

Rafael Rivelino da Silva Bravo

**SISTEMA HIDRÁULICO-PNEUMÁTICO DE FRENAGEM
REGENERATIVA E HIBRIDIZAÇÃO DE VEÍCULOS
COMERCIAIS**

Tese submetida ao Programa de
Engenharia Mecânica da Universidade
Federal de Santa Catarina para a
obtenção do Grau de Doutor em
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Victor Juliano De
Negri

Coorientador: Prof. Dr. Amir Antônio
Martins de Oliveira Junior

Florianópolis
2017

Catologação na fonte elaborada pela biblioteca da
Universidade Federal de Santa Catarina

A ficha catalográfica é confeccionada pela Biblioteca Central.

Tamanho: 7cm x 12 cm

Fonte: Times New Roman 9,5

Maiores informações em:

<http://www.bu.ufsc.br/design/Catalogacao.html>

Rafael Rivelino da Silva Bravo

**SISTEMA HIDRÁULICO-PNEUMÁTICO DE FRENAGEM
REGENERATIVA E HIBRIDIZAÇÃO DE VEÍCULOS
COMERCIAIS**

Este Tese foi julgada adequada para obtenção do Título de “Doutor em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 24 de fevereiro de 2017.

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Prof.^a Victor Juliano De Negri, Dr. Eng.
Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Amir Antônio Martins de Oliveira Junior, Ph. D
Coorientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Banca Examinadora:

Prof. Eduardo Andre Perondi, Dr. Eng. - Relator
Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Acires Dias, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Pesquisador Roberson Assis de Oliveira, Dr.
Volvo do Brasil Veículos

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Este trabalho é dedicado a minha
família.

AGRADECIMENTOS

Aos professores Victor e Amir, pela orientação e parceria que dedicaram durante todo o período de doutorado.

À empresa Volvo do Brasil e ao físico e pesquisador Roberson de Oliveira, por acreditarem no projeto e pelo suporte financeiro, que resultou na construção do aparato experimental do sistema hidráulico-pneumático, através do qual foram confirmados os resultados que corroboraram com as conclusões relativas ao potencial da ideia.

Aos colegas do LASHIP que sempre se dispuseram a contribuir nos trabalhos e promoveram um ambiente de crescimento acadêmico pelas trocas de experiências vividas. Em especial, agradeço aos colegas Mario Destro, Artur Tozzi, Claudio Luis, Marcos Paulo, Henri, Henrique, Job, Luciano e Cristiano, que voluntariamente participaram das diversas atividades relacionadas a este trabalho.

Aos colegas do IFSC de Criciúma, com os quais sempre pude obter apoio, tanto nas questões pessoais, quanto nas relacionadas aos aspectos técnicos. Em especial agradeço aos colegas e amigos Adilson Jair, Marleide, Vilmar, Geóvio, Giovana, Michele Guizzo, Gisele, Julia Clasen, Lucas Dominguni, Sheilar, Vinicius Borba, dentre vários outros, que de forma mais próxima, demonstraram cuidado e carinho no convívio diário.

A minha família, minha irmã Patricia, meu cunhado Márcio e meu sobrinho Marcio Rafael, que sempre estiveram presentes, em todas as fases desta etapa da minha caminhada.

À Deus, quem me concedeu esta oportunidade, instruiu e capacitou para superar os todos desafios que surgiram.

A todos vocês,

Minha eterna gratidão

Lembra-te também do teu Criador nos dias da tua mocidade, antes que venham os maus dias, e cheguem os anos dos quais venhas a dizer: Não tenho neles contentamento;

Antes que se escureçam o sol, e a luz, e a lua, e as estrelas, e tornem a vir as nuvens depois da chuva;

No dia em que tremerem os guardas da casa, e se encurvarem os homens fortes, e cessarem os moedores, por já serem poucos, e se escurecerem os que olham pelas janelas;

E as portas da rua se fecharem por causa do baixo ruído da moedura, e se levantar à voz das aves, e todas as filhas da música se abaterem.

Como também quando temerem o que é alto, e houver espantos no caminho, e florescer a amendoeira, e o gafanhoto for um peso, e perecer o apetite; porque o homem se vai à sua casa eterna, e os pranteadores andarão rodeando pela praça;

Antes que se rompa o cordão de prata, e se quebre o copo de ouro, e se despedace o cântaro junto à fonte, e se quebre a roda junto ao poço,

E o pó volte à terra, como o era, e o espírito volte a Deus, que o deu.

Vaidade de vaidades, diz o pregador, tudo é vaidade.

E, quanto mais sábio foi o pregador, tanto mais ensinou ao povo sabedoria; e atentando, e esquadrinhando, compôs muitos provérbios.

Procurou o pregador achar palavras agradáveis; e escreveu-as com retidão, palavras de verdade.

As palavras dos sábios são como agulhões, a coleção dos seus ditos como pregos bem fixados, provenientes do único Pastor

E, demais disto, filho meu, atenta: não há limite para fazer livros, e o muito estudar é enfado da carne.

De tudo o que se tem ouvido, o fim é: Teme a Deus, e guarda os seus mandamentos; porque isto é o dever de todo o homem.

Porque Deus há de trazer a juízo toda a obra, e até tudo o que está encoberto, quer seja bom, quer seja mau.

(Eclesiastes 12:1-14)

RESUMO

Nesta tese é apresentado um novo conceito de sistema híbrido veicular. O sistema proposto é composto por um sistema hidráulico integrado a um sistema pneumático, que possibilita a transformação da energia de frenagens de veículos comerciais em energia potencial, armazenada na forma de gás comprimido. Diferentemente dos atuais sistemas híbridos-hidráulicos, que são destinados para aplicações no trânsito urbano, o conceito de veículo híbrido apresentado acrescenta a capacidade de recuperar a energia potencial liberada durante os períodos de traslado em pistas descendentes de rodovias. A quantidade de energia recuperada pode exceder em mais de dez vezes à quantidade de energia atualmente armazenada nos acumuladores hidráulicos. O emprego do sistema pneumático viabiliza que esta energia seja utilizada nos dispositivos auxiliares do próprio veículo e amplia as opções de uso do ar comprimido, uma vez que a quantidade de energia que pode ser regenerada excede à requerida por estes periféricos. Para avaliar o sistema, foi desenvolvido um modelo matemático do veículo híbrido utilizando a ferramenta MATLAB®/ SIMULINK. Um aparato experimental, em escala de 1:20, foi construído como prova de conceito para obtenção de dados, análise sistêmica e validação dos modelos. Com o propósito de controlar o veículo sob diferentes condições de tráfego foi desenvolvido um sistema de supervisão e controle, a partir do qual os diversos subsistemas são controlados discretamente e/ou analogicamente em cinco modos de operação. Adicionalmente, é feita a análise das condições de trabalho do sistema pneumático a fim de avaliar os principais parâmetros de projeto que influenciam na eficiência do compressor e sistema de armazenamento. Desta análise, foi gerado um procedimento que auxilia no dimensionamento do compressor baseado no ganho de energia do veículo por meio da hibridização. Os resultados mostram que é possível recuperar uma quantidade de energia acima de 10 MJ quando o veículo trafega por longas distâncias em declive. A quantidade de energia recuperada, bem como a eficiência do sistema híbrido depende de vários fatores, como a inclinação da rodovia, a distância percorrida, a velocidade e a carga do veículo. Nesse sentido, a aplicação do ar comprimido para suprir o consumo dos dispositivos auxiliares pode tornar o veículo autossuficiente neste item e ainda proporcionar uma redução do consumo de combustível, entre 3 e 5 % nas rodovias e entre 8 e 20%, no trânsito urbano.

Palavras-chave: Veículos Comerciais Híbridos. Híbridos-Hidráulicos. Híbridos-Pneumáticos. Híbridos-Hidropneumáticos.

HYDRAULIC-PNEUMATIC SYSTEM OF REGENERATIVE BRAKING AND HYBRIDIZATION OF COMMERCIAL VEHICLES

ABSTRACT

In this thesis is presented a new concept of hybrid system for commercial vehicles. The proposed system consists of a hydraulic system integrated with a pneumatic system, which enables the energy of braking of medium and heavy vehicles to be transformed into useful potential energy stored in the form of compressed gas. Unlike current hybrid-hydraulic solutions, which are intended for applications in urban traffic, the hybrid vehicle presented herein adds the capacity to recover the energy available during the periods of courses on downhill runways. The amount of energy recovered can exceed by more than ten times the amount of energy currently stored in the hydraulic accumulators. The use of the pneumatic system allows this energy to be used in the auxiliary devices of the vehicle and extends the options of use of the compressed air, since the amount of energy that can be regenerated exceeds the required by these devices. To evaluate the system, a mathematical model of the hybrid vehicle was developed using the MATLAB®/SIMULINK platform. An experimental apparatus in scale approximately of 1:20 was built as proof of concept for data collection, systemic analysis and model validation. In order to control the vehicle under different traffic conditions, a supervisory and control system was developed, from which the various subsystems are controlled in five modes of operation. In addition, the operational conditions of the pneumatic system were analyzed to evaluate the main design parameters that influence the efficiency of the hybrid system. From this analysis, a procedure was developed in order to assist the selection of the air compressor, which is based on the expectation of energy gain by hybridization. The results show that it is possible to recover an amount of energy above 10 MJ when the vehicle travels for long distances on slope. The quantity of the recovered energy and the efficiency of the hybrid system depends on several factors, such as highway slope, distance traveled, speed and load of the vehicle. In this way, its application as a source of compressed air can make the vehicle self-sufficient in this regard and still provide a reduction in fuel consumption, between 3 and 5 % on highways and between 8 and 20 % in urban traffic.

Keywords: Hybrid Commercial Vehicles. Hydraulic Hybrid Systems. Pneumatic Hybrid Systems. Hydropneumatic Hybrid Systems.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Motor à combustão híbrido-pneumático.....	57
Figura 2. Esquema de sistema híbrido-hidráulico em paralelo com configuração pós-transmissão.	60
Figura 3. Esquema de sistema híbrido-hidráulico com configuração em série.	62
Figura 4. Arquitetura híbrida elétrica série-paralelo.	64
Figura 5. Diagrama do sistema híbrido hidráulico-pneumático com configuração paralela pós-transmissão.	67
Figura 6. Forças desenvolvidas num veículo desacelerando em declive.	72
Figura 7. Identificação das variáveis do veículo híbrido durante episódios de frenagem regenerativa.	74
Figura 8. Mapa do motor: Volvo série FH.....	76
Figura 9. Representação das eficiências na linha de transmissão de um veículo híbrido-hidráulico com configuração paralela.	78
Figura 10. Identificação das variáveis usadas nos modelos do sistema hidráulico.	81
Figura 11. Diagrama de blocos das funções de transferência da dinâmica de 1. ^a ordem da bomba e motor.	82
Figura 12. Dependência entre a área de passagem da válvula e a diferença de pressão.	86
Figura 13. Perdas térmicas em um acumulador tipo bexiga.....	90
Figura 14. Esquema de um acumulador de bexiga pré-carregado.....	92
Figura 15. Identificação das variáveis do sistema pneumático.	102
Figura 16. Resfriamento intermediário de um compressor de múltiplos estágios.	104
Figura 17. Visão geral do modelo do sistema híbrido hidráulico-pneumático.....	110
Figura 18. Unidade experimental: diagrama hidráulico.....	113
Figura 19. Unidade experimental: diagrama pneumático.	115
Figura 20. Circuito de testes: Vista 1 (subsistema hidráulico).....	117
Figura 21. Circuito de testes: Vista 2 (subsistema pneumático).	117
Figura 22. Eficiência volumétrica da bomba em função da pressão e do deslocamento volumétrico a uma frequência rotacional de 1775 rev/min.	121
Figura 23. Eficiência volumétrica da bomba em função da pressão e da frequência rotacional para um deslocamento de 100 %.	122
Figura 24. Curvas de desempenho sob carga de um motor trifásico de indução.	124
Figura 25. Eficiência total da bomba hidráulica para um deslocamento volumétrico de 100%.	125
Figura 26. Eficiência total da bomba hidráulica para a velocidade de 1775 rpm.	125
Figura 27. Curvas características da bomba hidráulica, A10VO Series 52/53.....	127
Figura 28. Curvas de desempenho do motor hidráulico de $D_m = 8 \text{ cm}^3$: (a) vazão; (b) potência e torque.....	130
Figura 29. Vazão volumétrica do compressor.....	132

Figura 30. Eficiência volumétrica do compressor.	133
Figura 31. Variação do coeficiente politrópico do processo de compressão do ar comprimido.	134
Figura 32. Temperatura do ar comprimido na saída do compressor medida pelo termopar (2S1).	135
Figura 33. Eficiência total do compressor em função da frequência rotacional e da pressão do ar.	136
Figura 34. Torque do compressor medido pelo transdutor (1S5).	137
Figura 35. Controlador PID com compensação <i>anti-windup</i> do integrador.	142
Figura 36. Unidade de testes: circuito hidráulico analisado.	143
Figura 37. Resposta dinâmica da pressão do circuito com acumulador.	144
Figura 38. Resposta dinâmica da vazão do circuito hidráulico com acumulador.	146
Figura 39. Resposta de pressão do circuito hidráulico quando o sistema opera em diferentes níveis de vazão e com acumulador.	147
Figura 40. Resposta dinâmica da vazão do circuito hidráulico sem acumulador.	147
Figura 41. Resposta de pressão do circuito hidráulico quando o sistema opera em diferentes níveis de vazão e sem acumulador.	148
Figura 42. Comparação entre as respostas de pressão do ar comprimido no reservatório obtidas por simulação e experimentalmente: (a) frequência rotacional do compressor $nc = 1250 \text{ rev/min}$; (b) $nc = 2250 \text{ rev/min}$	150
Figura 43. Variação da frequência rotacional do compressor durante o carregamento do reservatório de ar comprimido.	151
Figura 44. Pressão no circuito em função do torque do motor hidráulico e do carregamento do reservatório de ar comprimido.	152
Figura 45. Estrutura geral de controle do sistema híbrido.	154
Figura 46. Diagrama simplificado de controle da bomba/motor.	157
Figura 47. Diagrama simplificado de controle do motor hidráulico.	157
Figura 48. Controle da relação de transmissão do veículo.	158
Figura 49. Condição avaliada de condução do veículo.	162
Figura 50. Respostas do veículo e sistema hidráulico.	164
Figura 51. Respostas do sistema pneumático e acumuladores.	165
Figura 52. Respostas do sistema motriz do veículo.	166
Figura 53. Respostas do veículo no modo auxiliar de potência.	168
Figura 54. Comparação entre consumos específicos de combustível.	169
Figura 55. Respostas do sistema no modo auxiliar de potência.	169
Figura 56. Respostas do sistema hidráulico na condição de frenagem em declive.	171
Figura 57. Respostas do sistema hidropneumático de armazenamento.	172
Figura 58. Respostas do sistema pneumático sob frenagem em declive.	173
Figura 59. Eficiências do sistema sob condições de declive.	174
Figura 60. Fluxo de potência no veículo híbrido na condição de declive.	175
Figura 61. Respostas do sistema híbrido na condição de desaceleração até a parada do veículo.	177

Figura 62. Eficiência do sistema híbrido na condição de parada do veículo.....	178
Figura 63. Reservatório de ar comprimido.	181
Figura 64. Capacidade volumétrica do compressor em função da temperatura do ar, onde $n_c = 2000 \text{ rev/min}$ e $\eta_{vc} = 60 \%$	187
Figura 65. Capacidade volumétrica do compressor em função da eficiência volumétrica, onde $n_c = 2000 \text{ rev/min}$ e $T_1 = 25^\circ\text{C}$	188
Figura 66. Capacidade volumétrica do compressor em função da frequência rotacional de trabalho, onde $T_1 = 25^\circ\text{C}$ e $\eta_{vc} = 60 \%$	188
Figura 67. Evolução da energia total do veículo decorrente da hibridização...	190
Figura 68. Respostas do sistema hidráulico-pneumático sob frenagem regenerativa.	193
Figura 69. Fluxo de potência do sistema hidráulico-pneumático redimensionado.	194
Figura 70. Vazão dissipada no circuito hidráulico.	195
Figura 71. Eficiências dos sistemas hidráulico e pneumático.	196
Figura 72. Eficiências do sistema híbrido.	196

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Comparação entre veículos híbridos: elétricos & hidráulicos.	52
Tabela 2. Valores dos coeficientes e parâmetros de projetos usados na modelagem do veículo.	79
Tabela 3. Condições de teste para obtenção dos coeficientes lineares do sistema hidrostático.	83
Tabela 4. Valores dos coeficientes e parâmetros de projeto usados no modelo do sistema hidráulico utilizado no veículo híbrido.	88
Tabela 5. Valores dos coeficientes usados no modelo do acumulador e na equação de Benedict-Webb-Rubin.	95
Tabela 6. Constantes da equação de Beattie-Bridgeman.	99
Tabela 7. Valores de coeficientes e parâmetros de projeto usados no modelo do sistema pneumático.	106
Tabela 8. Componentes do circuito hidráulico.	114
Tabela 9. Componentes do sistema pneumático.	116
Tabela 10. Mapa de eficiência volumétrica da bomba hidráulica.	123
Tabela 11. Eficiências da bomba hidráulica extraídas das curvas de desempenho do fabricante, onde os subíndices “ <i>N</i> ” e “ <i>out</i> ” representam as condições de trabalho nominal e de saída, respectivamente.	127
Tabela 12. Eficiência total da bomba com deslocamento volumétrico de 30 %.	128
Tabela 13. Eficiência total da bomba com deslocamento volumétrico de 50 %.	128
Tabela 14. Eficiência total da bomba com deslocamento volumétrico de 75 %.	128
Tabela 15. Eficiência total da bomba com deslocamento volumétrico de 100 %.	129
Tabela 16. Eficiência volumétrica do motor hidráulico.	130
Tabela 17. Eficiência mecânica do motor hidráulico.	131
Tabela 18. Eficiência volumétrica do compressor.	138
Tabela 19. Eficiência mecânica do compressor.	138
Tabela 20. Eficiência total do compressor.	139
Tabela 21. Valores de coeficientes e parâmetros de projeto do modelo do sistema hidráulico usado para validação da prova de conceito.	140
Tabela 22. Valores de coeficientes e parâmetros de projeto do modelo do sistema pneumático usado para validação da prova de conceito.	141
Tabela 23. Frequências rotacionais de referência para o motor à combustão interna em função da velocidade do veículo.	159
Tabela 24. Condições lógicas e variáveis discretas dos modos de operação do sistema híbrido.	160
Tabela 25. Resumo das características dos modos de operação do veículo híbrido.	161
Tabela 26. Resumo dos resultados da simulação.	179

Tabela 27. Condições avaliadas para determinação do tamanho do compressor em função do ganho esperado com o sistema de recuperação de energia.....	186
Tabela 28. Resumo dos resultados dos testes do sistema híbrido na condição de frenagem do veículo em declive.	198

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BSFC	<i>Brake specific fuel consumption</i>
BWR	<i>Equação de Benedict-Webb-Rubin</i>
CV	Veículo convencional
HLA	<i>Hydraulic Launch Assist</i>
HPA	Acumulador de alta pressão
HRB	<i>Hydrostatic Regenerative Braking</i>
HV	Veículo híbrido
LPA	Reservatório de baixa pressão
MUV	Movimento uniformemente variado
PCI	Poder calorífico inferior do combustível
SH	Sistema Híbrido
SOC	Estado de carga
VAV	Válvula de atuação variável

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área	[m ²]
A_R	Área efetiva do reservatório submetida à troca térmica	[m ²]
A_f	Área frontal efetiva do veículo	[m ²]
A_{init}	Área inicial de abertura da válvula de alívio	[m ²]
A_{leak}	Área de vazamento interno	[m ²]
A_{max}	Área da válvula correspondente a sua condição de máxima abertura	[m ²]
A_{w-ac}	Área efetiva de troca térmica da parede do acumulador	[m ²]
B_c	Coefficiente de atrito viscoso do compressor	[N m s/rad]
B_p	Coefficiente de atrito viscoso da bomba/motor	[N m s/rad]
$C_{D,A}$	Coefficiente de arraste aerodinâmico do veículo	[adim]
$C_{D,ac}$	Coefficiente de descarga da válvula do acumulador	[adim]
C_D	Coefficiente de descarga	[adim]
C_R	Coefficiente de atrito de rolamento	[adim]
$C_{f,p/m}$	Coefficiente de atrito de Coulomb	[adim]
$C_{f,c}$	Coefficiente de atrito de Coulomb do compressor	[adim]
$C_{s,p/m}$	Coefficiente de vazamento interno	[adim]
$C_{v,p/m}$	Coefficiente de atrito viscoso	[adim]
D	Deslocamento volumétrico	[m ³ /rad]
D_H	Diâmetro hidráulico	[m]
D_c	Deslocamento volumétrico do compressor	[m ³ /rad]
$D_{p/m}$	Deslocamento volumétrico da bomba e/ou motor	[m ³ /rad]
E	Energia	Joule
E_{ac}	Energia absorvida nos acumuladores hidráulicos	[kJ]
E_{ar}	Energia absorvida no reservatório de ar	[kJ]
E_{vei}	Energia acumulada durante o trajeto percorrido	[kJ]
F_A	Resistência aerodinâmica	[N]
F_{FB}	Esforço de frenagem gerado pelo freio de serviço	[N]
F_G	Força induzida pela gravidade	[N]
F_R	Resistência de rolamento	[N]
F_{RB}	Força produzida pelo sistema de frenagem regenerativa	[N]
F_i	Força inercial do veículo	[N]
F_t	Força de tração do veículo	[N]
H_R	Coefficiente de transferência de calor por convecção do reservatório de ar	[W/m ² K]
H_{w-ac}	Coefficiente de transferência de calor por convecção do acumulador	[W/m ² K]

J_T	Momento de inércia da caixa de transmissão	[Kg.m ²]
J_e	Momento de inércia do motor à combustão interna	[Kg.m ²]
$J_{eq(m/c)}$	Momento de inércia do conjugado motor e compressor	[kg m ²]
J_p	Momento de inércia da bomba/ motor	[kg m ²]
$J_{v(eq)}$	Momento de inercia equivalente dos elementos rotativos do sistema de transmissão do veículo	[Kg.m ²]
J_w	Momento de inércia das rodas	[Kg.m ²]
KV_{1V1}	Coefficiente de vazão da válvula 1V1	[m ³ /s Pa ^{1/2}]
L_c	Perdas do compressor	[adim]
L_{w-R}	Espessura do isolamento térmico	[m]
N_c	Número de estágios do compressor	
PCI	Poder calorífico inferior do combustível	[J/kg]
P_H	Potência desenvolvida pelo sistema híbrido	[W]
P_e	Potência do motor à combustão interna	[W]
P_f	Potência associada à vazão mássica de combustível	[W]
P_{vei}	Potência desenvolvida pelo veículo	[W]
\dot{Q}_{g-H}	Taxa de transferência de calor entre o gás e o fluido hidráulico	[W]
\dot{Q}_{g-w}	Taxa de transferência de calor entre o gás e as paredes do acumulador	[W]
R_{ar}	Constante do ar comprimido	[kJ/kg K]
R_g	Constante do nitrogênio	[kJ/kg K]
T	Temperatura	[K]
T_H	Temperatura do fluido hidráulico	[K]
T_a	Temperatura ambiente	[K]
T_{ar}	Temperatura do ar comprimido no reservatório	[K]
T_g	Temperatura do gás	[K]
T_w	Temperatura da parede do acumulador	[K]
T_{R_1P}	Tempo de resposta da bomba	[s]
U_{1V1}	Sinal elétrico de comando da válvula 1V1	[V]
U_{N_1V1}	Tensão nominal da válvula 1V1	[V]
V	Volume	[m ³]
V_0	Volume inicial do gás no acumulador	[m ³]
V_{CL}	Fração do volume nominal do pistão do compressor denominada de volume morto	[adim]
V_H	Volume de fluido hidráulico	[m ³]
V_R	Volume do reservatório	[m ³]
V_g	Volume do gás	[m ³]
V_r	Relação entre o espaço morto e o volume nominal do pistão	[adim]

Z_{b1} e Z_{b2}	Níveis de frenagem	[%]
Z_c	Fator de compressibilidade do ar	[adim]
c_{fo}	Calor específico da espuma	[kJ/kg K]
c_p	Calor específico a pressão constante	[J/kg K]
c_v	Calor específico a volume constante	[J/kg K]
c_{v-g}	Calor específico do nitrogênio	[kJ/kg K]
d_p	Diâmetro interno da tubulação de entrada/saída do reservatório de ar	[m]
e	Escorregamento longitudinal das rodas	[%]
g	Aceleração gravitacional	[m/s ²]
i_h	Relação de transmissão do sistema hidrostático	[adim]
i_D	Relação de transmissão do diferencial	[adim]
i_H	Relação de transmissão do redutor mecânico do sistema híbrido	[adim]
i_T	Relação da caixa de transmissão do veículo	[adim]
k_c	Constante adiabática na câmara do compressor	[adim]
k_{w-R}	Condutividade térmica do isolamento térmico	[W/m K]
m	Massa	[kg]
m_{fo}	Massa da espuma	[kg]
m_g	Massa do gás	[kg]
m_v	Massa do veículo	[kg]
\dot{m}_f	Vazão mássica de combustível	[kg/s]
n_c	Frequência rotacional do compressor	[rev/min]
n_e	Frequência rotacional do motor à combustão	[rev/min]
n_m	Frequência rotacional do motor hidráulico	[rev/min]
n_p	Frequência rotacional da bomba hidráulica	[rev/min]
p	Pressão	[Pa]
p_H	Pressão do circuito hidráulico	[Pa]
p_T	Pressão na linha de retorno do circuito	[Pa]
p_{ar}	Pressão do ar comprimido no reservatório	[Pa]
p_g	Pressão do gás	[Pa]
p_{max}	Pressão do circuito na condição de máxima abertura da válvula	[Pa]
p_{reg}	Faixa de pressão de operação	[Pa]
p_{set}	Pressão de abertura	[Pa]
qm	Vazão mássica	[kg/s]
qm_c	Vazão mássica do compressor	[kg/s]
qm_s	Vazão de consumo de ar	[kg/s]
qv_{PV}	Vazão desviada através da válvula proporcional	[m ³ /s]
qv_{ac}	Vazão de entrada/saída dos acumuladores	[m ³ /s]
qv_m	Vazão do motor hidráulico	[m ³ /s]
qv_p	Vazão da bomba/motor	[m ³ /s]
qv_{RV}	Vazão de descarga através da válvula de alívio	[m ³ /s]

r_T	Relação de compressão total do ar	[adim]
r_p	Relação de compressão parcial do ar	[adim]
r_w	Raio da roda	[m]
v_{ar}	Volume específico do ar comprimido no reservatório	[m ³ /kg]
v_g	Volume específico do gás	[m ³ /kg]
v_{vei}	Velocidade do veículo	[m/s]
x_{vei}	Deslocamento do veículo	[m]
α_{freio}	Intensidade de frenagem	[adim]
α_{pista}	Ângulo de inclinação longitudinal da pista	[Graus]
β_e	Módulo de compressibilidade do fluido	[Pa]
Δp	Diferença de pressão	[Pa]
γ_c	Constante politrópica	[adim]
$\varepsilon_{p/m}$	Parâmetro que representa a relação entre o deslocamento parcial e o deslocamento volumétrico máximo da bomba e/ou motor	[adim]
η_D	Eficiência do diferencial	[adim]
η_H	Eficiência do redutor mecânico do sistema híbrido	[adim]
η_T	Eficiência da caixa de transmissão	[adim]
η_{THC}	Eficiência termodinâmica do compressor	[adim]
η_a	Eficiência dos acessórios do veículo	[adim]
η_{ac}	Eficiência do acumulador	[adim]
η_e	Eficiência do motor à combustão interna	[adim]
η_f	Eficiência do processo de conversão de combustível no motor	[adim]
η_{mc}	Eficiência mecânica do compressor de ar	[adim]
$\eta_{m_p/m}$	Eficiência mecânica da bomba/motor	[adim]
η_{mv}	Eficiência mecânica dos componentes da linha de transmissão do trem de potência	[adim]
η_{vc}	Eficiência volumétrica do compressor	[adim]
μ	Viscosidade dinâmica do fluido	[N.s/m ²]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
ρ_H	Massa específica do fluido hidráulico	[kg/m ³]
ρ_{ar}	Massa específica do ar de admissão	[kg/m ³]
τ_{1A}	Constante de tempo do motor	[s]
τ_{1P}	Constante de tempo da bomba/motor	[s]
τ_{1V1}	Constante de tempo da válvula 1V1	[s]
τ_{1V2}	Constante de tempo da válvula de alívio	[s]
τ_{FB}	Torque de frenagem gerado pelos freios do veículo	[N m]

τ_H	Torque de saída da caixa redutora no lado da bomba	[N m]
τ_{ac}	Constante de tempo do acumulador	[s]
τ_c	Torque de acionamento do compressor	[N m]
τ_e	Torque gerado pelo motor diesel	[N m]
$\tau_{p/m}$	Torque gerado no eixo da bomba/ motor	[N m]
τ_w	Torque produzido pelas rodas do veículo	[N m]
v	Volume específico	[m ³ /kg]
ω_m	Velocidade angular do compressor	[rad/s]
ω_p	Velocidade angular da bomba/ motor	[rad/s]
$\omega_{p/m}$	Velocidade angular da bomba e/ou motor	[rad/s]
Ψ_R	Coefficiente global de transferência de calor	[W/m ² K]

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	37
1.1. Objetivos.....	42
1.2. Metodologia.....	43
1.3. Contribuições da tese.....	44
1.4. Estrutura da tese.....	45
2. SISTEMAS HÍBRIDOS.....	47
2.1. Hibridização de veículos comerciais.....	47
2.2. Sistemas híbridos hidráulicos	51
2.2.1. Características e modo de operação	51
2.2.2. Acumuladores hidropneumáticos.....	54
2.3. Sistemas híbridos pneumáticos	56
2.4. Disposição dos componentes	60
3. INTRODUÇÃO E MODELAGEM MATEMÁTICA DO SISTEMA HÍBRIDO HIDRÁULICO-PNEUMÁTICO.....	65
3.1. Considerações gerais.....	65
3.2. Descrição do sistema híbrido	66
3.3. Modelagem do veículo.....	70
3.3.1. Dinâmica do veículo e perdas de energia.....	70
3.3.2. Estimativa de consumo de combustível	75
3.3.3. Balanço de potências	77
3.4. Modelagem do sistema hidráulico	80
3.4.1. Modelagem do Sistema Hidrostático	80
3.4.2. Modelo do acumulador	89
3.5. Modelagem Sistema pneumático	98
3.5.1. Modelo do compressor.....	98
3.5.2. Reservatório de ar	104
3.6. Estado de carga do Sistema de armazenamento.....	107
3.7. Eficiências do sistema híbrido	108

4. VALIDAÇÃO DO MODELO TEÓRICO E ANÁLISE DE RESULTADOS.....	111
4.1. Sistema de controle e não linearidades	118
4.2. Eficiências da bomba.....	120
4.2.1. Eficiência Volumétrica.....	120
4.2.2. Eficiência Total	122
4.3. Eficiências do motor hidráulico.....	129
4.4. Eficiência do compressor.....	131
4.4.1. Eficiência Volumétrica.....	131
4.4.2. Eficiência Total e Mecânica	133
4.5. Resultados do sistema dinâmico	139
4.5.1. Respostas do sistema hidráulico	142
4.5.1.1. Análise experimental 1: Controle de pressão do circuito operando com acumulador	144
4.5.1.2. Análise experimental 2. Controle de vazão da bomba	145
4.5.2. Respostas do Sistema Pneumático.....	148
4.5.2.1. Análise do carregamento do reservatório de ar comprimido	149
4.5.2.2. Análise da pressão no circuito hidráulico em função do torque do compressor e do carregamento do reservatório de ar comprimido	151
5. SISTEMA DE CONTROLE.....	153
5.1. Gerenciamento do sistema de controle.....	154
5.2. Análise geral dos resultados nos modos regenerativo e de carregamento.	160
5.3. Análise dos resultados no modo auxiliar de potência.....	167
5.4. Análise do modelo sob condições de frenagem regenerativa	170
5.4.1. Respostas dos sistemas hidráulico-pneumático na condição de translado do veículo em declive.....	170
5.4.2. Respostas do sistema hidráulico-pneumático na condição de desaceleração e parada do veículo.....	177

6. ANÁLISE DAS CARACTERÍSTICAS E PARÂMETROS DE PROJETO DO SISTEMA HIDRÁULICO-PNEUMÁTICO.....	180
6.1. Dimensionamento do compressor com base no ganho de energia do sistema híbrido.....	180
6.2. Redimensionamento do sistema hidrostático com base nas especificações do compressor de ar.....	191
6.3. Considerações finais.....	197
7. CONCLUSÃO.....	199
8. REFERÊNCIAS.....	203
APÊNDICE A.....	212
A.1. Dimensionamento do acumulador.....	212
A.2. Dimensionamento do sistema regenerativo com base na frenagem do veículo.....	215

1. INTRODUÇÃO

O alto custo dos combustíveis, aliada à conscientização da sociedade em relação aos problemas ambientais e às novas regulamentações que restringem o nível de emissões pelos veículos automotores, têm estimulado os fabricantes a buscar soluções que resultem em economia de combustível e redução de emissões dos gases prejudiciais ao meio ambiente. A atual mudança de cenário em relação ao preço do barril de petróleo, o qual tem mantido a tendência de queda desde janeiro de 2014, não mudou a forma de abordagem dos fabricantes concernente à necessidade de constantes aperfeiçoamentos no setor, sendo este um dos grandes desafios da indústria automotiva.

A melhoria na eficiência de veículos comerciais, que pode ser medida pela razão entre a carga transportada em relação a distância percorrida por unidade de combustível consumido, pode ser obtida pela diminuição da massa do veículo e/ou das perdas por atrito, pelo incremento da capacidade de carga útil ou pelo aumento da eficiência dos elementos de transmissão e do trem de potência (CRISTIANO FAÇANHA, 2012).

Em nível de componente e sistema, existem diferentes formas de abordagem que podem ser empregadas para reduzir o consumo de combustível de veículos (GUZZELLA e SCIARRETTA, 2007):

1. Melhorar a eficiência máxima dos componentes;
2. Melhorar a eficiência de carga parcial dos componentes;
3. Reduzir o consumo de combustível pela recuperação de energia; cinética e/ou potencial em frenagens com reaproveitamento da energia regenerada pelo próprio veículo.
4. Otimizar a estrutura e os parâmetros do sistema motriz;
5. Implementar algoritmos de supervisão que promovam um funcionamento otimizado de dois ou mais sistemas de propulsão integrados com a finalidade de obter vantagens das características de cada sistema participante.

Os sistemas híbridos têm surgido com a promessa de atender, ainda que parcialmente, a algumas dessas demandas em prazos mais curtos. Veículos híbridos são definidos como aqueles que dispõem de mais de uma fonte de energia de propulsão (REDING, 2007). Soluções mais definitivas, como a dos combustíveis alternativos, que possibilitam a substituição dos combustíveis fósseis, ainda precisam superar várias barreiras econômicas e tecnológicas, o que indica que sua popularização

poderá acontecer somente em datas futuras. Com a integração de diferentes tecnologias (elétrica, mecânica, fluidica ou térmica) é possível obter sistemas de maior eficiência energética. Esta vantagem é conseguida por meio da recuperação e reutilização da energia regenerada no próprio veículo empregando conversores eficientes (ZENG, 2009).

A integração de diferentes tecnologias utilizadas para geração e conversão de energia é particularmente interessante para veículos híbridos de porte médio e pesado, uma vez que as restrições de peso e espaço não são tão rigorosas como as encontradas nos veículos pequenos de passeio. Em contrapartida, a frota de veículos comerciais é amplamente diversificada em termos de tamanho do veículo, configuração e padrões de uso. Em outras palavras, esta categoria inclui diversos tipos de veículos, tais como veículos de transporte coletivo de passageiros, veículos urbanos de carga, caminhões de lixo e até os grandes caminhões articulados encontrados em rodovias, utilizados por longas distâncias no transporte de carga.

Os episódios de recuperação de energia variam de acordo com o perfil da rodovia, o trânsito de veículos e pedestres e a função do veículo. Por exemplo, ônibus urbanos e caminhões de coleta de lixo necessitam realizar inúmeras partidas e paradas consecutivas durante seu trajeto a fim de cumprir sua missão. Veículos de transporte coletivo rodoviários e carretas, por outro lado, podem viajar por centenas de quilômetros entre duas paradas consecutivas. No entanto, essa mesma categoria está normalmente sujeita a longas distâncias em declive, onde grandes quantidades de energia são dissipadas pelo freio motor e pelos freios de serviço. Estas duas condições, embora totalmente distintas, proporcionam oportunidades para recuperação de quantidades significativas de energia.

Diante disso, a escolha do tipo de sistema híbrido está diretamente relacionada à categoria do veículo, de modo que a tecnologia adotada deve estar de acordo com o perfil de trabalho executado. Por esta razão, existem várias alternativas de hibridização, as quais podem diferir substancialmente umas das outras com referência à tecnologia de implementação (elétrica, hidráulica, mecânica, pneumática), à estrutura (em paralelo, série, série-paralelo, etc.) ou à disposição dos elementos (anterior/ posterior à transmissão). Devido à grande quantidade de energia envolvida nos processos de frenagem regenerativa de veículos comerciais urbanos, a hidráulica tem se tornado uma opção bastante atrativa para hibridização desta categoria, principalmente por causa de sua relação peso/potência e da grande densidade de potência dos acumuladores

hidráulicos (DEPPEN *et al.*, 2010; HANNAN; AZIDIN; MOHAMED, 2014; RYDBERG, 2009).

A densidade de potência é definida como sendo a quantidade de potência transferida por unidade de volume ou massa. A densidade de energia, por sua vez, é a quantidade de energia que pode ser armazenada em um dado dispositivo, por unidade de volume ou massa. Quanto maior a densidade de energia de um equipamento, maior é a quantidade de energia que pode ser armazenada e transportada em um determinado volume. A gasolina, por exemplo, possui uma **densidade de energia** de aproximadamente 45 MJ/ kg ($\cong 12,7$ kWh/kg), a densidade das baterias se situa entre 10 e 100 Wh/kg, a dos ultracapacitores entre 1 e 10 Wh/kg e a dos acumuladores hidráulicos de 0,2 a 5 Wh/kg. A **densidade de potência** das baterias, por sua vez, fica em torno de 10 a 300 W/kg, dos ultracapacitores entre 200 e 4000 W/kg e dos acumuladores entre 2000 a 300 000 W/kg.

Os desafios associados com a concepção e projeto de sistemas híbridos-hidráulicos estão relacionados a melhorias de eficiência dos componentes e do sistema global, das relações peso/potência e volume/potência provida pelos componentes, da disposição, tamanho e quantidade dos componentes no circuito e da capacidade de controlar de forma eficiente o funcionamento dos vários subsistemas por meio de um sistema principal de controle. Embora atualmente existam variações nas arquiteturas disponíveis para os sistemas híbridos, os leiautes mais comuns adotam as disposições série ou paralelo e variantes destas tipologias (ECHTER, 2012; RYDBERG, 2009). No entanto, a baixa densidade de energia dos acumuladores restringe significativamente a quantidade de energia absorvida nesta opção de solução (PUDDU e PADARI, 2013).

A capacidade volumétrica da bomba/motor pode ser dimensionada com o objetivo de carregar o acumulador em períodos curtos, típicos de frenagem em áreas urbanas. A eficiência da transmissão hidrostática deve ser computada na análise, uma vez que esta é sobremodo influenciada por vários fatores, tais como velocidade, pressão, temperatura e deslocamento volumétrico (CHIH-KENG e TRI-VIEN, 2011; RYDBERG, 2009). Não obstante a maior parte da energia armazenada nos acumuladores ser atualmente utilizada para auxiliar o motor à combustão interna no fornecimento de torque para o veículo, esta energia pode ser aplicada em outros dispositivos hidráulicamente acionados, muito embora esta segunda alternativa seja pouco explorada (ECHTER, 2012).

Os híbridos pneumáticos também podem ser considerados como uma alternativa de hibridização para veículos (TRAJKOVIC, 2010). A energia regenerada é armazenada sob a forma de gás comprimido em reservatórios de ar. O volume líquido de gás armazenado, e, por consequência, a quantidade de energia potencial recuperada, pode ser superior em comparação à energia absorvida pelos acumuladores hidráulicos. Para reduzir o peso, o reservatório pode ser construído em fibra de carbono. O reservatório pode ser termicamente isolado para reduzir a perda de energia por transferência de calor. Neste tipo de hibridização é comum modificar o motor à combustão interna, o qual é transformado para operar como compressor e motor pneumático (HUANG e TZENG, 2005; TRAJKOVIC, 2010), muito embora existam outras concepções de projeto que também utilizem o ar comprimido como fonte de energia do sistema motriz (HAYERI; TAGHAVI; DURALI, 2010; PAPSON; CREUTZIG; SCHIPPER, 2010).

Tal como no caso de sistemas hidráulicos, a aplicação de energia pneumática nos dispositivos auxiliares de veículos comerciais também tem sido pouco explorada (TRIVIC, 2012), embora o ar comprimido já seja amplamente utilizado nos sistemas de frenagem, suspensão do chassis, abertura e fechamento de portas, dentre outros dispositivos. As desvantagens dessa área estão relacionadas com a baixa densidade de energia, o que sugere a necessidade de um grande reservatório de ar, e a eficiência, a qual é limitada devido as perdas mecânicas e termodinâmicas (BLOCH, 2006; CHALLENGE, 2002; HANLON, 2001; KRICHEL *et al.*, 2012).

É tecnicamente reconhecido que uma única modalidade de armazenamento de energia, tal como bateria ou acumulador, não pode satisfazer os requisitos de densidade de energia e densidade de potência ao mesmo tempo, sendo ambas características essenciais para economia de combustível de veículos pesados. Recentemente, a integração de tecnologias com especificidades complementares tem se mostrado uma solução promissora para veículos híbridos, tendo em vista que as melhores características de cada modalidade podem ser exploradas (HUI; LIFU; JUNQING, 2010).

Diferentemente dos atuais sistemas híbridos-hidráulicos e híbridos-pneumáticos amplamente discutidos em diversas publicações científicas que tratam deste assunto, o aspecto inovador discutido nesta tese refere-se à concepção e à disposição dos componentes no circuito e a sua capacidade de recuperar (e armazenar) energia oriunda dos processos de frenagem de veículos comerciais de porte médio e pesado.

Sua função é a de transformar a energia cinética ou potencial originada do movimento do veículo em energia potencial armazenada na forma de gás comprimido. A energia regenerada pode ser direcionada para os dispositivos pneumáticos do próprio veículo ou servir como fonte de energia para auxiliar no esforço de tração. Embora um dispositivo de armazenamento pneumático também seja limitado relativamente à sua densidade de energia, o volume interno do reservatório pode ser plenamente preenchido com ar comprimido, o que resulta em um aumento na sua capacidade de absorção de energia por unidade de volume, podendo armazenar uma quantidade muito maior quando comparado aos acumuladores hidropneumáticos. Além disso, como a taxa de carregamento de um reservatório de ar é baixa quando comparado ao tempo de carregamento de um acumulador, a conversão da energia mecânica em pneumática pode também ser realizada durante o curso do veículo em estradas com declives ou em rodovias planas à velocidade de cruzeiro. Neste último caso, o sistema hidráulico pode ser acionado pelo motor à combustão interna, o qual pode ser controlado para operar em regiões de maior eficiência.

É importante destacar que o conceito aqui apresentado não prioriza o uso do gás comprimido como fonte de energia para propulsão do veículo, mas principalmente para suprir as demandas dos dispositivos que realizam serviços auxiliares do veículo. Diante disso, considerando que o sistema híbrido fornece uma fonte alternativa de potência para o sistema motriz e ainda proporciona autonomia de ar comprimido para o veículo, este tipo de solução pode ser classificado como um híbrido leve (*mild hybrid*), que se caracteriza por sua capacidade de suportar os modos de assistência e de frenagem regenerativa.

Finalmente, considerando que o foco do trabalho se limita a avaliação das etapas recuperação, transformação e armazenamento de energia pelo sistema híbrido, outros assuntos relacionados às etapas posteriores ao armazenamento de energia, como o uso da energia recuperada, os percentuais de economia de combustível obtidos com a hibridização e os aspectos relacionados ao custo do equipamento não serão discutidos na tese, pois para se obter as informações sobre estas questões seria necessário implementar o sistema proposto num veículo real. Além disso, por se tratar de uma nova concepção de sistema híbrido, ainda não é possível prever com segurança os custos médios de cada subsistema, uma vez que tal estimativa depende do desenvolvimento de itens específicos para atender a requisitos de projeto e da negociação de valores financeiros entre fornecedores e o fabricante do veículo.

1.1. OBJETIVOS

O objetivo da tese é o de propor uma nova concepção de sistema hidráulico-pneumático usado para hibridização de veículos comerciais. Um dos aspectos inovadores do sistema apresentado está baseado na sua capacidade de recuperar energia na forma de energia pneumática durante o translado do veículo nas rodovias em declives, além dos recorrentes episódios de frenagens, típicos do trânsito urbano, para posterior utilização nos dispositivos periféricos do veículo. Adicionalmente, o sistema dispõe de maior capacidade de armazenamento de energia em comparação aos atuais veículos híbridos-hidráulicos, os quais utilizam acumuladores a gás como elementos de armazenamento.

Os objetivos específicos de tese são:

I. Fornecer uma descrição detalhada da concepção de projeto proposta, que inclui os sistemas hidráulico e pneumático e sua integração ao trem de potência e motor à combustão interna do veículo.

II. Modelar e dimensionar os componentes com o fim de atender as especificações do sistema híbrido, que inclui a unidade hidrostática, bomba/motor e motor, os elementos de armazenamento e o sistema de ar comprimido.

III. Demonstrar a habilidade do sistema híbrido em transformar a energia mecânica associada ao processo de frenagem do veículo em energia potencial útil armazenável na forma de gás comprimido.

IV. Demonstrar que o conceito apresentado possibilita aumentar a capacidade de armazenamento de energia dos atuais veículos híbridos-hidráulicos já existentes no mercado. O veículo pode recuperar energia por períodos mais prolongados, o que permite que a frenagem regenerativa seja efetuada em rodovias, além dos típicos episódios de parada e partida encontrados no tráfego urbano.

V. Demonstrar a capacidade de suprimento de ar comprimido pelo sistema híbrido aos dispositivos pneumáticos auxiliares do veículo, incluindo os períodos em que não ocorrem os episódios de frenagem regenerativa.

VI. Demonstrar que a energia potencial absorvida nos acumuladores hidráulicos pode ser usada para auxiliar no esforço de tração do veículo e na produção de ar comprimido.

VII. Demonstrar que a hibridização torna possível a redução de consumo de combustível do veículo em consequência da menor necessidade de utilização do motor à combustão interna para produzir ar comprimido e/ou gerar o torque de tração do veículo.

1.2. METODOLOGIA

Para estruturar a tese foi adotada uma abordagem baseada na fundamentação teórica dos conceitos descritos ao longo do texto e na realização de experimentos utilizados para obtenção de dados e validação de modelos. Durante os primeiros dois anos e meio do estudo foi realizada uma extensa pesquisa teórica com o objetivo de encontrar novas concepções de sistemas híbridos e investigar a exequibilidade da solução escolhida. Nesta etapa, foi desenvolvido um modelo matemático com a ferramenta MATLAB®/ SIMULINK cujos resultados preliminares demonstraram um potencial promissor para a ideia. A segunda parte do projeto foi dedicada à construção de uma bancada empregada como prova de conceito e ao desenvolvimento de estratégias de controle que propiciassem o funcionamento com estabilidade dos dispositivos de transmissão de potência do sistema hidráulico-pneumático e do veículo em diferentes modos operacionais.

A metodologia aplicada pode ser resumida por:

I. Estudo das arquiteturas adotadas nos veículos híbridos hidráulicos, pneumáticos e elétricos, com foco nos veículos comerciais médios e pesados. O estudo resultou na escolha de uma arquitetura de sistema com características superiores em relação às limitações de densidade de energia dos híbridos-hidráulicos.

II. Modelagem matemática e obtenção de dados dos componentes do sistema híbrido escolhido. A simulação e análise teórica dos resultados foi realizada preliminarmente para ciclos de trabalho elementares, que foram definidos em função do modo de regeneração, a saber: (1) a recuperação de energia ocorre quando a frenagem é usada para desacelerar o veículo com o propósito de redução de velocidade ou parada total; (2) a recuperação de energia ocorre em rodovias quando a frenagem do veículo tem por objetivo manter sua velocidade aproximadamente constante em trajetos descendentes.

III. Elaboração, dimensionamento e construção de uma unidade experimental em tamanho reduzido (prova de conceito) comparativamente ao sistema real que seria adotado para um veículo

pesado *long haul* de 309 kW de potência (420 cv). A unidade experimental foi projetada para obtenção de dados e validação dos resultados teóricos obtidos por simulação.

IV. Elaboração e implementação de uma estratégia de gerenciamento, a qual contempla cinco modos de operação do veículo. O objetivo é o de avaliar a habilidade do sistema de supervisão na realização do controle do veículo e o desempenho dos diversos componentes e subsistemas que compõe o sistema híbrido.

V. Avaliação do fluxo de potência e eficiência energética dos subsistemas mecânico, hidráulico e pneumático e do sistema global. Os resultados teórico-experimentais, em conjunto com os dados dos fabricantes dos componentes empregados no circuito, são usados para auxiliar a quantificar as perdas e encontrar os gargalos das etapas de transformação de energia.

VI. Desenvolvimento de um modelo algébrico que auxilia o projetista a determinar o deslocamento volumétrico do compressor de ar em função expectativa de ganho de energia ou da quantidade de energia recuperada nos processos de frenagem regenerativa nas estradas em declive.

1.3. CONTRIBUIÇÕES DA TESE

As principais contribuições da tese são:

I. Introdução de um novo conceito de sistema hidráulico-pneumático empregado para hibridização de veículos comerciais médios e pesados. O processo possibilita a transformação da energia de frenagem em energia potencial, imediatamente disponível para realização de trabalho.

II. Desenvolvimento de um modelo que integra vários subsistemas (térmico, mecânico, hidráulico, pneumático e de controle) em uma única plataforma de simulação, através da qual pode-se realizar a análise e otimização do sistema global e avaliar o comportamento e desempenho do veículo mediante alterações do sistema híbrido decorrentes de dimensionamento e variações de leiaute. A simulação dinâmica envolve diferentes escalas de tempo originadas por inércias distintas e características específicas das tecnologias integradas, de modo que é possível identificar, pela distribuição da energia durante os processos de regeneração, o fluxo de potência e as limitações inerentes de cada subsistema.

III. Desenvolvimento de uma estratégia de controle definida para controlar o veículo híbrido em cinco modos de operação. A estratégia de controle foi projetada para proporcionar respostas rápidas e estáveis das variáveis controladas durante os períodos de transição entre as diferentes situações de tráfego e, adicionalmente, proporcionar melhorias de eficiência do sistema motriz mediante alterações nas condições de funcionamento do motor à combustão interna e sistema hidrostático.

IV. Estabelecimento de um procedimento matemático para auxiliar ao projetista no dimensionamento do compressor de ar. O critério adotado se baseia no ganho de energia total do veículo híbrido, que depende da quantidade de energia pneumática recuperada no processo de frenagem em pistas com declive.

1.4. ESTRUTURA DA TESE

O primeiro Capítulo traz uma breve introdução sobre o tema da tese, veículos híbridos, e apresenta os objetivos do trabalho, a metodologia desenvolvida e as contribuições do estudo.

O Capítulo 2 apresenta uma revisão sobre o tema da pesquisa. O Capítulo inicia com a contextualização da hibridização no âmbito dos veículos comerciais. Na Seção seguinte, são apresentadas as características dos sistemas híbridos-hidráulicos, na qual é dada ênfase às características dos acumuladores hidráulicos. O Capítulo também aborda as características dos atuais sistemas híbridos-pneumáticos, suas vantagens e limitações. A Seção Final do Capítulo 2 encerra com uma breve explanação sobre as principais configurações usadas nos circuitos híbridos.

No Capítulo 3 apresenta-se a concepção do sistema híbrido proposto. Nas Seções seguintes, são desenvolvidos os modelos matemáticos do sistema hidráulico-pneumático e os modelos usados para representar a dinâmica do veículo e a eficiência do sistema motriz.

O Capítulo 4 descreve a etapa de realização de testes na unidade experimental usada como prova de conceito. Os resultados experimentais de validação dos modelos dos componentes são apresentados e discutidos.

No Capítulo 5 faz-se a descrição do sistema de supervisão desenvolvido para controlar o veículo híbrido quando este é submetido a diferentes condições de funcionamento e perfis de tráfego. Na Seção Final do Capítulo, faz-se uma análise das respostas e do fluxo de potência do

sistema híbrido quando o veículo é submetido a eventos de frenagem regenerativa.

No Capítulo 6 é estabelecido um procedimento para auxiliar o projetista na etapa de dimensionamento do compressor de ar. O procedimento é baseado no ganho de energia total do veículo obtido com a implementação do sistema híbrido. A Seção Final do Capítulo apresenta as novas respostas do sistema hidráulico na condição de frenagem regenerativa, onde se avalia o sistema hidrostático redimensionado para atender a demanda de potência do sistema pneumático.

O Capítulo 7 apresenta as conclusões da tese e as propostas para trabalhos futuros.

2. SISTEMAS HÍBRIDOS

2.1. HIBRIDIZAÇÃO DE VEÍCULOS COMERCIAIS

Atualmente, a maioria dos veículos é equipada com motores à combustão interna cuja eficiência térmica máxima se situa entre 30 a 44 %. No entanto, a eficiência média é muito mais baixa, especialmente para os veículos de uso urbano, devido à necessidade de frequentes acelerações e paradas (GUZZELLA e SCIARRETTA, 2007; TRAJKOVIC, 2010). Como o ciclo termodinâmico não pode ser revertido nos processos de frenagem, a energia cinética do veículo é dissipada na forma de calor. Nesse contexto, é importante compreender o impacto do perfil do trajeto percorrido pelo veículo sobre sua eficiência. Trajetos urbanos normalmente requerem do motor uma operação com carga parcial, o que resulta em uma baixa eficiência (valores altos de BSFC¹) quando comparados ao trajeto feito por veículos que trafegam em rodovias e trajetos mistos (TRIVIC, 2012). Por outro lado, o emprego de turbocompressores melhora a eficiência dos motores aspirados. Semelhantemente, a redução de atrito nos elementos internos e, principalmente, a operação do motor à combustão interna em regime de alta eficiência resulta na diminuição do consumo de combustível (GUZZELLA *et al.*, 2010; KNORR-BREMSE, 2012).

Uma breve análise das perdas que ocorrem nos veículos comerciais e das opções disponíveis para melhorar a economia de combustível indica alguns desafios interessantes. Enquanto nos veículos de passeio é, muitas vezes, possível atuar sobre as fontes das perdas, como por exemplo, na massa do veículo, na resistência aerodinâmica ou de rolamento, estas opções tornam-se severamente limitadas para o caso de veículos comerciais. O peso desses veículos é ditado pelos limites de carga por eixo, de modo que a implementação de estruturas mais leves geralmente acarreta no aumento da capacidade da carga de transporte, ao invés de reduzir o peso bruto do veículo. O tamanho e as formas do compartimento de carga reduz as possibilidades para diminuir a força de arraste aerodinâmica (FILIPPI e KIM, 2010).

Não obstante à introdução de leis mais rigorosas que regulamentem as emissões e o preço relativamente alto dos combustíveis, a economia de combustível em veículos urbanos não melhorou muito ao longo dos últimos trinta anos. Uma razão para o alto consumo provém do modo severo de funcionamento do veículo, que está relacionado a seu ciclo de

¹ *Brake specific fuel consumption*

trabalho. O grande número de acelerações e desacelerações agrava a situação de alto consumo e aumenta a frequência de manutenção do veículo. Um caminhão de lixo, por exemplo, está entre os cinco veículos menos eficientes, com uma média de consumo de combustível de 46,1 L/100km de acordo com *Argonne National Laboratory* (GAINES; VYAS; ANDERSON, 2006). Em outras publicações, este indicador é bem menos vantajoso, em média 112,0 L/100km (AGAR; BAETZ; WILSON, 2007; ECHTER, 2012). Esta categoria de veículos está entre as grandes geradoras de emissões, produzindo 42 MTCO₂ por ano (DROZDZ, 2005; TRIVIC, 2012).

A hibridação de veículos urbanos vem sendo explorada pela maioria dos fabricantes devido ao seu grande potencial de recuperar energia e melhorar o consumo. Visto que os ônibus urbanos e caminhões de coleta de lixo pertencem à mesma categoria de peso e operam sob condições similares, as soluções híbridas normalmente têm sido direcionadas para esta categoria de veículos (ECHTER, 2012; MRDJA *et al.*, 2012).

A forma mais utilizada de recuperação de energia provém da frenagem regenerativa e do desligamento do motor à combustão quando este é colocado no modo marcha lenta. Em diversas cidades do mundo tem sido introduzido e testado um grande número de veículos híbridos de uso comercial. A exemplo de comparação, um ônibus híbrido-elétrico de dois andares, testado na cidade de Londres, obteve uma economia de combustível de 15% em relação a um veículo normal não-híbrido. No entanto, este tipo de veículo modificado pode custar 50% a mais em relação ao seu valor inicial quando sua composição é alterada. De acordo com a economia de combustível proporcionada, o período estimado para o retorno do investimento na hibridização do veículo citado seria de aproximadamente 20 anos (ZHANG *et al.*, 2012).

No cenário dos híbridos-hidráulicos, as corporações de maior destaque são a Eaton Corporation, a Bosch Rexroth Group e a Parker Hannifin. Cada uma dessas empresas detém anos de experiência no segmento de hidráulica, dispondo de uma vasta diversidade de produtos. A Eaton Corporation desenvolveu o *Hydraulic Launch Assist* (HLA), que é um sistema em paralelo usado para auxiliar no esforço de tração do veículo. Segundo a empresa, com a incorporação dessa tecnologia em caminhões de lixo, pode-se esperar uma economia de combustível entre 17-28 % e uma redução de emissões de NO_x, particulados e CO₂ de até 20% (EATON, 2009). A Bosch Rexroth desenvolveu o Sistema Hidrostático de Frenagem Regenerativa (*Hydrostatic Regenerative*

Braking - HRB) que, semelhante à Eaton, é um sistema auxiliar de torque, o qual dispõe das configurações série e paralelo. A empresa declara uma economia de combustível de até 25% para caminhões de lixo (BRACHT; EHRET; KLIFFKEN, 2009; LINDZUS, 2010). A Parker Hannifin, por sua vez, tem desenvolvido vários modelos de soluções híbridas, sendo a mais recente o sistema denominado *RunWise Advanced Series Hybrid Drive System*, para o qual é reportado uma economia entre 30-50%, que depende da rota e das condições operacionais de rodagem do veículo. O sistema *RunWise* é uma configuração em série, que incorpora uma transmissão por engrenagens de três relações, usada para permitir ao sistema híbrido do veículo operar numa extensa faixa de velocidades (COIMBRA, 2014; PARKER, 2010).

Apesar da aplicação da tecnologia híbrida ser exequível para caminhões de coleta de lixo, ônibus urbanos e veículos leves, para caminhões pesados e, especialmente, veículos usados no transporte rodoviário, a tecnologia parece ser menos promissora. Em comparação com outros veículos, geralmente o motor dessa classe de veículos opera numa faixa mais estreita de velocidade e a uma potência mais próxima de sua capacidade nominal. Por conseguinte, a eficiência média do motor durante o percurso se aproxima da eficiência máxima, diferentemente de outras categorias de veículos, tornando inferior o ganho de economia alcançado por meio da hibridização (PETTERSSON e JOHANSSON, 2006).

Como os veículos de transporte podem viajar por muitos quilômetros sem fazer paradas, a recuperação de energia por meio dos episódios de frenagem tende a não ser uma boa alternativa como forma de economia. Por outro lado, nos trajetos de longa duração em declive é dissipada uma grande quantidade de energia por meio dos elementos de frenagem. Além disso, como a frota de veículos nas rodovias tem crescido nos últimos anos, as velocidades permitidas também têm sido, sempre que possível, aumentadas com a finalidade de facilitar o escoamento de veículos, especialmente nos pontos de risco (por exemplo, nos trajetos que contêm túneis). Se durante um declive o controle da velocidade do veículo for efetuado primariamente pela ação do freio de serviço, este pode sobreaquecer o que conduzirá a um aumento excessivo da temperatura dos seus principais componentes. O resultado é a queda acentuada de desempenho do sistema de frenagem, denominado de efeito *fading*, que pode levar à perda do controle da velocidade de descida ou à incapacidade de se realizar uma frenagem de emergência pelo condutor. O problema da eficiência da frenagem assume maiores proporções

quando se trata de veículos pesados porque a carga atua como indutor do aumento da velocidade nos declives (CANALE e GUTIÉRREZ, 2005). O sistema de frenagem regenerativa, além de possibilitar a recuperação de parte da energia dissipada nos freios, age como um retardador², fazendo com que diminua a sobrecarga sobre os freios.

Outros fatores que exercem grande influência sobre a decisão de hibridização são: o aumento de peso, o custo e a complexidade do sistema (GUZZELLA e SCIARRETTA, 2007). Estima-se um incremento de 1,7 % de consumo de combustível para cada tonelada de peso adicionada ao veículo. Neste contexto, a economia de combustível deve ser suficiente para compensar o investimento em uma nova tecnologia (ou incremento de peso) a fim de ser justificável para o usuário final. Uma alternativa é a de utilizar tecnologias maduras e projetos simplificados a fim de reduzir o custo da hibridização, o que irá permitir que o usuário obtenha retorno do seu investimento, mesmo com uma economia de combustível menos expressiva.

De fato, a economia de combustível é uma das características mais importantes a ser considerada nos veículos comerciais. Veículos de transporte de longa distância são mais sensíveis ao custo do combustível do que outros tipos de veículos pesados. Em consequência, os esforços dispendidos no desenvolvimento de sistemas mais eficientes serão provavelmente direcionados para esta modalidade de veículo. Mesmo se o desenvolvimento resultar em soluções mais complexas e caras, a nova tecnologia poderá ser vantajosa se a economia de combustível for expressiva. Além disso, como muitos fabricantes de caminhões têm a maior parte do seu volume de produção nesta categoria, as modificações implementadas são adequadas e aplicadas para outros tipos de veículos pesados, como, por exemplo, caminhões usados em operações de construção. Dessa forma, as evoluções obtidas na melhoria de eficiência e desempenho dos caminhões de transporte também afetarão outras aplicações (PETTERSSON e JOHANSSON, 2006).

² Em algumas condições de carga e de operação, principalmente de veículos comerciais pesados e superpesados, a ação de retardo efetuada pelo freio-motor é insuficiente. Nestas condições é necessário o uso de sistemas auxiliares conhecidos genericamente como retardadores, que são usados no controle da velocidade em tráfego e na descida de declives longos.

2.2. SISTEMAS HÍBRIDOS HIDRÁULICOS

2.2.1. Características e modo de operação

As opções de sistemas híbridos mais usadas em veículos comerciais são os elétricos e os hidráulicos. Os sistemas híbridos-hidráulicos funcionam de forma semelhante aos híbridos-elétricos, porém, utilizam uma bomba/ motor ao invés de um motor/ gerador elétrico para transferir potência para o dispositivo de armazenamento de energia. No veículo híbrido-hidráulico o motor à combustão interna e o sistema mecânico de transmissão são integrados a uma unidade hidrostática e a um conjunto de acumuladores hidráulicos.

De modo a competir com os híbridos-elétricos, o sistema hidráulico deve ser mais eficiente, ocupar menos espaço e ser mais leve do que as demais soluções apresentadas no mercado. As bombas de pistão axial com deslocamento variável, normalmente usadas, são relativamente fáceis de controlar, contudo, sua eficiência cai drasticamente nas condições de baixo torque e deslocamento volumétrico (RYDBERG, 2009). As atuais bombas e motores de pistão operam com uma eficiência de pico em torno de 93%. A combinação de bomba e motor no circuito pode, portanto, fornecer uma eficiência máxima de 86%. Com baixo deslocamento volumétrico, por exemplo, a uma eficiência média de 80% tanto para a bomba como para o motor, a eficiência da unidade fica limitada em 64%.

Durante os últimos anos novas concepções de bombas hidráulicas foram desenvolvidas. As duas concepções mais promissoras são a bomba/motor digital, de deslocamento variável, desenvolvida pela Artemis e a *Floating Cup machine*, desenvolvida pela Innas (IBRAHIM, 2011; VAEL; ACHTEN; BRINK, 2009). A bomba com deslocamento digital é uma típica bomba de pistões radiais que utiliza válvulas controladas eletronicamente para determinar o deslocamento volumétrico. A configuração da bomba proporciona perdas muito baixas para os pistões ativos, de modo que a eficiência total fica em torno de 95% para uma ampla faixa de trabalho (TAYLOR *et al.*, 2011). A bomba/motor, intitulada *floating cup machine*, por sua vez, foi testada no modo bomba hidráulica e apresentou alta eficiência numa ampla faixa de operação, com eficiência de pico de 98%. As perdas hidromecânicas são muito reduzidas na condição de baixa velocidade e carga elevada. Adicionalmente, na condição sem carga, as perdas são baixas em

comparação com as bombas de pistões axiais convencionais (ACHTEN, 2008).

Nos híbridos-hidráulicos, um acumulador hidráulico de alta pressão é utilizado como dispositivo de armazenamento de energia, no lugar de uma bateria eletroquímica. Ambas as tecnologias, hidráulica e elétrica, têm suas vantagens e desvantagens. Os acumuladores são capazes de receber e fornecer elevadas taxas de vazão sem sofrer degradação pelas frequentes cargas e descargas de fluido. Contudo, são sobremaneira limitados pela sua baixa capacidade de armazenamento de energia (RYDBERG, 2009). Os sistemas híbridos-elétricos são fáceis de controlar, operam com alta eficiência energética e possuem elevada energia específica. Por exemplo, a energia específica das baterias de hidreto metálico de níquel e de íons-lítio é de 216 kJ/kg e 432 kJ/kg, respectivamente. No entanto, a baixa densidade de potência, a limitada vida útil das baterias, a complexidade do sistema e o preço elevado são as principais desvantagens desses sistemas em relação aos hidráulicos, que utilizam componentes mais simples e de longa vida útil. Soluções que usam supercapacitores têm a vantagem de fornecer alta densidade de potência, mas a desvantagem de possuir baixa densidade de energia quando comparados com as baterias elétricas (TRIET e AHN, 2011).

A Tabela 1 apresenta resumidamente uma comparação entre os veículos híbridos que utilizam baterias e acumuladores, considerando diversos aspectos de projeto.

Tabela 1. Comparação entre veículos híbridos: elétricos & hidráulicos.

Híbridos-Elétricos Baterias	Híbridos-hidráulicos Acumuladores
Grande densidade de energia	Pequena densidade de energia
Pequena densidade de potência	Grande densidade de potência
Resposta lenta	Resposta rápida
Vida curta	Longa vida útil
Alto custo e peso	Baixo custo e peso
Altamente tóxico	Ambientalmente mais amigável
Alto custo de manutenção	Baixo custo de manutenção
Baixa eficiência de captura de energia	Alta eficiência de captura de energia

Fonte: LOUVIGNY; NZISABIRA, DUYSINX (2008) e CHEN (2015).

O princípio de funcionamento de um veículo híbrido-hidráulico é semelhante ao de um híbrido-elétrico. Durante a desaceleração do veículo, a energia cinética é transmitida mecanicamente ao eixo de acionamento da bomba, que converte esta energia em energia hidráulica, a qual é armazenada em acumuladores hidropneumáticos na forma de gás comprimido. Durante a aceleração do veículo, a energia potencial armazenada nos acumuladores é convertida em energia mecânica pelo motor hidráulico, cuja potência é transferida novamente para as rodas do veículo ou para o cardan pelo eixo de transmissão do motor.

Componentes hidráulicos são elementos de produção em massa, amplamente utilizados no setor automobilístico, com destaque aos veículos off-road, empilhadeiras, veículos militares e aos utilizados no segmento de construção. A baixa relação peso/potência, característica dos componentes hidráulicos, é essencial para a construção de sistemas compactos. A hidráulica é considerada uma tecnologia madura, ambientalmente amigável e com componentes de fácil utilização e manutenção. Os componentes podem operar em condições severas de trabalho e em ambientes hostis. Válvulas de resposta rápidas e elementos de atuação controlados eletronicamente, assim como a alta eficiência de bombas e motores hidráulicos, contribuem para consolidar a hidráulica como sendo uma solução competitiva frente aos demais sistemas híbridos (DROZDZ, 2005; TRIVIC, 2012). Por causa da elevada eficiência do sistema (acumulador e sistema hidrostático), os híbridos-hidráulicos são capazes de recuperar e reutilizar até 70 % da energia dissipada nos freios de veículos urbanos, o que é um valor bastante alto em comparação as outras formas de hibridização (FILIPPI e KIM, 2010; ZENG, 2009).

Os acumuladores, por sua vez, utilizam somente 50% do seu volume útil, entre a pressão máxima e mínima, durante seu carregamento (STECKI e MATHESON, 2005). Além da baixa densidade de energia do acumulador (em torno de 6 kJ/ kg, o que é significativamente menor do que os demais sistemas de armazenamento de energia), os híbridos-hidráulicos têm outras limitações: não é possível recarregar um acumulador hidráulico numa rede elétrica, os componentes adicionam um peso substancial ao veículo e a velocidade nominal de bombas e motores é relativamente baixa (TRIET e AHN, 2011; ZENG, 2009).

O fato do eixo da bomba/ motor ser ligado ao diferencial traseiro do veículo por intermédio, possivelmente, de uma transmissão mecânica ou um conversor de torque, que é ineficiente no sentido inverso, sugere que para a adoção deste princípio de solução devem ser previstas outras perdas. Todas estas desvantagens precisam ser levadas em consideração

e minimizadas por meio de um eficaz sistema de controle a fim de aumentar a eficiência global do sistema híbrido (ECHTER, 2012; FILIPI e KIM, 2010).

Apesar do esforço investido nos últimos anos no desenvolvimento de veículos híbridos-hidráulicos existem, na verdade, poucos produtos comerciais presentes no mercado. O tamanho, custo, eficiência e complexidade parecem limitar esses sistemas para aplicações em veículos comerciais, o que tem mantido o segmento de veículos praticamente inalterado neste aspecto. Ademais, a integração do sistema hidráulico em veículos de pequeno e médio porte gera um aumento de peso consideravelmente grande, o que se sobrepõe aos principais benefícios da hibridização (TRIVIC, 2012).

2.2.2. Acumuladores hidropneumáticos

Acumuladores são componentes mecânicos cuja função básica é armazenar energia hidropneumática para uso como fonte auxiliar ou principal de potência. São utilizados também para absorver excedentes de energia produzidos por condições operacionais dinâmicas e pela variação volumétrica de bombas e motores de deslocamento variável.

O princípio operacional de acumuladores a gás é baseado na acumulação de fluido mantido sob pressão em consequência da interação entre as forças produzidas pela pressão hidráulica e a pressão do gás. A energia armazenada fica disponível para reabsorção pelo sistema hidráulico quando a resistência ao escoamento se torna menor que a energia interna acumulada (VON LINSINGEN, 2008).

Os acumuladores mais usados em sistemas hidráulicos são os acumuladores a gás do tipo pistão, diafragma e de bexiga. Nestes dispositivos, a energia é armazenada pela compressão do gás, normalmente nitrogênio, o qual é comprimido pela entrada do fluido hidráulico. Um elastômero na forma de bexiga ou diafragma separa o líquido do gás. Alguns acumuladores operam sem bexiga ou utilizam um pistão como elemento de separação.

O acumulador de bexiga fornece respostas rápidas às variações de pressão, com taxas elevadas de vazão nas fases de carregamento e descarga. Os acumuladores de diafragma permitem operar com taxas de compressão do gás mais altas do que os acumuladores de bexiga, no entanto, são limitados em volume. Os acumuladores de pistão oferecem as mais altas taxas de compressão, como também as maiores vazões e volumes. Os inconvenientes provêm do peso do acumulador e do maior

atrimento produzido nas vedações, o que conduz a maiores tempos de resposta em comparação aos outros modelos de acumuladores a gás. Além disso, os acumuladores de pistão são menos tolerantes à contaminação do óleo, principalmente por causa da necessidade de deslocamento regular do pistão. Para as aplicações móveis, o acumulador de bexiga é o mais utilizado (DTA, 2015; VON LINSINGEN, 2008).

Todos os tipos de sistemas híbrido-hidráulicos incluem um acumulador de alta pressão (HPA) e um reservatório de baixa pressão (LPA). O acumulador ou reservatório de baixa pressão (LPA) é usado para armazenar o fluido e fornecer uma pressão de entrada suficientemente alta para a bomba/motor com o objetivo de assegurar que o sistema funcione corretamente (sem cavitação, com baixo nível de ruído, etc.). No entanto, a instalação de um acumulador adicional ao circuito apresenta desvantagens pela implementação da gestão e monitoramento das variáveis (pressão, nível, temperatura e potência), e devido à necessidade de espaço e aumento de peso (VERKOYEN *et al.*, 2010).

A redução de peso do acumulador pode ser obtida pela substituição do material do casco, geralmente feito de aço, por materiais alternativos, como fibra de carbono, alumínio ou materiais compósitos (STROGANOV e SHESHIN, 2011).

Acumuladores hidropneumáticos são caracterizados por operarem com eficiências elevadas de carga e descarga, de até 95% (COIMBRA, 2014; PUDDU e PADERI, 2013). No entanto, por causa da irreversibilidade dos processos de compressão e de expansão do gás, parte da energia é perdida. As perdas térmicas são sobretudo afetadas pela velocidade de carregamento e descarga e pela relação de compressão e expansão do gás, de modo que podem chegar a 1/3 da energia absorvida pelo acumulador para as relações de compressão de 2:1 a 3:1, normalmente usadas. Estas perdas tendem a aumentar quando o período de armazenamento é mais prolongado, como é o caso de veículos de entrega, cujas paradas podem demorar vários minutos, ou genericamente, veículos urbanos, presos em trânsito congestionado (STROGANOV e SHESHIN, 2011). Em POURMOVAHED *et al.* (1988) é mostrado que, em um período de apenas 50 segundos, a eficiência de um acumulador de pistão pode cair para 60%.

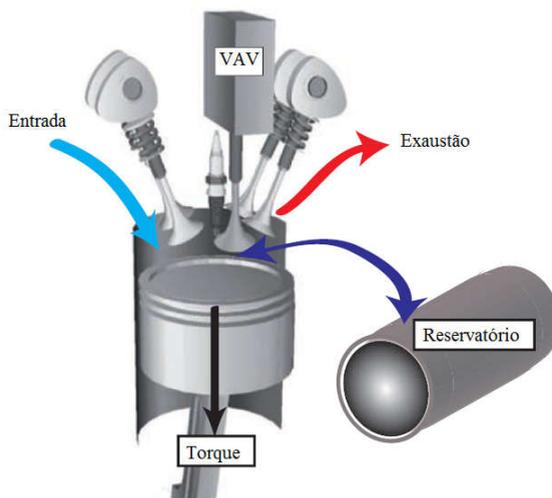
A fim de reduzir as perdas por transferência de calor uma espuma feita de material elastomérico pode ser introduzida no interior do casco do acumulador, no lado do invólucro de gás (PEDCHENKO e BARTH, 2009; POURMOVAHED *et al.*, 1988). A estrutura porosa da espuma

reduz o fluxo de calor por convecção, e por consequência, a transferência de calor para as paredes do acumulador. Por conseguinte, em intervalos curtos de armazenagem, a maior parte do calor transferido para a espuma durante a compressão é devolvida ao gás durante a expansão, o que resulta num aumento considerável de eficiência (POURMOVAHED e OTIS, 1990). Muito embora a adição do isolamento térmico aumente significativamente a eficiência, esta traz como desvantagem a redução do volume útil do acumulador, que resulta numa menor capacidade de recebimento de fluido hidráulico devido à menor contração do gás, cujo volume está diretamente relacionado à temperatura (ECHTER, 2012).

2.3. SISTEMAS HÍBRIDOS PNEUMÁTICOS

A ideia de veículos híbridos movidos por ar comprimido está longe de ser nova. Os pedidos de patentes reportam projetos de veículos a ar comprimido para locomotivas, carros de mineração e uso na indústria (PAPSON *et al.*, 2010). Em 1909, J. K. Broderick entrou com um pedido de patente intitulado “*Combined internal combustion and compressed air engine*” (BRODERICK, 1912). Contudo, foi com a invenção de David Moyers, patenteada em 1997, que a definição de híbrido-pneumático se equiparou ao conceito conhecido atualmente. A ideia de Moyer foi a de adicionar o modo compressor (ou *supercharger*) ao motor à combustão interna, o que significa que a pressão de admissão do ar usado na combustão é aumentada acima da pressão ambiente pela indução do ar comprimido armazenado num reservatório (MOYER, 1997). De fato, a ideia principal de um híbrido-pneumático é a de usar o motor à combustão interna também como um compressor com o propósito de recuperar a energia cinética do veículo durante as fases de frenagem. Na fase de aceleração, o motor à combustão exerce a função de motor pneumático, sendo impulsionado pela diferença de pressão gerada pela expansão do ar comprimido. Tal alteração é obtida mediante a ligação do reservatório de ar comprimido aos cilindros do motor à combustão modificado, por intermédio de válvulas controladas eletronicamente (DÖNITZ *et al.*, 2009; TRAJKOVIC, 2010). A Figura 1 mostra o conceito de sistema híbrido-pneumático apresentado por GUZZELLA *et al.* (2010).

Figura 1. Motor à combustão híbrido-pneumático.



Fonte: GUZZELLA *et al.* (2010), adaptado.

O sistema suporta a função *start/ stop*, o que significa que o motor à combustão pode ser desligado nas paradas, com consequente eliminação das perdas ocasionadas durante os períodos de ociosidade. Uma vez que motores pneumáticos fornecem alto torque na condição de baixa velocidade, este tipo de solução é particularmente conveniente para o arranque do motor à combustão (GILBERTI, 2007; GUZZELLA *et al.*, 2010).

O sistema híbrido-pneumático também proporciona a eliminação do efeito de atraso de turbocompressores durante transientes. O atraso de turbocompressores é o tempo necessário para a turbina atingir a velocidade de regime permanente desde o momento em que o motorista pressiona o pedal do acelerador. Turbocompressores grandes implicam em uma elevada inércia, que resulta em maiores atrasos. Ao injetar ar pressurizado no cilindro do motor, a quantidade de massa de ar é aumentada, o que melhora a combustão, promovendo assim um aumento de carga. Com essa característica, durante a aceleração do veículo (*air-power assist mode*) o ar comprimido armazenado no reservatório pode ser utilizado para pressurizar o ar de admissão do motor à combustão sempre que houver demanda de alto torque (TRAJKOVIC; TUNESTÁL;

JOHANSSON, 2013). A grande quantidade de energia do combustível produz uma alta entalpia que, quando liberada através dos gases de exaustão, acelera o turbocompressor até que este alcance sua velocidade de estabilização. O suprimento adicional de ar comprimido pelo reservatório de ar é de apenas alguns segundos. A turbulência gerada pela mistura ar-combustível resulta em uma combustão rápida e estável (GUZZELLA *et al.*, 2010; VOSER; ONDER; GUZZELLA, 2013).

O uso do ar comprimido na eliminação do atraso de turbocompressores possibilita que o condutor do veículo diminua a intensidade de pressionamento do pedal do acelerador, o que gera um impacto positivo sobre o consumo de combustível. Em contrapartida, observa-se um aumento de consumo de ar comprimido, entre 20 e 30%, o que pode demandar um compressor e reservatório de ar com maior capacidade, caso seja utilizado um veículo não-híbrido (KNORR-BREMSE, 2012). Porém, com a estrutura híbrida-pneumática já instalada, esta opção de utilização do ar se torna bastante conveniente. De acordo com KNORR-BREMSE (2012) um veículo comercial pesado pode economizar entre 3 e 5% de combustível ao utilizar o dispositivo denominado de “*pneumatic booster system*”³, que é um sistema especificamente projetado para eliminar o efeito anteriormente citado, de atraso de turbocompressores.

A ideia de construção e introdução no mercado de um veículo eficiente movido por ar comprimido tem sido, há muito tempo, uma grande expectativa do setor automobilístico. Como o veículo emite ar puro para o ambiente, pode haver uma expressiva melhoria da qualidade do ar nas poluídas cidades modernas. O ar não é inflamável e a tecnologia de compressão e armazenamento é relativamente simples. Por conseguinte, o processo de produção do ar comprimido e o custo de manutenção de tal veículo tornar-se-ão mais baixos. O reabastecimento pode ser feito facilmente em postos comerciais, sem a necessidade de investimentos consideráveis dos proprietários. Adicionalmente, um reservatório de ar comprimido tem longa vida útil, equivalente à do próprio veículo, e é considerado um dispositivo seguro em caso de acidentes, uma vez que podem ser empregados materiais compósitos que não explodem, porém sofrem fissuras, as quais permitem que a pressão

³ Os testes reportados foram realizados com um veículo com semi-reboque carregado, conduzido por um caminhão MAN de 316 kW (430 hp) com transmissão automática.

no reservatório caia lentamente sem causar danos de maior severidade (PAPSON *et al.*, 2010; SZABŁOWSKI e MILEWSKI, 2011).

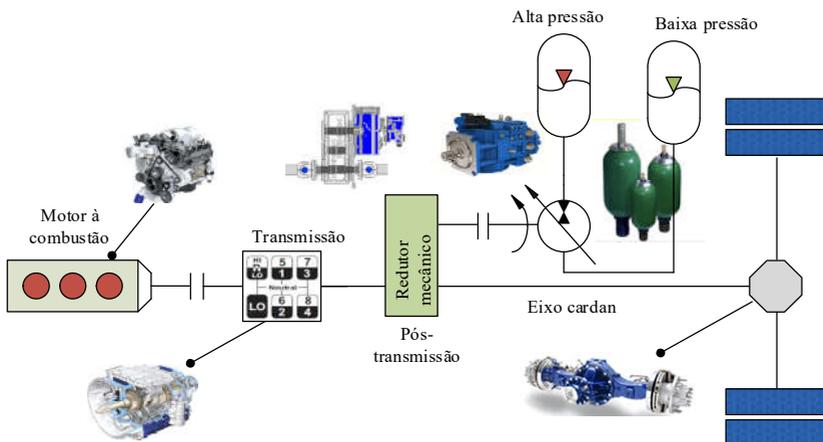
Por outro lado, uma série de aspectos negativos inibem, ou mesmo impedem o desenvolvimento deste tipo de veículos. A baixa densidade de energia do ar comprimido representa sua principal limitação. A 20 °C, um reservatório com capacidade de 300 litros carregado com ar comprimido à 30 MPa contém (sob condições isotérmicas) apenas 51 MJ de energia (o que equivale a aproximadamente 1,4 litros de óleo diesel) (BOSSSEL, 2005). Devido à baixa densidade de energia, o volume dos reservatórios precisa ser grande para armazenar uma quantidade mínima de energia, suficiente para proporcionar autonomia de rodagem ao veículo. Esta característica, que está vinculada à concepção do veículo, pode ser mitigada pelo uso de reservatórios de alta pressão. Os atuais reservatórios feitos de fibra de carbono, destinados ao uso em veículos abastecidos com gás natural ou que empregam células de hidrogênio, são tipicamente pressurizados até 35 MPa. Contudo, a nova geração de reservatórios de fibra de carbono tem capacidade para suportar pressões de até 70 MPa (PAPSON *et al.*, 2010), o que equivale a 137 MJ de energia pneumática armazenada num reservatório de 300 litros.

A eficiência de um sistema pneumático é ditada, em grande parte, pelas propriedades termodinâmicas dos gases e pelas ineficiências que acompanham os processos de compressão e expansão. Estas ineficiências, juntamente com a densidade de energia do ar comprimido, determinam as características do veículo em termos de economia de combustível e desempenho (KRICHEL *et al.*, 2012; PAPSON *et al.*, 2010). Quando o ar se expande sua temperatura cai drasticamente, e quando a pressão aumenta, o ar aquece significativamente. Condições de temperatura extremamente baixas devem ser evitadas a fim de prevenir o congelamento da água presente na forma de umidade nos componentes e linhas de condução. Da mesma maneira, o calor gerado pela compressão pode ser direcionado para os pontos de expansão do ar objetivando reduzir as perdas de energia por troca térmica. A fim de melhorar a eficiência global, as etapas de compressão e expansão devem se aproximar de uma transformação isotérmica, o que implica utilizar trocadores de calor e sistemas com múltiplos estágios. No entanto, esta alternativa pode não ser viável em virtude dos limites, geralmente restritos, de espaço e peso pertinentes aos veículos automotores (TRIVIC, 2012; ZENG, 2009).

2.4. DISPOSIÇÃO DOS COMPONENTES

As duas principais formas de disposição de componentes de um sistema híbrido são as disposições em série e paralelo. Considerando especificamente um híbrido-hidráulico, a arquitetura paralela inclui o motor à combustão interna e a cadeia de transmissão do veículo, conectados em paralelo a uma bomba/motor reversível e demais componentes do sistema hidráulico. Este tipo de arquitetura é simples e de custo mais baixo em relação a um híbrido em série. O motor à combustão e a bomba/motor são conectados mecanicamente a um mesmo eixo de transmissão. Isto implica que o motor à combustão interna e a bomba/motor hidráulico podem transmitir (ou receber) potência ao veículo de forma independente ou concomitante. Por conseguinte, se houver falha do circuito hidráulico, o funcionamento do veículo não é afetado visto que cada sistema pode trabalhar de forma independente (PAULIDES *et al.*, 2008). A Figura 2 ilustra um esquema de arquitetura em paralelo de um veículo híbrido-hidráulico.

Figura 2. Esquema de sistema híbrido-hidráulico em paralelo com configuração pós-transmissão.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

O modo de funcionamento de um sistema híbrido-hidráulico foi descrito anteriormente na Seção 2.2.1. No entanto, no caso dos sistemas

em paralelos, a energia recuperada representa cerca de 25 a 50 % da energia de propulsão. A potência exigida do motor hidráulico durante a aceleração é limitada pelo tempo de descarga do acumulador e pelo torque requerido (DROZDZ, 2005). Isto significa que, se a potência do motor hidráulico for insuficiente, o motor à combustão pode atuar concomitantemente para suplementar a demanda de energia. A bomba/motor (no modo motor) também pode ser usada para tracionar o veículo quando o motor à combustão operar sob condições de carga mais baixas (por exemplo, durante percursos à velocidade constante). No entanto, esta opção é sobremodo limitada pela baixa densidade de energia dos acumuladores. O motor pode ainda fornecer torque adicional durante subidas e quando for exigido do veículo um rápido aumento de velocidade (GUZZELLA e SCIARRETTA, 2007; ZENG, 2009).

Com esta configuração, o fluxo de potência do motor à combustão até as rodas permanece inalterado. Outra vantagem é a de que os componentes relacionados ao sistema hidráulico podem ser inseridos no veículo sem a necessidade de se efetuar modificações consideráveis na estrutura original. No entanto, uma vez que o sistema hidráulico é ligado às rodas pelo eixo cardan, a velocidade da bomba/ motor é determinada pela velocidade do veículo e, por conseguinte, estes componentes podem operar em regime de baixa eficiência (TRAJKOVIC, 2010).

A arquitetura em paralelo pode ser implementada nas configurações pré-transmissão ou pós-transmissão. Em uma arquitetura do tipo pós-transmissão, a bomba/ motor está acoplada ao eixo de saída da caixa de transmissão, enquanto que na configuração pré-transmissão, a bomba/ motor está acoplado ao eixo de entrada, entre a transmissão do veículo e o motor à combustão.

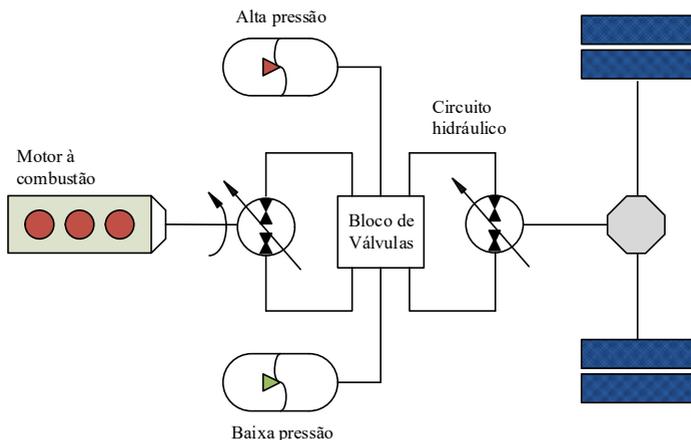
A arquitetura paralela pós-transmissão é mais fácil de implementar, pois não são requeridas modificações para o motor à combustão e caixa de transmissão. A bomba/ motor é acionada por meio de um redutor mecânico de velocidade. Quando o redutor dispõe de somente uma relação de transmissão, a bomba/ motor precisa operar em uma ampla faixa de velocidades, o que reduz a eficiência total do sistema hidráulico em comparação aos mecanismos de transmissão que trabalham com várias velocidades. O funcionamento da bomba/ motor pode requerer uma embreagem nas condições de rodagem em alta velocidade e naquelas em que o torque auxiliado pelo sistema hidráulico não é necessário.

A configuração pré-transmissão exige alterações estruturais no sistema de transmissão convencional. As modificações incluem uma interface mecânica entre o motor à combustão e a caixa transmissão e,

possivelmente, um sistema de controle dedicado. Como a velocidade de funcionamento da bomba/ motor é maior do que a velocidade do motor à combustão, geralmente é incluído um redutor mecânico no sistema. Contudo, a relação de transmissão é menor do que a relação usada na configuração pós-transmissão. Considerando que a velocidades altas o veículo opera com relações de transmissão menores, a velocidade da bomba/ motor não alcança valores muito elevados. Em consequência, não há necessidade de embreagem nas condições de excesso de velocidade (DROZDZ, 2005).

Na configuração em série de um híbrido-hidráulico, o motor à combustão não é ligado mecanicamente às rodas. Apenas o motor hidráulico fornece a potência de propulsão. O motor à combustão está ligado a bomba/ motor e assim, a energia mecânica pode ser diretamente convertida em energia potencial armazenada nos acumuladores hidráulicos. Quando a pressão do acumulador atinge o seu limite superior, o motor à combustão é desligado e o veículo passa a ser movido pela energia fornecida pelo acumulador. A Figura 3 ilustra o esquema de uma arquitetura em série de um sistema híbrido-hidráulico.

Figura 3. Esquema de sistema híbrido-hidráulico com configuração em série.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

A disposição em série requer dois conjuntos de bomba/motor. Nesta configuração são obtidos melhores resultados de reaproveitamento

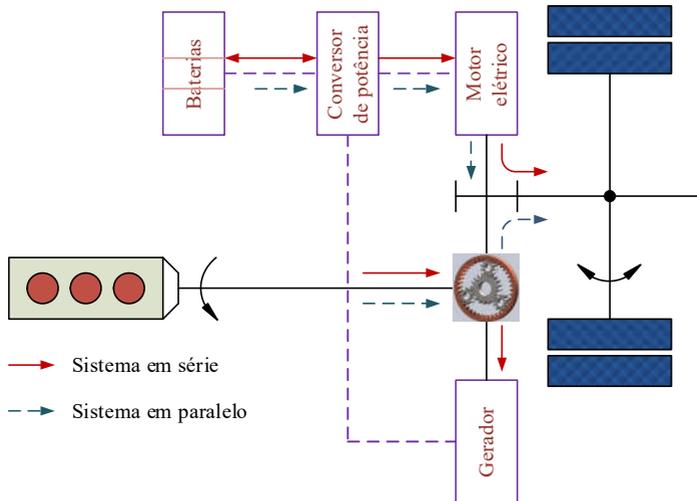
de energia e redução do consumo de combustível em comparação com a configuração paralela (GUZZELLA e SCIARRETTA, 2007). O arranjo dos componentes em série possibilita ainda que a bomba/ motor seja instalada nas próprias rodas do veículo, o que viabiliza que o controle de torque da roda seja individualizado (TRIVIC, 2012). Isto significa que nesta solução, a potência de saída do motor à combustão não necessita ser equivalente à demanda de carga, e também que a rotação do motor à combustão não precisa coincidir com a velocidade das rodas. Esta característica, ainda que transitória, possibilita um gerenciamento otimizado do sistema como um todo. Em contrapartida, a eficiência do sistema em série está fortemente ligada à eficiência do sistema hidrostático e à quantidade de conversões de energia efetuadas desde o motor à combustão até as rodas do veículo (TRAJKOVIC, 2010).

A combinação entre as configurações série e paralelo pode ser alcançada com o uso de um trem de engrenagens planetárias, que exerce a função de divisor de potência (*power-split*) e permite extrair as melhores características de cada configuração. Embora este tipo de solução possa ser implementado indistintamente em sistemas híbridos-elétricos ou híbridos-hidráulicos, até o presente momento apenas na versão elétrica foram demonstrados bons resultados. A principal vantagem é que as velocidades do motor à combustão, gerador e motor elétrico podem ser dissociadas, o que permite maior liberdade no controle do mecanismo. A arquitetura série-paralelo é um conceito de sistema híbrido mais avançado, do ponto de vista de complexidade mecânica e sofisticação do sistema de controle.

Na arquitetura híbrida-elétrica série-paralelo mostrada esquematicamente na Figura 4, a potência do motor à combustão é dividida entre o eixo mecânico e o gerador elétrico. A potência do eixo é transmitida via trem de engrenagens planetárias para o diferencial, e deste para as rodas do veículo. O motor elétrico, por sua vez, também é acoplado ao eixo de acionamento. Com esta forma de ligação, o motor elétrico pode fornecer ou receber potência mecânica oriunda do veículo. O dispositivo de armazenamento de energia atua como uma memória intermediária, alimentando o motor ou aceitando carga do gerador. Em velocidades muito baixas, o veículo funciona no modo elétrico, com o motor à combustão desligado, e utiliza apenas a energia proveniente da bateria. Quando o limite de velocidade do modo elétrico é excedido, o motor à combustão é ativado e uma parte da potência é transferida através do trem de engrenagens planetárias para o eixo de acionamento. A potência remanescente é utilizada para gerar eletricidade, que é

posteriormente usada para alimentar o motor elétrico. A divisão de potência entre a parte mecânica e a elétrica depende da velocidade do veículo e da carga do eixo. Em baixas velocidades, o sistema se comporta como um híbrido em série, com a maior parte da potência de acionamento sendo transmitida pelo motor elétrico. Com o aumento da velocidade e/ou da carga, a parcela de potência proveniente da mecânica aumenta, assemelhando-se a um sistema paralelo. Em altas velocidades, a transferência de energia depende basicamente do motor à combustão. A utilização do gerador elétrico para recarregar a bateria é limitada nesta condição (DROZDZ, 2005; GRAMMATICO; BALLUCHI; COSOLI, 2010; TRAJKOVIC, 2010).

Figura 4. Arquitetura híbrida elétrica série-paralelo.



Fonte: GRAMMATICO *et al.* (2010), com alterações.

3. INTRODUÇÃO E MODELAGEM MATEMÁTICA DO SISTEMA HÍBRIDO HIDRÁULICO-PNEUMÁTICO

3.1. CONSIDERAÇÕES GERAIS

Neste Capítulo são descritas as equações que compõe a modelagem matemática do sistema híbrido. O modelo inclui as áreas de controle, hidráulica, pneumática, eletromecânica e térmica, em uma plataforma de simulação baseada em MATLAB/ SIMULINK, e permite a análise das variáveis sob diferentes condições de condução do veículo. A implementação do modelo do sistema híbrido com a ferramenta MATLAB/ SIMULINK facilita a organização dos diversos subsistemas e o desenvolvimento do projeto do sistema de supervisão e controle.

Para organizar o trabalho, o Capítulo está dividido em duas partes principais. A primeira, descrita na Seção 3.2, apresenta o conceito e explica o funcionamento do sistema híbrido hidráulico-pneumático. A segunda parte, apresentada nas Seções subsequentes, refere-se à modelagem matemática dos componentes.

A Seção 3.3, portanto, trata da modelagem dinâmica do veículo, onde a 2.^a Lei de Newton é aplicada à estrutura e a cadeia de transmissão mecânica do veículo, bem como à interface hidráulica que compõe o subsistema de frenagem regenerativa. Para modelar o sistema motriz e, desta forma, poder calcular o consumo de combustível e a eficiência do motor à combustão interna, utiliza-se o mapa de consumo específico de combustível (BSFC – *brake specific fuel consumption*) do veículo obtido de dados experimentais. A Seção 3.4 descreve a modelagem do sistema hidráulico. Por meio da aplicação da equação da conservação da massa, da equação da conservação da quantidade de movimento aplicada a corpos rígidos, da equação da energia e da equação de estado de Benedict-Webb-Rubin (BWR) aplicada para gases reais são gerados os modelos dos principais componentes, a saber: bomba, motor, acumulador hidráulico e válvulas. Seguindo procedimento semelhante, na Seção 3.5 são modelados os principais componentes do sistema pneumático: compressor e reservatório de ar comprimido. Entretanto, para modelar o comportamento do ar comprimido foi usada a equação de estado de Beattie-Bridgeman, que contém uma quantidade reduzida de parâmetros empíricos se comparada à equação de BWR, a fim de reduzir a complexidade do modelo e o tempo de simulação. A Seção 3.6 trata da conceituação de estado de carga (SOC) no âmbito dos dispositivos de armazenamento hidráulico e pneumático.

Em complemento aos modelos descritos no Capítulo 3, no Apêndice A, Seção A.1, é realizado o dimensionamento preliminar do acumulador, baseado no princípio de que este será utilizado como fonte de energia. Para tanto, são utilizadas as relações de transformação de gases ideais para fundamentar o desenvolvimento matemático mostrado. A Seção A.2 apresenta o dimensionamento da bomba/motor e acumulador hidráulico, admitindo como critério de seleção de componentes o torque de frenagem gerado pela bomba e a quantidade de energia que pode ser armazenada durante o processo de frenagem do veículo.

3.2. DESCRIÇÃO DO SISTEMA HÍBRIDO

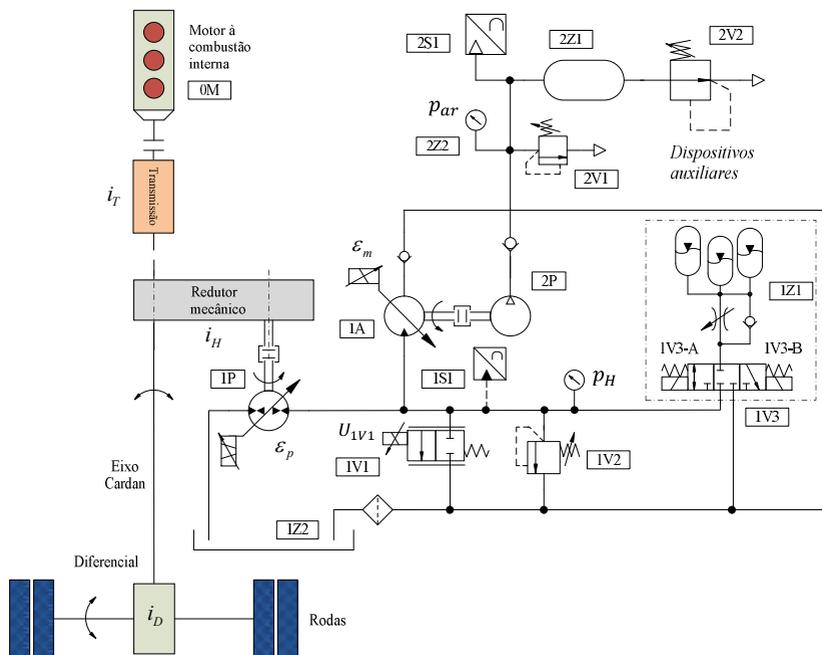
O conceito geral do sistema híbrido proposto está ilustrado na Figura 5. Por meio de uma disposição em paralelo pós-transmissão dos elementos, o eixo cardan de transmissão de potência do veículo está acoplado ao sistema hidráulico, que por sua vez, aciona o sistema pneumático. O eixo cardan é acoplado ao eixo de acionamento da bomba/motor (1P) por meio de uma embreagem e um redutor mecânico de velocidade, com relação de transmissão fixa, i_H . O sistema hidráulico é composto basicamente pela bomba/ motor (1P), motor hidráulico (1A), dois ou três acumuladores hidráulicos (1Z1)⁴, válvula direcional proporcional (1V1) e outros componentes hidráulicos e sensores utilizados como elementos auxiliares do circuito. O compressor de ar (2P) está diretamente acoplado ao eixo do motor (1A). Este circuito, bem como seu princípio de funcionamento, tem seu pedido de patente registrado no INPI sob o número BR1020150329636 (BRAVO; DE NEGRI; OLIVEIRA JUNIOR, 2015).

A desaceleração do veículo é obtida pelo torque produzido pela bomba/motor (1P) durante os eventos de frenagem regenerativa. A energia de saída da bomba/motor é convertida em energia potencial durante o carregamento dos acumuladores (1Z1) e/ ou em energia mecânica pelo motor hidráulico. Devido ao leiaute simplificado do circuito, a perda de carga do sistema hidráulico pode ser considerada desprezível. O torque da bomba/motor é dependente do seu deslocamento volumétrico e da pressão no circuito hidráulico. A pressão do circuito hidráulico depende do estado de carga (SOC) dos acumuladores, do

⁴ Nas simulações com um veículo de 19 ton. foram utilizados dois acumuladores, enquanto que nas simulações com um veículo de 40 ton., foram utilizados três.

deslocamento volumétrico do motor (1A), do torque exigido pelo compressor (2P) e da pressão máxima ajustada na válvula de alívio (1V2).

Figura 5. Diagrama do sistema híbrido hidráulico-pneumático com configuração paralela pós-transmissão.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Legenda:

0M: Motor à combustão interna
 1P: Bomba/motor
 2P: Compressor de ar alternativo
 1A: Motor hidráulico
 1Z1: Conjunto de acumuladores tipo
 bexiga de alta pressão
 1Z2: Reservatório hidráulico de baixa
 pressão

2Z1: Reservatório de ar
 comprimido
 1S1 e 2S1: Transdutores de
 pressão
 1V1: Válvula direcional
 proporcional 2/2
 1V2, 2V1, 2V2: Válvulas de
 controle de pressão
 1V3: Válvula direcional 3/3

Os transdutores de pressão (1S1) e (2S1) monitoram a pressão do fluido hidráulico e ar comprimido, respectivamente, e seus sinais são usados no processamento das funções lógicas do sistema de supervisão e na realimentação das malhas de controle do sistema híbrido.

O torque gerado pela bomba/motor deve ser proporcional à intensidade de frenagem determinada pelo condutor do veículo nas desacelerações que objetivam a redução de velocidade ou parada total do veículo. O controle do deslocamento volumétrico variável da bomba/motor possibilita que o torque seja ajustado de acordo com as condições de tráfego, o que confere uma transição suave durante a frenagem ou durante as fases de aceleração auxiliadas pelo sistema híbrido.

O sistema híbrido pode recuperar energia sob duas condições: (1) durante uma desaceleração, quando o objetivo do condutor é o de reduzir a velocidade ou parar o veículo; e (2) ao descer uma estrada em declive. Nesta segunda situação, o objetivo é o de manter a velocidade do veículo em um valor de referência pré-definido. Estas duas condições são tratadas pelo sistema de supervisão como **MODO DE FRENAGEM 1 e 2**, respectivamente. Os freios convencionais à fricção, também denominados de freios de serviço, podem atuar simultaneamente à medida em que o torque produzido pela bomba/motor torne-se menor do que o torque necessário para a frenagem. Nas situações de frenagem intensa, a embreagem eletromagnética do sistema híbrido, que conecta o circuito hidráulico, é desacoplada e a frenagem é controlada exclusivamente pelos freios de serviço.

Na ausência de condições geográficas ou de tráfego que possibilitem a produção de ar por meio de frenagens, faz-se necessário utilizar o motor à combustão interna (OM) como fonte de potência do sistema hidráulico que comanda o compressor de ar. Esta condição, denominada de **MODO DE CARREGAMENTO 1**, pode ocorrer se a pressão do ar tornar-se menor do que a pressão mínima recomendada para o sistema de freio ou para o sistema de suspensão do chassi. Nesta situação, o veículo assemelha-se a um veículo comercial comum, que utiliza geralmente uma transmissão por correias para acionar o compressor de ar. Com esta configuração é possível eliminar o sistema de produção de ar convencional, uma vez que o sistema híbrido já cumpre esta função. Além disso, o compressor será ligado somente quando a pressão do ar comprimido alcançar o limite inferior de pressão, definido no sistema de supervisão. A principal desvantagem provém da possível

redução de eficiência do processo de produção de ar que ocorre devido às etapas adicionais de conversão de energia, provenientes do acionamento indireto do compressor.

A condição de trabalho do sistema híbrido, denominada **MODO DE CARREGAMENTO 2**, ocorre quando a pressão do sistema pneumático se torna baixa, à semelhança do modo de carregamento 1. Contudo, neste modo, o estado de carga dos acumuladores é suficientemente alto para promover o acionamento do compressor de ar via motor hidráulico. Quando a pressão dos acumuladores alcança um patamar mínimo, a válvula (1V3) é fechada e o sistema de supervisão altera o atual modo de operação caso a pressão do ar seja novamente reduzida a um valor abaixo do mínimo estipulado.

A energia acumulada no reservatório de ar comprimido pode ser usada nos circuitos auxiliares do veículo, como por exemplo, para eliminar do efeito de atraso que ocorre nos motores diesel turbinados. Esta opção, não utilizada nos veículos convencionais, pode ser implementada pelo uso do ar comprimido proveniente do processo de regeneração, o qual é injetado diretamente nos cilindros do motor à combustão nos períodos de baixa frequência rotacional do turbocompressor a fim de aumentar a quantidade da massa de ar e, por consequência, a potência gerada. De igual modo, a energia armazenada nos acumuladores pode ser empregada como fonte de potência para produção de ar comprimido ou para auxiliar o motor à combustão no esforço de tração durante a aceleração do veículo. No entanto, a última opção torna-se relevante numa condição de tráfego urbano, onde os eventos de partida e parada do veículo ocorrem com grande frequência.

Em decorrência das características inerentes dos sistemas hidráulicos e pneumáticos, estes normalmente operam sob condições operacionais bastante distintas. Por exemplo, um sistema hidráulico opera, em média, entre 15 a 42 MPa. A pressão de um compressor de ar do sistema de freios, por sua vez, pode atingir valores de até 1,2 MPa, sendo que a pressão média dos circuitos pneumáticos situa-se entre 0,8 e 1,2 MPa (BENDIX, 2009; BLOCH, 2006). Por outro lado, a vazão volumétrica de um compressor é geralmente bem maior do que a usada num circuito hidráulico. Esta diferença gera uma certa equivalência de potência na interface entre o motor hidráulico e o compressor de ar e cria condições favoráveis para a seleção de um compressor de maior capacidade volumétrica, o que resulta em uma maior produção de ar comprimido durante a regeneração, ao mesmo tempo que possibilita o uso

de um motor hidráulico de tamanho reduzido, o que beneficia a eficiência do sistema de recuperação de energia e reduz o peso do equipamento.

3.3. MODELAGEM DO VEÍCULO

Para representar a dinâmica do veículo foram adotadas equações clássicas da mecânica que consideram o veículo um corpo rígido. O modelo empregado, apesar de simplificado, possibilita quantificar as diversas formas de resistência ao movimento e a inércia das partes para que, em função das condições geográficas e de condução do veículo, sejam calculados o consumo de combustível e a eficiência do sistema motriz.

Foi selecionado um veículo da série VOLVO FH, EURO 5 para definir os dados do modelo. A carga total foi estipulada arbitrariamente em 19 ou 40 toneladas, dependendo das condições de teste. Os dados do motor utilizado foram mantidos iguais ao do veículo original da série FH, com motor Diesel V6, de 12,8 L, potência nominal de 309 kW (420 cv) entre 1400-1900 rev/min e 2.100 N.m de torque entre 1000-1400 rev/min. O mapa de eficiência térmica (dado em função do torque e da frequência rotacional⁵) do motor à combustão foi fornecido pela empresa Volvo, assim como outros parâmetros usados no modelo foram extraídos de relatórios de engenharia de uso interno da empresa.

3.3.1. Dinâmica do veículo e perdas de energia

A quantidade de energia mecânica consumida por um veículo quando este trafega depende dos seguintes fatores (GUZZELLA e SCJARRETTA, 2007; SANDBERG, 2001):

- Das perdas aerodinâmicas;
- Das perdas decorrentes da resistência de rolamento;
- Da inclinação da pista;
- Da energia dissipada pelos freios;
- Da resistência mecânica resultante dos vários elementos internos do veículo sujeitos ao atrito (caixa de câmbio,

⁵ Em diversas partes do texto foram adotadas unidades l/min, rev/min e bar ao invés de utilizar unidades no SI para representar as variáveis vazão, frequência rotacional e pressão, respectivamente, em decorrência das unidades citadas serem mais frequentemente utilizadas em normas, literatura técnica e catálogos comerciais.

eixo cardan, diferencial, mancais de rolamento, periféricos etc.).

Por questões de simplificação, não foram incluídos os modelos dos dispositivos auxiliares, como bomba de lubrificação, ventoinha de resfriamento do motor, bomba de combustível, alternador etc., por considerar pequena a quantidade de energia envolvida no acionamento desses periféricos em comparação à energia total que flui através das rodas, sistema de propulsão e transmissão do veículo.

A energia mecânica de um veículo é armazenada sob a forma de energia cinética quando o veículo está em movimento e sob a forma de energia potencial quando o veículo atinge altitudes mais elevadas. A posição x_{vei} , velocidade v_{vei} e aceleração \dot{v}_{vei} do veículo são determinadas pelo princípio fundamental da dinâmica, que afirma que a força resultante aplicada em um corpo rígido é igual à taxa temporal de variação do seu *momentum* linear⁶, considerando um sistema de referência inercial, ou seja,

$$F_t - F_A - F_R - F_{RB} - F_{FB} + F_G = m_v \left(1 + \frac{J_{v(eq)}}{m_v r_w^2} \right) \frac{dv_{vei}}{dt}, \quad (1)$$

onde F_t é a força de tração gerada pelo motor à combustão interna, F_A é a resistência aerodinâmica, F_R é a resistência de rolamento, F_{RB} é a força produzida pelo sistema de frenagem regenerativa, F_{FB} representa o esforço de frenagem gerado pelos freios do veículo e F_G é a força induzida pela gravidade que atua quando o veículo se desloca por vias com inclinação. O sinal positivo de F_G indica que o veículo se desloca no sentido descendente, ou seja, $\alpha_{pista} > 0$ (Figura 6). A força de inércia F_i induzida pela massa do veículo e dos elementos rotacionais é mostrada à direita da igualdade da eq. (1), onde $J_{v(eq)}$ é a inércia rotacional, que inclui a inércia das partes rotativas, r_w é o raio efetivo das rodas e m_v é a massa total do veículo, reboque e carga.

As resistências devidas aos atritos aerodinâmico e de rolamento podem ser representadas, respectivamente, por (GUZZELLA e SCIARRETTA, 2007; KIENCKE e NIELSEN, 2000)

⁶ Por questões de simplificação, a expressão que descreve 2ª Lei de Newton será denominada somente de equação do movimento.

$$F_A = \frac{1}{2} \rho_{ar} (\dot{x}_{vei})^2 A_f C_{D,A} \quad (2)$$

e

$$F_R = m_v g C_R \cos \alpha_{pista} , \quad (3)$$

onde A_f é a área frontal do veículo, ρ_{ar} é a massa específica do ar, $C_{D,A}$ é o coeficiente de arraste aerodinâmico, C_R é o coeficiente de atrito de rolamento e α é o ângulo de inclinação da pista.

A força induzida pela gravidade que atua sobre o veículo pode ser modelada por

$$F_G = m_v g \sin \alpha_{pista} , \quad (4)$$

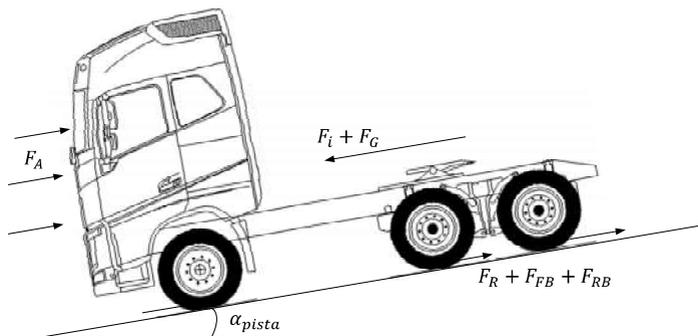
onde g é a aceleração da gravidade.

Durante os episódios de frenagem regenerativa, a bomba/ motor (1P) funciona no modo bomba e desloca o fluido do reservatório de baixa pressão (1Z2) para os acumuladores hidráulicos (1Z1). A força gerada pela frenagem pode ser expressa por (KUMAR, 2012)

$$F_{RB} = \frac{\tau_p i_H i_D}{\eta_{mp} r_w} , \quad (5)$$

sendo i_H e i_D as relações de transmissão do redutor mecânico do sistema híbrido e diferencial, respectivamente, τ_p é o torque gerado no eixo da bomba e η_{mp} é a eficiência mecânica da bomba.

Figura 6. Forças desenvolvidas num veículo desacelerando em declive.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

A inércia equivalente $J_{v(eq)}$ é dada pela soma das inércias do motor diesel, das transmissões, do eixo cardan, das rodas e de outros elementos rotativos presentes ao longo da linha de transmissão do veículo, isto é (GILLESPIE, 1992; GUZZELLA e SCIARRETTA, 2007; LEAL; ROSA; NICOLAZZI, 2012),

$$J_{v(eq)} = J_w + i_D^2 (J_T + i_T^2 J_e), \quad (6)$$

onde J_w é o momento de inércia das rodas, J_T é o momento de inércia da caixa de transmissão e diferencial e J_e é o momento de inércia do motor à combustão interna. A relação da caixa de transmissão do veículo i_T aparece quadraticamente nesta expressão. Dessa forma, quando a relação final⁷ de transmissão assume valores maiores, a influência dos elementos rotativos sobre a dinâmica do veículo pode se tornar substancial, não podendo, normalmente, ser omitida da modelagem (GUZZELLA e SCIARRETTA, 2007).

A energia e a potência resultante sobre o veículo durante o trajeto sem a intervenção dos freios são calculadas, respectivamente, por

$$E_{vei} = \int \dot{E}_{vei} dt = \int \left[m_v \frac{dv_{vei}}{dt} \left(1 + \frac{J_{v(eq)}}{m_v r_w^2} \right) - m_v g \operatorname{sen} \alpha + \frac{1}{2} \rho_{ar} (v_{vei})^2 A_f C_{D,A} + m_v g \operatorname{cos} \alpha C_R \right] v_{vei} dt, \quad (7)$$

e

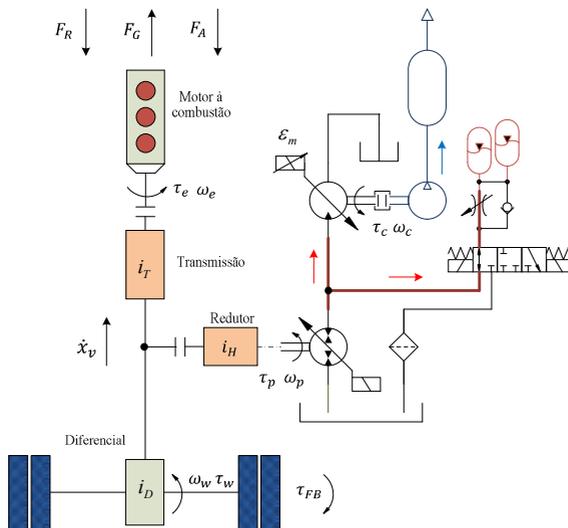
$$P_{vei} = m_v v_{vei} \frac{dv_{vei}}{dt} \left(1 + \frac{J_{v(eq)}}{m_v r_w^2} \right) + \frac{1}{2} \rho_{ar} v_{vei}^3 A_f C_{D,A} - m_v g v_{vei} \operatorname{sen} \alpha + m_v g v_{vei} \operatorname{cos} \alpha C_R \quad (8)$$

Se o resultado da eq. (7) for positivo, então o motor à combustão deve fornecer energia para o veículo. Quando o resultado é negativo, então há energia disponível para regeneração. Durante os períodos em que ocorre movimento no sentido descendente ou naqueles em que a desaceleração do veículo é capaz de fornecer energia suficiente para superar as perdas aerodinâmicas e de rolamento e as resistências do sistema de propulsão (perdas por atrito do trem de potência, a energia

⁷ A relação de transmissão final é dada pelo produto das relações da j-ésima marcha da caixa, do diferencial e do par de engrenagens do redutor de roda.

consumida pelos equipamentos auxiliares, etc.), o sistema de injeção eletrônica interrompe o suprimento de combustível (GUZZELLA e SCIARRETTA, 2007). Nesta situação, a embreagem do sistema híbrido é acoplada (e a embreagem da caixa de transmissão do veículo é desacoplada) e a potência do eixo cardan é transmitida para a bomba/motor que converte a energia mecânica em energia hidráulica, para posterior transformação em energia pneumática nos acumuladores e reservatório de ar, conforme ilustra a Figura 7.

Figura 7. Identificação das variáveis do veículo híbrido durante episódios de frenagem regenerativa.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Aplicando novamente a equação do movimento ao veículo quando o sistema híbrido é ativado, isto é, quando a embreagem após o motor à combustão está desacoplada, obtém-se

$$\begin{aligned}
 & -\tau_p i_H i_D - \tau_{FB} - (F_A + F_R - F_G) r_w \\
 & = \frac{(J_{v(eq)} + m_v r_w^2)}{i_H i_D} \frac{d\omega_p}{dt} + \frac{B_p}{i_H i_D} \omega_p + C_{fp} D_p \Delta p, \quad (9)
 \end{aligned}$$

sendo

$$\omega_w = \frac{\omega_p}{i_H i_D}, \quad (10)$$

onde τ_{FB} é o torque de frenagem gerado pelo freio de serviço ou freio motor, i_T é a relação de transmissão do veículo, ω_p é a velocidade angular, B_p é o coeficiente de atrito viscoso e $C_{f,p}$ é o coeficiente de atrito de Coulomb da bomba/motor (e redutor).

Uma vez que ocorre o desacoplamento da caixa de transmissão do veículo, o momento de inércia equivalente passa a incluir somente os elementos rotacionais localizados anteriormente ao motor à combustão⁸.

3.3.2. Estimativa de consumo de combustível

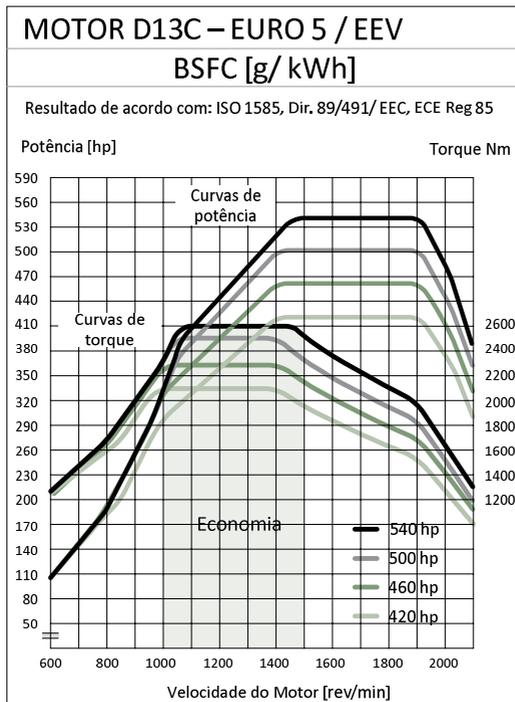
Nesta Seção são apresentadas as equações utilizadas para estimar a eficiência do motor à combustão interna e o consumo de combustível do veículo. Uma das formas mais comuns usadas no contexto de sistemas híbridos consiste em, por intermédio de um mapa de desempenho do motor, estimar o consumo de combustível em função de sua região de operação. A análise é feita num regime quase estático em que, normalmente, o veículo é submetido a trafegar em determinados trajetos e sob condições de tráfego bem definidas. Este tipo de abordagem, geralmente normalizada por padrões internacionais, normalmente proporciona uma estimativa satisfatória de consumo do veículo (FENG e HUANG, 2012). O mapa adotado fornece o consumo específico de combustível (BSFC)⁹ como função da velocidade angular ω_e e do torque τ_e . Condições transientes, tais como a injeção de combustível e a atuação do *turbo-charge*, são desconsiderados neste tipo de análise. O mapa comercial do motor do veículo VOLVO usado no modelo, da Série FH de 420 cv, está ilustrado na Figura 8.

Para determinada velocidade do motor à combustão interna, o torque do motor é aproximadamente uma função linear da posição do acelerador (pequenas não-linearidades estão presentes devido às características do pedal do acelerador, porém, são desprezadas no modelo) (KIENCKE e NIELSEN, 2000; PFIFFNER, 2001).

⁸ A inércia do eixo cardan e do diferencial não foram incluídos no cálculo da inércia equivalente.

⁹ Brake specific fuel consumption (BSFC)

Figura 8. Mapa do motor: Volvo série FH.



Fonte: Volvo Veículos.

O BSFC é uma medida expressa em g/kWh (ou em g/J no SI) utilizada para comparar diretamente a eficiência de consumo de combustível entre diferentes tipos de motores à combustão interna, nos quais a variável de saída deve ser a potência mecânica do eixo de transmissão. O consumo específico de combustível é definido pela relação entre a vazão mássica consumida de combustível \dot{m}_f [em g/s] e a potência mecânica do motor P_e [em W], isto é,

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{P_e} = \frac{\dot{m}_f}{\tau_e \omega_e}. \quad (11)$$

Não obstante a eq. (11) não modelar a dinâmica do motor, este tipo de representação possibilita a redução da complexidade computacional e permite uma rápida análise do desempenho do motor e o uso de simulação em tempo real (DEPPEN *et al.*, 2010).

O consumo específico de combustível expresso como função da energia do veículo, em kg/J, determina a quantidade de combustível consumida em relação à energia total acumulada no veículo e dispositivos de armazenamento do sistema híbrido, e pode ser calculado por

$$\phi_e = \frac{\int \dot{m}_f dt}{\int P_e dt + E_{ar} + E_{ac}}, \quad (12)$$

onde \dot{m}_f é a vazão mássica de combustível, P_e é a potência do motor à combustão interna e E_{ar} e E_{ac} são as energias absorvidas no reservatório de ar e acumuladores hidráulicos, respectivamente.

Tal relação pode ser útil para comparação de consumo de combustível entre veículos híbridos e não-híbridos uma vez que a energia recuperada será reaproveitada durante a condução pelo próprio veículo.

3.3.3. Balanço de potências

A Figura 9 ilustra os elementos mais relevantes usados no balanço de potência de um veículo híbrido-hidráulico com configuração paralela. As perdas de potência mostradas na figura são:

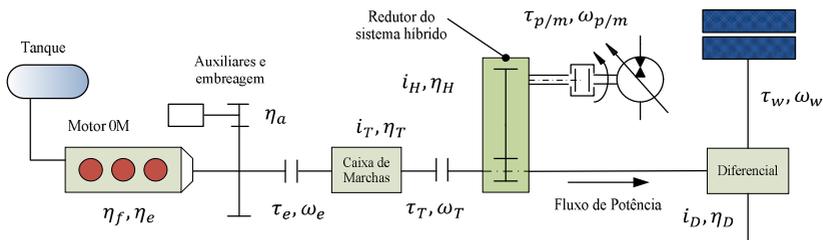
- Perdas geradas na caixa de transmissão η_T e diferencial η_D . A eficiência de sistemas de transmissão automotivos por engrenagens situa-se na faixa entre 0,95 e 0,97 (GUZZELLA e SCIARRETTA, 2007).

- Perdas geradas por dispositivos auxiliares (geração de energia elétrica, direção hidráulica, bomba de combustível, bomba de óleo, etc.) e embreagem, representadas pela eficiência η_a . Estima-se que o uso dos dispositivos auxiliares seja responsável por um percentual entre 5 e 7% do consumo total de veículos comerciais (PETTERSSON e JOHANSSON, 2006).

- Perdas geradas no motor à combustão, representadas pela eficiência termodinâmica η_e .

- Perdas causadas pelo redutor mecânico que acopla o sistema hidrostático η_H .

Figura 9. Representação das eficiências na linha de transmissão de um veículo híbrido-hidráulico com configuração paralela.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

A potência demandada pelo motor à combustão, em termos de consumo de combustível, pode ser expressa por (WONG, 2001)

$$P_f = \dot{m}_f PCI (1 - e) \eta_f, \quad (13)$$

onde P_f é a potência associada ao consumo de combustível, PCI é o poder calorífico inferior do combustível, e é o escorregamento longitudinal das rodas e η_f é a eficiência do processo de conversão de combustível no motor.

O escorregamento longitudinal é calculado pela diferença entre a velocidade periférica da superfície da roda em comparação com a velocidade entre o eixo do veículo e a superfície da pista, ou seja,

$$e = \frac{\omega_w r_w - v_{vei}}{v_{vei}}. \quad (14)$$

A eficiência do motor η_e pode ser calculada por

$$\eta_e = \frac{P_e}{P_f}. \quad (15)$$

Portanto, a potência efetiva disponível nas rodas, oriunda do trem de potência e sistema motriz do veículo, pode então ser calculada por

$$P_f = \frac{P_w}{\eta_e \eta_T \eta_a \eta_D}. \quad (16)$$

Os valores dos coeficientes e parâmetros de projeto usados no modelo do veículo estão listados na Tabela 2.

Tabela 2. Valores dos coeficientes e parâmetros de projetos usados na modelagem do veículo.

Parâmetros do Veículo	
Parâmetro	Valor
$J_{v(eq)}$	2 kg m ²
J_e	1 kg m ²
m_v	19 ton/ 40 ton
r_w	0,5 m
PCI (diesel)	42.944 kJ/kg
A_f	8 m ²
$C_{D,A}$	0,79
C_R	0,011
η_f	0,99
η_T	0,91
η_D	0,95
η_H	0,96
ρ_{ar}	1,2928 kg/m ³
g	9,81 m/s ²
i_H	1,75
i_h	$D_p/D_m = 6 / 1,7$
i_D	3,41
e	0,01
α_{pista}	3°

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

3.4. MODELAGEM DO SISTEMA HIDRÁULICO

3.4.1. Modelagem do Sistema Hidrostático

A vazão da bomba é uma função não-linear da velocidade angular do eixo e do deslocamento volumétrico quando as perdas volumétricas e mecânicas são incluídas no modelo. O escoamento em restrições, vazamentos internos e a compressibilidade do fluido causam a redução da vazão efetiva de bombas e motores hidráulicos MCCANDLISH e DOREY (1984). Da mesma forma, o torque decorrente de atrito viscoso e do atrito de Coulomb sempre estão presentes no funcionamento de bombas e motores, e por essa razão, não podem ser ignorados na representação matemática dos componentes. As equações (17) a (21) descrevem a vazão e o torque dos modelos a parâmetros concentrados utilizados na análise do sistema (GOSAL, 2004; VON LINSINGEN, 2008).

A vazão volumétrica na saída da bomba/ motor¹⁰ (1P) e na entrada do motor (1A), pode ser calculada, respectivamente, por:

$$qv_p = D_p \varepsilon_p \omega_p - \frac{C_{s,p} D_p \Delta p}{\mu} - \frac{D_p \Delta p \omega_p}{\beta_e} \left(V_{r,p} + \frac{1 + \varepsilon_p}{2} \right) \quad (17)$$

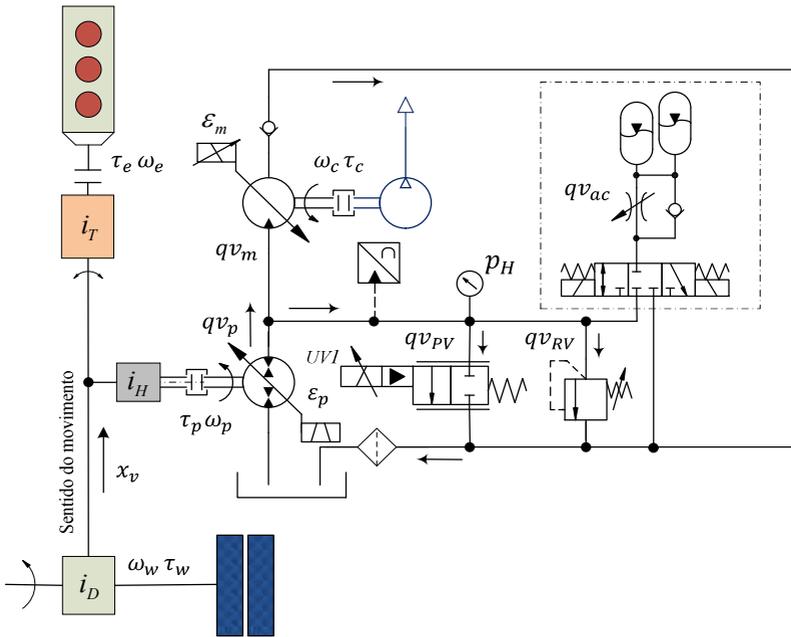
e

$$qv_m = D_m \varepsilon_m \omega_m + \frac{C_{s,m} D_m \Delta p}{\mu} + \frac{D_m \Delta p \omega_m}{\beta_e} \left(V_{r,m} + \frac{1 + \varepsilon_m}{2} \right), \quad (18)$$

onde $\varepsilon_{p/m}$ [adim] é o parâmetro que representa a relação entre o deslocamento variável parcial e o deslocamento volumétrico máximo da bomba ou motor, $D_{p/m}$ é o deslocamento volumétrico da bomba ou motor (volume geométrico) [m³/rad], $\omega_{p/m}$ é a velocidade angular [rad/s], Δp é a diferença de pressão [Pa], μ é a viscosidade dinâmica [N.s/m²], $C_{s,p/m}$ é o coeficiente de vazamento [adim] e β_e é o módulo de compressibilidade do fluido [Pa]. As principais variáveis usadas nos modelos do sistema hidráulico estão identificadas na Figura 10.

¹⁰ A fim de simplificar a representação das variáveis, o índice subscrito que representa a bomba/ motor está sendo identificado pela letra “p”

Figura 10. Identificação das variáveis usadas nos modelos do sistema hidráulico.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

V_r é obtido pela relação entre o espaço morto e o volume geométrico associados ao movimento do pistão (cilindrada) durante um ciclo parcial de trabalho (da região superior até a inferior, por exemplo) e pode ser calculado por

$$V_r = \frac{V_{morto}}{V_{geométrico}}. \quad (19)$$

O torque desenvolvido no eixo da bomba ou motor podem ser calculados, respectivamente, por (GOSAL, 2004; MCCANDLISH e DOREY, 1984; VON LINSINGEN, 2008)

$$\tau_p = D_p \epsilon_p \Delta p + C_{v_p} \mu D_p \omega_p + C_{f_p} D_p \Delta p \quad (20)$$

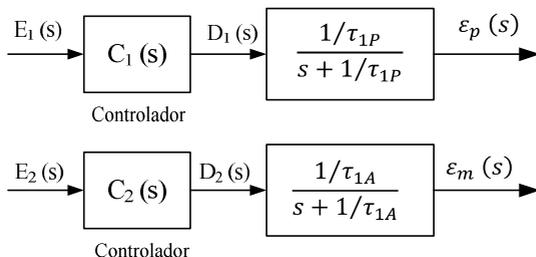
e

$$\tau_m = D_m \varepsilon_m \Delta p - C_{v_m} \mu D_m \omega_m - C_{f_m} D_m \Delta p, \quad (21)$$

onde $C_{v_p/m}$ é o coeficiente de atrito viscoso [adim] e $C_{f_p/m}$ é o coeficiente de atrito de Coulomb [adim].

Foram adotados modelos de 1.^a ordem com ganho unitário para representar a dinâmica do deslocamento angular do prato da bomba/motor e do motor hidráulico, sendo $\tau_{1P} = 0,14 \text{ s}$ e $\tau_{1A} = 0,055 \text{ s}$ as constantes de tempo da bomba e do motor, respectivamente, usadas no modelo (SAUER-DANFOSS, 2012), conforme representação mostrada na Figura 11, onde $E(s)$ é o sinal de erro e $D(s)$ o sinal gerado na saída do controlador $C(s)$.

Figura 11. Diagrama de blocos das funções de transferência da dinâmica de 1.^a ordem da bomba e motor.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

O modelo representado pelas equações (17) a (21) possui uma quantidade reduzida de coeficientes derivados das características do componente, os quais podem ser facilmente identificados pelos mapas de eficiência. Tais coeficientes podem ser representados por constantes, funções lineares, ou funções de ordem superior. A escolha do grau de aproximação depende da quantidade de dados experimentais disponível, da faixa operacional simulada e da exatidão esperada do modelo.

A bomba e o motor hidráulico utilizados na simulação são do tipo pistão axial, de deslocamento volumétrico variável e controlados eletricamente por solenoide proporcional. Os dados usados nos modelos

foram extraídos dos mapas de eficiência do fabricante SAUER-DANFOSS (2012), série 90. Os coeficientes de vazamento C_s , atrito viscoso C_v e atrito de Coulomb C_f das equações (17) a (21) foram representados por funções lineares devido à quantidade limitada de dados disponibilizada no catálogo. As expressões usadas estão de acordo com a metodologia proposta em MCCANDLISH e DOREY (1984), apresentadas a seguir, sendo os subíndices A, B, C e D referentes as condições de testes indicadas na Tabela 3.

Tabela 3. Condições de teste para obtenção dos coeficientes lineares do sistema hidrostático.

Condição de Teste	Velocidade	Pressão	Vazão	Torque
A	ω_{min}	p_{min}	qv_A	τ_A
B	ω_{min}	p_{max}	qv_B	τ_B
C	ω_{max}	p_{min}	qv_C	τ_C
D	ω_{max}	p_{max}	qv_D	τ_D

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

O coeficiente de vazamento interno é calculado por

$$C_{s-AB} = \frac{(qv_A - qv_B) \mu}{p_B - p_A} \frac{1}{D} \quad (22)$$

e

$$C_{s-CD} = \frac{(qv_C - qv_D) \mu}{p_D - p_C} \frac{1}{D}. \quad (23)$$

O valor médio de C_s é dado por

$$C_s = \frac{C_{s-AB} + C_{s-CD}}{2}. \quad (24)$$

O coeficiente de atrito de Coulomb é calculado pelas equações (25) a (27),

$$C_{f-AB} = \frac{(\tau_B - \tau_A)}{p_B - p_A} \frac{1}{D} - 1 \quad (25)$$

e

$$C_{f-CD} = \frac{(\tau_D - \tau_C)}{p_D - p_C} \frac{1}{D} - 1 \quad (26)$$

O valor médio de C_f é dado por

$$C_f = \frac{C_{f-AB} + C_{f-CD}}{2}. \quad (27)$$

O coeficiente de atrito viscoso é calculado por

$$C_v = \left(\frac{\tau_C - \tau_A}{\omega_C - \omega_A} \right) \frac{1}{\mu D} - \frac{p_{min}}{\mu} \left(\frac{C_{f-CD} - C_{f-AB}}{\omega_C - \omega_A} \right), \quad (28)$$

onde D é, genericamente, o deslocamento volumétrico da bomba ou motor que está sendo analisado.

As mesmas expressões podem ser repetidas para obtenção dos coeficientes descritos na condição de deslocamento parcial, por exemplo, nos patamares 25, 50 e 75% do deslocamento nominal da bomba e motor. Os valores intermediários são calculados por interpolação. As quatro condições de testes requeridas para determinar os coeficientes lineares estão descritas na Tabela 3. Os valores médios dos coeficientes na condição de deslocamento nominal da bomba e motor estão listados na Tabela 4.

O torque determinado nas eq. (20) e (21) é usado no modelo dinâmico da bomba e motor. Assim, aplicando a equação do movimento à bomba e ao motor, respectivamente, obtém-se:

$$\tau_H - \tau_p = J_{eq(p/b)} \frac{d\omega_p}{dt} \quad (29)$$

e

$$\tau_m - \tau_c = J_{eq\left(\frac{m}{c}\right)} \frac{d\omega_c}{dt} + B_c \omega_c + \Delta p_c D_c C_{fc}, \quad (30)$$

onde J_p é o momento de inércia da bomba/ motor e do redutor mecânico [kg m^2], $J_{eq(m/c)}$ é o momento de inércia do conjugado motor e

compressor [kg m^2], τ_c é o torque de acionamento do compressor [N m], B_c é o coeficiente de atrito viscoso do compressor [N m s/rad] e C_{f_c} é o coeficiente de atrito de Coulomb do compressor [adim].

τ_H é o torque de saída da caixa redutora no lado da bomba, que é dado por

$$\tau_H = \frac{\eta_{mv} \tau_w}{i_D i_H}, \quad (31)$$

onde τ_w é o torque produzido pelas rodas do veículo [N m] e η_{mv} é a eficiência mecânica dos componentes da linha de transmissão de potência. A relação de transmissão (i_H) do redutor mecânico, que conecta o circuito hidráulico ao cardan, foi selecionada com o objetivo de aumentar o torque de frenagem regenerativa e a velocidade da bomba/motor.

A equação de continuidade, aplicada ao sistema hidráulico, descreve o comportamento dinâmico da pressão. Assim,

$$qv_p - qv_m - qv_{ac} - qv_{RV} - qv_{PV} = \frac{V_H}{\beta_e} \frac{dp_H}{dt}, \quad (32)$$

onde, de acordo com a Figura 9, qv_p é a vazão da bomba/motor [m^3/s], qv_m é a vazão do motor [m^3/s], qv_{ac} é a vazão de entrada/saída dos acumuladores [m^3/s], qv_{RV} é a vazão de descarga através da válvula de alívio [m^3/s], qv_{PV} é a vazão desviada através da válvula direcional proporcional [m^3/s], V_H é o volume de fluido hidráulico [m^3] e p_H é a pressão do circuito [Pa].

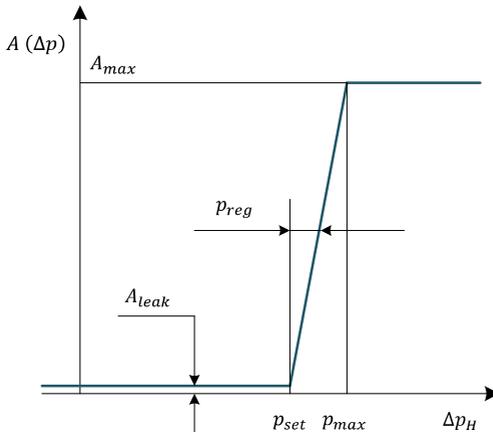
A vazão da válvula direcional proporcional (1V1) pode ser modelada por

$$qv_{PV} = Kv_{1V1} \frac{U_{1V1}}{U_{N_{1V1}}} \frac{1/\tau_{1V1}}{s + 1/\tau_{1V1}} \sqrt{(p_H - p_T)}, \quad (33)$$

onde $U_{N_{1V1}}$ e U_{1V1} são os sinais elétricos nominal e de comando da válvula [V], τ_{1V1} é a constante de tempo [s], Kv_{1V1} é o coeficiente de vazão da válvula [$\text{m}^3/\text{s Pa}^{1/2}$] e p_T é a pressão na linha de retorno do circuito [Pa].

O modelo da válvula de alívio (1V2) apresentado a seguir, possibilita obter a maior parte dos parâmetros da válvula diretamente de dados de catálogo do fabricante. O modelo relaciona a dependência entre a área de passagem de fluido e a respectiva diferença de pressão. A Figura 12 ilustra a relação de regime permanente de abertura da válvula. As limitações do modelo estão relacionadas com a abertura da válvula, que é considerada linearmente proporcional ao diferencial de pressão, sem considerar, detalhadamente, o efeito de forças decorrentes do escoamento interno, atrito e mola.

Figura 12. Dependência entre a área de passagem da válvula e a diferença de pressão.



Fonte: Desenvolvido pelo autor

A área de abertura da válvula $A(\Delta p)$, também definida por questões de simplificação de área A , pode assumir os seguintes estados:

$$A(\Delta p) = A_{leak} \quad \text{se } \Delta p_H \leq p_{set} ; \quad (34)$$

$$A(\Delta p) = A_{leak} + k_{RV} (\Delta p_H - p_{set}) \quad \text{se } p_{set} < \Delta p_H < p_{max} ; \quad (35)$$

e

$$A(\Delta p) = A_{max} \quad \text{se } \Delta p_H \geq p_{max} , \quad (36)$$

sendo

$$k_{RV} = \frac{A_{max} - A_{leak}}{p_{reg}} \quad (37)$$

e

$$p_{reg} = p_{max} - p_{set} . \quad (38)$$

Consequentemente, a vazão pode ser calculada por

$$qv_{RV} = \frac{Kv_{RV} A(\Delta p) \sqrt{|\Delta p_H| \text{sign}(\Delta p_H)} (1/\tau_{1V2})}{s + 1/\tau_{1V2}} , \quad (39)$$

sendo

$$Kv_{RV} = C_{D_{1V2}} \sqrt{\frac{2}{\rho_H}} \quad (40)$$

e

$$\Delta p_H = p_H - p_T , \quad (41)$$

onde $C_{D_{1V2}}$ é o coeficiente de descarga, $A(\Delta p)$ é a área do orifício em função da pressão [m²], A_{max} é a área da válvula correspondente a sua condição de máxima abertura, A_{leak} é a área de vazamento interno, p_{reg} é a faixa de pressão de operação [Pa], p_{set} é a pressão de abertura, p_{max} é a pressão do circuito na condição de máxima abertura da válvula, ρ_H é a massa específica do fluido [kg/m³] e τ_{1V2} é a constante de tempo da válvula [s].

A Tabela 4 lista os parâmetros de projeto utilizados nos modelos do sistema hidráulico utilizado no veículo híbrido modelado na Seção 3.3.1. O deslocamento volumétrico da bomba foi dimensionado com base na eq. (144) (Seção A.2) empregando $m_v = 19$ tons, $\Delta p = 350$ bar, $\alpha_{pista} = 5^\circ$, $v_v = 70$ km/h e $\eta_{mp} = 0,95$. O deslocamento volumétrico do motor hidráulico foi determinado em função da potência máxima do compressor de ar, conforme eq. (66) (Seção 3.5.1), empregando $D_c = 880$ cm³/rev, $p_{ar(max)} = p_2 = 300$ bar e $\omega_m = 3000$ rev/min. O volume dos acumuladores foi dimensionado com base na eq. (150), (Seção A.2) onde $\dot{x}_{v,i} = 40$ km/h, $\dot{x}_v = -1$ m/s² e $\eta_{vp} = 0,95$. O volume útil admitido para o acumulador foi de 70%. Os demais parâmetros, que derivam da escolha comercial destes componentes principais, foram extraídos de catálogos técnicos e literatura da área.

Tabela 4. Valores dos coeficientes e parâmetros de projeto usados no modelo do sistema hidráulico utilizado no veículo híbrido.

Parâmetros do modelo do sistema hidráulico	
Parâmetros	Valor
D_p	$180/250 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
D_m	$30 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
J_p (180 cm ³)	0,038 kg m ²
J_p (250 cm ³)	0,065 kg m ²
$J_{eq(p/red)}$	0,15 kg m ²
J_m	0,023 kg m ²
$J_{eq(m/c)}$	0,173 kg m ²
V_H	0,060 m ³
V_o	64/ 96 L
$V_{r_p/m}$	0,12
p_0	$100 \times 10^5 \text{ Pa}$
m_g	7.23 kg
Kv_{ac}	$1,7 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{Pa}^{1/2}$
Kv_{1V1}	$8,279 \times 10^{-8} \text{ m}^3/\text{Pa}^{1/2}$
Kv_{1V2}	$3,4 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{Pa}^{1/2}$
β_e	1400 MPa
μ	0,054 N. s/m ²
C_{s_p}	$8,69 \times 10^{-9}$
C_{s_m}	$5,71 \times 10^{-9}$
C_{v_p}	$4,75 \times 10^4$
C_{v_m}	$6,09 \times 10^4$
$C_{f_p/m}$	0,036
p_0	$110 \times 10^5 \text{ Pa}$
τ_{1P} (180/250 cm ³)	0,14/ 0,25 s
τ_{1A}	0,055 s
τ_{1V2}	50 ms
p_{set}	$330 \times 10^5 \text{ Pa}$
p_{max}	$350 \times 10^5 \text{ Pa}$
A_{leak}	$1 \times 10^{-12} \text{ m}^2$
D_{H_1V2}	$16 \times 10^{-3} \text{ m}$
ν	46 cSt
ρ_H	850 kg/m ³
C_{D_1V2}	0,7
T_H	40°C

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

O dimensionamento da bomba e motor hidráulico foi determinado para condições de frenagem do veículo em declive, devido ao fato de se obter maior recuperação de energia pneumática nesta condição e resultar em um sistema hidráulico mais compacto. Por outro lado, devido à baixa densidade de energia e alta densidade de potência dos acumuladores, seu dimensionamento foi determinado para condições de frenagem no tráfego urbano. Se o dimensionamento dos acumuladores fosse baseado com o objetivo de armazenar a maior parte da energia regenerada proveniente do processo de frenagem em rodovias, o volume total requerido indicaria a necessidade de instalação de uma quantidade exagerada destes componentes, tornando sua implementação impraticável.

3.4.2. Modelo do acumulador

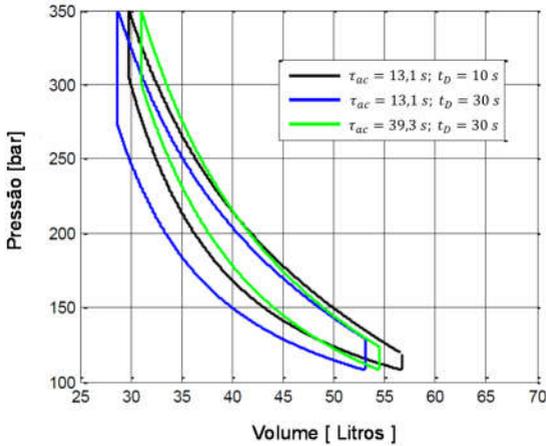
Em sistemas híbridos-hidráulicos o dimensionamento do volume do acumulador pode ser baseado em sua capacidade de capturar a maior parte da vazão proveniente da bomba durante os períodos de frenagem do veículo com foco no aumento da eficiência dos freios regenerativos. Por outro lado, acumuladores muito grandes acarretam em aumento de peso e custo para o veículo, o que por sua vez tende a aumentar o consumo de combustível e/ou diminuir a capacidade de carga transportada em veículos comerciais.

Uma parcela da energia potencial disponível no acumulador é perdida durante os ciclos de trabalho devido à transferência de calor e ao atrito viscoso. Durante a entrada do fluido hidráulico no acumulador ocorre a compressão do gás, acompanhada pelo aumento de temperatura. Durante o processo, o calor é conduzido e transferido para as paredes do cilindro e fluido hidráulico. Durante a expansão do gás o processo ocorre no sentido oposto. A pressão média do gás durante a expansão é menor do que durante a compressão e a área delimitada pelo ciclo de histerese no diagrama pressão por volume, pV , é igual à perda de energia no acumulador para o respectivo ciclo (POURMOVAHED e OTIS, 1990). A Figura 13 ilustra, por meio do diagrama pressão por volume, as perdas térmicas que ocorrem durante o período t_D , que é o tempo transcorrido entre a carga e a descarga de um acumulador tipo bexiga isolado termicamente e com diferentes constantes de tempo τ_{ac} (ECHTER, 2012).

A constante de tempo τ_{ac} , define o tempo requerido para que a temperatura do gás seja reduzida em 63,2 %, após um rápido processo de compressão a volume constante em consequência da diferença entre a

temperatura do gás e a temperatura da parede do acumulador (POURMOVAHED *et al.*, 1988).

Figura 13. Perdas térmicas em um acumulador tipo bexiga.



Fonte: ECHTER (2012).

A modelagem de acumuladores hidráulicos¹¹ pode ser feita em diversos níveis de fidelidade ao sistema real. Embora a equação que descreva como sendo adiabáticas as etapas de compressão e expansão do gás seja útil para compreensão do fenômeno, esta não leva em conta as perdas térmicas e o desvio de comportamento do gás quando este é tratado como ideal. Alguns fabricantes de acumuladores disponibilizam fatores de correção para auxiliar os projetistas a contornar as divergências, contudo, as simplificações podem gerar resultados que se distanciam significativamente das condições reais de operação (ECHTER, 2012). De fato, o efeito da compressibilidade dos gases e a variação do calor específico promove um desvio do comportamento ideal que pode, dependendo da temperatura de trabalho, ser superior a 20% para níveis de pressão em torno 400 bar (PUDDU e PADERI, 2013; SPAN *et al.*, 2000).

Uma previsão mais apurada sobre o desempenho dos acumuladores requer o conhecimento dos processos termodinâmicos

¹¹ Os acumuladores hidráulicos a gás são também denominados de acumuladores hidropneumáticos.

experimentados pelo gás comprimido. Uma vez que a compressão do gás ocorre, para a maioria dos casos práticos, a uma pressão relativamente alta, ele deve ser tratado como gás real. Na literatura existem várias equações de estado que permitem prever o comportamento termodinâmico de fluidos e misturas. Sua complexidade e exatidão depende da faixa de pressão e temperatura a ser considerada e está geralmente relacionada com o número de coeficientes utilizados na expressão analítica. As equações de estado mais simples são baseadas em dois coeficientes, como a equação de estado de Van der Waals ou a de Redlich-Kwong (GORDON; RICHARD; CLAUS, 1995). Estas expressões, embora bastante simples, não possibilitam prever com boa exatidão o comportamento dos gases para uma ampla faixa de trabalho. Em geral, para superar esta dificuldade, são utilizadas equações mais complexas, com vários coeficientes arbitrários. Entre as equações empregadas com maior frequência, está a equação de Benedict-Webb-Rubin (BWR), que se baseia em oito coeficientes estabelecidos para misturas de hidrocarbonetos halogenados e diferentes fluidos. O sucesso da equação de BWR tem levado a numerosos estudos destinados a propor alterações na equação ou na sua generalização. As equações de BWR, essencialmente, se resumem em uma equação diferencial e duas equações algébricas que relacionam a pressão, temperatura e volume específico (CENGEL; BOLES; KANOĞLU, 2002; POURMOVAHED e OTIS, 1990).

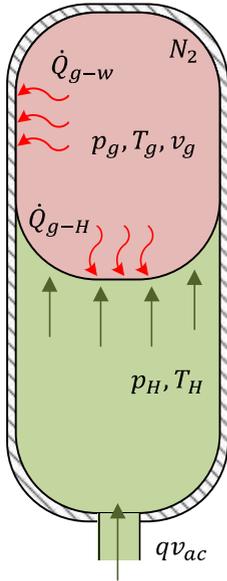
O modelo do acumulador é obtido pela aplicação da equação da conservação da energia ao seu entorno. De acordo com a Figura 14 e considerando o acumulador um sistema fechado, obtém-se

$$m_g \frac{du_g}{dt} = \sum_i \delta \dot{Q}_i - \delta \dot{W}_{ac}. \quad (42)$$

A energia interna do gás do acumulador sofre mudanças como resultado dos fluxos de calor $\delta \dot{Q}_i$ e de trabalho $\delta \dot{W}_{ac}$ com o ambiente externo. A troca de trabalho com o exterior é determinada pela variação do volume sofrido pelo gás e bexiga e pela ocorrência de perdas geradas por atrito viscoso $\delta \dot{W}_{ac-f}$ (PUDDU e PADERI, 2013). As trocas térmicas ocorrem entre o gás e as paredes do acumulador e o fluido proveniente do circuito hidráulico. Resultados demonstram que a membrana de acumuladores do tipo bexiga atua como isolante térmico entre o gás e o fluido hidráulico resultando em uma redução nas perdas por troca térmica

(JUHALA; KAJASTE; PIETOLA, 2014). Nesse sentido, as perdas térmicas entre o gás e o óleo hidráulico são desprezadas no modelo.

Figura 14. Esquema de um acumulador de bexiga pré-carregado.



Legenda:

p_g = Pressão do gás [Pa]

p_H = Pressão do fluido hidráulico [Pa]

T_g = Temperatura do gás [K]

T_H = Temperatura do óleo [K]

v_g = Volume específico do gás [m³/kg]

\dot{Q}_{g-w} = Taxa de transferência de calor entre o gás e as paredes do acumulador [W]

\dot{Q}_{g-H} = Taxa de transferência de calor entre o gás e o fluido hidráulico [W]

qv_{ac} = Vazão volumétrica [m³/s]

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

A variação da energia interna de um fluido compressível, associada com a mudança de estado da temperatura e volume específico, pode ser determinada por (CENGEL *et al.*, 2002)

$$du_g = c_{v-g} dT_g + \left[T_g \left(\frac{\partial p_g}{\partial T_g} \right)_v - p_g \right] dv_g, \quad (43)$$

onde c_{v-g} é o calor específico do gás a volume constante [J/kg K], p_g é a pressão absoluta [Pa], T_g é a temperatura absoluta [K] e v_g é o volume específico [m³/kg].

O trabalho realizado em função do tempo e as trocas térmicas com o exterior são descritas por

$$\delta W_{ac} = p_g \frac{dV_g}{dt} - \delta W_{ac-f} \quad (44)$$

e

$$\sum_i \delta \dot{Q}_i = \dot{Q}_{g-w} + \dot{Q}_{g-H} \cong \dot{Q}_{g-w}. \quad (45)$$

Devido a irreversibilidade do processo, o trabalho perdido durante as fases de expansão e compressão resulta numa variação de energia interna que define a eficiência do processo. No caso de expansão do gás (PUDDU e PADERI, 2013) tem-se:

$$\delta W_{ac-f} = p_g \frac{dV_g}{dt} (1 - \eta_{exp}) \quad (46)$$

e no caso de compressão,

$$\delta W_{ac-f} = p_g \frac{dV_g}{dt} (1 - \eta_{comp}). \quad (47)$$

LEVINE, OTIS (1980) demonstram que durante as etapas de compressão e expansão do gás o calor é transferido principalmente via convecção natural. Dessa forma, a transferência de calor do acumulador pode ser calculada por

$$\dot{Q}_{g-w} = A_{w-ac} H_{w-ac} (T_g - T_w), \quad (48)$$

onde H_{w-ac} [$W/m^2 K$] é o coeficiente de transferência de calor por convecção, A_{w-ac} [m^2] é a área efetiva de troca térmica da parede do acumulador e T_w [K] é a temperatura da parede para a qual se considera $T_w \cong T_{externa}$.

Aplicando as expressões (43) a (48) na equação (42), obtém-se

$$\begin{aligned} A_{w-ac} H_{w-ac} (T_w - T_g) - p_g \frac{dV_g}{dt} + \delta W_{ac-f} \\ = m_g c_{v-g} \frac{dT_g}{dt} + m_g \left[T_g \left(\frac{\partial p_g}{\partial T_g} \right)_v - p_g \right] \frac{dV_g}{dt}. \end{aligned} \quad (49)$$

A eq. (49), de primeira ordem, pode ser simplificada pela introdução da constante de tempo térmica do acumulador τ_{ac} , dada por

$$\tau_{ac} = \frac{m_g c_{v-g}}{H_{w-ac} A_{w-ac}}, \quad (50)$$

que descreve a evolução da temperatura do gás como função do tempo, isto é,

$$\frac{dT_g}{dt} = \frac{T_w - T_g}{\tau_{ac}} - \frac{T_g}{c_{v-g}} \left(\frac{\partial p_g}{\partial T_g} \right)_v \frac{dV_g}{dt} + \frac{\delta \dot{W}_{ac-f}}{m_g c_{v-g}}. \quad (51)$$

O valor para a constante de tempo varia de acordo com a posição do acumulador no circuito e o período de carga e descarga. Não obstante a constante de tempo normalmente ser obtida experimentalmente, valores entre 13,1 e 16,0 segundos têm sido reportados para acumuladores sem isolamento térmico (POURMOVAHED e OTIS, 1990).

A pressão absoluta e o calor específico do gás podem ser obtidos pela equação de estado de BWR (CENGEL *et al.*, 2002; VESTFÁLOVÁ, 2015), ou seja,

$$p_g = \frac{R_g T_g}{v_g} + \frac{\left(B_0 R_g T_g - A_0 - \frac{C_0}{T_g^2} \right)}{v_g^2} + \frac{b R_g T_g - a}{v_g^3} + \frac{a \alpha}{v_g^6} + \left[\frac{c \left(1 + \frac{\gamma}{v^2} \right) e^{-\frac{\gamma}{v^2}}}{T_g^2 v_g^3} \right] \quad (52)$$

e

$$c_{v-g} = \left[\frac{N_1}{T_g^3} + \frac{N_2}{T_g^2} + \frac{N_3}{T_g} + (N_4 - 1) + N_5 T_g + N_6 T_g^2 + N_7 T_g^3 + N_8 \left(\frac{N_9}{T_g} \right)^2 \frac{e^{\frac{N_9}{T_g}}}{\left(e^{\frac{N_9}{T_g}} - 1 \right)} \right] R_g + \frac{6}{T_g^3} \left(\frac{C_0}{v_g} - \frac{c}{\gamma} \right) + \frac{3c}{T_g^3} \left(\frac{2}{\gamma} + \frac{1}{v_g^2} \right) e^{-\frac{\gamma}{v_g^2}}. \quad (53)$$

Os valores dos coeficientes usados no modelo do acumulador estão listados na Tabela 5.

Tabela 5. Valores dos coeficientes usados no modelo do acumulador e na equação de Benedict-Webb-Rubin.

Equação de BWR		
Coeficientes	Valores	Unidades
a	0,15703387	$(\text{m}^3/\text{kg})^2 \text{ Pa}$
b	$2,96625 \times 10^{-6}$	$(\text{m}^3/\text{kg})^2$
c	3357,338	$(\text{m}^3/\text{kg})^2 \text{ K}^2 \text{ Pa}$
A_0	136,0474619	$(\text{m}^3/\text{kg})^2 \text{ Pa}$
B_0	0,001454417	$(\text{m}^3/\text{kg})^2$
C_0	1.040,558	$(\text{m}^3/\text{kg})^2 \text{ K}^2 \text{ Pa}$
γ	$6,7539311 \times 10^{-6}$	$(\text{m}^3/\text{kg})^2$
α	$5,7863972 \times 10^{-9}$	$(\text{m}^3/\text{kg})^3$
m_{fo}	5,5	kg
m_g	7,9856	kg
c_{fo}	1450	J/kg K
H_{w-ac}	25	W/m ² K
A_{w-ac}	0,4484	m ²
Kv_{ac}	$2,6668 \times 10^{-6}$	$\text{m}^3/\text{Pa}^{1/2}$
V_0	64	L
R_g	296,7923	J/kg K
N_1	-735,210	K ³
N_2	34,224	K ²
N_3	-0,557648	K
N_4	3,5040	-
N_5	$-1,7339 \cdot 10^{-5}$	K ⁻¹
N_6	$1,7465 \cdot 10^{-8}$	K ⁻²
N_7	$-3,5689 \cdot 10^{-12}$	K ⁻³
N_8	1,0054	-
N_9	3353,4061	K

Fonte: CENGEL *et al.* (2002).

A derivada parcial da pressão do gás em relação à temperatura a volume constante, equacionada na eq. (51), é obtida pela diferenciação da eq. (52), que resulta em

$$\left(\frac{\partial p_g}{\partial T_g}\right)_v = \frac{R_g}{v_g} \left(1 + \frac{b}{v_g^2}\right) + \frac{1}{v_g^2} \left(B_0 R_g + \frac{2 C_0}{T_g^3}\right) - \frac{2c}{T_g^3 v_g^3} \left(1 + \frac{\gamma}{v_g^2}\right) e^{-\frac{\gamma}{v_g^2}}. \quad (54)$$

Substituindo a eq. (54) na eq. (51) obtém-se

$$\frac{dT_g}{dt} = \frac{T_w - T_g}{\tau_{ac}} - \frac{1}{c_{v-g}} \left[\frac{R_g T_g}{v_g} \left(1 + \frac{b}{v_g^2}\right) + \frac{1}{v_g^2} \left(B_0 R_g T_g + 2 \frac{C_0}{T_g^2}\right) - \frac{2c}{T_g^2 v_g^3} \left(1 + \frac{\gamma}{v_g^2}\right) e^{-\frac{\gamma}{v_g^2}} \right] \frac{dv_g}{dt}. \quad (55)$$

Com o propósito de reduzir as perdas por transferência de calor e, desse modo, aumentar a eficiência térmica do dispositivo, alguns fabricantes inserem na parte interna do cilindro do acumulador, no lado do gás, uma espuma feita de material elastomérico. Sob esta condição, a equação diferencial usada para determinar a temperatura do gás pode ser reescrita como (POURMOVAHED *et al.*, 1988; TRIVIC, 2012)

$$\left(1 + \frac{m_{fo} c_{fo}}{m_g c_{v-g}}\right) \frac{dT_g}{dt} = -\frac{1}{c_{v-g}} \frac{dv_g}{dt} \left[\frac{R_g T_g}{v_g} \left(1 + \frac{b}{v_g^2}\right) + \frac{1}{v_g^2} \left(B_0 R_g T_g + 2 \frac{C_0}{T_g^2}\right) - \frac{2c}{T_g^2 v_g^3} \left(1 + \frac{\gamma}{v_g^2}\right) e^{-\frac{\gamma}{v_g^2}} \right] - \frac{T_g - T_w}{\tau_{ac}}, \quad (56)$$

sendo v_g o volume específico do gás, m_g e m_{fo} são as massas do gás e da espuma, respectivamente, e c_{v-g} e c_{fo} são os calores específicos do nitrogênio e da espuma. A constante de tempo para acumuladores hidropneumáticos com espuma geralmente é da ordem de vários minutos (POURMOVAHED *et al.*, 1988).

O tempo transcorrido entre os episódios de pressurização e despressurização do acumulador exerce um efeito direto sobre sua eficiência. É interessante observar que, embora o aumento da constante de tempo τ_{ac} diminua a taxa de troca térmica, este também reduz a capacidade volumétrica útil do acumulador (com consequente redução da capacidade de armazenamento de energia), ainda que melhore expressivamente a eficiência térmica. Este fenômeno ocorre devido à permanência da temperatura do gás em um valor mais elevado, com consequente aumento do volume específico e pressão (ECHTER, 2012; POURMOVAHED *et al.*, 1988). Além disso, as respostas obtidas com a equação de BWR, que trata o comportamento do nitrogênio comprimido como gás real, demonstram ser necessário selecionar um acumulador com um volume 40 % maior que o obtido através do dimensionamento clássico, que adota suposições que consideram o processo de transformação do gás como isentrópico, para se obter a mesma quantidade de energia acumulada (PUDDU e PADERI, 2013).

A eficiência do acumulador pode ser definida pela relação entre a energia total armazenada e liberada durante seu descarregamento completo e a energia hidráulica necessária para carregar o dispositivo até a pressão máxima, podendo ser aproximada por

$$\eta_{ac} = \frac{\int p_g dV_g}{\int p_H qv_{ac} dt}. \quad (57)$$

O volume do gás pode ser calculado por

$$V_g = V_0 - \int qv_{ac} dt, \quad (58)$$

sendo V_g é o volume do gás [m^3] e V_0 é o volume de gás inicial [m^3].

A vazão do acumulador pode ser determinada pela equação de Bernoulli corrigida pelo coeficiente de descarga $C_{D,ac}$, o qual é definido

para a área do orifício da válvula de acesso ao acumulador (1V3) A_{1V3} , isto é,

$$qv_{ac} = C_{D,ac} A_{1V3} \sqrt{\frac{2}{\rho_H} (p_H - p_g)} = Kv_{ac} \sqrt{(p_H - p_g)}, \quad (59)$$

onde $C_{D,ac}$ é o coeficiente de descarga, Kv_{ac} é o coeficiente de vazão da válvula¹² e ρ_H é a massa específica do fluido hidráulico.

O incremento de energia armazenada no acumulador pode ser calculado usando a eq. (60), ou seja,

$$dE_{ac} = -p_g dV_g, \quad (60)$$

onde o sinal negativo representa o fato de que a energia acumulada aumenta à medida em que o volume diminui.

3.5. MODELAGEM SISTEMA PNEUMÁTICO

3.5.1. Modelo do compressor

A equação de estado dos gases ideais, apesar de ser muito útil nas aplicações práticas, tem sua região de aplicação restrita em relação à pressão e à temperatura de operação desenvolvidos nas redes de ar comprimido de alta pressão. Em instalações pneumáticas de alta pressão, a pressão pode alcançar patamares de 30 MPa e temperaturas entre 250 e 300 K (REN *et al.*, 2014). Com o objetivo de representar o comportamento das variáveis p, v, T adotou-se a equação de estado de Beattie-Bridgeman, sendo esta uma das equações mais conhecidas e que apresentam pequenos desvios de comportamento em relação a um gás real para sua região de aplicação.

A equação de Beattie-Bridgeman, proposta em 1928, é uma equação baseada em cinco constantes experimentalmente determinadas, sendo expressa por

¹² A perda de carga da válvula reguladora de vazão, instalada entre a válvula (1V3) e os acumuladores, não foi incluída no modelo.

$$p_{ar} = \frac{R_{ar} T_{ar}}{v_{ar}^2} \left(1 - \frac{c}{v_{ar} T_{ar}^3} \right) (v_{ar} + B) - \frac{A}{v_{ar}^2}, \quad (61)$$

onde

$$A = A_o \left(1 - \frac{a}{v_{ar}} \right) \quad (62)$$

e

$$B = B_o \left(1 - \frac{b}{v_{ar}} \right), \quad (63)$$

sendo R_{ar} a constante do gás [J/kg.K], T_{ar} [K], v_{ar} [m³/kg] e p_{ar} [Pa] a temperatura, o volume específico e a pressão do ar, respectivamente, no interior do reservatório de volume V_R .

A equação de Beattie-Bridgeman é reconhecida por representar com fidelidade o comportamento de fluidos compressíveis com massas específicas $\rho < 0,8 \rho_{cr}$, sendo ρ_{cr} a massa específica da substância no ponto crítico (CENGEL *et al.*, 2002). Com o uso da equação de Beattie-Bridgeman estima-se um desvio de até -6,67 % do comportamento real do ar comprimido na pressão de 30 MPa e à temperatura de 300 K, conforme dados fornecidos pelo Instituto Nacional de Padrões e Tecnologia dos Estados Unidos (NIST) (PERRY e GREEN, 1999). As constantes presentes na equação de Beattie-Bridgeman e listadas na Tabela 6 são válidas quando a pressão do ar p_{ar} estiver em kPa, o volume específico \bar{v}_{ar} for dado em m³/kmol e a temperatura T em K.

Tabela 6. Constantes da equação de Beattie-Bridgeman.

A_o $\left(\frac{\text{kPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kmol}} \right)$	a $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kmol}} \right)$	B_o $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kmol}} \right)$	b $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kmol}} \right)$	c $\left(\frac{\text{m}^3 \text{ K}^3}{\text{kmol}} \right)$
131,8441	0,01931	0,04611	-0,001101	$4,34 \times 10^4$

Fonte: CENGEL *et al.* (2002).

O carregamento do reservatório até altas pressões geralmente é realizado por meio de um compressor alternativo em várias etapas e com resfriamento intermediário entre cada estágio, além do resfriamento

efetuado em cada câmara de compressão. Compressores com múltiplos estágios são normalmente projetados com o intuito de aproximar o processo global de compressão do ar em uma transformação isotérmica. A compressão em vários estágios aumenta a eficiência volumétrica e reduz o consumo de energia requerido pelo compressor (BARBER, 1997).

Compressores de alta pressão são extensivamente utilizados na indústria, sendo já considerados uma tecnologia madura e bem estabelecida no mercado. Os parâmetros do modelo do compressor usados no decorrer do texto são baseados em especificações fornecidas a partir de catálogos técnicos publicados por fabricantes desse tipo de equipamento (BLOCH, 2006; INGERSOLL-RAND, 2009).

Para a modelagem das relações de compressão parciais, descritas pelas equações (64) e (65), são assumidas as seguintes suposições:

(i) A taxa de compressão é a mesma para todos os estágios e não há perda de carga durante a aspiração e descarga do ar. As pressões de sucção e descarga permanecem constantes em cada estágio.

(ii) Ocorre um perfeito resfriamento entre os estágios de compressão, ou seja, a temperatura de descarga do estágio i é igual a temperatura do sucção do estágio $i+1$.

(iii) A vazão mássica não é alterada ao longo dos estágios.

(iv) O ar se comporta como gás perfeito durante a compressão.

(v) A diferença de tamanho dos cilindros para cada estágio não é levada em consideração.

(vi) O trabalho na câmara de compressão de cada estágio ocorre segundo uma transformação adiabática.

O trabalho total de um compressor de múltiplos estágio pode então, ser quantificado pela soma dos trabalhos realizados em cada estágio de compressão. Para minimizar o trabalho total, as relações de compressão de cada estágio do compressor devem ser iguais, de modo que $w_{est-1} = w_{est-2} = \dots = w_{est-n}$ (CENGEL *et al.*, 2002; COSTA, 1978). Assim, definindo p' , p'' , p''' , ..., p^{N_c-1} como sendo as pressões parciais desenvolvidas durante os N_c estágios do compressor, a relação de compressão parcial r_p será dada por

$$r_p = \frac{p'}{p_1} = \frac{p''}{p'} = \frac{p'''}{p''} = \dots = \frac{p_2}{p^{N_c-1}}. \quad (64)$$

Dessa forma, a relação de compressão total r_T de um compressor de múltiplos estágios pode ser calculada pelo produto das taxas de compressão realizadas em cada estágio, ou seja,

$$r_p = (r_T)^{1/N_c} = \sqrt[N_c]{\frac{p_2}{p_1}}. \quad (65)$$

Para estimar a potência do compressor é necessário incluir as perdas que ocorrem durante seu funcionamento. As principais causas estão associadas com perdas de carga nas válvulas, vazamentos nas válvulas e anéis de vedação dos pistões, atrito e perdas decorrentes de transferência de calor nos processos de compressão e expansão que ocorrem nas linhas de escoamento e no próprio compressor, e o aquecimento do ar na região de sucção, o qual afeta diretamente a eficiência volumétrica e indiretamente a potência consumida (PRASAD, 1998).

Assumindo que a compressão do ar em cada estágio possa ser aproximada por um processo isentrópico¹³ e incluindo os rendimentos mecânico η_{mc} e termodinâmico η_{THC} para equacionar as irreversibilidades, a potência requerida pelo compressor pode ser calculada por (BLOCH, 2006; HANLON, 2001)

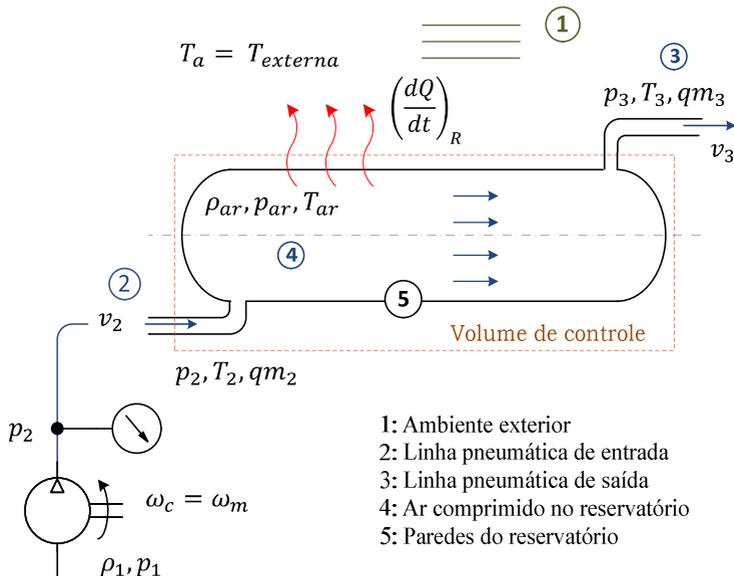
$$\dot{W}_c = \frac{N_c k_c}{1 - k_c} \frac{(D_c - V_{CL}) \rho_1 R_{ar} T_1}{\eta_{THC} \eta_{mc}} \omega_m \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k_c - 1}{N_c k_c}} - 1 \right], \quad (66)$$

onde D_c é o deslocamento volumétrico do compressor [m^3/rad], V_{CL} é a fração do volume nominal do pistão denominada de volume morto [adim], ω_m é a velocidade angular do motor/compressor [rad/s], ρ_1 é a massa específica do ar na entrada do compressor [kg/m^3], k_c é a constante adiabática, N_c é o número de estágios, T_1 é a temperatura do ar na entrada do compressor [K] e p_1 e p_2 são, respectivamente, as pressões na entrada

¹³ Apesar do processo na câmara de compressão ser considerado adiabático devido a alta frequência rotacional do compressor, durante o processo global é removida a maior parte do calor produzido. Portanto, o processo pode ser caracterizado como politrópico, cujo coeficiente se aproxima da unidade (i.e., de uma transformação isotérmica).

e saída do compressor [Pa]. Os subíndices numéricos descritos na modelagem do sistema pneumático estão identificados na Figura 15.

Figura 15. Identificação das variáveis do sistema pneumático.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

A eficiência térmica de compressores varia de acordo com vários fatores, sendo a relação de difícil definição. No entanto, empresas como a DRESSER-RAND recomendam o valor de $\eta_{TH} = 0,85$ como primeira estimativa para compressores lubrificados e $\eta_{TH} = 0,80$ para compressores sem lubrificação e de simples efeito. Similarmente, estima-se uma eficiência mecânica $\eta_{mc} = 0,95$, sendo este valor geralmente recomendado pela maioria dos fabricantes (BLOCH, 2006).

Assumindo isenção de vazamentos e uma tubulação de pequeno volume entre o compressor e o reservatório, a vazão mássica que sai do compressor e, conseqüentemente, a vazão mássica que entra no reservatório pode ser obtida por

$$qm_c = qm_2 = D_c \omega_c \eta_{vc} \rho_1, \quad (67)$$

sendo η_{vc} o rendimento volumétrico, o qual pode ser estimado para cada estágio de compressão por (BLOCH, 2006; COSTA, 1978; HANLON, 2001)

$$\eta_{v/est\acute{a}gio} = 1 - V_{CL} \left[(r_p^{1/k_c}) - 1 \right]. \quad (68)$$

Aplicando a eq. (65) na eq. (68) e considerando o modelo de um compressor com N_c estágios, a eficiência volumétrica global η_{vc} pode ser calculada por

$$\eta_{vc} = \left\{ 1 - V_{CL} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/N_c k_c} - 1 \right] \right\}^{N_c} - L_c. \quad (69)$$

Na prática, o rendimento volumétrico de compressores alternativos de pistões se situa entre 60 e 90% (SINGH, 2009). O termo L_c introduzido na eq. (69)  usado para representar o efeito de perdas como vazamentos internos, atrito viscoso do ar, perda de carga nas válvulas e o pré-aquecimento do ar na entrada do compressor. Diante disso, é importante considerar que a massa específica ρ_1 e a temperatura do ar T_1 podem diferir da massa específica ρ_a e temperatura T_a do ambiente, em consequência da elevação da temperatura na zona de sucção, o que resulta na redução da vazão efetiva aspirada pelo compressor, a qual pode ser calculada pela seguinte relação: $p_1 T_a / p_a T_1$ (SINGH, 2009). Visto que o termo L_c não  fácil de ser calculado, pode-se adotar um valor inicial de 0,05 para um compressor de ar lubrificado e que opera com níveis de pressão moderados de até 1,2 MPa (BLOCH, 2006; COSTA, 1978).

A quantidade de calor removido das câmaras de compressão para processos politrópicos pode ser estimada para cada estágio por

$$\dot{Q}_{poli} = \frac{k_c - \gamma_c}{1 - \gamma_c} qm_c c_{v-ar} (T_{i+1} - T_i), \quad (70)$$

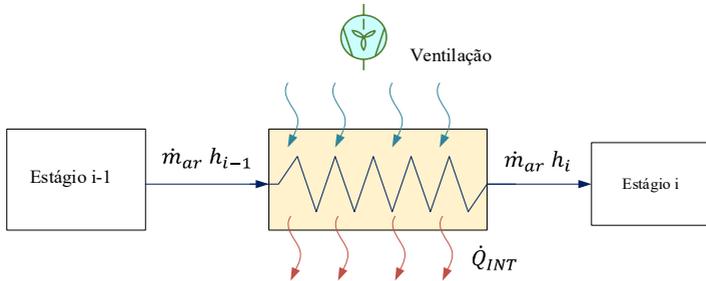
sendo γ_c o coeficiente politrópico.

A quantidade de calor retirada pelo resfriamento intermediário é obtida por balanço de energia, onde o trocador de calor é posicionado entre dois estágios consecutivos do compressor, conforme ilustra a Figura 16. Dessa forma,

$$\dot{Q}_{INT/estágio} = qm_c(h_{i-1} - h_i) = qm_c c_{p-ar} (T_{i-1} - T_i), \quad (71)$$

onde h_i e T_i são a entalpia e a temperatura do ar, respectivamente, no i -ésimo estágio do compressor.

Figura 16. Resfriamento intermediário de um compressor de múltiplos estágios.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

3.5.2. Reservatório de ar

A energia interna acumulada no reservatório de ar é obtida pela aplicação da equação da conservação da energia e da equação de conservação da massa ao volume de controle mostrado na Figura 15, que resulta em (GORDON *et al.*, 1995; SZABŁOWSKI e MILEWSKI, 2011)

$$\begin{aligned} & qm_2 \left[c_{p-ar} T_2 + \frac{1}{2} \left(\frac{4 R_{ar} qm_2 T_2}{\pi d_{p2}^2 p_2} \right)^2 \right] - \\ & qm_3 \left[c_{p-ar} T_3 + \frac{1}{2} \left(\frac{4 R_{ar} qm_3 T_3}{\pi d_{p3}^2 p_3} \right)^2 \right] - \left(\frac{dQ}{dt} \right)_R \\ & = \frac{d}{dt} (m_{ar} u_{ar})_{vc}, \end{aligned} \quad (72)$$

onde $qm_{2/3}$ é a vazão mássica na entrada e saída do reservatório (kg/s), respectivamente, c_{p-ar} é o calor específico à pressão constante [J/kg.K], c_{v-ar} é o calor específico a volume constante [J/kg.K], m_{ar} é a massa de

ar no interior do reservatório [kg] e d_{p2} , d_{p3} são os diâmetros internos dos tubos de entrada e saída do fluido [m], respectivamente.

Em geral, o valor do calor específico do ar varia pouco com a temperatura (CHAPPELL, 2011). Neste sentido, tendo em vista que a temperatura do ar não aumenta significativamente durante as etapas de compressão devido às taxas moderadas das pressões parciais e ao resfriamento do ar efetuado entre cada estágio do compressor, o calor específico do ar no reservatório pode ser aproximado por uma constante. Por outro lado, em se tratando de gases reais, a pressão também exerce influência sobre as propriedades do ar (REN *et al.*, 2014). Por exemplo, o calor específico do ar aumenta em torno de 15% em relação à pressão quando a pressão de trabalho é de 30 MPa à temperatura de 20°C. Dessa forma, com o propósito de incorporar tal influência, a variação do calor específico pode ser descrita por uma relação linear entre as variáveis analisadas, onde o (s) ganho (s) é calculado por meio de tabelas termodinâmicas considerando a faixa de operação do sistema pneumático.

Uma vez que a perda de carga entre o compressor e o reservatório tem sido desprezada no modelo, assume-se que a pressão na saída do compressor p_2 seja igual à pressão na entrada do reservatório. De igual modo, assume-se que as propriedades do ar no interior do reservatório são uniformes, de modo que pode-se definir: $p_{ar} = p_3$, $T_{ar} = T_3$ e $\rho_{ar} = \rho_3$.

A transferência de calor entre o reservatório de ar e o meio ambiente pode ser calculada para duas condições: reservatório de ar com e sem isolamento térmico, isto é,

$$\left(\frac{dQ}{dt}\right)_R = \Psi_R A_R (T_1 - T_{ar}), \quad (73)$$

sendo Ψ_R o coeficiente global de transferência de calor. Sem isolamento térmico, $\Psi_R = H_R$. Com isolamento térmico Ψ_R é definido por (BEJAN, 1993)

$$\frac{1}{\Psi_R} = \frac{1}{H_R} + \frac{L_{w-R}}{k_{w-R}}, \quad (74)$$

onde H_R é o coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m² K], A_R é a área efetiva do reservatório submetida à troca térmica [m²], L_{w-R} é a espessura do isolamento térmico [m] e k_{w-R} é a condutividade térmica [W/m K].

Os valores dos coeficientes e parâmetros de projeto usados na modelagem do sistema pneumático estão listados na Tabela 7.

Tabela 7. Valores de coeficientes e parâmetros de projeto usados no modelo do sistema pneumático.

Modelo Pneumático	
Parâmetros	Valores
D_c	880 cm ³ /rev
V_{CL}	0,08
L_c	0,05
J_c	0,15 kg m ²
N_c	3/ 4 <i>estágios</i>
k_c	1,4
$T_i = T_1$	298,15 K
T_a	298,15 K
p_1	1 × 10 ⁵ Pa
V_R	0,12 m ³
$d_{p1} = d_{p2}$	160 × 10 ⁻³ m
R_{ar}	288 J/kg K
c_{v-ar}	717 J/kg K
c_{p-ar}	1004 J/kg K
ρ_{ar}	1,2928 kg/m ³
η_{THC}	0,90
$C_{f,c}$	0,00698
B_c	0,007 N m s/rad
L_{w-R}	0,015 m
k_{w-R}	0,05 W/m K
H_R	25 W/m ² K
A_R	1,121 m ²

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

A diferença de temperatura entre o ar comprimido e seu entorno durante a fase de expansão geralmente é menor do que na fase de compressão, uma vez que o carregamento do reservatório ocorre mais rapidamente de acordo com a vazão enviada pelo compressor, e o descarregamento ocorre de forma gradual devido ao controle efetuado pelo orifício da válvula reguladora de pressão instalada à jusante do reservatório. Nessa premissa, a eficiência do sistema pneumático pode ser aprimorada pela combinação de duas ações de projeto: (1) pela redução da quantidade de energia (combustível ou eletricidade) empregada para

comprimir o ar, conforme eq. (66), e (2) pela melhoria da eficiência da expansão obtida a partir da descarga gradual do ar comprimido armazenado, por meio de vários estágios de expansão, com aquecimento concomitante do ar (SZABŁOWSKI e MILEWSKI, 2011). A eficiência teórica de um processo de expansão desenvolvido adiabaticamente, por exemplo, com ar comprimido a 30 MPa, pode aumentar de 51%, quando realizado em um único estágio, para 70% quando a expansão é efetuada gradualmente, em dois estágios consecutivos (CREUTZIG *et al.*, 2009).

3.6. ESTADO DE CARGA DO SISTEMA DE ARMAZENAMENTO

Estado de carga (SOC) é a definição usada para quantificar o nível de carga de baterias ou algum outro tipo de dispositivo de armazenamento de energia usado, geralmente, em veículos elétricos e híbridos. As unidades do SOC são dadas em porcentagem (0% = vazio; 100% = carregado) (PILLER; PERRIN; JOSSEN, 2001).

O estado de carga de acumuladores pode ser definido com base na relação entre o volume instantâneo de fluido hidráulico no acumulador e seu volume interno máximo (geométrico). O SOC pode também ser determinado pela razão entre a energia potencial disponível e a energia máxima que pode ser armazenada, quer seja de um reservatório de ar ou acumulador hidropneumático. Neste caso, o SOC pode ser definido somente em função da pressão do fluido, como (TRIVIC, 2012)

$$SOC_{pneu}(t) = \frac{p_{ar}(t)}{p_{ar,max}} \quad (75)$$

e

$$SOC_{hidropneu}(t) = \frac{p_{ac}(t)}{p_{ac,max}}. \quad (76)$$

Devido à simplicidade das definições dadas, os dispositivos que usam fluidos como forma de armazenamento de energia podem ser equipados somente com sensores de pressão para determinar o estado de carga dos sistemas hidráulicos e pneumáticos.

Para atender os objetivos deste trabalho, os limites mínimo e máximo das pressões manométricas dos sistemas hidráulico e pneumático de armazenamento são definidos, respectivamente, por:

$SOC_{min}(p_{ac_man} = 110 \text{ bar}) = 0 (\%)$ e $SOC_{max}(p_{ac_man} = 350 \text{ bar}) = 100 (\%)$ para o circuito hidráulico;

$SOC_{min}(p_{ar_man} = 0 \text{ bar}) = 0 (\%)$ e $SOC_{max}(p_{ar_man} = 340 \text{ bar}) = 100 (\%)$ para o circuito pneumático.

3.7. EFICIÊNCIAS DO SISTEMA HÍBRIDO

A eficiência é um dos indicadores mais importantes de máquinas e equipamentos em geral. Para os sistemas híbridos, em particular, as eficiências dos subsistemas permitem quantificar as perdas e identificar os gargalos no fluxo de potência durante os diferentes modos de operação do veículo. Com este objetivo, nesta Seção são definidas as eficiências dos sistemas hidráulico e pneumático em relação a energia de entrada em cada um desses subsistemas. De modo semelhante, na sequência definem-se as eficiências dos sistemas hidráulico, pneumático e sistema híbrido geral assumindo como energia de entrada de referência a energia transmitida para o eixo da bomba/motor (1P). A primeira forma de cálculo quantifica a eficiência do próprio subsistema (equações (77) e (78)), enquanto que a segunda possibilita mensurar a eficiência global dos sistemas, ou seja, quanta energia pode ser recuperada e armazenada durante o processo de frenagem regenerativa (equações (79) a (81)).

A eficiência total do sistema hidráulico η_{T_SH} pode ser calculada com base na seguinte relação:

$$\eta_{T_SH} = \frac{E_{ac} + E_{m.out}}{E_{p.in}}, \quad (77)$$

onde E_{ac} é a energia total absorvida nos acumuladores (1Z1), $E_{m.out}$ é a energia disponível no eixo do motor hidráulico (1A) e $E_{p.in}$ é a energia transferida para o eixo de acionamento da bomba/motor (1P).

A eficiência total do sistema pneumático η_{T_SP} é calculada pela relação entre a energia transferida para o eixo do compressor $E_{c.in}$ e a energia armazenada no reservatório de ar E_{ar} . Conseqüentemente,

$$\eta_{T_SP} = \frac{E_{ar}}{E_{c.in}}, \quad (78)$$

onde E_{c_in} é a energia transferida para o eixo do compressor de ar.

A eficiência do sistema hidráulico com respeito à quantidade de energia recuperada nos acumuladores, pode ser calculada pela relação (POURMOVAHED *et al.*, 1988)

$$\eta_{T_HR} = \frac{E_{ac}}{E_{p_in}}, \quad (79)$$

onde η_{T_HR} é a eficiência do sistema hidráulico de armazenamento de energia.

Semelhantemente, a eficiência do sistema pneumático com respeito à quantidade de energia recuperada no reservatório de ar comprimido, pode ser calculada pela relação

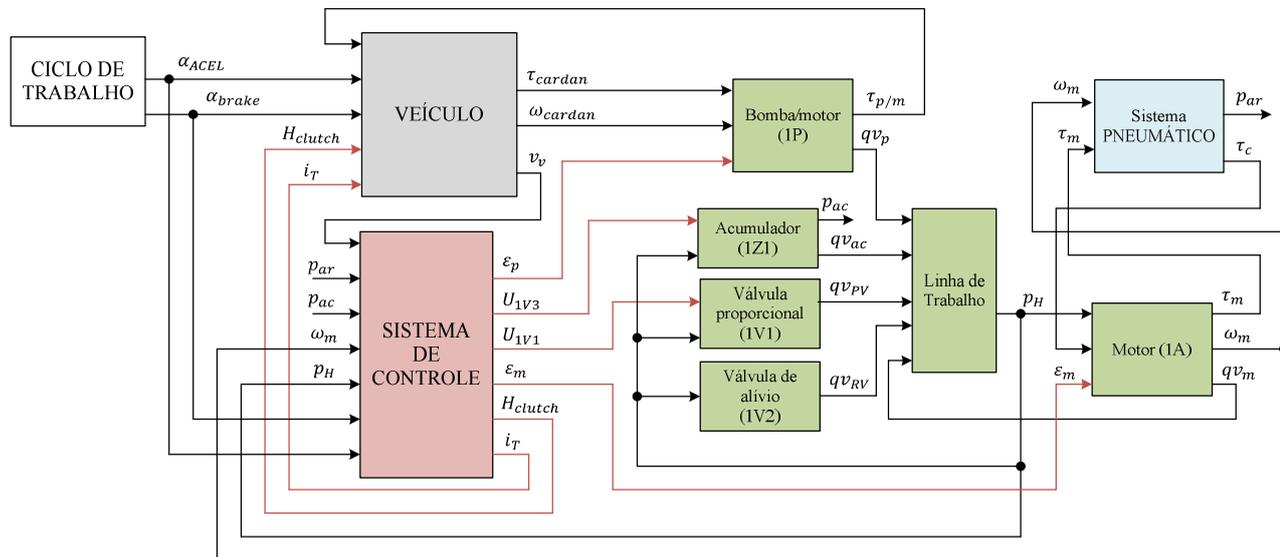
$$\eta_{T_PR} = \frac{E_{ar}}{E_{p_in}}. \quad (80)$$

A eficiência total do sistema híbrido é dada pelo somatório das energias armazenadas no reservatório de ar (2Z1) e acumuladores (1Z1) com relação à energia transferida para o eixo da bomba/motor (1P), ou seja,

$$\eta_{T_HYB} = \frac{E_{ac} + E_{ar}}{E_{p_in}}. \quad (81)$$

A Figura 17 apresenta, através da estrutura de blocos do MATLAB/ SIMULINK, o modelo geral simplificado do sistema hidráulico-pneumático integrado ao sistema de supervisão e ao modelo do veículo.

Figura 17. Visão geral do modelo do sistema híbrido hidráulico-pneumático.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

4. VALIDAÇÃO DO MODELO TEÓRICO E ANÁLISE DE RESULTADOS

Neste Capítulo faz-se a descrição dos experimentos e do circuito de testes usado como prova de conceito dos modelos do sistema hidráulico-pneumático apresentados no Capítulo 3. Os experimentos foram realizados no LASHIP, Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC. O projeto do sistema híbrido hidráulico-pneumático de recuperação de energia tem parceria com a empresa Volvo do Brasil, sediada em Curitiba, a qual subsidiou uma parte dos recursos destinados à construção da unidade experimental.

Os objetivos dos testes são:

- Obter dados estáticos da bomba hidráulica (1P) e compressor de ar (2P), os quais são usados para construção de mapas de eficiência para serem inseridos no modelo matemático do sistema hidráulico-pneumático.

- Comparar os resultados obtidos experimentalmente com os resultados de simulação a fim de obter dados para os coeficientes usados modelo dinâmico e, com isso, poder validar o modelo teórico do sistema, o qual foi definido assumindo determinadas simplificações e hipóteses de operação.

- Obter resultados do sistema operando em diferentes condições de funcionamento em malha fechada com o objetivo de avaliar sua capacidade de transformação da energia mecânica de entrada em energia potencial pneumática.

Para obtenção de dados foi adotada a seguinte sequência de etapas¹⁴:

I. Obtenção da eficiência volumétrica η_v , conforme eq. (82)

II. Obtenção da eficiência total η_T , conforme eq. (83)

III. Obtenção da eficiência mecânica η_m resultante da divisão entre a eficiência total e a eficiência volumétrica.

As seguintes relações genéricas foram utilizadas:

¹⁴ Em virtude da limitação do número de transdutores na bancada de testes e das características do componente, os dados do motor hidráulico foram extraídos diretamente do catálogo do fabricante.

$$\eta_v = \frac{qv_{saída(medida)}}{qv_{ideal}}, \quad (82)$$

$$\eta_T = \frac{P_{saída(medida)}}{P_{entrada}} \quad (83)$$

e

$$\eta_m = \frac{\eta_T}{\eta_v}, \quad (84)$$

sendo P e qv a potência e a vazão do componente, respectivamente.

Os circuitos hidráulico e pneumático mostrados nas Figuras 18 e 19, respectivamente, que compõe a unidade de testes, são utilizados com o objetivo de validar os modelos desenvolvidos e identificar as limitações da solução proposta. A unidade de potência, motor elétrico (0M) e bomba hidráulica (1P), foi dimensionada para uma potência de 14,7 kW (20 cv), que equivale a uma fração de 1/20 da potência de um caminhão/ônibus de 294,2 kW (400 cv). O motor elétrico é utilizado como fonte de potência do sistema hidráulico no lugar do eixo cardan do veículo. O motor é controlado por um inversor de frequência parametrizado vetorialmente com uma malha de controle de velocidade. A inércia do veículo não foi incluída no circuito de testes. Diante disso, os experimentos foram direcionados para avaliar o fluxo de potência dos sistemas envolvidos em condições de regime permanente similares ao de um veículo conduzido em rodovias, ou seja, sem ser submetido a eventos de aceleração e desaceleração.

O sistema hidráulico é composto por bomba (1P), motor (1A), acumulador (1Z3) e válvula proporcional (1V1). O compressor (2P), localizado na unidade pneumática, é do tipo veicular de pistão, de simples efeito e simples estágio, com a câmara de compressão resfriada a água. Os circuitos de resfriamento e lubrificação do compressor e os circuitos dos sistemas de resfriamento do ar comprimido (resfriador posterior 2Z2) e fluido hidráulico (trocaador de calor 1Z5) não foram incluídos nos diagramas dos circuitos principais apresentados por não influenciarem diretamente no funcionamento da unidade experimental. Os componentes do circuito hidráulico estão listados na Tabela 7, enquanto que os componentes do circuito pneumático estão listados na Tabela 8.

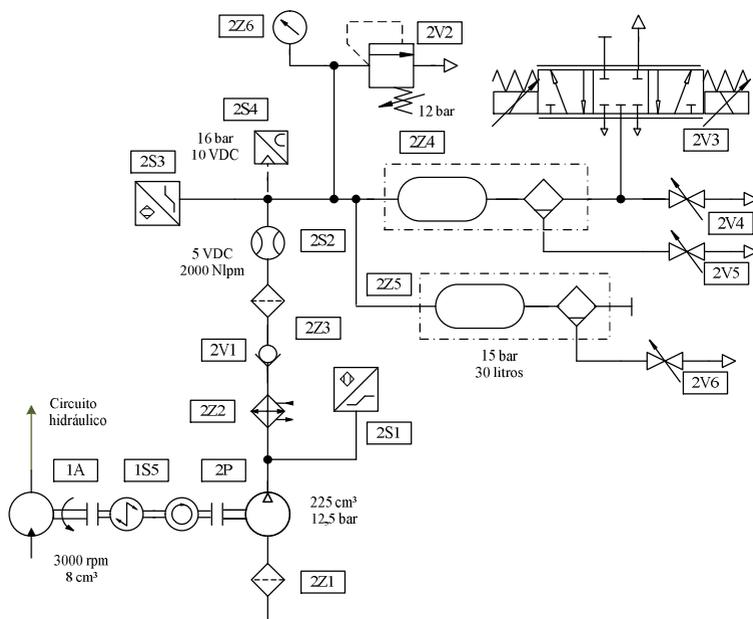
Foram realizados testes em regime permanente para avaliar a influência de determinadas variáveis de trabalho sobre a eficiência da bomba e do compressor de ar. As variáveis avaliadas foram a frequência

Tabela 8. Componentes do circuito hidráulico.

Item	Descrição	Especificação
0M	Motor elétrico	15 kW, 1775 rev/ min., 60 Hz, carcaça 160M, WEG W22 Premium
1P	Bomba hidráulica de pistão, comando elétrico proporcional	28 cm ³ , 3000 rev/ min., 250 bar, Bosch Rexroth A10VO
1A	Motor hidráulico de engrenagem	8 cm ³ , 4000 rev/ min., 280 bar, Bosch Rexroth AZMF
1V1	Válvula direcional proporcional 2/2	80 litros/ min, 350 bar, Tamanho 10, Argo-Hytos PRM6-10
1V2	Válvula de retenção	120 litros/ min, 420 bar, Argo-Hytos SC1F-B2
1V3	Válvula de alívio	60 litros/ min, 420 bar, Argo-Hytos SR1A-B2
1V4	Válvula de esfera	G3/4
1V5	Válvula direcional 2/2	140 litros/ min, 350 bar, Tamanho 10, Argo-Hytos RPE4-10
1V6	Válvula direcional 2/2	50 litros/ min, 350 bar, Tamanho 10, Argo-Hytos VSV1
1V7	Válvula redutora de vazão com retenção integrada	50 litros/ min., 350 bar, Argo-Hytos SF21M-B2
1V8	Válvula de retenção	120 litros/ min, 420 bar, Argo-Hytos SC1F-B2
1Z1	Reservatório de óleo	200 L, óleo ISO VG 46
1Z2	Manômetro	
1Z3	Acumulador de bexiga	
1Z4	Filtro de retorno	
1Z5	Trocador de calor com controle de temperatura	50 ± 2 °C
1S1	Termopar	Tipo J
1S2	Encoder/ tacogerador incremental	3000 rev/min., 0-10V, Hohner série 77
1S3	Transmissor de vazão volumétrica	5-60 litros/ min., 0-5V, Wetec CT/LT60
1S4	Transmissor de pressão	200 bar, 0-10V, HBM P15
1S5	Transdutor de torque/ velocidade	200 Nm, 20.000 rev/min, 0-10V, HBM T32FNA

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Figura 19. Unidade experimental: diagrama pneumático.



Fonte: Elaborado pelo autor.

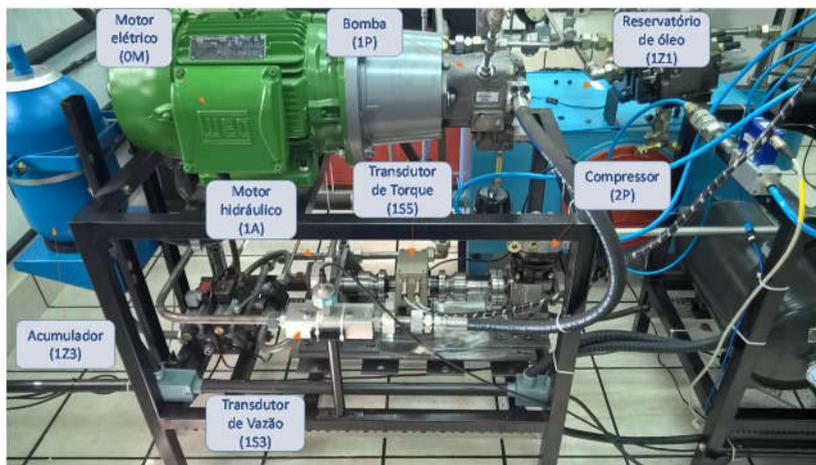
Tabela 9. Componentes do sistema pneumático.

Item	Descrição	Especificação
2P	Compressor de ar veicular tipo pistão	225 cm ³ , 3000 rev/ min., Schulz 816.0014
2V1	Válvula de retenção	16 bar, G1/2, VNR-212-1/2
2V2	Válvula de alívio	16 bar, G1/2, Genebre 3190-04
2V3	Válvula direcional proporcional	FESTO MPYE-5-1/8-LF-010-B, 0-10 bar/ 24VDC
2V4	Válvula de bloqueio tipo esfera	PP PN25 G1/2, 3029-04
2V5	Válvula de bloqueio tipo esfera	PP PN25 G1/2, 3029-04
2V6	Válvula de bloqueio tipo esfera	PP PN25 G1/2, 3029-04
2Z1	Filtro de admissão	
2Z2	Resfriador posterior	12,4 bar, 51 Nm ³ /h, 55 W, RFE RAC 0030
2Z3	Filtro de pressão	16 bar, 25 μ , C202-F00
2Z4	Reservatório de ar	30 litros, 15 bar
2Z5	Reservatório de ar	30 litros, 15 bar
2Z6	Manômetro	16 bar
2S1	Termopar – ar quente	Tipo J
2S2	Transmissor de vazão volumétrica	100-2000 Nlitros/ min., 7-9 bar, 0-5V, M+W Instruments, D6270
2S3	Termopar – ar frio	Tipo J
2S4	Transmissor de pressão	16 bar, 0-10V, Wika S-10

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

As Figuras 20 e 21 mostram a estrutura física e identificam os principais componentes usados na construção do circuito de testes apresentado.

Figura 20. Circuito de testes: Vista 1 (subsistema hidráulico).



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 21. Circuito de testes: Vista 2 (subsistema pneumático).



Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1. SISTEMA DE CONTROLE E NÃO LINEARIDADES

Quatro malhas de controle estão implementadas no sistema de supervisão e controle do circuito de testes. No entanto, os controladores são habilitados somente quando houver a necessidade, de acordo com o tipo de teste realizado. Os sistemas de controle usados nos testes são:

I. Controle de frequência rotacional (velocidade) do motor hidráulico (1A) ou controle de vazão, ambos através do deslocamento volumétrico da bomba (1P);

II. Controle de pressão do circuito pneumático através da válvula direcional proporcional (2V3);

III. Limitação e/ou controle de velocidade do motor (1A) e compressor (2P) através da válvula direcional proporcional (1V1);

IV. Controle de pressão do circuito hidráulico através da válvula direcional proporcional (1V1).

A primeira malha se refere ao controle da frequência rotacional do motor e, conseqüentemente, do compressor. O objetivo é o de manter constante a velocidade de regime permanente para obtenção de dados do compressor em diferentes velocidades. Adicionalmente, pode-se realizar o controle de vazão da bomba, de modo que a vazão enviada seja somente a vazão necessária para atender a demanda do motor hidráulico. O controle da frequência rotacional (ou vazão) é implementado via o deslocamento angular ε_p do prato da bomba (1P), cuja variação controla a vazão emitida.

A segunda malha de controle tem a função de manter a pressão pneumática num valor de regime permanente pré-estabelecido. O objetivo é o de obter dados do compressor, o qual pode ser testado em diferentes níveis de pressão.

A terceira malha de controle atua no sentido de impedir que o motor hidráulico e o compressor de ar operem acima de um valor de referência pré-definido. Quando a frequência rotacional do motor hidráulico ultrapassa o valor de referência, ocorre a abertura proporcional da válvula (1V1), através da qual a vazão da bomba é desviada para o reservatório de baixa pressão (1Z1). Este sistema de controle tem a função principal de assegurar que os componentes não operem acima da faixa recomendada pelos fabricantes, principalmente na fase de testes, quando estão sendo realizados os ajustes dos ganhos do controlador. Esta situação é agravada para o atual sistema em consequência da relação de

transmissão hidrostática de 3,5:1 e das condições extremas de funcionamento do compressor, ora com carga máxima, ora sem carga.

A quarta malha de controle regula a pressão do circuito hidráulico em um valor pré-estabelecido. Este controle pode ser usado para obtenção de dados da bomba ou para avaliar a atuação do sistema de supervisão quando o circuito deve atuar no MODO DE CARREGAMENTO 1 (ver Seção 5.1) com o objetivo de manter reduzida a pressão do circuito hidráulico.

Os sistemas de controle precisam lidar com vários fenômenos e não-linearidades oriundas das propriedades dos fluidos e dos princípios construtivos e de funcionamento dos componentes. Os principais fenômenos observados estão listados na sequência:

i. Zona morta das válvulas proporcionais (1V1) e (2V3)

ii. Alteração da frequência natural do circuito hidráulico, cuja variação tem relação com o uso do acumulador (1Z3). Dependendo do estado de operação da válvula (1V5), aberto ou fechado, é necessário alterar os ganhos do controlador. Na condição em que a válvula está na posição fechada, porém usando os mesmos ganhos do controlador ajustados com a válvula na posição aberta, o sinal de pressão tende a oscilar progressivamente (quando o circuito opera em malha fechada), fazendo com que a amplitude do sinal aumente indefinidamente, tornando o sistema instável.

iii. Limitação no ajuste dos ganhos do controlador gerada pelo atraso na resposta dos transdutores. O atraso é gerado pela inserção de filtros do tipo passa-baixa, que tem a função de atenuar o ruído emitido pelo inversor de frequência. A presença de filtro exerce grande influência sobre o ajuste dos ganhos do controlador e pode tornar o sistema instável, caso sejam mantidos os mesmos valores de sintonia efetuados para a condição sem filtro.

iv. Histerese do deslocamento volumétrico da bomba e da posição da válvula direcional proporcional (1V1). Estes componentes não dispõem de um transdutor de posição, sendo o controle de posição da bomba e da válvula, respectivamente, realizados em malha aberta. Consequentemente, o posicionamento do prato da bomba ou carretel da válvula pode diferir sensivelmente da posição desejada que, num sistema ideal, seria proporcional ao sinal de comando. Como o mecanismo que controla o deslocamento angular do prato da bomba sofre influência dos efeitos não lineares do atrito que ocorrem em situação de operação com velocidades próximas a zero, a alteração de posição do elemento de controle pode ficar aquém ou além da posição esperada, dependendo do

tipo e da amplitude do sinal de comando. Por conseguinte, a vazão da bomba será superior ou inferior ao valor esperado. Nesta condição, espera-se um erro de até 5% em relação à vazão hidráulica nominal emitida pela bomba (BOSCH_REXROTH, 2014). O mesmo fenômeno acontece com a válvula direcional proporcional (1V1) empregada nos testes, para a qual se especifica uma histerese de até 6% (ARGO-HYTOS, 2013).

v. Variação do torque de acionamento do compressor em função da variação do ângulo de posicionamento da biela durante o ciclo de compressão. Esta característica de compressores alternativos dificulta o controle da frequência rotacional do compressor. O problema de controle é agravado quando o compressor opera em condições marginais, abaixo de 4 bar e acima de 9 bar; e abaixo de 1000 rev/min e acima de 2000 rev/min.

vi. Saturação. Um problema que pode ser causado pela saturação é o efeito “*windup*” da ação integral do controlador. Como efeito da ação integral, o sinal de saída do controlador continua a ser incrementado em função do tempo. Uma vez que o atuador (solenóide proporcional, neste caso) possui uma amplitude limitada do sinal de saída, este pode não responder imediatamente a alteração do sinal de entrada proveniente da realimentação, o que pode produzir efeitos indesejáveis de funcionamento e desempenho no sistema, como atraso na resposta seguida de picos de pressão e/ou velocidade do componente.

4.2. EFICIÊNCIAS DA BOMBA

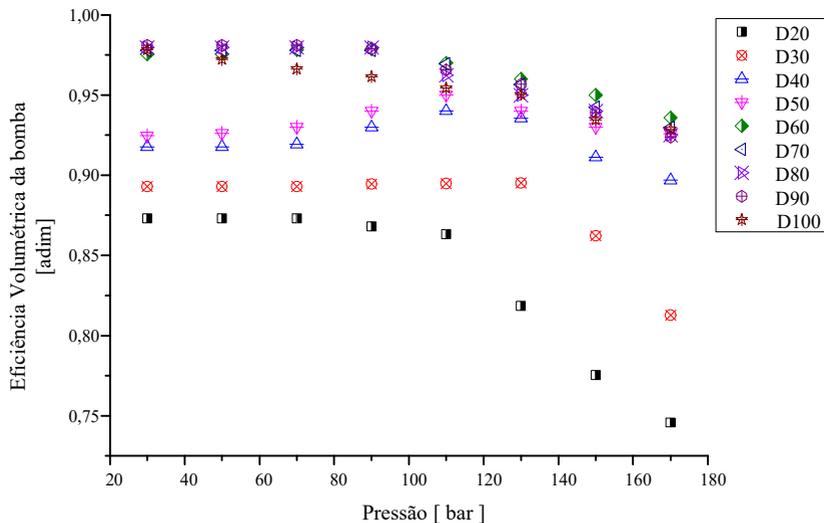
4.2.1. Eficiência Volumétrica

A eficiência volumétrica da bomba hidráulica é dada pela relação entre a vazão efetivamente enviada e a vazão ideal. A vazão ideal, por sua vez, está diretamente associada ao volume geométrico do componente, sendo definida pelo produto entre o deslocamento volumétrico D_p e a frequência rotacional da bomba n_p .

Foram feitos testes em regime permanente em 8 patamares de pressão: 30, 50, 70, 90, 110, 130, 150 e 170 bar, para cada uma das frequências rotacionais: 450, 750, 1050, 1350, 1500 e 1800 rev/min e com os seguintes deslocamentos volumétricos percentuais: 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 e 100 %. As eficiências relativas aos valores de deslocamento volumétrico intermediários foram calculadas por interpolação linear.

A Figura 22 apresenta o gráfico de eficiência volumétrica da bomba obtido experimentalmente para uma frequência rotacional de 1775 rev/min – 60 Hz com variação da pressão da linha de descarga e do deslocamento volumétrico. A redução da eficiência volumétrica ocorre devido à existência de folgas internas na bomba, de modo que com o aumento do diferencial de pressão observa-se um decréscimo da vazão efetiva. Para deslocamentos iguais e superiores a 50% do volume nominal, os resultados da eficiência volumétrica foram próximos, não sofrendo influência significativa da variação do deslocamento volumétrico, com exceção do teste realizado a uma velocidade de 450 rev/min, cuja eficiência foi menor em comparação aos demais testes. Contudo, para baixos deslocamentos volumétricos, entre 20 e 40%, observou-se uma queda na eficiência, ocasionada possivelmente pelo fenômeno de cavitação, devido ao preenchimento deficiente da câmara de sucção dos pistões. A Tabela 10 apresenta o mapa de eficiência volumétrica da bomba hidráulica.

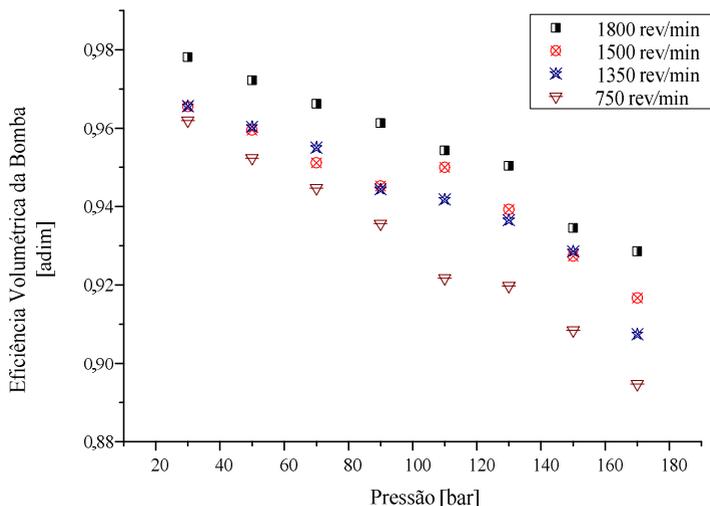
Figura 22. Eficiência volumétrica da bomba em função da pressão e do deslocamento volumétrico a uma frequência rotacional de 1775 rev/min.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

A Figura 23 mostra a eficiência volumétrica da bomba em função da pressão e da frequência rotacional para um deslocamento volumétrico de 100 %. Observa-se que a eficiência volumétrica da bomba aumenta com o aumento da frequência rotacional, uma vez que a bomba foi projetada para operar com valores superiores aos realizados nos testes¹⁵.

Figura 23. Eficiência volumétrica da bomba em função da pressão e da frequência rotacional para um deslocamento de 100 %.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

4.2.2. Eficiência Total

A eficiência total é calculada pela relação entre as potências de entrada e saída da bomba. A potência de entrada, que corresponde a potência útil do motor elétrico, é a potência disponível no eixo de transmissão, dada por

$$P_{U_{EM}} = P_{A_{EM}} \eta_{EM}, \quad (85)$$

¹⁵ A frequência rotacional nominal da bomba é de 3000 rev/min, de acordo com as informações fornecidas no catálogo do produto.

Tabela 10. Mapa de eficiência volumétrica da bomba hidráulica.

Pressão [bar]	Eficiência Volumétrica da Bomba [adim]							
	Frequência Rotacional [rev/min]							
	450	750	950	1050	1350	1500	1650	1800
30	0,94	0,96	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,98
50	0,93	0,95	0,96	0,97	0,96	0,96	0,97	0,97
70	0,92	0,94	0,95	0,96	0,96	0,95	0,96	0,97
90	0,91	0,94	0,95	0,96	0,94	0,95	0,95	0,96
110	0,89	0,92	0,94	0,95	0,94	0,95	0,95	0,95
130	0,89	0,92	0,93	0,95	0,94	0,94	0,94	0,95
150	0,89	0,91	0,92	0,94	0,93	0,93	0,93	0,93
170	0,88	0,89	0,91	0,93	0,91	0,92	0,92	0,93

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

onde P_{A_EM} é a potência ativa e η_{EM} é a eficiência do motor. A potência ativa pode ser calculada por

$$P_{A_EM} = \sqrt{3} I_{EM} U_{EM} \cos \varphi, \quad (86)$$

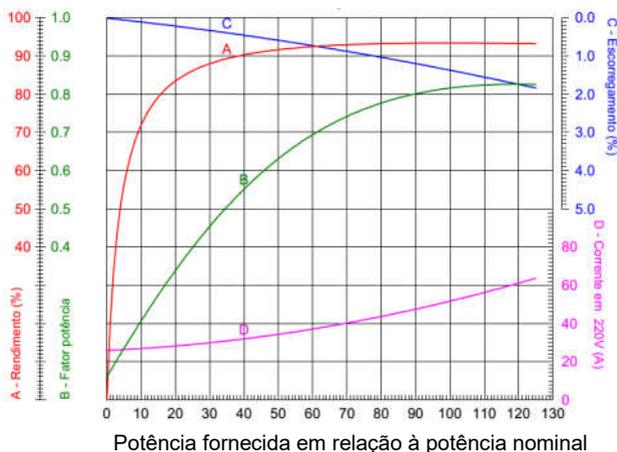
onde I_{EM} é a corrente de linha do motor, U_{EM} é a tensão de linha e $\cos \varphi$ é o fator de potência.

Os valores da corrente e tensão de linha são fornecidos em tempo real pelo inversor de frequência. O fator de potência e a eficiência do motor elétrico foram extraídos das curvas de desempenho fornecidas pelo fabricante, conforme mostra a Figura 24.

A potência de saída, por sua vez, é a potência hidráulica calculada pelo produto das variáveis, pressão e vazão, na descarga da bomba. A eficiência total é determinada pela expressão

$$\eta_{T-p} = \frac{P_{saída}}{P_{U_EM}} = \frac{p_H qv_H}{\sqrt{3} I_{EM} U_{EM} \cos \varphi \eta_{EM}}. \quad (87)$$

Figura 24. Curvas de desempenho sob carga de um motor trifásico de indução.



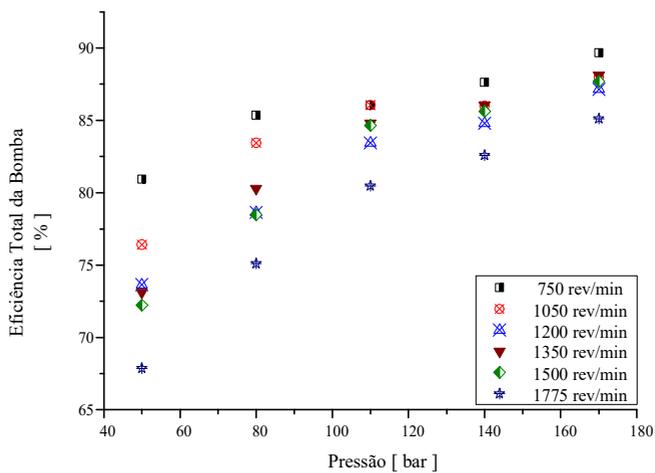
Fonte: WEG Motores, Weg W22 Premium, 160 M, 15 kW.

Para obtenção dos dados referidos na eq. (87) foram selecionados cinco patamares de pressão: 50, 80, 110, 140 e 170 bar, quatro percentuais de deslocamento volumétrico da bomba: 30, 50, 75 e 100 % e seis níveis de frequência rotacional: 750, 1050, 1350, 1500 e 1800 rev/min. As faixas foram selecionadas objetivando abranger a maior parte da região de operação da bomba. A Figura 25 apresenta o gráfico de eficiência total da bomba hidráulica para um deslocamento volumétrico de 100 %.

Observa-se que as eficiências totais são maiores quando a frequência rotacional da bomba é menor. A causa deste comportamento pode estar relacionada ao atrito viscoso dos elementos móveis da bomba, conforme descreve a eq. (20). Além disso, corrobora com esta justificativa o comportamento oposto da eficiência volumétrica, que aumenta com a frequência rotacional, conforme mostra a Figura 23. Esta tendência se repete para outros níveis de deslocamento volumétrico, porém, de forma menos nítida para os deslocamentos de 30 e 50 %, uma vez que a vazão de descarga da bomba é menor (com conseqüente redução do atrito viscoso).

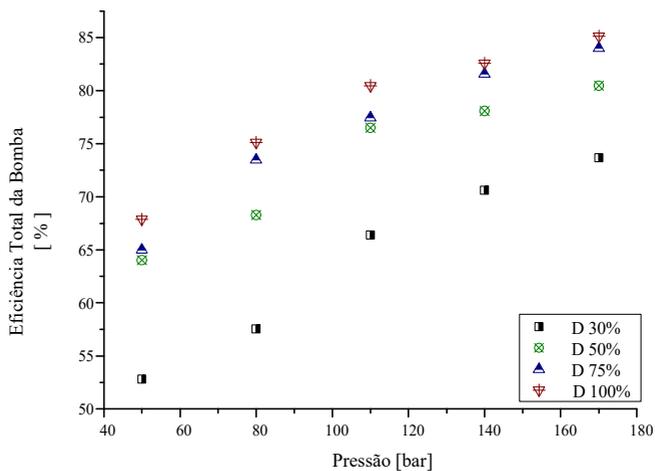
A Figura 26 apresenta os resultados de eficiência total, mantendo fixa a frequência rotacional da bomba em 1775 rev/min e variando o deslocamento volumétrico e a pressão do circuito.

Figura 25. Eficiência total da bomba hidráulica para um deslocamento volumétrico de 100%.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Figura 26. Eficiência total da bomba hidráulica para a velocidade de 1775 rpm.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

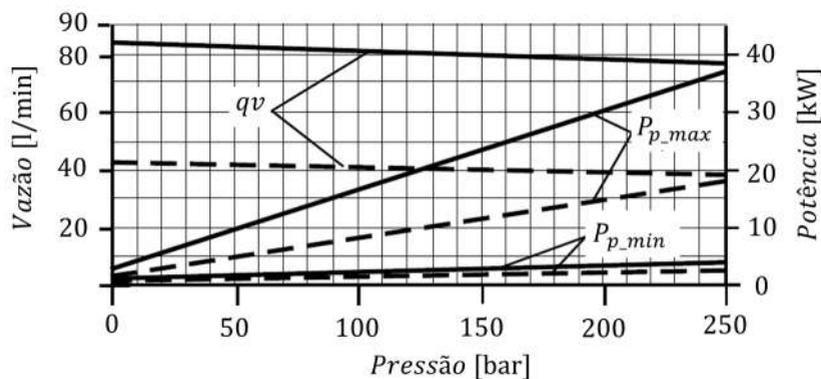
O gráfico da Figura 26 mostra que a eficiência total da bomba é melhor quando a bomba opera na condição de máximo deslocamento, o que é, de fato, a resposta esperada de acordo com os índices normalmente publicados em catálogos técnicos e artigos científicos. Para a condição operacional apresentada, a eficiência cai em torno de 5 % quando o deslocamento é reduzido para 50% do valor nominal, contudo, a queda é mais expressiva quando o deslocamento relativo é de 30 %. De fato, essa tendência de decréscimo do rendimento em função do deslocamento da bomba se manteve fiel nos outros patamares de velocidade avaliados.

O fato da eficiência total não ter sido induzida pelo rendimento volumétrico a sofrer redução em função do aumento da pressão, conforme mostram os gráficos das Figuras 22 e 23, decorre da faixa operacional que a bomba foi testada. Como a pressão nominal de operação é de 250 bar, estima-se que a eficiência total seja mais afetada pela eficiência volumétrica quando a pressão de trabalho se aproxime deste valor.

Finalmente, utilizam-se as curvas de vazão e potência da bomba hidráulica fornecidas pelo fabricante na condição de máximo deslocamento volumétrico, mostradas na Figura 27, como parâmetros de referência para comparação com os resultados obtidos experimentalmente. As eficiências da bomba extraídas das curvas de desempenho do fabricante estão apresentadas na Tabela 11. Os mapas de eficiência total da bomba obtidos experimentalmente para deslocamentos de 30, 50, 75 e 100 % estão representados pelas Tabelas apresentadas na sequência (Tabela 12 à Tabela 15).

Pelas respostas mostradas nos gráficos anteriores e, observando os índices listados na Tabela 11, constata-se que os valores numéricos obtidos experimentalmente são próximos em comparação aos fornecidos pelo fabricante. A pequena diferença entre o valor experimental obtido em relação a eficiência volumétrica informada pelo fabricante se deve aos patamares de pressão em que os resultados estão apresentados. Tal afirmação pode ser visualizada na Figura 23, que mostra os valores da eficiência volumétrica obtidos nos testes que, embora maiores, continuam a decrescer à medida que aumenta a pressão. Adicionalmente, nesta mesma figura pode-se observar o aumento da eficiência volumétrica com o aumento da frequência rotacional, cuja tendência também é verificada nas respostas do fabricante, de acordo com a Tabela 11.

Figura 27. Curvas características da bomba hidráulica, A10VO Series 52/53.



Fonte: BOSCH_REXROTH (2014).

onde:

Linha tracejada, $n_p = 1500$ rev/min

Linha contínua, $n_p = 3000$ rev/min

Tabela 11. Eficiências da bomba hidráulica extraídas das curvas de desempenho do fabricante, onde os subíndices “N” e “out” representam as condições de trabalho nominal e de saída, respectivamente.

	$n_p = 1500$ rev/min	$n_p = 3000$ rev/min
qv_{p_N} [l/min]	42	84
qv_{p_out} [l/min]	38,07 @ 250 bar	76,68 @ 250 bar
P_{p_N} [kW]	17,5 @ 250 bar	35 @ 250 bar
P_{p_eixo} [kW]	18,08 @ 250 bar	37 @ 250 bar
η_{v_p} [%]	90,6	91,3
η_{m_p} [%]	96,8	94,6
η_{T_p} [%]	87,7	86,3

Fonte: BOSCH_REXROTH (2014).

Tabela 12. Eficiência total da bomba com deslocamento volumétrico de 30 %.

Pressão [bar]	Frequência rotacional [rev/min]				
	750	1050	1350	1500	1800
30	58,68	53,29	52,81	52,16	52,81
80	63,65	63,09	59,64	59,30	57,53
110	70,41	67,77	66,39	67,35	66,39
140	73,02	72,64	68,25	69,18	70,62
170	74,81	72,55	71,58	72,55	73,66

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Tabela 13. Eficiência total da bomba com deslocamento volumétrico de 50 %.

Pressão [bar]	Frequência rotacional [rev/min]				
	750	1050	1350	1500	1800
30	67,06	67,06	66,01	65,20	64,01
80	75,11	75,11	71,91	69,54	68,28
110	78,24	77,73	77,45	75,94	76,50
140	82,15	79,32	79,93	80,14	78,08
170	83,13	80,96	80,70	81,43	80,47

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Tabela 14. Eficiência total da bomba com deslocamento volumétrico de 75 %.

Pressão [bar]	Frequência rotacional [rev/min]				
	750	1050	1350	1500	1800
30	76,54	72,48	66,01	66,43	65,00
80	82,84	78,86	74,56	74,12	73,47
110	84,19	80,92	81,06	79,04	77,45
140	84,98	85,19	82,15	82,15	81,58
170	84,30	84,64	84,17	84,30	84,00

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Tabela 15. Eficiência total da bomba com deslocamento volumétrico de 100 %.

Pressão [bar]	Frequência rotacional [rev/min]				
	750	1050	1350	1500	1800
30	80,93	76,42	73,09	72,22	67,87
80	85,35	83,45	80,28	78,48	75,11
110	86,06	86,06	84,80	84,65	80,47
140	87,63	85,99	86,03	85,63	82,58
170	87,00	87,97	88,12	87,69	85,12

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

4.3. EFICIÊNCIAS DO MOTOR HIDRÁULICO

As eficiências do motor hidráulico foram baseadas nas curvas de desempenho fornecidas pelo fabricante. Diferentemente da bomba de deslocamento variável, cujas eficiências em função do deslocamento volumétrico normalmente não são informadas com detalhes pelos fabricantes, o motor usado é do tipo engrenagens externas de deslocamento fixo. Para tal componente, a quantidade de dados fornecida pelo fabricante é suficiente para determinar as eficiências mecânica e volumétrica para uma ampla faixa de operação. A Figura 28 mostra as curvas de vazão, potência e torque em função da pressão e da frequência rotacional de trabalho do motor.

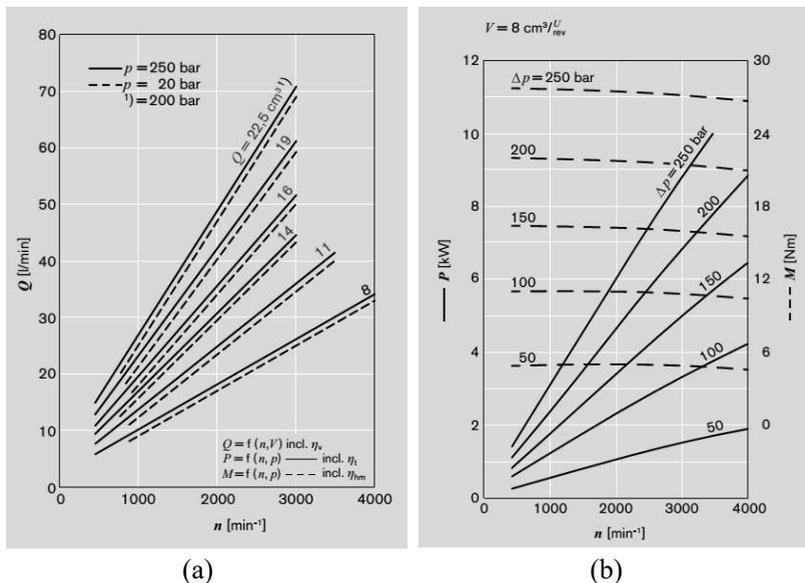
O cálculo da eficiência volumétrica está baseado na vazão efetiva (medida) fornecida ao motor em função da frequência rotacional e da pressão de trabalho do circuito hidráulico, de acordo com a seguinte relação:

$$\eta_{v_m} = \frac{qv_{ideal}}{qv_{medida}}. \quad (88)$$

Pela Figura 28(a), nota-se que o ângulo de inclinação das linhas que representam a vazão Q não é influenciada pela variação da frequência rotacional n do motor. Os valores das eficiências resultantes das pressões intermediárias entre 20 e 250 bar foram obtidos por interpolação linear.

A Tabela 16 lista as eficiências volumétricas percentuais do motor extraídas das curvas de vazão apresentadas na Figura 28(a).

Figura 28. Curvas de desempenho do motor hidráulico de $D_m = 8 \text{ cm}^3$: (a) vazão; (b) potência e torque.



Fonte: BOSCH_REXROTH (2009).

Tabela 16. Eficiência volumétrica do motor hidráulico.

Pressão [bar]	Eficiência Volumétrica [%]
20	97,4
50	96,9
100	96,1
150	95,2
200	94,4

Fonte: Baseado nos dados de catálogo de BOSCH_REXROTH (2009).

O cálculo da eficiência mecânica do motor foi baseado nas curvas de torque no eixo do motor (conforme Figura 28(b)), as quais são traçadas em função da pressão do circuito e da frequência rotacional, de acordo com a seguinte relação

$$\eta_{m_m} = \frac{\tau_{eixo}}{\tau_{ideal}}. \quad (89)$$

A Tabela 17 lista as eficiências mecânicas percentuais do motor extraídas das curvas de torque apresentadas na Figura 28.

Tabela 17. Eficiência mecânica do motor hidráulico.

Pressão [bar]	Frequência Rotacional do motor [rev/min]				
	500	1000	2000	3000	4000
50	79,4	79,5	80,7	79,5	73,4
100	87,3	87,0	87,0	85,8	82,8
150	87,0	86,3	85,5	84,3	81,9
200	87,1	86,6	85,9	84,8	82,7

Fonte: Baseado nos dados de catálogo de BOSCH_REXROTH (2009).

4.4. EFICIÊNCIA DO COMPRESSOR

4.4.1. Eficiência Volumétrica

A eficiência volumétrica do compressor de ar é dada pela relação entre a vazão efetivamente enviada medida pelo transdutor de vazão (2S2) e a vazão volumétrica ideal.

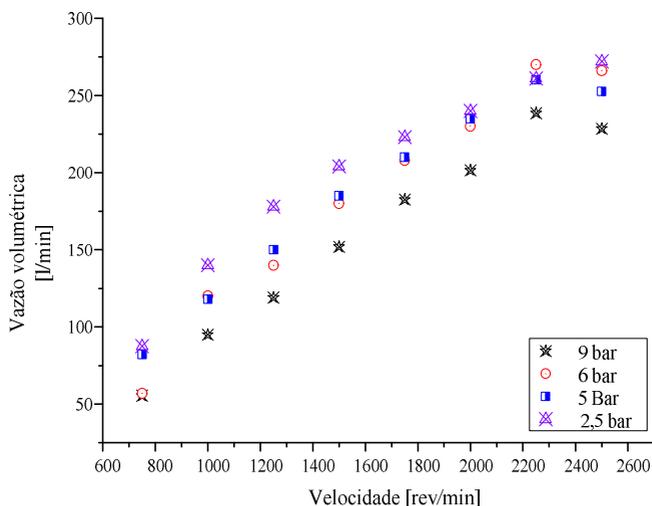
Foram feitos testes em regime permanente em 7 patamares de pressão: 2,5, 4, 5, 6, 7, 8 e 9 bar¹⁶, para as seguintes frequências rotacionais: 750, 1000, 1250, 1500, 1750, 2000, 2250 e 2500 rev/min. A partir dos resultados obtidos, foram elaborados os mapas de eficiência mecânica e volumétrica. No entanto, apenas alguns dos patamares das

¹⁶ As pressões descritas nesta Seção se referem as pressões manométricas medidas pelo transdutor pneumático (2S4), muito embora estejam sendo utilizados os valores correspondentes às pressões absolutas nas equações apresentadas.

variáveis descritas estão mostrados nos gráficos, a fim de evitar a sobreposição de pontos e a interpretação incorreta dos resultados.

As respostas de vazão volumétrica *versus* frequência rotacional do compressor estão mostradas na Figura 29. A derivada da curva correspondente à vazão tende a diminuir à medida que a frequência rotacional aumenta acima de 2250 rev/min. Esta redução se deve à diminuição da capacidade de sucção do compressor, visto que nestas condições de operação mais severas, a temperatura do compressor é maior, em particular na região de sucção, com conseqüente redução da massa específica do ar (HANLON, 2001).

Figura 29. Vazão volumétrica do compressor.

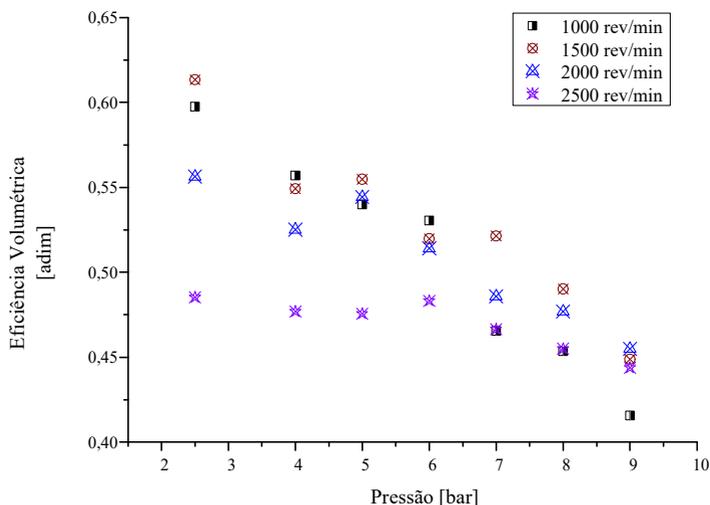


Fonte: Desenvolvido pelo autor.

O gráfico de eficiência volumétrica em função da pressão de trabalho e da frequência rotacional do compressor está mostrado na Figura 30. Observa-se que na condição de elevada frequência rotacional a eficiência foi menor devido principalmente à operação do compressor fora de sua condição nominal de projeto. A velocidade de descarga do ar influencia na troca térmica da câmara de compressão e, por conseguinte, na eficiência termodinâmica. Velocidades altas aproximam o processo de compressão de uma transformação adiabática, para a qual a temperatura do ar é mantida em valores altos, o que afeta a vazão de descarga efetiva,

conforme já discutido no parágrafo anterior. As respostas obtidas confirmam a expectativa de diminuição da eficiência volumétrica com o aumento da pressão de trabalho do circuito pneumático, conforme descrevem as equações (67) e (69), que modelam a vazão e a eficiência volumétrica do compressor.

Figura 30. Eficiência volumétrica do compressor.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

4.4.2. Eficiência Total e Mecânica

A eficiência total foi calculada pela relação entre as potências de entrada e saída do compressor, sendo a potência de entrada igual à potência do eixo de transmissão do motor hidráulico, e a potência de saída equivalente ao produto do trabalho específico w desenvolvido pelo compressor pela vazão mássica qm_{ar} , medida na saída do compressor, ou seja,

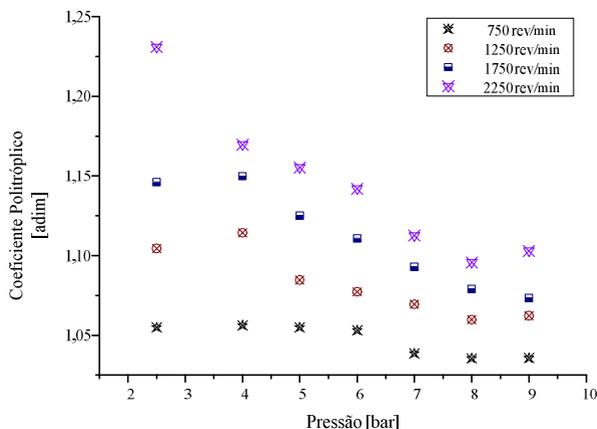
$$\eta_{Tc} = \frac{w_{poli} qm_{ar}}{W_{eixo}} = \frac{\gamma_c R_{ar} qm_{ar} T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} - 1 \right] / \gamma_c - 1}{\tau_m \omega_m} \quad (90)$$

Devido ao resfriamento por fluido da câmara de compressão, com consequente diminuição da temperatura do ar na saída do compressor, o processo de produção do ar comprimido é considerado politrópico. De fato, a temperatura do ar na saída do compressor se situa entre 84 e 125 °C (medidas pelo termopar 2S1), cujos valores estão abaixo dos valores de temperatura que seriam alcançados se o processo fosse isentrópico. Esta grande amplitude de variação da temperatura está associada à vazão e temperatura da água de resfriamento, à pressão de descarga do ar e, principalmente, à frequência rotacional do compressor, a qual exerce grande influência sobre a taxa de transferência de calor do ar quente para o fluido de refrigeração. Com base nos valores de temperatura na saída do compressor, calculou-se o coeficiente politrópico γ_c do processo de compressão, de acordo com BORGNAKKE, SONNTAG (2009)

$$\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c} = \frac{\log\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}{\log\left(\frac{P_2}{P_1}\right)} \quad (91)$$

Os valores de γ_c ficaram entre 1,04 e 1,25 considerando pressões manométricas de 2,5 bar até 9 bar, conforme mostra a Figura 31.

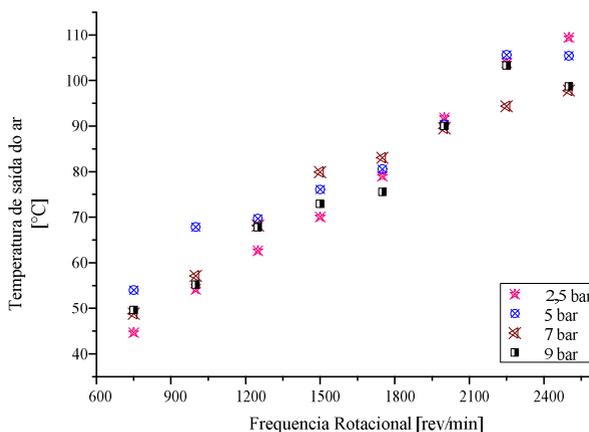
Figura 31. Variação do coeficiente politrópico do processo de compressão do ar comprimido.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

O cálculo do coeficiente politrópico γ_c depende da temperatura e da relação de compressão do ar. O valor de γ_c não se mantém constante durante o funcionamento do compressor devido a elevação de temperatura durante a compressão, tendendo a diminuir à medida que as pressões aumentam ao longo do processo politrópico (COSTA, 1978). Observa-se ainda, que para uma mesma faixa de pressão, o coeficiente politrópico aumenta à medida que a frequência rotacional do compressor também aumenta. Isto se deve ao fato do ar permanecer por menos tempo na câmara de compressão cuja camisa do pistão está sendo refrigerada, o que resulta no aumento do coeficiente devido à diminuição da transferência de calor. A Figura 32 mostra a variação da temperatura do ar comprimido na saída do compressor medida em função da frequência rotacional e da pressão.

Figura 32. Temperatura do ar comprimido na saída do compressor medida pelo termopar (2S1).

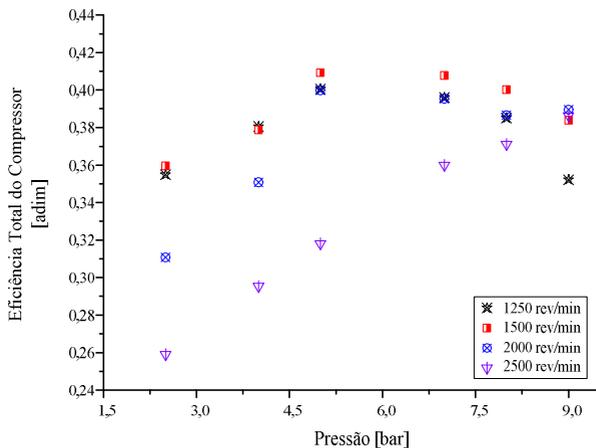


Fonte: Desenvolvido pelo autor.

O fato de ter sido usado o valor da pressão p_{2_man} medida no reservatório de ar pelo transdutor (2S4) para calcular o coeficiente politrópico experimentalmente gerou um pequeno erro devido ao resfriamento do ar comprimido (com conseqüente queda de pressão). No entanto, este erro tende a ser conservativo uma vez que a diminuição da pressão tende a aumentar o valor de γ_c , o que compensa as perdas térmicas da linha de descarga do compressor, as quais reduzem o valor de γ_c .

Nesse sentido, outra variável que exerce grande influência sobre a eficiência total do sistema pneumático é a temperatura do ar. Visto que na saída do compressor está instalado o resfriador posterior (2Z2) (conforme mostra a Figura 19), a temperatura de armazenamento do ar tende a ficar próxima da temperatura ambiente, o que resulta na diminuição da pressão e, por consequência, no rendimento total do sistema. Por outro lado, o uso do valor da pressão do ar já resfriado permite a incorporação das perdas térmicas que ocorreriam posteriormente no período de repouso do ar no reservatório, possibilitando uma análise mais realística do fluxo de potência da planta. A Figura 33 mostra rendimento total do compressor em função da frequência rotacional e da pressão do ar.

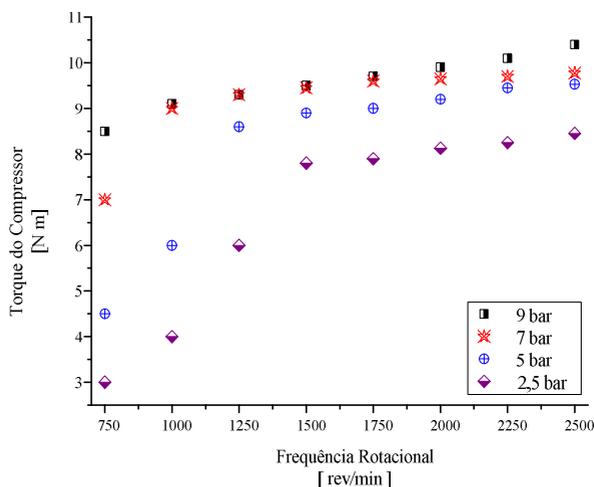
Figura 33. Eficiência total do compressor em função da frequência rotacional e da pressão do ar.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

A eficiência total do compressor aumenta com a pressão até valores de 7 bar. Devido à influência do atrito, o torque mínimo necessário para o funcionamento do compressor é relativamente elevado para baixas pressões, contudo, seu aumento não ocorre na mesma proporção em comparação ao incremento da relação, pressão de descarga/pressão de sucção, o que resulta na melhoria do rendimento total entre 5 e 7 bar, conforme eq. (90) e Figura 34. Acima desta faixa de pressão, a influência da eficiência volumétrica induz à redução gradual da eficiência total (conforme mostra a Figura 30).

Figura 34. Torque do compressor medido pelo transdutor (1S5).



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Por fim, o produto das eficiências mecânica e termodinâmica pode ser calculado com base na definição de eficiência total, ou seja,

$$\eta_{m_c} \eta_{TH_c} = \frac{\eta_{T_c}}{\eta_{v_c}} \quad (92)$$

A distinção entre ambas as eficiências é de difícil obtenção prática, uma vez que seria necessário a instalação de vários transdutores de temperatura para quantificar as perdas térmicas que ocorrem durante o processo de compressão do ar, além da necessidade de medição da temperatura do ar na linha de sucção, a qual influencia a vazão volumétrica efetiva do compressor. As Tabelas 18 a 20 apresentam as eficiências do compressor em função da frequência rotacional e da pressão do ar comprimido.

Tabela 18. Eficiência volumétrica do compressor.

Pressão (bar)	Frequência rotacional do Compressor [rev/min]						
	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250
2,5	54,3	59,8	60,7	61,4	58,3	55,6	49,2
4,0	52,8	55,7	54,3	54,9	52,3	52,5	52,3
5,0	52,1	53,0	53,3	54,8	53,3	51,2	50,3
6,0	36,0	52,3	49,7	53,3	53,3	51,1	53,3
7,0	31,9	50,8	49,6	52,2	49,7	47,5	48,6
8,0	35,6	45,4	46,4	48,9	48,8	50,1	51,0
9,0	32,9	41,6	41,6	44,9	45,7	45,5	48,1

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Tabela 19. Eficiência mecânica do compressor.

Pressão (bar)	Frequência rotacional do Compressor [rev/min]						
	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250
2,5	58,3	55,0	54,7	54,65	52,5	52,2	50,7
4,0	68,7	68,2	68,6	67,35	64,3	65,5	64,5
5,0	73,0	74,1	75,0	72,85	68,9	68,9	68,2
6,0	78,9	79,1	77,4	75,91	75,3	78,5	74,0
7,0	81,7	81,6	82,8	80,85	81,6	79,3	79,4
8,0	83,5	85,7	86,9	85,77	86,5	84,9	86,6
9,0	91,4	90,8	90,2	91,17	91,7	91,0	91,4

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Tabela 20. Eficiência total do compressor.

Pressão (bar)	Frequência rotacional do Compressor [rev/min]						
	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250
2,5	31,7	32,7	33,19	33,5	30,6	29,0	24,9
4,0	36,3	38,0	37,25	37,0	33,6	34,4	33,7
5,0	38,1	39,2	39,99	39,9	36,8	35,3	34,3
6,0	28,4	41,4	38,46	40,5	40,2	40,2	39,4
7,0	26,1	41,5	41,06	42,2	40,6	37,7	38,6
8,0	29,7	38,9	40,32	41,9	42,2	42,6	44,2
9,0	30,1	37,8	37,50	40,9	41,9	41,4	44,0

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

4.5. RESULTADOS DO SISTEMA DINÂMICO

Nesta Seção, as respostas dinâmicas dos sistemas hidráulico e pneumático obtidas experimentalmente são comparadas com as respostas obtidas através dos modelos apresentados no Capítulo 3. Os valores dos coeficientes e parâmetros de projeto usados na validação dos modelos estão apresentados nas Tabelas 21 e 22, respectivamente. As tabelas apresentadas nas Seções anteriores, que compõem as eficiências volumétrica e mecânica da bomba, motor e compressor, foram inseridas no modelo matemático da unidade de testes como mapas de eficiência destes componentes.

Os controladores usados neste trabalho para controlar os sinais contínuos são do tipo PID (proporcional, integral e derivativo) com topologia paralela. Devido ao fenômeno de saturação dos atuadores eletromecânicos e à ação integral do algoritmo de controle, pode ocorrer o efeito denominado de *windup*, que requer um grande esforço do controlador para diminuir o sinal de controle a níveis aplicáveis nas operações subsequentes (FRANKLIN; POWELL; EMAMI-NAEINI, 1994).

Tabela 21. Valores de coeficientes e parâmetros de projeto do modelo do sistema hidráulico usado para validação da prova de conceito.

Modelo do Sistema hidráulico	
Parâmetros	Valor
D_p	$28 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
D_m	$8 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
J_p	$0,0017 \text{ kg m}^2$
J_m	$0,0011 \text{ kg m}^2$
V_H	$0,025 \text{ m}^3$
V_o	10 L
$V_{r.p/m}$	0,12
p_0	$60 \times 10^5 \text{ Pa}$
m_g	0,678 kg
R_g	296,7923 J/kg K
Kv_{ac}	$2,37 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{Pa}^{1/2}$
Kv_{1V1}	$4 \times 10^{-7} \text{ m}^3/\text{Pa}^{1/2}$
Kv_{1V2}	$3,4 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{Pa}^{1/2}$
β_e	1400 MPa
A_b	$0,2989 \text{ m}^2$
H_b	$25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
$T_{R,1P}$	150 ms (com aplicação de rampa)
τ_{1V1}	40 ms
$\omega_{n,1V1}$	25 rad/s
ζ_{1V1}	1
τ_{1V2}	50 ms
τ_{1V3}	30 ms
p_{set}	$190 \times 10^5 \text{ Pa}$
p_{max}	$210 \times 10^5 \text{ Pa}$
A_{leak}	$1 \times 10^{-12} \text{ m}^2$
$D_{H,1V2}$	$6 \times 10^{-3} \text{ m}$
ν	46 cSt@40°C
ρ_H	850 kg/m^3
$C_{D,1V2}$	0,7
T_H	50°C

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Tabela 22. Valores de coeficientes e parâmetros de projeto do modelo do sistema pneumático usado para validação da prova de conceito.

Modelo Pneumático	
Parâmetros	Valores
D_c	$225 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
V_{CL}	0,08
L_c	0,05
J_c	$0,0055 \text{ kg m}^2$
N_c	1 estágio
$T_i = T_1$	298,15 K
T_a	298,15 K
p_1	$1 \times 10^5 \text{ Pa}$
V_R	$2 \times 30 \text{ litros}$
$d_{p1} = d_{p2}$	$25,4 \times 10^{-3} \text{ m}$
R_{ar}	288 J/kg K
c_{v-ar}	717 J/kg K
c_{p-ar}	1004 J/kg K
ρ_{ar}	$1,2928 \text{ kg/m}^3$
m_{ar_ini}	0.071 kg
L_{w-R}	0,015 m
k_{w-R}	$0,05 \text{ W/m K}$
H_R	$25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
A_R	$0,56 \text{ m}^2$

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

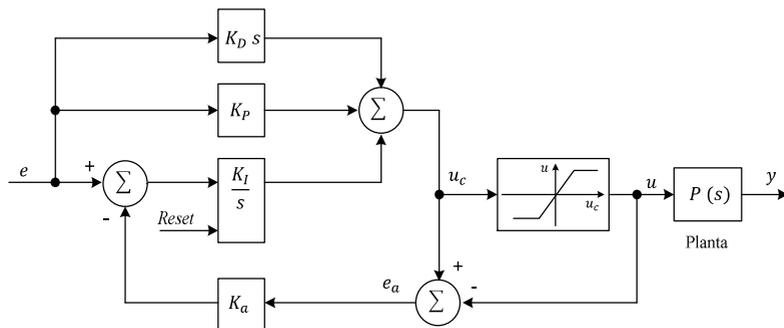
Para minimizar o problema de saturação, pelo menos uma das seguintes ações foi implementada em cada controlador:

- um sinal de *reset* é aplicado no integrador sempre que o modo de operação associado com o respectivo controlador for ativado;

- O controlador é “desligado” quando seu modo de operação estiver desabilitado;

- Saturação do sinal do integrador. Neste tipo de solução, o propósito é o de controlar o sinal resultante do integrador de modo a evitar que este continue a ser incrementado quando houver a saturação. Nesse sentido, durante a saturação é gerado um erro e_a , resultante da diferença entre o sinal não saturado u_c e o sinal efetivo u enviado do controlador para a planta, conforme mostra a Figura 35. De acordo com FRANKLIN *et al.* (1994), o ganho K_a é ajustado de modo a manter reduzida a amplitude do sinal enviado ao integrador.

Figura 35. Controlador PID com compensação *anti-windup* do integrador.



Fonte: Adaptado de FRANKLIN *et al.* (1994).

onde K_P , K_D e K_I são os ganhos do controlador PID, e é o erro de regime permanente, u é o sinal de saída do controlador e K_a é o ganho *anti-windup*.

4.5.1. Respostas do sistema hidráulico

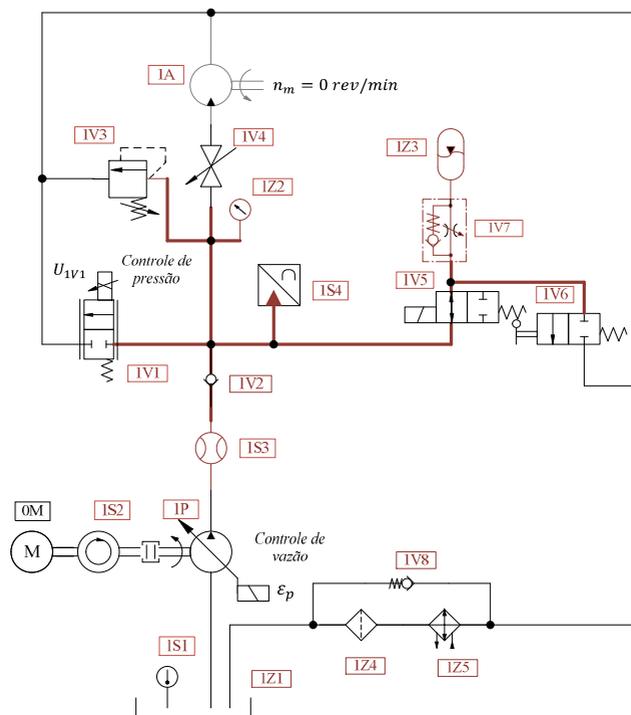
Os testes apresentados na sequência estão divididos em duas partes: (i) controle de pressão do circuito com acumulador, (ii) controle de vazão da bomba (1P) com a válvula (1V5) do acumulador (1Z3) no estado (a) aberto e (b) fechado. O circuito analisado está representado no diagrama da Figura 36. Os resultados dos testes com o sistema hidráulico foram efetuados com a válvula (1V4) na posição fechada. Os seguintes sistemas de controle em malha fechada foram implementados para obtenção dos resultados:

(i). Controle de pressão via válvula (1V1) e solenoide proporcional (U_{1V1})

Neste teste, o deslocamento volumétrico da bomba é mantido constante ($\varepsilon_p = \text{constante}$). A pressão medida é enviada como sinal de realimentação ao controlador por meio de transdutor (1S4). O objetivo do experimento é de avaliar a capacidade da válvula proporcional (1V1) de ajustar a pressão do circuito de acordo com o sinal de referência enviado pelo sistema de controle. No veículo híbrido, a ação de controle de pressão é requerida no Modo de Carregamento 1 e pode ser executada

pela válvula (1V1) e/ou pelo motor hidráulico (1A) e tem o objetivo de manter reduzida a pressão do circuito hidráulico.

Figura 36. Unidade de testes: circuito hidráulico analisado.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

(ii). Controle de vazão através da bomba (1P) e solenoide proporcional (ϵ_p)

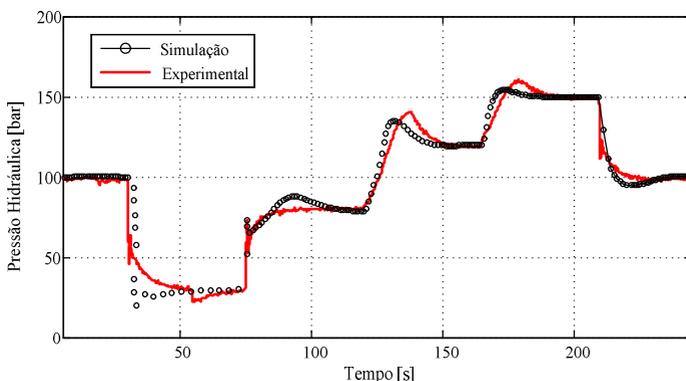
Neste teste, a válvula direcional proporcional (1V1) é usada para controlar a pressão do circuito de acordo com o valor de referência pré-definido. A vazão hidráulica é medida e realimentada por meio de transdutor (IS3), enquanto que a pressão é realimentada através do transdutor (IS4). O objetivo do experimento é o de avaliar a capacidade da bomba (1P) e da válvula (1V1) de fornecer potência em magnitude proporcional à demanda do compressor de ar. O controle de vazão da bomba ou o controle de velocidade angular do motor (1A) e compressor

(2P) são usados no Modo de Carregamento 1. O controle do deslocamento volumétrico da bomba também é requerido nos modos regenerativos, contudo, neste caso, o objetivo é o de gerar o torque de frenagem.

4.5.1.1. Análise experimental 1: Controle de pressão do circuito operando com acumulador

A Figura 37 mostra as respostas de pressão do circuito hidráulico controladas pela válvula proporcional (1V1).

Figura 37. Resposta dinâmica da pressão do circuito com acumulador.



Fonte: Elaborado pelo autor.

As respostas mostradas foram obtidas experimentalmente e pelo modelo matemático na seguinte condição:

- O solenoide U_{1V1} é submetido a entradas periódicas subsequentes em degrau que determinam os seguintes valores de referência para o sistema de controle: 100, 30, 80, 120 e 150 bar, respectivamente. O período entre cada entrada foi de 45 s.

- A bomba fornece uma vazão constante de 30 L/min ($5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$).

- A válvula (1V5) do acumulador (1Z3) permanece no estado aberto durante o teste.

- Ganhos dos controlador: $K_p = 0,1$; $K_I = 0,02$

Devido à baixa capacidade de resposta dinâmica da válvula proporcional (o tempo de resposta foi obtido do catálogo técnico, ARGO-HYTOS (2013)), intensificada pelos fenômenos de atraso da resposta de pressão (devido à necessidade de filtragem do sinal) e histerese da válvula, os ganhos do controlador foram ajustados com valores relativamente reduzidos, o que aumentou o tempo de resposta da válvula para compensação do erro. Além disso, observa-se que o tempo para variação da pressão nos períodos de carga e descarga também foi limitado pela dinâmica do sistema hidráulico operando com o acumulador. Por outro lado, esta limitação torna o funcionamento do sistema mais seguro, uma vez que não ocorrem picos e variações abruptas de pressão.

Pequenas diferenças de amplitude e defasagem foram observadas nas respostas da Figura 37 quando a pressão se aproxima dos valores de referência determinados para o sistema de controle. Observa-se que a resposta do acumulador obtida experimentalmente é mais lenta na fase de carregamento, contudo, torna-se mais rápida na fase de descarga. Tais diferenças são justificadas pelo modelo de 2.^a ordem selecionado, que considera iguais os tempos de abertura e fechamento da válvula, e ignora características internas de construção, que influenciam nos ganhos de vazão e pressão da válvula. Os dados do modelo dinâmico da válvula foram extraídos do diagrama de Bode disponibilizado no catálogo do componente (ARGO-HYTOS, 2013). O valor médio do coeficiente de vazão da válvula Kv_{1V1} foi obtido experimentalmente na condição de abertura parcial da válvula, em função da vazão e do diferencial de pressão, os quais foram selecionados de acordo com a condição de teste. O valor de Kv_{1V3} da válvula (1V3) também foi extraído do catálogo do fabricante.

4.5.1.2. Análise experimental 2. Controle de vazão da bomba

As respostas obtidas experimentalmente e pelo modelo matemático foram testadas na seguinte condição:

- O solenoide ε_p da bomba (1P) é submetido a entradas periódicas subsequentes em degrau que determinam os seguintes valores de referência para o sistema de controle: 25, 40, 25, 15, 25 40 L/min, respectivamente. O período entre cada entrada foi de 40 s.

- O valor de referência da pressão, controlada pela válvula (1V1), foi estabelecido em 130 bar, conforme mostra a Figura 39.

- A válvula (1V5) do acumulador (1Z3) permanece no estado aberto durante o teste.

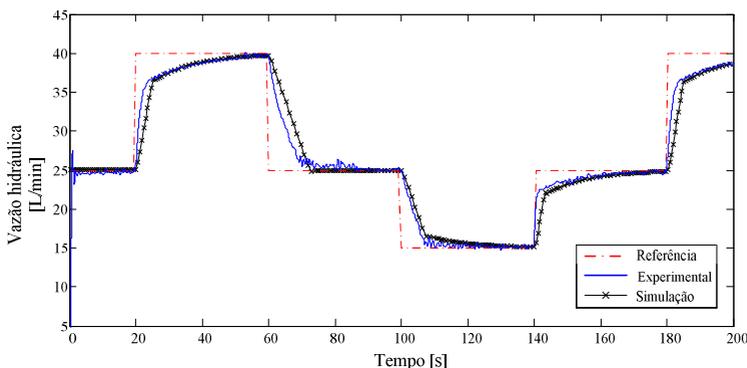
- Ganhos dos controlador de pressão: $K_p = 0,1$; $K_I = 0,02$

- Ganhos dos controlador de vazão: $K_p = 5$; $K_I = 0,5$

Os rendimentos da bomba foram obtidos experimentalmente, conforme descrito nas seções anteriores. Os demais coeficientes da bomba foram extraídos do catálogo do fabricante (BOSCH_REXROTH, 2014) conforme indicado na Tabela 21.

A Figura 38 mostra a resposta dinâmica de vazão do circuito hidráulico, enquanto a Figura 39 apresenta a resposta correspondente de pressão, cuja variação resulta das mudanças periódicas da vazão enviada pela bomba.

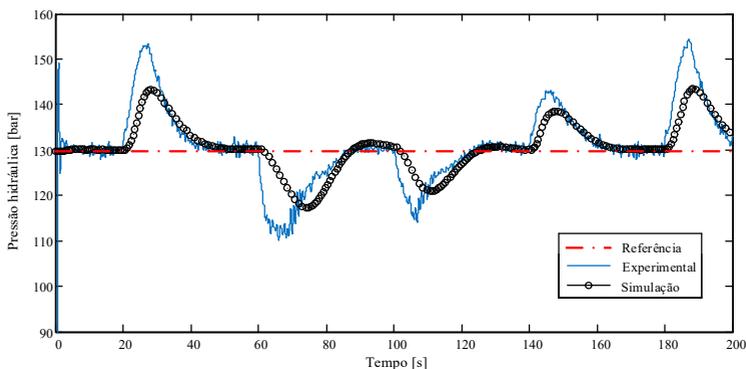
Figura 38. Resposta dinâmica da vazão do circuito hidráulico com acumulador.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

A Figura 38 mostra que as respostas de vazão da bomba obtidas experimentalmente e por simulação apresentam um comportamento transiente e estacionário muito semelhante durante a compensação do erro, apresentando uma pequena defasagem (inferior a 3 s) da resposta obtida com o modelo matemático em relação à resposta experimental. As diferenças de maior amplitude entre os resultados de pressão no período transiente, mostradas na Figura 39, podem ser justificadas pela simplificação adotada na modelagem, a qual adota modelos lineares para representar o comportamento dinâmico da válvula proporcional e do deslocamento angular do prato da bomba.

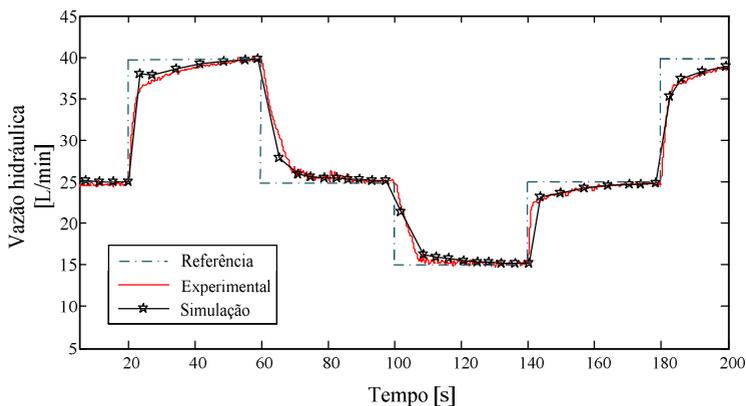
Figura 39. Resposta de pressão do circuito hidráulico quando o sistema opera em diferentes níveis de vazão e com acumulador.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A semelhança nos resultados se repete no teste realizado sem atuação do acumulador, ou seja, na condição em que a válvula (1V5) permanece fechada, conforme mostra a Figura 40.

Figura 40. Resposta dinâmica da vazão do circuito hidráulico sem acumulador.



Fonte: Elaborado pelo autor.

As condições de teste foram:

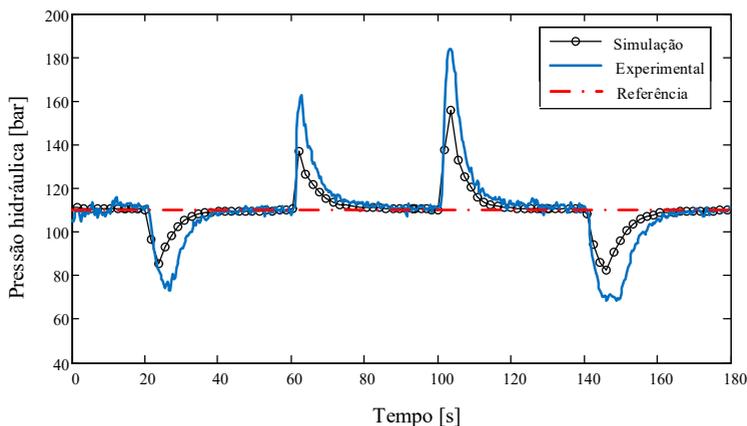
- O solenoide ε_p da bomba (1P) é submetido a entradas periódicas subsequentes em degrau que determinam os seguintes valores de

referência para o sistema de controle: 25, 15, 25, 40, 25 L/min, respectivamente. O período entre cada entrada foi de 40 s.

- O valor de referência da pressão, controlada pela válvula (1V1), foi estabelecido em 110 bar.

As respostas de vazão e pressão do sistema hidráulico para esta segunda condição estão mostradas nas Figuras 40 e 41, respectivamente.

Figura 41. Resposta de pressão do circuito hidráulico quando o sistema opera em diferentes níveis de vazão e sem acumulador.



Fonte: Elaborado pelo autor.

4.5.2. Respostas do Sistema Pneumático

Nesta Seção são apresentadas as respostas do sistema pneumático usadas para validação dos modelos matemáticos. O circuito de testes está representado pelo diagrama mostrado na Figura 19. As variáveis, frequência rotacional e torque do compressor, são controladas pelas malhas de controle de vazão e pressão hidráulica, apresentadas na Seção anterior. Com o objetivo de organizar a Seção e tornar o assunto menos extenso, são realizados somente dois tipos de análises comparativas, por meio das quais é possível visualizar o sistema como um todo:

(i). Análise do carregamento do reservatório de ar comprimido. Neste item, são apresentadas as curvas de pressão obtidas por simulação e experimentalmente. Para haver concordância entre os resultados dos testes e do modelo é necessário que a vazão enviada pelo compressor, bem como sua frequência rotacional e a temperatura do ar apresentem

respostas aproximadas, visto que o carregamento do reservatório é o resultado da operação conjunta do sistema hidráulico-pneumático.

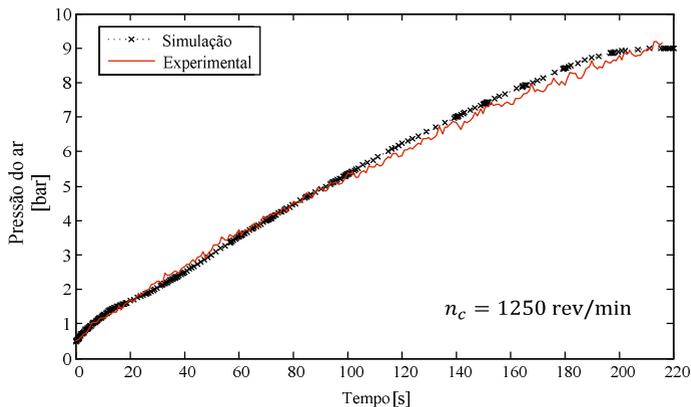
(ii). Análise da pressão no circuito hidráulico em função do torque do compressor e do carregamento do reservatório de ar comprimido. Neste item é analisada a evolução da pressão no circuito hidráulico que ocorre à medida em que aumenta o trabalho do compressor durante o carregamento do reservatório. Semelhante ao item anterior, o principal foco da análise é a ação conjunta do sistema, cuja resposta depende da modelagem correta dos circuitos, com ênfase ao motor (1A), compressor de ar (2P) e demais partes do sistema pneumático. Em outras palavras, os gráficos apresentados nos itens 4.5.2.1 e 4.5.2.2 permitem visualizar as principais variáveis participantes do fluxo de potência do sistema, tendo como entrada a potência hidráulica, e saída a energia pneumática resultante.

4.5.2.1. Análise do carregamento do reservatório de ar comprimido

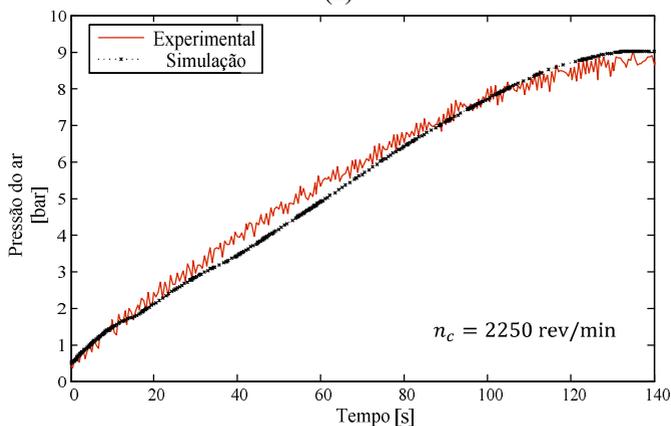
Na Figura 42 são mostradas as curvas de pressão do ar comprimido durante o período de carregamento do reservatório quando o compressor opera nas frequências rotacionais de 1250 e 2250 rev/min. A pressão inicial no reservatório é de 0,5 bar (manométrica). Observa-se que houveram poucos desvios entre as respostas apresentadas. Na resposta obtida por simulação à frequência rotacional de 1250 rev/min, o aumento da pressão medida na unidade de testes ocorre um pouco mais lentamente quando a pressão se situa acima de 5 bar. Contudo, na resposta à frequência rotacional de 2250 rev/min, este comportamento só é verificado quando a pressão ultrapassa 8 bar. Abaixo deste valor o comportado é inverso, ou seja, a pressão aumenta mais rapidamente na resposta obtida experimentalmente em relação à resposta do modelo matemático.

As discrepâncias entre os resultados são mais nítidas na resposta “b”, em que o compressor opera com velocidades angulares mais altas e, portanto, mais distante de sua condição de trabalho nominal, de 1500 rev/min. Tais diferenças podem estar relacionadas a pequenas variações da frequência rotacional do compressor, que mesmo operando em malha fechada, apresentou desvios de seu valor de referência devido, principalmente, a sua ampla faixa de operação, de 0,5 bar, com o estado de carga do reservatório praticamente nulo, até a condição de carregamento máximo, de 9 bar (Figura 43).

Figura 42. Comparação entre as respostas de pressão do ar comprimido no reservatório obtidas por simulação e experimentalmente: (a) frequência rotacional do compressor $n_c = 1250$ rev/min; (b) $n_c = 2250$ rev/min.



(a)



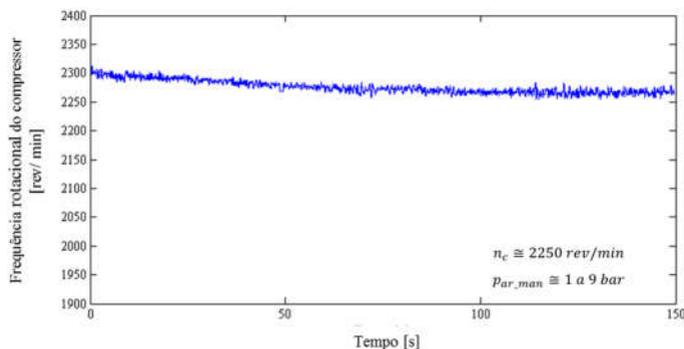
(b)

Fonte: Elaborado pelo autor.

A variação da temperatura é outra possível causa das diferenças apresentadas entre as respostas, a qual afeta o coeficiente politrópico e a pressão, e estes por sua vez, influenciam diretamente a eficiência volumétrica do compressor. Nos instantes finais do processo de carregamento do reservatório, se observa o princípio da estabilização da

pressão devido ao início de abertura da válvula limitadora de pressão (2V2), conforme mostra a Figura 42.

Figura 43. Variação da frequência rotacional do compressor durante o carregamento do reservatório de ar comprimido.



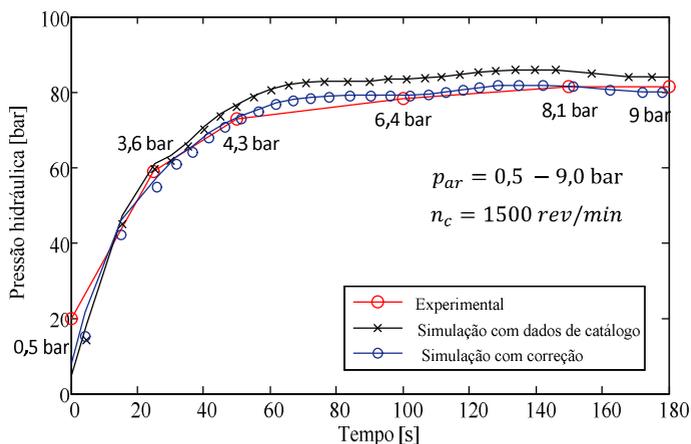
Fonte: Elaborado pelo autor.

4.5.2.2. Análise da pressão no circuito hidráulico em função do torque do compressor e do carregamento do reservatório de ar comprimido

A frequência rotacional do compressor é determinada pelo controle do deslocamento volumétrico da bomba. O transdutor (1S5) é usado para enviar o sinal de realimentação ao controlador da bomba (Figura 18). A Figura 44 mostra a evolução da pressão hidráulica como consequência do aumento do torque e do trabalho do compressor requerido à medida que ocorre o carregamento do reservatório. A frequência rotacional do motor hidráulico (1A) e compressor (2P) usados no teste foi de $n_c = 1500 \text{ rev/min}$, onde se efetua o carregamento dos reservatórios (2Z4) e (2Z5) na faixa de pressão de 0,5 até 9 bar *man*.

Pela comparação entre os resultados da pressão hidráulica observa-se que a resposta obtida por simulação apresenta valores superiores em relação à resposta obtida experimentalmente. A diferença ocorre em virtude de terem sido utilizados dados de catálogo para obtenção das eficiências do motor hidráulico, os quais são normalmente generalizados para toda linha de produtos.

Figura 44. Pressão no circuito em função do torque do motor hidráulico e do carregamento do reservatório de ar comprimido.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Para corrigir esta tendência, observada também em outros patamares de frequência rotacional, efetuou-se um aumento de + 5% no coeficiente η_{mm} , de eficiência mecânica do motor. O resultado da alteração está mostrado no gráfico da Figura 44, através da curva de simulação corrigida. Nela se observa que ambas as respostas (obtidas por simulação e experimentalmente) apresentam uma evolução da amplitude das pressões bem próxima, com exceção da região de baixa pressão, onde a pressão mínima requerida pelo motor hidráulico é superior ao resultado gerado pelo modelo devido ao torque mínimo necessário para acionar o compressor (conforme mostra a Figura 34). É importante destacar que, devido a menor variação da curva do torque do compressor, observada depois que a pressão pneumática ultrapassa o valor de 4,3 bar, verifica-se que a pressão hidráulica também não se altera significativamente, uma vez que o torque do compressor determina a carga de trabalho da unidade hidráulica.

5. SISTEMA DE CONTROLE

Este Capítulo apresenta as estratégias empregadas pelo sistema de supervisão do veículo híbrido. O projeto do sistema de supervisão é essencial para garantir o correto funcionamento dos diversos subsistemas e manter alta, sempre que possível, a eficiência dos componentes.

Em grande parte dos processos, o desenvolvimento de sistemas de gerenciamento de veículos utiliza estratégias de controle baseadas em regras, muito embora os detalhes sobre as estratégias adotadas raramente sejam publicados devido a restrições comerciais (CROLLA *et al.*, 2008; ZHANG e CHEN, 2014). Este tipo de abordagem, frequentemente definida como estratégia de controle heurístico, continua sendo a forma mais utilizada de implementação pelos fabricantes, sendo baseada em um conjunto de regras, geralmente implementadas em instruções do tipo '*if-then-else*'. Uma vez que as regras são específicas para uma aplicação em particular, estas normalmente requerem um maior esforço de calibração e, geralmente, não são transferíveis (CROLLA *et al.*, 2008).

Estratégias heurísticas são facilmente implementáveis em tempo real, com grande potencial de simplificação e personalização. Em geral, este tipo de solução apresenta um desempenho próximo ao ótimo concernente à seleção das regiões de trabalho dos componentes (o que influencia diretamente na eficiência energética), desde que as regras sejam suficientemente detalhadas para contemplar todos os eventos aos quais o veículo seja submetido (ENANG *et al.*, 2015).

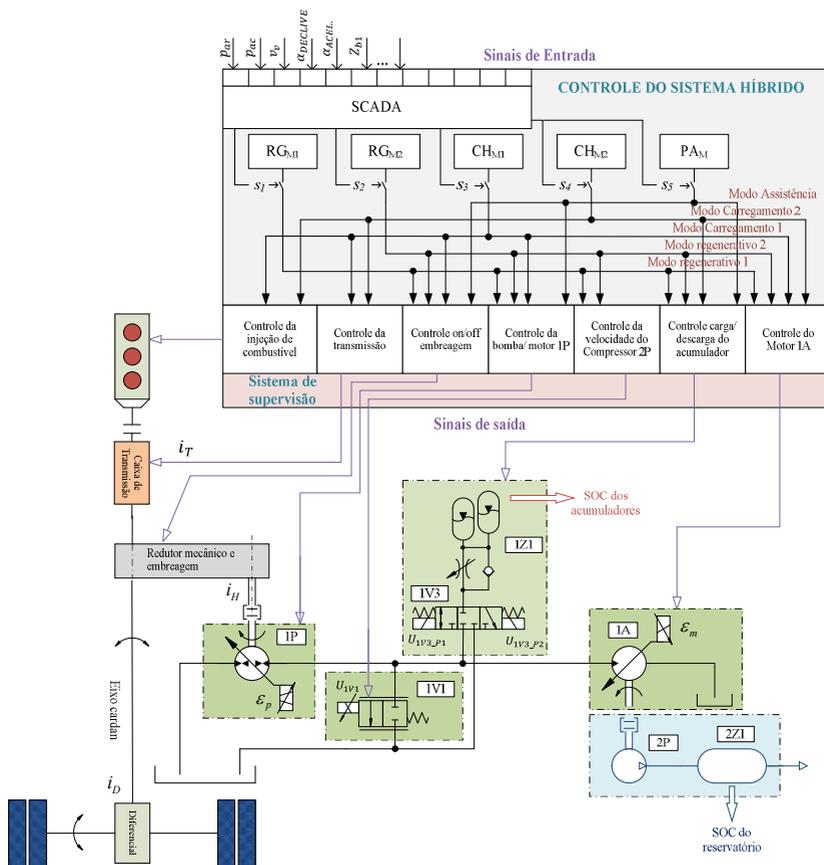
O sistema de supervisão determina os modos de operação do sistema híbrido em função das condições geográficas e de tráfego do veículo e do estado de carga dos sistemas de armazenamento de energia. Em nível de processo, os elementos controlados pelo sistema de supervisão são o motor à combustão interna, a caixa de transmissão automática, a bomba/motor, a embreagem do sistema híbrido, o motor hidráulico e as eletroválvulas do circuito hidráulico.

Além da apresentação dos modos de operação do veículo híbrido, na Seção Final do Capítulo é feita uma análise do veículo na qual o foco é o processo regenerativo, ou seja, os períodos em ocorre a recuperação de energia. O principal objetivo é o de avaliar o fluxo de potência dos diversos subsistemas para esta condição de trabalho com o propósito de quantificar a energia recuperada pelo sistema híbrido e encontrar os componentes responsáveis pelas ineficiências do circuito.

5.1. GERENCIAMENTO DO SISTEMA DE CONTROLE

Os modos de controle do sistema híbrido estão divididos em cinco categorias: Modo Regenerativo 1 (RG_{M1}), Modo Regenerativo 2 (RG_{M2}), Modo de Carregamento 1 (CH_{M1}), Modo de Carregamento 2 (CH_{M2}) e Modo Auxiliar de Potência (PA_M). A estrutura geral de sistema de gerenciamento do veículo está mostrada na Figura 45.

Figura 45. Estrutura geral de controle do sistema híbrido.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Nos modos de regeneração utiliza-se o sistema hidráulico como elemento intermediador de recuperação de energia para as condições em que a bomba/motor disponha de torque de frenagem suficiente para assegurar que o veículo desacelere ou mantenha a sua velocidade numa descida. Os freios de serviço são ativados somente quando o torque de frenagem excede o que a bomba pode fornecer (WU *et al.*, 2004).

Para $\alpha_{freio} < Z_{b1}$ somente os freios hidráulicos são atuados; para $Z_{b1} < \alpha_{freio} < Z_{b2}$ ambos os freios são atuados; para $\alpha_{freio} > Z_{b2}$ somente o freio de serviço é aplicado, sendo α_{freio} a intensidade de frenagem e Z_{b1} e Z_{b2} os patamares percentuais que definem a intensidade de pressionamento do pedal do freio em relação à condição de máxima frenagem. Definiu-se arbitrariamente que $Z_{b1} = 15\%$ e $Z_{b2} = 30\%$ ¹⁷. A intensidade percentual de frenagem Z_{b2} indica o nível de pressionamento do pedal dos freios de serviço cujo torque se torna superior à capacidade de torque de frenagem gerada pela bomba/motor (1P) e redutor mecânico.

No modo regenerativo 1 (RG_{M1}) controla-se a velocidade do veículo pelo torque de frenagem τ_p da bomba/motor a fim de manter a velocidade do veículo durante descidas. **No modo regenerativo 2 (RG_{M2})** o objetivo é o de desacelerar o veículo. Neste modo, o deslocamento angular do pedal de frenagem é convertido em comando elétrico ε_p , que transforma o deslocamento volumétrico da bomba em torque de frenagem.

Nos modos de carregamento não ocorrem episódios de recuperação de energia por frenagem. Nestas condições, o sistema de gerenciamento atua para garantir o suprimento de ar comprimido para o veículo durante os períodos de cruzeiro. Neste período, os acumuladores não são recarregados devido à sua baixa densidade de energia.

O Modo de Carregamento 1 (CH_{M1}) ocorre sempre que o estado de carga dos acumuladores estiver no nível baixo (abaixo de 15 MPa) e a pressão do reservatório de ar for inferior a 0,5 MPa. Nesta condição, efetua-se o acoplamento da embreagem que liga o sistema hidráulico ao eixo cardan, de modo que a bomba/motor seja comandada pelo motor à combustão. Um controlador eletrônico controla a relação de transmissão i_T com o objetivo de manter a frequência rotacional do motor à combustão próxima a um valor de referência $\omega_{e/REF}$ (o qual é selecionado de acordo

¹⁷ A determinação específica dos níveis relativos de frenagem Z_{b1} e Z_{b2} depende da realização de testes com o veículo híbrido, no qual deve ser instalado o sistema de frenagem regenerativa.

com a velocidade do veículo), de modo que o motor de combustão opere num regime de trabalho de maior eficiência.

Como a potência geradora de força motora utilizada para conduzir o veículo em rodovias planas é geralmente considerada baixa, a energia requerida para a produção de ar comprimido pode ser simultaneamente fornecida pelo motor à combustão interna. Quando a pressão do ar alcança o valor de 1,2 MPa, a embreagem do sistema híbrido é desacoplada e a bomba/motor para de operar. Neste modo, a pressão do circuito hidráulico é controlada pelo deslocamento volumétrico do motor (1A). Esta opção de controle se justifica pela necessidade de manter a pressão hidráulica p_H em um nível mais baixo (neste caso, de 13 MPa). Esta ação diminui a potência exigida do motor à combustão para acionar o sistema hidráulico-pneumático, além de forçar o aumento do deslocamento volumétrico do motor (1A) (para alcançar a potência necessária para acionar o compressor), o qual neste estado pode operar com maior eficiência. Neste modo, o motor (1A) trabalha a uma frequência rotacional em torno de 2000 rev/min.

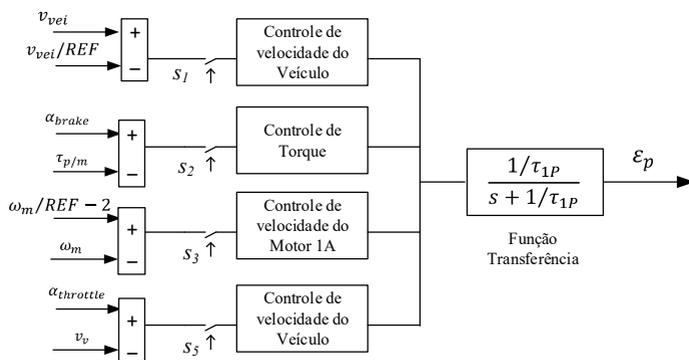
O Modo de Carregamento 2 (CH_{M2}) é habilitado após um evento com recuperação de energia, quando o SOC dos acumuladores está total ou parcialmente carregado (a pressão hidráulica é igual ou superior a 15 MPa) e a pressão pneumática está abaixo 0,6 MPa. A embreagem que liga o sistema hidráulico permanece desacoplada. Os acumuladores são usados como fonte de energia para acionar o motor hidráulico (1A). A energia absorvida pelos acumuladores é suficiente para carregar o reservatório na faixa de 0,6 MPa a 1,2 MPa pelo menos uma vez. A frequência rotacional do motor (1A) é controlada em aproximadamente 2000 rev/min.

No **Modo Auxiliar de Potência (PA_M)**, a bomba/motor (1P) auxilia o motor à combustão (0M) durante a partida do veículo e/ou em trajetos que o veículo trafega em baixa velocidade. Este modo também é habilitado após um episódio de frenagem regenerativa no qual o SOC dos acumuladores está parcial ou totalmente carregado (a pressão nos acumuladores deve ser igual ou superior a 16 MPa). A potência para tracionar o veículo é fornecida pelo motor à combustão e sistema hidráulico, concomitantemente.

As Figuras 46 e 47 mostram, respectivamente, os diagramas de blocos simplificados dos controladores usados no controle do deslocamento volumétrico da bomba/motor e motor hidráulico. As saídas discretas s_1, s_2, s_3, s_4 e s_5 são os sinais de comutação usados para selecionar os cinco modos operacionais do sistema híbrido. Dessa forma,

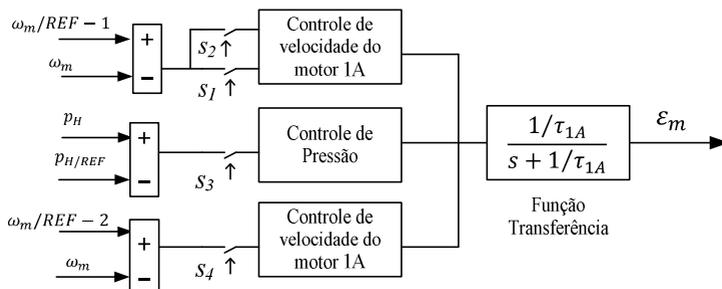
$RG_{M1} = 1$ se $s_1 = 1$, $RG_{M2} = 1$ se $s_2 = 1$, $CH_{M1} = 1$ se $s_3 = 1$, $CH_{M2} = 1$ se $s_4 = 1$ e $PA_M = 1$ se $s_5 = 1$. Nestas figuras τ_{1P} e τ_{1A} são as constantes associadas ao tempo de resposta do deslocamento volumétrico da bomba/motor e motor, respectivamente.

Figura 46. Diagrama simplificado de controle da bomba/motor.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 47. Diagrama simplificado de controle do motor hidráulico.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

As condições lógicas de habilitação da embreagem, que acopla o sistema hidráulico-pneumático, e do solenoide da válvula (1V3), que interliga os acumuladores com a linha de pressão do circuito hidráulico, estão representadas pelas equações Booleanas (93) e (94), sendo

$$H_{embreagem} = s_1 + s_2 + s_3 + s_5 \quad (93)$$

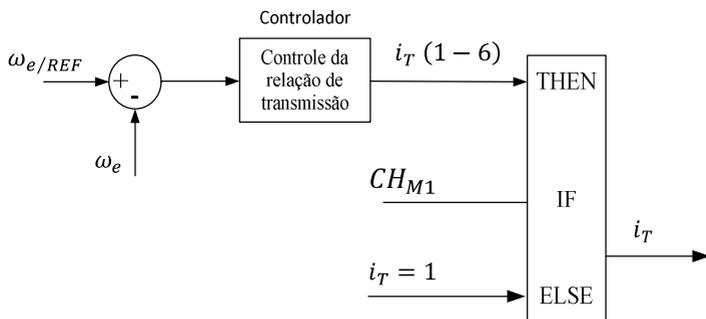
e

$$U_{1V3_P1} = (C_5 \cdot (s_1 + s_2) + 1V3) \cdot \bar{C}_6 + s_4 + s_5, \quad (94)$$

onde o sinal de adição ‘+’ representa uma função lógica OU e o sinal de produto ‘.’ representa uma função lógica E.

A Figura 48 mostra a estrutura do sistema de controle da relação de transmissão do veículo, o qual tem o propósito de manter reduzido o valor da velocidade angular do motor à combustão interna com o objetivo de aumentar sua eficiência. O controle de velocidade é habilitado somente quando o veículo trafega em regime permanente, em velocidade de cruzeiro, e em rodovias com pequena ou nenhuma inclinação. Neste período, no qual normalmente é demandada uma baixa potência do sistema motriz, pode-se utilizar o sistema hidráulico acionado pelo motor à combustão como fonte de potência para produção de ar comprimido no CH_{M1} .

Figura 48. Controle da relação de transmissão do veículo.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

A velocidade angular de referência $\omega_{e/REF}$ ou a frequência rotacional de referência é definida em função da velocidade do veículo, do torque disponível e da eficiência do motor à combustão interna. A estrutura de controle apresentada na Figura 48 foi escolhida com o objetivo de simplificar a modelagem da transmissão do veículo e, paralelamente, atender ao requisito de manter o motor à combustão operando em regiões de elevado torque e eficiência. As frequências

rotacionais de referência para o motor à combustão interna em função da velocidade do veículo estão indicadas na Tabela 23.

Tabela 23. Frequências rotacionais de referência para o motor à combustão interna em função da velocidade do veículo

Velocidade do veículo [km/h]	Frequência rotacional de referência [rev/min]
$v_{vei} < 59$	$n_e = 1050 \text{ rev/min}$
$59 \leq v_{vei} < 62$	$n_e = 1100 \text{ rev/min}$
$62 \leq v_{vei} < 67$	$n_e = 1200 \text{ rev/min}$
$67 \leq v_{vei} < 73$	$n_e = 1300 \text{ rev/min}$
$73 \leq v_{vei} < 79$	$n_e = 1400 \text{ rev/min}$
$v_{vei} \geq 79$	$n_e = 1500 \text{ rev/min}$

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

As condições de comutação dos modos de operação estão representadas pelas Equações (95) a (99). A lógica Booleana descrita está baseada na determinação dos limites de pressão dos sistemas de armazenamento e nas condições de tráfego e de condução do veículo. As condições lógicas e as respectivas variáveis discretas estão descritas na Tabela 24.

$$s_1 = [(C_9 + C_{13}) \cdot C_{12} \cdot C_{15} + s_1] \cdot (\bar{C}_4 + \bar{C}_{10} + \bar{C}_{11} + \bar{C}_{16} + \bar{s}_2) \quad (95)$$

$$s_2 = C_{13} \cdot \bar{s}_1 + C_{14} \quad (96)$$

$$s_3 = [C_1 \cdot C_9 + s_3] \cdot (\bar{C}_3 + \bar{s}_1 + \bar{s}_2 + \bar{s}_4) \quad (97)$$

$$s_4 = [C_2 \cdot C_8 + s_4] \cdot (\bar{C}_7 + \bar{s}_1 + \bar{s}_2) \quad (98)$$

$$s_5 = [(\bar{C}_9 + C_{17}) \cdot C_8 \cdot C_{16} + s_5] \cdot (\bar{C}_7 + \bar{C}_{13} + C_{16} + \bar{s}_1 + \bar{s}_2 + \bar{s}_3 + \bar{s}_4) \quad (99)$$

A Tabela 25 resume as principais características dos modos de operação do veículo híbrido descritas no Capítulo.

Tabela 24. Condições lógicas e variáveis discretas dos modos de operação do sistema híbrido.

Condição Lógica/ IF	Variável Discreta THEN
$p_{ar} < 5 \text{ bar}$	$C_1 = 1$
$p_{ar} < 6 \text{ bar}$	$C_2 = 1$
$p_{ar} > 12 \text{ bar}$	$C_3 = 1$
$p_{ar} > 100 \text{ bar}$	$C_4 = 1$
$p_{ac} < 300 \text{ bar}$	$C_5 = 1$
$p_{ac} > 340 \text{ bar}$	$C_6 = 1$
$p_{ac} < 125 \text{ bar}$	$C_7 = 1$
$p_{ac} > 150 \text{ bar}$	$C_8 = 1$
$v_{vei} > 15 \text{ km/h}$	$C_9 = 1$
$v_{vei} > 80 \text{ km/h}$	$C_{10} = 1$
$\alpha_{declive} > 0^\circ$	$C_{11} = 1$
$\alpha_{declive} < 1^\circ$	$C_{12} = 1$
$0 < \alpha_{freio} < Z_{b1}$	$C_{13} = 1$
$Z_{b1} < \alpha_{freio} < Z_{b2}$	$C_{14} = 1$
$RG_{M1} = 1$	$C_{15} = 1$
$\alpha_{ACEL} > 0$	$C_{16} = 1$
$\tau_{ext} > \tau_e$	$C_{17} = 1$

5.2. ANÁLISE GERAL DOS RESULTADOS NOS MODOS REGENERATIVO E DE CARREGAMENTO

Os resultados apresentados nesta Seção utilizam os dados do veículo e sistema hidráulico-pneumático reportados no Capítulo 3. Excetuam-se a carga do veículo, que foi alterada para 40 toneladas, o deslocamento volumétrico da bomba/motor, alterado para 250 cm³ e o uso de três acumuladores de 32 litros cada. Tal modificação foi efetuada com o objetivo de aumentar a potência exigida do sistema motriz do veículo durante a simulação, uma vez que este trafega na maior parte do tempo com baixa potência (em via plana horizontal e com velocidade relativamente baixa). A capacidade volumétrica da bomba/motor foi aumentada com o objetivo de elevar o torque de frenagem produzido pelo sistema hidráulico. Adicionalmente, foram adotados três acumuladores, no lugar de dois, com o propósito de melhorar a autonomia do sistema em relação à produção de ar comprimido.

Tabela 25. Resumo das características dos modos de operação do veículo híbrido.

Componentes/ Modos de Operação	RG_{M1}	RG_{M2}	CH_{M1}	CH_{M2}	PA_M
Bomba/motor (1P)	Controle de velocidade do veículo	Controle de torque da bomba	Controle de velocidade do compressor em 2000 rev/min	–	Controle de torque da bomba
Motor (1A)	Controle de velocidade do compressor em 2000 ou 3000 rev/min	Controle de velocidade do compressor em 2000 ou 3000 rev/min	Controle da pressão hidráulica em 13 MPa	Controle de velocidade do compressor em 2000 rev/min	–
Válvula proporcional (1V1)	Limita a velocidade do compressor em 3000 rev/min	Limita a velocidade do compressor em 3000 rev/min	–	–	–
Acumuladores (1Z1)	Carregamento de 11 a 35 MPa	Carregamento de 11 a 35 MPa	Válvula (1V3) fechada	Descarga de 35 a 12,5 MPa	Descarga de 35 a 12,5 MPa
Embreamento do SH	Acoplada	Acoplada	Acoplada	Desacoplada	Acoplada
Controle da Transmissão	–	–	Ativo	Ativo	–
Reservatório (2Z1)	Carregamento de 0,5 a 35 MPa	Carregamento a partir de 0,5 MPa	Carregamento de 0,5 a 1,2 MPa	Carregamento de 0,6 a 1,2 MPa	–

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Para avaliar a tomada de decisões gerenciada pelo sistema de supervisão, estabeleceu-se uma sequência de etapas de condução que seja representativa das condições de traslado em rodovias planas e em declive. No tempo $t = 0$ a 100 s, o veículo trafega à velocidade de 60 km/h em estrada plana. No tempo $t = 100$ s dá-se início a um leve declive, de 3° de inclinação, que perdura até $t = 200$ s. Deste instante até $t = 1200$ s o veículo segue novamente em estrada horizontal. Ao final deste período, o veículo é desacelerado por meio do sistema hidráulico até sua parada total. As condições de condução estão resumidas na Figura 49.

Figura 49. Condição avaliada de condução do veículo.

				
CH_{M1}	RC_{M1}	CH_{M2}	CH_{M1}	RC_{M1}
O SOC dos acumuladores é baixo. O ar comprimido é suprido indiretamente pela potência fornecida pelo motor à combustão quando $p_{ar} \leq 5$ bar	A velocidade do veículo é mantida aproximadamente constante. Os acumuladores e o reservatório de ar são carregados. O ar comprimido é suprido pelo sistema hidrostático.	O SOC dos acumuladores é alto. O ar comprimido é suprido pela energia armazenadas nos acumuladores quando $p_{ar} \leq 6$ bar	O SOC dos acumuladores é baixo. O ar comprimido é suprido pela potência fornecida pelo motor à combustão quando $p_{ar} \leq 5$ bar	O veículo é desacelerado até sua parada total. Os acumuladores são carregados prioritariamente para aumentar a pressão hidráulica e reduzir a distância de frenagem.
$t = 0$ s	$t = 100$ s	$t = 200$ s		$t = 1200$ s

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

A Figura 50 mostra as respostas dinâmicas do veículo e sistema hidráulico. A velocidade do caminhão é mantida aproximadamente constante em 60 km/h durante todo o percurso até o momento da frenagem. A distância total percorrida pelo veículo foi de 20 km aproximadamente. Com o propósito de provocar uma mudança lógica no modo de operação do veículo, arbitrou-se que a pressão inicial (manométrica) do ar no reservatório é nula. Com isto, devido à baixa pressão do ar, o sistema híbrido assume, em $t = 0$ s, o MODO DE CARREGAMENTO 1. Em $t = 100$ s inicia o declive e o MODO REGENERATIVO 1 é habilitado até $t = 200$ s. Em $t = 200$ s, ambos os sistemas de armazenamento estão com carga. Em $t \cong 737$ s e $t = 900$ s habilita-se o MODO DE CARREGAMENTO 2, quando a pressão pneumática cai para $0,6$ MPa, o qual permanece até que os acumuladores sejam descarregados ($p_{ac} < 12,5$ MPa), o que ocorre no tempo $t \cong$

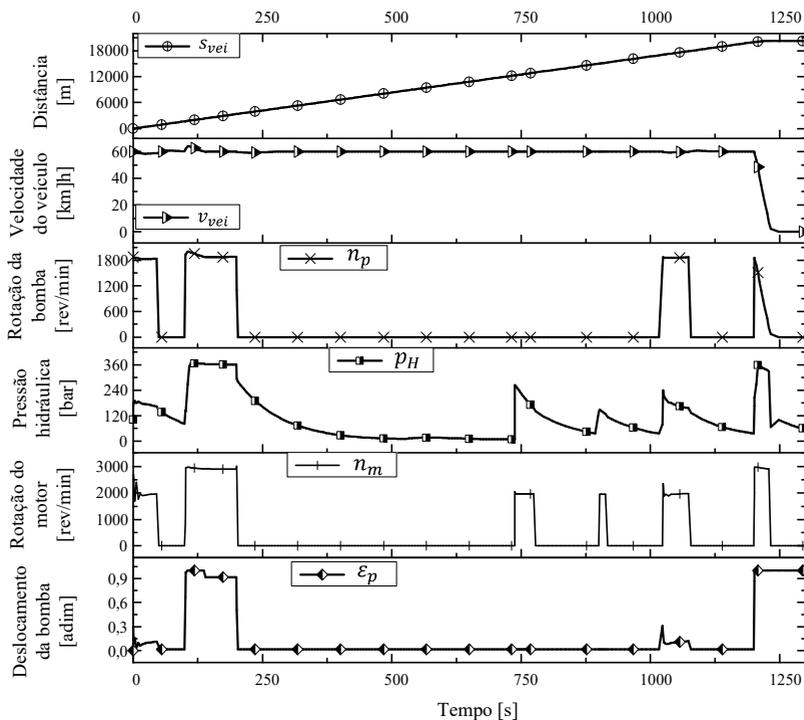
914 s. A partir desse instante até $t = 1200$ s o sistema assume novamente MODO DE CARREGAMENTO 1 sempre que a pressão do ar ficar abaixo de 0,5 MPa. Essa diminuição da pressão decorre do acréscimo de um ponto de consumo intermitente de ar comprimido no modelo matemático, o qual tem por objetivo possibilitar a mudança dos modos de operação durante o período analisado. No instante $t = 1200$ s, somente os freios regenerativos são atuados e o veículo desacelera no MODO REGENERATIVO 2. O modo PA_M não é tratado neste ciclo.

O deslocamento do fluido através da bomba/motor só ocorre quando a embreagem acopla o sistema hidráulico. O deslocamento volumétrico (ε_p) é mantido em patamares mais elevados para ambos os modos de frenagem, contudo, seu valor se torna bastante reduzido no CH_{M1} . Essa diferença decorre da função específica exercida pelo componente, que depende do modo de operação. Nos modos de frenagem, a bomba/motor exerce essencialmente a função de geradora de torque, entretanto, no modo de carregamento a bomba/motor atua como fornecedora de vazão para o motor hidráulico. Neste último caso, o deslocamento da bomba/motor é controlado com o fim de enviar somente a vazão necessária para que o motor opere na velocidade de referência de $\omega_{m/REF} = 2000 \text{ rev/min}$ (com o propósito de reduzir a potência do motor à combustão 0M). Contudo, quando o sistema híbrido assume um dos modos regenerativos, a velocidade de referência passa a ser de 3000 rev/min, visto que o objetivo principal é o de recuperar uma quantidade maior de energia em função da distância percorrida. O estabelecimento de mais de um valor de referência para a pressão hidráulica ($p_{H/REF}$) também ocorre devido aos diferentes modos de operação. Nos modos de frenagem, a pressão atinge o seu nível máximo (de 35 MPa) regulado na válvula de alívio 1V2, uma vez que a prioridade é a parada rápida do veículo. No CH_{M1} a pressão de referência é de 13 MPa, que é a pressão requerida para acionar o compressor de ar com o motor hidráulico operando na condição de máximo deslocamento volumétrico.

As respostas do sistema pneumático e acumuladores são apresentadas na Figura 51. Como nos primeiros 100 s não há episódios de frenagem e os acumuladores estão sem carga, a potência de acionamento do compressor provém do motor à combustão, no CH_{M1} . Neste modo, a pressão de trabalho do ar inicia com pressão nula e aumenta até 1,2 MPa. Entre os instantes 100 e 200 s, o sistema híbrido assume o RG_{M1} . A pressão pneumática aumenta de 1,04 MPa para 3,5 MPa acumulando no reservatório aproximadamente 1045 kJ de energia, à temperatura máxima

de 82°C. A energia armazenada nos acumuladores fica em torno de 990 kJ.

Figura 50. Respostas do veículo e sistema hidráulico.

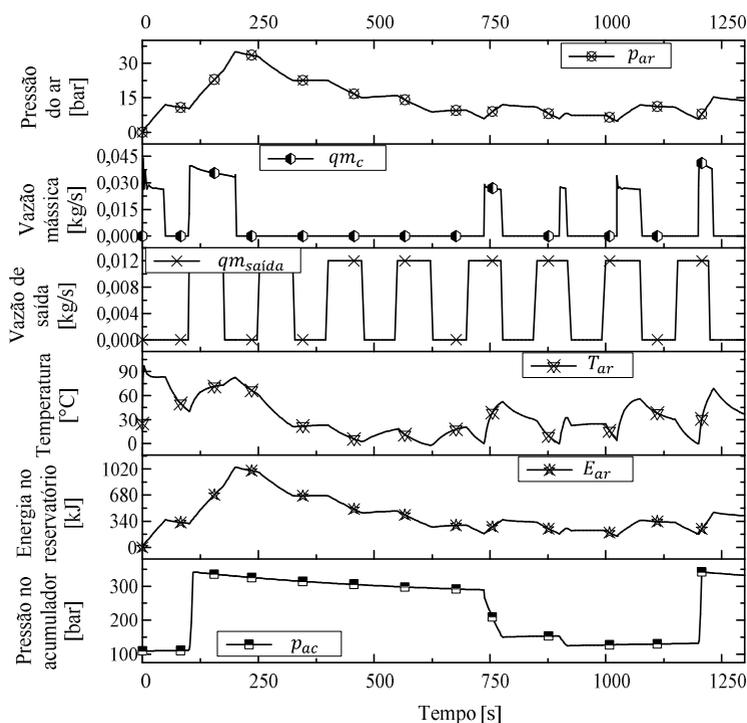


Fonte: Desenvolvido pelo autor.

A vazão mássica proveniente do compressor e a vazão de saída usada para simular o consumo de ar, de 0,012 kg/s, também são apresentadas na Figura 51. Em aproximadamente 737 s, a pressão do ar é reduzida para 0,6 MPa. Neste instante o sistema de supervisão habilita o CH_{M2} , no qual é utilizada a energia dos acumuladores para recarregar o reservatório até a pressão de 1,2 MPa. A partir deste momento, a pressão hidráulica é reduzida de 29 MPa para 16,5 MPa, e no instante 900 s, após uma nova queda da pressão do ar, a pressão hidráulica cai de 16,5 até 12,5 MPa (e a pressão do ar sobe de 0,6 para 0,86 MPa), que é a mínima pressão de trabalho permitida para os acumuladores. Neste estágio, a válvula (1V3) é desenergizada e assume posição central fechada (Figura

5). No instante 1023 s a pressão pneumática é reduzida para 0,5 MPa. O CH_{M1} é novamente habilitado e o ciclo de carga e descarga do sistema pneumático se repete até o tempo $t = 1200$ s, quando ocorre a frenagem do veículo e o sistema assume o RG_{M2} , com carregamento total do acumuladores e parcial do reservatório de ar (cuja pressão sobe para 1,54 MPa).

Figura 51. Respostas do sistema pneumático e acumuladores.

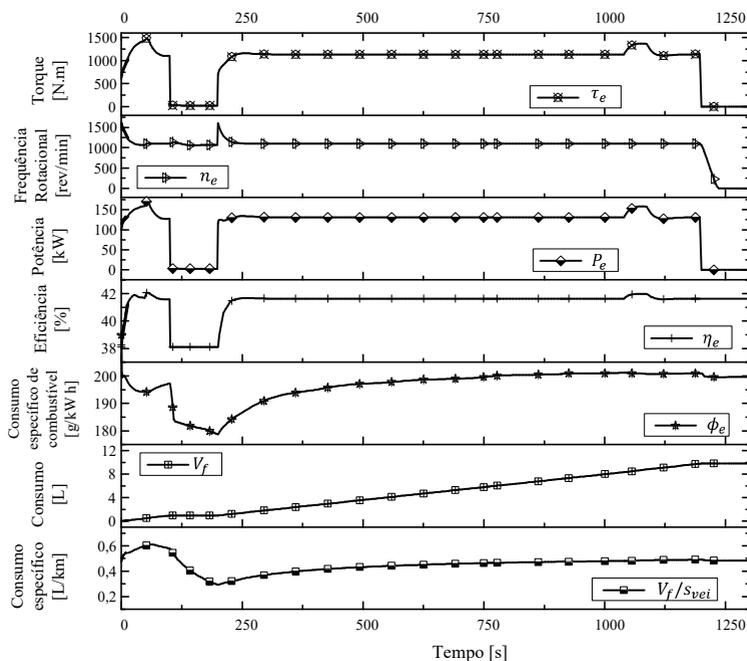


Fonte: Desenvolvido pelo autor.

A Figura 52 mostra as respostas de desempenho e consumo de combustível do motor à combustão. De acordo com as condições de tráfego, velocidade do veículo e carga, a lógica de controle seleciona a frequência rotacional de regime permanente do motor à combustão indicada na Tabela 23, neste caso de 1100 rev/min. Por conseguinte, o sistema de controle atua sobre a relação de transmissão i_T com o propósito de manter a frequência rotacional do motor próxima ao valor de referência. Com a redução da relação de transmissão, a frequência

rotacional n_e do motor diminui e o torque τ_e e a eficiência η_e aumentam, o que possibilita que o motor à combustão opere em uma região de maior economia, cuja eficiência média situa-se em torno de 41% para as condições simuladas (ver eq. (15)). Durante o trajeto, o CH_{M1} é habilitado em duas ocasiões, nas quais o suprimento de ar comprimido é provido pela potência gerada no motor à combustão ($t = 0$ s e 1023 s). Tais períodos podem ser identificadas pelos incrementos de torque τ_e e potência P_e , acompanhados do aumento de eficiência η_e do motor, conforme mostra a Figura 52.

Figura 52. Respostas do sistema motriz do veículo.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

O consumo específico médio foi de aproximadamente 0,48 L/km. Adicionalmente, o consumo médio de combustível por unidade de energia acumulada no veículo híbrido, medido em g/kWh e identificado por ϕ_{e-HV} , forneceu uma média de $\phi_{e-HV} \cong 198$ g/kWh, enquanto que o resultado de simulação de um veículo equivalente convencional não-híbrido forneceu uma média de $\phi_{e-CV} = 204$ g/kWh, não obstante,

ambos os veículos estarem operando em regime de alta eficiência e haver demanda intermitente de ar comprimido somente no veículo hibridizado. Esta melhoria de 3%, ainda que pouco expressiva, pode ser justificada pelo acréscimo da energia recuperada pelo veículo híbrido, conforme descrito na eq. (12), que além de computar a energia total consumida pelo motor à combustão, também inclui a energia dos acumuladores e reservatório de ar.

5.3. ANÁLISE DOS RESULTADOS NO MODO AUXILIAR DE POTÊNCIA

Nesta Seção são avaliados os resultados de um veículo de 19 toneladas, 420 cv, quando este é submetido a episódios de desaceleração, com posterior aceleração utilizando o sistema hidráulico como unidade de potência auxiliar do motor à combustão interna. O veículo é desacelerado por meio do torque de frenagem τ_p produzido pela bomba/motor. As condições de teste foram:

- Velocidade inicial do veículo, $v_{vei.i} = 70 \text{ km/h}$. No tempo $t = 0$ o veículo é desacelerado até sua parada.

- Nos instantes 100 e 300 s o veículo é acelerado até a velocidade de 40 km/h; nos instantes 200 e 400 s, o veículo é desacelerado até sua parada total.

- No período de desaceleração, a frequência rotacional do motor hidráulico é mantida pelo sistema de controle em $n_m \cong 1500 \text{ rev/min}$ com o objetivo de distribuir a vazão da bomba de forma controlada, todavia, favorecer o carregamento dos acumuladores.

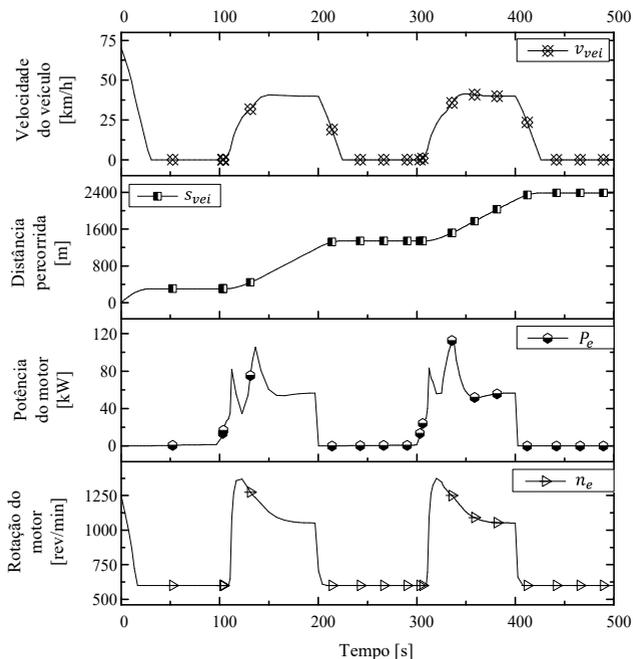
- Foram utilizados três acumuladores de 32 L cada. A capacidade volumétrica da bomba/motor é de $180 \text{ cm}^3/\text{rev}$ e a do compressor (de três estágios) de $880 \text{ cm}^3/\text{rev}$.

- Pressão inicial do reservatório de ar, $p_{ar} = 420 \text{ kPa}$. Foi atribuída uma pressão inicial do ar comprimido de 4 bar com a finalidade de garantir que a energia absorvida pelos acumuladores nos instantes iniciais do teste fosse direcionada para o esforço de tração do veículo, ao invés de ser usada para carregar o reservatório de ar.

- Foi utilizada uma função rampa como sinal de referência para controlar a aceleração do veículo.

As respostas do veículo no modo auxiliar de potência PA_M estão mostradas na Figura 53.

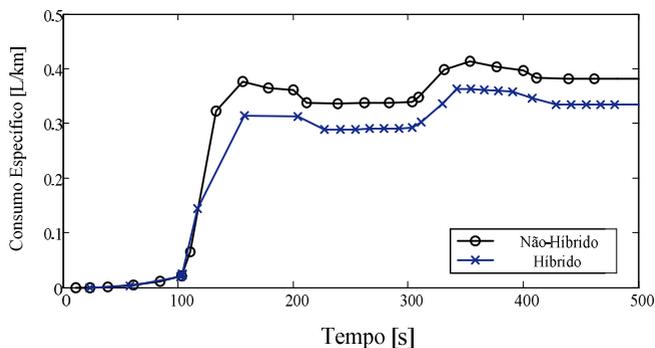
Figura 53. Respostas do veículo no modo auxiliar de potência.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

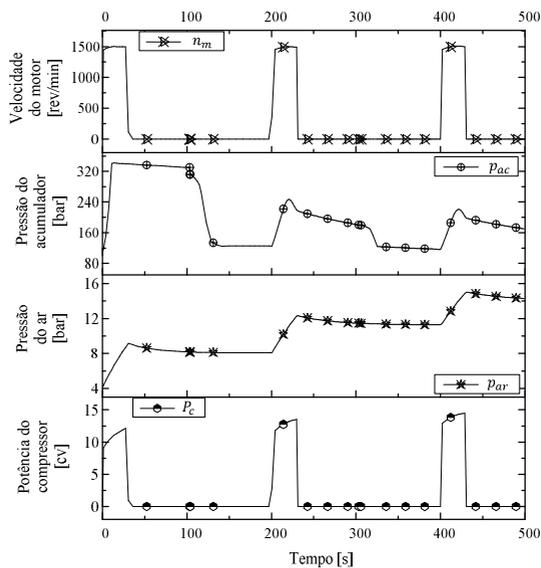
A velocidade de 40 km/h foi selecionada com base nas velocidades usuais desenvolvidas no trânsito urbano. O tempo de desaceleração foi de aproximadamente 28 s. A diferença entre o consumo específico médio de combustível de um veículo híbrido *versus* não-híbrido foi de 16,2% para a condição simulada, conforme mostra a Figura 54. Este percentual poderia ter sido superior se a velocidade de referência do motor hidráulico fosse menor que o valor pré-definido, uma vez que haveria um maior aumento da pressão nos acumuladores para aplicação no esforço de tração. Por outro lado, se fosse adotado um valor de referência mais baixo (dependendo da velocidade do veículo) uma parcela maior da energia mecânica de entrada poderia ser dissipada hidráulicamente pela abertura da válvula de alívio. Além do benefício de economia de combustível, houve adicionalmente recuperação (e armazenamento) de energia no reservatório de ar e acumuladores hidráulicos, conforme Figura 55.

Figura 54. Comparação entre consumos específicos de combustível.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Figura 55. Respostas do sistema no modo auxiliar de potência.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Para cada evento de frenagem a pressão pneumática teve um acréscimo de 300 kPa, aproximadamente. Seu decréscimo gradual, observado em ambos os sistemas de armazenamento após cessar a

frenagem, decorre da troca térmica, conforme já discutido anteriormente. A potência de pico desenvolvida no compressor de ar foi de 10 kW ($\cong 13,5$ hp).

5.4. ANÁLISE DO MODELO SOB CONDIÇÕES DE FRENAGEM REGENERATIVA

Nesta Seção utiliza-se o modelo matemático com os parâmetros de um ônibus, o qual pode ser usado tanto na cidade como em rodovias, para analisar o trabalho de frenagem do sistema híbrido. O principal objetivo é o de avaliar o fluxo de potência do sistema e as principais fontes de ineficiências do circuito.

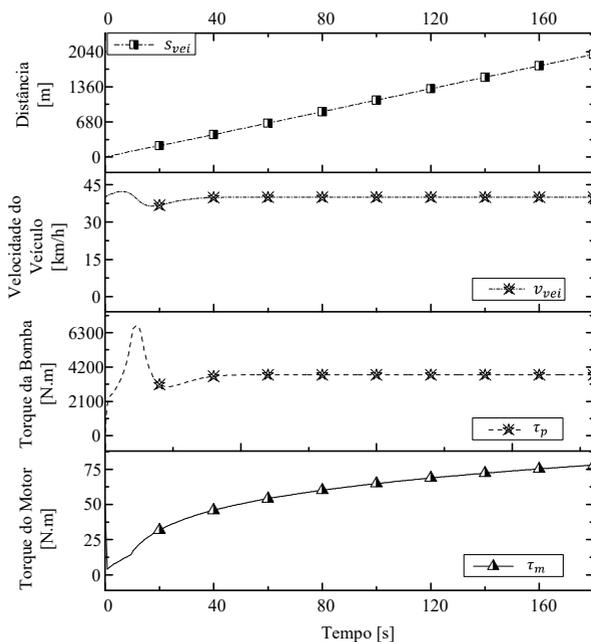
Devido a sua grande densidade de potência, os acumuladores hidráulicos são os principais agentes de recuperação quando o freio regenerativo é acionado por curtos intervalos de tempo, o que geralmente acontece no tráfego urbano. Em contrapartida, nos episódios de frenagem de longa duração, visto que os acumuladores são carregados muito rapidamente, o sistema pneumático se torna o principal responsável pela recuperação adicional de energia, podendo absorver uma quantidade de energia superior à capacidade dos acumuladores no decorrer no translado. Para fins de simplificação da análise, o freio convencional não é atuado nas situações descritas.

5.4.1. Respostas dos sistemas hidráulico-pneumático na condição de translado do veículo em declive

Para avaliar o comportamento do sistema híbrido selecionou-se um ônibus de eixo simples que pode ser usado tanto no trânsito urbano quanto em rodovias, fabricante VOLVO série 9700, 12,3m, RHD, Euro 5, com capacidade de carga de 19 toneladas e potência nominal de 309 kW (420 cv) (VOLVO, 2012). O movimento realizado pelo veículo é feito em uma estrada com inclinação longitudinal descendente de 3° durante um período de 180 s. A velocidade de descida estipulada é de 40 km/h. Durante este período a bomba/motor trabalha para manter a velocidade do veículo próxima ao valor de referência. Foram utilizados dois acumuladores de 32 L cada e um reservatório de ar de 120 L. O deslocamento volumétrico da bomba/motor é de 180 cm³/rev. e o deslocamento do compressor de 880 cm³/rev. Foi selecionado um compressor de três estágios devido à faixa de trabalho do circuito pneumático selecionada para este teste, de até 10 MPa. O coeficiente de

transformação termodinâmica nas câmaras do compressor foi de $k_c = 1,4$, devido a alta velocidade do compressor. Contudo, devido ao resfriamento posterior à cada etapa de compressão, a temperatura do ar na saída do compressor é sensivelmente superior à temperatura ambiente. A Figura 56 mostra as respostas da dinâmica do veículo e do sistema hidráulico.

Figura 56. Respostas do sistema hidráulico na condição de frenagem em declive.



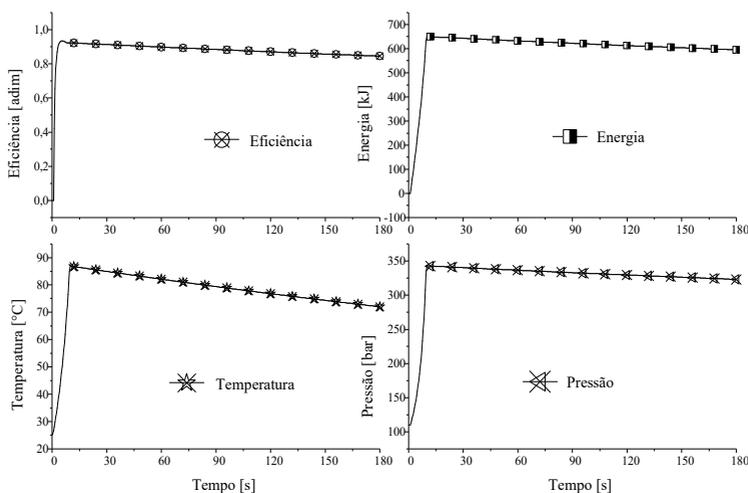
Fonte: Desenvolvido pelo autor.

No período analisado o veículo se desloca 2000 m aproximadamente. O deslocamento do prato da bomba/motor é maior nos primeiros instantes uma vez que o torque gerado na bomba/motor é usado para estabilizar a velocidade do veículo. A pressão atinge seu valor máximo somente quando os acumuladores carregam, em aproximadamente 10,2 s, conforme mostra a Figura 57. O rápido carregamento dos acumuladores é devido à capacidade volumétrica \times frequência rotacional da bomba/motor e à baixa perda de carga gerada

pela válvula direcional (1V3) instalada na entrada dos dois acumuladores. Quando a pressão hidráulica estabiliza em 35 MPa, o deslocamento da bomba/motor é reduzido para, aproximadamente, 55% do seu valor nominal e mantido neste patamar, uma vez que a inclinação da estrada e o peso do veículo também são mantidos constantes. O torque requerido pelo motor (1A) aumenta progressivamente à medida que a pressão do ar no reservatório aumenta. Com o intuito de evitar a sobrevelocidade do compressor, a frequência rotacional do motor (1A) é limitada hidráulicamente em 3000 rev/min através da válvula (1V1), conforme já mencionado. Todavia, nos primeiros segundos o motor opera com baixo deslocamento volumétrico e a uma frequência rotacional de apenas 1000 rev/min, a fim de priorizar o carregamento dos acumuladores.

A Figura 57 apresenta as respostas de pressão, temperatura, energia absorvida e eficiência térmica dos acumuladores.

Figura 57. Respostas do sistema hidropneumático de armazenamento.



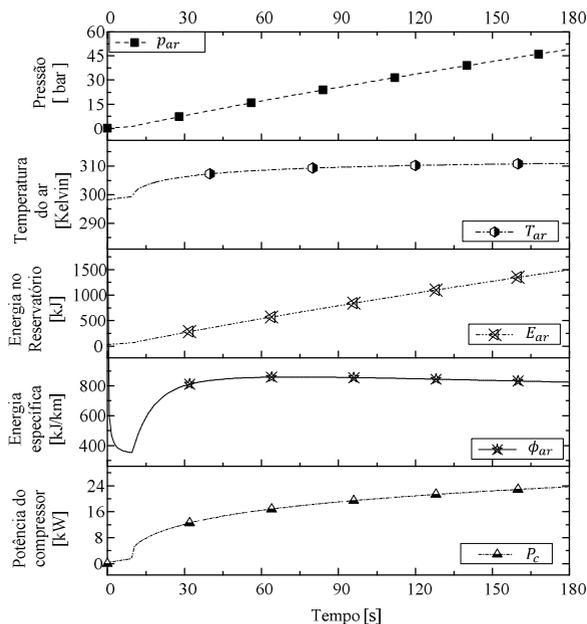
Fonte: Desenvolvido pelo autor.

A energia absorvida foi de 650 kJ em 10,2 s. A eficiência mostrada para os acumuladores foi de 94%, obtida no momento de carga máxima, e 86 % no instante $t = 180$ s, conforme descreve a eq. (57). A eficiência apresentada relaciona a energia hidráulica de entrada, que produz a compressão do gás, com a energia potencial acumulada. A diminuição

gradual da energia e, conseqüentemente, da eficiência dos acumuladores, decorre da transferência de calor do gás durante o período de armazenamento. No entanto, devido à adição de isolamento térmico, conforme descreve a eq. (56), a queda de temperatura ficou limitada em 15 °C durante o tempo avaliado.

A Figura 58 mostra o processo de carregamento do reservatório de ar comprimido durante o trajeto em declive.

Figura 58. Respostas do sistema pneumático sob frenagem em declive.



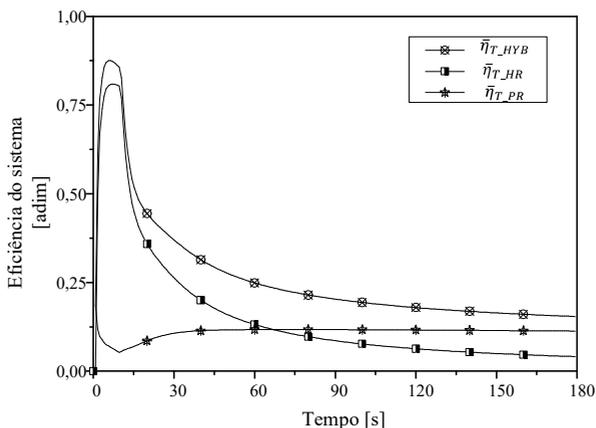
Fonte: Desenvolvido pelo autor.

A pressão atinge o valor de 4,8 MPa em $t \cong 180 \text{ s}$ e acumula uma energia de 1440 kJ à temperatura de 39°C. A potência desenvolvida pelo compressor alcança o valor de 25 kW. A quantidade média de ar produzido pela distância percorrida, designada de energia específica ϕ_{ar} , alcança o valor máximo de 850 kJ/km, porém diminui gradualmente à medida que a temperatura do ar e o rendimento volumétrico do compressor decrescem. A energia específica depende basicamente do deslocamento volumétrico, da velocidade do veículo e da frequência

rotacional de operação do compressor. Contudo, dependendo da velocidade do veículo a quantidade de energia recuperada pode não aumentar proporcionalmente com sua velocidade ou carga, uma vez que o compressor já pode estar operando em sua condição de máxima frequência rotacional. Dependendo desta velocidade pode ocorrer o efeito contrário, ou seja, este valor pode diminuir à medida que aumenta a velocidade do veículo.

As eficiências dos sistemas hidráulico e pneumático e a eficiência resultante do sistema híbrido, calculadas pelas equações (79) a (81), estão mostradas na Figura 59. A eficiência do sistema hidráulico durante os primeiros segundos é bastante elevada, próxima a 82%. A eficiência do sistema pneumático oscila em torno de 10,7 % e praticamente não se altera ao longo do percurso. O pico de eficiência do sistema global atinge seu ápice de 92 % em 10,2 s, enquanto que a eficiência cai para 15,1% em 180 s. Essa grande diferença ocorre devido à baixa densidade de energia dos acumuladores que, uma vez carregados com carga total, tendem a manter o mesmo nível de energia interna, não obstante o veículo continuar em movimento e o sistema híbrido continuar em regime de trabalho.

Figura 59. Eficiências do sistema sob condições de declive.

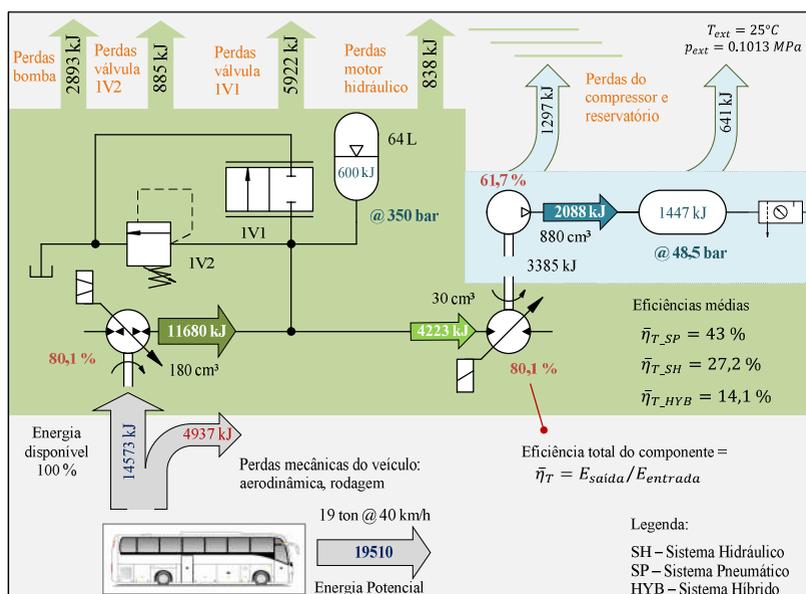


Fonte: Desenvolvido pelo autor.

A Figura 60 ilustra o fluxo de potência do sistema híbrido quando o veículo se desloca nas condições de translado anteriormente descritas.

Os índices mostrados estão relacionados com a energia mecânica transmitida (de 14573 kJ) ao eixo de acionamento da bomba/motor (1P). Observa-se que apenas uma fração da energia total do veículo é transmitida para a bomba/motor, uma vez que parte é dissipada por outras perdas do veículo. Aproximadamente 14,1 % desta energia é recuperada nos acumuladores e reservatório de ar.

Figura 60. Fluxo de potência no veículo híbrido na condição de declive.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

A eficiência total, obtida a partir dos mapas de desempenho, foi próxima a 80 % para a bomba/motor (1P) e entre 65 e 80 % para o motor (1A) porque para as condições de operação analisadas o deslocamento volumétrico de ambos os componentes permaneceu parcial durante a maior parte do tempo. O deslocamento volumétrico do motor ficou entre 20 a 54%, enquanto que o deslocamento da bomba/motor se situou numa faixa entre 55 e 100%. O aumento do deslocamento do motor ocorre somente quando a pressão do sistema pneumático atinge níveis mais elevados, por exemplo, acima de 30 bar, devido ao seu dimensionamento baseado na ampla faixa operacional de pressão do ar comprimido. Da

mesma forma, a bomba/motor opera com maiores deslocamentos volumétricos somente quando há maior demanda do torque de frenagem, o que ocorre na maioria das desacelerações e em declives de maior inclinação.

No circuito hidráulico, 40,6% da energia que chega ao eixo da bomba/motor é dissipada por meio da válvula proporcional (1V1) e 6,1 % através da válvula de alívio (1V2). Essa perda exagerada ocorre devido à relação de transmissão hidrostática i_H de 6:1 e à necessidade de se limitar a frequência rotacional do compressor e a pressão hidráulica em 350 bar. Como a capacidade volumétrica do motor (1A) é seis vezes menor do que a capacidade volumétrica da bomba/motor (1P), uma grande parte desta energia não pode ser reaproveitada. Em consequência, a eficiência do sistema hidráulico, calculada pela eq. (77), acrescida da energia armazenada no acumulador, é de somente 27,2 %. Para lidar com esta limitação é necessário diminuir a capacidade volumétrica da bomba/motor (1P) ou selecionar um compressor que opere simultaneamente em alta pressão e alta velocidade, de modo a compatibilizar a potência de ambos os componentes. No entanto, até o presente momento, não existe no mercado um compressor com tais características, além do fato de, geralmente, o peso e o volume do compressor aumentarem proporcionalmente com a potência requerida. Na Seção 6.3 faz-se uma análise semelhante à apresentada nesta Seção, porém, efetua-se uma alteração no tamanho e configuração da bomba/motor (1P) objetivando melhorar a eficiência do sistema hidráulico.

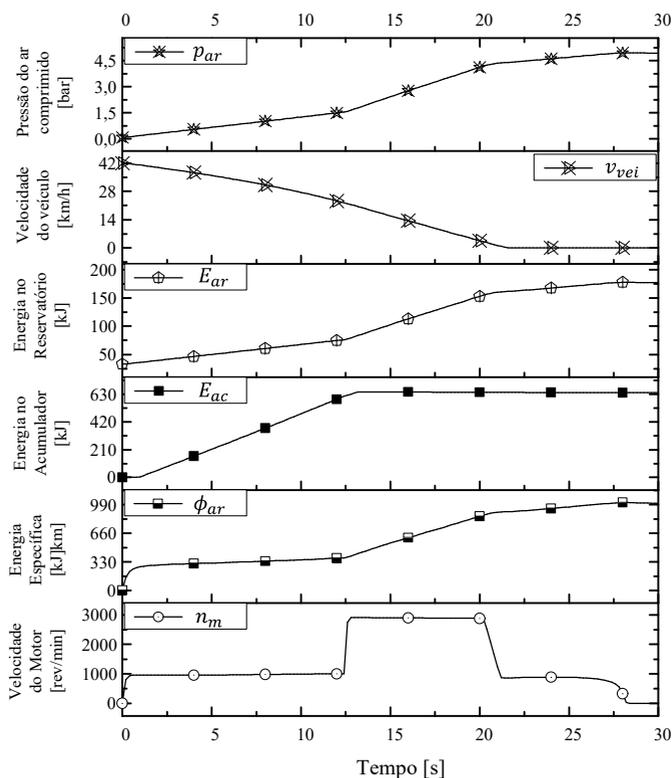
Outra questão relacionada à dissipação de energia pelas válvulas hidráulicas provém da perda de carga, que traz por consequência o aquecimento do fluido. Para solucionar este problema pode-se utilizar o próprio radiador do veículo, cuja capacidade de arrefecimento é maior do que a capacidade requerida pelo sistema hidráulico. Além disso, o radiador do veículo é geralmente subutilizado durante os episódios de frenagem, principalmente durante os trajetos descendentes quando o motor à combustão não produz energia motora.

O cálculo da eficiência média do compressor, que ficou em torno de 61,7%, inclui as perdas mecânicas e as perdas por transferência de calor que ocorrem nos resfriadores entre os estágios de compressão. A eficiência do sistema pneumático foi de 43 %, de acordo com a eq. (78). As perdas geradas pela expansão do ar comprimido para aplicação nos periféricos pneumáticos não foram incluídas na análise.

5.4.2. Respostas do sistema hidráulico-pneumático na condição de desaceleração e parada do veículo

Os resultados apresentados nesta Seção estão relacionados à condição em que o veículo é desacelerado até sua completa parada, sem o auxílio dos freios de serviço. As respostas do sistema híbrido estão mostradas na Figura 61.

Figura 61. Respostas do sistema híbrido na condição de desaceleração até a parada do veículo.



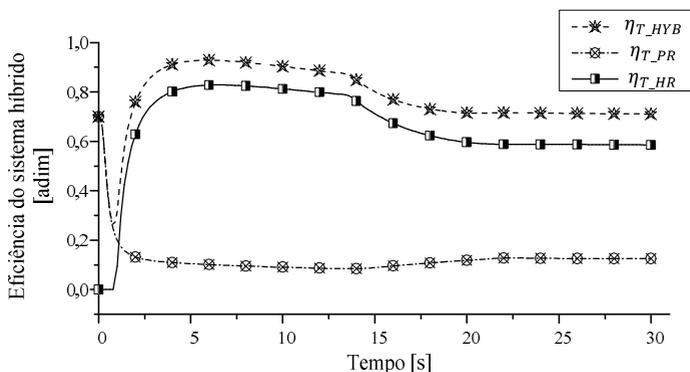
Fonte: Desenvolvido pelo autor.

O tempo requerido até a parada foi de 21,5 s e a distância total percorrida de 144 m. No tempo $t = 0$ s, o sistema de controle atua sobre

o deslocamento angular do prato da bomba/motor, o qual é mantido na sua condição de máximo deslocamento. Simultaneamente, um segundo controlador (que controla a frequência rotacional do motor 1A) atua no sentido de manter reduzido o deslocamento ε_m do motor hidráulico (o motor gira a uma velocidade média 1000 rev/min.), de modo que a maior parte do fluido deslocado pela bomba/motor seja conduzido para os acumuladores. Essa decisão é tomada em consequência da alta densidade de potência dos acumuladores e da necessidade de parar rapidamente o veículo. Aproximadamente 13,2 s são necessários para carregar os acumuladores até a pressão de 34 MPa (340 bar). Depois de carregar os acumuladores, os solenoides da válvula (1V3) são desenergizados.

A pressão no reservatório de ar aumenta de 0 a 0,42 MPa e se mantém neste patamar. A energia cinética total liberada pelo veículo foi de 1293 kJ. Desse montante, 1095 kJ foram transferidos para o eixo da bomba/motor. Considerando a energia disponível de 1095 kJ, 630 kJ foram transferidos para os acumuladores e 123 kJ aproximadamente foram enviados para o reservatório de ar. A energia absorvida pelo sistema híbrido foi de 753 kJ no tempo $t \cong 25$ s (eficiência de 68,7%). No instante da frenagem do veículo sua velocidade é de 42 km/h. Nesse sentido, a quantidade de energia recuperada pelo sistema pneumático torna-se, até determinado limite, proporcional à velocidade do veículo. As eficiências dos sistemas regenerativos hidráulico η_{T_HR} , pneumático η_{T_PR} e global híbrido η_{T_HYB} estão apresentadas na Figura 62.

Figura 62. Eficiência do sistema híbrido na condição de parada do veículo.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Observa-se que a eficiência do sistema hidráulico é bastante elevada devido ao tempo reduzido de frenagem e a alta densidade de potência dos acumuladores, o que justifica a aplicação dos híbridos-hidráulicos no segmento dos veículos comerciais urbanos. A Tabela 26 apresenta um resumo dos resultados para ambas as condições testadas.

Tabela 26. Resumo dos resultados da simulação.

Parâmetros de desempenho	Teste em rodovia com declive	Teste de parada do veículo
Velocidade inicial	40 km/h	42 km/h
Velocidade de cruzeiro/ final	40 km/h	0 km/h
Distância percorrida	2180 m	144 m
Tempo requerido até o repouso	-	21,5 s
Energia cinética total	-	1293 kJ
Energia potencial liberada pelo veículo	19510 kJ	-
Energia disponível para regeneração	14573 kJ	1095 kJ
Energia armazenada no reservatório de ar	até 1447 kJ	123 kJ
Energia armazenada nos acumuladores	650 kJ	630 kJ
Eficiência do Sistema pneumático	10 %	11,2 %
Eficiência do Sistema hidráulico	4,1 %	57,5 %
Eficiência do Sistema hidráulico-pneumático	14,4 %	68,7 %

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

6. ANÁLISE DAS CARACTERÍSTICAS E PARÂMETROS DE PROJETO DO SISTEMA HIDRÁULICO-PNEUMÁTICO

Diversos estudos relacionados à análise e otimização de projetos de sistemas híbridos com aplicação no setor de veículos automotores têm sido feitos com o objetivo de auxiliar na seleção de componentes e na determinação de parâmetros para o projeto de controladores. Em relação aos sistemas híbridos-hidráulicos e híbridos-pneumáticos também já existem diversas publicações que tratam deste assunto. No entanto, uma vez que a concepção aqui proposta difere das atuais soluções descritas, neste Capítulo faz-se um estudo sobre a influência de características de projeto relacionadas à quantidade de energia recuperada durante os episódios de regeneração. Nesse sentido, na Seção 6.1 é desenvolvida uma expressão algébrica usada para dimensionar o tamanho do compressor de ar em função do ganho de energia proporcionado pelo sistema pneumático durante os episódios de recuperação da energia de frenagem.

Na Seção 6.2 são avaliadas as respostas do sistema hidráulico-pneumático, no qual a relação de transmissão hidrostática é diminuída pela substituição da bomba/motor de deslocamento variável por uma bomba de menor capacidade volumétrica e de deslocamento fixo. Tal medida é tomada com base nas conclusões obtidas na Seção 5.4, que indicam a baixa eficiência do sistema hidráulico originada pela diferença entre a potência de entrada no circuito e a potência efetivamente utilizada, a qual é disponibilizada na saída do motor hidráulico.

6.1. DIMENSIONAMENTO DO COMPRESSOR COM BASE NO GANHO DE ENERGIA DO SISTEMA HÍBRIDO

O veículo híbrido hidráulico-pneumático utiliza, principalmente, os episódios de frenagem para gerar ar comprimido. O compressor de ar é o elemento principal de transformação da energia mecânica proveniente do circuito hidráulico. De acordo com a eq. (67), a vazão mássica fornecida depende do deslocamento volumétrico do compressor D_c , da velocidade angular ω_c e da eficiência volumétrica η_{vc} . Estes parâmetros, por sua vez, dependem de outros já descritos no modelo do sistema pneumático. Com o objetivo de avaliar a influência dessas variáveis de projeto, nesta Seção é desenvolvida uma equação algébrica utilizada para auxiliar no cálculo da capacidade volumétrica do compressor em função

da expectativa de recuperação (e armazenamento) de energia pelo sistema híbrido.

Para fins de simplificação, o ar é considerado com gás ideal e não ocorre consumo de ar comprimido do reservatório. A massa específica de ar na entrada do compressor é constante e estimada na temperatura e pressão do ambiente, $T_o = 298 \text{ K}$, $p_o = 101 \text{ kPa}$,

$$\rho_o = \frac{p_o}{R T_o}, \quad (100)$$

onde R é a constante universal para o ar (287 J/kg K).

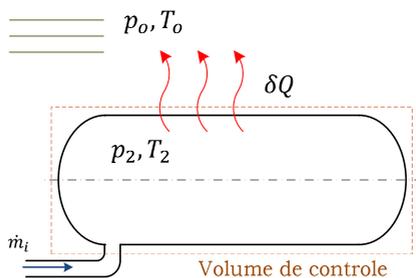
O carregamento do reservatório de ar pode ser determinado pela equação de conservação da massa, ou seja,

$$\frac{d}{dt}(m) = qm_2 = \dot{m}_i. \quad (101)$$

Aplicando a 1.ª Lei da Termodinâmica no volume de controle identificado na Figura 63 obtém-se

$$dU = \delta Q - V dp, \quad (102)$$

Figura 63. Reservatório de ar comprimido.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

onde U é a energia interna, \dot{Q} é o calor transferido do reservatório de ar para o ambiente externo, V é o volume do reservatório e p é a pressão do ar comprimido.

Assim,

$$U_2 - U_1 = c_p (m_2 T_2 - m_1 T_1) - V (p_2 - p_1) \quad (103)$$

que pode se rescreita como

$$U_2 - U_1 = \frac{c_p V}{R} (p_2 - p_1) - V (p_2 - p_1). \quad (104)$$

Reordenando

$$U_2 - U_1 = \left(\frac{c_p}{R} - 1 \right) V (p_2 - p_1). \quad (105)$$

Considerando que $c_p - c_v = R$ e $E_{ar} = \Delta U$, a energia pneumática armazenada no reservatório pode ser calculada por

$$E_{ar} = \frac{c_v V}{R} (p_2 - p_1). \quad (106)$$

A relação entre as características do compressor e a quantidade de energia armazenada no reservatório de ar comprimido pode ser obtida pela aplicação da equação da conservação da energia no entorno do reservatório, isto é,

$$\frac{d}{dt} (m u) = \dot{m}_i h_i - \dot{Q}. \quad (107)$$

A vazão mássica de ar \dot{m}_i na entrada do reservatório pode ser determinada pela capacidade volumétrica do compressor (em L/rev) e por sua frequência rotacional (em rev/min). Assumindo como constante a vazão mássica de ar obtém-se

$$\dot{m}_i = \frac{D_c n_c \eta_{vc}}{60} \rho_o, \quad (108)$$

A integração da equação de conservação da massa entre o estado 1 e um estado 2 qualquer no tempo t , fornece

$$m_2 = m_1 + \dot{m}_i t \quad (109)$$

ou

$$\frac{m_2}{m_1} = 1 + \frac{\dot{m}_i t}{m_1} = 1 + \frac{D_c n_c \rho_o \eta_{vc}}{60 m_1} t. \quad (110)$$

Pela eq. (110), observa-se que a massa de ar no reservatório cresce linearmente com o tempo. A integração da equação da conservação da energia entre o estado 1 e um estado 2 qualquer no tempo t fornece

$$m_2 u_2 - m_1 u_1 = m_i h_i - Q_{12}, \quad (111)$$

onde $m_i = m_2 - m_1$ é a massa total de ar transferida do compressor para o reservatório, h_i é a entalpia do ar na entrada do reservatório e Q_{12} é o calor transferido do reservatório para o ambiente durante o processo de carregamento.

Assume-se que o estado de escoamento na entrada do reservatório permanece igual ao seu estado inicial, T_1 e p_1 . Conseqüentemente, $h_i = h(T_1, p_1)$. Neste cenário, duas condições limites podem ser analisadas. A primeira condição é a compressão isotérmica, onde $T_1 = T_2$. Admitindo propriedades constantes, obtém-se

$$(U_{12})_T = (m_2 - m_1) c_v T_1, \quad (112)$$

onde c_v é o calor específico a volume constante. O resultado da eq. (112) também pode ser escrito como

$$\frac{(U_{12})_T}{m_1 c_v T_1} = \frac{m_2}{m_1} - 1 = \frac{D_c n_c \rho_o \eta_{vc}}{60 m_1} t. \quad (113)$$

Assumindo que o processo de carregamento do reservatório seja adiabático ($Q_{12} = 0$) e reversível ($S = \text{constante}$), a temperatura T_2 é obtida pela aplicação da 1.ª Lei da Termodinâmica. Assim,

$$m_2 u_2 - m_1 u_1 = m_i h_i, \quad (114)$$

que resulta em

$$\frac{T_2}{T_1} = k - (k - 1) \frac{m_1}{m_2}, \quad (115)$$

onde $u = c_v T$, $h = c_p T$ e $k = c_p/c_v$

Considerando que após um curto intervalo de tempo m_2 torna-se muito maior do que m_1 , ou seja, $m_2 \gg m_1$, observa-se que a eq. (115) converge para $T_2 \cong T_1 k$.

Aplicando a eq. (115) na eq. (111), obtém-se

$$\frac{(U_{12})_S}{m_1 c_v T_1} = \frac{m_2}{m_1} k - 1. \quad (116)$$

Como $m_2 \gg m_1$, a eq. (116) converge para $(U_{12})_S/m_1 c_v T_1 = k m_2/m_1$. Observa-se que a solução da eq. (116) reproduz a compressão isotérmica quando $k = \gamma = 1$, ou seja,

$$\frac{(U_{12})_S}{(U_{12})_T} \cong \gamma, \quad (117)$$

onde γ é o coeficiente politrópico.

Isto significa que a energia interna do ar decorrente da compressão real pode ser determinada pela escolha adequada do coeficiente politrópico γ , obtido experimentalmente.

Combinando a equação de estado dos gases ideais com a eq. (116), pode-se ainda estimar a pressão do ar comprimido no reservatório por

$$\frac{p_2}{p_1} = 1 + \frac{D_c n_c \rho_o \eta_{vc} \gamma}{60 m_1} t. \quad (118)$$

Por fim, assumindo que o deslocamento do veículo ocorre a velocidade constante, v_{vei} , a distância trafegada s_{vei} até um tempo arbitrário t é dada por

$$s_{vei} = v_{vei} t . \quad (119)$$

Dessa forma, a energia do ar comprimido no reservatório pode ser descrita como

$$E_{ar} = \frac{D_c n_c \eta_{vc} \rho_o}{60} \frac{c_v T_1 \gamma}{v_{vei}} s_{vei} . \quad (120)$$

As expressões anteriormente trabalhadas podem ser usadas para calcular a energia armazenada em função da pressão do reservatório, ou ainda, em função do tempo ou distância percorrida pelo veículo.

Para comparar as energias acumuladas de dois veículos de mesma categoria, sendo um veículo híbrido e um segundo veículo convencional não-híbrido, utiliza-se o conceito de energia total gerada no veículo. No veículo híbrido apresentado, a energia total depende da energia produzida pelo motor à combustão interna e da energia armazenada nos acumuladores e reservatório de ar, isto é,

$$E_{Total} = E_e + E_{ac} + E_{ar} , \quad (121)$$

onde E_e é a energia gerada pelo motor à combustão durante o trajeto percorrido e E_{ac} é a energia absorvida nos acumuladores.

Considerando que $E_H = E_{ar} + E_{ac}$, o ganho de energia obtido com a hibridização pode ser calculado por

$$\eta_{GH} = \frac{E_e + E_H}{E_e} - 1 = \frac{E_H}{E_e} = \frac{E_{ar} + E_{ac}}{E_e} . \quad (122)$$

Combinando a eq. (122) com a eq. (120) e desconsiderando a energia absorvida pelos acumuladores, obtém-se a seguinte relação linear

$$\frac{D_c}{\eta_{GH}} = K_{GH} = \frac{E_e 60}{c_v T_1 n_c \eta_{vc} \rho_o \gamma t} \quad (123)$$

A constante K_{GH} , dada pela eq. (123), relaciona o tamanho do compressor de ar com as principais variáveis e parâmetros envolvidos na produção de ar comprimido, com destaque ao ganho de energia esperado η_{GH} e o tempo t em que ocorre o processo de recuperação de energia. Com estes dados pode-se estimar a quantidade de energia gerada pelo sistema pneumático a fim de atender a um determinado ganho percentual de energia.

O estudo apresentado na sequência se baseia na aplicação das equações (121), (122) e (123) e foi executado via simulação com o propósito de avaliar a dependência da capacidade volumétrica do compressor em relação às variáveis, velocidade, eficiência volumétrica e temperatura do ar, por meio da eq. (123). A energia total gerada pelo motor à combustão durante o período avaliado foi obtida por simulação dinâmica. O processo de enchimento do reservatório é considerado politrópico, porém, a temperatura do ar na saída do compressor (e na entrada do reservatório) é mantida constante em 25 °C.

A energia recuperada nos acumuladores, por sua vez, pode ser facilmente incluída na eq. (123), sendo de fácil previsão visto que seu carregamento até a pressão máxima é rápido e a pressão de trabalho pré-definida. Assim, assumindo que a máxima pressão hidráulica seja de 35 MPa, o volume de cada acumulador de 32 L, e que ocorrem perdas por troca térmica (eficiência de 95%), de acordo com a eq. (60), a energia acumulada será de 330 kJ por acumulador, em média.

Os valores dos parâmetros PAR_n avaliados estão listados na Tabela 27. As condições operacionais de condução do veículo híbrido foram:

- Distância total percorrida pelo veículo de 15,5 km durante um período, $\Delta t = 1000$ s.
- Tempo total em estrada horizontal, $t = 850$ s.
- Tempo total em pista com inclinação descendente, $t = 150$ s.

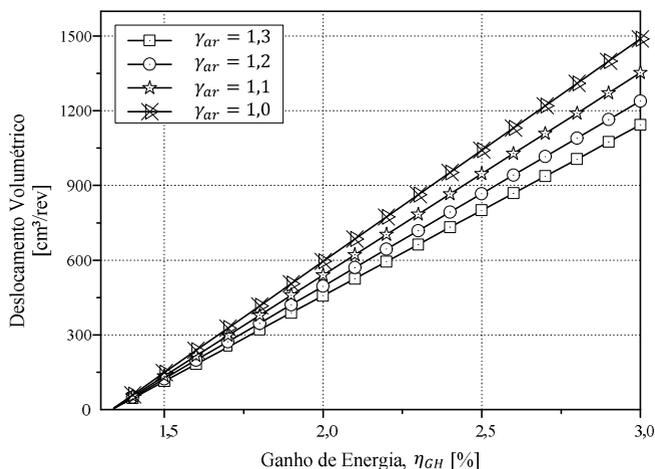
Tabela 27. Condições avaliadas para determinação do tamanho do compressor em função do ganho esperado com o sistema de recuperação de energia.

	PAR_1	PAR_2	PAR_3	PAR_4	PAR_5	η_{vc}	n_c	γ_{ar}
γ_{ar}	–	1,0	1,1	1,2	1,3	60	2000	–
η_{vc}	40	50	60	70	80	–	2000	1,0
n_c	1000	2000	3000	4000	5000	60	–	1,0

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

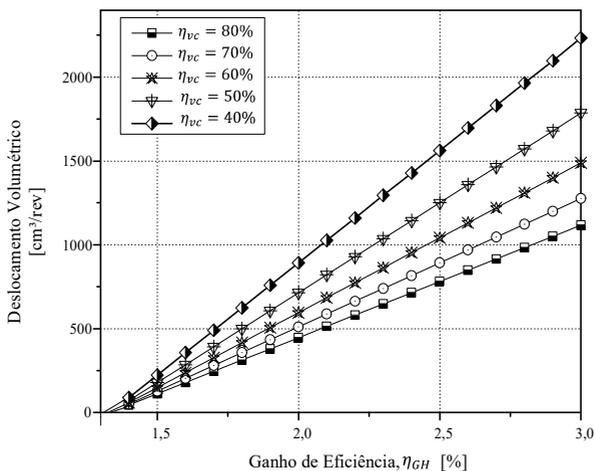
A massa total do veículo em análise é de 19 ton. A potência nominal do motor à combustão é de 309 kW, entretanto, na fase de cruzeiro, em pista horizontal e à velocidade constante de 55 km/h a potência desenvolvida se torna bem inferior ao valor nominal. A energia mecânica total de saída liberada no eixo do motor (OM) durante o tempo analisado foi de $7,42 \times 10^4$ kJ. A energia armazenada pelos acumuladores foi de 990 kJ (foram incluídas 3 unidades no circuito hidráulico). A frequência rotacional do compressor é mantida em $n_c \cong 2000$ rev/min, com exceção nas etapas nas quais a frequência rotacional é a variável que está sendo avaliada (Figura 66). Da mesma forma, a eficiência volumétrica e o coeficiente politrópico são mantidos constantes, com exceção das etapas nas quais elas são as variáveis testadas (Figuras 64 e 65). Durante 15 % do trajeto ocorre recuperação de energia por frenagem. Neste período, o sistema de injeção eletrônica interrompe o fornecimento de combustível ao veículo. As respostas obtidas estão mostradas nas Figuras 64, 65 e 66.

Figura 64. Capacidade volumétrica do compressor em função da temperatura do ar, onde $n_c = 2000$ rev/min e $\eta_{vc} = 60$ %.



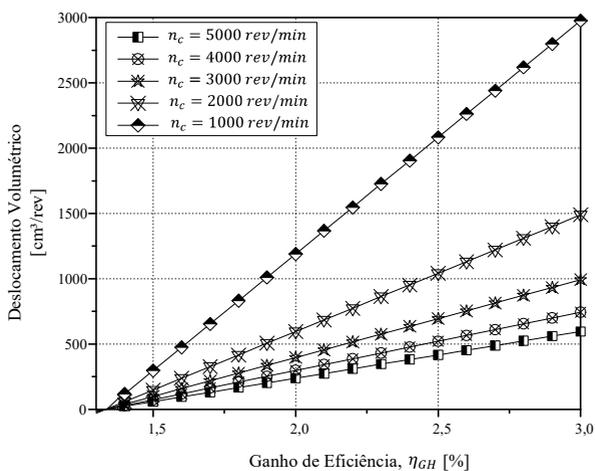
Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Figura 65. Capacidade volumétrica do compressor em função da eficiência volumétrica, onde $n_c = 2000 \text{ rev/min}$ e $T_1 = 25^\circ\text{C}$.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Figura 66. Capacidade volumétrica do compressor em função da frequência rotacional de trabalho, onde $T_1 = 25^\circ\text{C}$ e $\eta_{vc} = 60\%$.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

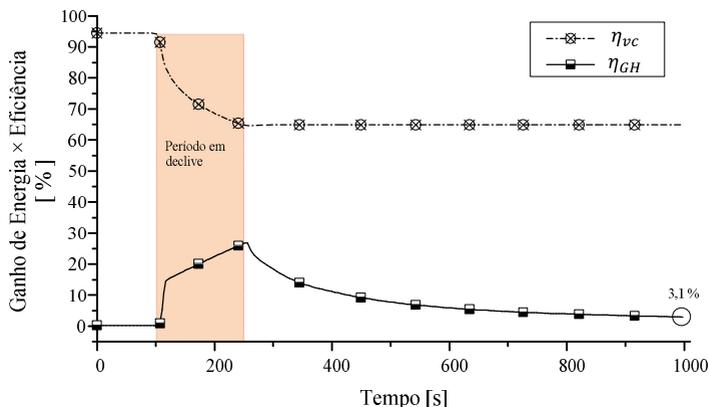
De acordo com o modelo desenvolvido e os resultados mostrados nas figuras, observa-se que a escolha da capacidade volumétrica do compressor depende da troca térmica, da eficiência volumétrica e da frequência rotacional do compressor. Destaca-se, ainda, que o período de produção de ar foi de apenas 150 s, o que limita a quantidade de energia recuperada. Além disso, outras limitações precisam ser enfatizadas. Por exemplo, os compressores de pistão utilizados nos veículos automotores operam numa faixa de 1000 podendo chegar até 3000 rev/min (KNORR-BREMSE, 2011). A situação é um pouco mais crítica para os compressores de pistão de múltiplos estágios utilizados industrialmente, cuja velocidade média varia de 500 a 1500 rev/min (INGERSOLL-RAND, 2009; SAUER, 2013). Por outro lado, poder-se-ia empregar um compressor do tipo parafuso, apesar de não ser uma solução usual para o setor de veículos, cuja velocidade alcança até 5000 rev/min. Contudo, a pressão de trabalho neste tipo de compressor geralmente não ultrapassa 1,6 MPa (ATLAS_COPCO, 2014; MAN, 2014).

A eficiência volumétrica de compressor automotivos, por sua vez, tende a ser relativamente baixa, na faixa de 50% para as pressões normais de trabalho de veículos comerciais (KNORR-BREMSE, 2011). A solução, neste caso, é a de usar compressores de múltiplos estágios, que reduzem a relação de compressão e aumentam a eficiência volumétrica.

Em síntese, a condição ideal para se aumentar a margem de ganho de energia do sistema híbrido por meio do circuito pneumático é a de reduzir a taxa de transferência de calor do ar comprimido por meio de isolamento térmico e trabalhar com compressores com deslocamento volumétrico reduzido, porém, que operem com alta velocidade e alta eficiência volumétrica. Uma segunda alternativa seria a de aumentar o deslocamento volumétrico do compressor. Todavia, esta alternativa deve ser evitada, uma vez que traz como consequências o aumento de torque, peso e volume do compressor. Outros coeficientes que geralmente afetam a eficiência global do sistema, como as eficiências mecânica e total, não foram considerados na análise, visto que a potência proveniente da frenagem do veículo é suficiente para compensar adicionais ineficiências mecânicas, sem causar alteração significativa na quantidade de vazão e entalpia suprida pelo compressor.

Para fins de comparação entre o resultado obtido por simulação dinâmica e o obtido pelo modelo algébrico representado pela eq. (123), a Figura 67 mostra a evolução da energia total do veículo decorrente da hibridização nas condições descritas de frenagem em declive.

Figura 67. Evolução da energia total do veículo decorrente da hibridização.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

É possível constatar que, apesar da variação das eficiências dos componentes do veículo e do sistema hidráulico-pneumático que ocorre durante o período de translado (que pode ser observado, por exemplo, pela variação da eficiência volumétrica do compressor η_{vc}), o ganho de energia η_{GH} alcançado com a hibridização ao final do tempo de simulação dinâmica é de 3,1 %, cujo valor é muito próximo ao obtido com a eq. (123), de 3,27 % (este resultado inclui a energia absorvida nos três acumuladores)¹⁸. Em consequência da proximidade dos resultados, constata-se que o modelo descrito pode ser usado para calcular de forma consistente a capacidade volumétrica do compressor de ar, não obstante terem sido assumidas diversas simplificações durante o desenvolvimento matemático. Em complemento à curva de ganho de energia, é mostrada na parte superior do gráfico a variação da eficiência volumétrica do compressor decorrente do carregamento do sistema de armazenamento durante a condução do veículo. O alto valor da eficiência volumétrica do compressor é devido à pressão no reservatório de ar, que inicialmente está no estado de carga nulo.

¹⁸ Para obtenção do resultado indicado, os seguintes valores foram atribuídos na equação (123): $n_c = 3000 \text{ rev/min}$; $\gamma_{ar} = 1,0$; $\eta_{vc} = 0,64$; $E_e = 6,67 \times 10^4 \text{ kJ}$; $\Delta t = 150 \text{ s}$.

6.2. REDIMENSIONAMENTO DO SISTEMA HIDROSTÁTICO COM BASE NAS ESPECIFICAÇÕES DO COMPRESSOR DE AR

Os resultados apresentados no Capítulo 5 descrevem a capacidade proporcionada pelo sistema híbrido de transformar, armazenar e reaproveitar a energia proveniente da frenagem regenerativa. O sistema hidráulico, responsável pela geração de torque e manutenção da velocidade do veículo em declive, é sobremodo limitado devido à baixa densidade de energia dos acumuladores, sendo que a maior parte da energia hidráulica fornecida à bomba/motor precisa ser dissipada ou transmitida para o sistema pneumático. Constatou-se no referido Capítulo, que a quantidade de energia liberada pelo veículo, mesmo em estradas com pequena inclinação, normalmente é muito maior do que a capacidade de transformá-la em ar comprimido em função das limitações técnicas do sistema pneumático, conforme já discutido anteriormente.

Com o propósito de reduzir a quantidade de energia hidráulica dissipada pelas válvulas limitadora de pressão (1V2) e válvula direcional proporcional (1V1), o sistema hidrostático é redimensionado para atender a demanda de potência do compressor de ar, e não mais ao torque de frenagem requerido pelo veículo. Com esta alteração é possível reduzir a relação de transmissão hidrostática de 6:1 para 1,7:1, o que afeta diretamente a potência hidráulica de saída da bomba. Conseqüentemente, o torque necessário para frenagem resulta da ação conjunta do freio regenerativo hidráulico, do freio-motor e dos freios pneumáticos de serviço.

A vantagem obtida provém da redução de peso e custo da instalação. A bomba/motor, com deslocamento variável e comando elétrico proporcional, pode ser substituída por uma bomba de deslocamento fixo que normalmente irá operar num regime de alta eficiência. Além disso, demanda-se menor consumo de combustível do veículo no CH_{M1} , no qual é utilizado o motor à combustão como unidade de potência do sistema hidráulico-pneumático para produção de ar comprimido. Em contrapartida, nesta condição, o sistema híbrido perde a função de elemento auxiliar de tração do motor à combustão interna. Esta perda se justifica pelo fato da reduzida frequência de uso do sistema híbrido no PA_M em veículos de transporte rodoviário e da possibilidade de utilização da energia recuperada nos acumuladores para a produção de ar comprimido.

A relação entre o deslocamento volumétrico da bomba e do motor hidráulico de 1,7:1 foi escolhida com base nas velocidades usuais de

veículos comerciais em rodovias. Com base nesta relação, é possível proporcionar uma rápida elevação da pressão do ar comprimido no reservatório mesmo quando a velocidade do veículo for reduzida, por exemplo, para 40 km/h (a bomba opera em torno de 1250 rev/min nesta velocidade). Dependendo da velocidade permitida para a bomba selecionada, o veículo terá capacidade de transformação de energia mesmo trafegando em velocidades superiores a 80 km/h, visto que bombas menores têm capacidade de operar com velocidades mais altas. Dessa forma, com base no redimensionamento do sistema hidrostático e utilizando um compressor de quatro estágios e deslocamento nominal de $880 \text{ cm}^3/\text{rev}$, a pressão do sistema pneumático pode alcançar o valor de pico de 35 MPa e frequências rotacionais teóricas de até 3000 rev/min. Em relação ao sistema hidrostático, foi selecionada uma bomba hidráulica de pistão axial, fabricante *Danfoss*, série 42, de 51 cm^3 , velocidade nominal de 2900 rev/min e momento de inércia $J_p = 0,0038 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

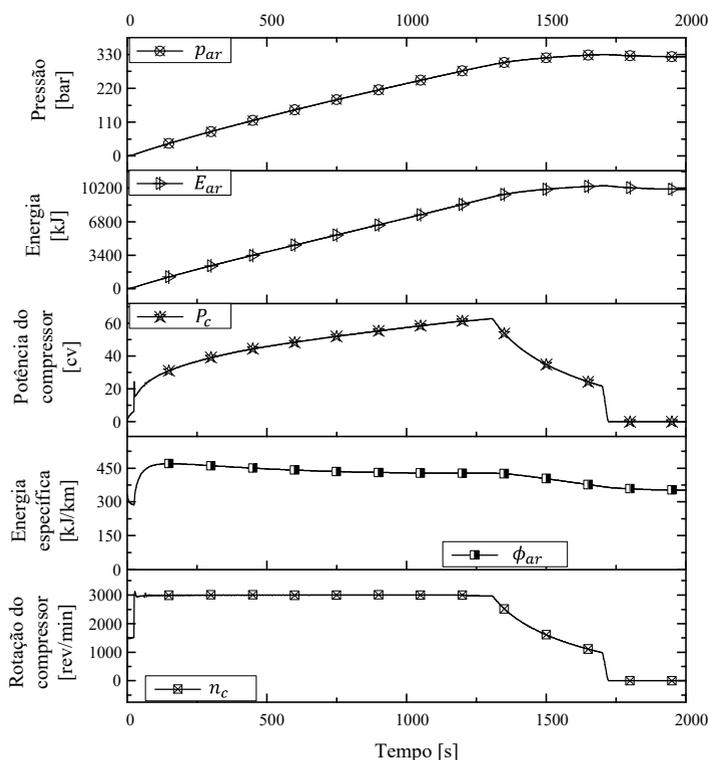
Os resultados de simulação do sistema redimensionado para uma condição de translado em declive com posterior parada do veículo estão mostrados na Figura 68. Os parâmetros de projeto são os mesmos descritos na referida Seção 5.4, com exceção dos dados de deslocamento volumétrico da bomba, momento de inércia e eficiências, que foram atualizados de acordo com o catálogo técnico do fabricante (DANFOSS, 2013). O tempo de simulação analisado para o sistema pneumático alcançar a pressão de 35 MPa foi de 1700 s (28,3 min.). O veículo percorreu uma distância de 28,65 km em trajetória longitudinal descendente de 3° a 60 km/h. No tempo $t = 1700 \text{ s}$ o veículo é desacelerado até sua parada.

As respostas do sistema hidráulico-pneumático mostram que no tempo $t = 1306 \text{ s}$ a velocidade do motor hidráulico começa a diminuir em função do motor (1A) alcançar seu torque máximo e da continuidade de aumento do torque do compressor (conforme eq. (30)), cuja pressão de trabalho continua em elevação. Neste instante, o compressor desenvolve sua máxima potência de 44,1 kW (60 cv). A energia pneumática máxima acumulada é de 10,5 MJ (a uma temperatura de 33°C), além da energia absorvida nos dois acumuladores. A energia específica do sistema pneumático ϕ_{ar} varia de 400 a 460 kJ/km durante o período em que a velocidade do compressor é mantida constante, sendo influenciada basicamente pela eficiência volumétrica do compressor.

O torque de frenagem desenvolvido por intermédio da bomba hidráulica na saída do redutor mecânico (torque amplificado) foi de 1690 N.m, enquanto que o torque requerido pelo freio do veículo foi de apenas

1800 N.m, ou seja, a bomba foi responsável por aproximadamente 48,4% da energia utilizada para manter a velocidade do veículo na descida. Considerando que a maioria dos problemas gerados por falha nos freios de serviço provém de superaquecimento dos seus componentes, o emprego do sistema híbrido pode aumentar a segurança do veículo durante sua condução em grandes distâncias com declive, uma vez que haverá menor necessidade de atuação dos freios de serviço (CANALE e GUTIÉRREZ, 2005).

Figura 68. Respostas do sistema hidráulico-pneumático sob frenagem regenerativa.

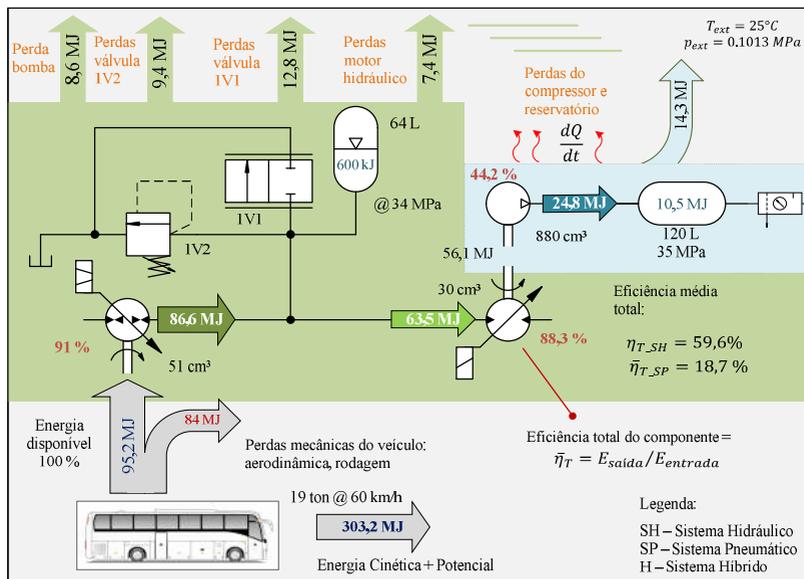


Fonte: Desenvolvido pelo autor.

A Figura 69 ilustra o fluxo de potência do sistema hidráulico-pneumático. A eficiência total η_T dos componentes está baseada na

relação $\eta_T = E_{out}/E_{in}$, onde E_{in} é o somatório da energia de entrada e E_{out} é a soma de toda energia que sai do componente em questão.

Figura 69. Fluxo de potência do sistema hidráulico-pneumático redimensionado.



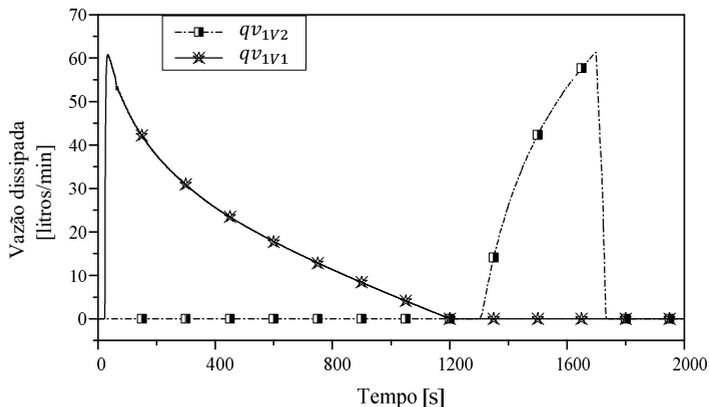
Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Devido à relação de transmissão hidrostática de 1,7:1 e à velocidade do veículo, uma parcela de energia continua sendo dissipada pelas válvulas hidráulicas. Pela válvula proporcional (IV1) são dissipados 12,8 MJ de energia, devido à necessidade de limitar a velocidade do compressor. A abertura da válvula é maior nas fases iniciais de regeneração e decresce à medida que a pressão do ar no reservatório aumenta, conforme mostra a Figura 70. De modo semelhante, são dissipados 9,4 MJ pela válvula limitadora de pressão (IV2). Contudo, sua abertura ocorre somente a partir do instante 1306 s em que a velocidade do motor hidráulico começa a reduzir, com consequente aumento da pressão no circuito hidráulico. A eficiência média do sistema hidráulico $\eta_{T,SH}$ aumenta de 26,3 %¹⁹ para 59,6 %, o que de fato já é um resultado esperado em consequência da alteração da capacidade volumétrica da

¹⁹ Conforme Seção 5.4.

bomba. A eficiência do sistema hidráulico, calculada de acordo com a eq. (77), está mostrada na Figura 71.

Figura 70. Vazão dissipada no circuito hidráulico.



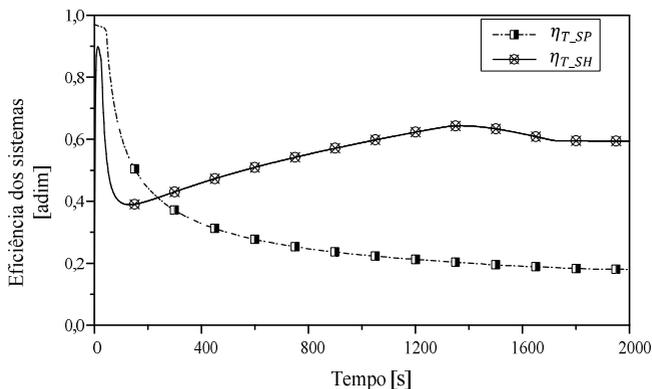
Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Em consequência do longo período de translado em declive, de aproximadamente 28 min, a pressão do sistema pneumático alcança o valor de 35 MPa, suficiente para acumular 10,5 MJ de energia no reservatório de ar comprimido. Nesta condição, grande parte da energia é dissipada na forma de calor, de modo que a eficiência do sistema pneumático é de somente $\eta_{T,SP} = 18,7\%$ em $t = 2000$ s, conforme a eq. (78) e a Figura 71. O desenvolvimento de novas tecnologias de compressores compactos, de alta pressão e alta velocidade, destinados para o uso veicular e com reaproveitamento do calor gerado durante a produção de ar, pode melhorar significativamente a eficiência do sistema pneumático.

A eficiência do sistema híbrido, calculada pelas equações (79), (80) e (81), relaciona as energias armazenadas no reservatório de ar e acumuladores com a energia transferida para a bomba/motor. Ao final da simulação a eficiência total é de 12 % aproximadamente. Todavia, este valor tende a ser maior nos instantes iniciais, uma vez que a eficiência do sistema híbrido é fortemente dependente da energia recuperada nos acumuladores, que decresce abruptamente em função da distância percorrida, conforme eq. (79) e Figura 72. As eficiências mostradas na Figura 72 adotam como referência a energia de entrada do sistema

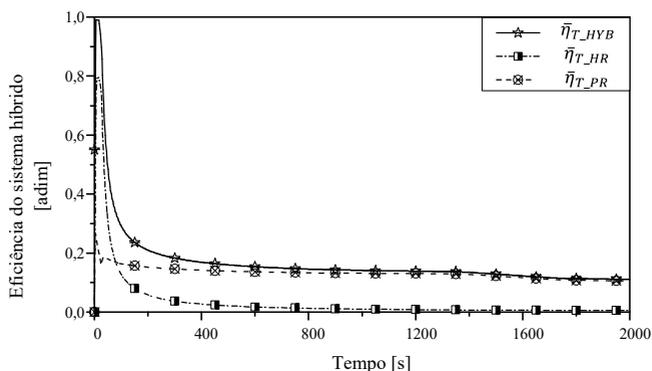
hidráulico-pneumático, ou seja, a energia transferida para o eixo da bomba, $E_{p.in}$.

Figura 71. Eficiências dos sistemas hidráulico e pneumático.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Figura 72. Eficiências do sistema híbrido.



Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Observa-se que nos primeiros instantes a eficiência do sistema híbrido é próxima a 100 % devido ao fato da resposta transiente do torque de frenagem produzido pelo sistema hidráulico-pneumático ser superior à do torque resultante da energia cinética transferida para as rodas do veículo durante a desaceleração. Além disso, em função da alta densidade

de potência e da baixa densidade de energia dos acumuladores, a eficiência de armazenamento dos acumuladores, e conseqüentemente do sistema híbrido, tende a decrescer rapidamente a partir dos primeiros instantes do processo de frenagem regenerativa.

Finalmente, conclui-se que com o redimensionamento e substituição da bomba e o uso de um compressor compacto seja possível reduzir substancialmente o peso bruto do sistema híbrido²⁰. Nestas condições, a unidade de produção de ar comprimido convencional do veículo torna-se desnecessária pelo uso do sistema proposto. O tamanho e peso do compressor, que é sobremodo influenciado pelos sistemas de resfriamento intermediário e resfriamento das câmaras de compressão, pode ser diminuído caso a transferência de calor seja efetuada pelo sistema de arrefecimento do próprio veículo e pela ventilação externa gerada durante seu movimento. Dessa forma, o peso adicional no veículo dependerá, essencialmente, do peso (massa, volume e quantidade) dos acumuladores e reservatórios de ar.

A Tabela 28 apresenta uma síntese dos resultados dos testes do sistema híbrido na condição de frenagem do veículo em declive com o sistema originalmente proposto (descrito na Seção 5.4) e com o sistema redimensionado. Uma vez que as eficiências do sistema pneumático apresentaram resultados decrescentes em função da distância percorrida pelo veículo e/ou do aumento da pressão do ar comprimido, na terceira coluna da Tabela 28 estão listadas as eficiências dos principais componentes do circuito na condição em que a pressão do ar alcança o valor de 100 bar.

6.3. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste Capítulo foi feita uma análise de diversos parâmetros de projeto do sistema hidráulico-pneumático na condição de condução do veículo em rodovias com declives, nas quais é possível recuperar as maiores quantidades de energia potencial e reaproveita-las por meio do uso do ar comprimido nos periféricos do veículo.

Na Seção 6.1 foi definido um procedimento que permite dimensionar o compressor de ar com base na expectativa de ganho de energia do veículo híbrido. De acordo com as respostas alcançadas, pôde-

²⁰ A redução de peso estimada com a troca da bomba de 180 para 51 cm³ é de 100 kg, sem considerar a redução devida a troca de tubulação e outros acessórios normalmente presentes na instalação.

se concluir que é necessário aprimorar a atual tecnologia de compressores de ar de alta pressão usados na indústria e adequá-los para serem utilizados em aplicações veiculares. Neste sentido, a expectativa é a de que o compressor seja compacto e tenha a capacidade de operar simultaneamente com maiores níveis de pressão e frequência rotacional, sem acarretar variação significativa na sua eficiência volumétrica.

Tabela 28. Resumo dos resultados dos testes do sistema híbrido na condição de frenagem do veículo em declive.

	$D_p = 180 \text{ cm}^3$	$D_p = 51 \text{ cm}^3$	$D_p = 51 \text{ cm}^3$
η_{T_p} [%]	80,1	91,2	91,0
η_{T_m} [%]	80,1	84,0	88,3
η_{T_c} [%]	61,7	57,7	44,2
$\eta_{T_{SP}}$ [%]	43,0	30,15	18,7
$\eta_{T_{SH}}$ [%]	27,2	46,5	59,6
$\eta_{T_{HYB}}$ [%]	14,1	16,1	12,0
E_{ac} [kJ]	600	600	600
E_{ar} [kJ]	1447	3100	10500
p_{ar} [bar]	48	100	350

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Na Seção 6.2 foram efetuados novos estudos com o sistema híbrido. O atual sistema hidráulico foi redimensionado em consequência dos resultados de baixa eficiência proporcionado pela diferença de tamanho entre a bomba/motor e o motor hidráulico. Após o redimensionamento e redução da capacidade volumétrica da bomba hidráulica, as respostas mostraram um aumento de 32,4 % de eficiência do sistema hidráulico, muito embora este aumento de eficiência não seja transferido para a eficiência global do sistema. A principal vantagem desta alteração provém da redução do peso e do custo do equipamento. Em contrapartida, o sistema híbrido perde sua função de fonte auxiliar de potência do veículo e limita sua capacidade de frenagem, o que traz como resultados a diminuição da eficiência de captura do sistema hidráulico no tráfego urbano, onde o torque requerido da bomba e a taxa de carregamento dos acumuladores são elevados.

7. CONCLUSÃO

Neste trabalho apresentou-se um novo conceito de sistema híbrido com configuração pós-transmissão paralela, o qual está interligado à cadeia de transmissão e ao sistema motriz do veículo. O diferencial deste tipo de híbrido provém de sua capacidade de recuperar energia no trânsito das cidades e rodovias com declives. As respostas obtidas por meio de resultados experimentais e do modelo matemático desenvolvido permitiram avaliar de forma bastante detalhada as potencialidades e limitações em termos de eficiência e capacidade de recuperação de energia dos componentes e do sistema hidráulico-pneumático.

Os resultados na cidade mostraram que o processo de frenagem regenerativa, que tem o objetivo de desaceleração objetivando uma parada rápida do veículo, é semelhante aos resultados de frenagem já publicados de veículos híbridos-hidráulicos aplicados nos segmentos de transporte coletivo de passageiros e caminhões de coleta de lixo.

Os resultados na rodovia, por sua vez, mostraram que união da pneumática ao circuito hidráulico possibilita que o sistema híbrido prossiga efetuando a transformação da energia de frenagem em ar comprimido por longas distâncias, porém a taxas bem mais moderadas do que a hidráulica. Como o processo regenerativo ocorre a volume constante (diferentemente dos acumuladores), a quantidade de energia pneumática recuperada pode exceder a quantia de 10 MJ em um reservatório de 120 litros, que é um valor praticamente dez vezes superior ao obtido com três acumuladores de 32 litros cada.

Com base nestes e outros dados percorridos ao longo do texto, chegou-se a algumas conclusões importantes:

- A solução apresentada pode ser usada exclusivamente para aplicações nas rodovias caso seja adotada uma bomba hidráulica de menor capacidade volumétrica. Adicionalmente, devido à baixa densidade de energia dos acumuladores, seu volume pode ser dimensionado somente para atender ao suprimento de ar comprimido para condições críticas.

- O sistema de supervisão e controle do veículo híbrido pode se beneficiar da alta densidade de potência dos acumuladores para recuperar grandes quantidades de energia em curtos intervalos de tempo, nas condições de traslado onde o veículo é submetido a leves inclinações da pista e/ou desacelerações.

- O ar comprimido deve ser usado para aplicação nos dispositivos auxiliares, uma vez que a energia proveniente do sistema pneumático é baixa e a energia do sistema híbrido empregada para auxiliar no esforço de tração do veículo depende basicamente do sistema hidráulico.

- Devido as várias etapas de conversão de energia e às limitações do sistema pneumático, o sistema híbrido não proporciona eficiências altas. Em média, a eficiência do sistema pneumático fica entre 10 e 16 %. Nesse sentido, a eficiência do sistema híbrido se aproxima da eficiência do sistema hidráulico nas frenagens de curta duração, e da eficiência do sistema pneumático nas frenagens de longas distâncias em declive. A eficiência dos sistemas pneumáticos, de modo geral, é bastante limitada, todavia, essencial para o funcionamento dos dispositivos pneumáticos auxiliares usados em veículos comerciais. Uma vez que se espera que a produção de ar comprimido seja efetuada durante os eventos de frenagens nas rodovias, o custo dessa produção tende a ser mais baixo devido a não haver consumo de combustível neste período. Diante disso, pode-se obter economia de combustível pelo não uso do compressor de ar convencional acionado por meio de transmissão mecânica pelo motor à combustão interna. Adicionalmente, durante os períodos de cruzeiro que ocorrem nas estradas em plano horizontal pode-se alterar a região de operação do motor à combustão e sua eficiência pelo incremento do torque, o qual pode ser utilizado concomitantemente para produção de ar comprimido. O aumento de eficiência do sistema motriz pode compensar as ineficiências geradas pelo sistema híbrido.

- A quantidade de ar comprimido produzido pelo sistema híbrido pode exceder em muitas vezes à demanda do veículo. Neste cenário, pode-se ampliar as opções de uso do ar comprimido. Uma opção de aplicação é a eliminação de atraso das respostas transientes de motores turbo diesel. Essa alternativa, que já resulta em economia de combustível, normalmente altera o modo de condução do veículo, visto que o condutor tende a diminuir a intensidade de pressionamento sobre o pedal do acelerador, o que também gera diminuição de consumo. Estima-se uma economia de combustível entre 3 e 5% com a implementação desse tipo de solução. Todavia, esse percentual pode variar dependendo do modo de condução do veículo. Ademais, para tal implementação em um veículo não-híbrido ainda seria necessário aumentar a capacidade volumétrica do compressor e o tamanho do reservatório de ar. Com a hibridização proposta, a alteração de tamanho destes componentes já ocorre naturalmente.

- Para veículos de uso rodoviário, o sistema hidrostático deve ser dimensionado somente para atender a produção de ar comprimido, de acordo com os resultados apresentados na Seção 6.2. O fluxo de potência proveniente do veículo é geralmente muito superior à demanda de potência requerida para acionar o compressor. Devido à relação de transmissão hidrostática, o dimensionamento da bomba/motor com o objetivo de fornecer um torque de frenagem equivalente à necessidade de manter a velocidade do veículo em descidas gera uma baixa eficiência do sistema hidráulico por causa da dissipação de energia produzida pelas válvulas. Se o sistema hidráulico não tiver a função de controlar a velocidade do veículo, pode-se substituir a bomba/motor de deslocamento variável por uma bomba de deslocamento fixo, de baixo custo e alto rendimento. Adicionalmente, o sistema pneumático pode operar em condições de pressão mais reduzida (por exemplo, até 4 MPa), com um ou dois compressores de simples ou duplo estágio na configuração paralela ou mista, com acionamento intermitente através de embreagem. Tal disposição propicia condições para que o sistema de supervisão e controle possa definir a pressão do circuito hidráulico, o torque de frenagem regenerativa e a taxa de produção de ar comprimido em função das condições geográficas e operacionais do veículo.

- Para veículos híbridos de uso urbano devem ser mantidas as dimensões da bomba/motor e acumuladores inicialmente definidas, uma vez que as características do sistema hidráulico proporcionam um alto torque de frenagem e alta eficiência de recuperação. Por outro lado, neste perfil de tráfego recomenda-se a seleção de um compressor de menor capacidade, de apenas um estágio, visto que o período de recuperação da energia de frenagem é relativamente curto.

- O sistema hidráulico-pneumático pode atuar como um retardador, em complemento ao freio motor e aos freios de serviço. Com esta característica, aumenta-se a vida útil do sistema de frenagem e pode aumentar a segurança durante a condução do veículo em pistas descendentes e de longa distância.

- No modo auxiliar de potência foi constatada uma economia de combustível entre 8 e 20%, cujo percentual depende da carga e da velocidade do veículo, do tamanho da bomba e dos acumuladores e da otimização dos sistemas de controle, que podem ser ajustados com o objetivo de obter um aumento na quantidade de energia recuperada em função das condições operacionais do veículo e do sistema hidráulico-pneumático. A escolha da velocidade angular de trabalho do motor hidráulico, por exemplo, determina os percentuais de distribuição da

energia proveniente da bomba. Quando o veículo desenvolve velocidades menores, a velocidade angular de referência do motor pode ser diminuída com o propósito de garantir o carregamento máximo dos acumuladores. Por outro lado, se esta distribuição for mal dimensionada, uma parcela significativa de energia será dissipada pelas válvulas hidráulicas, o que em termos gerais, resultará em menor eficiência do sistema híbrido.

As sugestões de temas que podem ser explorados em trabalhos futuros são:

- Aplicação de algoritmos de otimização no modelo matemático do sistema híbrido com o propósito de encontrar a região de operação de melhor eficiência dos subsistemas e do conjunto em função do modo de operação do veículo.

- Utilização de novas técnicas de controle específicas para aplicação veicular.

- Estudo de variantes de configurações para o sistema proposto. Por exemplo, pode-se utilizar dois compressores em paralelo, em série ou na configuração mista, separados por eletroválvulas de comando, de modo que a opção pelo tipo de configuração dependa do estado lógico discreto das válvulas. Estudo semelhante pode ser aplicado para o caso da disposição da bomba hidráulica (ou bombas hidráulicas), que pode operar na configuração simples ou paralela, e ainda alternar entre os tipos de deslocamento volumétrico, fixo, variável ou misto. Nesta mesma linha, existe a alternativa do sistema híbrido trabalhar com redutores mecânicos de 2 ou 3 relações de transmissão fixas ou, alternativamente, como uma transmissão continuamente variável. O objetivo neste caso, é o de aumentar e otimizar a faixa de velocidades passível de recuperação de energia.

- Avaliar o uso do sistema proposto em veículos comerciais de pequeno e médio porte, como veículos de entrega e micro-ônibus urbanos, utilizando o sistema hidráulico-pneumático cujas dimensões devem ser proporcionais à necessidade do veículo. Nesta avaliação, pode-se utilizar componentes de baixo custo, peso e volume (bomba e motor de deslocamento fixo, compressor de simples estágio, uso de apenas um acumulador, etc.), o que tornaria o investimento financeiro competitivo comercialmente.

- Adicionar um gerador elétrico ao sistema híbrido que, semelhante ao compressor de ar, possa ser acoplado ao eixo de transmissão do motor hidráulico com o propósito de proporcionar autonomia ao veículo na

geração de energia para os dispositivos periféricos eletromecânicos. Esta opção pode ser considerada factível, uma vez que a quantidade de energia liberada nas frenagens é suficientemente alta e permite agregar novos pontos de consumo.

8. REFERÊNCIAS

- ACHTEN, P. A. A serial hydraulic hybrid drive train for off-road vehicles. PROCEEDINGS OF THE NATIONAL CONFERENCE ON FLUID POWER, 2008.
- AGAR, B. J.; BAETZ, B. W.; WILSON, B. G. Fuel consumption, emissions estimation, and emissions cost estimates using global positioning data. Journal of the Air & Waste Management Association, v. 57, n. 3, p. 348-354, 2007.
- ARGO-HYTOS. Proportional Directional Control Valves - PRM6-10. ARGO-HYTOS s.r.o., HA 5115, 2013.
- ATLAS COPCO. OIL-INJECTED ROTARY SCREW COMPRESSORS GA 15-26 / GA 11-30 / GA VSD 15-37. Atlas Copco Airpower NV, 935 0849 46, 2014.
- BARBER, A. Pneumatic handbook. 8th ed. Elsevier Science Inc., 1997.
- BEJAN, A. Heat Transfer. John Wiley & Sons, Inc., 1993.
- BENDIX. Air Brake Handbook. Bendix Spicer Foundation Brake LLC, 2009.
- BLOCH, H. P. A practical guide to compressor technology. Wiley-Interscience, 2006.
- BORGNACKE, C.; SONNTAG, R. E. Fundamentals of thermodynamics. Wiley, 2009.
- BOSCH REXROTH. External Gear Motors - AZMF , AZMN , AZMG Series. Rexroth Bosch Group, RE 14 026/05.09, 2009.
- BOSCH REXROTH. A10VO series 52 and 53 - Axial piston variable pump. Bosch Rexroth AG, RE 92703/10.2014, 2014.
- BOSEL, U. Thermodynamic analysis of compressed air vehicle propulsion. Jornal of KONES Internal Combustion Engines, v. 12, n. 3-4, p. 51-62, 2005.
- BRACHT, D. V.; EHRET, C.; KLIFFKEN, M. G. Calculable Economy: Hydraulic Hybrid Drivetrain in Field Trial. 2nd Symposium of the VDMA, 2009.

BRAVO, R. R. S.; DE NEGRI, V. J.; OLIVEIRA JUNIOR, A. A. M. SISTEMA HÍBRIDO HIDROPNEUMÁTICO DE FRENAGEM REGENERATIVA. INPI - Instituto Nacional da Propriedade Industrial: BR1020150329636, 2015.

BRODERICK, J. K. Combined internal-combustion and compressed-air engine. US Patent 1013528, 1912.

CANALE, A.; GUTIÉRREZ, J. Estudo do desempenho da frenagem e do controle da velocidade de descida em declive longo e acentuado no trecho da serra do Mar da Rodovia Dos imigrantes de veículos comerciais representativos da frota nacional. Pós-Doutoramento no Departamento de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e Automobilística. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. 2005.

CENGEL, Y. A.; BOLES, M. A.; KANOĞLU, M. Thermodynamics: an engineering approach. Fourth Edition. McGraw-Hill New York, 2002.

CHALLENGE, C. A. Fundamentals of Compressed Air Systems. US Department of Energy, 2002.

CHAPPELL, J. S. A transient fluid and thermodynamic model of a compressed air system. (Master of Science). Department of Mechanical Engineering, The University of Alabama, TUSCALOOSA. 2011.

CHEN, J. S. Energy efficiency comparison between hydraulic hybrid and hybrid electric vehicles. *Energies*, v. 8, n. 6, p. 4697-4723, 2015.

CHIH-KENG, C.; TRI-VIEN, V. Regenerative braking study for a hydraulic hybrid vehicle. 9th World Congress on Intelligent Control and Automation (WCICA), 2011. 21-25 June 2011. p.413-418.

COIMBRA, C. D. L. Hydraulic hybrid transmission system applied on urban buses, preliminary analysis of feasibility in Brazilian market. 23RD SAE BRASIL INTERNATIONAL CONGRESS AND DISPLAY MOBILITY TECHNOLOGY, 2014. São Paulo. Copyright © 2014 SAE International.

COSTA, E. C. D. Compressores. São Paulo: Edgard Blücher, 1978.

CREUTZIG, F.; PAPSON, A.; SCHIPPER, L.; KAMMEN, D. M. Economic and environmental evaluation of compressed-air cars. *Environmental Research Letters*, v. 4, n. 4, p. 044011, 2009.

CRISTIANO FAÇANHA, K. B., JOSH MILLER. Global Transportation Energy and Climate Roadmap - The impact of transportation policies and their potential to reduce oil consumption and greenhouse gas emissions - The International Council on Clean Transportation. 2012.

- CROLLA, D.; REN, Q.; ELDEMERDASH, S.; YU, F. Controller design for hybrid vehicles—state of the art review. Vehicle Power and Propulsion Conference, 2008. VPPC'08., 2008. Harbin, China. IEEE. p.1-6.
- DANFOSS. Technical Information Series 42 Axial Piston Pumps. Danfoss Power Solutions, 11022637 - CG - Jun, 2013.
- DEPPEN, T. O.; ALLEYNE, A. G.; STELSON, K. A.; MEYER, J. J. Predictive energy management for parallel hydraulic hybrid passenger vehicle. ASME - Dynamic Systems and Control Conference, 2010. American Society of Mechanical Engineers. p.185-192.
- DÖNITZ, C.; VASILE, I.; ONDER, C.; GUZZELLA, L. Realizing a concept for high efficiency and excellent driveability: the downsized and supercharged hybrid pneumatic engine. SAE World Congress & Exhibition: SAE Technical Paper, 2009.
- DROZDZ, P. Hybrid refuse truck feasibility study. Transportation Development Centre of Transport Canada p.89, 2005.
- DTA. Hydraulic Accumulators. Damen Technical Agencies, 2015.
- EATON. Eaton's Hydraulic Launch Assist Refuse Truck (HLA). Eaton Corporation and Dana Corporation - Hybrid Power Systems Division, 2009.
- ECHTER, N. Parallel hydraulic pressure assist/work circuit hybrids for automated side loader refuse vehicles. 138 f. (Master of Science). Department of Mechanical Engineering, Colorado State University. 2012.
- ENANG, W.; BANNISTER, C.; BRACE, C.; VAGG, C. Modelling and heuristic control of a parallel hybrid electric vehicle. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, v. 229, n. 11, p. 1494-1513, 2015.
- FENG, D.; HUANG, D. Modeling and Control of a Series Hydraulic Hybrid Vehicle. Journal of Computational Information Systems, v. 8, p. 1805-1819, 2012.
- FILIPPI, Z.; KIM, Y. Hydraulic hybrid propulsion for heavy vehicles: Combining the simulation and engine-in-the-loop techniques to maximize the fuel economy and emission benefits. Oil & Gas Science and Technology—Revue de l'Institut Français du Pétrole, v. 65, n. 1, p. 155-178, 2010.
- FRANKLIN, G. F.; POWELL, J. D.; EMAMI-NAEINI, A. Feedback control of dynamics systems. Addison-Wesley Publishing Company, 1994.
- GAINES, L.; VYAS, A.; ANDERSON, J. Estimation of fuel use by idling commercial trucks. Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board, n. 1983, p. 91-98, 2006.

GILBERTI, V. E. Pneumatic Start-Stop System. XVI Congresso e Exposição Internacionais de Tecnologia da Mobilidade SAE BRASIL. São Paulo: SAE Technical Paper, 2007.

GILLESPIE, T. D. Fundamentals of vehicle dynamics. Society of Automotive Engineers Warrendale, PA, 1992.

GORDON, J.; RICHARD, S.; CLAUS, B. Fundamentos da Termodinâmica Clássica. 4ª EDIÇÃO. Editora EDGARD BLUCHER LTDA, 1995.

GOSAL, A. S. Modelling and control of a hydrostatic transmission for a load-haul-dump underground-mining machine. 143 f. (Master of Applied Science). Mechanical Engineering Department, The University of British Columbia, 2004.

GRAMMATICO, S.; BALLUCHI, A.; COSOLI, E. A series-parallel hybrid electric powertrain for industrial vehicles. Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2010. IEEE. p.1-6.

GUZZELLA, L.; ONDER, C.; DÖNITZ, C.; VOSER, C.; VASILE, I. The pneumatic hybridization concept for downsizing and supercharging gasoline engines. MTZ worldwide, v. 71, n. 1, p. 38-44, 2010.

GUZZELLA, L.; SCIARRETTA, A. Vehicle propulsion systems: Introduction to Modeling and Optimization. Springer, 2007.

HANLON, P. C. Compressor handbook. McGraw-Hill Professional, 2001.

HANNAN, M.; AZIDIN, F.; MOHAMED, A. Hybrid electric vehicles and their challenges: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 29, p. 135-150, 2014.

HAYERI, R.; TAGHAVI, A.; DURALI, M. Preliminary design of a series Hybrid Pneumatic powertrain for a city car. Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2010. IEEE. p.1-6.

HUANG, K. D.; TZENG, S.-C. Development of a hybrid pneumatic-power vehicle. Journal of Applied Energy, v. 80, n. 1, p. 47-59, 1// 2005.

HUI, S.; LIFU, Y.; JUNQING, J. Hydraulic/electric synergy system (HESS) design for heavy hybrid vehicles. Energy, v. 35, n. 12, p. 5328-5335, 12// 2010.

HYDAC. Sizing Accumulators - INNOVATIVE FLUID POWER. PN#02068195 / 04.13 / ACU1102-1326, 2013.

IBRAHIM, M. S. A. Investigation of hydraulic transmissions for passenger cars. 164 f. (Doctorate of Engineering Sciences). IFAS, RWTH Aachen University. 2011.

INGERSOLL-RAND. High Pressure Reciprocating Air Compressors. Ingersoll Rand Industrial Technologies, H15T4 - Type 30 Reciprocating Compressors, 2009.

JUHALA, J.; KAJASTE, J.; PIETOLA, M. Experimental Analysis of Heat Losses in Different Types of Hydraulic Accumulators. 8th FPNI Ph. D Symposium on Fluid Power, 2014. Lappeenranta, Finland. American Society of Mechanical Engineers, June 11–13. p.V001T03A003-V001T03A003.

KIENCKE, U.; NIELSEN, L. Automotive Control Systems For Engine, Driveline, and Vehicle. 2nd edition. Springer-Verlag, Berlin, 2000.

KNORR-BREMSE. High Performance Compressors - Commercial Vehicle Systems. Knorr-Bremse Systeme für Nutzfahrzeuge GmbH, P-3505: 005: EN: Released: 2009/03/11 11:26:33:275, 2011.

KNORR-BREMSE. Pneumatic Booster System PBS® - Eliminate turbo lag and save fuel. Doc. No. Y135981 (EN-Rev.000), 2012.

KRICHEL, S.; SAWODNY, O.; HÜLSMANN, S.; HIRZEL, S.; ELSLAND, R. Exergy flow diagrams as novel approach to discuss the efficiency of compressed air systems. Proceedings 8th International Fluid Power Conference, 2012. Dresden. March 26 - 28, 2012.

KUMAR, A. Hydraulic Regenerative Braking System. International Journal of Scientific & Engineering Research, v. 3, n. 4, p. 12, April 2012.

LEAL, L. D. C. M.; ROSA, E. D.; NICOLAZZI, L. C. Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis: Publicação interna do GRANTE - Departamento de Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Santa Catarina. 355 f. 2012.

LEVINE, A. H.; OTIS, D. R. Free Convection in a Piston-Cylinder Enclosure with Sinusoidal Piston Motion. Natural Convection in Enclosures (1st paperback edition), HTD-8ASME, 1980.

LINDZUS, E. HRB – Hydrostatic Regenerative Braking System: The Hydraulic Hybrid Drive from Bosch Rexroth. ISWA World Congress, 2010. Hamburg.

LOUVIGNY, Y.; NZISABIRA, J.; DUYSINX, P. Analysis of hybrid hydraulic vehicles and comparison with hybrid electric vehicles using batteries or super capacitors. EET - 2008 European Ele-Drive Conference. International Advanced Mobility Forum Geneva, Switzerland 2008.

MAN. Screw Compressors Engineered for the process industry. MAN Diesel & Turbo D02082012EN Printed in Germany GMC-OBH09121.0, 2014.

MCCANDLISH, D.; DOREY, R. E. The Mathematical Modelling of Hydrostatic Pumps and Motors. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, p. 11, August, 1 1984.

MOYER, D. F. Hybrid internal combustion engine. US Patent 5695430, 1997.

MRDJA, P.; MILJIC, N.; POPOVIC, S. J.; KITANOVIC, M.; PETROVIC, V. Assessment of Fuel Economy Improvement Potential for a Hydraulic Hybrid Transit Bus. Green Design Conference, CIB W115, 2012. Sarajevo, Bosnia and Herzegovina.

PAPSON, A.; CREUTZIG, F.; SCHIPPER, L. Compressed air vehicles: Drive-cycle analysis of vehicle performance, environmental impacts, and economic costs. Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board, n. 2191, p. 67-74, 2010.

PARKER. Parker RunWise Advanced Series Hybrid Drive. Parker Hannifin Corporation - Hydraulic Division, Bulletin HY19-1014/US, 2010.

PAULIDES, J. J.; KAZMIN, E. V.; GYSEN, B. L.; LOMONOVA, E. Series hybrid vehicle system analysis using an in-wheel motor design. Vehicle Power and Propulsion Conference, 2008. VPPC'08., 2008. Harbin, China. IEEE. p.1-5.

PEDCHENKO, A.; BARTH, E. J. Design and validation of a high energy density elastic accumulator using polyurethane. Dynamic Systems and Control Conference, 2009. American Society of Mechanical Engineers. p.283-290.

PERRY, R. H.; GREEN, D. W. Perry's chemical engineers' handbook. 7th ed. McGraw-Hill Professional, 1999.

PETERSSON, N.; JOHANSSON, K. H. Modelling and control of auxiliary loads in heavy vehicles. International Journal of Control, v. 79, n. 05, p. 479-495, 2006.

PFIFFNER, R. A. J. Optimal Operation of CVT-Based Powertrains. 113 p. (Doctorate in Technical Sciences). Swiss Federal Institute Of Technology, ZÜRICH. 2001.

PILLER, S.; PERRIN, M.; JOSSEN, A. Methods for state-of-charge determination and their applications. Journal of power sources, v. 96, n. 1, p. 113-120, 2001.

POURMOVAHED, A.; BAUM, S. A.; FRONCZAK, F. J.; BEACHLEY, N. H. Experimental evaluation of hydraulic accumulator efficiency with and without elastomeric foam. Journal of Propulsion and Power, v. 4, n. 2, p. 185-192, 1988/03/01. 1988.

POURMOVAHED, A.; OTIS, D. R. An experimental thermal time-constant correlation for hydraulic accumulators. Journal of dynamic systems, measurement, and control, v. 112, n. 1, p. 116-121, 1990.

PRASAD, B. Heat transfer in reciprocating compressors - a review. International Compressor Engineering Conference. 857-865 f. 1998.

PUDDU, P.; PADERI, M. Hydro-pneumatic accumulators for vehicles kinetic energy storage: Influence of gas compressibility and thermal losses on storage capability. *Energy*, v. 57, n. 0, p. 326-335, 8/1/ 2013.

REDING, V. "Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council": Official Journal of the European union. 2007.

REN, J.; YANG, F.; MA, D.; LE, G.; ZHONG, J. Pneumatic performance study of a high pressure ejection device based on real specific energy and specific enthalpy. *Entropy*, v. 16, n. 9, p. 4801-4817, 2014.

REXROTH. Bladder-type accumulators. Bosch Rexroth Corp., HAB-5X RA.51350/04 .13, 2013.

RYDBERG, K.-E. Energy Efficient Hydraulic Hybrid Drives. The 11:th Scandinavian International Conference on Fluid Power - SICFP'09, 2009. Linköping, Sweden. June 2-4.

SANDBERG, T. Heavy Truck Modeling for Fuel Consumption Simulations and Measurements. 102 Department of Electrical Engineering, Linköping University, Linköping, Sweden. 2001.

SAUER-DANFOSS. Series 90 Axial Piston Pumps - Technical Information. SAUER-SUNDSTRAND GMBH & CO, 520L0603 - Rev GC, 2012.

SAUER. Sauer Compressors for Industry. J.P. Sauer & Sohn Maschinenbau GmbH, 04.01-0065 Rev. 11s, 2013.

SINGH, O. Applied Thermodynamics. New Age International, 2009.

SPAN, R.; LEMMON, E. W.; JACOBSEN, R. T.; WAGNER, W.; YOKOZEKI, A. A reference equation of state for the thermodynamic properties of nitrogen for temperatures from 63.151 to 1000 K and pressures to 2200 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, v. 29, n. 6, p. 1361-1433, 2000.

STECKI, J.; MATHESON, P. Advances in automotive hydraulic hybrid drives. Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power, 2005. TSUKUBA. p.664-669.

STROGANOV, A.; SHESHIN, L. Improvement of Heat-Regenerative Hydraulic accumulators. *Ventil*, v. 17, n. 4, p. 322-334, 2011.

SZABŁOWSKI, Ł.; MILEWSKI, J. Dynamic analysis of compressed air energy storage in the car. *Journal of Power Technologies*, v. 91, n. 1, p. 23-36, 2011.

TAYLOR, J.; RAMPEN, W.; ROBERTSON, A.; CALDWELL, N. DIGITAL DISPLACEMENT® HYDRAULIC HYBRIDS. Presented at the JSAE Annual Congress, 2011. Pacifico Yokohama. 24 May, 2011.

TRAJKOVIC, S. The Pneumatic Hybrid Vehicle: A New Concept for Fuel Consumption Reduction. 144 p. (Doctoral Thesis). Department of Energy Sciences, Lund University, Lund, Sweden. 2010.

TRAJKOVIC, S.; TUNESTÅL, P.; JOHANSSON, B. A study on compression braking as a means for brake energy recovery for pneumatic hybrid powertrains. International Journal of Powertrains, v. 2, n. 1, p. 26-51, 2013.

TRJET, H.; AHN, K. Comparison and assessment of a hydraulic energy-saving system for hydrostatic drives. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, v. 225, n. 1, p. 21-34, 2011.

TRIVIC, I. Comparative Analysis of Alternative Hybrid Systems for Automotive Applications. 136 p. (Doctorate Thesis). Fluid machines and Energy Systems, University of Bologna. 2012.

VAEL, G. E.; ACHTEN, P. A.; BRINK, V. D. T. T. Efficiency of a variable displacement open circuit floating cup pump. The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'09, 2009. Linköping, Sweden. June 2-4, 2009.

VERKOYEN, T.; SCHMITZ, J.; VATHEUER, N.; INDERELST, M.; MURRENHOF, H. Retrofittable hydraulic hybrid system for road vehicles. Efficiency through Fluid Power: 7th International Fluid Power Conference (7th IFK), Aachen, 2010. p.433-444.

VESTFÁLOVÁ, M. Thermodynamic properties of real gases and BWR equation of state. EPJ Web of Conferences, 2015. EDP Sciences. p.2106.

VOLVO. VOLVO 9700 12.3m, RHD, 4x2, Euro 5. Volvo Bus Corporation. Göteborg, Sweden, 2012.

VON LINSINGEN, I. Fundamentos de sistemas hidráulicos. Editora da UFSC, 2008.

VOSER, C.; ONDER, C.; GUZZELLA, L. System Design and Analysis of a Directly Air-Assisted Turbocharged SI Engine with Camshaft Driven Valves. Energies, v. 6, n. 4, p. 1843-1862, 2013.

WONG, J. Y. Theory of ground vehicles. 3rd edition. John Wiley & Sons, 2001.

WU, B.; LIN, C.-C.; FILIPI, Z.; PENG, H.; ASSANIS, D. Optimal Power Management for a Hydraulic Hybrid Delivery Truck. Vehicle System Dynamics, v. 42, n. 1-2, p. 23-40, 2004.

ZENG, X. Improving the energy density of hydraulic hybridvehicle (HHVs) and evaluating plug-in HHVs. 103 p. (Master of Science in Mechanical Engineering). Mechanical Engineering Department, University of Toledo. 2009.

ZHANG, Y.; LEE, C.; ZHAO, H.; MA, T.; FENG, J.; LIN, Z.; SHEN, J. Improving of fuel economy and vehicle performance through pneumatic regenerative engine braking device (renewed). In: SAE-CHINA, Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress, 2012. Springer Science & Business Media. p.55-66.

ZHANG, Z.-L.; CHEN, J. Implementable strategy research of brake energy recovery based on dynamic programming algorithm for a parallel hydraulic hybrid bus. International Journal of Automation and Computing, v. 11, n. 3, p. 249-255, 2014.

APÊNDICE A

A.1. DIMENSIONAMENTO DO ACUMULADOR

O dimensionamento de acumuladores empregados no armazenamento e recuperação de energia de veículos híbridos-hidráulicos está associado à energia de frenagem passível de ser recuperada e à potência hidráulica de saída, a qual é utilizada durante a fase de aceleração (Feuser et al, 2010). A recuperação de energia, por sua vez, é limitada pela quantidade de fluido (e energia) que pode ser absorvida nos acumuladores. A quantidade de energia acumulada, representada normalmente pelo estado de carga (SOC) do dispositivo, depende do tamanho do acumulador, da pressão do gás e da limitação de pressão do circuito hidráulico. O sistema de gerenciamento do veículo híbrido utiliza o estado de carga como o principal parâmetro de tomada de decisões com relação ao carregamento e descarregamento dos acumuladores. O SOC pode ser mensurado pelas seguintes condições:

Estado 0 – Pré-carregamento

Estado 1 – Pressão mínima de trabalho do circuito, ajustada um pouco acima da pressão de pré-carga

Estado 2 – Pressão máxima, normalmente ajustada pela válvula limitadora de pressão do circuito

Com base nos estados de carga descritos, desenvolve-se na seqüência um modelo isentrópico do gás do acumulador para determinar a pressão ideal de pré-carregamento, ou seja, o valor de pré-carga que possibilita o máximo de armazenamento de energia em função da pressão e do volume do acumulador (HYDAC, 2013).

A variação da energia interna do gás no acumulador, negligenciando a energia cinética do gás e assumindo ser o processo adiabático, é dada por

$$dE = -p dV. \quad (124)$$

O sinal negativo indica que a redução do volume acarreta em aumento da energia interna. Derivando a relação pV^k ,

$$\begin{aligned} V^k dp + k p V^{k-1} dV &= 0 \\ dV &= \frac{V}{k p} dp. \end{aligned} \quad (125)$$

Sabendo que

$$V = \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{k}} V_0 ; \quad (126)$$

logo,

$$dV = \frac{p_0^{1/k} V_0}{k p^{\frac{(k+1)}{k}}} dp . \quad (127)$$

Substituindo a eq. (127) na eq. (124), obtém-se a equação que quantifica a energia armazenada no acumulador, ou seja,

$$\begin{aligned} E &= \frac{V_0 p_0^{1/k}}{k} \int_{p_0}^{p_2} p^{-1/k} dp \\ &= \frac{V_0 p_0^{1/k}}{k-1} \left[p_2^{(k-1)/k} - p_0^{(k-1)/k} \right] \\ &= \frac{V_0 p_0}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] . \end{aligned} \quad (128)$$

A pressão p_2 é limitada pela resistência da parede do acumulador. A pressão de pré-carga do gás p_0 deve ser escolhida com o objetivo de permitir o máximo armazenamento de energia. Segundo a Equação (128), o acúmulo de energia é nulo somente em dois casos: quando $p_0 = 0$ e $p_0 = p_2$. Conseqüentemente, a máxima quantidade de energia armazenada pode ser obtida derivando a Equação (128) em relação à pressão p_0 , ou seja,

$$\frac{dE}{dp_0} = 0 , \quad (129)$$

que resulta em

$$E_{m\acute{a}x.} = \frac{V_0 p_2}{k^{k/k-1}} . \quad (130)$$

Para um processo isentrópico e considerando o nitrogênio um gás ideal ($k = 1,4$), obtém-se

$$p_0 = \frac{p_2}{k^{k/k-1}} = 0,308 p_2 . \quad (131)$$

Para um processo isotérmico,

$$p_0 = 0,368 p_2 . \quad (132)$$

Pelas Equações (128) e (130) pode-se constatar que a capacidade de armazenamento de energia é função da pressão hidráulica p_2 e do tamanho do acumulador. Seguindo o mesmo procedimento adotado para o cálculo da pressão de pré-carga, pode-se calcular o volume de óleo ΔV_{ac} que pode ser armazenado até a condição de máxima pressão (ECHTER, 2012; HYDAC, 2013).

Definindo,

$$\Delta V_{ac} = V_0 - V_2 . \quad (133)$$

Em um processo adiabático, a relação entre a pressão e o volume é definida por

$$p_0^{1/k} V_0 = p_2^{1/k} V_2 . \quad (134)$$

Combinando as Equações (133) e (134) e resolvendo para ΔV_{ac} , obtém o volume de óleo armazenado no acumulador

$$\Delta V_{ac} = V_0 \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} \right] . \quad (135)$$

Usando a relação de máximo carregamento do acumulador, isto é, $p_0 = 0,308 p_2$, obtém-se

$$\Delta V_{ac} = 0,569 V_0 . \quad (136)$$

Nas equações (131) e (136) é assumido que a pressão do acumulador varia da condição de pré-carregamento p_0 até a pressão máxima p_2 . No entanto, na prática o acumulador não deve ser completamente descarregado sob o risco de extrusão da bexiga ou diafragma, ou dano ao pistão, caso se trate de um acumulador deste tipo. Isto significa que um percentual do volume útil do acumulador não será aproveitado e que a pressão mínima p_1 de trabalho deve ser controlada em um valor acima da pressão de pré-carga do gás. Para definir o tamanho do acumulador deve-se, portanto, deixar uma margem de segurança ou,

em outras palavras, selecionar um acumulador com tamanho maior. A maioria dos fabricantes recomenda que a pressão do acumulador não deva ficar abaixo de p_1 , onde p_1 é definido como: $p_1 \sigma = p_0$, e $0,7 \leq \sigma \leq 0,9$ onde σ é o coeficiente que indica qual é a redução da faixa operacional do acumulador. Pela imposição desta restrição, obviamente é diminuída a capacidade volumétrica do acumulador. Diante disso, novos valores de pré-carga e volume do acumulador podem ser calculados adotando a mesmo procedimento mostrado anteriormente, porém, usando as correções devidas a restrição da pressão mínima p_1 .

Em ECHTER (2012) é sugerido sobredimensionar o acumulador em torno de 10 a 30% de seu volume calculado para compensar as perdas geradas por trocas térmicas, atrito e demais fenômenos dinâmicos que ocorrem durante a operação do acumulador. As Tabelas de correção encontradas nos informativos técnicos de algumas empresas são mais conservativas e sugerem um acréscimo de até 50% do tamanho calculado do acumulador (REXROTH, 2013).

A.2. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA REGENERATIVO COM BASE NA FRENAGEM DO VEÍCULO

A capacidade de frenagem gerada pela bomba/motor depende basicamente dos seguintes fatores:

- Deslocamento volumétrico da bomba hidráulica (1P), proporcional ao sinal de frenagem, onde $\varepsilon_p = 1$ indica a máxima capacidade de frenagem.
- Deslocamento volumétrico do motor (1A), onde $\varepsilon_m = 0$ indica a máxima capacidade de frenagem e rotação nula do motor.
- Pressão do circuito hidráulico, que depende do estado de carga dos acumuladores (1Z1) e da pressão ajustada na válvula de alívio.
- Torque no eixo do motor hidráulico, o qual depende do torque requerido pelo compressor (2P).
- Eixo do veículo onde está sendo aplicado o torque de frenagem

Para situações de frenagens mais intensas e sem o uso do freio de serviço, o motor hidráulico (1A) assume a posição de deslocamento nulo e a bomba (1P) a condição de deslocamento máximo. Observa-se que a condição para uso ou não do freio convencional depende, dentre outros fatores, do estado de carga (SOC) dos acumuladores hidráulicos (1Z1).

Dependendo da intensidade de frenagem, a válvula direcional 3/3 (1V3) pode permanecer na posição fechada.

A frenagem regenerativa tem o objetivo de reduzir de forma controlada a velocidade do veículo e promover a recuperação de energia sempre que houver a solicitação dos freios objetivando, geralmente, à parada ou a redução da velocidade do veículo. A quantidade de energia absorvida por intermédio do sistema de frenagem depende da velocidade inicial, da massa do veículo e da desaceleração solicitada, além das características do circuito hidráulico.

A utilização do sistema regenerativo está limitada para algumas condições de trânsito e velocidade do veículo. Por exemplo, quando o veículo trafega em velocidade alta (ou baixa), os limites operacionais de velocidade dos componentes do circuito hidráulico podem ser ultrapassados. Em desacelerações mais severas, o torque requerido para frenagem pode se tornar muito superior ao torque gerado pela bomba hidráulica obrigando ao condutor optar pelo uso do freio de serviço. Além disso, por causa do reduzido intervalo de tempo e do elevado torque demandado durante o processo de frenagem, a energia cinética capturada pelo sistema hidráulico deve ser, prioritariamente, transferida para o acumulador, com deslocamento volumétrico nulo do motor hidráulico. Adicionalmente, o freio regenerativo pode atuar também nos declives objetivando manter a velocidade do veículo. Nesta condição, geralmente é verificada uma melhor distribuição do fluxo de potência transmitido, uma vez que a liberação de energia é menos abrupta se comparada com o processo de frenagem que ocorre no trânsito urbano.

O dimensionamento do tamanho volumétrico da bomba D_p pode ser feito pela aplicação da equação do movimento na fronteira das rodas do veículo híbrido. Uma vez definido o tamanho da bomba, determina-se o volume de fluido deslocado em função da distância percorrida (ou do tempo decorrido) até a parada total do veículo. Esta informação pode ser usada para definir o volume do acumulador.

Efetuando-se um balanço de forças em um veículo que se desloca em terreno plano submetido à frenagem e considerando o movimento uniformemente variado (MUV), obtém-se (BRACHT *et al.*, 2009)

$$-F_{RB} - F_A - F_R = m_v \ddot{x}_v. \quad (137)$$

O próximo balanço de forças é feito considerando um veículo que trafega em declive de inclinação α_{pista} e com velocidade v_V constante. A

força gerada pelo freio regenerativo F_{RG} tem a função de manter a velocidade do veículo na descida. Com base na eq. (1),

$$m_v g \text{sen}(\alpha) - F_{RG} - F_A - F_R = 0. \quad (138)$$

O torque τ_w desenvolvido nas rodas do veículo pode ser representado pelas seguintes relações:

$$F_{RG} r_w = \tau_w, \quad (139)$$

$$\tau_w = \tau_p i_H i_D. \quad (140)$$

O torque no eixo da bomba τ_p é dado por

$$\tau_p = \frac{\Delta p D_p \varepsilon_p}{\eta_{mp}}. \quad (141)$$

Combinando as equações (139), (140) e (141), obtém-se

$$F_{RG} = \frac{D_p \Delta p_p \varepsilon_p i_H i_D}{\eta_{mp} r_w}. \quad (142)$$

Substituindo a eq. (142) na eq. (137) e resolvendo para D_p encontra-se o deslocamento volumétrico da bomba requerido para gerar o torque de frenagem, dado por

$$D_p = \frac{r_w \eta_{mp} (-m_v \ddot{x}_v - F_A - F_R)}{\Delta p_p \varepsilon_p i_H i_D}. \quad (143)$$

De forma semelhante, substituindo a eq. (142) na eq. (138) e resolvendo para D_p , encontra-se o deslocamento volumétrico da bomba requerido para manter a velocidade do veículo em declives, que é dado por

$$D_p = \frac{r_w \eta_{mp} (m_v g \text{sen} \alpha - F_A - F_R)}{\Delta p \varepsilon_p i_H i_D}. \quad (144)$$

As Equações (143) e (144) podem ser usadas para dimensionar o tamanho da bomba em função da possibilidade de recuperação das

energias cinética ou potencial de um veículo submetido a uma frenagem controlada pelo sistema hidráulico.

O volume do acumulador requerido para absorção de energia cinética pode ser calculado a partir do volume deslocado de fluido pela bomba durante a frenagem,

$$V_p = \int_0^{t_{parada}} qv_p dt = \int_0^{t_{parada}} \eta_{vp} \omega_p D_p \varepsilon_p dt . \quad (145)$$

sendo qv_p a vazão volumétrica da bomba.

A relação entre a velocidade de translação e a velocidade angular é dada por

$$\dot{x}_v = \omega_w r_w . \quad (146)$$

Da relação de transmissão entre a bomba e a roda, obtém-se

$$\omega_p = \omega_w i_H i_D . \quad (147)$$

Aplicando as Equações (146) e (147) na Equação (145), obtém-se

$$V_p = \int_0^{t_{parada}} \frac{\eta_{vp} i_H i_D D_p \varepsilon_p}{r_w} \dot{x}_v dt . \quad (148)$$

Como se trata de uma frenagem em MUV que persiste até a parada total do veículo, ou seja, $\dot{x}_v = 0$, pode-se escrever,

$$\dot{x}_v^2 = \dot{x}_{v,i}^2 + 2 \ddot{x}_v \Delta x_v = 0 . \quad (149)$$

sendo $\dot{x}_{v,i}$ a velocidade do veículo no instante em que o freio é solicitado.

Resolvendo a Equação (149) para Δx_v e substituindo na Equação (148), encontra-se o volume deslocado de fluido pela bomba como função da velocidade (inicial) do veículo e da desaceleração aplicada nos freios, isto é,

$$V_p = \frac{\eta_{vp} i_H i_D D_p \varepsilon_p}{2 r_w} \frac{\dot{x}_{v,i}^2}{\ddot{x}_v} . \quad (150)$$

Para o dimensionamento do acumulador, deve-se considerar ainda a eficiência térmica η_{TH-ac} e a impossibilidade de se utilizar o volume total (nominal) do acumulador, conforme já comentado na Seção anterior.