mecânica aplicada ao atuador. Se a força for maior, maior será a pressão na linha, como é o momento 2.

Apesar do modelo representar as plantas com equações dinâmicas de manutenção da energia dos acoplamentos, os mapas de desempenho, principalmente do motor a

Tabela 13 – Características do transdutor de pressão.

Característica	Valor
Intervalo	0 a 600 bar
Tensão de alimentação	0 a 24 V
Tensão de saída	0 a 5 V
Incerteza	$\pm 1,5 \text{ bar}$
Tempo de resposta	1,0 ms

combustão, não consideram o comportamento transitório percebido no ciclo de operação. Desta forma, um ciclo de trabalho teórico, derivado do valor médio dos picos observados durante a operação de escavação na figura 3.8, elimina as vibrações nos dados do sinal e permite a realização da análise em condição de regime permanente. Sua importância está em manter valores consistentes durante a operação dos cilindros do braço, giro e caçamba, facilitando assim a análise dos resultados.

3.2 Motor de combustão interna

Quando o foco é o de obter perfis de consumo de combustível e das emissões durante a operação, a metodologia de modelagem aplicada para este componente é a quase estática, apresentada na Seção 2.4. Como o foco deste trabalho é analisar a eficiência da hibridização da retroescavadeira por meio de parâmetros determinados, como o consumo de combustível do motor Diesel durante a operação da máquina, o primeiro ponto é determinar a relação entre essa variável e a potência ativa entregue no eixo do motor Diesel.

Nos testes de motores, o consumo de combustível é medido como o fluxo do líquido por unidade de tempo (\dot{m}_f). O parâmetro que representa a taxa de combustível por saída de potência útil é o consumo específico de combustível (CEC). Este parâmetro determina quão eficientemente a combustão está sendo realizada para produzir trabalho. Se essa potência rotacional é medida no virabrequim, o consumo é denominado como *brake-specific fuel consumption* (BSFC) [g/kWh], ou seja, o consumo de combustível em gramas por quilowatt-hora de potência de saída entregue para as cargas acopladas ao eixo como apresentado pela equação (3.5).

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{P_{mci,mec}} \cdot 3600 \quad (3.5)$$

O consumo específico do motor é, então, determinado como função da velocidade e do torque necessários para entregar a potência mecânica à carga. A equação (3.6) representa

a relação da potência mecânica no eixo ($P_{mci,mec}$) com a velocidade rotacional (ω_{mci}) em rad/s e o torque (T_{mci}) em Nm. A potência é representada em W no Sistema Internacional de Unidades (SI).

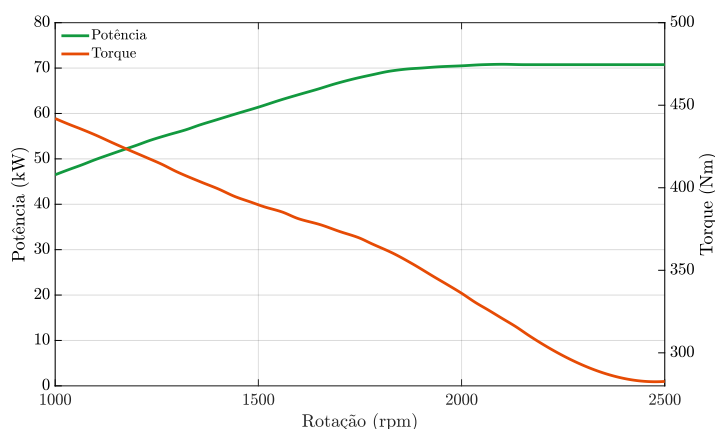
$$P_{mci,mec} = \omega_{mci} \cdot T_{mci} \quad (3.6)$$

Os mapas de desempenho (controle e de consumo de combustível) dos motores embarcados nas máquinas de construção, são raramente disponibilizados por proteção de propriedade intelectual. Os mapas publicados não representam toda a extensão de operação do conversor de energia. Desta forma, como esses mapas representam as condições de operação do motor em estudo e são adequados para análises técnicas, uma metodologia para obtenção do mapa foi desenvolvida. O ponto de início foi os dados disponibilizados pelo fabricante e as metodologias presentes na literatura. Os caminhos possíveis se dividem em modelar o mapa teoricamente ou ensaiar a máquina experimentalmente para caracterizar o motor. Os dois caminhos são apresentados nas seções a seguir.

3.2.1 Modelagem teórica do mapa de consumo específico.

Para este trabalho, apenas algumas informações foram disponibilizadas pelo fabricante, como as curvas de potência e torque máximos apresentadas na figura 3.9 e dados de teste de bancada do motor em plena carga, realizados conforme a norma ISO 14396 (ISO, 2002).

Figura 3.9 – Curvas máximas de potência (verde) e torque (laranja) do motor de combustão interna da retroescavadeira.

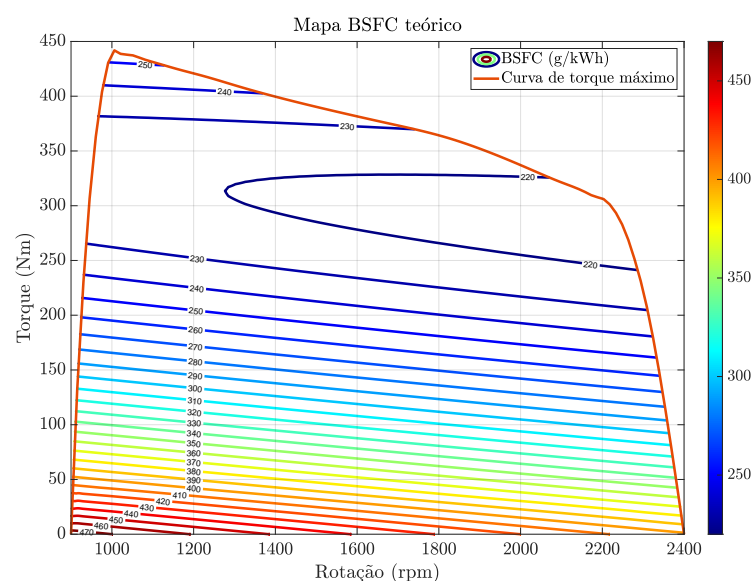


Fonte: Elaboração própria.

Em seguida, as eficiências de combustão, volumétrica e térmica teórica são utilizadas para determinar as condições de operação do motor sob cargas parciais. A redução da eficiência para os diferentes regimes de carga é necessária para determinar a potência,

o torque e o consumo específico para cada faixa de rotação e regime de carga, variando de 10% a 100% do valor máximo. A partir desses novos dados, o mapa de consumo de combustível específico é levantado por meio de uma correlação matemática (do tipo interpolação bi paramétrica) entre o consumo específico e a velocidade do motor e o torque. O resultado é apresentado na figura 3.10 e o Apêndice A.1 apresenta o desenvolvimento matemático utilizado para calcular o mapa de consumo de combustível específico.

Figura 3.10 – Mapa de consumo específico de combustível teórico do motor Diesel em função da velocidade e da carga.



Fonte: Elaboração própria.

Observa-se que as regiões de baixa carga tendem a apresentar um consumo de combustível maior do que em regiões de cargas maiores. Uma condição de baixa carga e alta velocidade é a zona onde os motores Diesel convencionais trabalham, e a zona com aumento de torque demandado e a manutenção da velocidade de operação é a região onde se teria maior eficiência na operação dos motores.

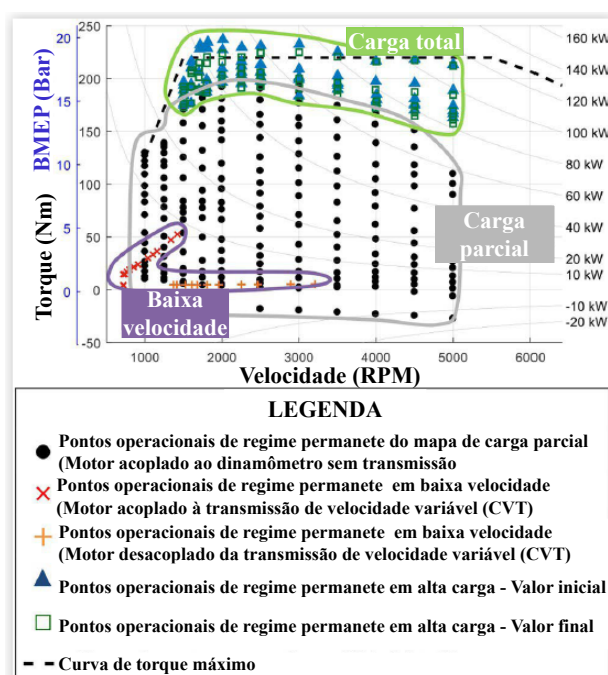
3.2.2 Mapeamento experimental do consumo específico

O outro caminho apresentado para a modelagem do mapa de desempenho do motor de combustão é a sua obtenção via ensaios experimentais. Para alcançar a caracterização desse mapa, além dos registros de velocidade e torque no eixo do motor, foi necessário realizar a medição do consumo de combustível, da mesma forma e com os instrumentos utilizados no ensaio experimental do ciclo de operação. A solução adotada foi baseada no procedimento desenvolvido por (AN et al., 2012; DEKRAKER et al., 2018). Em que o mapa completo do motor foi construído utilizando dados de ensaios em dinamômetro e

testes no veículo. Detalhes da configuração de teste para motores de maquinários fora de estrada são avaliados pela EPA em seus relatórios de teste (EPA, 2017).

A operação do motor e do consumo de combustível são definidos por três parâmetros principais: o mapa base de combustível e as curvas de torque máximo e mínimo. Essas condições de contorno definem os limites básicos da operação do motor responsáveis por mais de 95% do consumo total de combustível. O mapa de consumo específico é dividido em três regiões: uma região de alta carga, uma região de carga parcial e uma região de baixa carga/baixa velocidade (DEKRAKER et al., 2018). Na figura 3.11, as diferentes regiões de operação normalmente caracterizadas para um motor de um veículo rodoviário são apresentadas. Nota-se a presença de diversos pontos experimentais coletados (baixa e alta carga e cargas parciais).

Figura 3.11 – Pontos de dados do teste de mapeamento do motor para o benchmarking do motor Honda 1.5L L15B7 de 2016 usando combustível de teste Tier 2.



Fonte: (DEKRAKER et al., 2018).

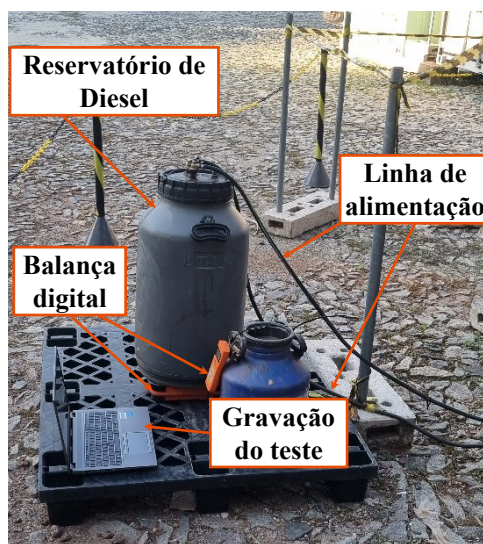
O mapa central em uma condição de estado estacionário contém a faixa primária de operação do motor, que geralmente é caracterizada pela operação estequiométrica e temporização da centelha próxima ao torque máximo do freio e controles do motor estáveis (tempo de abertura das válvulas, início da injeção, entre outros). A estabilidade e repetibilidade da operação do motor nessa região permitem medições de estado estacionário diretas usando um dinamômetro de motor e o uso de sistemas de medição de fluxo de combustível com resposta relativamente lenta para determinar o consumo de combustível. Os dados podem ser coletados estabilizando o motor e executando medições em regime

permanente de 10 a 30 segundos em velocidades fixas pré-determinadas, com a carga definida pelo dinamômetro. Deste modo, como as curvas de operação máxima, velocidade em *idle* foram fornecidas pelo fabricante da retroescavadeira, foi necessário apenas ensaiar o motor para caracterizar a região central do mapa.

Os experimentos foram realizados no motor Diesel montado na retroescavadeira. O dinamômetro escolhido foi a máquina elétrica da topologia híbrida, conectada ao motor como um dinamômetro de ímãs permanentes. O dinamômetro precisa ter uma capacidade de potência máxima e torque máximo no mínimo maiores do que os valores do motor que se deseja avaliar, para que todas as regiões do mapa da figura 3.11 sejam ensaiadas (AN et al., 2012). No entanto, dinamômetros laboratoriais que tenham potência nominal necessária para ensaiar uma retroescavadeira são escassos e os custos necessários para a realização deste teste são elevados. Deste forma, o teste foi adaptado para que a máquina elétrica instalada na prototipagem da retroescavadeira operando como dinamômetro.

O procedimento envolve desconectar a linha de combustível do tanque, fixado ao lado da máquina, e conectá-la a um reservatório externo posicionado em uma balança, figura 3.12. A balança foi tarada para medir o peso do conteúdo de combustível inicial e final do reservatório. Os valores iniciais e finais de cada ponto ensaiado foram aferidos para calcular o consumo durante a operação em determinada condição.

Figura 3.12 – Estrutura para aferição do consumo de combustível durante a realização do ensaio de caracterização do motor de combustão interna.



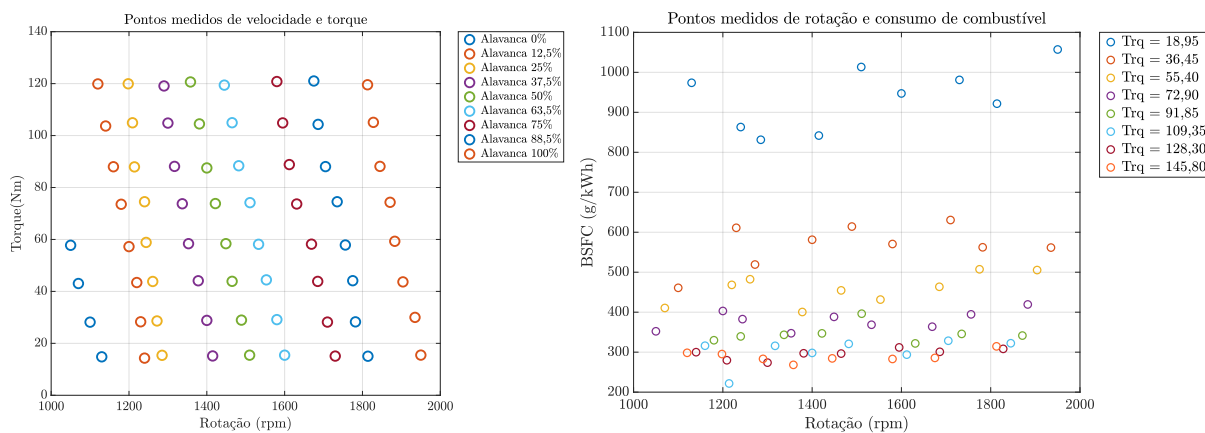
Fonte: Elaboração própria.

Em seguida, um sistema supervisorio foi desenvolvido para estabelecer uma comunicação, com o protocolo CANopen, entre o controlador central, a interface com o usuário e o inverso de frequência do sistema. Para o ensaio, o gerador, operando em malha de controle de torque (controle de corrente), (EMDRIVE, 2024), foi utilizado para definir

o torque frenante aplicada ao motor Diesel em variadas velocidades e posições de alavanca. Cada ponto foi aferido em regime permanente de operação em conjunto com o respectivo consumo de combustível. A figura 3.13 apresenta os dados coletados durante o teste.

Com o sistema supervisorío que estabelece comunicação entre o controlador central, os controladores periféricos (inversores de frequências) e uma interface de comando remoto, foi possível controlar o dinamômetro. O teste consistiu em dividir o curso da alavanca de aceleração do motor em nove degraus de 12,5% para mapear o *range* de velocidade do motor. Para cada posição da alavanca, os degraus de torque equivalentes a 12,5% do valor máximo também foram ensaiados. Esses pontos escolhidos para determinar uma matriz $M \times M$ de consumo. As referências de torque foram definidas, com o gerador operando em malha de controle de torque (controle de corrente), segundo a malha apresentada pelo fabricante **EMDRIVE**. Cada ponto foi aferido em regime permanente de operação em conjunto com o respectivo consumo de combustível. Os resultados dos valores medidos são apresentados na figura 3.13.

Figura 3.13 – Dados aferidos de torque em função da rotação para cada posição da alavanca(esquerda) e consumo específico em função da velocidade para cada nível de torque (direita) durante o teste de geração.



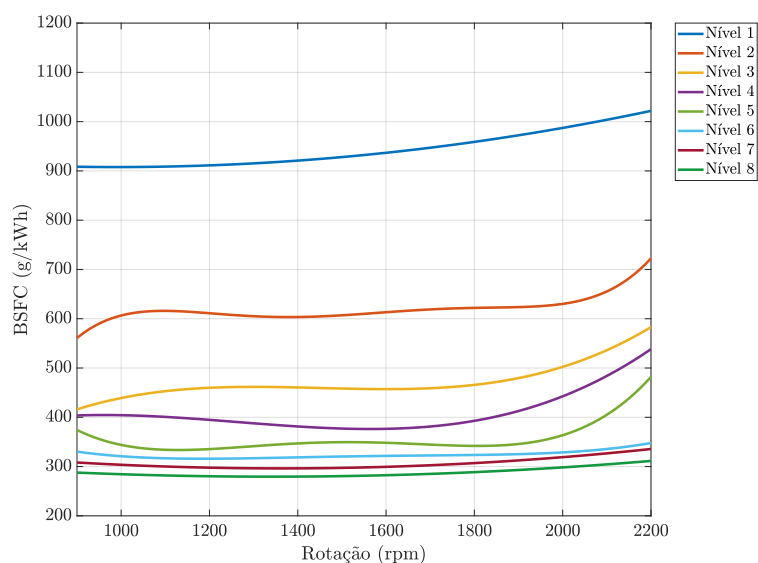
Fonte: Elaboração própria.

Como o teste foi realizado na retroescavadeira, com o motor a combustão e a máquina elétrica acoplados por um eixo projetado, não foi possível medir o torque diretamente durante o teste. A variável de comando da malha de torque é a corrente do eixo em quadratura do gerador (planta modelada pelo referencial dq **EMRAX**). Desta forma, a relação (3.7) representa a conversão de corrente em torque para máquinas elétricas. Sendo I_{qs} a corrente em quadratura da máquina e k a constante Torque/corrente do motor, cujo valor é apresentado na Tabela 9.

$$T_{em} = I_{qs} * k \quad (3.7)$$

Os dados medidos precisam ser analisados e tratados para evitar que medições erradas ou pontos destoantes atrapalhem o levantamento do consumo do motor. O Apêndice A.2 apresenta a metodologia de cálculo realizada para o tratamento dos dados, cujo resultado é apresentado na figura 3.14.

Figura 3.14 – Curvas de consumo específico em função da velocidade após tratamento e interpolação.



Fonte: Elaboração própria.

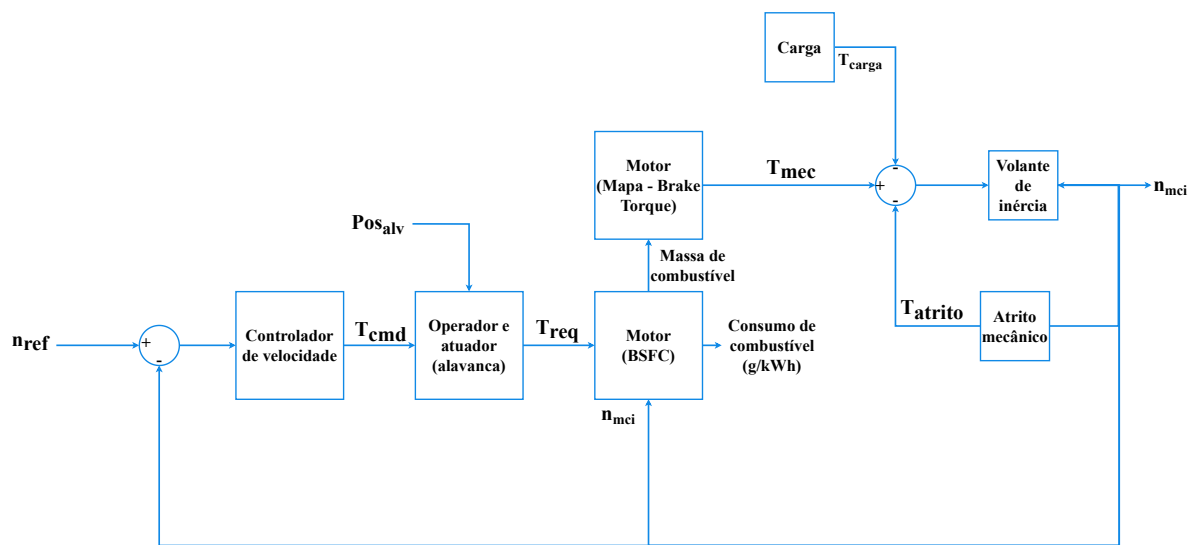
3.2.3 Controle do motor de combustão interna

Os modelos dos motores a combustão seguem o diagrama de blocos apresentado na figura 3.15 para representar o controle de velocidade do motor. O atuador físico responsável por implementar essa malha de controle é o governador. Ele controla a velocidade do motor diesel ajustando a quantidade de combustível admitido no motor, via atuação na válvula borboleta. Desta forma, a quantidade de energia disponível após a combustão é controlada, aumentando ou diminuindo a velocidade quando necessário. Ele mantém a velocidade do motor relativamente constante, independentemente das mudanças na carga ou nas condições de operação.

A leitura, interpretação e envio de comandos de atuação são geralmente implementados na unidade de controle eletrônico (ECU - *Electronic control unit*) das máquinas que possuem esse dispositivo implementado. A ECU é programada com diversos mapas de desempenho do motor, como os mapas apresentados na seção anterior, para que a atuação dos sinais de comando seja mais assertiva o possível. Como exemplo, à medida que o operador solicita um torque do motor por meio da alavanca de aceleração, esse torque é

convertido em um ponto de demanda de torque por meio de um mapa de desempenho, que relaciona o sinal de velocidade recebido através da leitura do sensor, a posição da alavanca da retroescavadeira ativada pelo operador, com um sinal de torque requisitado para o motor, realizando uma interface entre o operador e a ECU. Esse mapa que interpreta os comandos externos é o mapa de pedal do motor.

Figura 3.15 – Modelo do controlador e motor Diesel que converte uma porcentagem de torque requisitado em grama de combustível consumido por energia entregue.

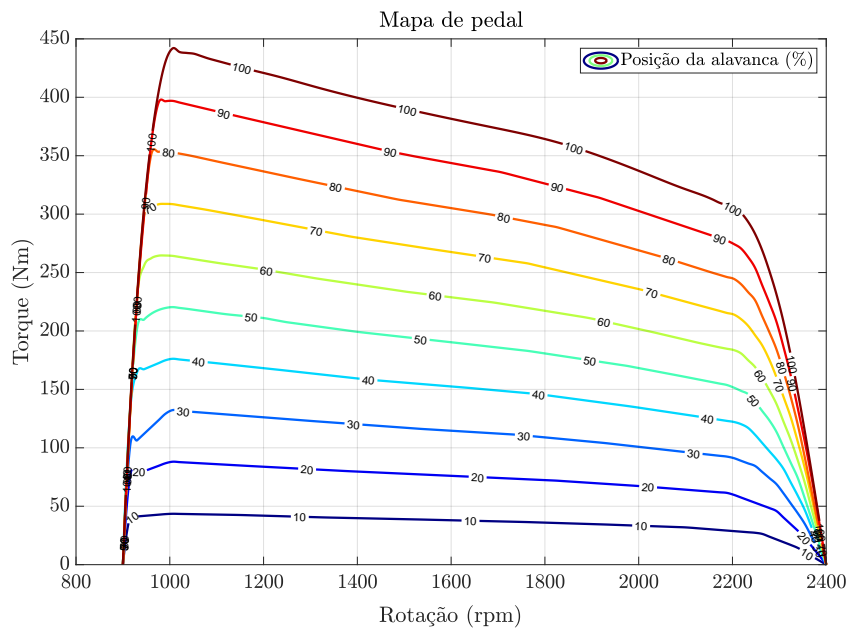


Fonte: Elaboração própria.

O motor Diesel da retroescavadeira desse estudo não conta com o governador para realizar o controle de velocidade. Sem a presença deste dispositivo, a máquina fica mais suscetível às variações de carga durante a sua operação, resultando em maior consumo de combustível. A modelagem de um mapa de pedal foi, então, importante para transformar os inputs do sistema (torque de referência, o comando do operador e a velocidade atual do virabrequim) em comando de torque requisitado no eixo para as análises posteriores do mapa de desempenho de consumo específico.

A curva de torque máximo do motor apresentada na figura 3.9 foi considerada a condição de *wide open throttle*, ou seja, a condição em que a alavanca de aceleração da retroescavadeira é máxima. A partir desta condição de contorno, as curvas foram interpoladas como porcentagens variando de 0% a 99%. O resultado foi apresentado na figura 3.16. Os pontos de marcha lenta da máquina foram considerados sob condições de aceleração nula.

Figura 3.16 – Mapa de pedal do motor de combustão interna que relaciona a posição da alavanca de aceleração do motor aos pontos de torque e rotação.

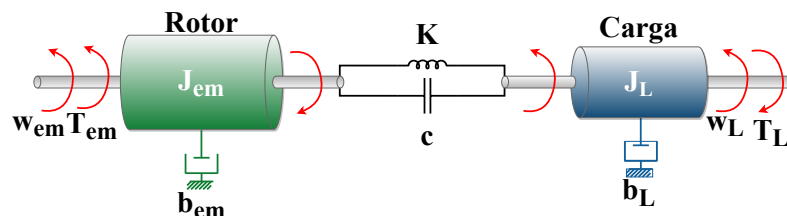


Fonte: Elaboração própria.

3.3 Máquina elétrica

As máquinas elétricas (gerador e motor) foram modeladas como fontes de torque para movimentar as suas respectivas cargas. A dinâmica da linha de acionamento da carga pode ser descrita como um modelo de parâmetros concentrados refletidos no eixo da máquina, como apresentado na figura 3.17 e pela Equação (3.8). Como o acoplamento é rígido, a velocidade do rotor (ω_{em}) e da carga (ω_L) são iguais e as constantes de rigidez elástica e amortecimento do eixo podem ser desconsideradas.

Figura 3.17 – Modelo de impedâncias mecânicas de um acionamento elétrico.



Fonte: Elaboração própria.

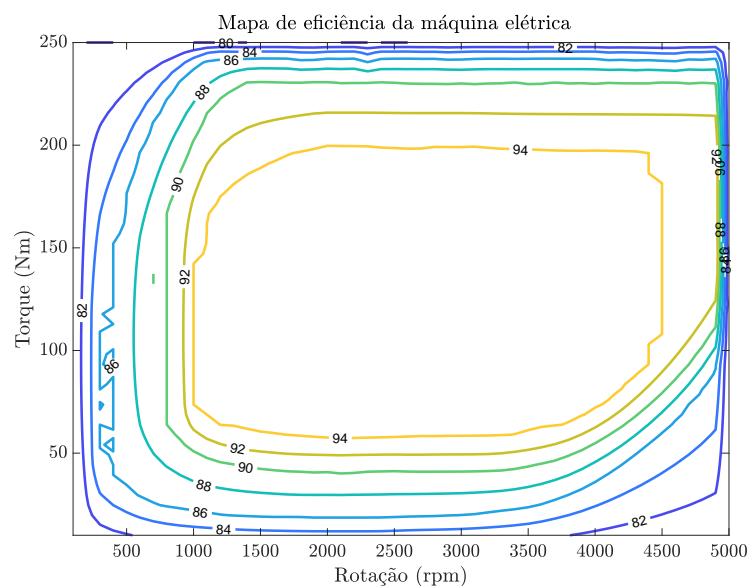
$$\omega_{em} = \int \frac{T_{em} - T_{carga} - b_{sistema} \cdot \omega_{em}}{J_{sistema}} dt \quad (3.8)$$

Onde J_{sistema} é a inércia rotacional do sistema combinado (J_{em} somado a J_L), b_{sistema} é o atrito viscoso do sistema combinado (b_{em} somado a b_L), ω_{em} é a velocidade do eixo da máquina, T_{em} é o torque eletromagnético, e T_{carga} é a carga de torque no eixo.

Uma máquina elétrica, como apresentado na seção 2.4, pode ser representada por modelos dinâmicos ou quase estáticos. O modelo dinâmico emprega a teoria de vetores espaciais em um sistema coordenado bidimensional, detalhando as variáveis elétricas de interesse (tensão, corrente da máquina, velocidade e torque eletromagnético), como apresentado por (BRANDAO et al., 2023) para o cálculo dos ganhos das malhas de controle. Já a abordagem quase estática utiliza mapas de eficiência para refletir as perdas na máquina elétrica, como apresentado por (GOSWAMI et al., 2022). Para este trabalho, a abordagem quase estática é suficiente e foi o caminho utilizado.

Este método oferece a oportunidade de reduzir o tempo de computação enquanto alcança precisão suficiente para a modelagem de sistemas da retroescavadeira híbrida. Tanto para o gerador como para o motor é desejado descobrir a eficiência da conversão de energia mecânica em elétrica ou elétrica em mecânica, respectivamente. Para tal, um mapa de eficiências pode ser utilizado. Desta forma, a modelagem da máquina elétrica foi desenvolvida de acordo com uma abordagem quase estática. Nesta abordagem, o mapa de eficiência é acoplado à curva de torque máximo, mostrada na figura 3.18, e a uma função de transferência de primeira ordem para limitar as alterações no torque. O mapa de eficiência da máquina em estudo foi interpolado a partir da folha de dados da máquina elétrica EMRAX.

Figura 3.18 – Mapa de eficiência do motor EMRAX 228 LV utilizado do modelo da retroescavadeira híbrida.



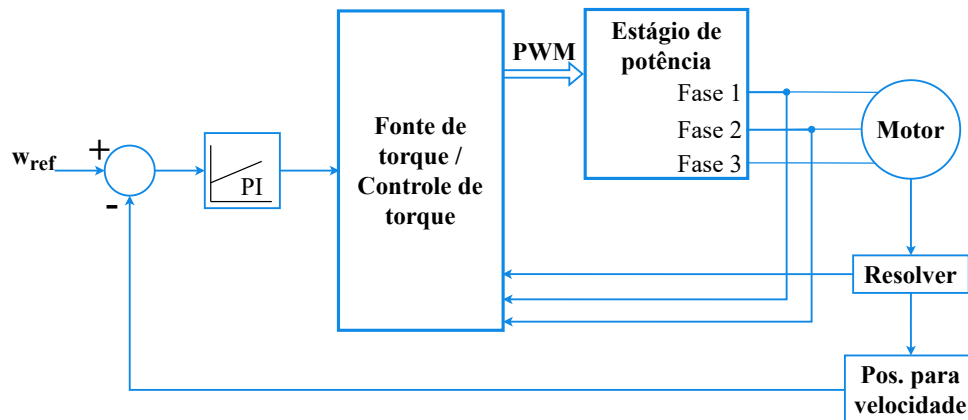
Fonte: EMRAX

3.3.1 Controle das máquinas elétricas

As máquinas elétricas são controladas por um inversor de frequência. Os inversores são modelados com um ganho constante unitário, devido à alta eficiência de conversores de potência aplicados no meio veicular, conforme apresentado por (BRANDAO et al., 2022). A máquina acoplada a bomba hidráulica, que realiza o acionamento do implemento traseiro, é controlada por uma malha de velocidade. Já o gerador, opera em uma malha de controle de corrente (controle de torque) para acionar o motor de combustão interna. O projeto e cálculo dos coeficientes são apresentados a seguir.

O controle do acionamento do motor acoplado à bomba hidráulica pode ser representado pelo diagrama de blocos da figura 3.19. Um controle de velocidade foi idealizado para determinar a velocidade de operação do sistema, com o intuito de manter como referência a velocidade de operação da bomba hidráulica. Esse controlador produz uma referência de torque eletromagnético para a malha de controle interno de corrente (torque) da planta.

Figura 3.19 – Diagrama de controle da máquina elétrica utilizada em modo de motorização no acionamento do implemento traseiro.

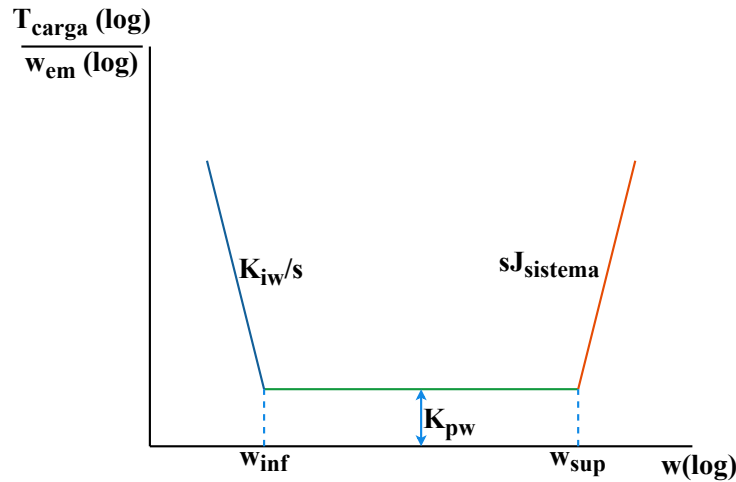


Fonte: Elaboração própria.

O controlador é do tipo PI e possui ganhos integral e proporcional denominados K_{i_w} e K_{p_w} , respectivamente. Para o ajuste dos controladores de velocidade no referencial rotativo, foram aplicadas as relações de perturbação para saída, definidas como rigidez dinâmica no controle (LORENZ; LIPO; NOVOTNY, 1994). Para o controlador de velocidade, a rigidez dinâmica é definida por (3.9) e as assíntotas são apresentadas na figura 3.20, onde $J_{sistema}$ é a inércia total do sistema mecânico (ou seja, inércia do motor e da carga) e T_L é o torque da carga.

$$\left| \frac{T_L(s)}{\omega_{em}(s)} \right| = sJ_{sistema} + K_{p_w} + \frac{K_{i_w}}{s} \quad (3.9)$$

Figura 3.20 – Representação das assíntotas da curva de rigidez dinâmica para o controle de velocidade do acionamento do implemento traseiro.



Fonte: Elaboração própria.

Ao considerar que a malha de velocidade é mais lenta (por exemplo, uma década) do que o laço de controle interno, apresentado previamente, determina-se que a frequência ω_{sup} deve ser uma década menor do que a frequência da malha de corrente e a frequência ω_{inf} , o limite inferior, uma década menor do que a frequência superior. O cálculo dos ganhos do controlador, a partir da equação (3.9) e da figura 3.20, é determinado pelas relações (3.10) e (3.11).

$$K_{pw} = \omega_{sup} \cdot J_{sistema} \quad (3.10)$$

$$K_{iw} = K_{pw} \cdot \omega_{inf} \quad (3.11)$$

Como a malha interna de corrente da figura 3.19 é uma década mais rápida do que a malha de velocidade, ela é modelada como uma fonte unitária de torque. Para a realização dos ensaios experimentais, os ganhos da malha de interna de velocidade e a da malha de controle de corrente do gerador foram calculados segundo a metodologia apresentada no Apêndice B.

3.4 Sistema de armazenamento de energia

A energia elétrica é a fonte de energia secundária, essencial ao considerar a autonomia em um projeto de hibridização de veículos. Nesse cenário, podem ser utilizadas baterias e supercapacitores como soluções para armazenamento de energia. Enquanto as baterias possuem a maior densidade de energia, os supercapacitores apresentam alta densi-

dade de potência. Os bancos de bateria são mais aplicadas em máquinas não rodoviárias (BRANDAO et al., 2023).

Para determinar a influência do banco de baterias na operação da retroescavadeira híbrida, o método de estimação do circuito equivalente RC foi utilizado (MATHWORKS, 2023; HURIA et al., 2012) para modelar esse sistema. *Lookup tables* são utilizadas para representar variáveis, como resistência em série e tensão em circuito aberto da bateria, como funções do estado de carga. A Equação (3.12) representa como o modelo calcula o estado de carga da bateria. C_{bat} é a capacidade do banco, e I_{bat} é a corrente que flui para dentro e para fora da bateria sempre que o sistema carrega ou descarrega, respectivamente.

$$\text{SOC} = -\frac{1}{C_{bat}} \int_0^t I_{batt} dt \quad (3.12)$$

Além de determinar o estado de carga conforme a variação da corrente de entrada da bateria (I_{bat}), o modelo também determina a tensão de saída do banco (V_{out}) com base nas informações do fabricante da célula. A tensão nos terminais do banco é calculada pela lei de Kirchoff, como apresentado pela Equação (3.13).

$$V_{out} = E_m - I_{bat} \cdot R_0 - \sum_{n=1}^n V_n \quad (3.13)$$

Onde a tensão do n-ésimo terminal série (V_n), a resistência série do banco (R_0), a tensão de circuito aberto (E_m), são modelados como funções do estado de carga.

A razão entre a potência de corrente contínua (C.C.) do barramento (potência gerada ou solicitada pelo sistema de acionamento) e a tensão terminal da bateria é a equação usada para calcular I_{bat} (Equação (3.14)), onde $P_{cc,bus}$ é a potência em um barramento de corrente contínua e V_{out} é a tensão de saída do banco. Essa corrente é a variável usada como entrada para o modelo do sistema de armazenamento de energia.

$$I_{bat} = \frac{P_{cc,bus}}{V_{out}} \quad (3.14)$$

3.5 Sistema de gerenciamento de energia

A hibridização de máquinas não rodoviárias tem como principal motivo determinar a utilização das fontes de energia da forma mais eficiente o possível. Na arquitetura série, a fonte primária de energia é o tanque de combustível e a fonte secundária é o banco de baterias. Com o desacoplamento mecânico entre a carga (bomba hidráulica) e o conversor de energia da fonte primária (motor Diesel), há um aumento no grau de liberdade de

definição dos pontos de operação do motor a combustão para otimizar o consumo de combustível durante a operação.

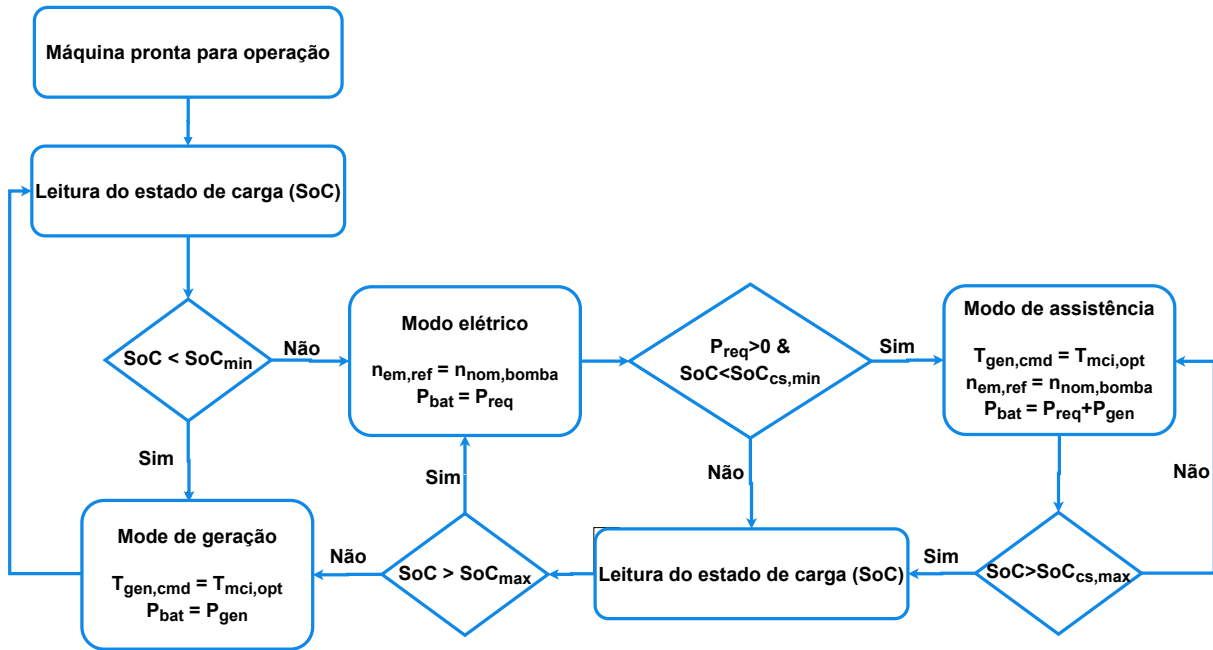
Durante a utilização da máquina configurada com sua topologia tradicional, o motor Diesel opera em regiões de baixa carga e velocidade aproximadamente constante, o que resulta em uma concentração de pontos em uma área do mapa onde o consumo específico de combustível por energia útil entregue é maior e desfavorável (MENDES, 2019). Essa é a condição em que a arquitetura série agrega melhorando o desempenho da máquina. A estratégia é idealizada para permitir que o motor, agora acionado pelo gerador síncrono, opere em regiões mais eficientes e em situações específicas (carregar a bateria).

O sistema de gerenciamento de energia precisa receber variáveis de controle da retroescavadeira para determinar esses pontos de trabalho ótimos do conjunto gerador e do sistema de acionamento da bomba hidráulica. Como o propósito deste trabalho é analisar a eficiência e o desempenho da hibridização de uma máquina móvel não rodoviária, uma estratégia de gerenciamento de controle de termostato (*Thermostat control on/off* baseada em regras foi adotada, por apresentar confiabilidade e pelas condições de operação da retroescavadeira serem conhecidas. As estratégias analisadas são baseadas em uma condição de esgotamento da carga da bateria (*charge depleting*) no modo puramente elétrico e manutenção da carga da bateria (*charge sustaining - CS*) no modo de operação híbrido.

Os modos de operação considerados para a estratégia são: modo puramente elétrico, modo de geração de energia e modo de assistência. As operações do veículo foram modeladas com base em uma máquina de estados apresentada na figura 3.21. O primeiro estado do controlador é a desativação de todas as travas de segurança dos atuadores hidráulicos, após o atendimento a essa regra, o próximo estado é o de leitura dos dados enviados pelos sensores da máquina. O controlador lê o estado de carga do sistema de armazenamento de energia. Se esse valor exceder o limite mínimo, a máquina pode operar em seu modo de motorização.

Com o foco na estratégia de redução do consumo de combustível, a condição ideal seria permitir a operação da máquina no modo puramente elétrico, drenando energia da bateria até um limite mínimo de segurança e acionar, posteriormente, o modo de geração para realizar a recarga da bateria, reduzindo assim o tempo de operação do motor de combustão interna. Para a operação neste modo, é preciso considerar como condições de contorno a autonomia de operação da bateria dimensionada para o sistema de armazenamento de energia. Neste caso, a autonomia precisa ser igual ou superior à condição normal de utilização da retroescavadeira tradicional de duração de aproximadamente 6,5 horas (MENDES, 2019), conforme apresentado pela relação (3.15).

Figura 3.21 – Fluxograma do sistema de gerenciamento de energia: modos de operação do veículo e comandos enviados pelo controlador principal aos controladores periféricos.



Fonte: Elaboração própria.

$$autonomia_{hib} = \frac{V \cdot C_{nom}}{P_{av,ciclo} \cdot t_{op}} \quad (3.15)$$

Nessa condição, o controlador envia a referência de velocidade do motor de acionamento da bomba ($n_{em,ref}$) para o inversor que aciona o sistema de motorização, que então define os pontos de ajuste do motor elétrico acoplado à bomba hidráulica. Esse é o processo seguido pelo controlador para manter o sistema hidráulico funcionando em condição nominal e entregando a potência necessária à carga sem perder desempenho. Além disso, o controlador determina que a potência da bateria (P_{bat}) deve ser igual à potência hidráulica requisitada pela bomba (P_{req}). A potência mecânica $P_{mec,em}$ deve ser igual à potência requisitada para manter o desempenho da máquina inalterado. A relação (3.16) é utilizada para calcular a potência mecânica desenvolvida pelo motor.

$$P_{mec,em} = T_{em} \cdot \omega_{em} \quad (3.16)$$

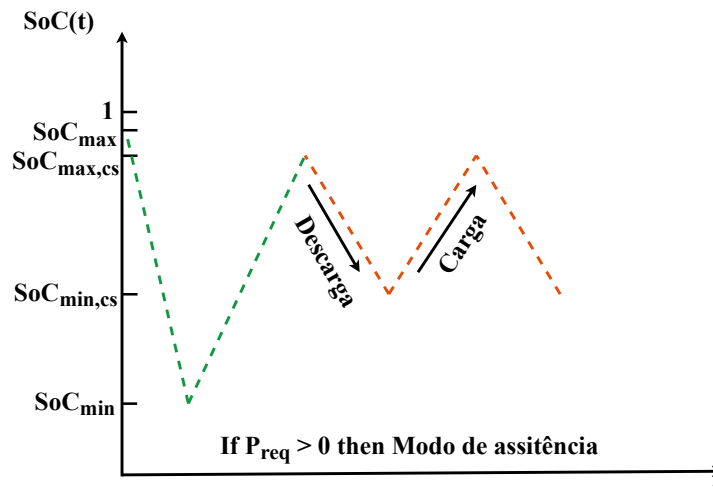
onde T_{em} é o torque do motor elétrico e ω_{em} é a velocidade do motor elétrico. A entrada de potência elétrica (P_{em}) para o motor, que está fluindo da bateria, pode ser expressa pela Equação (3.17):

$$P_{em} = \frac{P_{mec,em}}{\eta_{em}} \quad (3.17)$$

onde $\eta_{(em)}$ é a eficiência do motor, definida pela *lookup table* modelada. É importante ressaltar que, por segurança do sistema de armazenamento de energia secundário, o modo elétrico só se inicia caso o SoC esteja acima de um limite mínimo pré-definido para aumentar o ciclo de vida da bateria.

O modo de assistência é utilizado em situações em que o estado de carga da bateria está diminuindo e há a necessidade de continuar a operação, impossibilitado a parada da atividade para recarga da bateria. Nesse modo, o controle é alterado para uma estratégia de *charge sustaining*, na qual o sistema de geração é acionado para carregar a bateria até que o estado de carga chegue em limite também pré-determinado, emulando uma operação de histerese como apresentado na figura 3.22. O estado de carga da bateria flutua globalmente em torno de valores pré-definidos ($SoC_{min,cs}$ sendo o limite mínimo e $SoC_{max,cs}$ sendo o limite máximo), já que geralmente não é interessante carregá-la ou descarregá-la demais. A evolução da janela de estado de carga relativamente pequena melhora a vida útil da bateria, evitando cargas e descargas mais profundas.

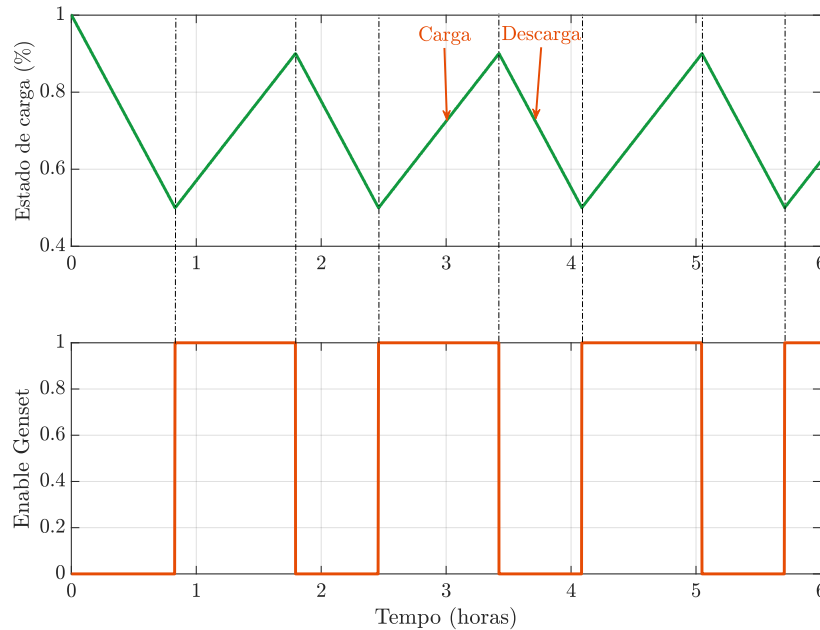
Figura 3.22 – Princípio de operação do modo de assistência no qual o estado de carga varia de acordo em histerese dos limites máximos e mínimos.



Fonte: Elaboração própria.

Além do sinal de referência de torque, um sinal de *enable* é enviado pelo gerenciador de energia ao grupo gerador. Para esta estratégia, o grupo gerador é acionado apenas para recargar a bateria para o ponto de $SoC_{max,cs}$. A figura 3.23 apresenta o comportamento do estado de carga em relação ao sinal de *enable* do Genset.

Figura 3.23 – A estratégia de gerenciamento de energia ligado/desligado: Variação de estado de carga com comando do motor de combustão no modo de assistência.



Fonte: Elaboração própria.

Nesse modo de operação, a energia está sendo fornecida pelas duas fontes embarcadas na máquina. Como apresentado, princípio básico da estratégia de controle de regras on/off é permitir que a fonte de energia primária (PS) opere em seu ponto ideal, fazendo com que a fonte de energia secundária (SS) atue como um equalizador para instantes em que a potência requerida pela carga exceda a potência entregue pela primária. Essa relação é apresentada pela equação (3.18).

$$P_{SS} = P_L - P_{PS_{op}}, \quad (3.18)$$

Onde $P_{PS_{op}}$ representa o ponto de operação ótimo do MCI (fonte primária), P_L e P_{SS} , as potências demandada pela carga e a da fonte de energia secundária, respectivamente. Para a aplicação deste trabalho, P_{SS} é a potência da bateria P_{bat} e $P_{PS_{op}}$ é a potência do grupo gerador P_{gen} . A operação do sistema de acionamento da bomba hidráulica se mantém igual e controlador envia a referência de velocidade para a malha de controle, igual à velocidade nominal de operação da bomba.

Por fim, o modo de geração é acionado quando o estado de carga é inferior ao limite mínimo pré-definido para o banco de baterias. Nesse modo, toda a potência gerada (P_{gen}) é utilizada para carregar a bateria. A potência mecânica ($P_{gen,mec}$) gerada pelo sistema é calculada de acordo com a Equação (3.19) (Hayes; Godarzi, 2018), onde T_{em}

é o torque eletromagnético e ω_{gen} é a velocidade do gerador. Hayes define que a saída de potência do gerador (P_{gen}), que está fluindo para a bateria, pode ser expressa pela Equação (3.20):

$$P_{\text{mec,gen}} = T_{\text{em}} \cdot \omega_{\text{gen}} \quad (3.19)$$

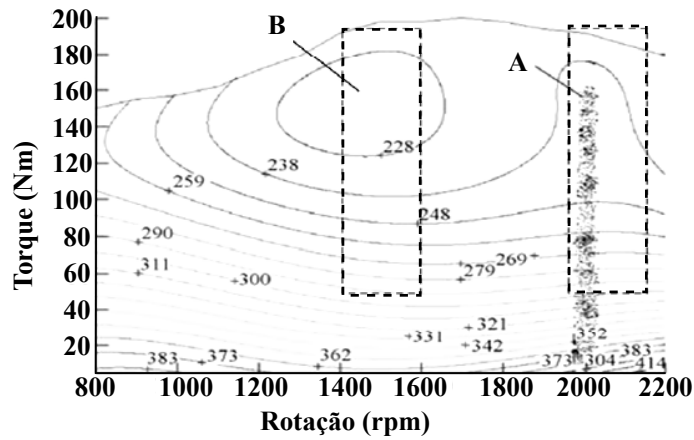
$$P_{\text{gen}} = P_{\text{mec,gen}} \cdot \eta_{(\text{gen,inv})} \quad (3.20)$$

onde $\eta_{(\text{gen,inv})}$ é a eficiência do gerador e do inversor combinados. Neste modo, o controlador central envia para o controlador do inversor uma referência de torque (T_{cmd}) para a operação do gerador. Esse torque frenante do gerador é equivalente ao torque que otimiza a operação do motor Diesel ($T_{\text{mci,op}}$) para um ponto de menor consumo de combustível frenante determinado segundo o mapa BSFC. Como ilustrado anteriormente, este ponto está próximo do limite de torque máximo. Portanto, a estratégia implementada permite que o motor Diesel alcance uma eficiência mais alta em comparação com a operação tradicional. O sistema permanecerá nesta condição, impedindo que a máquina de estados entre na condição operacional de motorização até que o sistema de armazenamento de energia complete sua carga, para que a máquina de estados retorne ao seu ponto inicial de leitura dos sensores (como a leitura do estado de carga da bateria).

3.5.1 Região de máxima eficiência do sistema de geração de energia

A estratégia de gerenciamento de energia só terá sucesso em melhorar a condição de operação do motor de combustão interna e, conseqüentemente, aumentar a economia de combustível de operação se os pontos escolhidos sob o mapa de desempenho forem para regiões mais eficientes. (MENDES, 2019) apresenta um mapa de desempenho de um motor Diesel semelhante ao estudado na figura 3.24. Nota-se que o consumo de combustível aumenta com o aumento da rotação do motor e diminui com o aumento do conjugado aplicado ao eixo do motor. A zona A apresenta a região típica de trabalho do motor em uma máquina de construção. A região onde é possível alcançar uma maior eficiência na operação dos motores é semelhante à zona B.

Figura 3.24 – Mapa de consumo específico de frenagem de um motor Diesel semelhante ao estudo com regiões de operação reais (zona A) e zona de otimização (zona B).



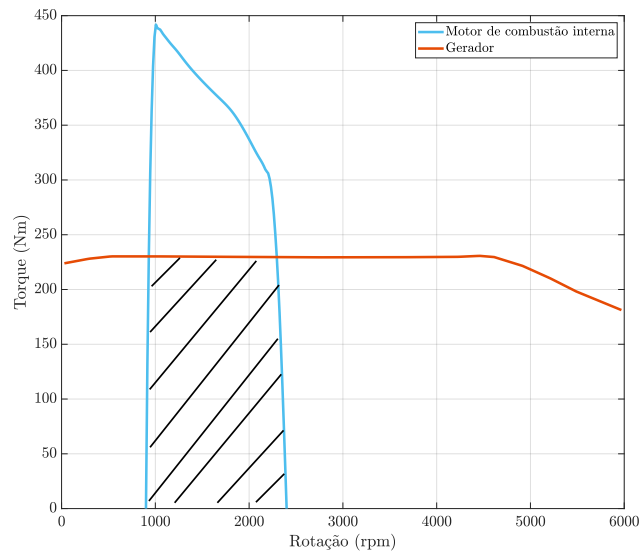
Fonte:(MENDES, 2019).

Desta forma, a estratégia principal do controlador do sistema de gerenciamento de energia é definir o ponto mínimo do mapa de BSFC, conforme a equação (3.21). Como o mapa de consumo específico é modelado como uma *lookup table*, para definir o ponto ótimo, é necessário descobrir a rotação e o torque que determinam a operação do motor nessa condição.

$$BSFC_{opt} = \min(BSFC, T_{mci}, n_{mci}) \quad (3.21)$$

Ao descobrir essa condição, o controlador precisa ainda fazer uma busca no mapa de pedal da figura 3.16 para determinar qual é a porcentagem de ativação de alavanca de aceleração necessário para que a essa operação seja atendida. Faz-se necessário ressaltar que o ponto escolhido precisa respeitar as curvas de torque máximo das duas máquinas conforme apresentado pela figura 3.25. A operação do motor de combustão interna fica limitada aos limites de operação do gerador. Desta forma, para este sistema em análise, a referência de torque enviada pelo gerenciador de energia do sistema pode estar contido na área hachurada, cuja condição não é equivalente de consumo mínimo do motor de combustão interna.

Figura 3.25 – Curvas de torque máximo do motor de combustão interna (azul) e do gerador elétrico (laranja).

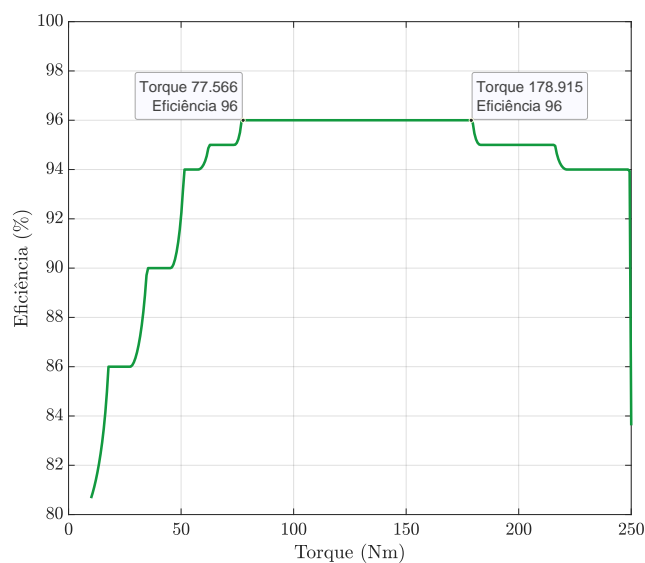


Fonte: Elaboração própria.

Além de considerar a limitação de torque do gerador, o controlador busca aliar a escolha do ponto de operação à região de máxima eficiência da máquina elétrica, relação (3.22), para reduzir as perdas de conversão durante o trabalho. O resultado é apresentado na figura 3.26. Por fim, é preciso considerar, na definição do ponto de operação, a manutenção da corrente do barramento C.C., definida pela relação (3.14) nos limites de corrente de carga e descarga apresentados na tabela 10.

$$GenEff_{opt} = \max(GenEff, T_{gen}, n_{gen}) \quad (3.22)$$

Figura 3.26 – Curva de pontos de eficiência do gerador em função do torque de referência aplicado.



Fonte: Elaboração própria.

3.6 Considerações Finais

Este capítulo demonstrou o desenvolvimento de um modelo quase estático da hibridização dos implementos hidráulicos de uma retroescavadeira para avaliar o consumo de energia durante a operação de escavação de valas. O modelo do maquinário foca particularmente na dinâmica do acionamento do braço traseiro, do grupo gerador e do sistema de gerenciamento de energia da máquina. Uma das contribuições deste capítulo é desenvolver um modelo para analisar o desempenho da hibridização aplicada a uma máquina fora de estrada em conjunto com a realização de ensaios experimentais no modelo especificado para determinar os prováveis ganhos desde projeto não está disponível no domínio público, segundo o conhecimento da autora.

4 Resultados e discussões

Este capítulo apresenta os resultados de simulação e experimentais para o ciclo de abertura de vala na situação híbrida e puramente a combustão. A seção dos ensaios experimentais é dividida em três etapas: ensaio da retroescavadeira puramente a combustão, ensaio do sistema de geração da retroescavadeira híbrida e ensaio do sistema de acionamento elétrico do implemento traseiro. A seção dos resultados de simulação também contém três etapas: primeiro, são apresentados os resultados de consumo de combustível do modelo a combustão; em segundo lugar, os resultados do modelo híbrido; e, por fim, uma análise comparativa entre os dois modelos.

4.1 Ensaios experimentais

Esta seção apresenta os ensaios propostos, cujo objetivo é analisar experimentalmente a operação da retroescavadeira nas suas topologias totalmente a combustão e híbrida. A seção é dividida em três etapas: primeiro, o ensaio para aferir o ciclo operação da máquina em sua arquitetura tradicional; em seguida, o ensaio para levantar o mapa de consumo de combustível específico e validar o funcionamento do sistema de geração; e o ensaio de motorização do implemento traseiro.

4.1.1 Ensaio do ciclo de trabalho e consumo

O objetivo é a caracterização da operação da máquina durante o ciclo de trabalho real. A pressão da linha de óleo e a rotação da bomba durante a operação são os sinais importantes para calcular a potência hidráulica requisitada pelos atuadores do implemento. Um transdutor de pressão digital, com *range* de 0 a 600 bar, foi utilizado para aferir a pressão na linha principal da bomba e o sensor indutivo do motor Diesel aferiu a rotação do eixo de alimentação da bomba.

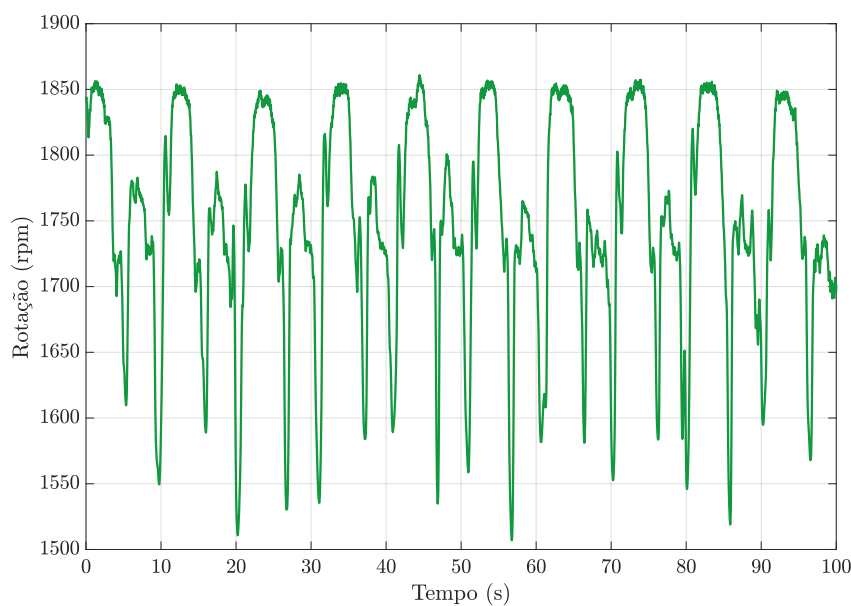
O teste consistiu dos seguintes passos:

- O motor foi aquecido até atingir a temperatura de operação ($\geq 80^{\circ}C$);
- A seguir o óleo do circuito hidráulico do implemento traseiro foi aquecido até a temperatura mínima de operação ($> 55^{\circ}C$);
- A retroescavadeira foi posicionada em uma superfície plana e nivelada, e a rotação do motor ajustada para 1800 rpm;

- O teste é realizado utilizando uma massa predefinida na caçamba do braço traseiro (massa: 328,0 kg) para simular o teste de escavação com carga;
- Durante o teste a pressão, rotação do motor e tempo de ciclos, o consumo de combustível do teste de escavação da retroescavadeira são registrados;
- Duração do ensaio: 1 hora.

A Figura 4.1 representa o sinal de velocidade do motor a combustão durante alguns ciclos de operação. A partir dela, a vazão de óleo do sistema hidráulico foi determinada, valendo-se da equação (3.1). Os sinais de pressão e vazão durante um ciclo são apresentados na Figura 3.8.

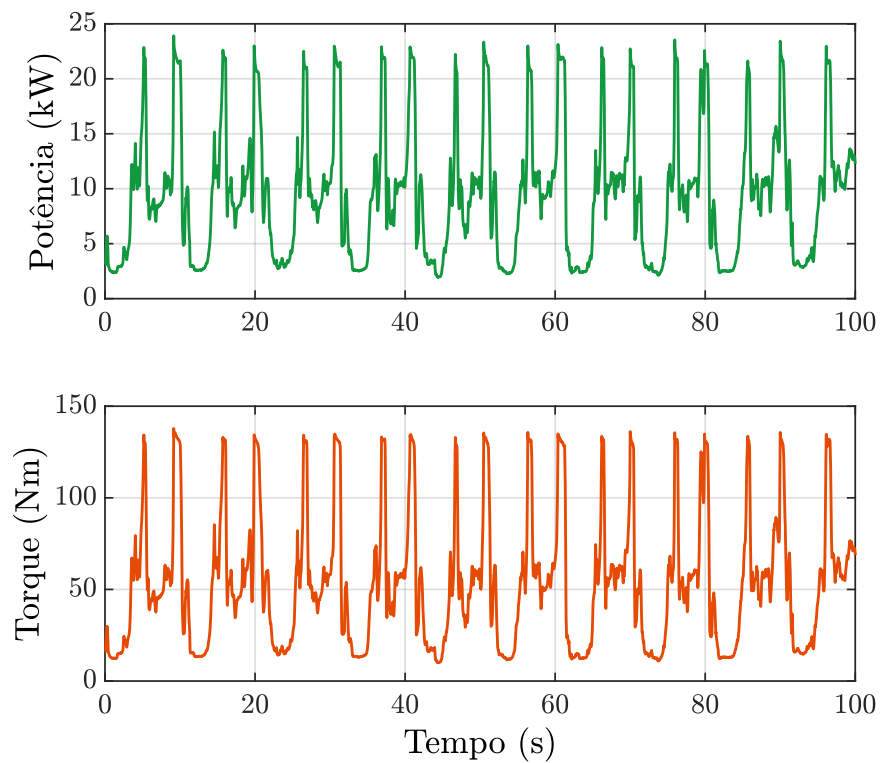
Figura 4.1 – Sinal de velocidade do motor de combustão interna durante o ciclo de operação de escavação de valas experimental.



Fonte: Elaboração própria.

Com base nos resultados experimentais e as premissas do sistema hidráulico definidas (eficiência volumétrica, hidromecânica e total), as equações (3.3) e (3.4) foram utilizadas para calcular a potência hidráulica demandada pelo circuito durante a operação de abertura de valas, como ilustrado na figura 4.2.

Figura 4.2 – Potência (verde) e torque (vermelho) hidráulicos demandados pela bomba durante o ciclo de operação de escavação de valas experimental.

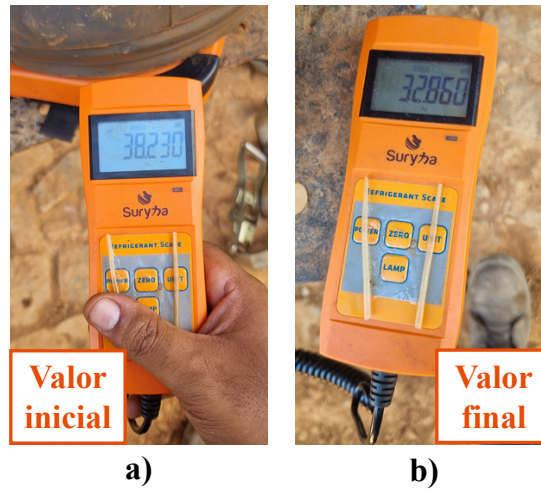


Fonte: Elaboração própria.

Durante o ciclo de trabalho, o sistema hidráulico consome uma potência média de aproximadamente 8,45 kW. A velocidade média de operação permaneceu em 1800 rpm durante todo o período de escavação. O sinal de torque de referência, figura 4.2 (laranja), para alimentar o modelo de simulação *backward-looking* foi então determinado pela relação (3.6).

O consumo de combustível durante o teste também foi medido. Para a medição desse parâmetro, uma balança de precisão e um recipiente contendo o combustível foram necessários. A linha de combustível ligada ao tanque do maquinário foi redirecionada para o recipiente externo para que a diferença entre o peso inicial e final da balança fossem coletados. A Figura 4.3 apresenta os valores iniciais e finais medidos. O consumo médio em quilos do motor de combustão na configuração tradicional foi de $5,370 \pm 0,005$ kg/hr. Neste teste é importante ressaltar que cargas auxiliares do motor como ar condicionado, o braço carregador ou sistema de direção estavam desconectados da linha principal da bomba, logo todo o fluxo de potência hidráulica foi utilizado para acionar os atuadores do braço escavador.

Figura 4.3 – Valores inicial e final aferidos da massa de óleo Diesel na realização do teste emulando a operação de escavação de vala.

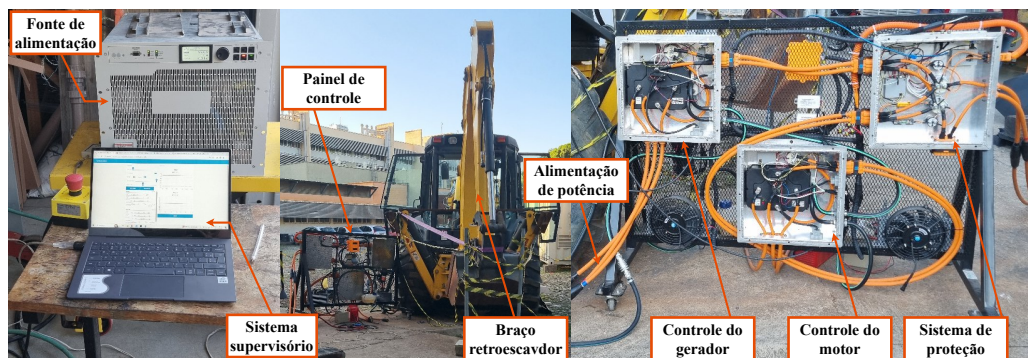


Fonte: Elaboração própria.

4.1.2 Ensaio do mapa de consumo de combustível específico e sistema de geração

O primeiro ponto do teste teve como objetivo levantar o mapa de desempenho do motor de combustão, conforme a metodologia apresentada na seção 3.2.2. Neste teste, o gerador foi operado fixando os valores dos degraus de torque. O procedimento consistiu em variar cada degrau em 12,5% da carga máxima até o torque máximo do gerador. Além disso, a velocidade de rotação do motor foi variada do seu valor de marcha lenta (950 rpm) até o valor máximo (2200 rpm). Em cada ponto de operação, o consumo de combustível foi medida usando uma balança de precisão. As figuras 4.4 e 3.12 apresentam a configuração do teste e a instrumentação utilizada para medir o consumo de combustível, respectivamente.

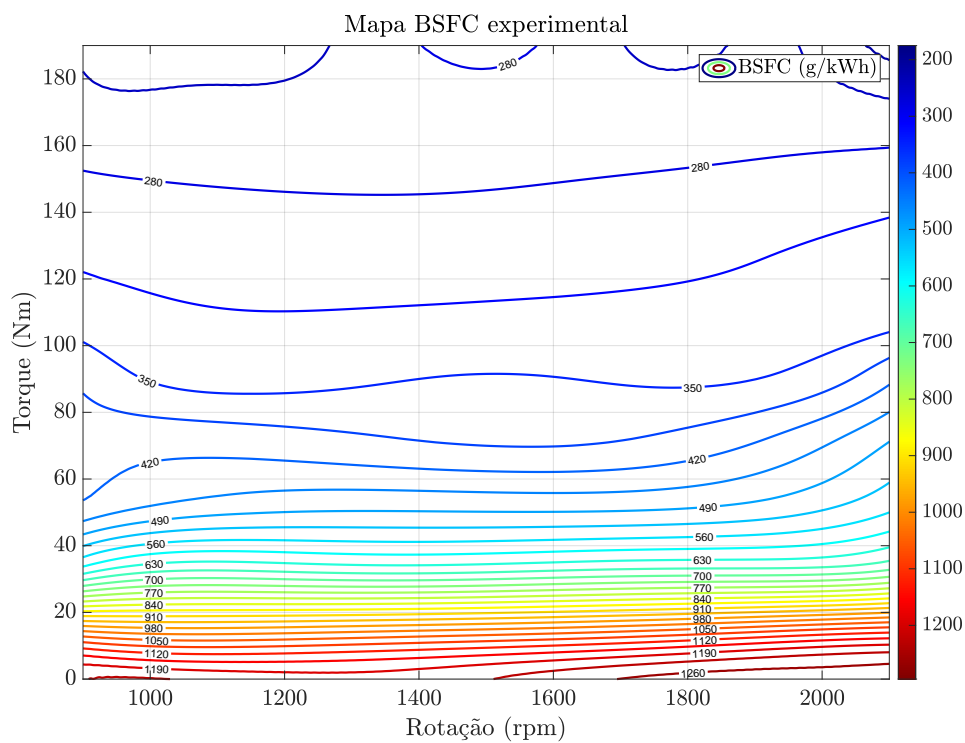
Figura 4.4 – Configuração do ensaio de caracterização do motor de combustão interna e do teste do sistema de geração.



Fonte: Elaboração própria.

Neste momento, é importante destacar que o teste para definir o mapa de consumo específico de combustível do motor Diesel da retroescavadeira em estudo foi realizado com certas limitações, sendo a potência nominal e o torque máximo de operação do gerador (valor contínuo de torque de 120 Nm e um pico máximo de 230 Nm (BRANDAO et al., 2023)). Essa configuração possibilitou a caracterização do mapa de desempenho até o limite de torque do gerador. Para as regiões além e onde possivelmente o motor apresentaria uma melhor eficiência, como apresentado na figura 3.10, não foi possível realizar o ensaio. O mapa resultante do ensaio e da metodologia apresentada na seção 3.2.2 é apresentado na figura 4.5.

Figura 4.5 – Mapa de consumo específico de combustível de frenagem de um motor Diesel gerado com dados de teste experimental.



Fonte: Elaboração própria.

Este resultado foi o suficiente para as análises desejadas nesta dissertação, pois está nas faixas de operação da potência do ciclo analisado. O outro propósito deste teste foi avaliar o comportamento do sistema de geração. Para cada degrau de torque aplicado ao motor, a potência elétrica gerada também foi medida, como apresentado na figura 4.6.

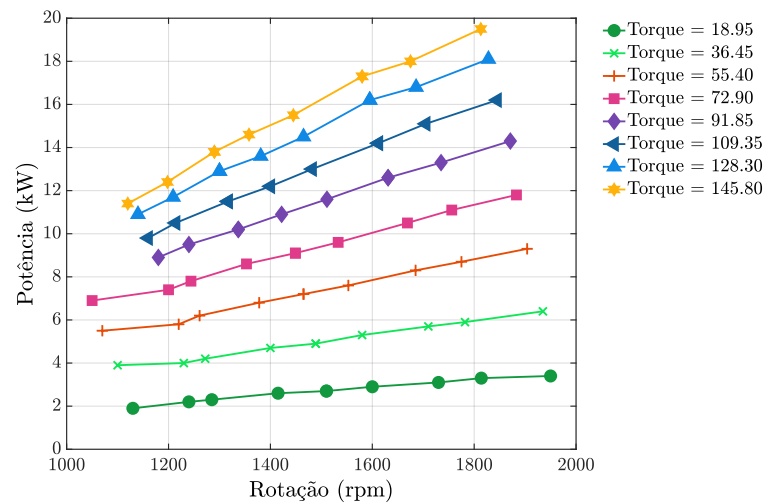
A Figura 4.7 apresenta a potência elétrica medida na fonte de tensão para cada ponto de torque e velocidade ensaiados. A partir da potência gerada e das eficiências de conversão e da máquina elétrica, a potência mecânica do motor Diesel é calculada e serve de parâmetro para calcular o BSFC de cada ponto, com a utilização da relação (3.5).

Figura 4.6 – Medições de massa de combustível e parâmetros elétricos durante o ensaio experimental de geração.



Fonte: Elaboração própria.

Figura 4.7 – Curva de potência gerada durante o ensaio de geração em função da velocidade e do degrau de torque aplicado ao gerador.



Fonte: Elaboração própria.

4.1.3 Ensaio do sistema de acionamento elétrico da bomba hidráulica

O próximo ensaio foi a validação do sistema de acionamento elétrico do implemento traseiro da retroescavadeira em um ciclo de trabalho de escavação de vala, cujo *setup* é apresentado na figura 4.8.

Figura 4.8 – Configuração do ensaio de acionamento do implemento traseiro para caracterizar a operação dos atuadores e do ciclo de operação com um sistema elétrico.



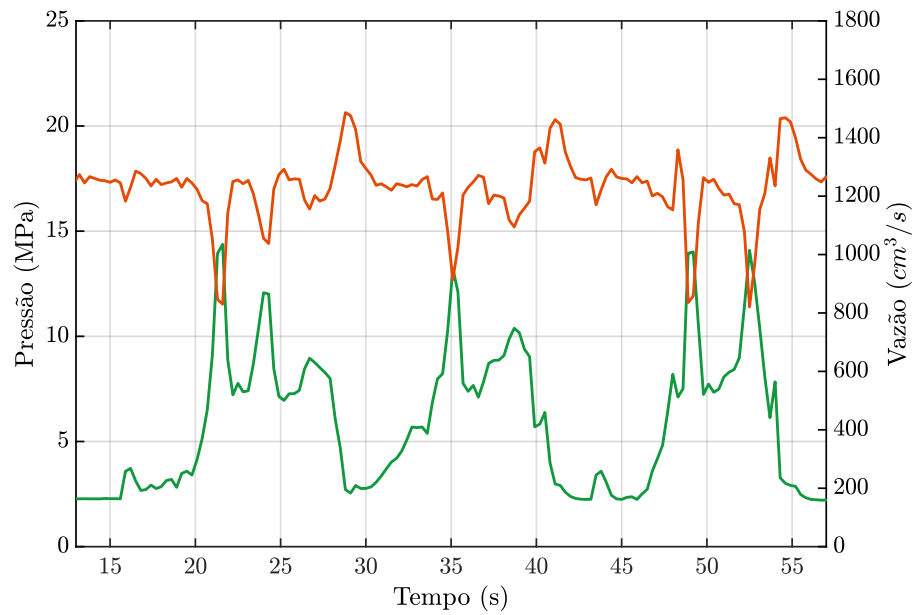
Fonte: Elaboração própria.

Para garantir a repetibilidade do ensaio, todos os parâmetros se mantiveram constantes. O teste consistiu nos seguintes passos:

- Sensoriamento da linha principal de pressão do circuito hidráulico e dos cilindros de giro;
- Cada cilindro que compõe o braço retroescavador foi operado por um determinado número de ciclos para a caracterização da operação individual;
- O ciclo de escavação de valas completo foi realizado repetidas vezes, com variados comandos de rotação (1300, 1500, 1800 e 2000 rpm).

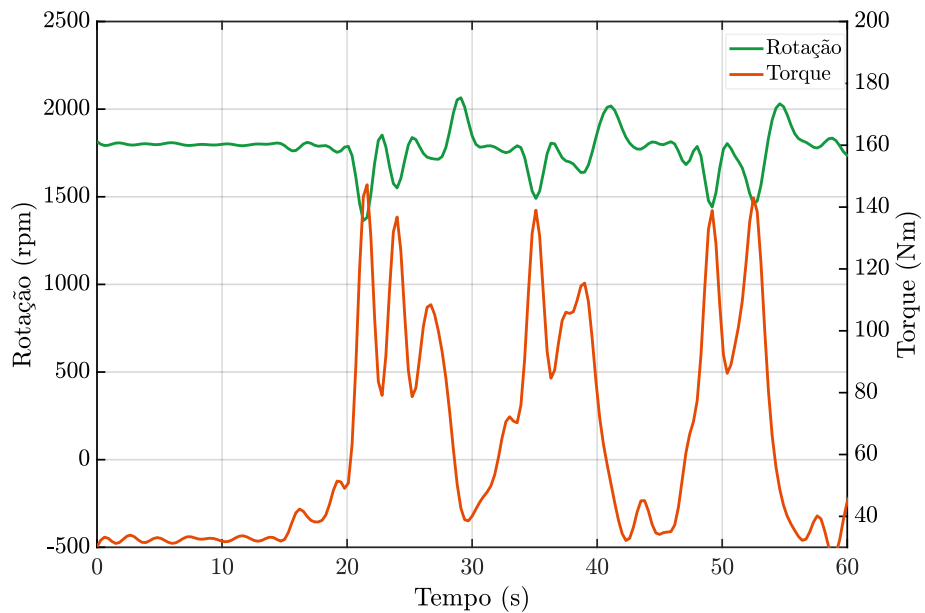
Diferentemente do teste de geração, a máquina elétrica é operada em uma malha fechada de velocidade, com a intenção de manter a velocidade de operação na bomba constante. As figuras 4.9, 4.10 e 4.11 apresentam os resultados medidos, com a velocidade de operação em 1800 rpm, de pressão e vazão do circuito hidráulico e de potência do sistema. A pressão foi medida com o sensor apresentado na seção 3.1.4, a velocidade foi medida com um resolver de posição Tamagawa Seiki (de modelo TS2620N1095E161). O torque foi calculado de acordo com a relação (3.7), com a corrente medida com o inversor Emdrive500. As incertezas das medições são apresentadas no apêndice C.

Figura 4.9 – Pressão (verde) e vazão (vermelho) hidráulicos demandados pela bomba durante o ciclo de operação de escavação de valas no protótipo hibridizado.



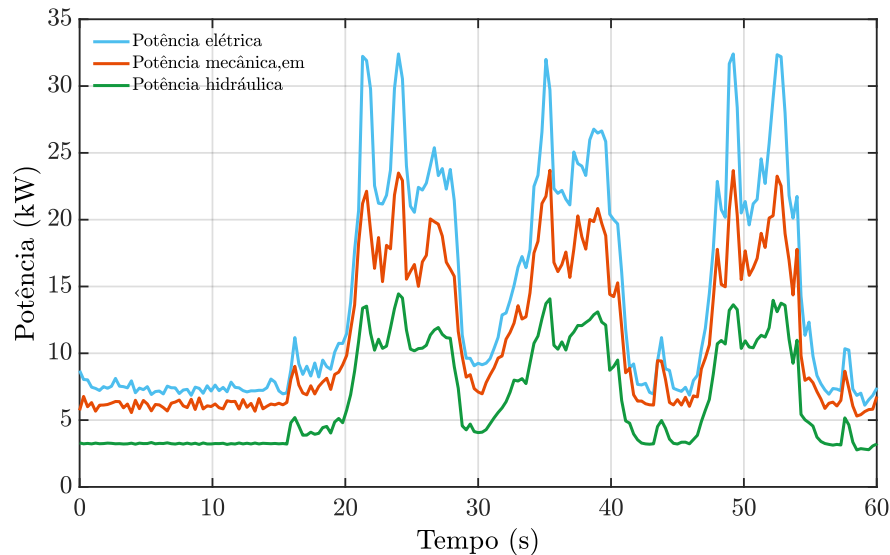
Fonte: Elaboração própria.

Figura 4.10 – Velocidade (verde) e torque (vermelho) demandados durante o ensaio de abertura de valas para a máquina híbrida.



Fonte: Elaboração própria.

Figura 4.11 – Potência elétrica fornecida (azul), do motor elétrico (vermelho) e da bomba hidráulica (verde) demandadas durante o ensaio de abertura de valas da máquina híbrida.

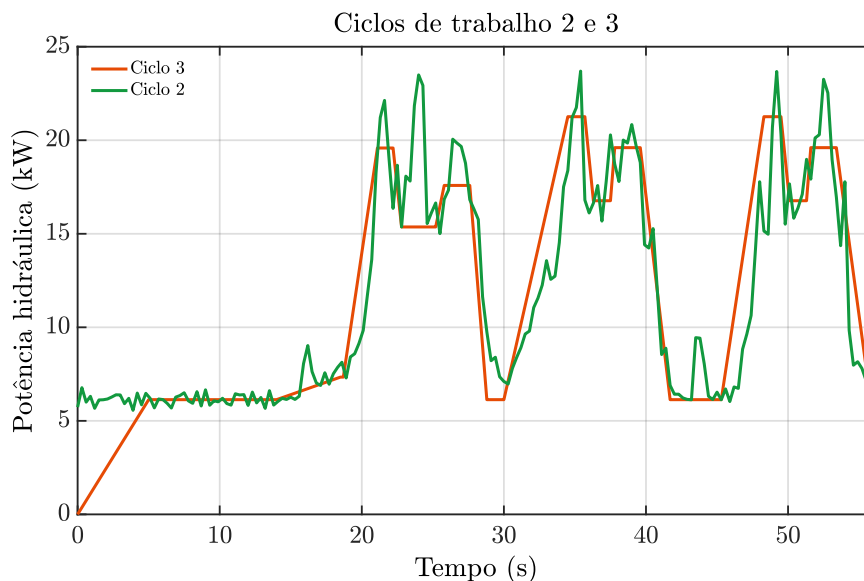


Fonte: Elaboração própria.

Analisando as figuras e as comparando com a operação à combustão (figuras 4.2 e 3.8, é possível notar que a potência hidráulica da máquina híbrida atingida foi consideravelmente menor do que a potência alcançada na topologia convencional. Além disso, nota-se uma diferença de considerável de quase 50 bar de pressão na linha e uma maior sensibilidade ao aumento de carga da máquina híbrida. No entanto, a capacidade de realização do ciclo de escavação de valas não foi afetado e, portanto, estudos mais extensos são necessários para justificar essa diferença.

O ciclo de trabalho teórico é derivado da potência requisitada pelo sistema hidráulico e apresentado na figura 4.12. A premissa deste ciclo é a operação em regime permanente, ou seja, rotação constante em 1800 rpm do motor Diesel e potência mecânica constante entregue à bomba. O ciclo do ensaio de motorização foi dividido nas posições do braço conhecidas (descida, escavação e levantamento e descarga e retorno) e a potência média de cada zona foi calculada para determinar o degrau de operação do ciclo teórico. O resultado é apresentado na figura 4.12. O consumo de potência média no ciclo experimental é de 12,95 kW e no ciclo teórico é de 11,55 kW. O levantamento das condições de operação do sistema hidráulico fornece as curvas de entrada para os modelos desenvolvidos, cujos resultados serão discutidos nas seções a seguir.

Figura 4.12 – Ciclo de operação de escavação - teste experimental (verde) e curva teórica (laranja).



4.2 Análise dos resultados

Nesta seção os modelos das arquiteturas convencional e híbrida da retroscavadeira são simulados sob condições de operação do ciclo de abertura de vala e os resultados de consumo de combustível são discutidos e analisados. Este capítulo pode ser dividido em três etapas que serão apresentadas da seguinte forma, primeiramente apresenta-se os resultados de consumo do modelo convencional, em seguida os resultados de consumo do modelo híbrido, e, por fim, uma análise comparativa da estratégia de operação e dos resultados obtidos é apresentada.

4.2.1 Desempenho do sistema convencional

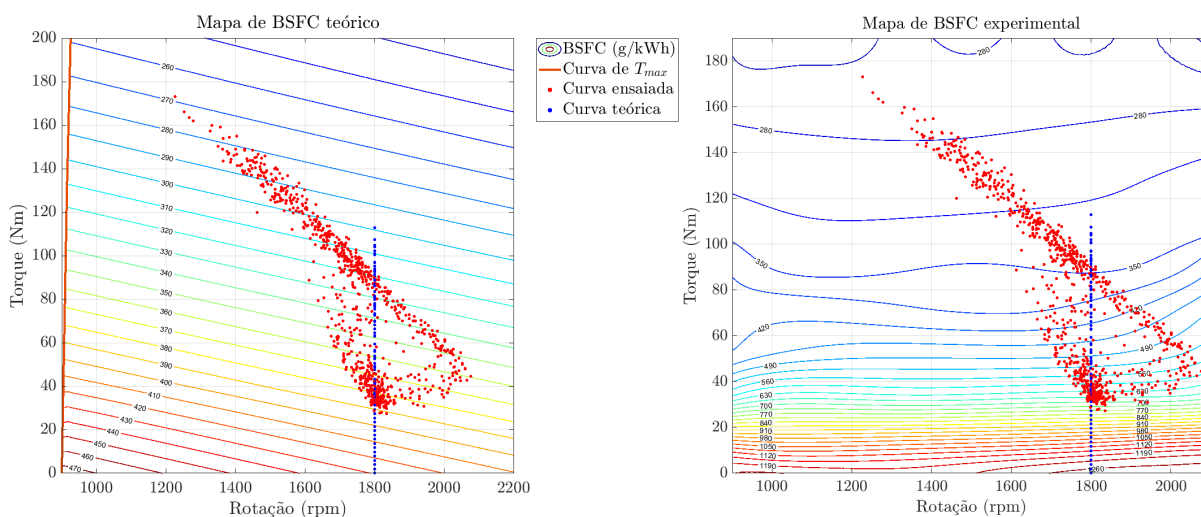
Para o levantamento de consumo de combustível em uma retroscavadeira convencional realizando a operação de abertura de vala, é realizada a simulação do modelo apresentado na figura 3.5. Os dados de entrada deste modelo são as medições da demanda hidráulica da operação, relação (4.1) e características de operação do motor Diesel, como rotação e posicionamento de pedal durante o trabalho.

$$T = \frac{P}{n * \pi / 30}, \quad (4.1)$$

Os ciclos de operação obtidos nos ensaios tradicional e híbridos foram aplicados à

simulação como uma referência de torque, figura 4.10, para obter os pontos de operação do sistema no mapa de consumo específico de combustível. A figura 4.13 apresenta os resultados obtidos, considerando também o ciclo teórico da figura 4.12.

Figura 4.13 – Pontos operacionais do ciclo de abertura de valas experimental (vermelho) e teórico (azul) nos mapas de consumo de combustível específico teórico (esq.) e experimental (dir.) do motor Diesel para a arquitetura de combustão.



Fonte: Elaboração própria.

Aqui é importante ressaltar que a principal diferença entre os mapas, além do torque máximo simulado, reside nos valores de consumo específico de baixa carga. No mapa teórico a extrapolação alcança valores de aproximadamente 400 a 500 g/kWh de combustível. Diferentemente, o mapa experimental apresenta valores duas e três vezes maiores. Indicando um erro para baixas cargas e impactando os resultados de consumo quando o sistema opera em nessa condição, como a operação tradicional.

O consumo de combustível \dot{m}_f em g/s do ciclo é dado pela equação (4.2):

$$\dot{m}_f = \frac{BSFC \cdot P_{MCI,mec}}{3600} \quad (4.2)$$

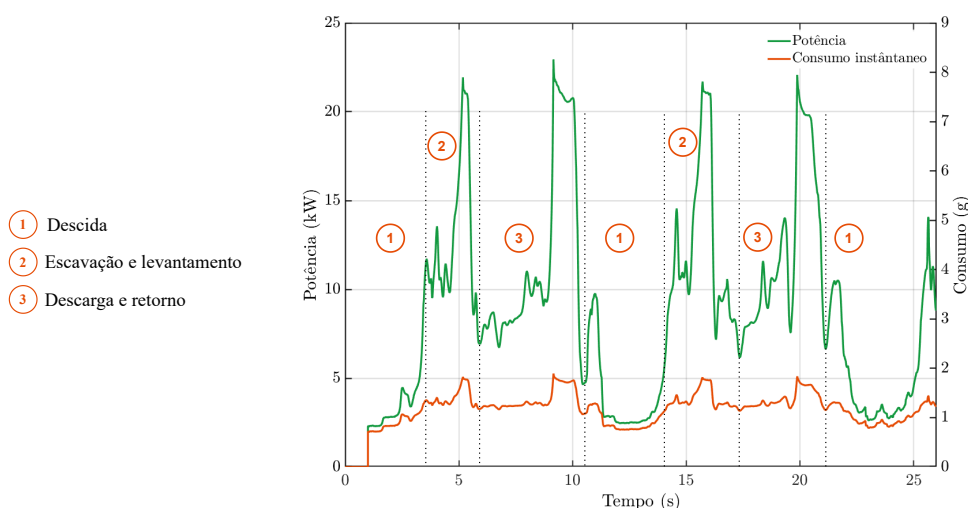
Onde $BSFC$ é o consumo específico de combustível em g/kWh e $P_{MCI,mec}$ é a potência de carga no eixo do motor em kW. O consumo instantâneo de combustível está diretamente relacionado com a demanda de potência do motor ao realizar determinada operação, como pode ser observado na figura 4.14.

Tabela 14 – Consumo de combustível da retroscavadeira tradicional sob diversos ciclos de operação de escavação de vala: ciclo 1 (Ensaio com a retroscavadeira tradicional), ciclo 2 (ensaio com a retroscavadeira híbrida), ciclo 3 (ciclo teórico).

Consumo de combustível (kg/hr) - Mapa teórico	
Ciclo de operação 1	2,8
Ciclo de operação 2	5,0
Ciclo de operação 3	4,0
Consumo de combustível - Mapa experimental	
Ciclo de operação 1	4,1
Ciclo de operação 2	5,3
Ciclo de operação 3	4,3

Fonte: Elaboração própria.

Figura 4.14 – Variação da potência (verde) e do consumo (vermelho) durante o ensaio de abertura de valas para a máquina convencional.



Fonte: Elaboração própria.

Durante um ciclo completo da operação de abertura de vala, observa-se que a maior demanda de potência ocorre nos momentos (2) e (3), quando o implemento está realizando os movimentos de escavação e levantamento (2), giro, descarregamento e retorno para a posição inicial (3). Enquanto na etapa (1) a potência consumida para realizar o movimento de abaixamento do braço. Esse movimento ocorre na mesma direção do movimento natural exercido pela força da gravidade, logo a potência é praticamente toda dissipada nas válvulas. Os ciclos das figuras 4.2 e 4.12 foram aplicados ao sistema para analisar os resultados obtidos. Os resultados de consumo são apresentados na tabela 14.

A potência hidráulica do ciclo 1 (ensaio realizado com a retroscavadeira em sua arquitetura tradicional), tem um valor médio de 8,45 kW e resultou em valores de consumo

de 2,8 kg/hr para o mapa teórico, figura 3.10, e 4,1 kg/hr para o mapa experimental, figura 4.5. A diferença principal se deve aos pontos de operação de cada ciclo, sendo que o ciclo da figura 4.10 apresentou valores de pico de torque maiores do que a referência do ciclo da figura 4.2. Essa diferença resultou em valores nos mapas de consumo específico maiores para os pontos com torque mais baixos.

Em relação ao teste de campo realizado, a maior divergência encontrada foi para o ciclo de operação no mapa teórico, com um resultado o modelo apresentou um resultado 47,17% menor. Esse resultado é significativo do erro de estimação dos valores de consumo específico em baixa carga. Nessa região, as equações térmicas utilizadas para modelar o motor de combustão interna não representam os efeitos físicos que acontecem no motor, culminando no erro percebido.

Os ciclos 2 e 3 se referem ao teste de motorização realizado com a máquina elétrica e ao ciclo teórico derivado. Os resultados obtidos para o ciclo 2, considerando o mapa teórico e o mapa ensaiado, foram 5,0 kg/hr e 5,3 kg/hr, respectivamente. Para o ciclo 3, foram 4,0 e 4,3 kg/hr. Nota-se que a potência da máquina elétrica e, conseqüentemente, as referências de torque e velocidade, culminaram em um resultado próximo ao consumo real da máquina convencional. A potência média dessa curva é de aproximadamente 4,5 kW maior do que a curva obtida pela medição da potência hidráulica, sugerindo alguma perda periférica não considerada durante a realização do teste.

Por fim, o ciclo 3, derivado de um ciclo real, apresentou valores com erro de 18,86% em relação ao consumo da retroescavadeira. Ao considerar que os picos de potência foram normalizados, esse valor se encontra numa margem aceitável.

4.2.2 Desempenho do Sistema híbrido

O modelo da retroescavadeira híbrida operando na condição de abertura de vala apresentado no Capítulo 3 foi utilizado para o levantamento do consumo de combustível no modelo híbrido. A variável de entrada é o torque de referência do ciclo de escavação de vala e o estado inicial de carga da bateria. Aqui o desejo é analisar o comportamento dos três modos de operação da máquina hibridizada: totalmente elétrico, assistência e geração de energia. Além disso, alguns pontos ótimos de operação do sistema foram analisados em relação ao mapa de consumo de combustível de frenagem utilizado para o desenvolvimento deste trabalho.

Para estas análises, o modelo apresentado na figura 3.6 foi implementado no ambiente MATLAB/Simulink R2021b. As condições de teste foram igualmente replicadas para ambas as topologias para facilitar a comparação. Além disso, os valores definidos para a malha de controle de velocidade são calculados e apresentados conforme metodologia apresentada no Apêndice B.

Os mapas de desempenho modelados foram utilizados na simulação como *lookup tables*. Antes de analisar os modos de operação do controlador do sistema de gerenciamento de energia, foi necessário encontrar o ponto ótimo do grupo gerador. O ponto de menor consumo específico do mapa teórico do motor Diesel é de 216,13 g/kWh, onde a rotação é 2249 rpm e o torque aplicado é 283 Nm. Um projeto de *downsizing* do motor seria uma solução viável, dado que para potências nominais menores, o ponto mínimo do mapa pode coincidir com as curvas limitantes do gerador (VU et al., 2023). Para analisar a condição de operação da máquina com este mapa, outra combinação foi escolhida.

O ponto de consumo mínimo do mapa experimental (256,52 g/kWh), cujo torque necessário é de 168 Nm, também não pode ser utilizado por não se adequar aos limites do gerador. A Tabela 15 apresenta os estudos de caso selecionados para avaliar o desempenho do controlador do sistema de gerenciamento de energia.

Tabela 15 – Estudos de caso de operação do controlador do sistema de gerenciamento de energia analisados.

Pontos ótimos analisados					
Estudos de caso	Mapa de consumo	Torque	Joystick	BSFC esperado	n_{ref}
1	Teórico	118 Nm	32%	295	1800
2	Experimental	145 Nm	37%	279	1800
3	Experimental	138 Nm	35%	286	1800
4	Experimental	125 Nm	35%	306	1800
5	Experimental	120 Nm	30%	305	1800

Fonte: Elaboração própria.

Ressalta-se que os pontos escolhidos atendem o requisito de máxima eficiência de operação do gerador. A figura 3.26 apresenta a curva de eficiência obtida pelo gerador em função do torque eletromagnético da máquina. Nota-se que, para uma eficiência de 96%, seria necessário aplicar entre 77,56 a 178,92Nm como referência pelo controlador do sistema de gerenciamento de energia. Nas seções a seguir, os resultados obtidos perante a operação dessas condições impostas são apresentados e discutidos.

4.2.2.1 Modo elétrico e de geração

Com o intuito de analisar a autonomia da bateria projetada e o tempo necessário de recarga após a descarga total, os modos elétrico e geração foram analisados. Os limites de segurança do estado de carga da bateria para o controlador do sistema de gerenciamento de energia foram definidos em 20% para o valor mínimo e 95% para o valor máximo.

O valor de entrada do estado de carga foi definido em 100% e, então, uma situação de descarga e carga total foi simulada durante um tempo equivalente a um dia de operação da retroescavadeira equivalente a 06:00 horas. O sistema entra no modo geração no instante

em que o estado de carga da bateria alcança o valor mínimo de 20%. Nesse momento, o controle envia o torque de referência do gerador (T_{cmd}) ao controlador local do sistema. A tabela 16 apresenta os resultados obtidos para cada ponto de operação.

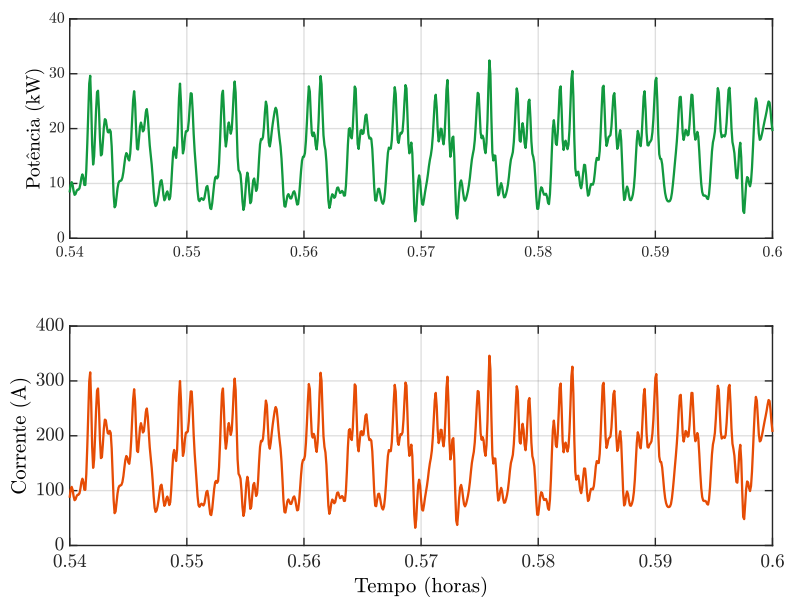
Tabela 16 – Parâmetros de desempenho dos modos elétrico e de geração da retroescavadeira durante a operação dos ciclos de trabalho experimental e teórico.

Modos de operação de carga e descarga - ciclo de trabalho experimental								
Pontos	Tempo de descarga (hr)	Rotação do grupo gerador (RPM)	Tempo de carga (min)	Potência gerada (kW)	Tensão da bateria (V)	Corrente da bateria (A)	BSFC obtido (g/kWh)	Consumo de Combustível (kg/hr)
1	1:12	1833,19	48,76	-21,6	100,45	-215,10	293,19	2,71
2	1:12	1365,49	53,87	-23,0	100,17	-194,68	280,21	2,45
3	1:12	1339,19	57,61	-19,5	99,98	-182,05	286,65	2,33
4	1:12	1846,18	45,96	-18,2	100,65	-228,20	312,24	2,39
5	1:12	1263,69	69,89	-14,9	99,53	-150,06	305,19	2,04
Modos de operação de carga e descarga - ciclo de trabalho teórico								
Pontos	Tempo de descarga (hr)	Rotação do grupo gerador (RPM)	Tempo de carga (min)	Potência gerada (kW)	Tensão da bateria (V)	Corrente da bateria (A)	BSFC obtido (g/kWh)	Consumo de Combustível (kg/hr)
1	1:21	1833,19	48,76	-21,6	100,45	-215,10	293,19	2,43
2	1:21	1365,49	53,88	-23,0	100,17	-194,68	312,24	2,12
3	1:21	1339,19	57,62	-19,5	99,98	-182,05	280,21	2,02
4	1:21	1846,18	45,96	-18,2	100,65	-228,20	286,65	2,75
5	1:21	1263,69	69,89	-14,9	99,53	-150,06	305,19	1,88

Fonte: Elaboração própria.

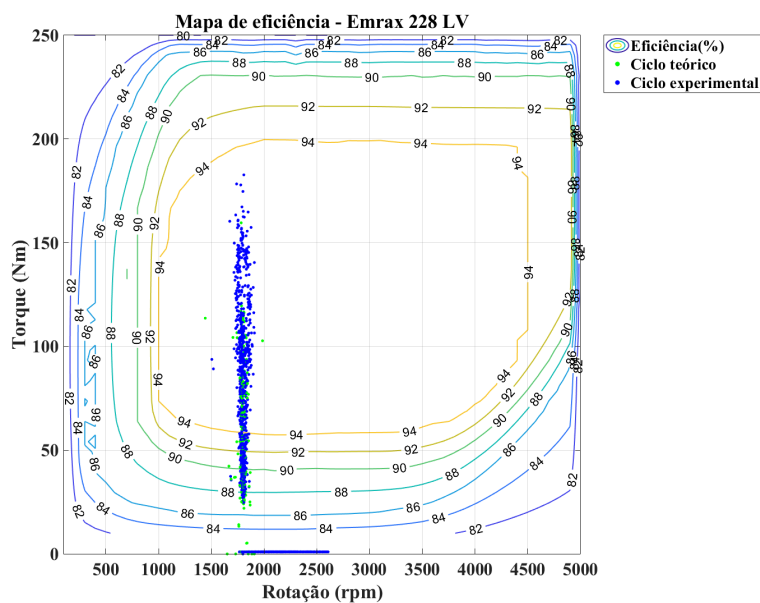
A figura 4.15 apresenta a potência elétrica requisitada ao banco de baterias para realizar o acionamento da bomba hidráulica e fornecer o ciclo de trabalho apresentado na figura 4.12. Essa potência é calculada através da equação (3.17), onde a potência mecânica do eixo do motor elétrico é dividida pelos pontos de eficiência instantânea apresentados na figura 4.16. Nota-se que os pontos de operação se concentram majoritariamente no centro do mapa, cujo rendimento é de 96%. Essa condição apresenta um dos grandes benefícios da troca do conversor de energia a combustão, cuja eficiência máxima é de 40% para a utilização de Diesel. Ao considerar que a potência média do ciclo é de 12,95 kW, conclui-se que a autonomia da bateria, para uma descarga de 80%, é de 1 hora e 12 min, conforme apresentado na tabela 16.

Figura 4.15 – Potência (verde) e corrente (laranja) da bateria durante a operação do modo elétrico da máquina de estados do sistema de gerenciamento.



Fonte: Elaboração própria.

Figura 4.16 – Pontos de operação do modelo híbrido no mapa de eficiência do motor elétrico para os ciclos de operação experimental (azul) e teórico (verde).



Fonte: Elaboração própria.

Todo instante durante o período simulado em que o estado de carga da bateria chega ao valor mínimo de 20% o sistema entra no modo geração. O gerenciador de energia

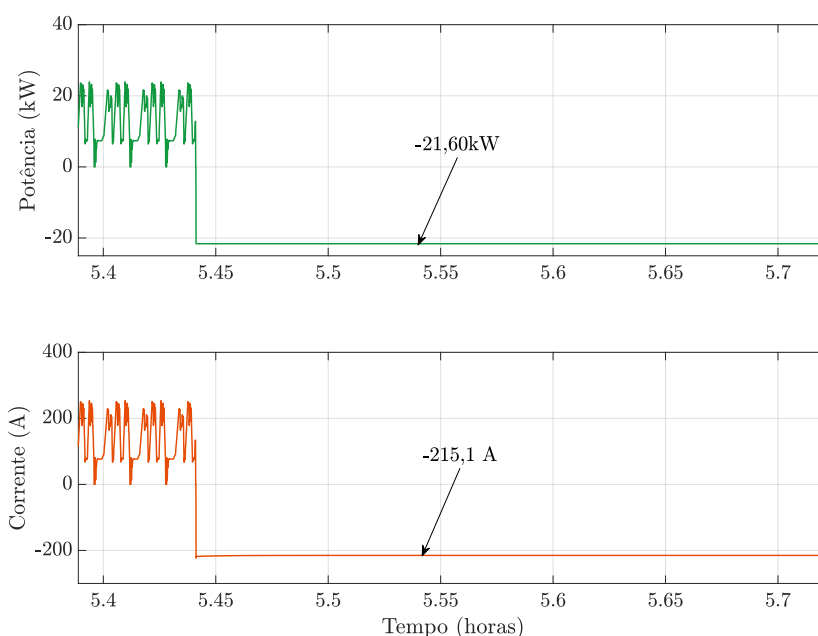
Tabela 17 – Eficiência de operação do gerador durante os ciclos de operação experimental e teórico.

Eficiências de operação do gerador	
Pontos	Valor (%)
1	96,0
2	95,0
3	95,0
4	96,0
5	94,9

Fonte: Elaboração própria.

envia um torque de referência constante ao grupo gerador (T_{cmd}) ao controlador local do sistema. Como consequência, a potência mecânica gerada pelo genset passa a ser constante. A tabela 17 apresenta os valores de eficiência atingidos para cada ponto analisado. A potência elétrica gerada e, por conseguinte, potência do barramento c.c., é calculada a partir da relação (3.20) e apresentada na figura 4.17. A corrente de carga que está fluindo para a bateria também é apresentada e é determinada pela relação (3.14).

Figura 4.17 – Curva de potência (verde) e corrente (laranja) do barramento C.C. na transição do modo elétrico para o modo de geração durante a operação do estudo de caso 1 com o ciclo teórico.



Fonte: Elaboração própria.

Os tempos de carga do sistema, estão diretamente associados à potência de

gerada pelo grupo gerador. Nota-se que a potência e corrente de recarga são inversamente proporcionais ao tempo que demora para que o estado de carga chegue ao ponto de SoC_{max} . A medida que a potência gerada diminui, a corrente de carga também reduz e, contrariamente, o tempo de recarga do sistema aumenta, como é possível analisar pela tabela 16.

O sistema de armazenamento de energia deste projeto não possui a autonomia suficiente para permitir que a máquina opere um dia de trabalho em seu modo totalmente elétrico. Cada instante de máquina parada é uma desvantagem no balanço final de custo benefício realizado pelos donos de máquinas de construção, visto que é um momento sem realização de trabalho. Deste forma, o modo de assistência é uma ferramenta que auxilia a contornar essa condição.

4.2.2.2 Modo de assistência

O modo de assistência, economicamente, é o modo mais importante para o projeto de hibridização da máquina, visto que não é necessário pará-la para a realização da recarga. Como apresentado na seção 3.5, a estratégia que permite essa condição de operação é adoção de um tipo de monitoramento de histerese no estado de carga da bateria, para que ela não descarregue completamente e o sistema de geração consiga suprir a energia necessária para a carga do banco e para o sistema hidráulico.

Durante a operação, os mesmos pontos apresentados na tabela 15 foram testados para comparar o comportamento do sistema. O valor definido para $SoC_{max,cs}$ foi de 90% e para $SoC_{min,cs}$ foi de 50%. Os resultados dos pontos simulados são apresentados na tabela 18. Para o ciclo de operação 2 (teste de motorização da máquina híbrido) resultou em um tempo de descarga de 45 minutos e 7 segundos. Logo, é possível concluir que a descarga completa do banco para este ciclo de operação leva a uma autonomia de 1 hora e 30 minutos. Para o ciclo de operação teórico, o tempo de descarga de metade do banco foi de 49 minutos e 50 segundos e 1 hora e 39 minutos para uma descarga total. A condição de operação do sistema de motorização é basicamente a mesma, enquanto as principais mudanças ocorrem para o sistema de geração.

Tabela 18 – Parâmetros de desempenho do modo de assistência do sistema de gerenciamento de energia da retroscavadeira durante a operação dos ciclos de trabalho experimental e teórico.

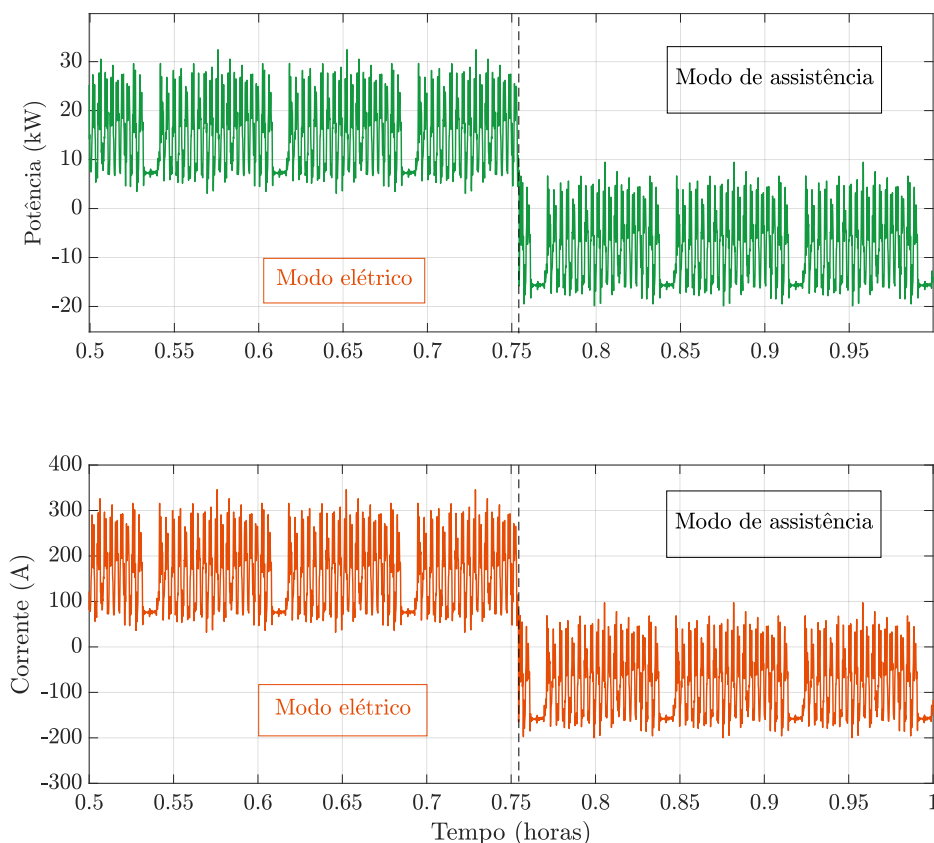
Modos de operação de carga e descarga - ciclo de trabalho experimental								
Pontos	Tempo de descarga (min)	Rotação do grupo gerador (RPM)	Tempo de carga (min)	Potência média gerada (kW)	Tensão média de carga da bateria (V)	Corrente média de carga da bateria (A)	BSFC obtido (g/kWh)	Consumo de Combustível (kg/hr)
1	45,25	1833,19	75,99	-7,00	98,38	-70,77	293,19	4,39
2	45,25	1365,49	81,10	-4,87	98,07	-49,22	280,21	3,91
3	45,25	1339,19	84,84	-5,94	83,33	-36,04	286,65	4,29
4	45,25	1846,18	73,18	-8,35	98,57	-84,30	312,24	4,32
5	45,25	1263,69	-	-0,305	97,74	-2,68	305,19	4,24
Modos de operação de carga e descarga - ciclo de trabalho teórico								
Pontos	Tempo de descarga (min)	Rotação do grupo gerador (RPM)	Tempo de carga (min)	Potência média gerada (kW)	Tensão média de carga da bateria (V)	Corrente média de carga da bateria (A)	BSFC obtido (g/kWh)	Consumo de Combustível (kg/hr)
1	49,84	1833,19	67,20	-8,23	98,56	-83,10	293,19	3,74
2	49,84	1365,49	90,14	-6,13	98,26	-61,94	280,21	3,72
3	49,84	1339,19	114,49	-6,08	71,71	-48,89	286,65	3,55
4	49,84	1846,18	57,85	-9,59	98,75	-96,75	312,24	4,00
5	49,84	1263,69	-	-1,57	97,60	-15,64	305,19	4,18

Fonte: Elaboração própria.

A operação do controlador no modo de assistência tem como consequência a operação do grupo gerador por mais tempo do que a condição previamente discutida. Garantir que o desempenho em relação à máquina convencional é bom é de suma importância para os custos de operação. A operação continua do sistema durante um dia de trabalho, economizando combustível e fornecendo a potência necessária para o sistema hidráulico são pesos para determinar o sucesso do projeto. O primeiro ponto a se considerar é que, durante a operação no modo de assistência, a potência hidráulica (P_{hyd}) é igual à potência mecânica de saída do sistema de motorização ($P_{mec,em}$). As duas fontes de armazenamento de energia do protótipo híbrido suprem as necessidades do acionamento elétrico dos atuadores do braço traseiro.

Na prática, essa condição é traduzida pelo grupo gerador (P_{gen}) fornecendo uma potência média ao sistema e o banco de baterias (P_{bat}) suprindo as variações de carga, até que o estado de carga mínimo ($SoC_{min,cs}$) da estratégia *charge sustaining* seja alcançado. Nesse momento, a potência do gerador será também utilizada para recarregar o banco de baterias e a potência do barramento C.C. passa a ser determinada pela relação (3.18). A figura 4.18 apresenta o comportamento da potência da bateria durante os instantes iniciais de operação do sistema. Nota-se que, durante a descarga, o modo de operação é o modo elétrico e, quando é necessário recarregar o banco, o modo de assistência começa a operar. A potência do banco passa a ser igual à soma das potências requisitada e gerada, com valor médio de 9,59 kW, quase metade do valor anterior de 18,2 kW no modo de geração.

Figura 4.18 – Potência (verde) e corrente (laranja) da bateria durante a operação do ponto 4 com o ciclo de trabalho experimental.



Fonte: Elaboração própria.

Como consequência, a corrente que flui pelo banco para recarga do sistema é menor e o tempo necessário para chegar ao estado de carga máximo ($SoC_{max,cs}$) deste modo é maior. Os pontos de operação apresentaram condições interessantes. A potência resultante de carga da bateria para o ponto 5 foi de apenas 1,57 kW, que resultou em uma corrente média de carga de 15,64 A. Com essa corrente, não foi possível carregar o sistema durante o tempo de operação de 6 horas analisado, o que torna esse ponto inviável para o controlador do sistema de gerenciamento.

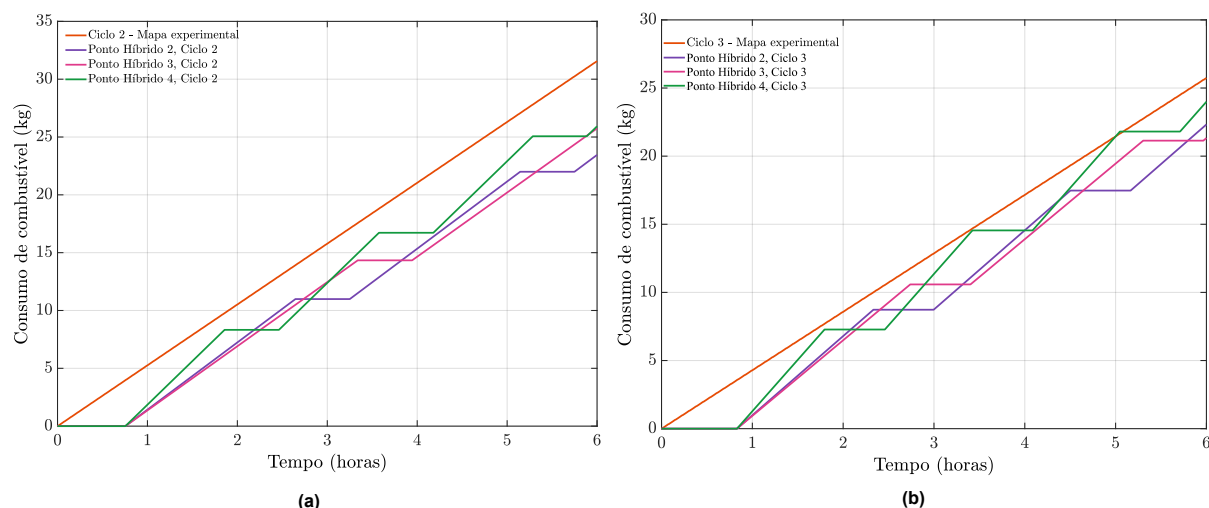
Dentre os pontos restantes apresentados na tabela 18, os pontos de operação 2 e 3 foram os com melhor economia de combustível durante a operação para o mapa experimental para os dois ciclos de trabalho. Como contrapartida, o tempo de recarga do sistema foi, aproximadamente 30 a 40 minutos, superior quando comparados com os pontos 1 e 4. O ponto de operação 1 considerou um motor de combustão interna com o mapa de consumo de combustível teórico, figura 3.10, teve um comportamento semelhante ao do mapa experimental, dado que os valores em g/kWh para os conjugados considerados são

semelhantes. Logo, conclui-se que os dois pontos de operação são viáveis para o controlador de regras projetado para o sistema de gerenciamento de energia.

4.2.3 Resultado comparativos

A figura 4.19 apresenta os resultados de consumo de combustível acumulados para os ciclos de operação do ensaio experimental (a) e curva teórica (b) em uma operação do sistema alternando entre os modos elétrico e de assistência. A diferença entre os dois ciclos na arquitetura a combustão se deve da diferença de potência média de 12,95 kW e 11,55 kW, respectivamente. Essa condição, levou a uma pequena diferença no tempo de descarga de minutos, já comentada previamente.

Figura 4.19 – Curvas de consumo de combustível em gramas acumulados para o ciclo de operação 2 (a) e ciclo de operação 3 (b).



Fonte: Elaboração própria.

As curvas de consumo de combustível acumulado para o modelo híbrido da retroescavadeira apresentam essa característica de níveis de consumo devido à estratégia de operação. No momento em que a energia está sendo drenada da bateria no modo elétrico, o grupo gerador se encontra desligado, logo nenhum valor está sendo acumulado. O momento em que o estado de carga alcança o seu valor mínimo estipulado, o grupo gerador entra em operação por comando do controlador central e começa a carga da bateria. O tempo de operação desse sistema está diretamente ligado à corrente da bateria de acordo com a relação (3.12), uma vez que o estado de carga é definido em função da corrente. Logo, para os pontos onde a corrente média é maior, menor foi o tempo de carga.

A tabela 19 apresenta os valores de consumo de combustível obtidos através da simulação das duas topologias analisadas de uma máquina de construção não rodoviária em

um ciclo de operação de escavação de vala. Os ciclos de operação 2 e 3 foram considerados para medida de comparação com o resultado da operação. Para a arquitetura híbrida são apresentados os pontos que obtiveram melhor eficiência de operação, os pontos 1 a 4. Os valores da tabela consideraram um período de 6 horas, tempo de trabalho comum de uma retroescavadeira, para uma operação no modo de assistência (primeira coluna de consumo) e uma combinação do modo elétrico e de geração (segunda coluna de consumo).

Tabela 19 – Tabela comparativa do consumo de combustível das simulações convencional e híbrida da retroescavadeira.

Consumo de combustível da retroescavadeira						
Pontos	Arquitetura	Mapa de BSFC	Ciclo de operação	Consumo de combustível (kg/hr)	Geração: Consumo de combustível (kg/hr)	Economia percentual (%)
Ciclo 2	Convencional	Experimental	Experimental	5,30	-	
Ciclo 2	Convencional	Teórico	Experimental	4,30	-	
Ciclo 3	Convencional	Experimental	Teórico	5,00	-	
Ciclo 3	Convencional	Teórico	Teórico	4,00	-	
1	Híbrida	Teórico	Experimental	4,39	2,71	-12,20
1	Híbrida	Teórico	Teórico	3,74	2,43	-6,50
2	Híbrida	Experimental	Experimental	3,91	2,45	-26,23
2	Híbrida	Experimental	Teórico	3,72	2,12	-13,49
3	Híbrida	Experimental	Experimental	4,29	2,33	-19,06
3	Híbrida	Experimental	Teórico	3,55	2,02	-17,44
4	Híbrida	Experimental	Experimental	4,32	2,39	-18,49
4	Híbrida	Experimental	Teórico	4,00	2,75	-6,98

Fonte: Elaboração própria.

O consumo de combustível está ligado diretamente ao tempo em operação do sistema e a relação (4.2). Logo, o ponto de operação que apresentou o melhor compromisso entre torque, rotação e BSFC, obteve o melhor consumo de combustível do sistema. Na tabela 19, ainda são apresentados os resultados de economia percentual de cada ponto de operação do modelo híbrido com seu equivalente convencional. O ponto 2 operando com o ciclo 2 foi o que apresentou maior economia de combustível (-26,23%). Este poderia ser o ponto ótimo de operação do sistema, no entanto, o tempo de recarga é alto e decorre da condição de referência definido pelo controlador central (comando de torque de 145 Nm, com uma rotação de operação de 1365,49 rpm) que resulta em uma potência de recarga baixa e, conseqüentemente, baixa corrente média de operação. Dentre os pontos simulados, o 4 é o que resultou em uma relação de custo benefício de consumo de combustível e tempo de recarga para os dois ciclos de operação testados (-18,49% e -6,98% e 73,18 min e 57,85 min).

4.3 Considerações finais

Esse capítulo apresentou os resultados experimentais e simulados obtidos para avaliar o desempenho da eletrificação de uma máquina não rodoviária de construção. Considerando os equipamentos disponíveis para a realização do teste de caracterização

do motor de combustão interna, o consumo específico de frenagem foi mapeado para a velocidade de idle e máxima do motor. Além disso, o sistema de geração foi ensaiado e apresentou comportamento conforme esperado (gerando uma potência máxima de aproximadamente de 20 kW). O teste de motorização para a caracterização do ciclo de operação de escavação de valas de uma retroescavadeira tradicional foi proposto e realizado, além medir o consumo de combustível de operação da máquina. O teste com a máquina hibridizada apresentou bom funcionamento, sendo possível realizar o ciclo esperado. Foi detectado, no entanto, uma diferença entre as pressões hidráulicas geradas na operação convencional e híbrida. Devido a uma limitação de projeto do inversor de frequências utilizado, não foi possível configurar e sintonizar as malhas de controle, principalmente a malha de velocidade, da forma desejada, logo a resposta dinâmica do sistema às variações de carga não é tão eficiente e pode impactar na eficiência do sistema hidráulico.

As simulações para o modelo a combustão apresentaram resultados próximos ao valor real de operação da retroescavadeira em estudo. O ensaio de motorização teve um consumo igual ao de operação real da máquina de 5,3 kg/hr de Diesel para o mapa de BSFC experimental e 5,0 kg/hr para o mapa teórico (erro de 5,6%). Para o ciclo teórico, algumas divergências de 18,86% e 24,52% para os mapas experimental e teórico foram percebidas, devido à potência média de operação se menor do que o ciclo experimental e aos valores de BSFC serem menores para baixa carga, condição essa percebida nos ciclos de trabalho analisados. Aqui é importante ressaltar uma divergência entre os mapas de consumo comparados. O mapa teórico não consegue representar fielmente os valores de consumo específico de baixa carga do motor, o que é consequência de seu método de desenvolvimento. Já o mapa experimental, apesar de ser fiel à operação do motor Diesel, não representa todo o mapa, devido às limitações de teste encontradas. Logo, os pontos de operação de baixa carga apresentaram maior erro em relação ao consumo real da máquina.

O modelo híbrido conseguiu comprovar a eficiência do desempenho da hibridização, da mesma forma que os ensaios experimentais. O sistema de motorização simulado apresentou uma saída de potência mecânica igual à potência desenvolvida no teste experimental. Além disso, foi possível determinar as condições de operações desejáveis para cada estratégia do sistema de gerenciamento de energia da máquina. Para atividades rápidas, a estratégia de *charge depleting* fornece uma autonomia de 1 hora e 12 min com tempos de carga menores do que uma hora e com valores de economia quase metade da condição real de operação da retroescavadeira convencional. A estratégia de *charge sustaining* é adequada para longos períodos de operação, condição a qual a retroescavadeira é constantemente submetida ao permitir que a máquina não precise parar a operação para a recarga. Dentre os pontos simulados, aplicar um torque de 125 Nm, com uma posição de *Joystick* de 35% resultou em uma relação de custo benefício de consumo de combustível e tempo de recarga para os dois ciclos de operação testados (-18,49% e -6,98% e 73,18 min e 57,85 min).

5 Conclusão

Este trabalho apresenta a modelagem, simulação e validação experimental do projeto de eletrificação de um tipo de maquinário compacto móvel não rodoviário. Primeiramente, foram discutidos o significado e as classificações de veículos off-road, destacando as possíveis diferentes categorizações. Em seguida, apresentaram-se os desafios e soluções documentados na literatura referentes aos problemas de emissão inerentes associados aos motores de combustão interna. Além disso, os componentes cruciais de uma máquina móvel não rodoviária híbrida foram delineados, e os métodos de modelagem explorados. Por fim, o estudo apresentou um modelo computacional para o veículo hibridizado e para o modelo convencional. Uma retroescavadeira comercial com 72 kW de potência bruta e aproximadamente 6 horas de autonomia foi usada como plataforma de estudo para analisar a viabilidade do projeto de eletrificação. A máquina tradicional e um protótipo de hibridização foram ensaiadas para comprovar a eficiência do projeto para aferir dados experimentais com o intuito de validar as simulações desenvolvidas da máquina não rodoviária.

A preferência por uma arquitetura híbrida permitiu que a retroescavadeira executasse o mesmo ciclo de condução com eficiência do sistema de acionamento melhorada (96%) quando comparado ao acionamento do motor de combustão interna (40%). Os testes e simulações realizados com o protótipo híbrido revelaram que o emprego de um adequado sistema de gestão de energia possibilita a obtenção da redução almejada no consumo de combustível. Além disso, ao otimizar a utilização de combustível para as mesmas tarefas, as emissões são correspondentemente mitigadas. O estudo de caso 4 foi a condição de operação com melhor custo benefício. A operação do motor Diesel apenas quando necessário de forma contínua (125 Nm e 1846 rpm) resultou em uma economia de 6,98% de Diesel para o ciclo teórico e 18,49% de economia para a utilização dos dados experimentais.

5.1 Propostas de continuidade

O trabalho realizado traz oportunidades de continuação que podem agregar tanto na validação do trabalho quanto no contexto de eletrificação de máquinas móveis não rodoviárias de modo geral. São elas:

- Aplicar outros ciclos de trabalho típicos para validar a eletrificação dos implementos sob todas as condições de operação da retroescavadeira;

- Estudos de outras estratégias de operação para o sistema de gerenciamento de energia;
- Estudos de outras metodologias de sistema de gerenciamento de energia que melhorem a eficiência de operação da retroscavadeira híbrida;
- Estudos do sistema de geração de energia para operar o motor de combustão interna e o gerador na região de melhor eficiência;
- Estudos acerca da implementação de um acionamento elétrico independente para cada cilindro hidráulico que melhorem a eficiência de operação;
- Validação do sistema de gerenciamento de energia no protótipo hibridizado.

5.2 Publicações Relacionadas à Dissertação de Mestrado

As contribuições realizadas nesse trabalho permitiram, de forma direta ou indireta, o desenvolvimento de trabalhos técnico-científicos publicados em anais de congressos nacionais e em internacionais. Os artigos publicados podem ser vistos a seguir:

1. Ramos, M.F., Moreira, S.B., Jr, R.A.P., Pires, I.A., F, B.J.C., Nascimento, A., Maia, T. a. C., 2022. Sistema de Gerenciamento de Energia em uma Máquina Fora de Estrada. Congresso Brasileiro de Automática - CBA 3.
2. Ramos, M. de F., Brandao, D.A. de L., Galo, D.P.V., Cardoso Filho, B. de J., Pires, I.A., Maia, T.A.C., 2024. A Study on the Performance of the Electrification of Hydraulic Implements in a Compact Non-Road Mobile Machine: A Case Applied to a Backhoe Loader. *World Electric Vehicle Journal* 15, 127.
3. Brandao, D.A. de L., Ramos, M. de F., Parreiras, T.M., Maia, T.A.C., Pires, I.A., Corrêa, T.P., Cardoso Filho, B. de J., Nascimento, A., 2023. Hybridization of a Backhoe Loader: Electric Drive System Design. *Machines* 11, 471.
4. Parreiras, T.M., Brandao, D.A. de L., Ramos, M. de F., Maia, T.A.C., Corrêa, T.P., Pires, I.A., Nascimento, A., Filho, B. de J.C., 2023. Permanent Magnet Synchronous Motor Drive Control for Hybrid Construction Machinery - Revisited, in: 2023 IEEE Transportation Electrification Conference & Expo (ITEC). Presented at the 2023 IEEE Transportation Electrification Conference & Expo (ITEC), pp. 1–6.
5. Brandão, D.A. de L., Ramos, M. de F., Parreiras, T.M., Maia, T.A.C., Pires, I.A., Filho, B. de J.C., Nascimento, A., 2022. Hibridização de uma Retroscavadeira: Projeto do Sistema de Acionamento Elétrico. Congresso Brasileiro de Automática - CBA 3.

6. Brandão, D.A. de L., Ramos, M. de F., Pires, I.A., Maia, T.A.C., Filho, B. de J.C., 2022. Impact of the Efficiency of Commercial Auxiliary Power Modules on Electric Vehicles. Congresso Brasileiro de Automática - CBA 3.

REFERÊNCIAS

- ACEA. *Vehicles in use in Europe in 2022*. 2020. Disponível em: <https://www.acea.auto/publication/report-vehicles-in-use-europe-2022/>.
- AN, H. et al. Combustion and emissions characteristics of diesel engine fueled by biodiesel at partial load conditions. *Applied Energy*, v. 99, p. 363–371, 2012.
- ANGELOU, M. ‘*STILL I RISE*’, in *And Still I Rise*. [S.l.]: Hachette Digital UK, 1986. 38-42 p.
- BARTHEL, J. et al. Energy management for hybrid electric tractors combining load point shifting, regeneration and boost. In: *2014 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*. [s.n.], 2014. p. 1–6. ISSN 1938-8756. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/document/7007061>(<https://ieeexplore.ieee.org/document/7007061>).
- BELLMAN, R. *Dynamic Programming*. [S.l.]: Dover Publications, 1957.
- BELTRAMI, D. et al. Electrification of compact off-highway vehicles—overview of the current state of the art and trends. *Energies*, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 14, n. 1717, p. 5565, jan. 2021. ISSN 1996-1073.
- BRANDAO, D. et al. Hybridization of a backhoe loader: Electric drive system design. *Machines*, v. 11, n. 4, 2023.
- BRANDAO, D. A. d. L. et al. Impact of the efficiency of commercial auxiliary power modules on electric vehicles. *Congresso Brasileiro de Automática - CBA*, v. 3, n. 11, out. 2022. ISSN 0103-1759. Disponível em: https://www.sba.org.br/open_journal_systems/index.php/cba/article/view/3667.
- BRENNA, M. et al. Feasibility proposal for heavy duty farm tractor. In: *2018 International Conference of Electrical and Electronic Technologies for Automotive*. [S.l.: s.n.], 2018. p. 1–6.
- CAMBRIDGE, D. *Vehicle*. 2023. Cambridge Dictionary. (Acessado em 17 de dezembro de 2022). Disponível em: <https://dictionary.cambridge.org/dictionary/english/vehicle>.
- CASAPPA. *HYDRAULIC GEAR PUMPS AND MOTORS: K-05-T-A*. 2021. Disponível em: <https://www.casappa.com/en/c/downloads/category/2/>.
- CATERPILLAR. *Equipments*. 2021. Acessado em 14 de junho de 2021). Disponível em: https://www.cat.com/en_US/products/new/equipment.html.
- COMMISSION, E. *Regulation (EU) 2016/1628*. 2016. Acessado em 17 de dezembro de 2023). Disponível em: <https://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2016/1628/oj>.
- DAI, X.; ZHANG, C.; LI, S. Fuzzy pid control for boom energy recovery on hybrid hydraulic excavator. In: *2011 IEEE International Conference on Computer Science and Automation Engineering*. [s.n.], 2011. v. 2, p. 154–157. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/document/5952444>.

- DALBONI, M. et al. Electrification of a compact agricultural tractor: A successful case study. In: *2019 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC)*. [s.n.], 2019. p. 1–6. ISSN 2377-5483. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/document/8790496>.
- DALLMANN, T.; MENON, A. Technology pathways for diesel engines used in non-road vehicles and equipment. *International Council on Clean Transportation*, 2020. (Acessado em 17 de junho de 2023).
- DAVIS, L.; BENTLEY, M.; GRYAZEV, D. Impact of the stage v off-road emissions standard on agricultural engine lubricants. 2020. Acessado em 17 de junho de 2023. Disponível em: <https://www.lube-media.com/wp-content/uploads/FINAL-Lubrizol-Lube-WEB-ONLY-Article-Mar20-Stage-Vd.pdf>.
- DEKRAKER, P. et al. SAE Technical Paper. *Constructing Engine Maps for Full Vehicle Simulation Modeling*. Warrendale, PA: [s.n.], 2018. ISSN 0148-7191, 2688-3627. Disponível em: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2018-01-1412/>.
- DO, T. C. et al. Energy management strategy of a pem fuel cell excavator with a supercapacitor/battery hybrid power source. *Energies*, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 12, n. 2222, p. 4362, jan. 2019. ISSN 1996-1073.
- EHSANI, M.; GAO, Y.; EMADI, A. *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory, and Design, Second Edition*. [S.l.]: CRC Press, 2017. 471-497 p. ISBN 978-1-4200-5400-2.
- EMDRIVE. 2024. Acessado em 21 de maio de 2022. Disponível em: <https://www.emdrive-mobility.com/portfolio/emdrive-500/>.
- EMRAX. *Emrax E-Motors: 228 (124 kW — 230 Nm), n.d.* 2023. Acessado em 5 de fevereiro de 2023. Disponível em: <https://emrax.com/e-motors/emrax-228/>.
- EPA, O. U. Data and Tools, *EPA Nonregulatory Nonroad Duty Cycles*. 2017. Disponível em: <https://www.epa.gov/moves/epa-nonregulatory-nonroad-duty-cycles>.
- European Commission. *What is non-road mobile machinery (NRMM)?* 2017. Acessado em 23 de abril de 2023. Disponível em: https://single-market-economy.ec.europa.eu/sectors/automotive-industry/environmental-protection/non-road-mobile-machinery_en.
- FAHD, M. E. A. et al. Experimental investigation of the performance and emission characteristics of direct injection diesel engine by water emulsion diesel under varying engine load condition. *Applied Energy*, v. 102, p. 1042–1049, 2013. ISSN 0306-2619.
- FORSGREN, M.; ÖSTGREN, E.; TSCHIESNER, A. *Harnessing momentum for electrification in heavy machinery and equipment*. 2019. (Acessado em 03 de maio de 2024.). Disponível em: <https://www.mckinsey.com/industries/automotive-and-assembly/our-insights/harnessing-momentum-for-electrification-in-heavy-machinery-and-equipment>.
- GOLVERK, A. Mathematical calculation of the performance map of internal combustion engine. In: *International Congress & Exposition*. [S.l.]: SAE International, 1992.

- GOSWAMI, G. et al. Comparison of various hybrid electric powertrains for non-road mobile machinery using real-time multibody simulation. *IEEE Access*, v. 10, p. 107631–107648, 2022. ISSN 2169-3536.
- GRAMMATICO, S.; BALLUCHI, A.; COSOLI, E. A series-parallel hybrid electric powertrain for industrial vehicles. In: *2010 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*. [s.n.], 2010. p. 1–6. ISSN 1938-8756. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/document/5729045>.
- GRANDALL, D. R. *The Performance and Efficiency of Hydraulic Pumps and Motors*. Tese (Doutorado) — GRADUATE SCHOOL OF THE UNIVERSITY OF MINNESOTA, 2010.
- HAGAN, R. et al. Non-road mobile machinery emissions and regulations: A review. *Air*, v. 1, n. 1, p. 14–36, 2023. ISSN 2813-4168. Disponível em: <https://www.mdpi.com/2813-4168/1/1/2>.
- HAJIMIRI, M. H.; SALMASI, F. R. A fuzzy energy management strategy for series hybrid electric vehicle with predictive control and durability extension of the battery. In: *2006 IEEE Conference on Electric and Hybrid Vehicles*. [s.n.], 2006. p. 1–5. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/4156554>.
- Hayes, J. G.; Godarzi, A. G. : *Electric powertrain : energy systems, power electronics and drives for hybrid, electric and fuel cell vehicles*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2018.
- HURIA, T. et al. High fidelity electrical model with thermal dependence for characterization and simulation of high power lithium battery cells. In: *2012 IEEE International Electric Vehicle Conference*. [s.n.], 2012. p. 1–8. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/document/6183271>.
- ISO, I. O. for S. *ISO 14396:2002*. 2002. Disponível em: <https://www.iso.org/standard/32909.html>.
- JCB. *JCB Drivetrain Solution*. 2015. Acessado em 30 de janeiro de 2024. Disponível em: <https://www.jcb.com/en-gb/products/drivetrain/drivetrain>.
- JCMAS. *Earth-Moving Machinery—Fuel Consumption on Hydraulic Excavator—Test Procedure*. 2007. JCMAS H020:2007 - Japan Construction Machinery and Construction Association for Hydraulic Excavators.
- JIA, C.; QIAO, W.; QU, L. Modeling and control of hybrid electric vehicles: A case study for agricultural tractors. In: *2018 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*. [s.n.], 2018. p. 1–6. ISSN 1938-8756. Disponível em: https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/8604997?casa_token=KMWycnA59OMAAAAA:dwAewXQxXm99hsGhNecM1xiP5LPJ35SKbFVV1PmwlCWGHNDq4eJGGU-_uD6lEVMZ7EdSIUQSoQ.
- KOPRUBASI, K. *MODELING AND CONTROL OF A HYBRID-ELECTRIC VEHICLE FOR DRIVABILITY AND FUEL ECONOMY IMPROVEMENTS*. Tese (Doutorado) — Graduate School of The Ohio State University, 2008.
- LAI, X.; GUAN, C. A parameter matching method of the parallel hydraulic hybrid excavator optimized with genetic algorithm. *Mathematical Problems in Engineering*, Hindawi, v. 2013, p. e765027, set. 2013. ISSN 1024-123X.

- LAJUNEN, A. Simulation of energy efficiency and performance of electrified powertrains in agricultural tractors. In: *2022 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*. [s.n.], 2022. p. 1–6. ISSN 1938-8756. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/document/10003394>.
- LAJUNEN, A. et al. Electric and hybrid electric non-road mobile machinery – present situation and future trends. *World Electric Vehicle Journal*, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 8, n. 11, p. 172–183, mar. 2016. ISSN 2032-6653.
- LI, S. G. et al. Energy and battery management of a plug-in series hybrid electric vehicle using fuzzy logic. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, v. 60, n. 8, p. 3571–3585, out. 2011. ISSN 1939-9359.
- LI, X. et al. Operating performance of pure electric loaders with different types of motors based on simulation analysis. *Energies*, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 14, n. 33, p. 617, jan. 2021. ISSN 1996-1073.
- LORENZ, R.; LIPO, T.; NOVOTNY, D. Motion control with induction motors. *Proceedings of the IEEE*, v. 82, n. 8, p. 1215–1240, ago. 1994. ISSN 1558-2256.
- LTMG, X. *Backhoe Loaders Market Development and Its Factors Analysis*. 2023. Acessado em 28 de janeiro de 2024. Disponível em: <https://www.ltmg-loader.com/news/industry-news/547.html>.
- MATHWORKS. *Estimation Equivalent Circuit Battery*. 2023. Acessado em 28 de novembro de 2023. Disponível em: https://www.mathworks.com/help/autoblks/ref/estimationequivalentcircuitbattery.html?s_tid=doc_ta.
- MATTARELLI, E. et al. SAE Technical Paper. *Potential of Electrification Applied to Non-Road Diesel Engines*. Warrendale, PA: [s.n.], 2019. ISSN 0148-7191, 2688-3627. Disponível em: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2019-24-0202/>.
- MENDES, F. *Eletrificação de Máquinas Pesadas Fora de Estrada Baseada no Acionamento Elétrico dos Atuadores e Armazenadores de Energia de Baixa Capacidade*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Minas Gerais, 2019.
- MENDES, F. E. G. et al. Off-Road Vehicle Hybridization Methodology Applied to a Tractor Backhoe Loader. *2019 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC)*, . p. 1-6. 2019.
- MI M. ABUL MASRUR, D. W. G. C. Modeling and simulation of electric and hybrid vehicles. In: _____. *Hybrid Electric Vehicles*. John Wiley & Sons, Ltd, 2011. cap. 12, p. 363–384. ISBN 9781119998914. Disponível em: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/9781119998914.ch12>.
- MOBLEY, R. K. *3 - HYDRAULIC PUMPS*. Woburn: Newnes, 2000. 25–46 p. ISBN 978-0-7506-7174-3. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780750671743500548>.
- MOCERA, F.; SOMÀ, A. Analysis of a parallel hybrid electric tractor for agricultural applications. *Energies*, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 13, n. 1212, p. 3055, jan. 2020. ISSN 1996-1073.

- MOREIRA, W. K. *Análise e projeto de sistemas de propulsão híbridos para tratores agrícolas*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Maria, ago. 2022. Disponível em: <http://repositorio.ufsm.br/handle/1/27052>.
- ONORI LORENZO SERRAO, G. R. S. *Hybrid Electric Vehicles Energy Man.* [S.l.]: Springer-Verlag London Ltd., 2016. (Electrical and Computer Engineering: Control, Automation and Robotics).
- PADOVANI, D.; DIMITRIOU, P.; MINAV, T. Challenges and solutions for designing energy-efficient and low-pollutant machines in off-road hydraulics. *Energy Conversion and Management: X*, v. 21, p. 100526, jan. 2024. ISSN 2590-1745.
- PASCUZZI, S. et al. Sustainability evaluation of hybrid agriculture-tractor powertrains. *Sustainability*, v. 16, n. 3, 2024. ISSN 2071-1050. Disponível em: <https://www.mdpi.com/2071-1050/16/3/1184>.
- PICCOLO, A. et al. Optimisation of energy flow management in hybrid electric vehicles via genetic algorithms. In: *2001 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics. Proceedings (Cat. No.01TH8556)*. [s.n.], 2001. v. 1, p. 434–439 vol.1. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/document/936493>.
- RAHEMAN, H.; GHADGE, S. V. Performance of diesel engine with biodiesel at varying compression ratio and ignition timing. *Fuel*, v. 87, n. 12, p. 2659–2666, set. 2008. ISSN 0016-2361.
- RAMOS, M. d. F. et al. A study on the performance of the electrification of hydraulic implements in a compact non-road mobile machine: A case applied to a backhoe loader. *World Electric Vehicle Journal*, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 15, n. 44, p. 127, abr. 2024. ISSN 2032-6653.
- RAMOS, M. F. et al. Sistema de gerenciamento de energia em uma máquina fora de estrada. *Congresso Brasileiro de Automática - CBA*, v. 3, n. 11, out. 2022. ISSN 0103-1759. Disponível em: https://www.sba.org.br/open_journal_systems/index.php/cba/article/view/3273.
- RESEARCH, G. V. *Construction Equipment Market Size, Share & Trends Analysis Report By Product (Earth Moving Machinery, Material Handling Machinery), By Equipment Type, By Propulsion Type (ICE, Electric, CNG/LNG), By Power Output, By Engine Capacity, And Segment Forecasts, 2024 - 2030*. 2023. (Acessado em 1 de abril de 2024). Disponível em: <https://www.grandviewresearch.com/industry-analysis/construction-equipment-market-analysis>.
- RESEARCH, P. . S. I. P. M. *Off-Highway Electric Vehicles Market Report: By Propulsion (HEV, BEV), Energy Storage (Lithium-ion, Lead-Acid), Energy Storage Capacity (< 50kWh, 50 – 200kWh, > 200kWh), Power Output (< 50hp, 50 – 150hp, 150 – 300hp, > 300hp) – Recent Trends and Demand Analysis Through 2030*. 2022. (Acessado em 08 de abril de 2024.). Disponível em: <https://www.psmarketresearch.com/market-analysis/off-road-electric-vehicles-market>.
- SHAO, Z.; DALLMANN, T.; BANDIVADEKAR, A. European stage v non-road emission standards. *International Council on Clean Transportation*, 2016. (Acessado em 17 de fevereiro de 2023).

- TAHERZADEH, E. et al. A new efficient fuel optimization in blended charge depletion/charge sustenance control strategy for plug-in hybrid electric vehicles. *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles*, v. 3, n. 3, p. 374–383, set. 2018. ISSN 2379-8904.
- TEODORESCU, C. S. et al. An ecms-based powertrain control of a parallel hybrid electric forklift. In: *2017 21st International Conference on System Theory, Control and Computing (ICSTCC)*. [s.n.], 2017. p. 763–770. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/document/8107129>.
- TRAN MAJID VAFAEIPOUR, M. E. B. D.-D.; BARRERO JOERI VAN MIERL, O. H. R. Thorough state-of-the-art analysis of electric and hybrid vehicle powertrains: Topologies and integrated energy management strategies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 119, p. 109596, 2020. ISSN 1364-0321.
- TRONCON, D.; ALBERTI, L.; MATTETTI, M. A feasibility study for agriculture tractors electrification: Duty cycles simulation and consumption comparison. In: *2019 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC)*. [s.n.], 2019. p. 1–6. ISSN 2377-5483. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/document/8790502>.
- ULLMAN, T. L. et al. Nonroad engine activity analysis and transient cycle generation. *SAE Transactions*, SAE International, v. 108, p. 176–186, 1999. ISSN 0096-736X.
- UN-NOOR, F. et al. Operational feasibility assessment of battery electric construction equipment based on in-use activity data. *Transportation Research Record*, SAGE Publications Inc, v. 2675, n. 9, p. 809–820, set. 2021. ISSN 0361-1981.
- VU, N.-L. et al. Energy-optimization design and management strategy for hybrid electric non-road mobile machinery: A case study of snowblower. *Energy*, v. 284, p. 129249, 2023. ISSN 0360-5442. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544223026439>.
- WANG, D. et al. Performance analysis of hydraulic excavator powertrain hybridization. *Automation in Construction*, v. 18, n. 3, p. 249–257, maio 2009. ISSN 0926-5805.
- WANG, D.-y.; GUAN, C. Optimal control for a parallel hybrid hydraulic excavator using particle swarm optimization. *The Scientific World Journal*, Hindawi, v. 2013, p. e831564, jun. 2013. ISSN 2356-6140.
- WANG, F. et al. A mode-driven control strategy to reduce electric drive peak power of hybrid wheel loader propulsion system. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, v. 72, n. 5, p. 5948–5961, maio 2023. ISSN 1939-9359.
- WANG, J. et al. A comprehensive overview of hybrid construction machinery. *Advances in Mechanical Engineering*, v. 8, n. 3, p. 1–15, 2016.
- WANG, L. et al. Energy management strategy development of a forklift with electric lifting device. *Energy*, v. 128, p. 435–446, 2017. ISSN 0360-5442.
- WEBER, L.; KLEIN, P. A. T. *Aplicação Da Lógica Fuzzy Em Software E Hardware*. [S.l.]: Editora da ULBRA, 2003. ISBN 978-85-7528-081-2.
- WEN, Q. et al. Improving the fuel efficiency of compact wheel loader with a series hydraulic hybrid powertrain. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, v. 69, n. 10, p. 10700–10709, out. 2020. ISSN 1939-9359.

ZHANG, B. et al. Adaptive smoothing power following control strategy based on an optimal efficiency map for a hybrid electric tracked vehicle. *Energies*, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 13, n. 88, p. 1893, jan. 2020. ISSN 1996-1073.

ZHANG, J. et al. Research on global optimal energy management strategy of agricultural hybrid tractor equipped with cvt. *World Electric Vehicle Journal*, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 14, n. 55, p. 127, maio 2023. ISSN 2032-6653.

ZHANG, W. et al. Energy management strategies for hybrid construction machinery: Evolution, classification, comparison and future trends. *Energies*, v. 12, n. 10, 2019. 2024.

ZHU, Q.; WANG, Q.-f. Real-time energy management controller design for a hybrid excavator using reinforcement learning. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, v. 18, n. 11, p. 855–870, nov. 2017. ISSN 1862-1775.

A Modelagem do motor de combustão interna

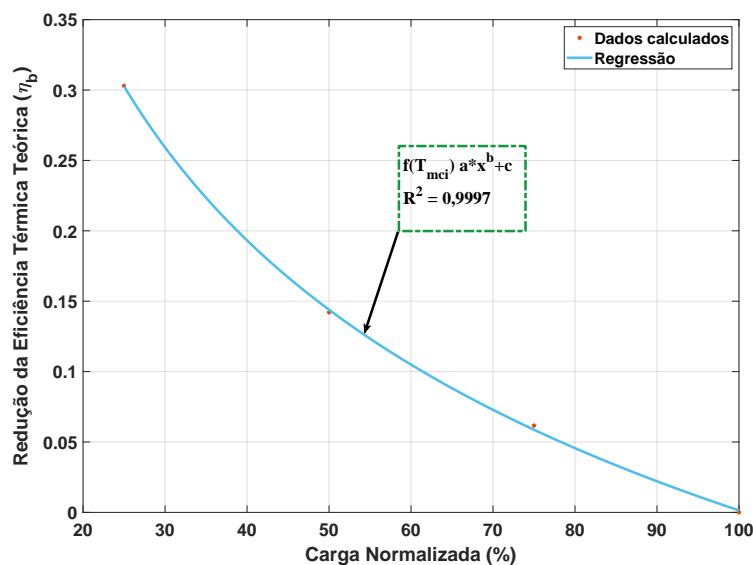
A.1 Método teórico

A partir das informações de consumo específico em plena carga e as curvas máximas de potência e torque em função da rotação é possível determinar o mapa do motor, considerando as eficiências de operação que caracterizam o desempenho em média e baixa carga. Assim, o próximo passo foi identificar as eficiências que exercem o maior impacto no desempenho do motor:

- Eficiência de combustão ($\eta_{b, mci}$): Razão da energia efetiva produzida na combustão e a quantidade de energia disponível para a massa de combustível admitida;
- Eficiência volumétrica ($\eta_{v, mci}$): Razão entre o volume de ar admitido pelo motor e o volume de ar máximo teórico;
- Eficiência térmica teórica ($\eta_{t, mci}$): Razão entre a potência obtida no eixo virabrequim e a quantidade de energia disponível pela massa de combustível admitida.

Para determinar as condições de operação do motor sob cargas parciais e consequentemente, extrapolar valores de potência, torque e consumo específico com maior assertividade, uma estimativa entre a eficiência térmica e o regime de carga do motor foi realizada com base nos trabalhos desenvolvidos em (FAHD et al., 2013; AN et al., 2012; RAHEMAN; GHADGE, 2008). A figura A.1 representa o resultado encontrado, sendo $a = 2,568$, $b = -0,1547$ e $c = -1,258$.

Figura A.1 – Redução da eficiência térmica teórica em função do aumento da carga aplicada ao eixo virabrequim.



Fonte: Elaboração própria.

Em seguida, esses valores de redução das eficiências térmicas para os diferentes regimes de carga foram utilizados para calcular a potência, o torque e o consumo específico para cada faixa de rotação e regime de carga de 10% a 100%. (GOLVERK, 1992) apresenta uma metodologia para calcular matematicamente o mapa de desempenho de um motor de combustão interna baseada em limitação de dados experimentais do motor. O método é baseado na correlação matemática (do tipo interpolação bi paramétrica) entre o consumo específico e a velocidade do motor e o torque. No trabalho, uma relação de interpolação bi-paramétrica foi aplicada como apresentada pela equação (1).

Os dados do consumo específico nos pontos escolhidos das características do regime de carga total e parcial podem ser extrapolados por todo o mapa de desempenho. Para fornecer esse procedimento, a correlação matemática entre o BSFC, a velocidade do motor e o torque precisa ser determinada. Essa correlação pode ser expressa por meio de um polinômio de segunda ordem:

$$z = k_1 + k_2 * x + k_3 * y + k_4 * x^2 + k_5 * x * y + k_6 * y^2, \quad (1)$$

Onde z é o BSFC em g/kWh, x é a velocidade nominal do MCI em rps, y é o torque em Nm e k_1 a k_6 são os coeficientes calculados. Os coeficientes empíricos K_i , variando de 1 a 6, podem ser obtidos por meio da técnica dos mínimos quadrados com a condição de que as derivadas parciais da Equação (1) em relação a K_i devem ser igualadas

a zero como apresentado em (GOLVERK, 1992). Na Tabela A.1, os resultados encontrados para o motor da retroescavadeira são apresentados.

Tabela A.1 – Matriz dos coeficientes da equação para calcular o consumo específico em função da velocidade e carga do motor.

Coeficientes					
K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6
526,798	-3,601	-1,694	0,012	0,009	0,002

Fonte: Elaboração própria.

A.2 Mapeamento experimental

O consumo específico de combustível por degrau de torque é a razão entre o fluxo em gramas de Diesel e a potência mecânica desenvolvida na operação. Com os pontos do mapa determinados, os dados de fluxo de combustível podem então ser combinados para o ajuste da superfície. Trabalhar com dados dispersos requer que a distância entre os pontos de velocidade e torque esteja em uma escala semelhante para gerar resultados satisfatórios. Essa condição é diferente do que é apresentado na figura 3.13, onde os pontos estão dispersos e até se sobrepõem. Ao considerar que o torque em cada nível foi mantido constante, pela malha de controle de torque apresentada em (BRANDAO et al., 2023), foi possível normalizar cada curva de nível de consumo de combustível em função da velocidade, como apresentado na figura 3.13 (direita). Os pontos mais destoantes do conjunto foram aproximados para a média entre seus pontos adjacentes, equação (2), onde i é o índice do vetor de dados medidos.

$$BSFC(i) = \frac{BSFC(i-1) + BSFC(i+1)}{2} \quad (2)$$

Em seguida, um filtro de média móvel foi aplicado para remover as variações abruptas ainda presentes e destacar as tendências em cada nível. Após essa etapa, uma interpolação polinomial adequada para cada curva de nível foi realizada. O resultado é apresentado na figura 3.14, onde cada nível é uma função dos dados de torque e velocidade variando dos pontos mínimos (torque e velocidade de *idle*) até os pontos máximo (torque e velocidade). Os erros de extrapolação de cada nível são apresentados na Tabela A.2.

Tabela A.2 – R quadrático das interpolações polinomiais realizadas para determinar as curvas de nível de consumo específico em função da rotação do eixo do motor.

R^2 das interpolações polinomiais							
Nível 1	Nível 2	Nível 3	Nível 4	Nível 5	Nível 6	Nível 7	Nível 8
0,9950	0,9802	0,9795	0,9390	0,9832	0,9950	0,8723	0,9150

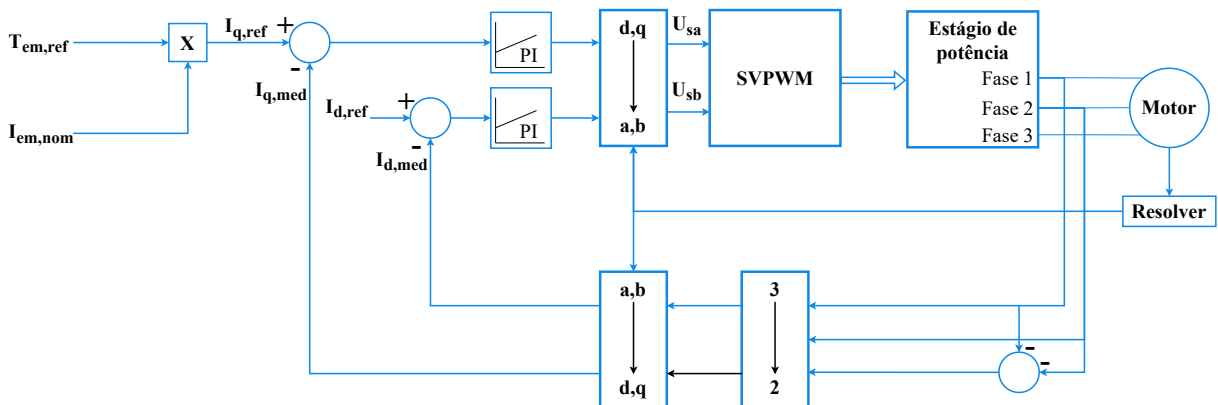
Fonte: Elaboração própria.

B Controle das máquinas elétricas

Para a realização dos ensaios experimentais, o sistema de motorização foi controlado com a malha de velocidade apresentada neste trabalho e o sistema de geração foi controlado com uma malha de corrente. O controle do acionamento do motor fornecido pelo fabricante do inversor pode ser dividido em quatro partes principais: modelo da planta, controle de corrente (torque), estratégia de Torque Máximo por Ampère (MTPA), controle de velocidade e Controle de Enfraquecimento de Campo (FWC, do inglês Field Weakening Control) (BRANDAO et al., 2023).

As malhas de controle utilizadas são um controle de torque ou controle de tensão do barramento c.c. Neste caso, um controle de torque foi adotado, com o intuito de determinar o ponto de operação do motor de combustão interna em uma região de maior eficiência e pode ser representado pelo diagrama da figura 3.19.

Figura B.1 – Diagrama de controle da máquina elétrica utilizada em modo de geração no acionamento do implemento traseiro.



Fonte: Elaboração própria.

O diagrama de controle é o projetado pelo fabricante do inversor [EMDRIVE](#). Neste modo, um controle de corrente por orientação de campo (FOC) é implementado. Dois controladores proporcional integral (PI) são utilizados para realizar a ação de controle no eixo de cada corrente (direto e quadratura). Como apresentado, o erro entre a referência e o valor medido para as correntes de eixo direto e em quadratura alimenta dois controladores PI, cujas saídas são sinais de referência de tensão para o gerador do PWM do inversor. A corrente $I_{d,ref}$ controla o fluxo e a corrente $I_{q,ref}$ controla o torque eletromagnético produzido. A referência de torque $T_{em,ref}$ é normalizada em relação à corrente nominal da máquina $I_{em,nom}$ para que, a ação de controle seja realizada. Os ganhos do controlador em quadratura são Ki_q (integral) e Kp_q (proporcional) e do controlador direto são Ki_d (integral) e Kp_d (proporcional).

Um controlador de velocidade, conforme projetado, é utilizado no eixo q para gerar a referência de torque (corrente) para a malha de corrente da máquina para o sistema de motorização. O controlador PI possui ganhos Ki_w (integral) e Kp_w (proporcional). Quando a máquina de elétrica é operada no sistema de geração, não há a necessidade de realizar um controle de velocidade.

O ajuste dos controladores de corrente no referencial rotativo, foram aplicadas as relações de perturbação para saída, definidas como rigidez dinâmica no controle de movimento (LORENZ; LIPO; NOVOTNY, 1994) para minimizar o impacto das perturbações externas ao sistema. A função de transferência entre a perturbação do sistema (torque de carga (T_L) para a malha de velocidade e tensão induzida E_a para a malha de corrente) e a variável de controle (rotação da máquina ω_{em} e correntes (I_{dq}), cuja, para a malha de corrente, relação é apresentada por (B.1):

$$\left| \frac{E_a}{\dot{i}_{dq}} \right| = sL_{dqs} + K_{pdq} + \frac{K_{idq}}{s} \quad (\text{B.1})$$

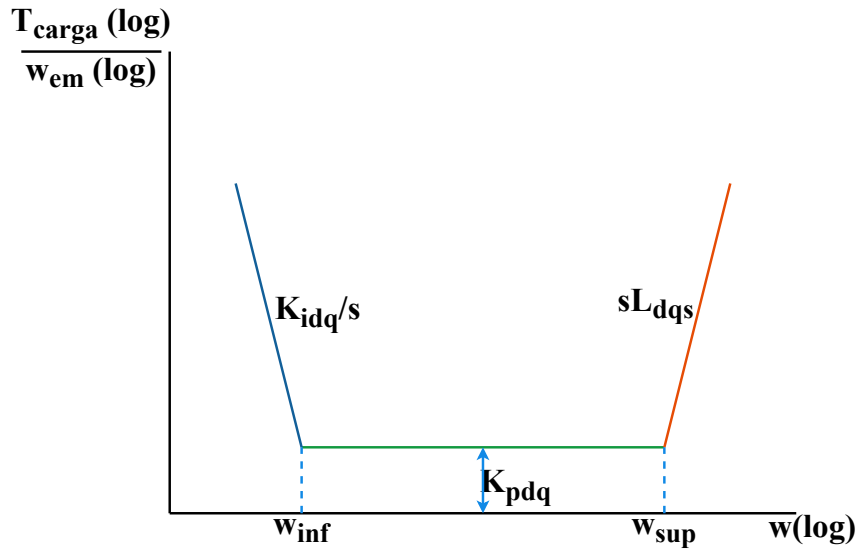
Ao plotar a expressão em um nível de assintotas é possível representar graficamente a relação da perturbação com o sinal de entrada. A assintota de baixas frequências é determinada quando s tende a zero. Logo, para uma configuração de corrente contínua, o elemento integrador é quem determina a resposta do sistema de controle. Ou seja, uma tensão induzida infinita é necessária para gerar qualquer perturbação nas correntes controladas. Para a malha de velocidade, apenas um torque infinito consegue causar uma perturbação na velocidade do motor.

A medida que a frequência aumenta, a parcela correspondente ao ganho integral diminui e a resposta do sistema passa a ser controlada predominantemente pelo ganho proporcional e assume uma característica constante. Para altas frequências, o último polo passa a dominar o comportamento da malha de controle e a referente ao armazenador de energia (sL_{dqs}) da função de transferência (inércia para a malha de velocidade). Para garantir o funcionamento da malha de controle, a frequência do sinal de referência precisa ser inferior à frequência máxima da malha (uma década menor, por exemplo). A figura B.2 apresenta o resultado gráfico dessa análise.

Os ganhos do controlador de corrente são escolhidos para posicionar os polos da função de transferência da malha espaçados uma década, com o mais rápido sendo dez vezes mais lento do que a frequência de chaveamento de 16 kHz, que também é a frequência de amostragem desta parte do controle no inversor. Para o desenvolvimento do modelo, no entanto, esta malha foi considerada com ganho unitário, dado que em comparação com os fenômenos mecânicos, a constante de tempo é muito maior e expressa uma dinâmica de transitórios que não são o foco deste estudo.

O cálculo dos ganhos do controlador, a partir da equação (B.1) e da figura B.2, é

Figura B.2 – Representação da curva de rigidez dinâmica para o controle de corrente do acionamento de máquinas elétricas.



determinado pelas relações (B.2) e (B.3).

$$K_{pdq} = \omega_{sup} \cdot L_{dqs} \quad (B.2)$$

$$K_{idq} = K_{pdq} \cdot \omega_{inf} \quad (B.3)$$

Os ganhos do controlador de velocidade foram escolhidos de forma a ter uma rigidez dinâmica 3.9 com o polo mais rápido dez vezes mais lento que a frequência de amostragem do inversor (128 Hz) e espaçados uma década de distância. A tabela B.1 apresenta os resultados utilizados para a simulação e para os ensaios experimentais.

Tabela B.1 – Sintonia dos ganhos dos controladores em SI.

Parâmetros	Valor
$J_{sistema}$	0,038 kgm^2
b_{em}	$3,830 \times 10^{-4} Nm/kg$
K_{pdq}	0,071 Ω
K_{idq}	49,202 Ω/s
K_{pw}	0,645 Nm/rpm
K_{iw}	5,188 $Nm/rpm \cdot s$

C Incertezas de medição

A incerteza dos ensaios de geração e motorização são calculadas em conformidade com o Guia de Expressão da Incerteza da Medição ABNT NBR 5725 (2003). A Tabela C.1 apresenta as incertezas combinadas das grandezas envolvidas nos ensaios. A incerteza combinada é calculada de acordo com relação (C.1). A variável $s(f)$ é a incerteza da função, f é a função avaliada, x e y são as variáveis envolvidas e $s(x)$ e $s(y)$ são as incertezas das medições.

Tabela C.1 – Incertezas associadas aos ensaios de motorização e geração.

Parâmetro	Faixa de medição	Incerteza
Rotação	0 a 6500 rpm	± 11 rpm
Corrente medida	0 a 1000 Arms	$\pm 0,25$ Arms
Pressão medida	0 a 600 bar	$\pm 1,5$ bar

$$s(f) = f \sqrt{\left(\frac{s(x)}{x}\right)^2 + \left(\frac{s(y)}{y}\right)^2} \quad (\text{C.1})$$