

Henri Carlo Belan

Sistemas de atuação hidráulicos digitais para aviões com foco em eficiência energética.

Tese submetida ao
Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica da Universidade
Federal de Santa Catarina
Orientador: Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng.
Coorientador: Prof. Petter Krus. Dr.

Florianópolis
2018

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Belan, Henri Carlo

Sistemas de atuação hidráulicos digitais para
aviões com foco em eficiência energética / Henri
Carlo Belan ; orientador, Victor Juliano De Negri,
coorientador, Petter Krus, 2018.

198 p.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2018.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. eficiência energética.
3. aeronaves. 4. hidráulica digital. 5. sistemas de
atuação. I. De Negri, Victor Juliano. II. Krus,
Petter. III. Universidade Federal de Santa
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica. IV. Título.

Henri Carlo Belan

Sistemas de atuação hidráulicos digitais para aviões com foco em eficiência energética.

Esta 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, 16 de março de 2018.

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

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

Prof. Petter Krus. Dr. – Coorientador
Universidade de Linköping, Suécia

Banca Examinadora:

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

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

Prof. Antônio Carlos Valdiero, Dr. Eng.
Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul

Prof. Eugênio de Bona Castelan Neto, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Henrique Simas, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Luiz Carlos Sandoval Góes, PhD
Instituto Tecnológico de Aeronáutica

*Este trabalho é dedicado à
minha querida família e
aos meus pais.*

AGRADECIMENTOS

Considero que esta seja a parte mais complexa de se elaborar. O período de doutoramento é relativamente longo e muitas pessoas contribuem para uma conclusão exitosa, seja diretamente no trabalho ou no bem-estar emocional. Desta forma, a dificuldade reside especialmente em conseguir expressar toda a gratidão em tão poucas linhas.

Primeiramente, agradeço a Deus que de forma singular me conduziu até aqui. Em meio a tantas dificuldades, ele me abençoou com uma linda esposa, Andressa, e com nosso maravilhoso filho Lucca.

A minha gratidão com a minha querida companheira, namorada, noiva, esposa e, agora, mãe é com certeza especial. Ela foi quem mais ajudou, sofreu, sorriu e comemorou comigo durante este período. Entre as alegrias que ela proporcionou, a maior é o nosso filho Lucca, a quem agradeço pela luz e alegria que nos trouxe. Também parte da família, agradeço a nossa cachorrinha Kitty, sempre disposta a oferecer carinho.

Agradeço, com grade emoção, aos meus pais, Gilmar e Alzira, pelo exemplo de dedicação e honestidade, assim como pelo carinho e incentivo. Deixo um agradecimento especial a minha mãe, que mesmo morando distante sempre conseguiu me apoiar e motivar quase que diariamente.

Agradeço também aos meus queridos irmãos, Helen e Helder, por sempre estarmos juntos nos momentos que precisamos uns dos outros e que, apesar de mais novos, tornarem-se meus exemplos. Ao Helder e Aline, um abraço especial pela graça do afilhado show de bola, Matheus.

Agradeço a todos os Belan e Betiati, pela maravilhosa família que somos. Se eu pudesse escolher uma família, com certeza não seria tão boa e divertida como a nossa é.

Agora também parte da nossa querida e grande família, agradeço ao Félix, Margarida, Rafael e os todos os demais avós, tios, e primos dessa família maravilhosa que me recebeu com tanto carinho.

Agradeço aos amigos de Chapecó, que sempre estarão guardados no meu coração; aos amigos de Tubarão, que estamos começando a conhecer; aos amigos de Florianópolis, que estiveram juntos durante boa parte deste processo; aos amigos de Patrocínio, por proporcionar uma nova “cidade natal”; aos amigos de Pirapó, por sempre serem um porto seguro de amizades; aos amigos das Trilhas, por proporcionarem momentos de divertimento e adrenalina; aos amigos do QQQFC, por desde jovens nos mantermos amigos inseparáveis, independente da

distância, com um carinho especial ao Leonardo e a Dani, pela oportunidade de ser padrinho do nosso querido Samuel.

De forma complementar ao apoio emocional, agradeço ao meu orientador, prof. Victor De Negri, por me guiar durante o PFC, mestrado e agora no doutorado. Tornou-se, com toda a certeza, um exemplo de profissionalismo e amizade que levarei para toda a minha vida.

Agradeço ao meu coorientador, prof. Petter Krus, pela colaboração neste trabalho. Um grande exemplo e amigo, cujo engajamento iniciou-se durante o período de sanduíche na Suécia e seguirá para sempre.

Agradeço à Birgitta Lantto por toda colaboração e atenção dada como representante da Saab neste projeto. Uma pessoa realmente especial.

Agradeço aos amigos do Laship por todo suporte, conversas durante os cafezinhos, ajudas técnicas e amizade real. Com um abraço em especial aos colegas que colaboraram diretamente neste projeto, Diego Cruz, Job Angel, Henrique Raduenz, Marquito, Paulo Teixeira, Rafael Fallgatter, Leandro Shimanuki e Fernando Battisti.

Agradeço aos amigos suecos e aos brasileiros conhecidos na Suécia, por tornarem o período de sanduíche agradável e muito enriquecedor.

Agradeço aos amigos Vinicius Peccin, Bruno Diegoli, Job Angel e Anderson Bom pelas dicas e colaboração no desenvolvimento das técnicas de controle.

Agradeço aos amigos Renato Bergamo, Cristiano Kulman, Bruno Fonseca, Rafael Bregalda e aos alunos do curso de mecânica de Chapecó, pela colaboração durante a construção do braço mecânico e amplificador eletrônico.

Agradeço aos amigos das várias moradas, Rafael, Fernanda e Diego; Henrique Raduenz e Rafael Goulart; e, Rodrigo, Fernanda e Izabela Szpak. Todos estão guardados com muito carinho em meu coração.

Por fim, e com a certeza de que não conseguiria expressar toda a gratidão que gostaria, concluo com um mais um agradecimento verdadeiro a minha mãe e a minha querida esposa. Muito Obrigado!

RESUMO

A hidráulica é uma tecnologia amplamente utilizada em sistemas móveis, tais como aeronaves e veículos, especialmente por apresentar características como alta densidade de potência, robustez, rápida resposta dinâmica e controlabilidade. Todavia, sistemas hidráulicos também são conhecidos por apresentar baixa eficiência energética, especialmente quando comparados aos sistemas elétricos. A hidráulica digital é uma tecnologia que, segundo os resultados de pesquisas recentes, tem se mostrado uma alternativa promissora para a redução da dissipação de energia. Neste sentido, este trabalho tem como foco pesquisar soluções para sistemas hidráulicos de atuação mais eficientes para aeronaves, por meio da aplicação dos conceitos de hidráulica digital. Para este fim, foi selecionada uma concepção que prevê a substituição das válvulas proporcionais e servoválvulas por um conjunto de válvulas *on/off* associadas a atuadores multicâmaras e múltiplas linhas de pressão. A redução da dissipação de energia obtida pela proposta está associada à ausência de controle resistivo por orifício, redução dos vazamentos internos e configuração regenerativa. O trabalho contempla também a elaboração de técnicas de controle e de critérios de dimensionamento. As propostas de controle pesquisadas incluem a utilização de realimentação (*feedback*) de posição em conjunto com controlador de alimentação direta (*feedforward*), sendo avaliadas configurações com parâmetros fixos e adaptativos. O resultado obtido é uma nova configuração para sistemas de atuação hidráulicos para aeronaves (Atuador Hidráulico Digital (*Digital Hydraulic Actuator – DHA*)), mais eficiente energeticamente e capaz de atender aos requisitos de seguimento de referência e rejeição de perturbação. A proposta também se mostrou uma potencial alternativa para implementação de redundâncias. A pesquisa foi conduzida tanto de forma teórica quanto experimental e realizada em parceria com a Universidade de Linköping, Suécia e a SAAB AB.

Palavras-chave: eficiência energética, sistemas hidráulicos, hidráulica digital, sistemas de atuação, aeronaves.

ABSTRACT

Hydraulics is a technology widely used in mobile systems, such as aircraft and vehicles, especially because they feature characteristics of high power density, robustness and fast dynamic response. However, hydraulic systems are also known to have low energy efficiency, especially when compared to electrical systems. Digital hydraulics is a technology that, according to recent research results, is a promising alternative for a reduction of energy dissipation. In this sense, this work focuses on searching for more efficient hydraulic systems solutions for aircraft, through the application of digital hydraulics concepts. For this purpose, a concept has been selected which involves the replacement of proportional valves or servo valves by a set of on/off valves associated with the use of multichamber actuators and multiple pressure lines. The energy dissipation reduction obtained by this proposal is associated to the absence of resistive control by orifices, decrease of internal leakage and regenerative configuration. This thesis also includes an elaboration of control and sizing techniques. A feedback position control in association with feedforward strategies, has been evaluated, with fixed and adaptive parameters. The result is a new configuration for hydraulic actuation systems for aircraft (Digital Hydraulic Actuator - DHA), with more energy efficiency and able to meet the requirements of position pursuit dynamics and disturbance rejection. The proposal has also shown a potential alternative for implementation of redundancies. The research was conducted both theoretically and experimentally and carried out in partnership with the University of Linköping, Sweden and SAAB AB.

Keywords: energy efficiency, hydraulic systems, digital hydraulics, actuation systems, aircraft.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Superfícies de controle de aviões.....	34
Figura 2. Tecnologias utilizadas em aviões. a) Atualmente empregada. b) Tendência de aviões mais elétricos (MEA).....	35
Figura 3. Concepções de sistemas de atuação utilizados em aeronaves. a) Válvula proporcional ou servoválvula controlando o atuador. b) Atuador eletromecânico. c) Atuador eletro-hidrostático com bomba hidráulica com deslocamento controlado por motor elétrico. d) Atuador eletro-hidrostático com bomba controlada por motor elétrico com frequência rotacional variável.	36
Figura 4. Circuitos hidráulicos fechados. a) Com bomba de deslocamento fixo acionada por motor DC variável. b) Com deslocamento da bomba controlado hidraulicamente.	39
Figura 5. Métodos de redundância em sistemas de atuação. a) Redundância de superfícies. b) Redundância de atuadores. c) Atuador com redundância interna.	40
Figura 6. Circuito hidráulico simplificado de referência.....	42
Figura 7. Forças aerodinâmica estimadas de um aileron de um A320. .	43
Figura 8. Resposta em frequência em malha fechada para um comando senoidal de amplitude de 1mm.	44
Figura 9. Verificação de atendimento de requisitos para um EHA.	44
Figura 10. Concepções comparativas para unidade de conversão primária 1.....	46
Figura 11. Proposta de sistema hidráulico digital	47
Figura 12. Sistema hidráulico digital com gerenciamento de energia...	48
Figura 13. Concepções comparativas para unidade de conversão primária 2.....	48
Figura 14- Bomba de pistões digital da fabricante Artemis.	49
Figura 15. Eficiência de bomba de deslocamento volumétrico variável.	50
Figura 16. Concepções comparativas para unidade de limitação e controle	51
Figura 17. Concepções comparativas para unidade de limitação e controle 2. Conversor Hidráulico Chaveado - <i>Step-up</i> ou <i>Boost</i> . a) Circuito Hidráulico, b) Circuito Elétrico e c) Sinal PWM	53
Figura 18. Concepções comparativas para unidade de limitação e controle 3.....	54

Figura 19. Concepções comparativas para unidade de conversão secundária.	55
Figura 20 - Sistemas hidráulico digital utilizando bombas digitais e atuadores multicâmaras.	56
Figura 21- Controle secundário com atuador multicâmaras.	57
Figura 22- Sistema hidráulico para máquinas da área móbil – STEAM.	58
Figura 23. Análise comparativa de dissipação de energia em sistemas hidráulicos.	59
Figura 24. Conceito do Atuador Hidráulico Digital (DHA).	65
Figura 25. Circuito hidráulico do sistema.	68
Figura 26. Modelagem e fotos da bancada de testes e do painel elétrico.	70
Figura 27. Estrutura extra para avaliação do sistema digital.	70
Figura 28. Diagrama elétrico implementado.	71
Figura 29. Faixa de valores de forças para diferentes pressões. Configuração (a): $p_{S1} = 29$ MPa (290 bar), $p_{S2} = 15$ MPa (150 bar) e $p_{S3} = 1$ MPa (10 bar). Configuração (b): $p_{S1} = 15$ MPa, $p_{S2} = 8$ MPa (80 bar) e $p_{S3} = 1$ MPa.	73
Figura 30. Resultados da etapa da simulação de seleção das áreas.	75
Figura 31. Resultados da etapa da simulação de seleção das pressões.	76
Figura 32. Distribuição das forças gerada pelas áreas e pressões selecionadas.	77
Figura 33. Circuito eletrônico de aceleração implementado.	81
Figura 34. Resultados experimentais do amplificador em função do período de aplicação do pulso de tensão: a) Diferencial de pressão nas válvulas; b) Corrente no solenoide.	82
Figura 35. Tempo mínimo de abertura para diferentes tensões de pico.	83
Figura 36. Temperatura do solenoide para diferentes condições de uso.	84
Figura 37. Interface do <i>Hopsan</i>	88
Figura 38. Interface do <i>Simulink</i> ®.	89
Figura 39. Leiaute de supervisão implementado na <i>ControlDesk</i>	90
Figura 40. Modelo e parâmetros utilizados do atuador digital.	91
Figura 41. Representação da interface de atrito do modelo de LuGre.	93
Figura 42. Mapa de atrito descrito pelos atritos de <i>Stribeck</i> , <i>Coulomb</i> e viscoso.	94
Figura 43. Representação da estrutura do modelo GMS.	95
Figura 44. Comparativo de obtenção de dados de atrito (cilindro auxiliar).	98

Figura 45. Variação do atrito para diferentes combinações de válvulas.	98
Figura 46. Modelo da massa com atrito de LuGre.	101
Figura 47. Força de entrada e posição de saída em malha aberta.	103
Figura 48. Força de atrito real e ensaios para estados digitais fixos. ..	103
Figura 49. Atrito para modelo de LuGre, parâmetros fixos.	104
Figura 50. Modelo próprio para a válvula digital <i>on/off</i>	105
Figura 51. Perda de carga para as válvulas da linha de alta pressão (<i>ps1</i>).	106
Figura 52. Modelo da válvula digital	107
Figura 53. Frequência de abertura: a) Corrente no solenoide. b) Pressão na câmara.	108
Figura 54. Frequência de fechamento. a) Corrente no solenoide. b) Pressão na câmara.	109
Figura 55. Modelo hidráulico digital para o sistema de atuação.	110
Figura 56. Componentes do Hopsan	111
Figura 57. Validação do modelo: sistema digital completo.	111
Figura 58. Diagrama de blocos simplificado do controlador.	113
Figura 59. Estrutura da matriz de forças e combinações.	115
Figura 60. Resposta do sistema em malha aberta para degraus de força. (Obs.: Cada curva representa um dos dez ensaios).	117
Figura 61. Ganho estático do sistema (azul → recuo e vermelho → avanço).	118
Figura 62. Resposta do sistema em malha aberta para entrada do tipo rampa.: a) Força discreta aplicada; b) Posição medida do atuador. (Obs.: Cada curva representa um dos três ensaios).	119
Figura 63. Controlador PI com ganhos fixos, sem compensador e $dT_{min}=100ms$	122
Figura 64. Controlador PI com ganhos fixos, sem compensador e dT_{min} variável.	122
Figura 65. Técnica prática de ajuste do compensador: a) compensador da força da mola. b) compensador da mola e atrito, limites do saturador baixos. c) compensador da mola e atrito, limites do saturador ajustados. d) controlador realimentado e compensador.	124
Figura 66. Controlador PI com ganhos fixos, com compensador fixo.	125
Figura 67. Controlador PI adaptativo, sem compensador de alimentação direta.	126
Figura 68. Ganhos do controlador PI adaptativo: a) Adaptação no tempo de K_p ; b) Adaptação no tempo de K_i	127

Figura 69. Controlador PI adaptativo, com compensador de alimentação direta.	129
Figura 70. Parâmetros do controlador selecionado.	130
Figura 71. Comportamento do sistema.	131
Figura 72. Parâmetros modificados.	133
Figura 73. Esquema de modelagem da servoválvula.	134
Figura 74. Resposta da bancada para entradas do tipo seno: a) 0,8 Hz; b) 1,6 Hz e c) 3 Hz.	135
Figura 75. Resposta dos modelos para entrada do tipo seno de 1mm/3Hz.	136
Figura 76. Resposta dos sistemas para entrada do tipo degrau de 2mm.	136
Figura 77. Resposta em Frequência para o SHA e DHA Avançado... ..	137
Figura 78. Avaliação de rigidez do DHA.	138
Figura 79. Eficiência comparativa do SHA, DHA Atual e DHA Avançado: a) Posição do atuador; b) Potência dissipada e c) Energia dissipada acumulada e normalizada.	140
Figura 80. Eficiência do sistema para entrada característica de um aileron: a) Posição do atuador; b) Potência dissipada e c) Energia dissipada acumulada e normalizada.	141
Figura A 1. Circuito de relês auxiliares e despressurização.	165
Figura A 2. Circuito do painel frontal.	166
Figura A 3. Circuito de interface.	167
Figura A 4. Circuito do amplificador eletrônico.	168
Figura A 5. Imagem do ensaio realizado para caracterização das válvulas.	179
Figura A 6. Tempo de fechamento para variações de tempos de picos de sobre tensão pelo amplificador.	179
Figura A 7. Tempo de fechamento para substituição de solenoides	180
Figura A 8. Tempo de abertura para substituição de solenoides.	180
Figura A 9. Tempo de fechamento para todas as válvulas.	181
Figura A 10. Tempo de fechamento para todas as válvulas.	181
Figura A 11. Tempo de fechamento para todas as válvulas.	182
Figura A 12. Tempo de fechamento para todas as válvulas.	182
Figura A 13. Degraus de referência em malha aberta.	197

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Resumo das propriedades dos sistemas de atuação para aeronaves.....	38
Tabela 2. Níveis de força típicos em comparação com a força máxima disponível.....	41
Tabela 3. Características da mola.....	69
Tabela 4. Dimensões selecionadas para o cilindro.....	76
Tabela 5. Características das válvulas digitais pesquisadas.....	78
Tabela 6. Características dos componentes utilizados no sistema.....	79
Tabela 7. Tempos de abertura e fechamento.....	84
Tabela 8. Principais características da <i>dSPACE</i>	90
Tabela 9. Propostas de identificação com base em LuGre.....	102
Tabela 10. Proposta de identificação com base em <i>Maxwell</i>	102
Tabela 11. Comparação entre os modelos de atrito avaliados.....	104
Tabela 12. Deslocamentos máximos para as válvulas.....	107

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

DFCU	<i>Digital Flow Control Unit</i>
DHA	<i>Digital Hydraulic Actuator</i>
DHPMS	<i>Digital Hydraulic Power Management System</i>
EHA	<i>Electro Hydrostatic Actuators</i>
EMA	<i>Electro Mechanical Actuator</i>
FluMeS	Divisão de Sistemas Mecatrônicos e de Fluídos
LASHIP	Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos
MEA	<i>More Electric Aircraft</i>
MQR	Mínimos Quadrados Recursivos
NOE	<i>Normalized Output Error</i>
PID	Proporcional Integral Derivativo
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i>
SHA	<i>Servo Valve Hydraulic Actuator</i>
TLM	<i>Transmission Line Method</i>
TRL	<i>Technology Readiness Levels</i>
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina

LISTA DE SÍMBOLOS

ALFABETO GREGO

α	Coefficiente que define a curva de <i>Stribeck</i>	[1]
β	Módulo de Compressibilidade	[Pa]
δ	Deslocamentos das massas de Maxwell	[m]
Δ	Máximo deslocamento das massas no modelo de atrito de Maxwell	[m]
θ	Vetor de parâmetros a serem estimados pelo método MQR	
ζ	Fator de amortecimento	[1]
ρ	Massa específica do fluido hidráulico	[kg/m ³]
σ_0	Coefficiente de rigidez do modelo de LuGre	[N/m]
σ_1	Coefficiente de amortecimento do modelo de LuGre	[kg/s]
σ_2	Coefficiente de atrito viscoso do modelo de LuGre	[kg/s]
σ_3	Coefficiente de atrito relacionado à pressão	[m ²]
τ	Constante de tempo	[s]
φ	Vetor/matriz de entradas e saídas para o método MQR	
ω_n	Frequência natural	[rad/s]

ALFABETO LATINO

1A1	Atuador multicâmaras	
1V _{Z_XPY}	Válvula do subsistema de controle digital com função Z e que conecta X com Y: sendo z igual a C (retenção unidirecional) e D (direcional/digital).	
0V _{Z_XPY}	Válvula do subsistema de controle de pressão com função Z e que conecta X com Y: sendo z igual a D (direcional/digital), S (segurança/alívio) ou R (redução de pressão).	
a	Aceleração do atuador	[m/s ²]
A_A	Área da câmara A do cilindro multicâmaras	[m ²]

A_B	Área da câmara B do cilindro multicâmaras	[m ²]
A_C	Área da câmara C do cilindro multicâmaras	[m ²]
A_D	Área da câmara D do cilindro multicâmaras	[m ²]
c_d	Coefficiente de descarga	[1]
CF	Fator custo do chaveamento	[1]
c_{leak}	Coefficiente de vazamento no cilindro	[1]
d	Diâmetro da circunferência de passagem de fluido	[m]
$delay_{off}$	Atraso para início de fechamento da válvula	[s]
$delay_{on}$	Atraso para início de abertura da válvula	[s]
dT_{min}	Intervalo de tempo discreto mínimo entre duas trocas de combinações de válvula	[s]
dT_s	Intervalo de tempo discreto de amostragem do selecionador de válvulas	[s]
e_p	Erro de posição do atuador	[m]
f	Fração do diâmetro do carretel da válvula	[1]
F_{at}	Força de atrito	[N]
\hat{F}_{at}	Força de atrito estimada	[N]
\bar{F}_{at}	Força de atrito média	[N]
F_{atGMS}	Força de atrito de <i>Maxwell-Slip</i> generalizado	[N]
F_{atLG}	Força de atrito de LuGre	[N]
F_{atLG_RP}	Força de atrito de LuGre em regime permanente	[N]
F_{atMS}	Força de atrito de <i>Maxwell-Slip</i>	[N]
F_C	Força de atrito de Coulomb	[N]
F_h	Força hidráulica do atuador	[N]
F^L	Força do carregamento externo	[N]
F_{mola}	Força da mola	[N]
F_{peso}	Força peso da massa móvel do atuador	[N]
F_S	Força de atrito estático	[N]
k	Constante das molas do modelo de <i>Maxwell-Slip</i>	[N/m]

K_{adt}	Ganho da regra de adaptação	
K_e	Ganho estático da planta em malha aberta	[m/N]
K_i	Ganho integral	[N/m]
K_p	Ganho proporcional	[N/m]
k_m	Constante da mola da bancada	[N/m]
n_F	Número de forças discretas	
n_p	Número de linhas de pressão distintas	
n_c	Número de câmaras do atuador	
n_δ	Número de estados anteriores para os conjuntos massa-mola do modelo de <i>Maxwell-Slip</i> , com identificação por MQR.	
n_x	Número de estados anteriores para a posição do modelo de <i>Maxwell-Slip</i> , com identificação por MQR.	
M	Número de elementos massa mola no modelo de atrito de <i>Maxwell-Slip</i>	[1]
M_t	Massa total	[kg]
p_A	Pressão na câmara A do atuador	[bar]
p_B	Pressão na câmara B do atuador	[bar]
p_C	Pressão na câmara C do atuador	[bar]
p_D	Pressão na câmara D do atuador	[bar]
$P_{entrada}$	Potência hidráulica de entrada	[W]
p_{pade}	Polo de aproximação do atraso por Padé	[1]
P_{saida}	Potência hidráulica de saída	[W]
p_{s1}	Pressão da linha de suprimento 1 (alta)	[bar]
p_{s2}	Pressão da linha de suprimento 2 (média)	[bar]
p_{s3}	Pressão de suprimento 3 (baixa/reservatório)	[bar]
p_{total}	Somatório da pressão nas câmaras do atuador	[bar]
$t_{95\%}$	Tempo de acomodação (3 vezes τ)	[s]

T_a	Tempo de amostragem	[s]
t_d	Atraso de resposta da planta em malha aberta	[s]
t_{off}	Tempo de fechamento da válvula	[s]
t_{on}	Tempo de abertura da válvula	[s]
u_A	Sinal de controle dos compensadores de alimentação direta	[kN]
u_C	Sinal de controle do controlador realimentado	[kN]
$[u_d]$	Vetor com os dados para ação de controle	
u_F	Sinal de controle combinado para entrada no seletor de válvulas	[kN]
$[u_t]$	Vetor com os dados para ação de controle após atraso	
v	Velocidade do atuador	[m/s]
V_{dead_i}	Volume morto na câmara i	[m ³]
v_d	Velocidade discreta	[m/s]
v_{max}	Velocidade máxima	[m/s]
v_S	Velocidade de <i>Stribeck</i>	[m/s]
x_A	Posição do atuador	[m]
x_{Amax}	Deslocamento máximo do atuador	[m]
x_{ref}	Referência de posição	[m]
x_v	Deslocamento do carretel da válvula	[m]
x_{vmax}	Máximo deslocamento do carretel da válvula	[m]
z	Deslocamento das cerdas no modelo de LuGre	[m]

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	27
1.1. OBJETIVOS E CONTRIBUIÇÕES	30
1.2. ESTRUTURA DO DOCUMENTO	32
2. SISTEMA DE ATUAÇÃO PARA AVIÕES	33
2.1. SUPERFÍCIES DE CONTROLE E SISTEMAS DE ATUAÇÃO	33
2.1.1. Requisitos e Características de Projeto	42
2.2. SISTEMAS HIDRÁULICOS DIGITAIS	45
2.2.1. Unidade de Conversão Primária	46
2.2.2. Unidades de Limitação e Controle	50
2.2.3. Unidades de Conversão Secundária	54
2.3. CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE O CAPÍTULO 2	58
3. PROPOSTA DO SISTEMA HIDRÁULICO DIGITAL	63
3.1. ATUADOR HIDRÁULICO DIGITAL (DHA)	64
3.1.1. Circuito Hidráulico	66
3.1.2. Estrutura da Bancada	69
3.1.3. Esquema Eletrônico	71
3.2. ESPECIFICAÇÃO DOS COMPONENTES	72
3.2.1. Seleção das Áreas do Atuador e Pressões de Suprimento	72
3.2.2. Seleção dos Componentes Hidráulicos	77
3.2.3. Amplificador Eletrônico	80
3.3. CONCLUSÕES SOBRE O DHA	85
4. EQUIPAMENTOS, SOFTWARES E MODELAGEM	87
4.1. SOFTWARES	87
4.1.1. Hopsan	87
4.1.2. MatLab®/Simulink®	88
4.1.3. dSPACE /ControlDesk	89
4.2. MODELO DO ATUADOR E CARREGAMENTO EXTERNO DA BANCADA	90
4.2.1. Modelo do Atrito	92
4.2.2. Identificação dos Parâmetros	99
4.3. MODELO DAS VÁLVULAS	105
4.4. MODELO DO SISTEMA HIDRÁULICO	109
5. ESTRATÉGIAS DE CONTROLE	113
5.1. CARACTERIZAÇÃO DINÂMICA DO SISTEMA	117

5.2. CONTROLE REALIMENTADO – PARÂMETROS FIXOS	119
5.3. CONTROLE REALIMENTADO E COM ALIMENTAÇÃO DIRETA – PARÂMETROS FIXOS	123
5.4. CONTROLE PI ADAPTATIVO	125
5.5. CONTROLE PI ADAPTATIVO E ALIMENTAÇÃO DIRETA	127
6. APLICABILIDADE PARA AVIAÇÃO	133
6.1. SEGUIMENTO DE REFERÊNCIA	134
6.2. ESTABILIDADE	136
6.3. REJEIÇÃO DE PERTURBAÇÃO	138
6.4. ANÁLISE DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA	139
6.5. DISCUSSÕES SOBRE APLICABILIDADE.....	141
6.5.1. Avaliação da capacidade de controle	141
6.5.2. Eficiência Energética	142
6.5.3. Possibilidades Atuais de Aplicação.....	143
7. CONCLUSÕES	145
7.1. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	146
8. REFERÊNCIAS	149
APÊNDICE A – Diagrama elétrico da bancada.....	165
APÊNDICE B – Códigos para definição de áreas e pressões	169
APÊNDICE C – Dados de ensaios das válvulas	179
APÊNDICE D – Códigos de identificação recursiva.....	183
APÊNDICE E – Códigos do selecionador de válvulas	193
APÊNDICE F – Dados para caracterização do sistema em malha aberta	197

1. INTRODUÇÃO

Atualmente o anseio por sistemas mais eficientes e menos poluentes está influenciando o desenvolvimento de pesquisas em áreas até então adormecidas ou inexistentes. Normalmente, as exigências por tecnologias mais “verdes” são guiadas por organizações sociais e estão cada vez mais sendo regulamentadas e incentivadas por ações governamentais. Neste contexto, o setor de transportes é responsável por uma parcela significativa de emissão de gás carbônico. Segundo Boglietti, *et al.* (2009), no ano de publicação do artigo o setor era responsável pela emissão de 2% de todo CO₂ produzido no mundo, com expectativa de aumento para 3% até 2050, sendo que em 2000, cerca de 13% desta taxa foram atribuídas ao setor de aviação (GÖSSLING, 2000).

Segundo Neves, *et al.* (2017) o setor de transportes é o mais atrasado na redução do teor de carbono e, especialmente para aviões, a taxa de utilização deste meio de transporte está em constante crescimento, chegando a 34 milhões de decolagens registradas no ano de 2016 (BANK, 2016) (foram 22 milhões em 2000). Somado a este fator, devido às características de densidade e facilidade de armazenagem de energia, a propulsão de aeronaves é quase que na sua totalidade movida motores a combustão interna (SLIWINSKI, *et al.*, 2017).

Desta forma, a questão ambiental é uma importante justificativa ao esforço desempenhado por este trabalho, tendo em vista que o foco está em propor concepções mais energeticamente eficientes para sistemas hidráulicos utilizados em aviões. Destaca-se que além de aviões, que são considerados um importante meio de transporte, diversos equipamentos tecnológicos utilizados na indústria, construção civil, mineração, defesa e até mesmo em outros meios de transporte fazem uso de sistemas hidráulicos e podem beneficiar-se dos resultados alcançados por esta pesquisa de doutorado.

Burget e Weber (2012) apresentam uma análise positiva sobre o crescimento do mercado móbil mundial, a qual é uma das principais áreas de aplicação da hidráulica, e indicam tendências para melhorar de eficiência das máquinas em até 40%. Dentre as alternativas estão a aplicação da hidráulica digital e o uso de sistemas híbridos.

Esta margem elevada de ganho em eficiência energética é compreensível, considerando que a eficiência média dos sistemas hidráulicos é de 22 % (LOVE, *et al.*, 2012) e que o baixo rendimento do sistema não está diretamente associada às características dos componentes de atuação, pois estes de maneira geral apresentam uma boa eficiência (ACHTEN, 2010; HEIKKILÄ; LINJAMA, 2013). Dentre os fatores

que levam a esta baixa eficiência, as perdas pela forma de controle em válvulas são as mais significativas, dissipando até 43 % da energia (LOVE, *et al.*, 2012; BREIDI, *et al.*, 2016).

Apesar da inegável baixa eficiência, a abrangência na aplicação de sistemas hidráulicos faz com que estes sejam uma das principais formas de transmissão de força e torque utilizadas atualmente, tendo como característica inerente a transmissão de energia por meio de um líquido. A baixa relação peso/potência e a rápida resposta dinâmica são as principais características desta tecnologia (REXROTH, 2006; IVANTYSNOVA, 2008; TANAKA; SAKAMA, 2013) e, segundo Achten (2010), não há atualmente alternativa elétrica ou mecânica que apresente um desempenho similar aos cilindros hidráulicos em termos de robustez, densidade de potência e controlabilidade.

Entretanto, o baixo rendimento, que se reflete aos sistemas utilizados em aviões, favorece o desenvolvimento de pesquisas em busca de aeronaves que utilizem sistemas elétricos em preferência aos mecânicos, hidráulicos ou pneumáticos (BOGLIETTI, *et al.*, 2009; BENNETT, *et al.*, 2010; BENNETT, *et al.*, 2011; BENNETT, *et al.*, 2012; LUO, *et al.*, 2012). Esta tendência foi uma iniciativa da força aérea norte Americana nos anos 90 (WEIMER, 2003) e é conhecida como *More Electric Aircraft* – MEA (CAO, *et al.*, 2012).

O conceito de MEA considera, além da eficiência, aspectos como confiabilidade, peso, densidade de potência, complexidade de projeto e fabricação, robustez térmica, manutenibilidade, custo e controlabilidade (CAO, *et al.*, 2012; NAAAYAGI, 2013). Todos os projetos desenvolvidos nesta linha de pesquisa contribuíram para o desenvolvimento de diversos equipamentos elétricos que atualmente são aplicados no *Airbus 380* e *Boeing B787*, que segundo Boglietti, *et al.* (2009), são considerados as máximas expressões do conceito MEA. Contudo, devido a fatores de segurança e confiabilidade, a preferência de tecnologia para o controle superfícies primárias¹ ainda é para sistemas que utilizem hidráulica, ou mais especificamente, sistemas eletrohidráulicos (ROBOAM, 2011; CAO, *et al.*, 2012; MARÉ, 2017). Neste sentido, algumas características dos sistemas hidráulicos contribuem para que esta tecnologia seja objeto de pesquisas a fim de otimização ao invés de substituída.

Com o objetivo de amplificar a eficiência de sistemas hidráulicos, novas linhas de pesquisa com estratégias diversificadas têm surgido nestas últimas duas décadas e estão mostrando que existem condições para melhorar o rendimento destes sistemas. A hidráulica digital tem se

¹ O conceito de superfícies primárias é explicado na seção 2.1.

mostrado uma promissora tecnologia para enfrentar estes desafios de eficiência, sendo que, apesar de muitas das ideias da hidráulica digital terem sido apresentadas há décadas, somente há poucos anos as pesquisas neste campo alcançaram um desenvolvimento relevante (LINJAMA, 2011).

Segundo Linjama (2011), os sistemas hidráulicos digitais podem ser definidos como sistemas hidráulicos que possuem componentes discretos, os quais são capazes de controlar ativamente a saída do sistema. O objetivo destes sistemas é o aumento da eficiência energética por meio da redução dos efeitos resistivos e dissipativos nas ações de controle da vazão e pressão.

De acordo com Scheidl, *et al.* (2012) a hidráulica digital possui consideráveis vantagens quando comparada com a tecnologia analógica, a exemplo da alta eficiência, robustez e elevada capacidade de padronização dos componentes. Há trabalhos em que, por meio da hidráulica digital, foi alcançado um aumento do rendimento energético em até 60%, quando comparados com o uso de técnicas convencionais (BISHOP, 2010; HEITZIG, *et al.*, 2012; DELL'AMICO, *et al.*, 2013; KOGLER, *et al.*, 2013; THEISSEN, *et al.*, 2013; KETONEN, *et al.*, 2014; VALMET, 2016; NOSTRANI, *et al.*, 2017).

Uma das características associadas ao aumento do rendimento em sistemas hidráulicos digitais é a redução da influência dos elementos resistivos no controle da potência hidráulica, o qual se alcança por meio das variáveis pressão e vazão. Na hidráulica analógica, o controle dissipativo ocorre principalmente por meio de orifícios que restringem o escoamento do fluido, requerendo uma diferença de pressão (perda de carga) para a efetivação do controle da potência hidráulica (SCHEIDL, *et al.*, 2008; DE NEGRI, *et al.*, 2014). Outro aspecto positivo de uma das correntes da hidráulica digital é a utilização de válvulas de acento, que por apresentarem vazamento interno nulo, permitem que a unidade de potência seja aliviada ou até desligada dependendo da aplicação (VALMET, 2016). Por sua vez, além da redução da dissipação de energia, o uso de sistemas hidráulicos digitais também está se mostrando uma alternativa para amplificar as possibilidades de recuperação de energia (STAUCH, *et al.*, 2012; DELL'AMICO, *et al.*, 2013; HÄNNINEN; PIETOLA, 2013; HEIKKILÄ; LINJAMA, 2013; LOCATELI, *et al.*, 2014a).

O desenvolvimento da hidráulica digital não necessariamente indica que a hidráulica convencional está aproximando-se do seu limite, mas reforça uma reflexão sobre a necessidade de oferecer novas possibilidades tecnológicas para a resolução dos problemas enfrentados pelos sistemas hidráulicos. Além do uso da hidráulica digital, outras linhas de pesquisas estão sendo desenvolvidas com o mesmo objeto de aumento de eficiência

como, por exemplo, aprimoramentos em sistemas sensíveis ao carregamento (*load sensing*), transmissões hidrostáticas (COOPER, 2014; ALLE, *et al.*, 2016), sistemas analógicos de reaproveitamento de energia e desenvolvimento de componentes mais eficientes (ACHTEN, 2010; WILLIANSO; IVANTYSNOVA, 2010; DEVENDRAN; VACCA, 2014).

Aplicações industriais e móveis já estão surgindo (SIPOLA, *et al.*, 2012; VALMET, 2016; ARTEMIS, 2017; NORRHYDRO, 2017), mas pesquisadores destacam que o sucesso dos sistemas hidráulicos digitais ainda depende de avanços tecnológicos, como válvulas de rápida comutação, acumuladores compactos que suportem elevados ciclos de trabalho e um melhor entendimento sobre o ruído gerado pela propagação de ondas de pressão (SCHEIDL, *et al.*, 2012; SCHEIDL, *et al.*, 2013). Achten, *et al.* (2013) também indicam outros desafios como durabilidade dos componentes do sistema, custo dos acionamentos eletrônicos, sensores e atuadores que são necessários.

De forma geral, os diversos centros de pesquisas que estão atuando no âmbito digital mantêm expectativas positivas sobre a tecnologia, especialmente pelos resultados em relação à eficiência energética. Neste contexto, este trabalho busca propor alternativas energeticamente eficientes para os sistemas de atuação hidráulicos utilizados em aviões. Destacando-se que, além da aviação, este tipo de sistema hidráulico pode beneficiar diversos tipos de aplicações, como as áreas industriais e móveis em geral.

1.1. OBJETIVOS E CONTRIBUIÇÕES

O objetivo desta pesquisa é propor concepções para sistemas hidráulicos digitais e estratégias de controle e dimensionamento que possibilitem o aumento da eficiência energética em sistemas de atuação hidráulicos de superfícies de controle em aviões, atendendo a requisitos de comportamento dinâmico e capacidade de controle.

Como objetivos específicos, tem-se:

- Gerar uma concepção por meio da tecnologia de hidráulica digital que foque em um controle não dissipativo;
- Determinar parâmetros e requisitos de dimensionamento necessários para aplicação em aviação;
- Elaborar e avaliar estratégias de controle para atendimento dos requisitos de seguimento de referência e rejeição de perturbação;

- Obter de resultados por simulação e experimentais, incluindo a construção de uma bancada para a realização de ensaios estáticos e dinâmicos.

De forma geral, as contribuições na área de hidráulica digital tiveram início a duas décadas em dois centros de pesquisa, sendo um deles em Linz, na Áustria, e outro em Tampere, na Finlândia. Não menos importante, há várias universidades que estão em processos avançados de pesquisa, como Aachen na Alemanha, Bath na Inglaterra, Linköping na Suécia e Minnesota e Purdue nos Estados Unidos. Dentre estes, a Divisão de Sistemas Mecatrônicos e de Fluídos – FluMeS, da Universidade de Linköping na Suécia, é a única instituição que além da hidráulica digital, mantém trabalhos ativos nas áreas de projeto de aeronaves, software de simulação e eficiência energética de sistemas hidráulicos. Neste contexto, a presente tese de doutorado é resultante de programa de doutorado sanduiche realizado na Universidade de Linköping e em colaboração com a Saab AB.

Até onde se tem conhecimento, o Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) é pioneiro na América Latina em pesquisas envolvendo a utilização de hidráulica digital para aeronaves, sendo esta tese de doutorado o primeiro trabalho concluído sobre o assunto. Atualmente, o Laship tem em andamento neste tema duas dissertações de mestrado (Diego P. Mise Cruz e Ivan J. Mantovani), uma de doutorado (Marcos Paulo Nostrani) e uma monografia de mestrado de aluno da Universidade Linköping (Robert Pettersson). Conforme tratativa com a Profa. Emília Villani, em 2017 teve início uma pesquisa de pós-doutorado (Guilherme Sartori Natal) no Instituto Tecnológico de Aeronáutica, com foco na utilização de hidráulica digital para um simulador de voo.

Relativo ao dimensionamento, este trabalho inova com relação à utilização de técnicas de controle secundário para atuadores lineares de áreas e carregamento não uniformes, com possibilidade de pressões de suprimento variáveis. Neste sentido, estes aspectos também são considerados como contribuições deste trabalho.

A proposta de uma técnica de controle incluindo adaptação de parâmetros e ação combinada entre realimentação e compensação antecipatória para sistemas hidráulicos digitais é considerada como uma das principais contribuições deste trabalho.

O software de *Hopsan* (BRAUN, 2014) foi a opção utilizada para simulação dinâmica do sistema hidráulico, o qual é um software livre desenvolvido pela Universidade de Linköping. A escolha por usar um

software livre é importante, pois facilitará a disseminação do conhecimento entre estudantes, pesquisadores e empresas interessadas.

Para complementar os resultados teóricos obtidos, desenvolveu-se uma bancada experimental para a avaliação e validação do sistema proposto.

Por fim, esclarece-se que os resultados descritos neste trabalho podem ser classificados como tendo um aprofundamento de nível 3 na classificação conhecida como *Technology Readiness Levels -TRL*. Neste sentido, inclui estudos analíticos e laboratoriais sobre a função crítica com o objetivo de prova de conceito, sendo que a estrutura é composta por componentes que ainda não estão integrados ou não são representativos.

1.2. ESTRUTURA DO DOCUMENTO

O documento de tese está estruturado em sete capítulos, conforme descrito a seguir.

O Capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica sobre sistemas de atuação utilizados na aviação e seus requisitos de projeto e, também, sobre as pesquisas em hidráulica digital atualmente em desenvolvimento, com justificativa para a proposta inicialmente selecionada.

O Capítulo 3 destina-se a apresentação do conceito proposto, incluindo princípio de funcionamento, dimensionamento e seleção dos componentes da bancada de ensaios.

No Capítulo 4 são apresentados os softwares, modelos e parâmetros utilizados na modelagem do sistema, com ênfase na modelagem do atrito.

O Capítulo 5 apresenta os controladores analisados neste trabalho.

No Capítulo 6 são apresentadas as considerações sobre a aplicabilidade da técnica para a área de aviação, abrangendo a definição de parâmetros necessários para atendimento dos requisitos de projeto.

Por último, são apresentadas as conclusões sobre o trabalho.

2. SISTEMA DE ATUAÇÃO PARA AVIÕES

Tanto em sistemas de atuação para aeronaves quanto em sistemas hidráulicos é notório que existe uma multiplicidade de princípios de solução para o atendimento dos requisitos de projeto. Além de não serem únicas, as soluções também não são definitivas e constantemente são aprimoradas ou até completamente substituídas.

Em sistemas de atuação para aviões, os requisitos envolvem, além da função principal, aspectos relacionados à confiabilidade, peso, eficiência, controlabilidade, manutenibilidade e disponibilidade. Exigências estas que podem ser atendidas por princípios tecnológicos distintos envolvendo configurações de redundância, metodologias de controle, mecanismos de atuação e meios de transporte de potência e informação, conforme apresentado na seção 2.1.

A tecnologia hidráulica é atualmente a mais utilizada para o controle de superfícies em aviões, mas não restringindo esta opção de seleção à uma única solução. Por exemplo, caso o sistema requeira controle da força, torque ou velocidade dos atuadores, torna-se necessário a utilização de mecanismos que possibilitem a manipulação destes princípios físicos, os quais são realizados por meio do controle da vazão, pressão aplicados à uma área de atuação. Este controle, por sua vez, pode ser executado por diferentes configurações tecnológicas, tais como: válvulas direcionais de controle contínuo, válvulas direcionais discretas com reguladores de vazão, válvulas reguladoras de pressão, bombas de deslocamento variável, motores hidráulicos com deslocamento variável e bombas acionadas por motor com frequência rotacional variável.

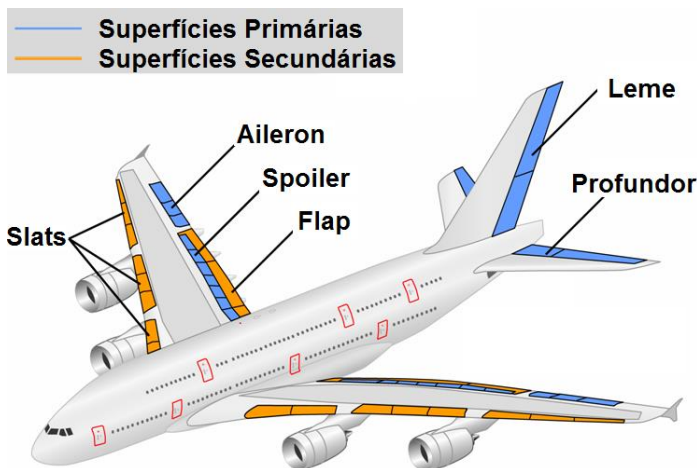
Este trabalho não tem a intenção de realizar uma discussão aprofundada sobre aspectos construtivos e funcionais associados a aviões, sendo na sequência apresentados somente os conceitos necessários ao entendimento da proposta de tese. Aspectos relacionados à confiabilidade, manutenibilidade, disponibilidade, fluido, temperatura, eletrônica embarcada e projeto estrutural também não serão avaliados exaustivamente. Para um melhor entendimento sobre estes assuntos sugere-se a leitura de livros com foco mais abrangente como em Moir e Seabridge (2008) e Maré (2017).

2.1. SUPERFÍCIES DE CONTROLE E SISTEMAS DE ATUAÇÃO

O controle principal da aeronave é realizado por meio do controle das superfícies primárias, que são constituídas pelos profundores (em inglês, *elevator*), ailerons (igual ao termo em inglês), e leme (em inglês, *rudder*).

A posição destas superfícies pode ser observada na Figura 1. O profundor é responsável por girar o avião ao longo do eixo lateral ou transversal, que é linha imaginária que cruza o avião de uma extremidade à outra das asas, fazendo subir ou descer o nariz da aeronave (movimento conhecido como guinada ou *pitch*). O aileron gira o avião em torno do eixo longitudinal, linha imaginária que liga o nariz à cauda, sendo utilizados para realização de curvas durante o voo (movimento conhecido como rolagem ou *roll*). O leme faz o avião girar em torno do eixo central, linha imaginária que atravessa o avião verticalmente de cima para baixo, controlando a direção do avião (movimento conhecido como arfagem ou *yaw*) (MOIR; SEABRIDGE, 2008).

Figura 1. Superfícies de controle de aviões.



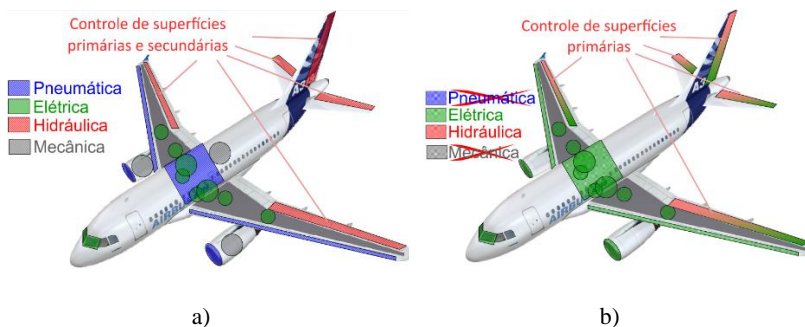
Fonte: http://www.airliners.net/aviation-forums/tech_ops/read.main/191925/.

As superfícies secundárias podem ser utilizadas durante o voo, mas por não serem responsáveis pelos movimentos principais do avião, normalmente atuam em processos de decolagem, aterrissagem e manobras em terra. Os *flaps* e *slats* têm a função de aumentar a superfície da asa, amplificando a sustentação e o arrasto e, conseqüentemente, reduzindo a velocidade. Os *spoilers* podem ser utilizados em conjunto com os ailerons na execução de curvas, mas por aumentarem a sustentação, e conseqüentemente reduzirem a velocidade, também são mais utilizados em procedimentos de aterrissagem (MOIR; SEABRIDGE, 2008).

A tendência atual é que o projeto de novas aeronaves utilizem equipamentos elétricos, em detrimento de tecnologias mecânicas,

hidráulicas e pneumáticas (BOGLIETTI, *et al.*, 2009). Este conceito é conhecido como *More Electric Aircraft* – MEA e a sua prioridade de substituição de tecnologias pode ser inferida por meio da Figura 2.

Figura 2. Tecnologias utilizadas em aviões. a) Atualmente empregada. b) Tendência de aviões mais elétricos (MEA).



Fonte: adaptado de Roboam (2011).

Além da eficiência energética, outras justificativas são apontadas por pesquisadores em favor da ampliação do uso de equipamentos elétricos. Cita-se, por exemplo, o ganho em disponibilidade devido a facilidade em isolar um subsistema durante a ocorrência de falhas e a redução dos custos de manutenção devido a capacidade de monitoramento (ROBOAM, 2011). Naayagi (2013) também acrescenta que a eliminação de um sistema hidráulico central e, consecutivamente, das linhas de transmissão colabora positivamente nestes aspectos. Entretanto, apesar dos avanços tecnológicos, ainda existem desafios para que a tecnologia elétrica consiga substituir os sistemas hidráulicos por completo. Roboam (2011) e Wang (2012) afirmam, por exemplo, que um equipamento elétrico não consegue apresentar uma confiabilidade equivalente.

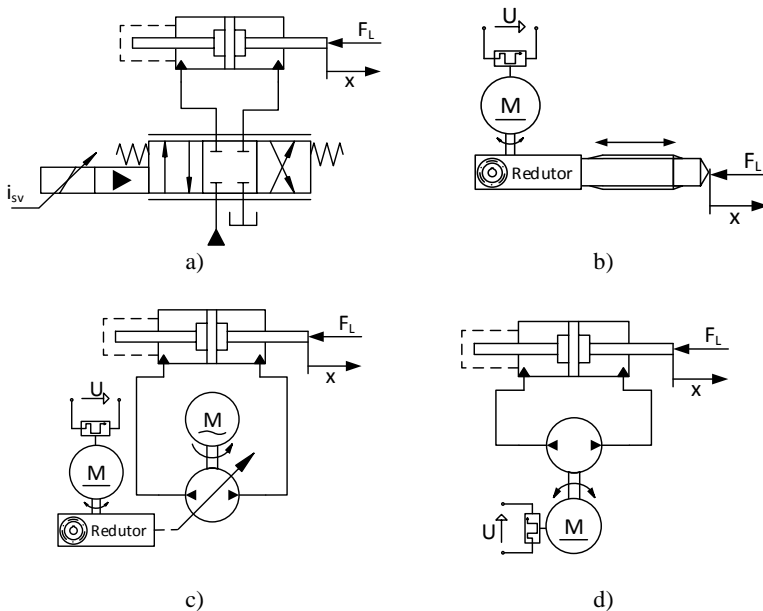
Em síntese, ainda se tem a preferência por atuadores hidráulicos para desempenhar as funções consideradas críticas, ficando os atuadores eletromecânicos como opções de redundância ou para funções secundárias (BOJOI, *et al.*, 2012). Na classe de sistemas críticos estão as superfícies de controle de voo, em especial as primárias, conforme está representado na Figura 2 (b).

Considerando o uso de tecnologia hidráulica para funções críticas, a proposta MEA defende eliminação das unidades de potência centralizadas em preferência por sistemas operem localmente e de forma confinada. Entretanto, devido especialmente à confiabilidade, as unidades

hidráulicas centrais ainda estão presentes nas aeronaves modernas, como no A380 (COOPER, 2014; MARÉ, 2017).

Dois termos são empregados para designar a utilização de transmissão elétrica em aeronaves: “*fly-by-wire*” e “*power-by-wire*”. Na concepção “*fly-by-wire*”, o controle manual, mecânico ou hidráulico é substituído por controle eletrônico, sendo que este conceito está mais relacionado à substituição dos meios de transmissão de informação. Por sua vez, a terminologia “*power-by-wire*” indica a substituição da unidade de acionamento hidráulico central por sistemas eletrohidráulicos locais, movidos por motores elétricos (BOJOL, *et al.*, 2012). A Figura 3 mostra concepções usuais ou em desenvolvimento para sistemas de atuação que se inserem no conceito *fly-by-wire*, com emprego ou não do princípio *power-by-wire*.

Figura 3. Concepções de sistemas de atuação utilizados em aeronaves. a) Válvula proporcional ou servoválvula controlando o atuador. b) Atuador eletromecânico. c) Atuador eletro-hidrostático com bomba hidráulica com deslocamento controlado por motor elétrico. d) Atuador eletro-hidrostático com bomba controlada por motor elétrico com frequência rotacional variável.



Fonte: Elaborado pelo autor, com base em Frischemeier (1997).

A solução apresentada na Figura 3 (a) está dentro do conceito de “*fly-by-wire*” e utiliza uma fonte de potência hidráulica central (*Servohydraulic Actuator* - SHA). A precisão de posicionamento e resposta dinâmica são características que fazem esta opção ser uma base de comparação para as outras tecnologias (ALLE, *et al.*, 2016). A baixa eficiência energética é o principal aspecto criticado, cujas fontes de dissipação de energia mais significativas são os vazamentos internos e controle resistivo por meio de orifícios (MARÉ, 2017).

Os outros sistemas apresentados na Figura 3 são característicos de aplicações que operam de acordo com a terminologia “*power-by-wire*”. A Figura 3 (b) representa um atuador eletromecânico (*Electro Mechanical Actuator* – EMA) e é a expressão máxima do conceito MEA. O EMA faz uso de transmissões mecânicas compostas por engrenagem e fuso de esferas e, como vantagens, apresentam um bom projeto modular, alta eficiência energética e não tem riscos de vazamento, pois não é utilizado fluido para transmissão de energia (CAO, *et al.*, 2012; BUDINGER, *et al.*, 2013). Entretanto, a utilização de fuso de esferas exige a presença de folgas entre os componentes móveis, o que ocasiona menor durabilidade e falhas por causa de contaminantes sólidos levam ao bloqueio do atuador (NAAYAGI, 2013; ALLE, *et al.*, 2016).

Os sistemas apresentados nas Figura 3 (c) e (d) são denominados de atuadores eletrohidrostáticos (*Electro Hydrostatic Actuators* - EHA) e tem como base o uso de um motor elétrico como força motriz e ligação da bomba diretamente ao atuador, em circuito fechado (COOPER, 2014). O EHA apresenta uma eficiência energética superior ao obtido com servoválvula (SHA), mas essa eficiência depende fortemente das condições do ponto de operação. Em condições de carregamento ou deslocamento volumétrico parcial da bomba a eficiência é significativamente reduzida (ALLE, *et al.*, 2016). A Tabela 1 apresenta uma comparação resumida entre as três principais tecnologias citadas e que estão atualmente em uso ou em desenvolvimento (SHA, EHA e EMA).

Destaca-se que os circuitos apresentados na Figura 3 são apenas representações simplificadas de um sistema de atuação. Em aplicações reais, além da função principal, o sistema também deve prever um funcionamento seguro em condições de falha. O modo de operação durante a falha varia de acordo com as características de cada aplicação, podendo exigir que o cilindro permaneça livre, bloqueado, recuado ou avançado (MARÉ, 2017).

Tabela 1. Resumo das propriedades dos sistemas de atuação para aeronaves.

Itens	Sistema	Classe	Característica/Causa
Densidade de Potência	SHA	Alta	Para o atuador, definido pressão de suprimento.
		Baixa	Para a transmissão, devido aos tubos e filtros.
	EHA	Média	Para o atuador, devido à eletrônica de potência.
		Alta	Para a transmissão somente por cabos elétricos.
	EMA	Média	Para o atuador, devido à eletrônica de potência.
		Alta	Para a transmissão somente por cabos elétricos.
Dinâmica	SHA	Alta	Boa dinâmica da servoválvula, elevada força e baixa inércia.
	EHA	Média	Elevada inércia de rotação do motor, que se reflete no atuador.
	EMA	Média	Elevada inércia de rotação do motor, que se reflete no atuador.
Eficiência	SHA	Baixa	Controle resistivo e vazamentos internos na servoválvula.
	EHA	Média	Potência fornecida de acordo com a demanda, mas componentes também apresentam vazamentos internos.
	EMA	Alta	Potência fornecida de acordo com a demanda.
Passividade em caso de Falha	SHA	Fácil	Válvulas <i>by-pass</i> entre as câmaras do atuador.
	EHA	Fácil	Válvulas <i>by-pass</i> entre as câmaras do atuador.
	EMA	Difícil	Técnica ainda não madura o suficiente.
Rejeição de Calor	SHA	Fácil	Por meio do fluido.
	EHA	Difícil	Calor confinado localmente e radiação eletromagnética
	EMA	Difícil	Calor confinado localmente e radiação eletromagnética.
Rigidez	SHA	Média	Compressibilidade do fluido.
	EHA	Média	Compressibilidade do fluido.
	EMA	Média	Folga mecânica e perda de movimentos.
Proteção de sobrecarga	SHA	Fácil	Por válvulas de alívio.
	EHA	Média	Limitador de torque do driver.
	EMA	Média	Limitador de torque do driver.

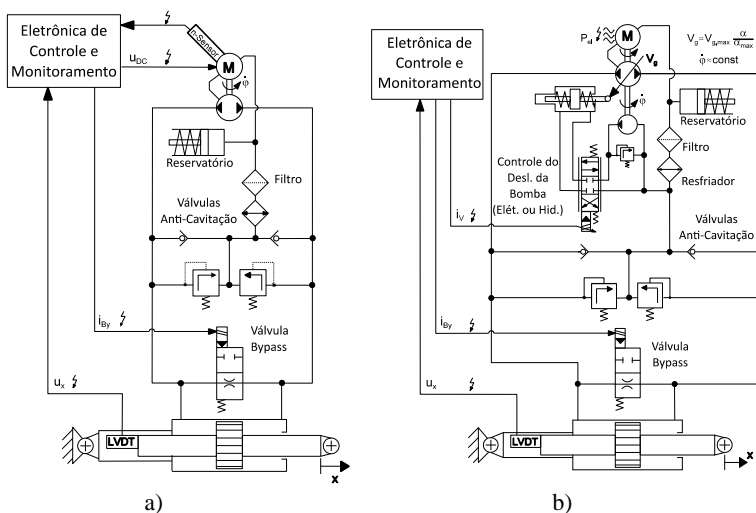
continua na próxima página...

... continuação da Tabela 1

Itens	Sistema	Classe	Característica/Causa
Potencial de inovação	SHA	Baixo	Desenvolvido a mais de 60 anos.
	EHA	Alto	Aplicado somente nas últimas décadas
	EMA	Alto	Aplicado somente nas últimas décadas
Manutenção	SHA	Difícil	Remoção de ar e filtragem.
	EHA	Média	Sistema integrado.
	EMA	Fácil	Somente peças mecânicas e elétricas
Questões Ambientais	SHA	Ruim	Poluição por vazamento de óleo.
	EHA	Média	Óleo em menor quantidade e confinado em pequeno espaço.
	EMA	Boa	Sem vazamentos de óleo.

Fonte: adaptado de Wang (2012).

Figura 4. Circuitos hidráulicos fechados. a) Com bomba de deslocamento fixo acionada por motor DC variável. b) Com deslocamento da bomba controlado hidráulicamente.

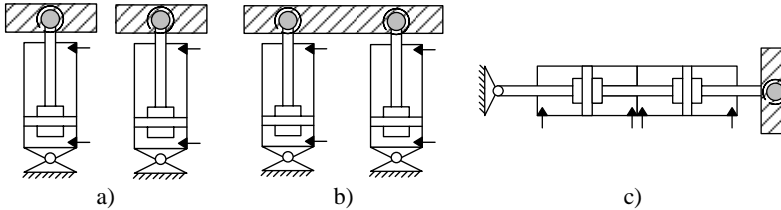


Fonte: Frischemeier (1997), tradução própria.

A Figura 4 apresenta dois circuitos com representações mais detalhadas de EHAs, nas quais as válvulas *by-pass* têm a função de permitir a movimentação livre do cilindro em casos de falha. Aplicações como estas são necessárias em situações onde os atuadores redundantes estão conectados à mesma superfície rígida de controle ou quando operam

em configuração tandem² (Figura 5 – b e c). Wang (2012) destaca que esta condição de funcionamento é difícil de ser atendida por atuadores eletromecânicos.

Figura 5. Métodos de redundância em sistemas de atuação. a) Redundância de superfícies. b) Redundância de atuadores. c) Atuador com redundância interna.



Fonte: adaptado de Bennett, *et al.* (2012).

Para atendimento aos requisitos de confiabilidade, a atuação em superfícies críticas é realizada por sistemas de atuação redundantes, os quais são alimentados por sistemas elétricos ou hidráulicos distintos e podem operar conjuntamente ou em espera (MARÉ, 2017). A Figura 5 mostra os métodos de redundância de um sistema de atuação linear, os quais, segundo Bennett, *et al.* (2012), podem estar presentes em configuração única ou mista em uma aeronave.

Redundâncias conforme a apresentada na Figura 5 (a) são mais comuns em aviões civis modernos, como no *Airbus A380* (BENNETT, *et al.*, 2012). Esquemas equivalentes ao da Figura 5 (b) são normalmente encontrados em aviões também civis, como no avião Brasília da Embraer (DE NEGRI, 1987). Por sua vez, os sistemas de atuação em configuração tandem, conforme Figura 5 (c), são mais usuais em aviões militares (MOIR; SEABRIDGE, 2008).

Redundâncias nas fontes de suprimento também são adotadas e podem ser realizadas por um sistema elétrico ou hidráulico, que pode ser operado em conjunto ou em modo de espera. A configuração e a localização das unidades de energia também são variáveis, podendo ser local (EMA, EHA), central (SHA) ou uma combinação destas, o que está se tornando mais comum (MARÉ, 2017).

Mesmo o sistema tendo à disposição a redundância, por questões de segurança o sistema deve poder realizar um voo seguro com apenas um cilindro e uma unidade de potência. Assim, na maior parte do tempo ele

² Configuração tandem é caracterizada pela associação de atuadores lineares em série.

opera abaixo da capacidade máxima de trabalho projetada, o que afeta negativamente a eficiência do sistema.

A Tabela 2 apresenta os percentuais de força típica dos sistemas de atuação da aeronave. Estes níveis também são influenciados pela velocidade da turbina, que pode variar entre 50% e 100% da velocidade máxima. A energia total do sistema só é necessária quando a aeronave voa na região de limite do projeto, que depende das condições de ar, velocidade, altitude e características das manobras realizadas.

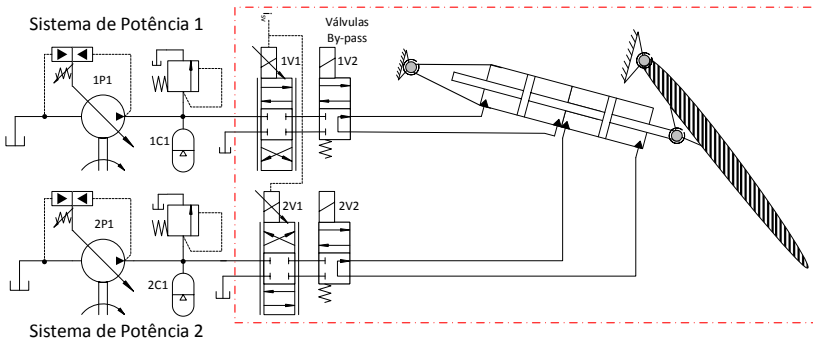
Tabela 2. Níveis de força típicos em comparação com a força máxima disponível.

Movimento	Decolagem/ Aterrissagem	Cruzeiro	Turbulência/ Combate
Avião Militar			
Pitch	20%	10%	60% - 100%
Row	20%	10%	60% - 100%
Yaw	5%	5%	60% - 100%
Avião Comercial			
Pitch	40%	20%	60% - 100%
Row	40%	20%	60% - 100%
Yaw	10%	10%	60% - 100%

Fonte: Elaborado pelo autor, com base em Krus, *et al.* (2012) e publicado em Belan, *et al.* (2015b).

A Figura 6 mostra um circuito hidráulico de aeronave simplificado para controlar uma única superfície, como, por exemplo, um aileron. Esta configuração será utilizada neste trabalho como base de comparação. O circuito apresenta uma configuração central com fontes de suprimento redundantes (sistema esquerdo e direito) e atuadores redundantes com configuração do tipo tandem. Embora as servoválvulas tenham sido representadas separadamente, em sistemas reais elas geralmente estão acopladas como se fossem uma única válvula, similar à uma configuração tandem (KARLSSON, 1985). As válvulas by-pass são usadas para permitir o modo de operação livre dos cilindros, em casos de falha. Enquanto o sistema está em operação normal, as válvulas by-pass estão sempre acionadas.

Figura 6. Circuito hidráulico simplificado de referência.



Fonte: elaborado pelo autor e publicado em Belan, *et al.* (2015b).

2.1.1. Requisitos e Características de Projeto

Os valores de pressão máxima de operação, áreas dos cilindros e, conseqüentemente, força de atuação máxima são parâmetros que podem variar de uma aeronave para outra. Desta forma, alguns valores foram comparados a partir de referências (DE NEGRI; BOLLMANN, 1987; BRAUN, 2009; MCCULLOUGH, 2011; KRUS, *et al.*, 2012; WANG, 2012) para possibilitar a definição destes requisitos de projeto. Neste sentido, define-se que a área mínima que pode ter um atuador é $10,0 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ e o máximo não superior a 25% desse valor ($12,5 \times 10^{-4} \text{ m}^2$). A pressão de trabalho máxima é limitada a 35 MPa (350 bar) e as pressões nos reservatórios são definidas como 0,75 MPa (7,5 bar). As áreas dos atuadores redundantes combinados com a máxima pressão de operação devem ser suficientes para atingir uma força máxima de 70 kN.

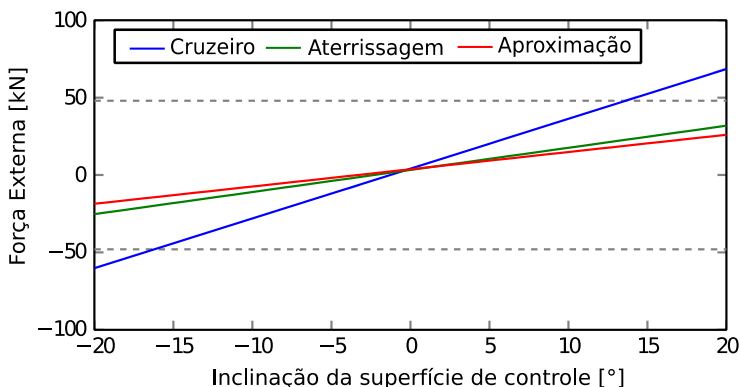
Cooper (2014) comenta que uma validação quantitativa das estimativas de carga aerodinâmica requer privilégios de informação. Sem dados de teste de voo (ou CFDs³ validados), a verificação deve permanecer qualitativa e relacionada ao desempenho do atuador. Como exemplo, a Figura 7 apresenta uma estimativa de como a força aerodinâmica varia referente ao ângulo de inclinação de um aileron para três fases de voo. As linhas cinzas pontilhadas mostram as forças máximas exigidas em um estudo de caso do A320.

Segundo Wang (2012), um dos pontos importantes para atendimento dos requisitos dinâmicos é que o atuador consiga atingir o ângulo da

³ CFD = *Computational Fluid Dynamics*.

superfície de voo exigido pelo piloto de forma rápida, precisa e estável. A outra característica importante diz respeito à rejeição de perturbações aerodinâmicas, devendo o atuador permanecer dentro de um intervalo de erro pré-definido. O requisito de projeto para seguimento de trajetória é que o sistema de atuação em malha fechada apresente ganho mínimo de -3 dB com atraso de fase inferior a 45° , para uma entrada senoidal de magnitude de 1 mm à uma frequência de 3 Hz. Por sua vez, para o desempenho de rejeição de perturbação o sistema de atuação deve apresentar uma rigidez superior a 2×10^8 N/m.

Figura 7. Forças aerodinâmica estimadas de um aileron de um A320.

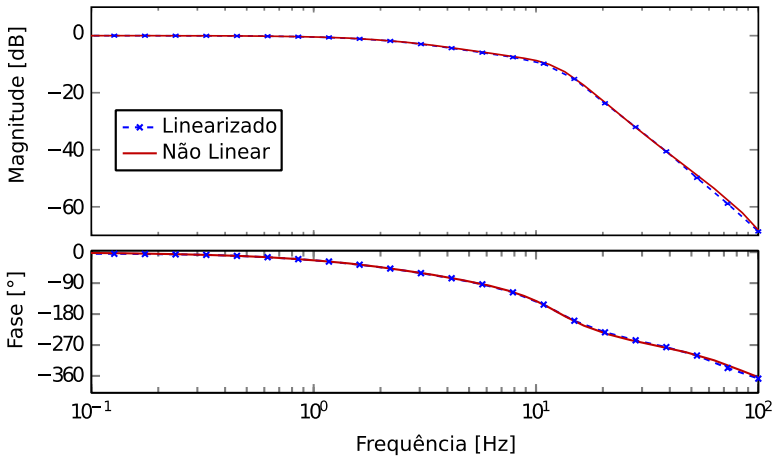


Fonte: Cooper (2014), tradução própria.

Para validação do requisito de seguimento de trajetória de um SHA, Cooper (2014) apresenta a resposta em frequência em malha fechada do sistema de atuação, conforme Figura 8. Os resultados apresentados pelo pesquisador indicam um ganho de -3 dB, a uma frequência de 4 Hz (3,5 Hz para um EHA e 2,5 Hz para um EMA) e um caimento de 60 dB/década (40 dB/década para EHA e EMA) em frequências maiores que a de interesse.

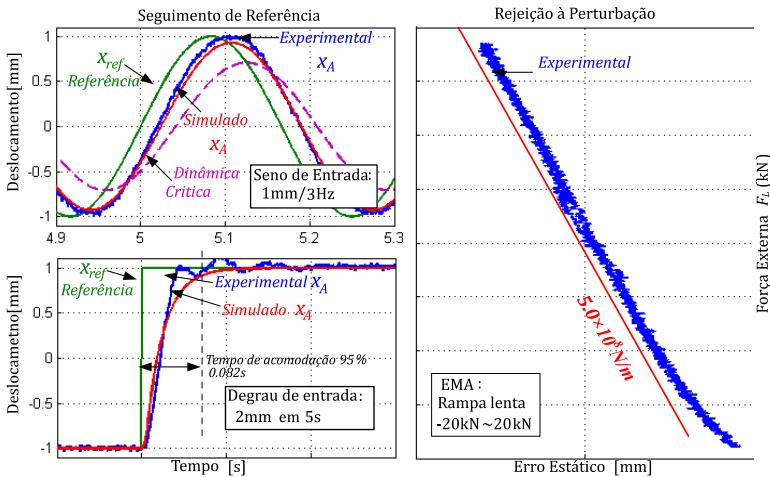
A Figura 9 apresenta a estratégia adotada por Wang (2012) para validar um EHA quanto ao atendimento dos requisitos de projeto. O requisito de seguimento de referência é apresentado para a resposta temporal para entradas senoidal (1mm/3Hz) e degrau (2mm). Para a rejeição de perturbação, uma variação do carregamento (-20kN a 20kN) é aplicada sob o sistema hidráulico parado, enquanto que o erro de posicionamento é avaliado.

Figura 8. Resposta em frequência em malha fechada para um comando senoidal de amplitude de 1mm.



Fonte: Cooper (2014), tradução própria.

Figura 9. Verificação de atendimento de requisitos para um EHA.



Fonte: Wang (2012), tradução própria.

Estes procedimentos (Figura 8 e Figura 9) serão utilizados como base para validação desta proposta, conforme apresentado no capítulo 6.

2.2. SISTEMAS HIDRÁULICOS DIGITAIS

O objetivo dos sistemas hidráulicos digitais consiste da proposição de alternativas que sejam eficientes energeticamente, conceito que já está claramente definido pelos pesquisadores. Contudo, a definição e classificação da hidráulica digital tem sido fruto de discussões na comunidade acadêmica (ACHTEN, *et al.*, 2013), deixando alguns conceitos em aberto.

Apesar de não irrefutável, a definição mais referenciada é a proposta por Linjama (2011), que diz que sistemas hidráulicos digitais são “sistemas hidráulicos que possuem componentes discretos, os quais controlam ativamente a saída do sistema”. Em Achten, *et al.* (2013) são apresentados alguns esclarecimentos sobre o porquê equipamentos como bombas convencionais, bombas de pistões e motores elétricos de corrente contínua não se enquadrariam nesta definição.

As discussões são um pouco mais inconclusivas com relação à classificação dos sistemas digitais. Por exemplo, alguns autores subdividem em sistemas que aplicam válvulas *on/off* tradicionais, válvulas *on/off* em paralelo e nos que utilizam válvulas de rápida comutação (*fast switching valves*) (LINJAMA; VILENIUS, 2008; LINJAMA, 2009; WANG, *et al.*, 2011). Uma classificação mista, que envolve característica de componentes e funcionalidades, é adotada durante a exposição das tecnologias, diferenciando as linhas de pesquisas entre válvulas, bombas, atuadores, conversores, inertâncias, sistemas de gerenciamento de potência, entre outros (LINJAMA; VILENIUS, 2008; LINJAMA, 2009; 2011).

Tendo em vista a ausência de um consenso, este trabalho propôs uma classificação dos sistemas digitais com base na função que o sistema desempenha, com base nas quatro unidades funcionais apresentadas em Linsingen (2013) e Linsingen e De Negri (2012). Esta nova proposta de classificação foi publicada em eventos nacional (BELAN, *et al.*, 2014) e internacional (BELAN, *et al.*, 2015b).

Segundo esta classificação, é possível correlacionar as concepções digitais com a função desempenhada dentre: Conversão Primária, Limitação/Controle, Conversão Secundária e Armazenamento/Condicionamento. A energia mecânica de entrada, a qual é resultado de uma conversão externa de energia química ou elétrica, sofre uma *conversão primária* para energia hidráulica. Utilizando sinais ou informações do operador ou de outro equipamento a energia hidráulica é *limitada e condicionada*, para se tornar apropriada para a *conversão secundária* em energia mecânica por atuadores. Por sua vez, a energia

mecânica é utilizada para movimentar uma carga externa. A unidade de *armazenamento e condicionamento* do fluido inclui controle de contaminantes e temperatura.

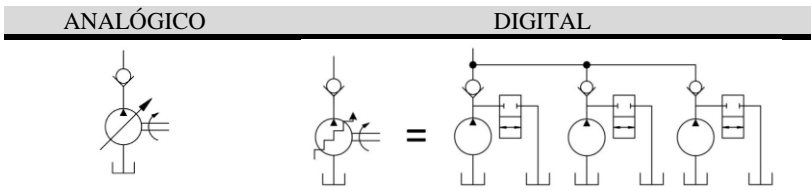
Atualmente já existem propostas digitais para todas estas unidades funcionais, conforme apresentado na sequência.

2.2.1. Unidade de Conversão Primária

Encaixam-se nesta classificação os conjuntos de componentes conhecidos como bombas hidráulicas, ou bombas digitais para este caso de estudo. Desconsiderando o uso de acumuladores, toda a energia hidráulica gerada pelas bombas deve ser consumida pelo sistema. No entanto, como potência hidráulica requerida pelos equipamentos normalmente não é constante, a parcela não utilizada para realização do trabalho acaba sendo dissipada. Neste contexto, a proposta para aumentar a eficiência desta unidade envolve a tarefa de adaptar a geração de potência hidráulica para a real exigência do sistema. Para isto é necessário que a pressão e a vazão sejam continuamente ajustadas, fato que pode levar os sistemas a operarem fora do ponto de máxima eficiência, sendo este um aspecto tratado pela tecnologia digital.

O conceito digital apresentado na Figura 10 consiste em um determinado número de bombas de deslocamento fixo acopladas ao mesmo eixo do motor, sendo que cada unidade pode ser ligada ao sistema ou ao reservatório de forma independente. Para obter uma distribuição homogênea das vazões, diferentes sequências matemáticas podem ser utilizadas para definir o deslocamento volumétrico de cada unidade (UUSITALO, 2010; LINJAMA, 2011; LOCATELI, *et al.*, 2014b).

Figura 10. Concepções comparativas para unidade de conversão primária 1

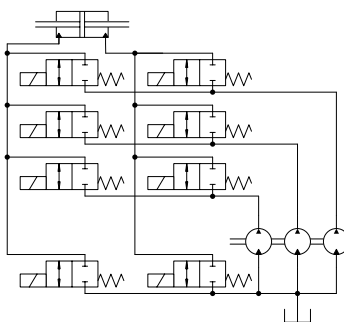


Fonte: Adaptado de Karvonen (2016).

O uso de unidades de deslocamento fixo associadas às válvulas *on/off* para controlar diretamente o atuador é estudado atualmente pelo IFAS (*Institute for fluid power drives and controls*). Os circuitos hidráulicos propostos podem ser vistos na Figura 11, a qual mostra a proposta de

sistema hidráulico digital em circuito aberto (HEITZIG, *et al.*, 2012). Os autores também propõem um sistema em circuito fechado que pode operar em modo bomba, motor ou em vazio.

Figura 11. Proposta de sistema hidráulico digital



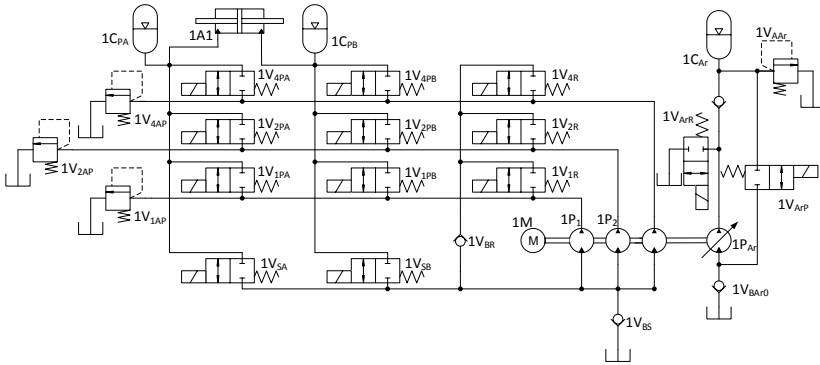
Fonte: Heitzig, *et al.* (2012).

Heitzig e Theissen (2011) realizam comparações entre o uso de bombas analógicas e digitais. Também é analisado o uso compartilhado de uma bomba digital, onde uma bomba digital é utilizada para o controle de dois ou mais atuadores. As características do sistema para diferentes números e tamanhos das bombas também são investigadas. De acordo com os estudos apresentados, as bombas digitais, tanto na configuração compartilhada ou não, apresentam uma relevante eficiência quando comparada com as bombas tradicionais de deslocamento variável.

Em uma pesquisa realizada no Laship, Locateli (2013) também propôs algumas concepções de circuitos hidráulicos para controle de velocidade de atuadores lineares por meio da geração de potência. Foram propostos circuitos para atuadores simétricos e assimétricos (LOCATELI, *et al.*, 2014b), para uso com mais de um atuador e, por fim, composto por uma sistema de gerenciamento de energia (LOCATELI, *et al.*, 2014a). A Figura 12 apresenta a proposta para um único atuador simétrico com unidade de gerenciamento de energia.

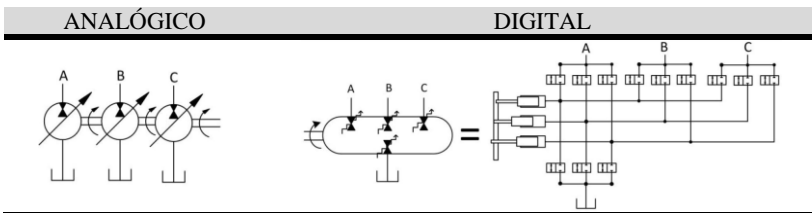
Na Figura 13 apresenta a configuração conhecida como Sistema de gerenciamento de potência hidráulica digital (DHPMS - *Digital Hydraulic Power Management System*), cuja nomenclatura definida por Linjama (2011) é utilizada para designar um sistema composto por um conjunto de bombas/motores de deslocamento fixo ou variável, os quais possuem um determinado número de saídas independentes controladas por válvulas *on/off*.

Figura 12. Sistema hidráulico digital com gerenciamento de energia.



Fonte: Locateli, *et al.* (2014a).

Figura 13. Concepções comparativas para unidade de conversão primária 2



Fonte: Adaptado de Karvonen (2016).

Cada saída do DHPMS comporta-se como uma bomba-motor digital. As pressões e a direção da vazão na saída são arbitrárias e praticamente não possui efeito nas perdas do sistema. Isso significa, por exemplo, que a energia hidráulica gerada por um carregamento externo pode ser recuperada para um acumulador ou enviada para outra saída, mesmo se a pressão do acumulador é maior que a pressão da carga. Assim, a capacidade de armazenamento deste acumulador poderia ser aproveitada integralmente (LINJAMA; HUHTALA, 2010; KARVONEN, *et al.*, 2014; HEIKKILÄ, 2016).

Uma opção para motobombas digitais é a utilização de, ao invés de várias unidades, uma única bomba de pistões com cada um dos pistões sendo controlado por válvulas *on/off*, de forma que cada um possa operar como uma bomba independente (Figura 13). A empresa Artemis produz este equipamento em nível comercial (Figura 14), havendo estudo de aplicação em turbina eólica apresentado como em Rampen (2006).

Figura 14- Bomba de pistões digital da fabricante Artemis.

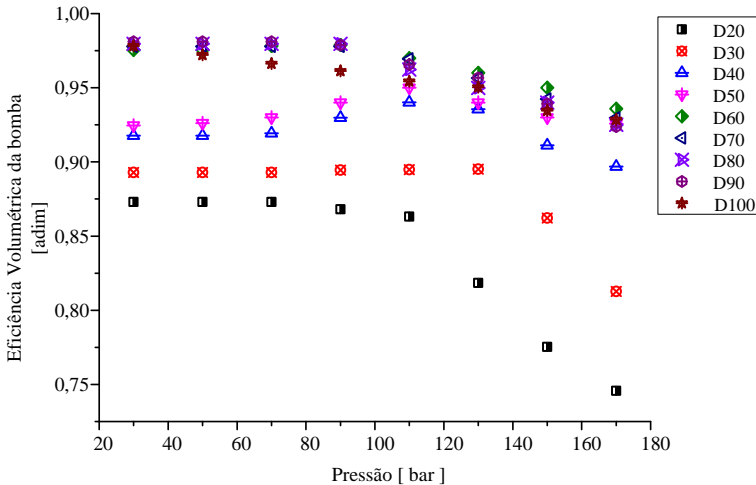


Fonte: (ARTEMIS, 2017).

No lado esquerdo das figuras sobre concepções (Figura 10 e Figura 13) estão representadas as opções analógicas para unidades com variação volumétrica. Estas configurações de bombas possuem perdas consideráveis quando funcionam fora do ponto de operação. As bombas de deslocamento variável que operam segundo a pressão solicitada pelo sistema (*load sensing*) são consideradas uma das melhores alternativas para questões de eficiência energética (MURRENHOFF, *et al.*, 2014). Entretanto, estudos como o de Merrill, *et al.* (2010) mostram que para estas motobombas apresentarem uma eficiência maior que 90% é preciso que operem com deslocamentos próximos ao máximo. Com deslocamentos volumétricos da ordem de 20%, a eficiência diminui para valores em torno de 60 a 70% e continua caindo para deslocamentos menores (WILLKOMM, *et al.*, 2014; KARGUL, *et al.*, 2016). A Figura 15 apresenta alguns valores obtidos no LASHIP para este tipo de componente (BRAVO, 2017).

Esta redução de eficiência não é observada nas bombas digitais, as quais apresentam uma eficiência maior que 90% para uma faixa maior de operação. Segundo Heitzig, *et al.* (2012), o que ocorre em bombas digitais é o oposto, suas perdas dependentes da pressão, como vazamentos e atrito, são reduzidas quando a bomba opera em condições parciais de carga. Estes aspectos somados resultam em média em um rendimento 38% melhor do que em bombas analógicas (RYDBERG, 2009; HEITZIG, *et al.*, 2012).

Figura 15. Eficiência de bomba de deslocamento volumétrico variável.⁴



Fonte: (BRAVO, 2017).

2.2.2. Unidades de Limitação e Controle

O controle e limitação das variáveis pressão e vazão em sistemas hidráulicos são comumente realizados por restrição em orifícios, os quais de forma resistiva provocam uma perda de carga. Os componentes normalmente utilizados para controle contínuo dessas variáveis são as válvulas proporcionais e servoválvulas, as quais também apresentam perdas por vazamento interno inerentes às características construtivas. Neste sentido, as estratégias digitais para esta unidade objetivam tanto a redução dos efeitos resistivos imposto pelos orifícios quanto dos vazamentos internos nos componentes.

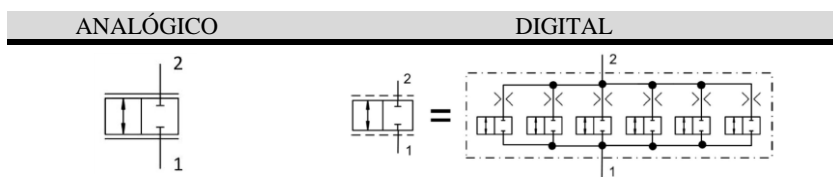
Uma alternativa é o controle por meio da associação de válvulas em paralelo. Válvulas conectadas em paralelo com a finalidade de fornecer vazão à câmara de um atuador foram definidas, em Linjama, *et al.* (2003), como “Unidade de controle de vazão digital” (DFCU – *Digital flow control unit*) (Figura 16). Considerando inconveniente a apresentação de dezenas de válvulas *on/off* em circuitos hidráulicos, os autores também

⁴ “D20” representa que a bomba opera com 20% do deslocamento máximo.

propuseram uma representação simplificada de uma DFCU por meio da alteração das linhas contínuas por linhas tracejadas (LINJAMA, 2011).

Para controle de um atuador de dupla ação são necessárias 4 DFCUs ($P \rightarrow A$; $P \rightarrow B$; $B \rightarrow T$ e $A \rightarrow T$), cada uma com um conjunto de n válvulas *on/off*. A capacidade de vazão de cada válvula é ajustada por meio de restrições, alcançadas por válvulas de tamanhos diferentes. Logo, pode-se criar uma determinada sequência de valores de vazão em cada DFCU. Esta sequência pode seguir diversos padrões, como potência de dois (1,2,4,8 ...), Fibonacci (1,1,2,3,5, ...), modulação por número de pulsos (1,1,1,1, ...), dentre outros (UUSITALO, 2010; HUOVA, 2015).

Figura 16. Concepções comparativas para unidade de limitação e controle



Fonte: Adaptado de Karvonen (2016).

Segundo Lantela, *et al.* (2014), uma DFCU precisaria ter aproximadamente 200 estados diferentes para apresentar um desempenho similar ao alcançado por uma servoválvula de boa qualidade. Este número de estados pode ser alcançado, por exemplo, utilizando DFCUs com oito válvulas e relação de orifícios iguais à 1:2:4:8:16:32:64:128.

Na prática o uso de DFCUs é uma técnica que ainda aplica efeitos resistivos para o controle da vazão, sendo que neste aspecto o ganho energético pode ser comparado ao uso de válvulas proporcionais controlando independentemente cada uma das câmaras de um cilindro (ERIKSSON; PALMBERG, 2011). Todavia, o uso de válvulas digitais permite ausência de vazamento interno, o que melhora a eficiência.

Neste contexto, mesmo adotando orifícios de controle foi demonstrado que esta técnica digital resulta em um aumento da eficiência. Em Linjama e Vilenius (2005) e em Linjama, *et al.* (2007) são apresentadas propostas para o controle de DFCU com base na eficiência energética. O objetivo dos autores é evidenciar a possibilidade de controle do movimento de um atuador com uma considerável eficiência energética por meio do uso de válvulas *on/off* de baixo tempo de resposta. Foram obtidos resultados, por meio de simulação, que apresentam uma redução de 36% na perda de eficiência quando comparado com os sistemas hidráulicos convencionais. Cita-se também os trabalhos de Huova, *et al.*

(2010) e Huova e Linjama (2012) como demonstrações do ganho de eficiência destes sistemas. Os trabalhos apresentam índices de redução de dissipação em torno de 33% a 71%, dependendo do tipo de movimento, carregamento e método de controle, quando comparado aos sistemas hidráulicos convencionais.

Devido as características dinâmicas das restrições e da possibilidade de ampliar facilmente a quantidade de estados discretos com uso de mais válvulas de tamanho diferentes, as DFCUs permitem um controle mais suave, se comparada com a técnica adotada nesta tese (Capítulo 3).

No relatório técnico Valmet (2016), a empresa *Valmet Corporation* descreve os resultados positivos com o uso desta técnica para uma máquina de fabricação de papel e para uma calandra industrial. A eficiência melhorou 36% para o primeiro caso (economia estimativa de 22 mil euros/ano) e 98,6% para o segundo caso (economia de 35 mil euros/ano). No segundo caso, o aumento significativo foi devido ao fato de que o sistema hidráulico foi utilizado para manter a força nos cilindros, sem movimentações significativas. Logo, a ausência de vazamento interno nas válvulas foi o principal fator que gerou a economia.

A empresa da Finlândia NorrHydro (NORRHIDRO, 2017), tem uma linha de desenvolvimento nomeada de *NorrDigi™ System Solution* que desenvolve soluções hidráulicas digitais com o conceito de DFCUs e atuadores multicâmaras (SIPOLA, *et al.*, 2012). Os principais benefícios divulgados são a redução de energia em até 80% e o aumento da confiabilidade, pois é possível reconfigurar o acionamento das válvulas caso alguma entre em falha.

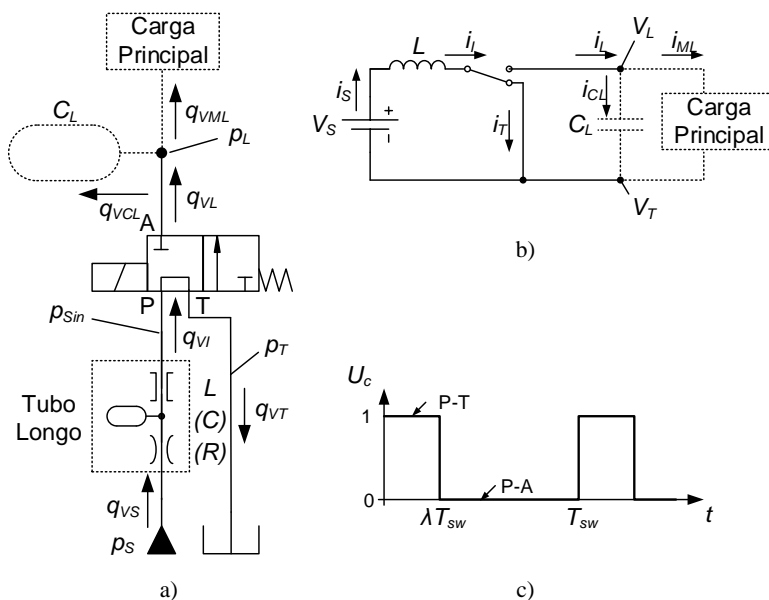
Outra alternativa para o controle da potência hidráulica de forma digital, sem solução analógica similar, é por meio do uso da inertância do fluido. Nestes sistemas, os sistemas hidráulicos são controlados por técnicas equivalentes as bem sucedidas aplicadas às fontes eletrônicas chaveadas (BROWN, 1987).

O uso de válvulas de rápida comutação é a principal característica dos sistemas hidráulicos comutados (*Switching Hydraulic Systems*). Ao contrário dos sistemas digitais paralelos, que utiliza muitas válvulas dispostas em paralelo, os sistemas chaveados necessitam de um pequeno número de válvulas, as quais são comutadas a uma alta frequência.

A saída destes sistemas é determinada pela largura e frequência dos pulsos de chaveamento da válvula. Algumas técnicas podem ser empregadas para o controle do chaveamento (SCHEPERS, *et al.*, 2012) como, por exemplo, a técnica de modulação por largura de pulso (*Pulse Width Modulation* – PWM).

A Figura 17 (a) mostra o exemplo de um conversor hidráulico chaveado do tipo *Step-up* ou *Boost*. Neste circuito, quando o caminho da vazão for P-T a pressão interna (p_{sin}) reduz e o fluido é acelerado no tubo. Quando a válvula é comutada (P-A e T bloqueado), o momento de inércia do fluido no tubo causa um aumento da pressão interna e conseqüentemente aumenta a pressão da carga (p_L). Na seqüência, o pórstico da carga será fechado enquanto o fluido é novamente acelerado. A Figura 17 (b) apresenta o circuito elétrico equivalente e a Figura 17 (c) o sinal PWM aplicado à válvula de rápida comutação (DE NEGRI, *et al.*, 2014).

Figura 17. Concepções comparativas para unidade de limitação e controle 2. Conversor Hidráulico Chaveado - *Step-up* ou *Boost*. a) Circuito Hidráulico, b) Circuito Elétrico e c) Sinal PWM



Fonte: De Negri, *et al.* (2014).

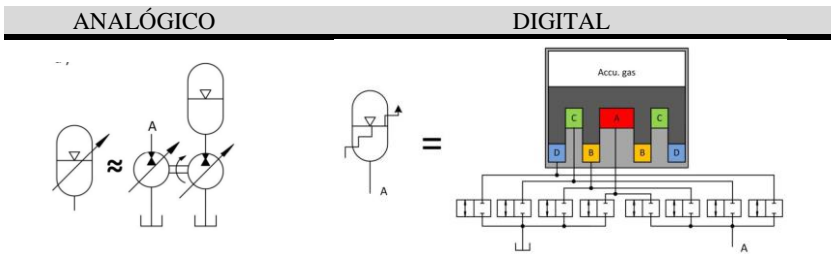
Scheidl, *et al.* (2008) e Kogler e Scheidl (2008) apresentam outros exemplos para estes tipos de sistemas. Guglielmino, *et al.* (2010) apresentam resultados de uma aplicação de um conversor hidráulico do tipo Buck para controle de potência em robótica, na qual obteve ganho de rendimento de até 50% em relação ao uso de uma válvula proporcional. Kogler, *et al.* (2013) também apresentam resultados equivalentes para

simulações com base em parâmetro específicos e modelos validados sobre um protótipo desenvolvido na Áustria. No Laship, Nostrani, *et al.* (2017) desenvolveu um protótipo para controle de posição e velocidade a ser utilizado em controle de pás de turbinas em hidroelétricas.

Nestes sistemas considerados chaveados, um dos grandes desafios está no próprio desenvolvimento de válvulas de rápida comutação, sendo que alguns protótipos estão sendo pesquisados (WILFONG, *et al.*, 2011; LI; CHASE, 2012; TU, *et al.*, 2012; LEATI, *et al.*, 2013; TIAN; VEN, 2013; SKELTON, *et al.*, 2014). Outro grande desafio é o ruído gerado pelos picos de pressão devido ao chaveamento das válvulas, os quais podem ser suavizados, conforme o trabalho por Pan e Johnston (2013).

Com o mesmo objetivo de propor um conversor hidráulico digital, Bishop (2009) apresentou um protótipo de um conversor hidráulico baseado em um componente cilíndrico com áreas diferentes, o qual é controlado por meio de válvulas *on/off* associadas em paralelo (Figura 18). Segundo o autor, a eficiência total do sistema protótipo é de aproximadamente 90%, com eficiência volumétrica por ciclo de trabalho de 40% a 70% superior ao de técnicas convencionais (BISHOP, 2009; BISHOP, 2014).

Figura 18. Concepções comparativas para unidade de limitação e controle 3.



Fonte: Adaptado de Karvonen (2016).

2.2.3. Unidades de Conversão Secundária

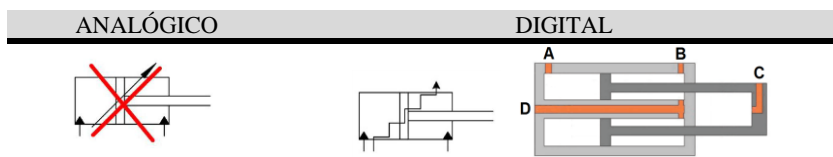
Parte dos componentes utilizados para conversão secundária são rotativos, que neste caso são conhecidos como motores hidráulicos digitais. Os problemas e soluções encontradas na literatura são semelhantes as apresentadas para bombas digitais e estão exemplificadas na seção 2.2.1. Neste sentido, será dado foco nesta seção aos atuadores digitais lineares.

Por meio de uma ótica de eficiência ideal, os cilindros teriam as áreas de suas câmaras ajustadas de forma contínua a fim de permitir o ajuste da disponibilidade hidráulica à necessidade do equipamento. Porém, isso é difícil ou talvez impossível. Entretanto, é possível criar soluções que possuem um número definido de áreas do atuador. Estes atuadores são chamados atuadores multicâmaras por possuírem mais de duas câmaras (Figura 12).

Figura 19 mostra um atuador com quatro câmaras, sendo que de acordo com Linjama (2011), quatro câmaras em uma mesma estrutura é praticamente o limite máximo. Entretanto, é possível o uso de mais atuadores associados em série (tandem) ou em paralelo, deixando em aberto o limite máximo de câmaras para um atuador digital.

Um atuador linear multicâmaras não necessariamente está associado ao uso de técnicas digitais, podendo também ser controlado por soluções analógicas, com ou sem unidade intermediária de limitação e controle. Entretanto, a sua aplicação é mais comum em sistemas digitais, pois um maior número de áreas do atuador colabora com o aumento de estados discretos do sistema (“resolução”).

Figura 19. Concepções comparativas para unidade de conversão secundária.



Fonte: Elaborado pelo autor e parcial de Karvonen (2016).

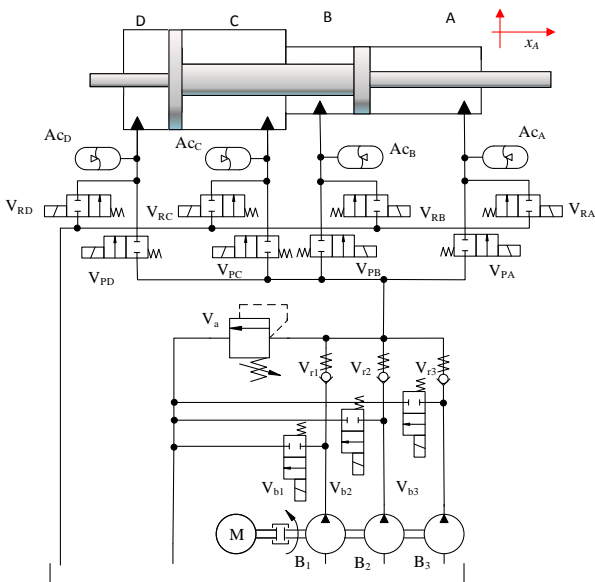
Pesquisas relacionadas ao uso de atuadores multicâmaras conectados diretamente à unidade de conversão primária (seção 2.2.1) via válvulas digitais (similar ao apresentado na Figura 12) é atualmente foco de pesquisa do doutorando Marcos P. Nostrani. O conceito apresentado na Figura 20 apresentou resultados de simulação preliminares que indicam uma eficiência energética de até 80% superiores ao alcançado com válvulas proporcionais (NOSTRANI, 2018).

A utilização de atuadores multicâmaras controlados por DFCUs (seção 2.2.2) conta com resultados divulgados especialmente pelo laboratório IHA (*Intelligent Hydraulics and Automation*) da Universidade de Tampere, na Finlândia. Com esta proposta, Huova e Laamanen (2009) alcançaram uma redução de até 66% das perdas de energia no movimento do atuador quando comparado com os sistemas hidráulicos convencionais que utilizam válvulas proporcionais e bombas *load sensing*. Esta

combinação também é a solução comercial oferecida pela empresa NorrHydro (NORRHIDRO, 2017), apresentada na seção 2.2.2.

Inicialmente apresentado em Linjama, M., *et al.* (2009), o método foi aplicado para controle de posição de um braço mecânico, sendo utilizados um atuador com quatro câmaras e duas linhas de pressão (alta e baixa pressão). Esta configuração possibilita a geração de 16 níveis distintos de força no atuador e reduziu a perda de energia em mais de 60%, quando comparado com o sistema baseado em *load sensing*. Posteriormente, em Dell'amico, *et al.* (2013), os pesquisadores também apresentaram um ganho de eficiência na ordem de 60 %, para um atuador com quatro câmaras movendo um braço mecânico, mas utilizando três níveis diferentes de pressão e tendo como objetivo o controle de velocidade. Em Vukovic, *et al.* (2016) é apresentado uma solução híbrida entre controle secundário e válvulas proporcionais chamada pelos autores de STEAM (Figura 22). Nesta concepção, onde o controle secundário seleciona o estado de operação e a válvula proporcional realiza o ajuste fino do comportamento, foram divulgados um ganho de eficiência de 39% em comparação com sistema *load sensing*.

Figura 20 - Sistemas hidráulico digital utilizando bombas digitais e atuadores multicâmaras.

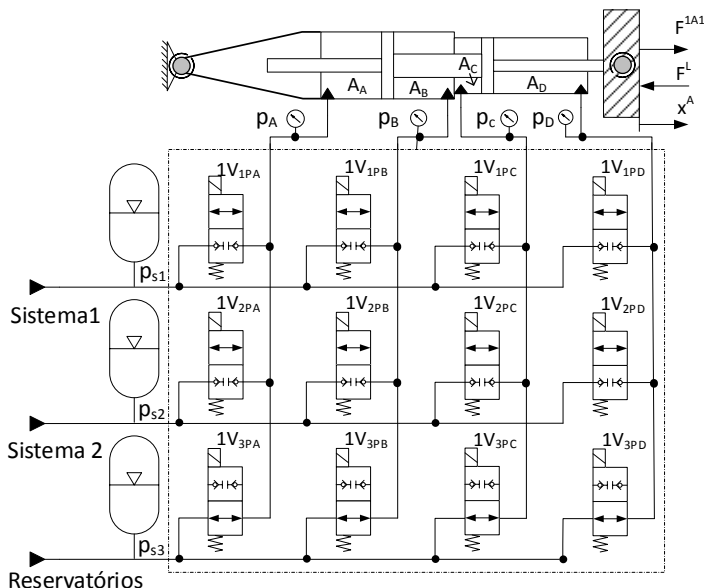


Fonte: (NOSTRANI, 2018)

Uma alternativa menos dissipativa, em relação às DFCUs, foi proposta inicialmente por ser conhecida como controle secundário (*secondary control*) e foi proposta inicialmente por Linjama, Matti, *et al.* (2009). Nesta abordagem as válvulas *on/off* são dimensionadas para oferecer a menor perda de carga possível e quando acionadas conectam as pressões de suprimento diretamente às câmaras do cilindro. O número de pressões e áreas distintas do atuador são os dois critérios para determinar o número de forças discretas disponíveis (Figura 21).

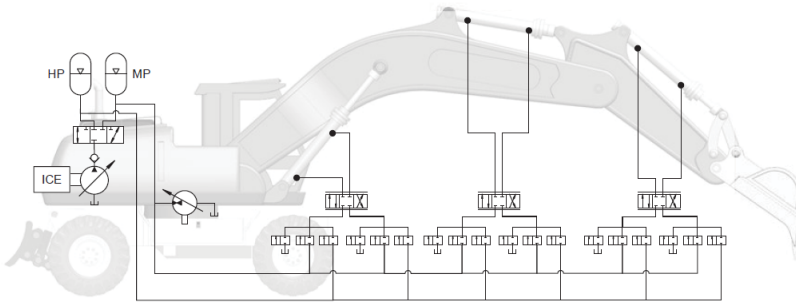
Referente à representação por circuitos hidráulicos, a técnica de controle secundário tem uma aparência similar a aplicada à DFCUs. Todavia, é importante destacar que as propostas são diferentes. Enquanto que com DFCUs o controle é realizado por orifícios e cada DFCU é composta por várias válvulas que conectam uma linha de suprimento e uma câmara do atuador, na técnica de controle secundário a válvula é dimensionada para que o orifício não afete o comportamento e uma válvula é suficiente para desempenhar a função de uma DFCU.

Figura 21- Controle secundário com atuador multicâmaras.



Fonte: Elaborado pelo autor e publicado em Belan, *et al.* (2015b).

Figura 22- Sistema hidráulico para máquinas da área móbil – STEAM.



Fonte: Vukovic, *et al.* (2016).

Por fim, (HUOVA, *et al.*, 2017) apresentam um protótipo aplicado a cilindros tradicionais de dupla ação, mas ampliando o número de pressões de suprimento. Com seis linhas de pressão, os autores divulgaram uma melhora na eficiência de aproximadamente 73%. Os ensaios foram realizados na mesma bancada utilizada anteriormente (LINJAMA, MATTI, *et al.*, 2009) e comparados ao mesmo sistema de válvula proporcional e unidade de potência *load sensing*.

O método de controle secundário, como mostrado na Figura 21, é o foco deste trabalho e será discutido com mais detalhes nas próximas seções.

2.3. CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE O CAPÍTULO 2

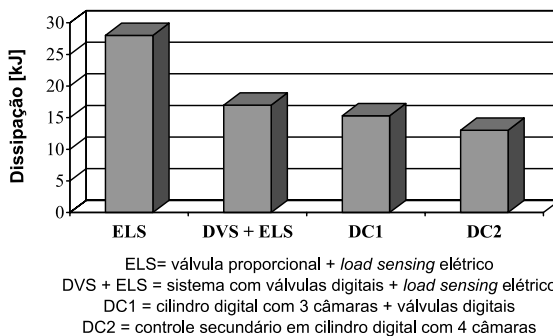
Foi apresentado na seção 2.1 que a busca por atuadores mais eficientes para o controle, principalmente, de superfícies primárias de aeronaves ainda é um desafio atual para a comunidade científica. Em especial, isto ocorre porque os produtos considerados como *estado da arte* (EHA e EMA) ainda são alvos de críticas. Enquanto os atuadores eletromecânicos (EMA) apresentam como pontos fracos a confiabilidade e operação em modo de falha (NAAYAGI, 2013; ALLE, *et al.*, 2016), os eletrohidrostáticos (EHA) não conseguem apresentar a mesma eficiência energética dos elétricos (COOPER, 2014). Por fim, apesar de menos dissipativos, ambos ainda não atingiram desempenho dinâmico obtido com o uso de servoválvulas (SHA) (MARÉ, 2017).

Na seção 2.2 foi exposto que pesquisas vêm sendo realizadas sobre hidráulica digital e demonstrado significativos avanços em relação à eficiência energética destes sistemas. Tendo em vista que esta é a primeira

pesquisa que se tem conhecimento sobre a utilização desta tecnologia em aviões, ainda não há publicações por especialistas da área de aviação sobre o tema. Contudo, nas áreas móbil e industrial estas comparações já foram realizadas, demonstrando ganhos de eficiência inclusive em comparação com a tecnologia similar à utilizada nos EHAs (MURRENHOF, *et al.*, 2014).

Em Linjama (2009) foi apresentado um estudo comparativo sobre a eficiência de alguns sistemas hidráulicos digitais, concluindo com base em dados experimentais que a técnica de controle secundário apresenta a menor dissipação (Figura 23 – DC2). O termo “*load sensing* elétrico”, utilizado na Figura 23, faz referência ao uso de uma bomba com compensador eletrônico de pressão. O termo DC1 faz referência ao uso de DFCUs (Figura 16). Mais recentemente, em Huova, *et al.* (2017), os autores pertencentes ao mesmo centro de pesquisa em Linz apresentaram novos resultados experimentais para a técnica de controle secundário, mas agora com mais linhas de pressões. Os resultados alcançados reafirmam que a técnica é mais eficiente.

Figura 23. Análise comparativa de dissipação de energia em sistemas hidráulicos.



Fonte: Linjama (2009), tradução própria.

Murrenhoff, *et al.* (2014) também fizeram uma avaliação sobre a eficiência energética entre as tecnologias em desenvolvimento voltadas para o setor móbil. Entre os aspectos avaliados, os autores enfatizam a redução das perdas por restrição em orifícios, eliminação dos componentes com pontos de operação ineficientes e potencial de recuperação de energia. Na avaliação a utilização de DFCUs teve avaliação média para ponto de operação e perdas em orifícios, mas ótimos em relação a recuperação de energia e custo de investimento. Sistemas similares ao EHA foram avaliados positivamente para perda por orifícios e recuperação de energia, mas negativamente para ponto de operação e

custo. Segundo os autores, o melhor pontuado foi o sistema chamado de STEAM (VUKOVIC, *et al.*, 2013) (Figura 22), que consiste em um sistema misto entre controle secundário, mas com uma válvula proporcional fazendo o ajuste fino da pressão. Para este sistema, o único ponto avaliado como médio foi a restrição por orifícios nas válvulas proporcionais, mas a avaliação de custo também deveria ser média, devido à necessidade de duas válvulas proporcionais por atuador. A técnica somente de controle secundário não foi avaliada no trabalho, mas entendendo os parâmetros de decisão utilizados pelos autores, esta proposta seria a única com pontuação máxima em todos os critérios.

De forma geral, os pesquisadores que atuam na área destacam que os sistemas hidráulicos digitais apresentam as seguintes vantagens em relação aos sistemas convencionais (LINJAMA, 2011; SCHEIDL, *et al.*, 2012):

- Componentes robustos e confiáveis;
- Menor influência de contaminantes;
- Redundância a partir do uso da técnica de conexões em paralelo;
- Componente padronizado e de menor custo;
- Maior eficiência.

Entretanto, também indicam que a hidráulica digital possui consideráveis desafios (LINJAMA, 2011; ACHTEN, *et al.*, 2013):

- Tamanho físico total e preço do conjunto de válvulas;
- Ruído e oscilações de pressão;
- Durabilidade e vida útil, devido à alta frequência de comutação;
- Controle e otimização difíceis e não convencionais.

Com relação ao tamanho, disponibilidade comercial e preço dos componentes, pesquisas indicam a possibilidade de obtenção de válvulas com tamanhos reduzidos e com custo mais acessível quando implementada sua produção em massa (PLÖCKINGER, *et al.*, 2012; SCHEIDL, *et al.*, 2012). Outros autores apresentaram avanços na obtenção de componentes pequenos e funcionais (UUSITALO, 2010; YOKOTA, 2013; PALONIITTY, *et al.*, 2014; LANTELA; PIETOLA, 2017). As válvulas de injeção de combustível em motores à diesel e válvulas utilizadas em sistemas antitravamentos de freios (ABS - *Anti-lock Braking System*) são exemplos de sistemas chaveados duráveis e economicamente viáveis que já estão disponíveis comercialmente (ACHTEN, *et al.*, 2013; SCHEIDL, *et al.*,

2013). Em relação aos atuadores, a empresa Norrhydro disponibiliza comercialmente um cilindro com quatro câmaras (SIPOLA, *et al.*, 2012), mas cilindros com configurações mais simples podem ser construídos, conforme realizado no presente trabalho.

O problema de ruído ocasionado por picos de pressão é mais significativo em tecnologias que utilizam válvulas de rápido chaveamento. No entanto, também afeta os sistemas que operam com associação em paralelo de válvulas, especialmente no método de controle secundário. Em aplicações tradicionais, faz-se uso de acumuladores para amortecimento dos picos de pressão, mas no caso de controle secundário o aumento da capacitância reduz a eficiência (LINJAMA, MATTI, *et al.*, 2009). Uma técnica alternativa é o controle ativo do picos por meio do formato do comando de abertura das válvulas, como apresentado em Pan e Johnston (2013) e Hansen e Pedersen (2016).

A durabilidade e vida útil das válvulas também devem ser avaliadas, pois devido a taxa de chaveamento mais elevada, o desgaste do componente tende a ser maior. Alternativas como redundância e gerenciamento de falhas podem ser utilizados. Lantela, *et al.* (2014) e (SIIVONEN, *et al.*, 2015) mostram que uma única falha afeta o desempenho do sistema, mas a capacidade de controle pode ser mantida. A precisão de rastreamento e a velocidade máxima do sistema podem diminuir, mas a operação pode ser continuada se a falha for detectada, identificada e compensada.

Por fim, o controle do sistema, incluindo conjunto de válvulas, também é um desafio, conforme será melhor detalhado nos próximos capítulos.

3. PROPOSTA DO SISTEMA HIDRÁULICO DIGITAL

Neste capítulo inicia-se a exposição dos resultados e passos seguidos neste trabalho de doutorado. Durante este período, resultados preliminares foram publicados em eventos com a finalidade de obter uma percepção crítica dos pesquisadores que estão envolvidos diretamente ao tema. Outrossim, devido a novidade da tecnologia no Brasil, foram publicados trabalhos em português para facilitar a disseminação da hidráulica digital na comunidade científica nacional.

Em 2014 foi apresentado um trabalho no Congresso Brasileiro de Automática com o intuito de apresentar as definições, características e tendências da hidráulica digital, evidenciando como esta tecnologia pode melhorar o rendimento dos sistemas hidráulicos (BELAN, *et al.*, 2014). Até onde temos conhecimento, este foi o primeiro trabalho publicado em língua portuguesa sobre hidráulica digital.

Em 2015, no único congresso internacional direcionado especificamente para pesquisas em hidráulica digital (*7th Workshop on Digital Fluid Power, Linz, Austria*), foram publicados os primeiros resultados de simulação em comparação com outras duas propostas híbridas (BELAN, *et al.*, 2015b). Esta foi a primeira publicação sobre o uso de hidráulica digital em aviões que se tem conhecimento. Além da aplicação, também foi descrito o método para definição das áreas do atuador, quando este apresenta restrições específicas de espaço, conforme detalhado na seção 3.2.1. Considera-se que este foi o principal evento para coletar informações críticas sobre o conceito digital proposto.

Em 2016, em um dos principais eventos sobre inovação em sistemas de atuação para aviões (*Conference of Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components, Toulouse, France*), foi apresentado pela primeira vez o conceito com o nome de DHA (*Digital Hydraulic Actuator*) (BELAN, *et al.*, 2016b). O objetivo desta publicação foi observar o nível de aceitação pela comunidade de pesquisa em aviação sobre o uso de hidráulica digital. No artigo foram levantados assuntos que envolvem eficiência, controle, confiabilidade e possibilidades atuais de aplicação da técnica. Assuntos estes que contaram com a colaboração direta da Dra. Birgitta Lantto da SAAB AB.

Também em 2016, no *Aerospace Technology Congress*, em Stockholm, Suécia, foi apresentada uma proposta de controlador baseada em controle robusto conhecida como H_∞ (PINTO, *et al.*, 2016). Os resultados do controlador são fruto dos primeiros resultados de simulação do trabalho de pós-doutorado do pesquisador Lie P. G. Pinto, os quais foram importantes para divulgar o andamento dos trabalhos para a

comunidade europeia e, em especial, aos pesquisadores envolvidos com a SAAB. Após este trabalho o pesquisador Lie Pinto direcionou os estudos ao controle da aeronave, ao invés do controle do sistema hidráulico digital, complementando os resultados alcançados nesta tese.

No Congresso Nacional de Engenharia Mecânica - CONEM 2016 foram apresentadas diretrizes, desafios e características envolvidas na construção da bancada de ensaios. O foco foi fornecer à comunidade nacional uma visão dos passos e cuidados a serem seguidos durante a tarefa construção de uma bancada de ensaios em hidráulica digital (BELAN, *et al.*, 2016a), incluindo aspectos de custos, seleção de componentes e desenvolvimento do acelerador de válvulas. Este assunto será tratado neste capítulo.

Ainda em 2016, foram apresentados os resultados obtidos com o desenvolvimento do acelerador de válvulas (BREGALDA, *et al.*, 2016b). Este trabalho foi desenvolvido durante o trabalho de conclusão de curso do eng. Rafael Bregalda, orientado pelo autor desta tese, e teve como principal resultado uma solicitação de pedido de patente do amplificador (BREGALDA, *et al.*, 2016a).

Por fim, resultados parciais também foram apresentados em forma de pôsteres e resumos estendidos em eventos ocorridos no Brasil (BELAN, *et al.*, 2015a; BREGALDA; BELAN, 2015) e na Suécia (BELAN, 2015; LOCATELLI, *et al.*, 2015).

3.1. ATUADOR HIDRÁULICO DIGITAL (DHA)

Inicialmente, estabelece-se que foram selecionadas as configurações que utilizam servoválvulas (SHA - Figura 6) como referência de comparação para o sistema de atuação e a técnica de controle secundário (Figura 21) como a opção hidráulica digital a ser pesquisada.

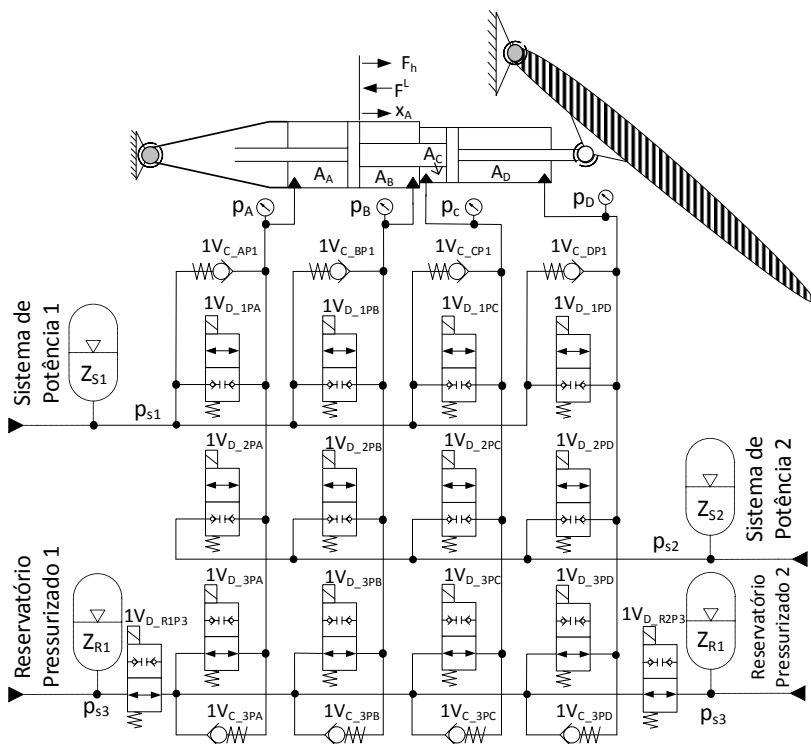
A arquitetura do sistema hidráulico de referência (Figura 6) é baseada no sistema utilizado na aeronave militar SAAB JAS 39 Gripen (KARLSSON, 1985), que também é a opção aplicada no modelo “F16systemManeuver” do software *Hopsan* (KRUS, *et al.*, 2012), conforme descrito na seção 6.4.

Em linhas gerais, o sistema é caracterizado por apresentar um sistema hidráulico central capaz de suprir potência hidráulica para os subsistemas de atuação. Por questões de segurança, cada subsistema válvula proporcional e atuador são supridos por fontes de potência hidráulicas distintas (Figura 21).

Considerando que o foco deste trabalho é a unidade de conversão secundária, definiu-se que os acumuladores de pressão seriam os

responsáveis pela interface entre os trabalhos (Figura 24). Neste contexto, será considerada a disponibilidade de três linhas de suprimento constantes, mas que podem operar com valores distintos. A linha de pressão mais baixa (p_{S3}) será sempre fixa e com grandeza de 7,5 bar e as outras duas (p_{S1} e p_{S2}) podem ser ajustadas dentro de uma faixa de 20 bar a 300 bar. As linhas de alta e média pressão (p_{S1} e p_{S2} , respectivamente) serão alimentadas por unidades independentes, em correspondência as bombas redundantes atualmente disponíveis em aeronaves. A terceira linha suprimento (p_{S3}), de pressão baixa, possivelmente será conectada aos reservatórios, que em aeronaves são redundantes e pressurizados.

Figura 24. Conceito do Atuador Hidráulico Digital (DHA).



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para a unidade de conversão secundária, este trabalho propõe a utilização de atuador linear multicâmaras e sistema de controle secundário (Figura 24). Aproveitando às características de redundância intrínsecas às superfícies de controle de aviões, o atuador terá quatro

câmaras. Nesta configuração, as válvulas proporcionais ou servoválvulas, do modelo de referência (Figura 6 – 1V1 e 2V1), serão substituídas por um conjunto de 12 válvulas discretas (*on/off*) de assento (Figura 24).

3.1.1. Circuito Hidráulico

O circuito apresentado na Figura 24 refere-se ao DHA sob análise, enquanto que o circuito completo implementado na bancada está representado na Figura 25. Com relação ao sistema de atuação, a diferença entre as representações está basicamente no fato de que o circuito para aviação dispõe de duas linhas para os reservatórios pressurizados, enquanto que para o circuito da bancada apenas uma linha foi implementada.

O circuito da bancada de ensaios pode ser dividido em três partes: o bloco de controle digital, o bloco de controle de pressão e a unidade de potência hidráulica, sendo os dois últimos implementados apenas para dar suporte à pesquisa (Figura 25).

Como a *unidade de potência* padrão fornece apenas uma linha de pressão, foi necessária a criação de um *bloco de controle de pressão* para a geração das outras duas pressões adicionais (Figura 25). A pressão ajustada na unidade de potência é considerada como a linha de pressão alta e desta linha é realizada uma redução para linha de pressão intermediária (Figura 25 – $0V_{R_{1P2}}$) e, na sequência, para a linha de pressão baixa (Figura 25 – $0V_{R_{2P3}}$). As válvulas direcionais deste bloco são utilizadas para descarregar os acumuladores quando o sistema finalizar a operação (Figura 25 – $0V_{D_{iPR}}$).

O *bloco de controle digital* é o responsável por dar a característica diferenciada à proposta. Para esta proposta, o número discreto de forças que é disponibilizado pelo atuador depende da quantidade de áreas do atuador e de pressões de suprimento. Caso as áreas das câmaras e as pressões sejam distintas, o número de forças discretas (n_F) é igual ao número de pressões (n_p) elevado ao número de câmaras (n_c), ou seja:

$$n_F = (n_p)^{n_c} \quad (1)$$

Neste sentido, a utilização de um cilindro com quatro câmaras e três pressões de suprimento (p_{S1} , p_{S2} e p_{S3}) permite a disponibilização de até 81 valores discretos de força pelo sistema de atuação, pois o conjunto de válvulas é capaz de conectar cada pressão a cada uma das câmaras individualmente. Cada valor de força pode ser calculado como:

$$F^{1A1} = A_A p_A - A_B p_B + A_C p_C - A_D p_D \quad (2)$$

Conforme a Equação (2), a possibilidade de variação dos valores de pressão nas linhas de suprimento p_{S1} e p_{S2} é uma característica que amplia a faixa de forças dos atuadores, além de favorecer o aumento da eficiência energética.

Considerando que a perda de carga nas válvulas direcionais *on/off* é pequena, o que ocorre no caso de válvulas totalmente abertas, com área de passagem suficientemente grande e compatível com a velocidade do cilindro, a pressão em uma câmara i do cilindro será dada aproximadamente por

$$p_i \approx \begin{cases} p_{S1}, \text{ se } y_{(1V_{D-1Px})} = 1 \ \& \ y_{(1V_{D-2Px})} = 0 \ \& \ y_{(1V_{D-3Px})} = 0; \\ p_{S2}, \text{ se } y_{(1V_{D-1Px})} = 0 \ \& \ y_{(1V_{D-2Px})} = 1 \ \& \ y_{(1V_{D-3Px})} = 0; \\ p_{S3}, \text{ se } y_{(1V_{D-1Px})} = 0 \ \& \ y_{(1V_{D-2Px})} = 0 \ \& \ y_{(1V_{D-3Px})} = 1; \end{cases} \quad (3)$$

sendo x igual à A , B , C ou D . A notação “ $y_{(1V_{D-1Px})} = 1$ ” indica que o solenoide da válvula “ $1V_{D-1Px}$ ” está em nível lógico alto, o que neste caso faz com que a válvula permita a passagem de fluido entre a linha de pressão p_{S1} e a câmara x .

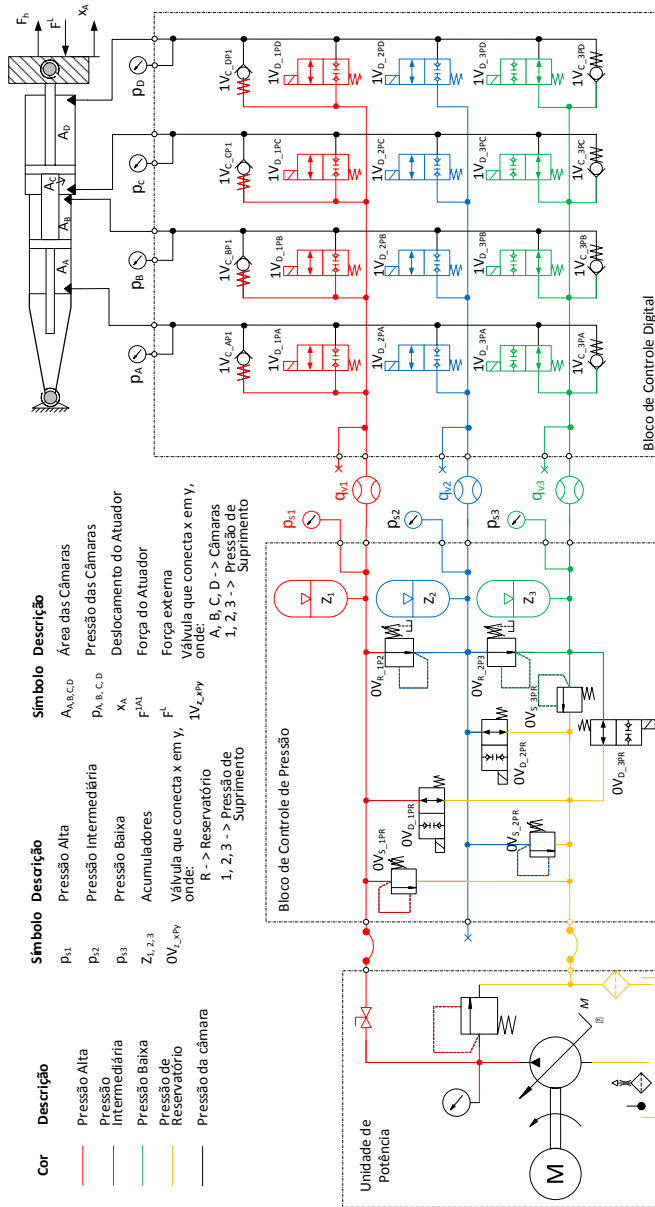
Com relação às opções de chaveamento das válvulas, ressalta-se que é permitido que a mesma linha de pressão de suprimento seja ligada à duas ou mais câmaras do atuador ao mesmo tempo, mas duas linhas pressão não podem estar ligadas à mesma câmara, ou seja, sendo

$$P = \{1,2,3\} \text{ e } C_h = \{A, B, C, D\},$$

$$\text{Se } x \in C_h \wedge j, k \in P, \text{ então } y_{(1V_{D-jPx})} \Rightarrow \neg y_{(1V_{D-kPx})} \forall k \neq j$$

As válvulas de retenção do *bloco de controle digital* desempenham funções de segurança (Figura 24 e Figura 25). As válvulas representadas próximas ao cilindro permitem que o fluido das câmaras do atuador seja direcionado para a linha de suprimento de maior pressão, absorvendo possíveis picos de pressão no atuador ($1V_{C-jPi}$). As outras quatro válvulas de retenção, por sua vez, têm a função de evitar cavitação ($1V_{C-3Pi}$). Ainda por questões de segurança, as válvulas *on/off* que conectam as câmaras do cilindro ao reservatório ($1V_{D-3Pi}$) são normalmente abertas.

Figura 25. Circuito hidráulico do sistema.



Fonte: Elaborada pelo autor e publicada em Belan, et al. (2016a).

3.1.2. Estrutura da Bancada

Uma bancada de ensaios previamente existente no Laship (PEREIRA, 2006) foi selecionada, adaptada e utilizada como estrutura para este trabalho. A escolha foi feita por ela ser capaz de emular com semelhança as forças que agem na superfície de atuação de um avião (Figura 7).

A estrutura utilizada para a bancada consiste em um conjunto de massas variáveis e uma mola com possibilidade de ajuste de pré-carga, a qual é capaz de gerar uma deformação inicial na mola de até 100 mm. Na haste do cilindro podem ser fixados até 5 blocos de 18,5 kg cada, possibilitando um carregamento de 0 kg a 92,5 kg. Ao mesmo tempo, também é possível realizar experimentos sem a utilização de carga externa. As características da mola estão apresentadas na Tabela (1).

Tabela 3. Características da mola

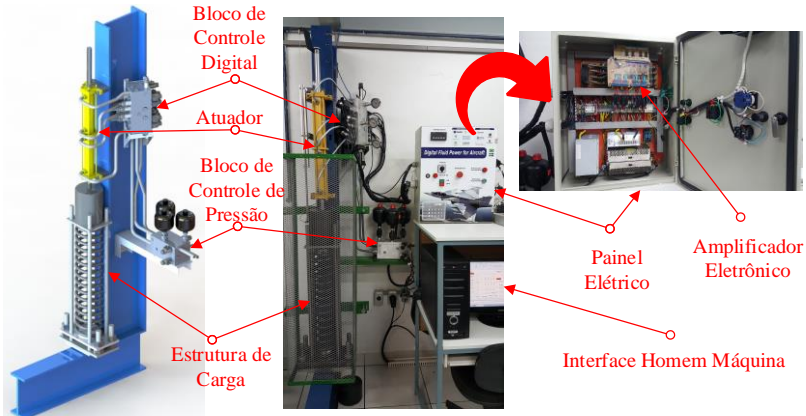
Constante elástica	Comprimento livre	Comprimento de bloco	Diâmetro médio	Diâmetro do arame
27560 N/m	790 mm	321 mm	157mm	20 mm

Fonte: Elaborado pelo autor com base em Pereira (2006).

O atuador concebido é um cilindro em tandem com quatro câmaras de áreas distintas, as quais podem ser geradas por meio da alteração do diâmetro das camisas e das hastes, conforme procedimento descrito na seção 3.2.1. O curso total do atuador é de 200 mm, o que, somado à pré-carga, gera uma deformação máxima da mola de 300 mm, resultando em uma força de externa de até 8,63 kN.

Neste período de pesquisa também foi construída uma outra estrutura para avaliação do comportamento do sistema hidráulico digital em braços mecânicos. A estrutura está apresentada, somente à título de ilustração, na Figura 27. O recurso para esta estrutura foi conquistado via aprovação de projeto no edital de chamada pública FAPESC Nº 01/2014. O projeto e execução foi realizado de forma colaborativa entre Laship e IFSC Chapecó.

Figura 26. Modelagem e fotos da bancada de testes e do painel elétrico.



Fonte: Elaborado pelo autor.⁵

Figura 27. Estrutura extra para avaliação do sistema digital.



Fonte: Elaborado pelo autor.⁶

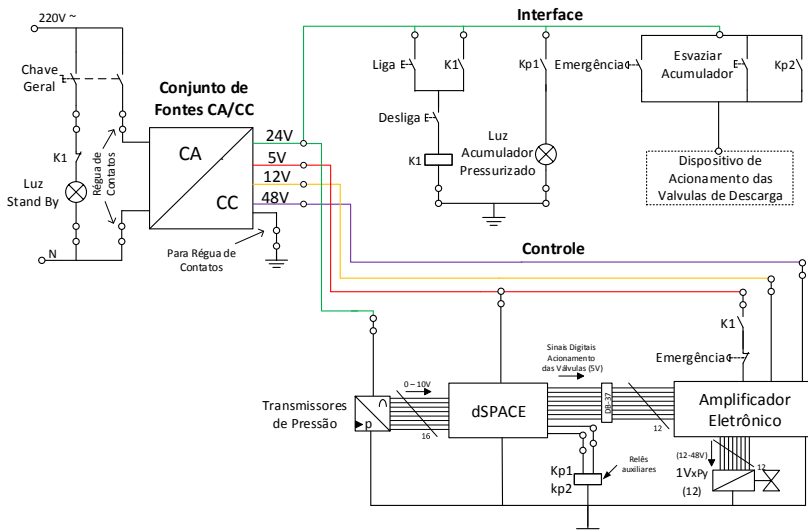
⁵ O desenvolvimento da estrutura mecânica e desenho em software 3D teve colaboração do estudante de eng. Rafael H. Fallgatter.

⁶ O desenvolvimento desta bancada teve a colaboração de turmas de técnico em mecânica do IFSC/Chapecó.

3.1.3. Esquema Eletrônico

O painel elétrico pode ser dividido em três partes: conversão de tensão, controle e interface, conforme esquema elétrico apresentado na Figura 28.

Figura 28. Diagrama elétrico implementado.



Fonte: Elaborado pelo autor e apresentado em Belan, *et al.* (2016a).

O circuito de conversão de tensão transforma a tensão de alimentação (220Vca) em quatro níveis de tensão de corrente contínua (CC): 5Vcc, 12Vcc, 24Vcc e 48Vcc. A tensão de 5Vcc alimenta o circuito do amplificador eletrônico e viabiliza a comunicação com as portas digitais do controlador. O desenvolvimento do amplificador eletrônico faz parte desta pesquisa e será discutido na seção 3.2.3. A tensão de 24Vcc é utilizada para alimentar os transmissores de pressão e relés auxiliares. As tensões de 12Vcc e 48Vcc são utilizadas para comutar as válvulas do circuito hidráulico.

O controle é realizado por uma placa de controle dSPACE® (seção 4.1.3) ligada ao amplificador eletrônico. O circuito de aceleração, por sua vez, realiza a interface entre os sinais digitais de nível lógico (5Vcc) da placa de controle e o circuito elétrico de potência (48 a 12Vcc), que aciona os solenoides. Também fazem parte do circuito de controle, os transmissores de pressão e transdutor de posição, que realimentam o sistema de controle.

Os comandos de início, parada e estado de operação são realizados através de botoeiras, sinaleiros e chaves seletoras. Estes elementos estão localizados na face frontal do painel elétrico. Um botão de emergência possibilita que o operador interrompa a operação manualmente, caso necessário, já que o sistema é controlado pela placa dSPACE®. O diagrama elétrico completo está apresentado no APÊNDICE A.

3.2. ESPECIFICAÇÃO DOS COMPONENTES

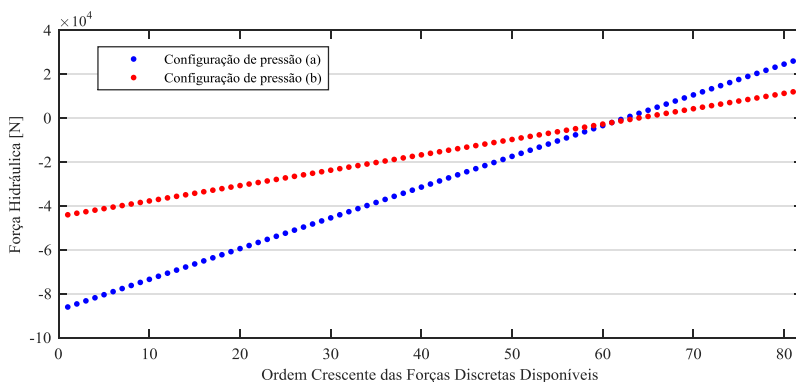
A hidráulica digital é uma área ainda em desenvolvimento e pode-se afirmar que o conhecimento sobre o dimensionamento de sistemas ainda não está plenamente assimilado, em especial porque os requisitos e restrições são diferentes dos sistemas tradicionais. Esse fato fica evidenciado pela influência do rápido chaveamento das válvulas e da seleção das áreas do cilindro no comportamento e eficiência do sistema. Nesta seção serão apresentados os procedimentos e componentes utilizados nesta pesquisa e, de forma complementar, a dissertação do pesquisador Diego Paul Mise Cruz, ainda em desenvolvimento no Laship, deve trazer mais informações sobre estes procedimentos.

3.2.1. Seleção das Áreas do Atuador e Pressões de Suprimento

Para garantir que os valores discretos das forças sejam igualmente espaçados, torna-se necessário que duas regras sejam atendidas. Primeiramente, a taxa das áreas do atuador devem seguir uma escala fixa como, por exemplo, 8:4:2:1 para duas linhas de pressão (LINJAMA, MATTI, *et al.*, 2009) e 27:9:3:1 para três (DELL'AMICO, *et al.*, 2013). Posteriormente, para sistemas com mais de duas pressões é necessário que estas sejam igualmente espaçadas, como 20, 80 e 140 bar.

A Figura 29 mostra como a alteração nas pressões de suprimento modifica a faixa de forças disponíveis para um atuador de quatro câmaras. Neste caso, foram consideradas duas escalas de pressões distintas, igualmente espaçadas e com diferenciação nas áreas do atuador em escala 27:9:3:1, sendo a menor igual à 100 mm².

Figura 29. Faixa de valores de forças para diferentes pressões. Configuração (a): $p_{S1} = 29$ MPa (290 bar), $p_{S2} = 15$ MPa (150 bar) e $p_{S3} = 1$ MPa (10 bar). Configuração (b): $p_{S1} = 15$ MPa, $p_{S2} = 8$ MPa (80 bar) e $p_{S3} = 1$ MPa.



Fonte: Elaboradas pelo autor.

Esta homogeneidade da variação gradual entre os valores de forças disponibilizados pelo atuador facilita o desenvolvimento do controlador, mas a exigência de escala para seleção das áreas como 27:9:3:1 praticamente inviabiliza a sua aplicação em aeronaves. A alocação de espaço para a maior área (27 vezes) ou o não atendimento de requisitos de segurança para a força da menor área, se tornariam entraves reais para a implementação. Outra característica que pode ser observada na Figura 29 é que a quantidade de forças discretas fica claramente mais concentrada em um dos sentidos de atuação. Esta configuração pode ser desejada em algumas aplicações, como braços de retroescavadeiras (LINJAMA, MATTI, *et al.*, 2009; DELL'AMICO, *et al.*, 2013; VUKOVIC, *et al.*, 2016), mas para aviação é desejável que as forças sejam simétricas em relação aos dois sentidos de atuação.

Considerando que as áreas dos cilindros devam ser selecionadas à fim de atender os requisitos deste projeto (seção 2.1.1), inevitavelmente estas resultarão em uma distribuição de forças não homogênea. Acredita-se que este foi o primeiro estudo com sistemas com essa característica (BELAN, *et al.*, 2015b). Posteriormente, em Huova, *et al.* (2017), foi apresentado um sistema que por meio de várias linhas de pressão resultou em uma distribuição de forças com uma não linearidade similar.

Neste sentido, a definição do número e valor para as áreas do cilindro e pressões de suprimento são os aspectos mais importantes na atividade de dimensionamento deste sistema, pois a suavidade do movimento depende diretamente destes parâmetros.

Como esta é uma atividade árdua para ser realizada manualmente, foram elaboradas duas rotinas de análise em MATLAB®. A primeira rotina permite a seleção de áreas com variação dependente da precisão de usinagem (BELAN, 2015). Este procedimento, apesar de gerar resultados mais próximos dos requisitos de projeto, acabavam solicitando diâmetros não comerciais. Logo, para construção da bancada, foi elaborada uma segunda rotina que considere somente diâmetros comerciais de hastes e camisas (BELAN, *et al.*, 2016a), o qual será apresentado na sequência e tem o código exposto no APÊNDICE B.

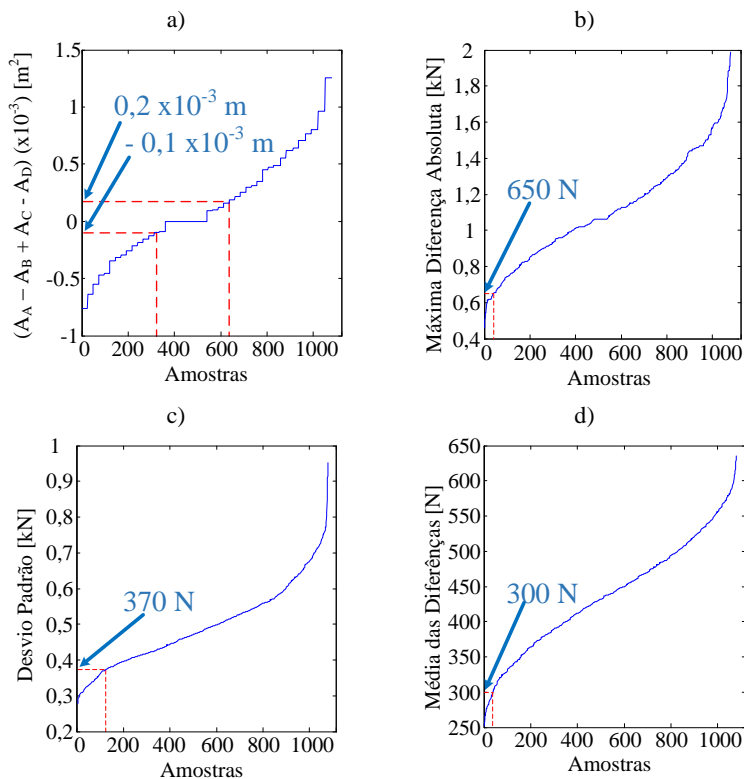
O algoritmo utilizado é dividido em duas partes. A primeira tem o objetivo de definir as áreas do cilindro multicâmaras (Figura 30), enquanto que a segunda objetiva encontrar as melhores pressões a serem utilizadas em diferentes situações de atuação do cilindro (Figura 31). Para a construção da bancada foram analisadas as seguintes opções de dimensões do cilindro, obtidas com o fabricante: diâmetro das camisas iguais à 50; 55; 60 e 65 mm; diâmetro das hastes iguais à 25; 28; 30; 32; 35 e 40 mm.

Primeiramente são geradas as combinações possíveis entre os diâmetros de camisa e de hastes disponíveis, atendendo-se a alguns requisitos. Por exemplo, como a configuração desejada é de um cilindro tandem, as opções que não possuem a haste comum de mesmo tamanho são excluídas. Em seguida, obtém-se a distribuição de forças discretas para cada combinação de área, sendo cada combinação considerada como uma amostra. É necessário informar os valores das pressões nessa etapa, o que não significa que serão essas as pressões realmente utilizadas, pois, a segunda etapa do algoritmo trata especificamente desta definição. Os valores iniciais foram 55 bar para a linha de pressão alta, 40 bar para a de média e 7,5 bar para a de baixa.

As amostras são então analisadas segundo os seguintes critérios (filtros):

- Diferença entre a soma das áreas do cilindro que promovem o avanço pela soma das áreas que promovem o recuo deve ser de no máximo $1 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ (Figura 30 – (a));
- Diferença absoluta entre uma força e outra consecutiva deve ser de no máximo 650 N (Figura 30 – (b));
- Mínimo número de forças discretas distintas para todo o espectro igual a 80 (sem gráfico);
- Máximo desvio padrão deve ser de 370 N (Figura 30 – (c));
- Média das diferenças entre as forças discretas deve ser de no máximo 300 N (Figura 30 – (d)).

Figura 30. Resultados da etapa da simulação de seleção das áreas



Fonte: Elaborada pelo autor e apresentado em Belan, *et al.* (2016a).

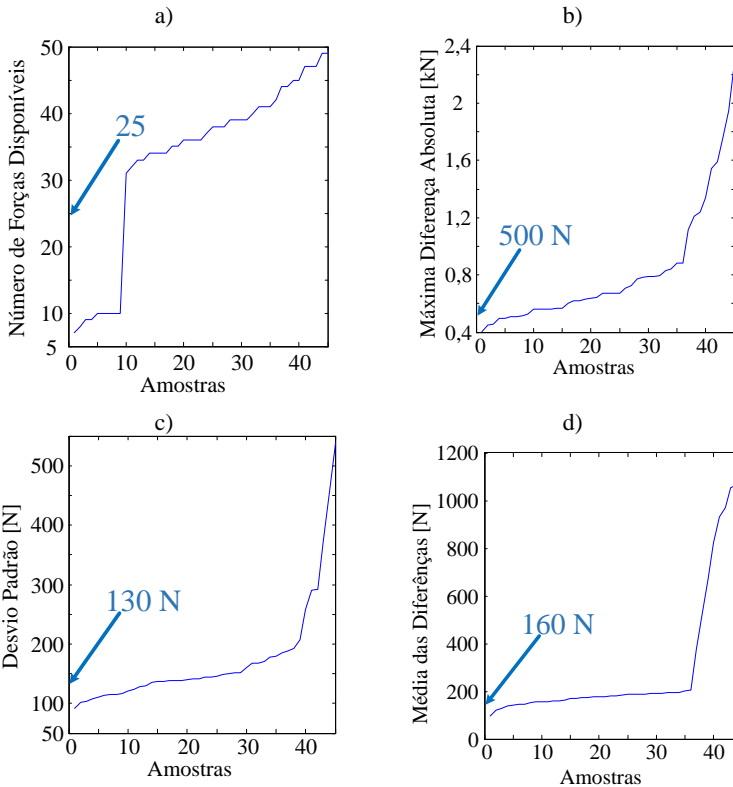
Os gráficos do procedimento estão apresentados na Figura 30. Dentre as amostras analisadas, as que atendem a todos os requisitos especificados são listadas em uma tabela pelo programa. Quando a solução não é única, o usuário pode selecionar uma de forma intuitiva ou refinar os requisitos de filtragem. Para os valores de requisitos apresentados acima o resultado foi uma única amostra, cujos diâmetros e, conseqüentemente áreas, estão apresentados na Tabela 4.

Tabela 4. Dimensões selecionadas para o cilindro

Diâmetros [mm]		Áreas [$\times 10^{-4}$ m ²]
Camisas	Hastes	A_A : 13,48
Camisa 1: 50	Haste 1: 28	A_B : 7,07
Camisa 2: 55	Haste 2: 40 (compartilhada)	A_C : 11,20
	Haste 3: 32	A_D : 15,72

Fonte: Elaborada pelo autor e apresentado em Belan, *et al.* (2016a).

Figura 31. Resultados da etapa da simulação de seleção das pressões



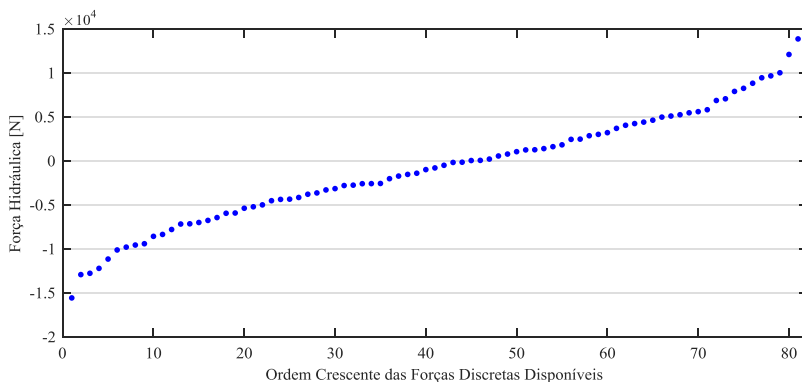
Fonte: Elaborada pelo autor e apresentado em Belan, *et al.* (2016a).

Na sequência, a segunda etapa é responsável por definir as melhores pressões com base nos pontos de operação que se deseja trabalhar. As restrições aplicadas foram que a pressão de reservatório é fixa em 7,5 bar e as outras duas pressões podem variar entre 20 bar e 100 bar.

Os filtros utilizados foram semelhantes à etapa 1, mas com valores mais refinados: a diferença entre uma força e outra deve ser de no máximo 500 N; mínimo número de forças discretas distintas na faixa de força desejada igual à 25; a média das diferenças entre as forças deve ser de no máximo 160 N; e o máximo desvio padrão deve ser de 130 N. Os gráficos do procedimento podem ser vistos na Figura 31.

Quando o processo encontra mais de uma solução para as pressões, os filtros devem ser reajustados até encontrar a distribuição que melhor atenda a necessidade. Neste caso, as pressões obtidas foram: 70 bar para a linha de alta, 45 bar para a de média e 7,5 bar para a de baixa. A distribuição de forças obtida está apresentada na Figura 32.

Figura 32. Distribuição das forças gerada pelas áreas e pressões selecionadas



Fonte: Elaborada pelo autor e apresentado em Belan, *et al.* (2016a).

Nesta seção foram apresentados os procedimentos realizados para selecionar as pressões e áreas, as quais foram dimensionadas para se trabalhar em condições de laboratório. Os diâmetros apresentados na Tabela 4 foram enviados para a empresa sueca *Wipro Enterprises Limited*⁷, a qual construiu e doou o atuador. As pressões, por sua vez, são constantemente reguladas na unidade de controle de pressão (Figura 25).

3.2.2. Seleção dos Componentes Hidráulicos

Segundo Winkler et al (2015), atualmente há apenas uma válvula para uso efetivo em hidráulica digital no mercado, cujo alto custo restringe seu uso em diversas aplicações. No entanto, já existem muitas válvulas

⁷ <http://www.wipro.com/>

direcionais de assento cujas características se aproximam às necessárias para aplicações em hidráulica digital, desde que adaptadas pelo uso de um amplificador eletrônico.

Uma pesquisa foi realizada a fim de listar quais válvulas atenderiam tanto aos requisitos do projeto de velocidade de comutação, pressão máxima e vazão, quanto aos requisitos de disponibilidade, tempo de entrega e preço dos fornecedores. As informações obtidas foram resumidas na Tabela 5. Outras informações sobre válvulas digitais podem ser vistas em Winkler et al (2015) e Linjama et al. (2012).

Tabela 5. Características das válvulas digitais pesquisadas.

Marca	Argo Hytos	Hydac	Hydra force	Parker	Bosch Rexroth	Bucher Hydraulics
Modelo	SD1E-A2	SAE-08	SV08-28	GS02 - 72	KSDER 1	WS22GD
Pressão Máxima	350 bar	250 bar	207 bar	210 bar	350 bar	350 bar
Vazão @ 5 bar	13 l/min	12 l/min	7 l/min	1 l/min	12 l/min	10 l/min
ton:	200 ms	35 ms	50 ms	10 ms	50 ms	6 a 20 ms
toff:	200 ms	50 ms	16 ms	10 ms	10 ms	10 a 30 ms
Custo Relativo	34%	74%	100%	295%	-	259%

Fonte: Elaborada pelo autor e publicado em Belan, *et al.* (2016a).

O primeiro aspecto técnico relacionado à seleção das válvulas foi o tempo de resposta. Analisando as características apresentadas na Tabela 5, optou-se pelo uso da válvula da Hydraforce⁸, pois as outras apresentam preços proibitivos ou desempenho inferior ao necessário. Pode-se observar que o tempo de abertura desta válvula é relativamente alto, mas é possível reduzi-lo para até 10 ms por meio do uso de um amplificador eletrônico. Por outro lado, o tempo de fechamento destas válvulas é mecânico e mais complicado de ser acelerado. Este fato desmotivou o uso, por exemplo, das válvulas da Argo Hytos e Hydac, que possuem um tempo de fechamento elevado.

⁸ Este modelo de válvula apresenta um supressor de sobre tensão de proteção que queima e curto-circuita a bobina para tensões superiores a 33 V. Para uso com amplificadores eletrônicos é necessário romper este componente. Observou-se também que os tempos de abertura e fechamento da válvula estavam informados de forma invertida no catálogo.

A válvula selecionada possui uma vazão inferior à das outras válvulas (com exceção da válvula Parker), o que induzirá maior perda de carga no caso de maiores velocidades do cilindro, conforme será observado na seção 4.3.

Apesar das válvulas direcionais e atuador multicâmaras serem os componentes mais delicados no sistema, outros itens são necessários para implementação de uma bancada de ensaios. Assim, os demais componentes utilizados são apresentados na Tabela 6.

Tabela 6. Características dos componentes utilizados no sistema

BLOCO DE CONTROLE DE PRESSÃO E UNIDADE DE POTÊNCIA					
Componente	Característica	Fabricante	Modelo	Quan	Preço relativo
Acumulador	Volume: 0,75 L	ArgoHytos	WA	3	1,75%
Válvula redutora de pressão	Faixa de operação: 1 de 3 a 35 bar 1 de 11 a 83 bar	HYDAC	DR08-01	2	1,23%
Válvula direcional 2/2	NA 10 l/min @ 1,5 bar	HYDAC	WS08W-01	3	3,25%
Válvula de alívio	Pressão máxima: uma até 35 bar uma até 124 bar cinco até 228 bar	HYDAC	DB08A-01	3	1,76%
Unidade de potência	Pot. Máx 3 cv Vazão máx 10 L/min Pressão máx 100 bar	ArgoHytos	UH0068	1	20,48%*
BLOCO DE CONTROLE DIGITAL					
Componente	Característica	Fabricante	Modelo	Quant	Preço relativo.
Válvula de retenção	Pressão da mola: 6,9 bar	HydraForce	CV08-20	8	0,30%
Válvula dir. 2/2	NA 7 l/min @ 5 bar	HydraForce	SV08-28	12	20,18%
Transdutor de pressão	Pressão máxima: um até 25 bar um até 50 bar cinco até 80 bar	Pressgage	TPI-PRESS	7	7,17%

continua na próxima página ...

... continuação da Tabela 6

CONEXÕES E PEÇAS HIDRÁULICAS					
Componente	Característica	Fabricante	Modelo	Quant	Preço relativo.
Cilindro	4 Câmaras	Wipro	Personalizado	1	14,63% **
Conexões e tubos	Diversos	Hennings HansaFlex	Diversos	x	8,78% **
Blocos de válvulas	Alumínio	HydraBrasil	Personalizado	2	20,48%
* - Unidade de Chapeçó		Preço Relativo Total:			100%
** - Estimado					

Fonte: Elaborada pelo autor.

3.2.3. Amplificador Eletrônico

Neste trabalho foram desenvolvidas três propostas para os amplificadores eletrônicos. A primeira é a que atualmente está implementada na bancada e será apresentada nesta seção. A segunda é baseada em conversores de tensão CC/CC do tipo *buck* e os resultados do protótipo foram publicados em Bregalda, *et al.* (2016b). A última ainda está em estágio de testes e foi desenvolvida para permitir a aceleração também do tempo de fechamento por meio de corrente reversa.

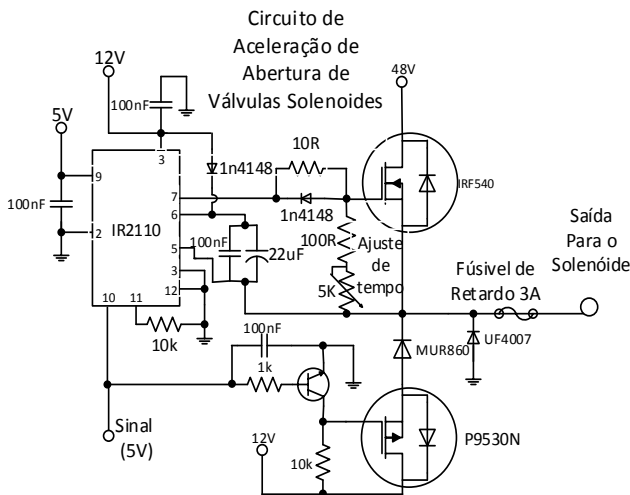
A técnica adotada nos amplificadores para aceleração de abertura é conhecida como *peak and hold*. Esta não é uma ideia nova, pois já é utilizada a muito tempo em sistemas de injeção (Winkler et al, 2015). A atuação consiste em aplicar, no solenoide, uma sobre tensão (48 Vcc) por alguns milissegundos (pulso ou degrau) e após reduzir a tensão para o valor nominal do solenoide (12 Vcc). Este processo aumenta a força inicial aplicada no êmbolo e, conseqüentemente, a aceleração deste. Após o êmbolo completar seu curso, não há a necessidade de manter a tensão acima da nominal, portanto o circuito comuta a tensão aplicada para o valor de 12 Vcc.

O circuito do acelerador pode ser visto na Figura 33. Cada componente utiliza duas chaves (*mosfets*) para realizar a comutação dos níveis de tensão. O período de tempo do pulso é ajustado através de um potenciômetro, que regula a descarga de um capacitor de *bootstrap*. Quando o nível de tensão no capacitor alcança o valor mínimo determinado pelo driver de *mosfet* utilizado, a chave da tensão 48 Vcc é desligada. Como as duas chaves são acionados ao mesmo tempo, a tensão de 12 Vcc é imediatamente aplicada no solenoide. Um diodo de rápida resposta isola as fontes quando as duas chaves estão fechadas. Um fusível

de retardo foi utilizado para permitir a passagem da corrente de pico inicial e proteger a válvula em seu funcionamento normal.

Este circuito permite que o comum (0 Vcc) do solenoide seja conectado diretamente ao comum geral, o que pode reduzir o cabeamento necessário para a conexão das válvulas e facilita às atividades de manutenção. Este aspecto é um dos diferenciais frente aos outros amplificadores analisados e foi solicitado pedido de patente, conforme Bregalda, *et al.* (2016a).

Figura 33. Circuito eletrônico de aceleração implementado.



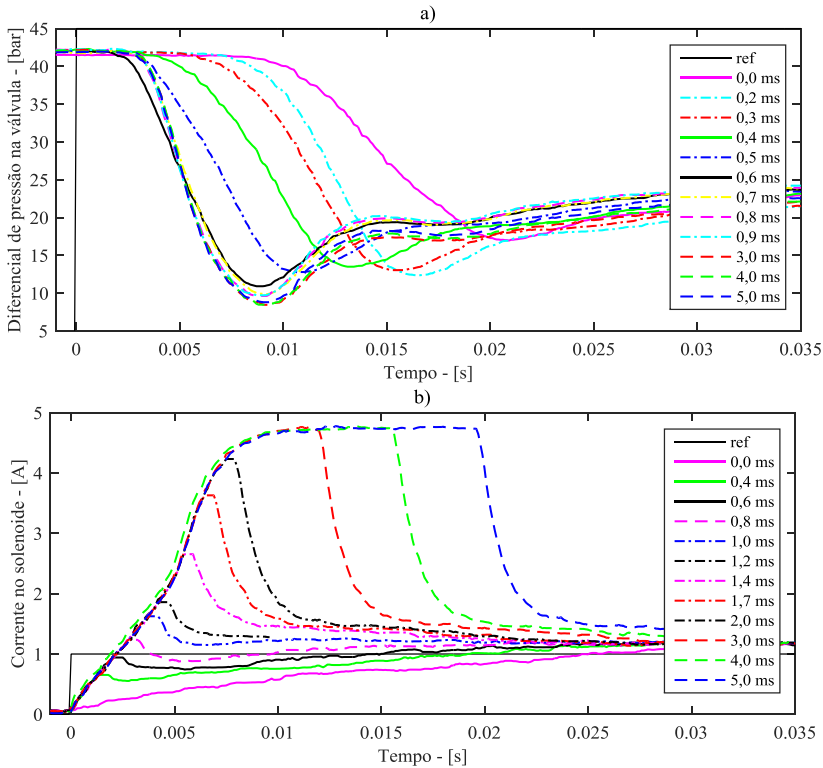
Fonte: Belan, *et al.* (2016a)

Assim como em Breidi, *et al.* (2016), os valores de pressão escolhidos para estimar o atraso e o tempo de transição foram 10% e 90% da diferença entre os valores inicial e mínimo de pressão na válvula. Este procedimento é utilizado devido à dificuldade em se medir diretamente o deslocamento do carretel da válvula e pelo fato da pressão ser normalmente a variável de interesse para o sistema.

A Figura 34 apresenta os resultados experimentais obtidos com a aplicação de pulsos de 48 Vcc por diferentes períodos de tempo em uma válvula *on/off* (SV28 – 08). O tempo da abertura foi determinado pela queda de pressão na entrada da válvula. Nota-se que o tempo de abertura sem amplificador (tempo de pulso nulo [0,0 ms]) está em torno de 19 ms, mas é reduzido conforme o tempo de pulso aumenta. Mesmo ampliando-se a largura do pulso, é observado que o tempo de abertura satura em torno

de 0,6 ms, ponto em que as características físicas internas da válvula se tornam dominantes. Além disto, observa-se que nestes experimentos o tempo de abertura não é significativamente reduzido para períodos de pulso superiores à 0,6 ms.

Figura 34. Resultados experimentais do amplificador em função do período de aplicação do pulso de tensão: a) Diferencial de pressão nas válvulas; b) Corrente no solenoide.



Fonte: Elaborada pelo autor.

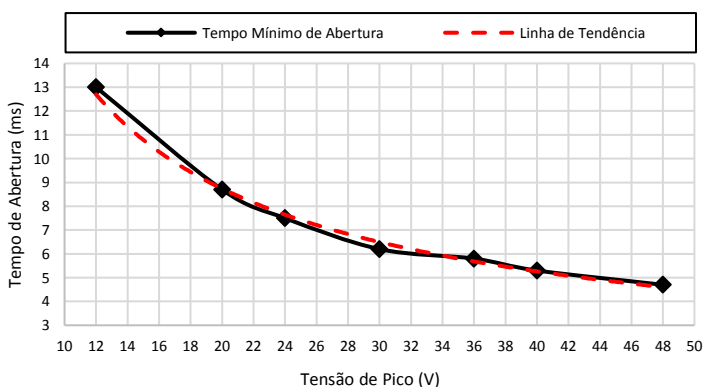
Para facilitar a visualização, nem todos os ensaios foram apresentados nos gráficos da Figura 34, sendo as curvas em traço-ponto expostas em somente um deles.

Assim como observado em Breidi, *et al.* (2016), a duração de pico não deve ser mais longa do que o ideal, pois a energia será acumulada na bobina, reduzindo a eficiência elétrica e possivelmente danificando a bobina. Foram realizados vários testes para definir o tempo ideal do pulso.

O que se descobriu foi que tempos de pico inferiores ao tempo de abertura são suficientes para obter a máxima velocidade de abertura. Este resultado é significativo frente ao utilizado por outros autores, os quais aplicam sobressinal durante todo o tempo de abertura ou até superiores (CHO, *et al.*, 2015).

Buscando contrabalancear a necessidade de reduzir o tempo de abertura e aquecimento excessivo do solenoide, ajustou-se o a largura do pulso de 48 V para 1 ms. Este tempo de abertura, por sua vez, é dependente da tensão de pico utilizada, como pode ser observado na Figura 35.

Figura 35. Tempo mínimo de abertura para diferentes tensões de pico.



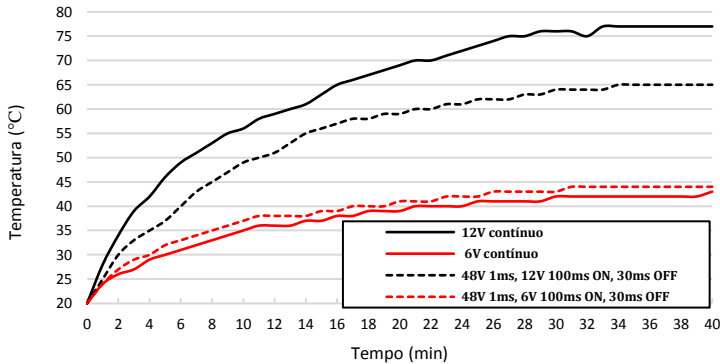
Fonte: (BREGALDA, *et al.*, 2016a).

Ensaio realizados no IFSC - Chapecó, pelo eng. Rafael Bregalda (BREGALDA, 2016), também mostraram que a válvula não necessita da tensão nominal para se manter aberta, o que é explicado pelo fato de que a força necessária para abrir é maior do que para manter aberta. Nos testes, a tensão foi reduzida até 2 V sem que ocorresse o fechamento da válvula. Uma vez que o tempo de fechamento depende da corrente a ser drenada, a utilização de uma tensão de 35% da tensão nominal (4,7 V), permite uma redução do tempo de fechamento da ordem de 20%, além de possibilitar uma economia de energia.

Ensaio também foram realizados com a finalidade de avaliar a temperatura do solenoide sob efeito do uso do amplificador eletrônico e assim permitir uma inferência qualitativa sobre a possível redução de durabilidade do equipamento. Os resultados apresentados na Figura 36 mostram que a utilização do amplificador não afeta significativamente a

temperatura, sendo que caso fosse utilizado a tensão de abertura permanente inferior a nominal se alcançaria uma melhora neste aspecto.

Figura 36. Temperatura do solenoide para diferentes condições de uso.



Fonte:(BREGALDA, 2016).

O amplificador eletrônico utilizado na bancada não tinha disponível a técnica de redução do tempo de fechamento, de forma que este tempo ficou definido pelas próprias características da válvula. O atraso de fechamento da válvula é devido principalmente ao magnetismo residual que se opõe à força de fechamento da mola, com a aplicação de uma corrente inversa é possível drenar essa corrente rapidamente. Esta característica está implementada no terceiro protótipo de amplificador, o qual ainda está em fase de testes. Resultados divulgados em Breidi, *et al.* (2016), mostram que esta técnica permite uma redução de mais de 64% na resposta de desligamento, a qual dependerá somente da rigidez da mola.

Considerando tanto os resultados obtidos com o amplificador disponível na bancada quanto aos possíveis de serem alcançados, foram definidos os seguintes tempos de abertura e fechamento (Tabela 7):

Tabela 7. Tempos de abertura e fechamento.

TEMPOS	BANCADA	POSSÍVEIS
Atraso para início da abertura	2 a 3 ms	2 a 3 ms
Abertura total	3 a 4 ms	3 a 4 ms
Atraso para início do fechamento	35 a 40 ms	4 a 5 ms
Fechamento total	46 a 52 ms	8 a 10 ms

Fonte: Elaborada pelo autor.

Os tempos informados na Tabela 7 foram obtidos também com base em ensaios apresentados no APÊNDICE C.

3.3. CONCLUSÕES SOBRE O DHA

A principal justificativa para a seleção da técnica de controle secundário é que ela demonstra ser a mais eficiente dentre as propostas divulgadas até o momento (seção 2.3). Este potencial energético é consequência de três características principais: O controle da potência hidráulica não é mais realizado por orifícios, deixando de ser um controle resistivo; Substituindo-se as válvulas de carretel por válvulas de assento é possível reduzir, ou até eliminar, as perdas associadas à vazamentos internos; Como as válvulas que ligam as linhas de suprimento às câmaras de cilindro não estão diretamente conectadas ao reservatório, em conjunto com o uso de acumuladores e linhas de alimentação com pressão constante, a energia pode ser recuperada quando o movimento do atuador é guiado por forças externas.

As perdas no sistema digital são causadas principalmente por atrito e capacitância hidráulica, o último acontece quando uma câmara é comutada de alta para baixa pressão. Em aeronaves, essas perdas tendem a ser mais baixas do que em outras aplicações, porque o conjunto da válvula normalmente está localizado bem próximo ao atuador.

Outra importante vantagem desta proposta é a possibilidade de se conseguir redundância de atuação, o que é um fator muito importante em diversas aplicações, como na aviação. Assim, um maior número de linhas de pressão e câmaras de atuação garante que se uma linha ou válvula falhar, ainda é possível controlar o sistema, mesmo que de forma limitada (SIIVONEN, *et al.*, 2015). Se uma válvula falhar fechada, o sistema ainda seria capaz de gerar 54 ($3^3 \times 2^1$) valores discretos de força para cada combinação de pressão. Se uma válvula falhar aberta, o que pode ser considerado um problema em uma câmara do atuador, o sistema irá operar com 27 (3^3) forças discretas. Se uma linha de pressão falhar, o número de forças discretas será reduzido para 16. Todavia, Linjama et al. (2009) mostraram que é possível obter um controlador de posição com 16 valores de força.

Outras vantagens também são significativas em uma perspectiva de confiabilidade. A redundância das válvulas precisa de menos espaço que uma válvula proporcional extra. As válvulas *on/off* são mais robustas à contaminação do óleo que as válvulas proporcionais. O modo de falha com atuador livre é possível, assim como em SHA convencionais. Devido

ao funcionamento binário (*on/off*), o monitoramento e a detecção de falhas do sistema são facilitados.

Quanto a adaptação necessária para aplicação, o sistema proposto é indicado para aplicação com unidade de potência hidráulica centralizada, mas avanços em bombas digitais de pequeno porte podem futuramente possibilitar projetos de sistemas confinados, assim como EHAs. Os sistemas de atuação de aeronaves têm características que diminuem a dificuldade de substituí-las por uma configuração digital, por exemplo, as três pressões distintas podem utilizar as fontes de pressão redundantes e os reservatórios pressurizados, que já estão disponíveis.

Por fim, as válvulas *on/off* são componentes com potencial de se tornar componentes muito compactos, leves, simples, robustos e de baixo custo. Em contrapartida ao ruído hidráulico gerado pelos chaveamentos de pressão, o sistema hidráulico pode evitar o ruído elétrico dos drivers de alta potência AC/DC necessário aos EMAs e EHAs (COOPER, 2014).

4. EQUIPAMENTOS, SOFTWARES E MODELAGEM

Em sistemas de atuação hidráulicos digitais os principais componentes a serem modelados são as válvulas *on/off* e os atuadores. Apesar das válvulas apresentarem uma ação simples de abertura e fechamento, o comportamento deve ser modelado com atenção, pois os picos de pressão, eficiência e dinâmica dependem destas características. Os atuadores, por sua vez, devem ser dimensionados para possibilitar uma coerente representação do atrito, pois este influencia diretamente no controle de força do cilindro.

4.1. SOFTWARES

A modelagem do sistema hidráulico foi realizada com auxílio do software *Hopsan* (versão 0.7.1) (Figura 37). A integração entre os modelos da planta e controle é realizada por meio da exportação do modelo hidráulico para o *MATLAB®/Simulink®* (versão R2015a) (Figura 38), ambiente onde é implementado o controlador e executadas as simulações. O software *AMESim* ou o próprio *Simulink®* seriam alternativas ao uso do *Hopsan*, mas por se tratar de uma plataforma livre desenvolvida pelo FluMeS – Universidade de Linköping, parceira neste trabalho, e atender às necessidades deste trabalho, foi dado prioridade ao uso do *Hopsan*.

Para a interface entre o controlador e o sistema físico foi utilizado uma placa de controle *dSPACE (DS1104 R&D Controller Board/ Control Desk 4.0)* (Figura 39). A estratégia de controle, após programada em *Simulink®*, é compilada e enviada para o hardware da placa *dSPACE*. Por fim, a interface de supervisão é desenvolvida no software *ControlDesk*.

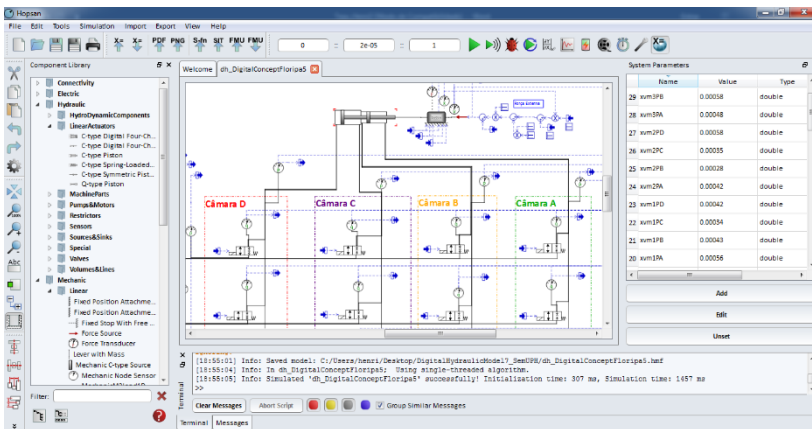
4.1.1. *Hopsan*

O *Hopsan* é um software de simulação dinâmica que, assim como o *AMESim*, possibilita uma modelagem de sistemas hidráulicos, pneumáticos, mecânicos e elétricos por fluxo de potência, ao invés de fluxo de sinais. A primeira versão do software foi desenvolvida em 1977, pela Divisão de Hidráulica e Pneumática (FluMes) da Universidade de Linköping. Atualmente o software é implementado em C++ e apresenta modernas ferramentas como otimização numérica e análise de sensibilidade, além de permitir que o modelo seja exportado para *Simulink* e *LabVIEW* (BRAUN, 2014). Uma interface para co-simulação

também está disponível (*Functional Mock-up Interface - FMI*), mas, como ainda está em fase experimental, não foi utilizada neste trabalho.

O software é baseado no método de linha de transmissão (*Transmission Line Method – TLM*), o que permite que os componentes sejam numericamente isolados. Conforme descrito em Braun (2014), a separação dos componentes é realizada pela introdução de impedâncias entre os componentes, o que permite um paralelismo natural. Os desenvolvedores apontam que a utilização de atrasos, para simular a forma com que a informação é transmitida no sistema, é uma das principais qualidades que o software apresenta frente aos métodos de simulação baseados em integração centralizada (BRAUN; KRUS, 2013). Esta característica é positiva para a simulação completa de aviões, como reconhecido em Cooper (2014).

Figura 37. Interface do *Hopsan*.



Fonte: Elaborado pelo autor.

O software disponibiliza várias bibliotecas de domínios distintos e novos componentes podem ser programados diretamente em código C++, em código *Modelica* ou por meio de uma ferramenta de auxílio (*HoLC*, ainda não disponível para download).

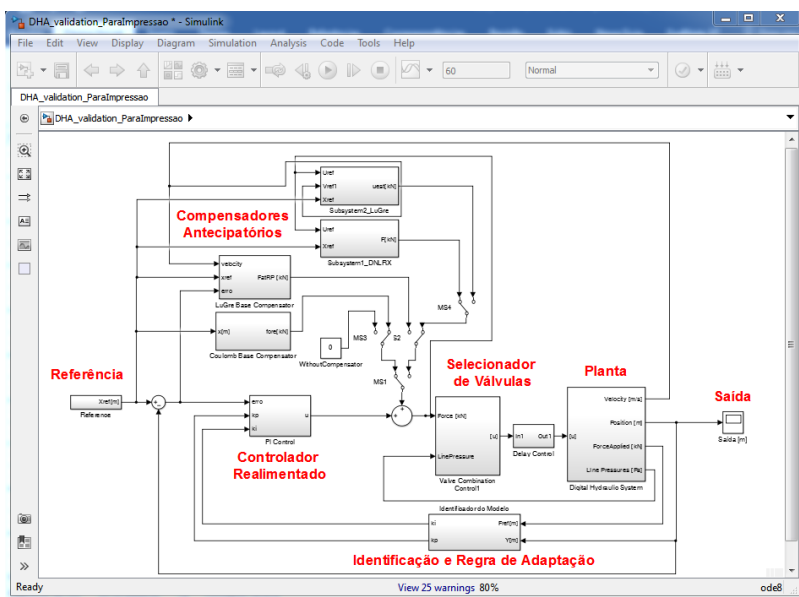
4.1.2. *MatLab®/Simulink®*

MatLab® é um ambiente de software de computação numérica com a própria linguagem de programação interpretada. O nome é uma

abreviatura para "*Matrix Laboratory*", e refere-se ao fato de que todas as variáveis do programa são definidas como matrizes (BRAUN, 2009).

Simulink® é uma ferramenta do *MatLab*® que opera por diagrama de blocos, além de fornecer editor gráfico, bibliotecas de blocos personalizáveis e *solvers* para modelagem e simulação de sistemas dinâmicos. Esta ferramenta permite incorporar algoritmos do *MatLab*® em seus modelos e exportar os resultados de simulação para posterior análise.

Figura 38. Interface do *Simulink*®.



Fonte: Elaborado pelo autor.

O controlador do sistema foi implementado em *Simulink*® e utiliza, além de blocos de funções próprios do *Simulink*®, sub-rotinas em *MatLab*® e o modelo exportado do *Hopsan*.

4.1.3. *dSPACE* / *ControlDesk*

A *dSPACE* é uma alternativa, de hardware e software, para desenvolver, testar e calibrar unidades de controle eletrônico (ECUs). A placa utilizada é uma *DS1104 R&D Controller Board*, a qual apresenta um hardware baseado na tecnologia *PowerPC*, que se conecta ao

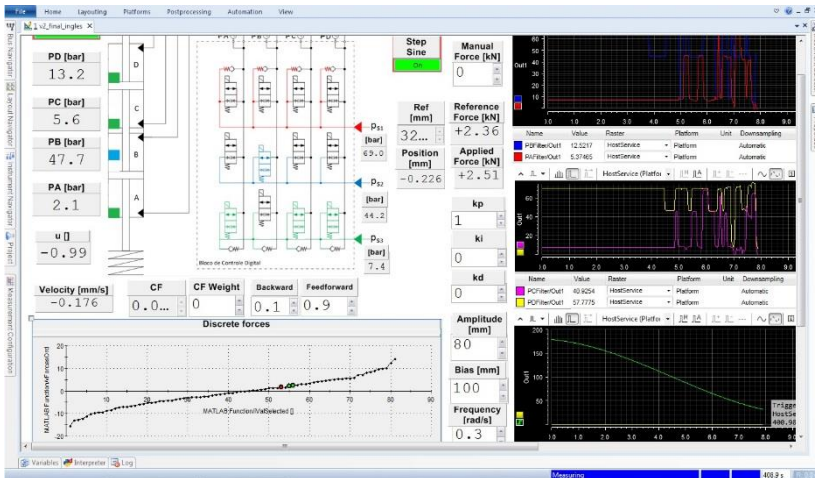
computador por uma porta (slot) PCI. As principais características do hardware estão apresentadas na Tabela 8. O desenvolvimento do controlador foi executado em *Simulink* e o supervisor no software *ControlDesk*, cujo leiaute para ensaios está apresentado na Figura 39.

Tabela 8. Principais características da *dSPACE*.

ITEM	CARACTERÍSTICAS
Processador	MPC8240, 250MHz, 32kByte de cache
Temporizadores	Base de tempo para medições de 64-bit
Entradas analógicas	4 ADC, 16 bit, $\pm 10V$, $2\mu s$ tempo de amostragem 4 ADC, 12 bit, $\pm 10V$, $0,8\mu s$ tempo de amostragem
Entradas/Saídas digitais	20-bit, 5 V, máx. 5mA (saídas)

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 39. Leiaute de supervisão implementado na *ControlDesk*.



Fonte: Elaborada pelo autor⁹.

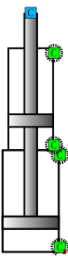
4.2. MODELO DO ATUADOR E CARREGAMENTO EXTERNO DA BANCADA

O modelo utilizado para cilindro hidráulico multicâmaras está disponível na biblioteca padrão do *Hopsan*. Este modelo foi elaborado

⁹ A elaboração do leiaute teve contribuição do estudante de eng. Fernando Battisti.

sob encomenda e está nomeado como *C_type Digital Four Chamber Piston*. Os parâmetros utilizados na modelagem estão apresentados na Figura 40, sendo que as áreas são definidas conforme seção 3.2.1, os volumes mortos englobam todo o volume entre as válvulas e a câmara e o coeficiente de vazamento é um fator que multiplicado pela diferença de pressão entre câmaras define o vazamento interno no cilindro.

Figura 40. Modelo e parâmetros utilizados do atuador digital.

Componente	Parâmetro	Símbolo	Grandeza	Unidade
	Área A	A_A	$13,44 \times 10^{-4}$	m^2
	Área B	A_B	$7,07 \times 10^{-4}$	m^2
	Área C	A_C	$11,02 \times 10^{-4}$	m^2
	Área D	A_D	$15,07 \times 10^{-4}$	m^2
	Curso do cilindro	x_{Amax}	0,2	m
	Volume morto A	V_{dead_A}	$7,0 \times 10^{-5}$	m^3
	Volume morto B	V_{dead_B}	$6,8 \times 10^{-5}$	m^3
	Volume morto C	V_{dead_C}	$6,9 \times 10^{-5}$	m^3
	Volume morto D	V_{dead_D}	$6,8 \times 10^{-5}$	m^3
	Módulo de Compressibilidade	β	$1,3 \times 10^{-9}$	Pa
Coeficiente de vazamento	C_{leak}	1×10^{-13}	-	

Fonte: Elaborada pelo autor.

Considerando que o cilindro na bancada está disposto na vertical e definindo os deslocamentos positivos na direção para baixo, a dinâmica do movimento, incluindo cilindro, massa e mola, pode ser obtida através da segunda lei de Newton, sendo:

$$M_t a = F_h + F_{peso} - F_{at} - F_{mola} \quad (4)$$

onde M_t é a massa total em movimento, a a aceleração, F_h (eq. (2)) a força hidráulica, F_{peso} a força peso, F_{at} a força de atrito e F_{mola} a força gerada pela mola. A F_{mola} e F_{peso} são modeladas por fluxo de sinais e aplicadas diretamente na massa.

A força de atrito F_{at} foi modelada no componente “*LuGre Asymetric*¹⁰” (Figura 46) e representa as forças entre as vedações e as hastes do cilindro, entre os ressaltos dos pistões e as camisas do cilindro e entre os mancais e guias da bancada.

¹⁰ Este modelo foi desenvolvido no mestrado de Paulo Leonel Teixeira (TEIXEIRA, 2015).

O atrito é o fator que mais impacta no comportamento e erro em regime permanente do sistema. Somado a isto, também é um fator que apresenta significativas não linearidades e de difícil medição. Neste contexto, a próxima seção apresenta as estratégias adotadas neste trabalho.

4.2.1. Modelo do Atrito

O comportamento do atrito pode ser distinguido em dois regimes operacionais: pré-deslizamento e deslizamento. No primeiro, as forças de aderência são dominantes e o atrito depende, entre outros fatores, dos valores anteriores do deslocamento, exibindo histereses com memória não local (AL-BENDER, *et al.*, 2005). A medida que o deslocamento aumenta, as micro junções se quebram e o deslizamento inicia. A partir deste ponto a histerese desaparece e o atrito depende principalmente na velocidade (RIZOS; FASSOIS, 2004).

Como a medição direta das propriedades do material na superfície durante o deslocamento é uma atividade complexa, alguns métodos baseados em dados obtidos experimentalmente são tipicamente utilizados (VALDIERO, 2005; HVOLDAL, 2011). Os métodos utilizados, por sua vez, podem ser classificados como independentes e dependentes do estado (RIZOS; FASSOIS, 2009).

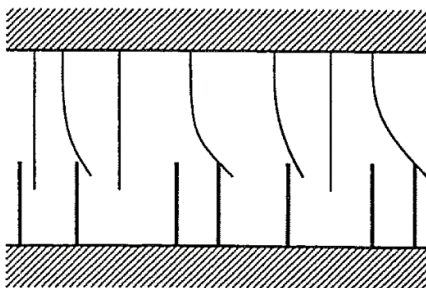
O modelo estático de Coulomb é um exemplo de modelo independente do estado, cujo atrito é consequência somente da velocidade. Este modelo é utilizado na primeira técnica de controle, apresentada na seção 5.3.

Por outro lado, os métodos dependentes do estado relacionam dinamicamente o atrito com a velocidade (e/ou deslocamento) por meio de variáveis de estado internas (não medidas). Nestes modelos, as dinâmicas são geralmente melhor descritas, mas, ao mesmo tempo, a identificação torna-se mais desafiadora. Nesta classificação, os modelos mais difundidos são os baseados em LuGre e em *Maxwell-slip* (RIZOS; FASSOIS, 2009).

4.2.1.1. Modelo de LuGre

O modelo de atrito de LuGre permite representar características do atrito como a região de *Stribeck*, o efeito de adere-desliza (*stick-slip*), histerese e os micro deslocamentos da região de pré-deslizamento (ÅSTRÖM; CANUDAS-DE-WIT, 2008). A interface de atrito entre dois corpos é descrita como o contato entre rugosidades elásticas (ou cerdas), conforme mostra a Figura 41.

Figura 41. Representação da interface de atrito do modelo de LuGre.



Fonte: Canudas-De-Wit, *et al.* (1995).

No instante em que uma força tangencial é aplicada, as rugosidades elásticas entram em regime de pré-deslizamento e se deformam como molas, o que gera uma força de reação de sentido contrário. Se a força tangencial aplicada for suficientemente grande, as rugosidades elásticas das superfícies ingressam no regime de deslizamento (CANUDAS-DE-WIT, *et al.*, 1995).

A força de atrito (F_{at}) proposto pelo modelo é obtida por:

$$F_{atLG} = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v \quad (5)$$

onde σ_0 é o coeficiente de rigidez das micro cerdas, σ_1 é o coeficiente de amortecimento, associado a variação de z , σ_2 é o coeficiente de atrito viscoso e v é a velocidade relativa. Os dois primeiros termos da Equação (5) são referentes a força de reação gerada pelas rugosidades elásticas e o terceiro termo relacionado ao atrito viscoso.

O comportamento do atrito é também influenciado pela variável de estado z que representa o estado interno do atrito, também chamada de deflexão média das cerdas, ou seja:

$$\frac{dz}{dt} = v - \sigma_0 \frac{|v|}{g(v)} z \quad (6)$$

onde v é a velocidade relativa e $g(v)$ é uma função positiva e dependente de diversos fatores como propriedades do material, lubrificação, temperatura.

Combinando as equações (5) e (6), a força de atrito em regime permanente ($dz/dt = 0$ e v constante) é definida por

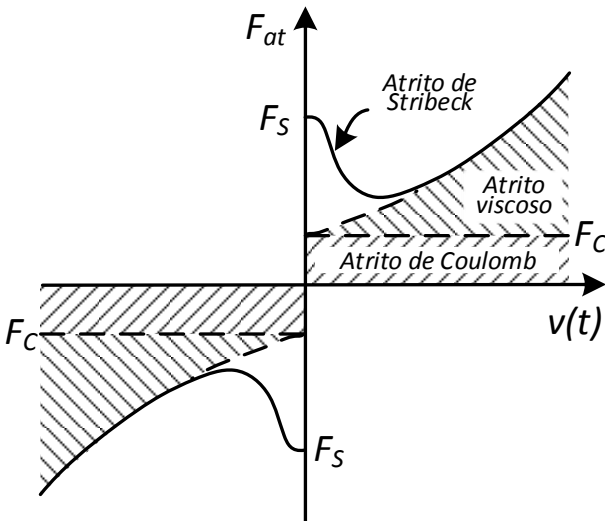
$$F_{atLG_RP} = g(v)sgn(v) + \sigma_2 v \quad (7)$$

A característica em regime permanente da curva de enfraquecimento do atrito, ou curva de *Stribeck*, é definida por:

$$g(v) = F_C + (F_S - F_C)e^{-(v/v_s)^\alpha} \quad (8)$$

onde F_C é a força de atrito de *Coulomb*, F_S é a força de atrito estático, v_s , a velocidade de *Stribeck* e α o coeficiente que define a curva de *Stribeck*. Os coeficientes da função $g(v)$ podem assumir diferentes valores para velocidades positiva ou negativa, a fim de descrever casos em que o comportamento do atrito é assimétrico. Na Figura 42 é apresentado a curva de atrito em regime permanente e os principais parâmetros envolvidos.

Figura 42. Mapa de atrito descrito pelos atritos de *Stribeck*, *Coulomb* e viscoso.



Fonte: Valdiero (2005).

Tran, *et al.* (2012) propõem um modelo de LuGre modificado, em que, entre outras adaptações, permite que o carregamento no cilindro influencie no comportamento do atrito. Lampaert, *et al.* (2002) apresentam o modelo de atrito *Leuven*, que incorpora uma estrutura para capturar a histerese com memória não local.

4.2.1.2. Modelo de Maxwell-Slip Generalizado (GMS)

O modelo de atrito de *Maxwell-slip* pode ser demonstrado por meio da estrutura exposta na onde δ_i é a deformação de cada elemento i e x o deslocamento do conjunto, que neste caso é igual à x_A

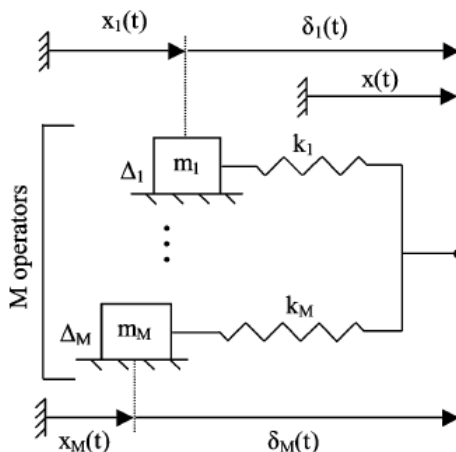
Figura 43 e é caracterizado por conter M elementos elasto-plásticos conectados em paralelo, os quais estão esticando ou escorregando enquanto conectados à uma mesma entrada de posição.

Cada elemento é parametrizado por uma rigidez individual k_i e uma máxima deformação da mola Δ_i . A inercia da massa dos elementos é desconsiderada. Cada elemento permanece aderido à superfície enquanto a mola estiver esticando ($\delta_i(t) < \Delta_i$), caracterizando a região pré-deslizamento. Quando um elemento atinge o valor de máxima deformação este começa a escorregar ($\delta_i(t) = \Delta_i$). Considera-se que a fase de deslizamento iniciou quando todos os elementos estão escorregando (RIZOS; FASSOIS, 2004). Este efeito pode ser descrito matematicamente por:

$$\delta_i(t+1) = \text{sgn}[x(t+1) - x(t) + \delta_i(t)] \cdot \min[x(t+1) - x(t) + \delta_i(t) | \Delta_i] \quad (9)$$

onde δ_i é a deformação de cada elemento i e x o deslocamento do conjunto, que neste caso é igual à x_A

Figura 43. Representação da estrutura do modelo GMS.



Fonte: (RIZOS; FASSOIS, 2009).

A força de atrito resultante é a soma das forças de todos elementos:

$$F_{atMS} = \sum_{i=0}^M k_i \cdot \delta_i(t), \quad t = 1, 2, \dots \quad (10)$$

Rizos e Fassois (2004) indicam que as principais vantagens em comparação ao modelo LuGre são a capacidade de descrever a histerese de pré-deslizamento com memória não local, entrada em posição e a simplicidade de implementação, estrutura e interpretação física. Entretanto, o modelo básico (equação (10)) não é capaz de modelar o atrito viscoso, uma vez que após todos elementos estarem deslizando o atrito é constante. Neste sentido, algumas variações foram propostas por pesquisadores, assim como também ocorre para o modelo de LuGre.

Em Kang, *et al.* (2018) e Piatkowski (2014), por exemplo, os autores propõem um modelo misto com base na estrutura de Maxwell, mas com definições de comportamento definidas por LuGre. A proposta inclui a adição de atrito viscoso na equação (10) e a variação da força dependente de $g(v)$ (equação (6)).

Considerando que alguns autores relataram resultados positivos em favor da utilização do modelo de Maxwell (RIZOS; FASSOIS, 2009; SHEN, *et al.*, 2014; RUDERMAN, 2015; KANG, *et al.*, 2018), neste trabalho também foi analisado este modelo, sendo avaliado a extensão proposta por Rizos e Fassois (2009). Neste artigo, os autores propõem um modelo estendido que faz com que a força de atrito dependa dos valores presentes e passados das deformações primárias ($\delta_i(t)$'s), bem como dos valores do próprio deslocamento. A equação do atrito passa a ser definida como:

$$F_{atGMS} = \sum_{j=0}^{n_\delta} \theta_j^T \cdot \delta(t-j) + \sum_{j=0}^{n_x} r_j \cdot x(t-j) \quad (11)$$

onde no primeiro somatório $\delta(t) \triangleq [\delta_1(t), \dots, \delta_M(t)]^T$, com cada elemento i definido conforme Equação (9), θ_j ($j = 0, \dots, n_\delta$) um vetor com parâmetros relacionados à rigidez das molas, resultando em um arranjo de soma de M filtros de resposta ao impulso finito (FIR – *Finite Impulse Response*). Na segunda parte, a posição também é passada por um filtro FIR de ordem n_x e coeficientes r_j ($j = 0, \dots, n_x$).

A segunda parte da equação (11) caracteriza a dependência do atrito com o histórico de deslocamento (RIZOS; FASSOIS, 2009). Como a

velocidade pode ser obtida através da diferenciação numérica de deslocamento, esta parte pode ser considerada como um equivalente de tempo discreto do atrito viscoso. A primeira parte, por sua vez, representa a dependência do atrito com os valores atuais e passados das deformações de mola, o que também pode ser considerado como um análogo de tempo discreto da existência de um efeito viscoso.

4.2.1.3. Considerações para o caso de controle secundário

Em sistemas com válvulas proporcionais o modelo de atrito estático normalmente é obtido por ensaios com velocidade constante, sendo o resultado obtido de medições para várias velocidades (Equação (7)). Contudo, este procedimento é de complexa replicação para o caso em questão, pois cada combinação selecionada gera uma força resultante, que por sua vez ocasiona uma aceleração do cilindro. Um controle de velocidade em malha fechada implicaria necessariamente em trocas de combinações do conjunto de válvulas, o que afeta a dinâmica das pressões e a leitura atual do atrito.

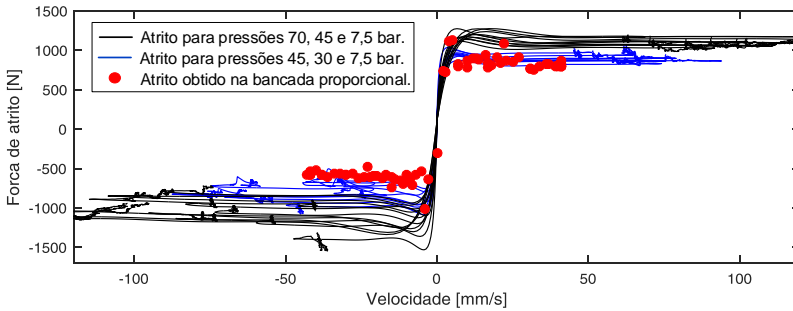
Para avaliar se a obtenção do mapa de atrito diretamente pelo sistema digital seria possível, foram realizados ensaios para um mesmo cilindro multicâmaras¹¹ com válvulas discretas (bancada digital) e com válvula proporcional (bancada PHP/Laship). No sistema com válvula proporcional, o controle em malha fechada garantia a velocidade constante. No sistema digital, os ensaios foram realizados mantendo-se somente uma combinação de válvulas ativa para cada simulação, sendo subtraído do valor do atrito a parcela referente à força de aceleração da massa (Figura 44).

Na Figura 44, as curvas apresentadas na cor preta foram obtidas em ensaios realizados na bancada digital para pressões de suprimento de 70, 45 e 7,5 bar e as plotadas em azul para pressões de suprimento de 45, 30 e 7,5 bar. Os círculos vermelhos são referentes a ensaios realizados com utilização de válvula proporcional e pressão de suprimento igual à 45 bar.

Os resultados mostraram que a obtenção dos dados via estados digitais não afetam significativamente os valores finais dos parâmetros, principalmente quando considerada a pressão de suprimento superior de 45 bar para o sistema digital. Esta verificação viabilizou que os ensaios de atrito seguintes fossem realizados diretamente na bancada digital. Em Cho, *et al.* (2015), os autores também chegaram a mesma conclusão, conforme pode ser observado na Figura 45.

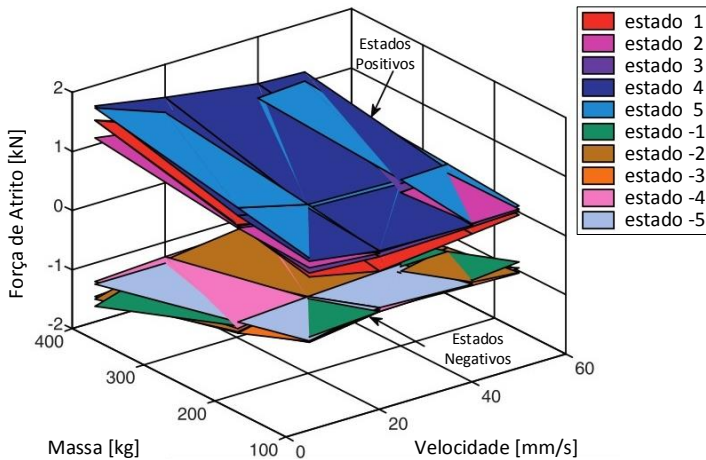
¹¹ Este foi o primeiro atuador utilizado e não é o que está implementado atualmente na bancada.

Figura 44. Comparativo de obtenção de dados de atrito (cilindro auxiliar).



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 45. Variação do atrito para diferentes combinações de válvulas.



Fonte: Cho, *et al.* (2015), tradução própria.

Outro aspecto a ser destacado é que na proposta de controle secundário as câmaras operam pressurizadas, com pressões que variam de acordo com a combinação de válvulas e não com o carregamento externo. Em outras palavras, é possível que haja mudança das pressões nas câmaras mesmo tendo como objeto a obtenção de velocidade e carregamento constantes.

Conforme já relatado em trabalhos como (SUISSE (2005); TRAN, *et al.* (2012), o carregamento do sistema é um fator que tem influência no atrito,

uma vez que a variação da pressão de carga deforma os elementos de vedação de forma diferenciada (SUISSE, 2005; TRAN, *et al.*, 2012). Todavia, buscou-se avaliar neste trabalho se as pressões internas, independente da pressão de carga resultante, também afetariam o atrito de forma significativa.

Para avaliar a influência das pressões nas câmaras foram sugeridas duas modificações nos modelos de atrito apresentados acima (equações (5) e (11)), incluindo na equação uma proporcionalidade referente a pressão total no atuador ($\sigma_3 \cdot p_{Total}$), isto é:

$$\sigma_3 \cdot p_{Total} = \sigma_3 \cdot (p_A + p_B + p_C + p_D) \quad (12)$$

A opção por pressão total, ao invés de pressão de carga, busca avaliar somente o efeito das combinações ocasionadas pela característica digital, pois como as áreas são distintas é possível que a mesma pressão de carga seja atendida por diferentes pressões totais. Os resultados desta análise estão apresentados na Tabela 11.

4.2.2. Identificação dos Parâmetros

De maneira geral, dois métodos de identificação foram utilizados. Um com base nas técnicas previamente utilizadas no Laship (Seção 4.2.2.1) (VALDIERO, 2005; TEIXEIRA, 2015) e outro com base em mínimos quadrados recursivos (seção 4.2.2.2) (RIZOS; FASSOIS, 2009; COELHO; COELHO, 2016; FANG, *et al.*, 2017).

Para o cálculo do atrito com base nas variáveis medidas foi utilizada a expressão:

$$F_{at} = -M_t a + F_h + F_{peso} - F_{mola} \quad (13)$$

4.2.2.1. Identificação não recursiva

Para esta forma de identificação foram utilizados os dados de dois conjuntos de ensaios, um para forças crescentes e outro para forças decrescentes. Cada um dos ensaios com uma combinação de válvulas específica, correspondentes a variações de força hidráulica de 0,5 kN. Com base nestes dados, os parâmetros estáticos do modelo foram identificados por comparação com o mapa de atrito resultante.

A ferramenta de ajuste de curvas do *Matlab* (*Curve Fitting Tool*), na opção de equação customizada (*Custom Equation*), foi utilizada como

ferramenta de auxílio nesta etapa. Os ajustes dos parâmetros do modelo de LuGre para os ensaios com velocidades positivas e negativas foram realizados separadamente.

Para o coeficiente que define a curva de *Stribeck* (α) (Equação (8)), Tran, *et al.* (2012) utilizam valores na faixa de 0,5 a 1,2, enquanto Perondi (2002) adota o valor igual a 2. Nesse trabalho foi utilizado α igual a 1, visto que produziu curvas mais próximas aos dados experimentais, assim como obtido por Teixeira (2015). Em seguida, os parâmetros σ_2 , v_s , F_s e F_c são ajustados. Este processo é melhor explicado em Teixeira (2015) e Valdiero (2005).

O processo de identificação dos parâmetros dinâmico (σ_0 e σ_1) é, contudo, menos direto, devido à dificuldade em se medir pequenos deslocamentos (μm). Nesse trabalho, esta tarefa foi realizada mediante simulação.

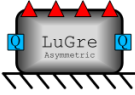
Em relação ao parâmetro σ_1 , duas condições são usualmente utilizadas em sua determinação. A primeira é a hipótese de comportamento dinâmico criticamente amortecido no regime de pré-deslizamento (ÅSTRÖM; CANUDAS-DE-WIT, 2008) e a segunda é assegurar a propriedade de passividade (Barahanov e Ortega (2000) *apud* Valdiero (2012)) definido por:

$$\sigma_1 \leq \frac{\sigma_2}{\left(\frac{F_s}{F_c} - 1\right)} \quad (14)$$

Segundo Åström e Canudas-De-Wit (2008), obter ambas condições de passividade e amortecimento crítico pode ser uma tarefa difícil em algumas aplicações. Neste sentido, somente a condição de passividade foi aplicada, assim como em Valdiero (2005), Yanada, *et al.* (2010) e Tran, *et al.* (2014). Nesses casos, os autores verificaram boa concordância com o valor de σ_1 igual a 0,1, o qual também foi utilizado neste trabalho.

Os parâmetros do modelo de atrito do cilindro hidráulico estão apresentados na Figura 46.

Figura 46. Modelo da massa com atrito de LuGre.

Componente	Parâmetro	Símbolo	Grandeza	Unidade
	Massa	M_i	47	kg
	Sigma 0	σ_0	5×10^8	N/m
	Sigma 1	σ_1	0,1	kg/s
	Sigma 2	σ_2	4×10^4	kg/s
	Atrito estático	F_s	1450	N
	Atrito de Coulomb	F_c	900	N
	Velocidade Stribeck	v_s	0,015	m/s
	Sigma 0	σ_0	5×10^8	N/m
	Sigma 1	σ_1	0,1	kg/s
	Sigma 2	σ_2	4×10^4	kg/s
Atrito estático	F_s	1600	N	
Atrito de Coulomb	F_c	600	N	
Velocidade Stribeck	v_s	0,015	m/s	
Alfa	α	1	-	

Fontes: Elaborada pelo autor.

4.2.2.2. Identificação recursiva

A identificação recursiva foi realizada com base no método de mínimos quadrados recursivos (MQR), assim como definido em Coelho e Coelho (2016) e códigos no APÊNDICE D. Este método de identificação tem como base a representação do sistema em equações a diferenças, a definição da matriz de entradas e saídas (φ) e do vetor de parâmetros a estimar (θ). Assim, considerando o sistema representado por

$$Y_{(k)} = -a_1 y_{(k-1)} - a_2 y_{(k-2)} \dots - a_{na} y_{(k-na)} + b_0 u_{(k-d)} + b_1 u_{(k-d-1)} \dots + b_{nb} + b_{nb} u_{(k-d-nb)} + e_{(k)} \quad (15)$$

onde y é a saída, u a entrada, d o atraso, k o tempo discreto, e o erro e a_{is} e b_{is} os parâmetros a estimar.

Segundo o método MQR, a saída estimada é resultado de:

$$\hat{Y}_{(k)} = \varphi'_{(k)} \hat{\theta}_{(k)} + e_{(k)} \quad (16)$$

sendo $\varphi_{(k)}$ a matriz de entradas e saídas anteriores, com dimensão $(na + nb + 1)$, ou seja):

$$\varphi'_{(k)} = \begin{bmatrix} -y_{(k-1)} & -y_{(k-2)} & \dots \\ & -y_{(k-na)} & u_{(k-d)} & u_{(k-d-1)} & \dots & u_{(k-d-nb)} \end{bmatrix} \quad (17)$$

e $\hat{\theta}_{(k)}$ o vetor de parâmetros estimados, cujos valores iniciais precisam ser informados, ou seja:

$$\hat{\theta}_{(k)} = [\hat{a}_1 \ \hat{a}_2 \ \dots \ \hat{a}_{na} \ \hat{b}_0 \ \hat{b}_1 \ \dots \ \hat{b}_{nb}] \quad (18)$$

Utilizando o método MQR para identificação, duas propostas baseadas nos modelos de LuGre (Tabela 9), uma com base em *Maxwell-Slip* (Tabela 10) e outras duas variações incluindo o efeito da pressão total foram avaliadas.

Tabela 9. Propostas de identificação com base em LuGre.

LuGre: Configuração 1*	LuGre: Configuração 2**
$\theta_{(k)} \quad [\sigma_0, \sigma_1, \sigma_2, b]'$	$\theta_{(k)} \quad [\sigma_1 + \sigma_2, \sigma_0, \sigma_1]'$
$\varphi_{(k)} \quad [z, dz/dt, v(t), 1]$	$\varphi_{(k)} \quad [v, z_{(k-1)}, -(v /g(v)) \cdot z_{(k)}]$

Fonte: Com base em * (RIZOS; FASSOIS, 2009) e ** (FANG, *et al.*, 2017).

Para os modelos baseados em LuGre (Tabela 9), as condições iniciais dos parâmetros a estimar (θ_0) são definidos de acordo com os valores obtidos pelo método de identificação não recursiva. No caso de indisponibilidade destes dados, as condições iniciais podem ser baseadas em valores médios aos obtidos por outros pesquisadores em aplicações semelhantes.

Tabela 10. Proposta de identificação com base em *Maxwell*.

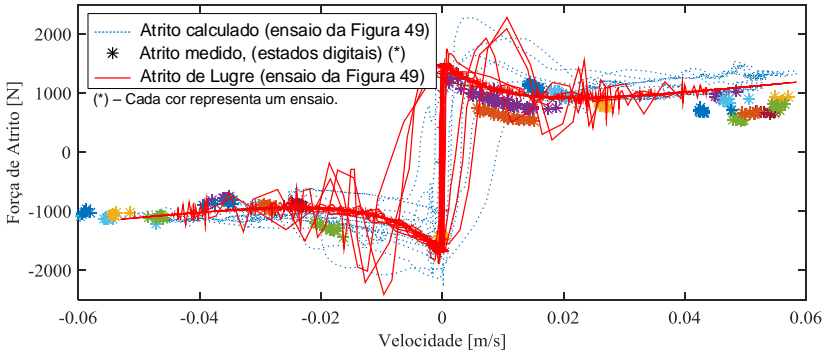
Maxwell:	<i>Maxwell-Slip</i> Generalizado – DNLRX (M, n_δ, n_x)
$\theta_{(k)}$	$[constantes \ das \ molas_{(M,n)}, \ coeficientes \ para \ posição_{nx}]'$
$\varphi_{(k)}$	$[delocamentos \ das \ molas_{(M,n)}, \ posição_{nx}]'$

Fonte: Com base em Rizos e Fassois (2009).

Para obtenção utilizando os métodos recursivos é necessário manter uma excitação de entrada no sistema. Em Coelho e Coelho (2016) são apresentados algumas alternativas para os sinais de entrada. Neste trabalho foram realizados testes com várias configurações de entrada, sendo utilizado para apresentar os resultados a entrada e a correspondente saída em malha aberta, conforme apresentado na Figura 47.

Na Figura 49 é acrescentado o atrito gerado pelo modelo de LuGre com parâmetros fixos (linha vermelha contínua) para este ensaio (Figura 47). Os modelos com parâmetros variáveis obtidos recursivamente obtiveram resultados que visualmente são difíceis de comparar e foram analisados somente numericamente, conforme Tabela 11.

Figura 49. Atrito para modelo de LuGre, parâmetros fixos.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A capacidade dos modelos em representar os dados experimentais foi medida por coeficiente de erro normalizado conhecido como NOE (*normalized output error*), cuja equação correspondente é obtida por:

$$NOE = \frac{\sum_{k=1}^n (F_{at}(k) - \hat{F}_{at}(k))^2}{\sum_{k=1}^n (F_{at}(k) - \bar{F}_{at})^2} \quad (19)$$

onde, $F_{at}(k)$ é a força de atrito “real” calculada para cada coleta de dados, $\hat{F}_{at}(k)$ o valor estimado pelo modelo para cada instante k , e \bar{F}_{at} a média do atrito. Os resultados são apresentados na Tabela 11.

Tabela 11. Comparação entre os modelos de atrito avaliados.

MODELO	NOE	MODELO	NOE
LuGre Fixo	0,3	LuGre Conf. 1 + $\sigma_3 p_{Total}$	$1,1 \times 10^{-4}$
LuGre Conf. 1	$2,8 \times 10^{-7}$	DNLRX (4,2,2)	$1,8 \times 10^{-5}$
LuGre Conf. 2	$1,6 \times 10^{-5}$	DNLRX (4,2,2) + $\sigma_3 p_{Total}$	$1,1 \times 10^{-4}$

Fonte: Elaborada pelo autor.

Os resultados apresentados na Tabela 11 mostram que a inclusão da pressão total ($\sigma_3 p_{Total}$) na equação do atrito não melhora a representação,

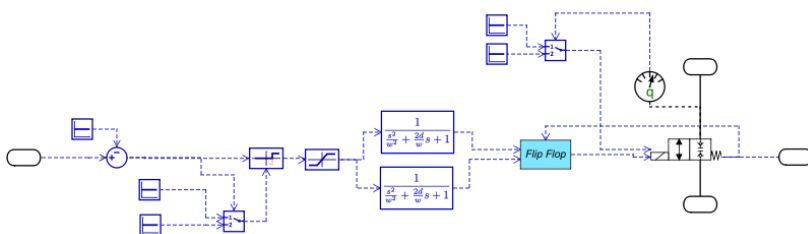
o que reforça que o atrito não é afetado significativamente pelo estado de chaveamento das válvulas. Também é possível observar que os métodos de identificação recursivos conseguem modelar melhor o atrito, mas vinculam esta melhora ao fato de que o atrito verdadeiro precisa ser conhecido.

Opondo-se ao encontrado na bibliografia, os métodos baseados no modelo de LuGre obtiveram uma resposta melhor que os baseados em *Maxwell-slip*. Entretanto, salienta-se que este resultado não garante que o modelo de LuGre seja melhor, pois neste trabalho não foram utilizados métodos não-lineares para identificação das constantes das molas, como indicado nos artigos (RIZOS; FASSOIS, 2009; FANG, *et al.*, 2017).

4.3. MODELO DAS VÁLVULAS

As válvulas digitais foram modeladas no *Hopsan* por um modelo próprio nomeado como *digitalValve*, o qual foi criado com base no modelo *2/2_On/Off_Valve* disponível e correspondente a uma válvula do tipo carretel deslizante sem vazamento. O novo modelo inclui possibilidades de parametrização independente para abertura e fechamento no comportamento de segunda ordem e atraso de início de deslocamento do carretel, assim como definição de coeficientes de descarga distintos para os dois sentidos de vazão ($1 \rightarrow 2$ e $2 \rightarrow 1$). A Figura 50 apresenta a estrutura da modelo.

Figura 50. Modelo próprio para a válvula digital *on/off*.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A equação de vazão em orifícios utilizada no modelo é dada por:

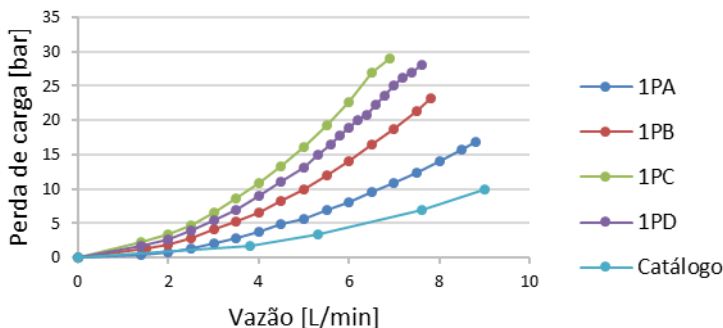
$$q_v = c_d \pi d f x_v \left(\frac{2\Delta p}{\rho} \right)^\alpha \quad (20)$$

onde, q_v é a vazão da válvula, c_d o coeficiente de descarga, d o diâmetro do carretel, f a fração do perímetro total (πd) para passagem de fluido, Δp o diferencial de pressão na válvula, ρ a massa específica do fluido hidráulico e α um fator que tipicamente é igual a 0,5, mas que segundo Linjama, *et al.* (2012) pode assumir outros valores para válvulas *on/off* ($0,505 < \alpha < 0,65$). Neste trabalho, foi mantido o valor de α igual à 0,5.

Destaca-se que por se tratar de um modelo para válvula tipo carretel deslizante, os valores de diâmetro do carretel e a fração do perímetro total foram ajustados de forma a descrever a abertura do orifício de controle da válvula de assento efetivamente utilizada neste trabalho. O modelo da válvula utilizado no *Hopsan* não inclui vazamentos e, portanto, este aspecto é atendido ao modelar-se como válvula de assento.

O comportamento em regime permanente foi obtido com a válvula toda aberta ($x_v = x_{vmax}$), variando lentamente a vazão e medindo as pressões de entrada e saída da válvula. A Figura 51 mostra o resultado para perda de carga em regime permanente nas válvulas que conectam a linha pressão alta (p_{s1}) à câmara A do atuador. Estes ensaios foram realizados em colaboração com o mestrando Diego Mise Cruz, cuja dissertação em andamento apresentará o restante dos resultados dos ensaios.

Figura 51. Perda de carga para as válvulas da linha de alta pressão (p_{s1}).



Fonte: Elaborada em conjunto com Diego Mise Cruz.

O comportamento distinto entre as válvulas foi modelado por meio do deslocamento máximo de cada válvula (x_{vmax}). A Tabela 12 apresenta os valores obtidos para cada uma das válvulas *on/off*.

Tabela 12. Deslocamentos máximos para as válvulas.

Válvula	x_{vmax} [m]	Válvula	x_{vmax} [m]	Válvula	x_{vmax} [m]
1V _{D_1PA}	$5,6 \times 10^{-4}$	1V _{D_2PA}	$4,2 \times 10^{-4}$	1V _{D_3PA}	$4,3 \times 10^{-4}$
1V _{D_1PB}	$4,3 \times 10^{-4}$	1V _{D_2PB}	$3,3 \times 10^{-4}$	1V _{D_3PB}	$5,8 \times 10^{-4}$
1V _{D_1PC}	$3,4 \times 10^{-4}$	1V _{D_2PC}	$4,2 \times 10^{-4}$	1V _{D_3PC}	$7,2 \times 10^{-4}$
1V _{D_1PD}	$3,7 \times 10^{-4}$	1V _{D_2PD}	$5,8 \times 10^{-4}$	1V _{D_3PD}	$5,3 \times 10^{-4}$

Fonte: Elaborada em conjunto com Diego Mise Cruz.

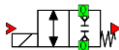
O comportamento dinâmico, por sua vez, foi modelado como sendo de segunda ordem, conforme abaixo:

$$X_v(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2} U_n(s) \quad (21)$$

onde $X_v(s)$ é o deslocamento do elemento móvel da válvula, U_C o sinal de comando, ξ o fator de amortecimento e ω_n a frequência natural da válvula (Figura 52).

Figura 52. Modelo da válvula digital

Componente	Parâmetro	Símbolo	Grandeza	Unidade
	Coef. de descarga 1→2	$c_{d,12}$	0,67	
	Coef. de descarga 2→1	$c_{d,21}$	0,67	
	Diâmetro	d	0,004	m
	Fator do diâmetro	f	0,5	
	Deslocamento máximo	x_{vmax}	(Tabela 12)	m
	Fator exponencial	α	0,5	
	Atraso Desenergização	$delay^{off}$	0,023	s
	Atraso Energização	$delay^{on}$	0,0018	s
	Freq. Abertura	ω_n^{on}	200	rad/s
	Freq. Fechamento	ω_n^{off}	150	rad/s
	Amort. Abertura	ξ^{on}	0,7	
	Amort. Fechamento	ξ^{off}	0,7	



Fonte: Elaborada pelo autor.

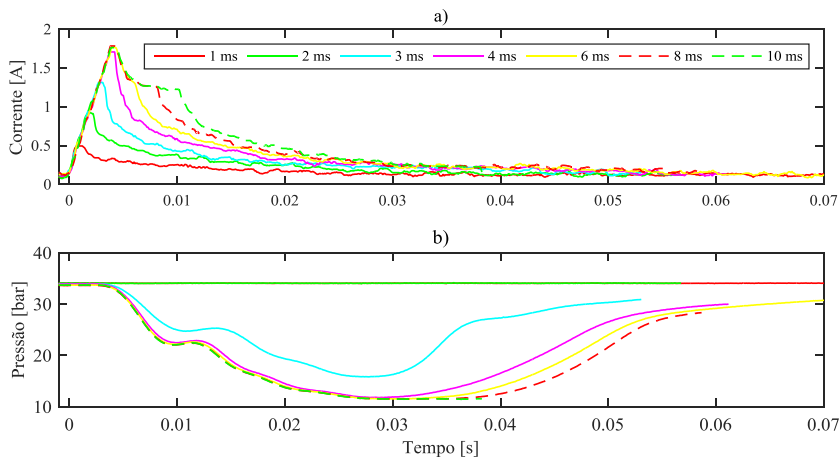
Segundo o modelo (Figura 50), o sinal que chega na válvula é binário (0 ou 1), sendo na sequência convertido para um sinal de comando U_C com valor $-0,5 \times 10^{-4}$ m para nível lógico baixo e $x_{vmax} + 0,5 \times 10^{-4}$ m para nível alto. Este comando é a entrada da dinâmica de segunda ordem (eq. (21)), a qual pode ser diferente para abertura e fechamento da válvula. Por fim, o valor $X_v(s)$ sofre uma saturação na válvula para os limites de

deslocamento entre 0 e x_{vmax} , a fim representar o final de curso por assento na válvula. Os parâmetros utilizados na modelagem estão mostrados na Figura 52.

O comportamento dinâmico da válvula foi obtido de forma indireta via medição das pressões de entrada (porta 1) e saída (porta 2), conforme explicado na seção (3.2.3). Estes testes foram realizados em um bloco separado, o qual permitia a conexão dos sensores mais próximos das portas da válvula.

Com o objetivo de incluir o efeito do bloco e tubulações da bancada digital também foram realizados testes para definição do tempo mínimo de cada ciclo de controle. Nestes ensaios foram observados o comportamento da pressão em uma determinada câmara do atuador para variações no intervalo de tempo entre dois comandos na válvula (Figura 53).

Figura 53. Frequência de abertura: a) Corrente no solenoide. b) Pressão na câmara.



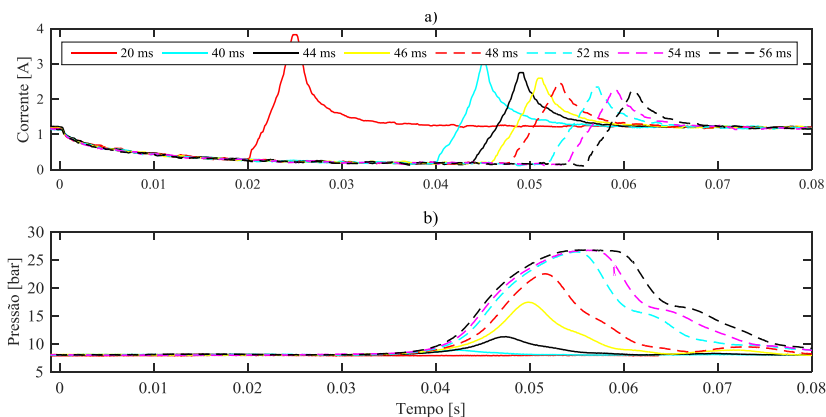
Fonte: Elaborada pelo autor.

Nos ensaios apresentados na Figura 53, a válvula que liga a pressão de suprimento média (p_{s2}) a uma câmara do atuador ($1V_{D_2Pi}$) foi mantida aberta, enquanto era enviado um sinal para válvula sob análise ($1V_{D_3Pi}$), conectando a linha de pressão de suprimento baixa (p_{s3}) à câmara para abrir e fechar após um intervalo, o qual era variado para cada ensaio. Quando as duas válvulas estão abertas, a pressão na câmara cai devido ao curto circuito gerado entre as linhas de média e baixa pressão e da vazão. Nestes ensaios foi observado que para intervalos de tempo superiores a

3 ms a abertura da válvula afetava a pressão da câmara, com total abertura a partir de 4 ms.

Referente à Figura 54, o procedimento foi similar, mas realizado com o intuito de avaliar o tempo de fechamento. Nestes ensaios a válvula sob análise era comandada para fechar e abrir após um intervalo variável. Observou-se que para intervalos maiores que 44 ms o fechamento da válvula já afetava a pressão, com fechamento completo após 54 ms.

Figura 54. Frequência de fechamento. a) Corrente no solenoide. b) Pressão na câmara.

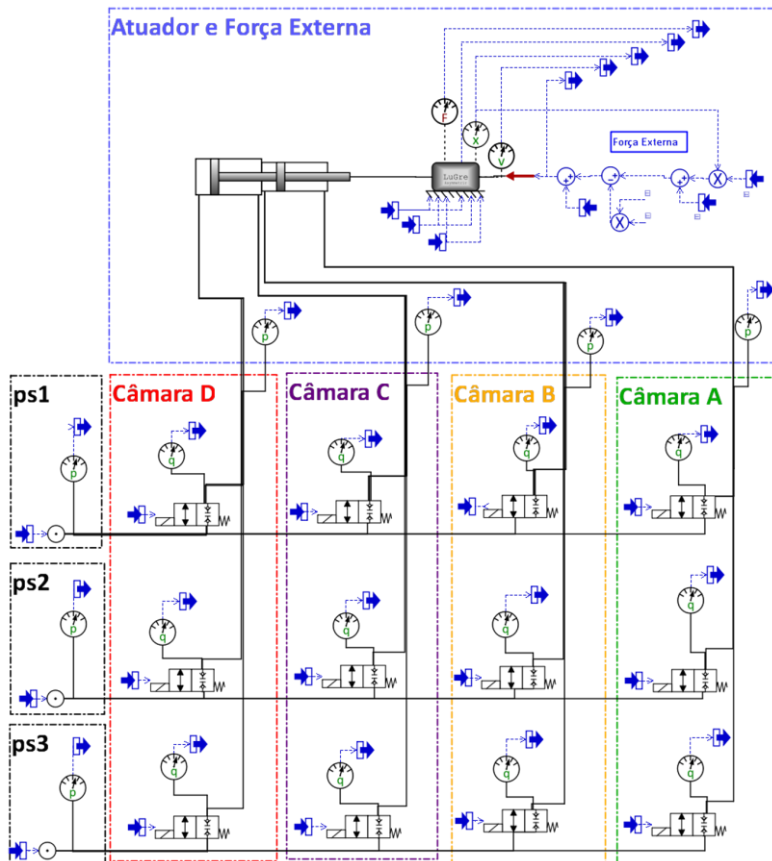


Fonte: Elaborada pelo autor.

4.4. MODELO DO SISTEMA HIDRÁULICO

O modelo hidráulico completo é apresentado na Figura 55. As linhas de pressão de suprimento (p_{s1} , p_{s2} e p_{s3}) definem as fronteiras de pesquisa deste trabalho e podem ser modeladas como constantes, quando a intenção é avaliar uma situação ideal, com valores adquiridos de ensaios na bancada, quando a intenção é validação da proposta, e com valores simulados quando se quer pesquisar algum efeito mais próximo da realidade implementada atualmente. A descrição do modelo considerado neste último caso está sendo documentada na dissertação do Diego M. Cruz.

Figura 55. Modelo hidráulico digital para o sistema de atuação.










Fonte: Elaborada pelo autor.

A Figura 56 apresenta os modelos em *Hopsan* utilizados para modelagem.

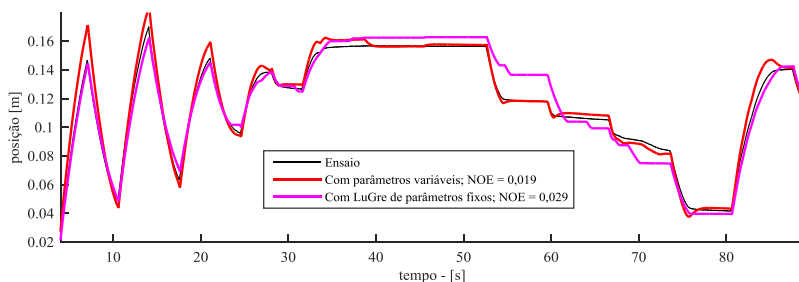
A Figura 57 apresenta a resposta do modelo para entrada em malha aberta de força de referência, conforme também utilizado na identificação do modelo de atrito (seção 4.2.2). Neste procedimento, foram utilizados os valores para as pressões de suprimento obtidos no ensaio. O fator de erro normalizado NOE foi utilizado para mensurar a representatividade do modelo, sendo neste caso utilizado valores de posição como variável de interesse, ao invés da força (Equação (19)).

Figura 56. Componentes do Hopsan

Componente	Descrição	Componente	Descrição
Force_Source 	Informação para força	Pressure_Transducer 	Transdutor de Pressão
Output_Interface_Component 	Interface de Saída	Position_Transducer 	Transdutor de Posição
Input_Interface_Component 	Interface de Entrada	Velocity_Transducer 	Transdutor de velocidade
Flow_Rate_Transducer 	Transdutor de Vazão		

Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 57. Validação do modelo: sistema digital completo.



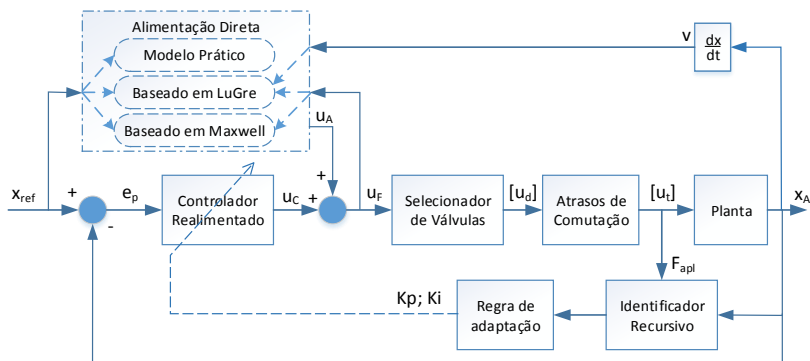
Fonte: Elaborada pelo autor.

Com relação à utilização de modelo de atrito por parâmetros fixos ou variáveis (Figura 57) é possível observar que o método recursivo apresenta uma melhor representação do sistema, o que indica que o atrito é realmente variável e influencia diretamente na posição final do atuador. O erro entre ensaio e os modelos também é consequência da imprecisão de medição da pressão e, especialmente para o caso de identificação recursiva, dos filtros utilizados na obtenção da aceleração.

5. ESTRATÉGIAS DE CONTROLE

A Figura 58 mostra o diagrama de blocos para os controladores avaliados. O diagrama explicita que o objetivo principal é o controle em malha fechada de posição, sendo a estratégia tratada como um sistema de única entrada e única saída (SISO – *Single Input – Single Output*).

Figura 58. Diagrama de blocos simplificado do controlador.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Como pode ser observado na Figura 58, as técnicas de controle envolvem a utilização de compensador de *Alimentação Direta* (*Feedforward*) e *Controle Realimentado* (*Feedback*), podendo estes atuarem de forma conjunta ou independente e com parâmetros fixos ou variáveis, sendo esta última técnica conhecida como controle adaptativo.

A referência de posição (x_{ref}) é utilizada para estimar a força necessária pela *Alimentação Direta* (u_A) e para comparação com a posição do atuador (x_A), resultando no erro de posição (e_p) a ser enviado para o *Controlador Realimentado*.

Essencialmente, a compensação realizada pela alimentação direta prediz a força necessária para se atingir a posição de referência, considerando neste caso os efeitos da massa, atrito e mola. Em condições ideais e em regime permanente, a força indicada por este controlador deveria corresponder a toda força a ser aplicada ($u_A = u_F$).

O *Controlador Realimentado*, por sua vez, adapta a força de controle (u_c) a fim de eliminar o erro de posicionamento. Atuando em conjunto com o compensador, a função é acelerar as respostas transitórias e, para os métodos recursivos, ponderar o erro de identificação. Atuando

sozinho, o fator integral¹² deve ser responsável por manter a força necessária para se opor a força da mola e atingir uma posição em regime permanente.

Ainda em referência à Figura 58, a ação de controle envia uma solicitação de força (u_F) para o *Selecionador de Válvulas*. Este agente, por sua vez, define qual a combinação de válvulas melhor atende à solicitação do controlador e envia esta informação (vetor $[u_d]$) para o bloco “*Atrasos de Comutação*”. Neste bloco, as válvulas envolvidas em ações de trocas de pressões nas câmaras sofrem um atraso de abertura, o qual é visto mais como uma perturbação do que uma ação de controle. O sinal para as válvulas (vetor $[u_t]$), respeitando os respectivos atrasos de tempo, então é enviado para a *Planta* (conjunto válvulas, cilindro, massa e mola).

O *Identificador Recursivo* estima a saída futura da planta com base na entrada (F_{apl}) e saída (x_A) atuais. Os parâmetros identificados são utilizados pelo bloco *Regra de Adaptação* para recalculer os ganhos do controlador realimentado. As ações do *Identificador Recursivo*, *Regra de Adaptação*, *Alimentação Direta* e *Controlador Realimentado* serão melhor detalhadas nas próximas seções.

Os *Atrasos* foram implementados com um valor fixo e igual a 90% a 100% do tempo de fechamento das válvulas (0.045 s). Este procedimento é utilizado também pela maioria dos autores, conforme destacado na seção 2.2. Todavia, ensaios realizados demonstraram que este atraso não é igual para todas as válvulas e pode variar com o tempo (APÊNDICE C). De acordo com as informações observadas, acredita-se ser possível implementar um controlador que defina o valor desses atrasos de forma dinâmica, com base nas oscilações de pressão. Devido à limitação de tempo, esta técnica de controle não pode ser implementada neste trabalho e atualmente é foco de pesquisa do mestrando Ivan Júnior Mantovani.

A Figura 59 apresenta uma visão esquemática de como a matriz de combinações é gerada no *Selecionador de Válvulas*. A matriz é de ordem 19x81, sendo cada coluna referente a um valor discreto de força ($[u_d]$ e $[u_t]$). Para cada vetor coluna, o primeiro campo indica a ordem sequencial de cálculo, o segundo a força, o terceiro o fator custo do chaveamento, os doze subsequentes a quais válvulas devem ou não ser comutadas e os últimos quatro a pressão utilizada em cada câmara para o cálculo da força. O programa implementado para este agente é apresentado no APÊNDICE E.

¹² A estratégia adotada foi por um controlador Proporcional-Integral, conforme será esclarecido na seção 5.2.

Figura 59. Estrutura da matriz de forças e combinações.

Matriz de Combinações

	61	58	...	24	21	
	-7,705	-7,155	...	7,4175	8,3175	← Ordem de cálculo
	1,231	0,045	...	4,548	6,432	← Força [kN]
						← Fator Custo [kN]
p_{s1} →	0	0	...	1	1	} Válvulas para a Câmara A
p_{s2} →	0	0	...	0	0	
p_{s3} →	1	1	...	0	0	
p_{s1} →	1	1	...	0	0	} Válvulas para a Câmara B
p_{s2} →	0	0	...	0	0	
p_{s3} →	0	0	...	1	1	
p_{s1} →	0	0	...	0	1	} Válvulas para a Câmara C
p_{s2} →	0	1	...	1	0	
p_{s3} →	1	0	...	0	0	
p_{s1} →	1	1	...	0	0	} Válvulas para a Câmara D
p_{s2} →	0	0	...	0	0	
p_{s3} →	0	0	...	1	1	
	p_A	p_A	...	p_A	p_A	} Pressões nas Câmaras
	p_B	p_B	...	p_B	p_B	
	p_C	p_C	...	p_C	p_C	
	p_D	p_D	...	p_D	p_D	

19x81

Fonte: Elaborada pelo autor.

Na Figura 59, o vetor coluna selecionado (segunda coluna) indica uma suposta combinação selecionada, a qual é escolhida por apresentar o menor valor para a função custo de chaveamento (3ª linha da matriz), definida como:

$$Custo_{(i)} = |u_F - F_{(i)}| + CF \sum_{j=1}^4 |\Delta F_{j(i)}|, \quad i = 1 \text{ a } 81 \quad (22)$$

sendo, i o índice para cada combinação de válvulas, $F_{(i)}$ o valor de força calculado para combinação i (2º campo do vetor), CF o fator custo do chaveamento e j referente a cada uma das câmaras. $\Delta F_{A(i)}$ para o caso da câmara A é obtido como segue:

$$\Delta F_{A(i)} = (p_s^{atual} - p_{s(i)})A_A \quad (23)$$

onde, p_s^{atual} é a pressão de suprimento atualmente ligada à câmara A e $p_{s(i)}$ a pressão de suprimento utilizada no cálculo da combinação i . Esta função custo é equivalente à utilizada por Huova, *et al.* (2017) e o fator CF deve ser ajustado a fim de manter um compromisso entre eficiência energética e desempenho da ação de controle.

O ciclo de funcionamento do *Selecionador de Válvulas* é afetado por três intervalos de tempo, os quais são definidos com base no tempo de amostragem discreto de 1 ms em que o *hardware* opera. dT_s que define o tempo de amostragem que o algoritmo deve operar, cujo valor mínimo é igual à 1 ms, mas pode ser maior para aliviar custo de processamento. dT_p que define o intervalo de tempo em que a tabela deve ser recalculada em virtude de flutuações nas linhas de pressão de suprimento. Por fim, dT_{min} que define o intervalo mínimo entre duas trocas de combinações de válvula, o qual deve ter valor maior que a soma dos tempos de fechamento e abertura das válvulas (maior que 55 ms).

Especialmente devido ao elevado número de chaveamentos, as perdas por compressibilidade¹³ acabam tomando posição de destaque. Estas perdas são teoricamente independentes do tempo de resposta das válvulas e consequência apenas da pressão e da capacitância do fluido, como:

$$P_{dissipada} = \frac{1}{2} C_h \Delta p^2 \quad (24)$$

sendo C_h a capacitância hidráulica.

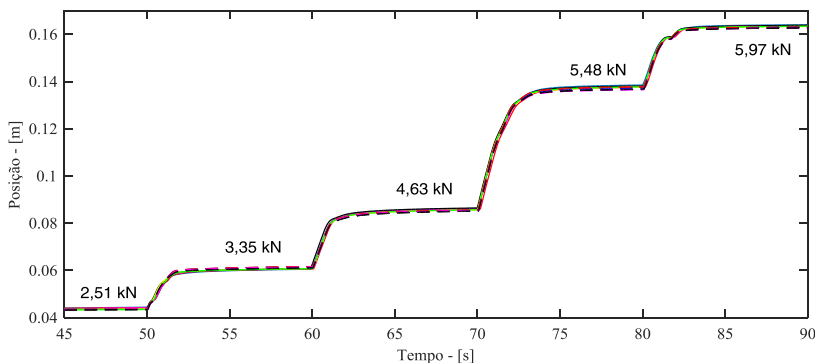
Neste contexto, as perdas por compressibilidade são passíveis de ser controladas pelo número de chaveamentos e pelas pressões chaveadas, que neste caso podem ser balanceadas pelo fator custo (CF – Equação (22)) e intervalo mínimo entre comutações (dT_{min}).

¹³ A notação *perdas por compressibilidade* é comumente utilizada em sistemas hidráulicos digitais e, devido a isto, foi mantida neste trabalho. Entretanto, o entendimento de que esta energia não foi dissipada e sim expandida e armazenada em uma linha de pressão inferior, podendo ser reutilizada, também seria válida.

5.1. CARACTERIZAÇÃO DINÂMICA DO SISTEMA

A identificação foi realizada no domínio do tempo, analisando a resposta do sistema para entradas do tipo degrau de força de referência, com o sistema em malha aberta. Os ensaios para avanço e recuo do cilindro foram realizados de forma independente, a fim de minimizar o efeito do atrito estático. A Figura 60 apresenta a posição do atuador para dez ensaios de avanço do cilindro. Os valores das forças aplicadas pelo *Selecionador de Válvulas* estão apresentados diretamente no gráfico em kN. Os ensaios para o recuo do cilindro e dados complementares são apresentados do APÊNDICE F.

Figura 60. Resposta do sistema em malha aberta para degraus de força. (Obs.: Cada curva representa um dos dez ensaios).

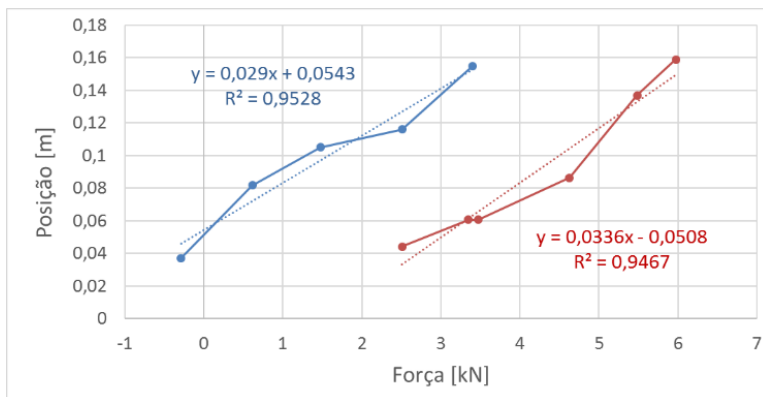


Fonte: Elaborada pelo autor.

É possível observar pela Figura 60 que a resposta do sistema apresenta uma característica de sistema de primeira ordem. Este comportamento também foi indicado por Linjama, *et al.* (2016) e é consequência do fato de que a dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro serem de primeira ordem.

A Figura 61 apresenta os dados obtidos para identificação do ganho estático da planta para os ensaios de avanço (linha vermelha inferior) e recuo (linha azul superior). De acordo com as informações é possível, para fins iniciais de projeto, definir o ganho como sendo $Ke = 0,032 (\pm 0,025) \text{ m/kN}$ (variação de 0,011 a 0,060 m/kN).

Figura 61. Ganho estático do sistema (azul → recuo e vermelho → avanço).



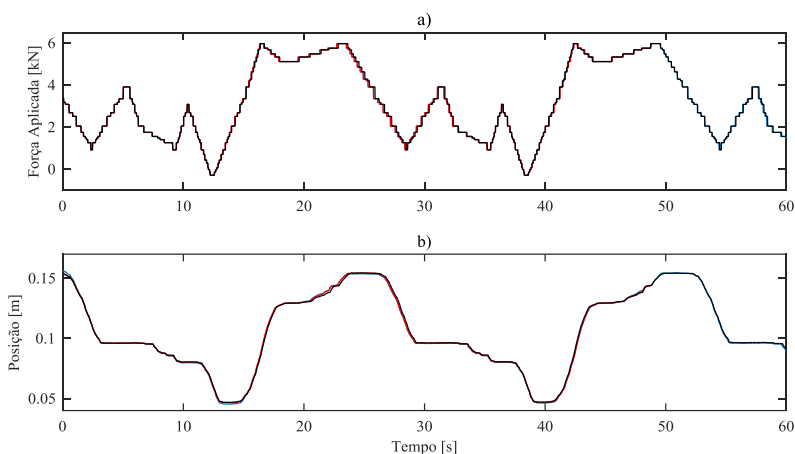
Fonte: Elaborada pelo autor

Assim como para o ganho estático, a planta demonstrou não ter tempo de acomodação constante. De acordo com os ensaios (Figura 60 e APÊNDICE F), o tempo de acomodação obtido foi de $t_{95\%} = 2,91 (\pm 0,5)$ s (variação de 0,41 a 1,5 s). Este tempo de acomodação também é afetado pelo limite de vazão da unidade de potência.

O sistema também apresenta atraso, o qual depende do tempo mínimo entre dois chaveamentos (dt_{min}), do tempo de amostragem do algoritmo (dt_s) definidos para o *Seletor de Válvulas* (Figura 58) e também do tempo de fechamento das válvulas (*Atrasos de comutação*). Nestes ensaios dt_s foi ajustado para 1 ms e como o tempo entre os chaveamentos é maior que dt_{min} , o atraso ficou dependente apenas do tempo de resposta das válvulas, variando de 45 a 65 ms e definido, para fins de projeto, como sendo constante e igual a $t_d = 0,060$ s. Comparado à constante de tempo do processo, define-se o sistema como não tendo atraso dominante (NORMEY-RICO; CAMACHO, 2007).

Considerando que as respostas para ensaios com referência do tipo degrau apresentaram boa repetibilidade, outras formas de entrada foram testadas a fim de ratificar o comportamento do processo. A Figura 62 confirma a característica repetitiva do processo para três ensaios com entrada de força do tipo rampa. Esta característica, por outro lado, não é garantida para intervalo de tempos maiores, uma vez que são fortemente dependentes do atrito e este da temperatura.

Figura 62. Resposta do sistema em malha aberta para entrada do tipo rampa.: a) Força discreta aplicada; b) Posição medida do atuador. (Obs.: Cada curva representa um dos três ensaios).



Fonte: Elaborada pelo autor.

Como conclusão, o modelo simplificado do processo pode ser considerado como sendo representado pela função de transferência que segue:

$$P(s) = \frac{Ke}{\tau s + 1} e^{-t_d s} \quad (25)$$

onde os valores médios são: $Ke = 0,032 \text{ m/kN}$, $\tau = 0,97 \text{ s}$ e $t_d = 0,06 \text{ s}$.

5.2. CONTROLE REALIMENTADO – PARÂMETROS FIXOS

Para seguir um comando de posição variável sob carregamento variável, os atuadores necessitam de um controle em malha fechada. Várias opções estão disponíveis para controlar atuadores hidráulicos, incluindo de simples controladores proporcionais a técnicas não-lineares complexas como redes neurais, adaptação de parâmetros e lógica difusa.

Segundo Virvalo (2002 *apud* Pereira (2006)), o controlador proporcional é o mais utilizado para o controle de atuadores hidráulicos devido especialmente a simplicidade. Quando a aplicação envolve a necessidade de uma ação de controle não nula para obtenção de erro nulo (caso da mola), torna-se necessário a utilização da ação Integral do

controlador. Estes controladores (incluindo a ação derivativa), além de simples, também são considerados robustos e os mais comuns de serem encontrados na indústria (OGATA, 2011).

Considerando também que as publicações anteriores sobre esta técnica (LINJAMA, MATTI, *et al.*, 2009; DELL'AMICO, *et al.*, 2013) utilizaram um controlador PI, esta proposta será avaliada nesta seção.

Para implementação do controlador PI, foi utilizada a arquitetura paralela, conforme a equação que segue:

$$C(s) = Kp + \frac{Ki}{s} = Kp \cdot \frac{(s + Ki/Kp)}{s} \quad (26)$$

sendo $C(s)$ o controlador, Kp o ganho proporcional Ki o ganho integral.

Com base na estrutura de controle apresentada na Figura 58 mas e sem o uso do compensador, que a equação (25) representa a planta, que é empregado o *Seletor de Válvulas e Atrasos de Comutação* e que a entrada é após ao *Pré-Filtro*, pode-se escrever a função de transferência de malha aberta conforme segue:

$$\frac{X_A(s)}{X_{ref}(s)} = Kp \cdot \frac{(s + Ki/Kp)}{s} \cdot \frac{Ke}{\tau s + 1} e^{-t_a s}. \quad (27)$$

Fazendo a aproximação do atraso por Padé de primeira ordem, tem-se a equação característica resultante de malha fechada igual à:

$$\frac{X_A(s)}{X_{ref}(s)} = Kp \cdot \frac{(s + Ki/Kp)}{s} \cdot \frac{Ke}{\tau s + 1} \cdot \frac{(-s + p_{pade})}{(s + p_{pade})} \quad (28)$$

Escolhendo o cancelamento do polo da planta como estratégia de controle¹⁴ tem-se que:

$$(s + Ki/Kp) = \tau s + 1 \Rightarrow Ki/Kp = 1/\tau = 0,97, \quad (29)$$

¹⁴ Esta estratégia de controle é suscetível a existência de perturbações, de forma que, para uma entrada de perturbação o polo lento não é compensado. Na seção de trabalhos futuros (seção 7.1) é sugerido o aperfeiçoamento do controle.

mas podendo variar de 0,69 a 2,06, correspondendo a variação de τ .

A função de transferência resultante de malha fechada é igual à:

$$\frac{X_A(s)}{X_{ref}(s)} = \frac{\frac{KpKe}{\tau} \cdot (-s + p_{pade})}{s^2 + \left(p_{pade} - \frac{KpKe}{\tau}\right)s + \frac{p_{pade}KpKe}{\tau}} \quad (30)$$

Considerando a equação característica da função de transferência apresentada na eq. (30) e definindo como objetivo de projeto o sistema duas vezes mais rápido do que em malha aberta, tem-se que

$$\xi\omega_n = \frac{1}{\tau/2} = 2,06; \text{ ou } [1,38 \text{ a } 4,12] \quad (31)$$

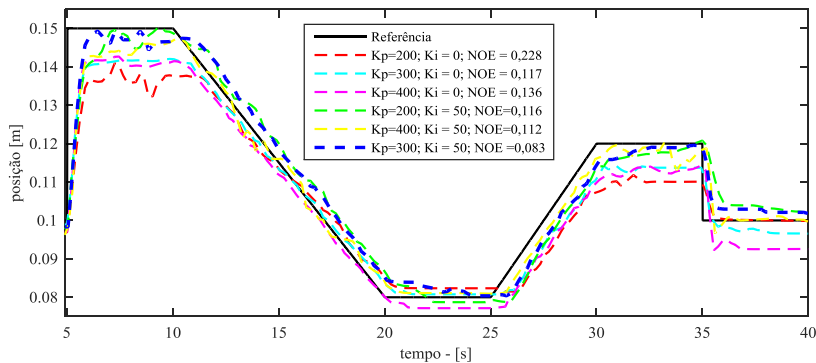
e

$$2\xi\omega_n = \left(p_{pade} - \frac{KpKe}{\tau}\right) \Rightarrow Kp = \frac{(p_{pade}\tau - 4)}{Ke}; \quad (32)$$

A Figura 63 apresenta a resposta para ensaios na bancada, considerando inicialmente variações para o ganho proporcional e posteriormente adicionando o ganho integral no controlador realimentado. Nestes ensaios não foram utilizados a ação dos compensadores e a avaliação foi realizada via NOE. Os valores de Kp e Ki foram alterados de forma intuitiva, mas respeitando os limites definidos pelas equações (29) e () e incertezas com relação aos parâmetros da planta (seção 5.1).

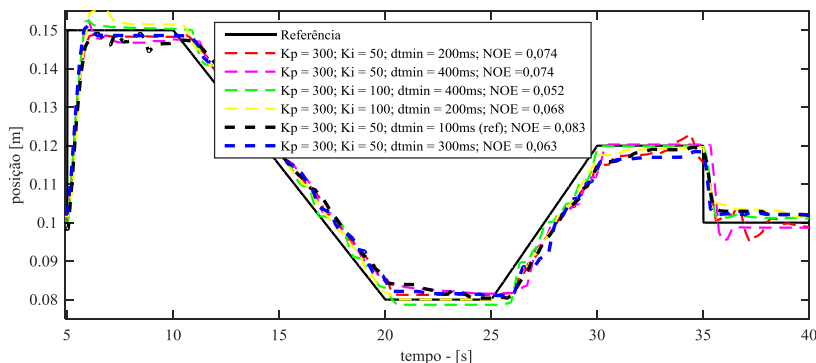
A Figura 64 apresenta mais alguns ensaios, incluindo a variação do tempo mínimo entre trocas de combinações de válvulas (dT_{min}). Neste trabalho observou-se que este fator apresenta um melhor efeito para balancear o compromisso entre eficiência energética e desempenho da ação de controle do que o fator custo de chaveamento definido pela Equação (22).

Figura 63. Controlador PI com ganhos fixos, sem compensador e $dT_{min}=100\text{ms}$.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 64. Controlador PI com ganhos fixos, sem compensador e dT_{min} variável.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Nos resultados apresentados na Figura 64 e nos que seguem este estudo, um padrão de ordem de exposição foi escolhido como sendo: primeiro a curva a referência, as curvas intermediárias são as variações sob análise; a penúltima curva igual à melhor opção obtida com método anterior (neste caso Figura 63) e a última como a melhor opção em análise.

Os controladores PI fornecem um desempenho aceitável quando ajustados para um único ponto de operação, mas a resposta pode torna-se inapropriada ou mesmo oscilatória na presença de não-linearidades. Para contornar este problema, um compensador com alimentação direta pode ser utilizado (COOPER, 2014). Em Machado, *et al.* (2008) e em Valdiero

(2005), por exemplo, é utilizado um controlador em cascata com compensação de atrito.

5.3. CONTROLE REALIMENTADO E COM ALIMENTAÇÃO DIRETA – PARÂMETROS FIXOS

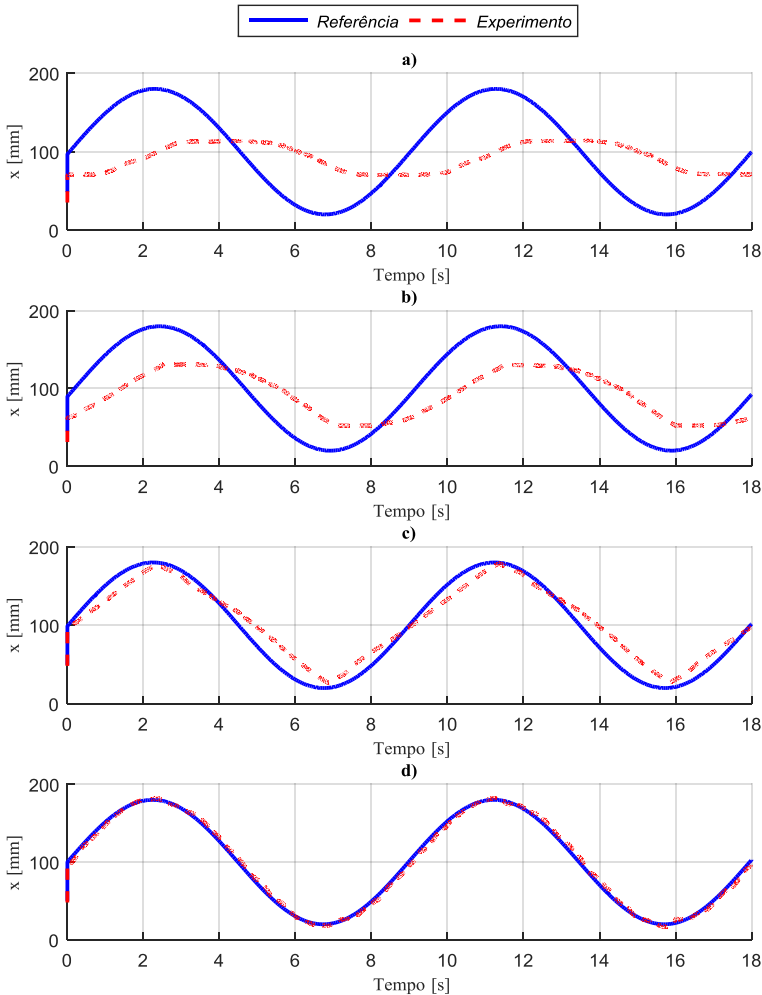
As técnicas para desenvolvimento do compensador de alimentação direta são variadas, podendo contar com dados tabelados e pré-determinados, como em Cooper (2014) ou utilizar uma representação do modelo para estimar a ação de controle necessária. Para este último caso, também é possível encontrar diversificadas técnicas na literatura para representação (RIZOS; FASSOIS, 2009; SHEN, *et al.*, 2014; FANG, *et al.*, 2017).

Nesta seção será avaliada uma estratégia de compensador com ganhos ajustados de acordo com procedimentos práticos exemplificados pela Figura 65. Esta é uma técnica simples e de fácil ajuste que pode ser útil para obtenção de controladores em aplicações mais convencionais. A alimentação direta compensa o efeito da mola, pré-carga e atrito de Coulomb, sendo o atrito modelado como uma saturação com valores fixos para o atrito em sentido positivo e negativo.

A técnica de ajuste é caracterizada por 3 passos de ajuste sobre uma referência de entrada do tipo seno. Inicialmente, sem controlador realimentado, faz-se a inclusão do efeito da mola e pré-carga (Figura 65-a). Na sequência inclui-se o fator de atrito de *Coloumb* e ajusta-se os limites máximos e mínimos da saturação até a resposta atingir os picos da referência (Figura 65 – de b para c). Na sequência, o controlador realimentado é incluído, neste caso um PI, e os ganhos são ajustados gradualmente (Figura 65 – d). Por fim, é possível adicionar ganhos complementares (γ e $1-\gamma$) ao controlador e compensador, sendo recomendado atribuir mais peso a ação da alimentação direta. Esta técnica está sendo utilizada como base de controle pelo mestrando Diego M. Cruz, o qual abordará o tema com mais detalhes.

Segundo Bayer e Araújo (2011), uma desvantagem da compensação por alimentação direta é o fato deste não efetuar medições na variável controlada, dependendo exclusivamente da precisão da relação dos valores pré-estabelecidos e a variável manipulada. Uma forma de superar as desvantagens é a combinação das duas estratégias de controle. A Figura 66 apresenta os resultados para este compensador em conjunto com o controlador realimentado definido anteriormente (seção 5.2).

Figura 65. Técnica prática de ajuste do compensador: a) compensador da força da mola. b) compensador da mola e atrito, limites do saturador baixos. c) compensador da mola e atrito, limites do saturador ajustados. d) controlador realimentado e compensador.

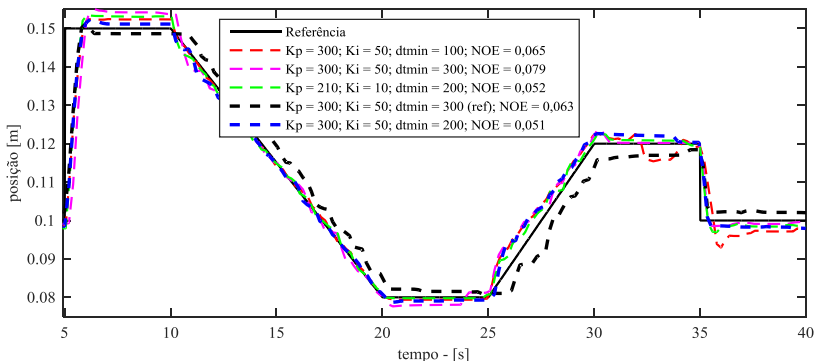


Fonte: Elaborada em conjunto com Diego Mise Cruz.

Em comparação à utilização de somente controlador realimentado (Figura 64) é possível observar que a ação da alimentação direta consegue reduzir o tempo de início de movimentação do atuador. Isto ocorre

especialmente pela compensação do fator do atrito estático. A atuação em conjunto também consegue melhorar o erro de posicionamento (NOE = 0,051).

Figura 66. Controlador PI com ganhos fixos, com compensador fixo.



Fonte: Elaborada pelo autor.

5.4. CONTROLE PI ADAPTATIVO

O controle adaptativo apresentado aqui tem como objetivo avaliar se a com a adaptação dos ganhos K_p e K_i do controlador realimentado é possível contornar os efeitos da variação dos parâmetros ganho estático (K_e) e constante de tempo (τ) característicos da planta.

Será utilizado o método de Mínimos Quadrados Recursivos (MQR) para estimação planta, conforme também utilizado na seção 4.2.2.2 e códigos apresentados no APÊNDICE D. Segundo o método, a saída estimada é igual à equação (16) e replicada na sequência:

$$\hat{Y}_{(k)} = \varphi'_{(k)} \hat{\theta}_{(k)} + e_{(k)} \quad (34)$$

Neste caso a equação a diferenças da planta de primeira ordem é definida como sendo:

$$\hat{y}_{(k)} = \hat{a}_1 \cdot y_{(k-1)} + \hat{b}_1 \cdot u_{(k-1)} \quad (35)$$

sendo $y_{(k-1)}$ e $u_{(k-1)}$ a saída e entrada anteriores, respectivamente, e \hat{a}_1 e \hat{b}_1 os parâmetros a serem estimados. A entrada é considerada como sendo

a força (em kN) após à aplicação dos *Atrasos de Comutação* (Figura 58), de modo que o atraso não afeta a identificação.

Utilizando aproximação retangular é possível estimar os parâmetros da planta como sendo:

$$\hat{t}_{(k)} = \frac{-Ta}{\hat{a}_1 - 1}; \widehat{Ke}_{(k)} = \frac{\hat{b}_1 \cdot \hat{t}_{(k)}}{Ta} \quad (36)$$

sendo Ta o tempo de amostragem utilizado na identificação.

Utilizando a mesma regra de cancelamento do polo mais lento, definida na seção 5.2, tem-se que os ganhos Kp e Ki do controlador PI podem ser adaptados conforme segue:

$$Ki = \frac{Kp}{\hat{t}_{(k)}} = \frac{Kp \cdot (\hat{a}_1 - 1)}{-Ta} \quad (37)$$

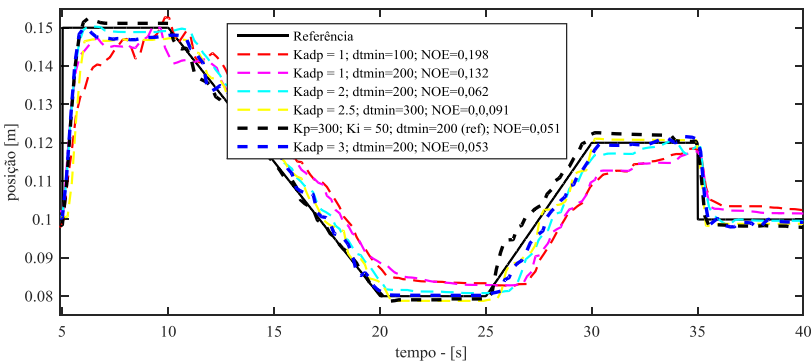
e

$$Kp = \frac{(p_{pade} \hat{t} - 4)}{\widehat{Ke}} = \frac{(p_{pade} \hat{t} - 2 \cdot K_{adp})}{\widehat{Ke}} \quad (38)$$

onde o K_{adp} representa o requisito de projeto da regra de adaptação em relação a quantas vezes o sistema em malha fechada deve ser mais rápido que o de malha aberta.

A Figura 67 mostra os resultados alcançados com este controlador.

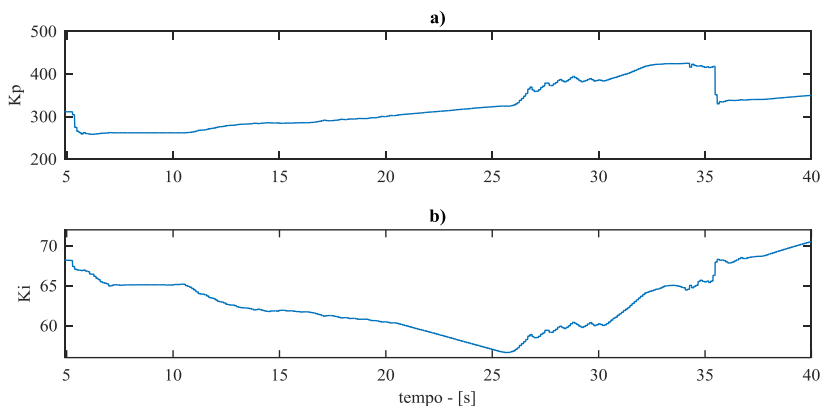
Figura 67. Controlador PI adaptativo, sem compensador de alimentação direta.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Observa-se na Figura 67 que mesmo atuando sem auxílio do compensador, o erro normalizado resultante do ensaio ($NOE=0,053$) é próximo ao alcançado na técnica anterior ($NOE=0,051$ – seção 5.3) e melhor se comparado ao uso do controlador PI com parâmetros fixos ($NOE=0,063$ - Figura 64). Os ganhos utilizados no controlador são apresentados na **Erro! Autoreferência de indicador não válida..**

Figura 68. Ganhos do controlador PI adaptativo: a) Adaptação no tempo de K_p ; b) Adaptação no tempo de K_i .



Fonte: Elaborada pelo autor.

5.5. CONTROLE PI ADAPTATIVO E ALIMENTAÇÃO DIRETA

Concluindo os ensaios sobre as propostas de controladores, nesta seção são apresentados os resultados para utilização de controle adaptativo em conjunto com os compensadores de alimentação direta, incluindo compensadores com parâmetros recursivamente adaptados.

As técnicas de compensação recursivas são baseadas, em parte, nos métodos de modelagem do atrito definidos na seção 4.2.2.2. Nestas técnicas é considerado a equação da movimentação da massa como:

$$M_t a + Bv + k_m x_A = u_F - F_{at} \quad (39)$$

onde B é o atrito viscoso (σ_2), $k_m x_A$ é a força da mola (F_{mola}) e u_F a ação de controle combinada e que indica a força a ser enviada ao *Seletor de Válvulas* (Figura 58).

Conforme Rizos e Fassois (2009), além da força do controlador (u_F) e posição (x_A), a identificação do sistema, conforme equação (39), requer valores de velocidade (v), aceleração (a) e força de atrito (F_{at}), os quais são mais difíceis de obter por medição direta. Alternativamente, os autores sugerem a obtenção destes valores por uma aproximação discreta como segue:

$$v(t) \approx \sum_{j=0}^{n_v} p_j \cdot x_{A(t-j)}; \quad a(t) \approx \sum_{j=0}^{n_a} q_j \cdot x_{A(t-j)} \quad (40)$$

onde, n_v e n_a representam o número de amostras anteriores de x_A e p_j e q_j os coeficientes estimados para estas amostras. A justificativa para utilização desta aproximação é evitar o uso de diferenciações numéricas, as quais são consideradas técnicas sensíveis e favorecem à instabilidade.

Utilizado a técnica de MQR para identificação do compensador, é possível reescrever a equação de saída como segue:

$$\hat{u}_{A(k)} = \varphi'_{(k)} \hat{\theta}_{(k)} + e(k) \quad (41)$$

onde, $e(k) = u_{F(k-1)} - \hat{u}_{A(k-1)}$ e $\varphi' \hat{\theta}$ a matriz de medições e o vetor de parâmetros a serem estimados, respectivamente, sendo compostos por um conjunto de dados para estimação do atrito e outro para estimação das forças relacionadas à aceleração, mola e pré-carga, como:

$$\varphi' \hat{\theta} = \sum_{j=0}^{n_{atr}} \theta_j^{atr} \cdot (\varphi_{sigj}) + \sum_{j=0}^{n_x} \theta_j^x \cdot x_{A(t-j)} + b + erro \quad (42)$$

onde o primeiro somatório é a representação do atrito, conforme Tabela 9 para o modelo de LuGre e Tabela 10 para o modelo de *Maxwell-Sip* (seção 4.2.2.2). No segundo somatório, os valores iniciais utilizados para o primeiro θ^x refere-se à constante da mola, o segundo à velocidade e o terceiro à aceleração. O termo b é utilizado como fator de regulação (*bias*) e é iniciado com o valor da pré-carga.

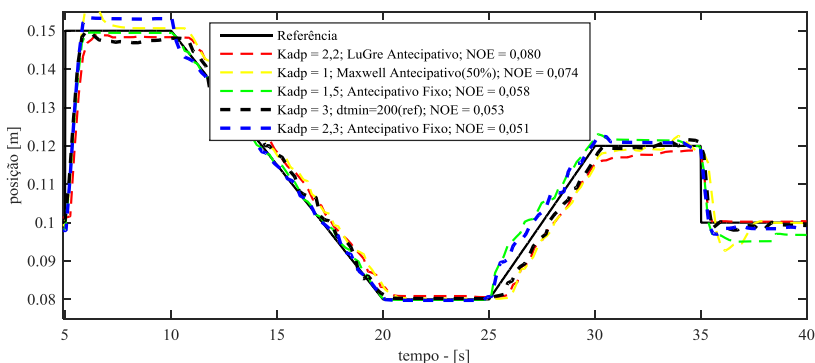
A Figura 69 apresenta os resultados dos ensaios. O termo “*LuGre Antecipativo*”¹⁵ refere-se à utilização do modelo da configuração 2 da Tabela 9 (FANG, *et al.*, 2017), “*Maxwell Antecipativo*” ao modelo de atrito

¹⁵ Nas figuras, o termo “antecipativo” foi utilizado com o mesmo sentido de compensação por alimentação direta.

conforme Tabela 10 e “*Antecipativo Fixo*” ao modelo definido na seção 5.3.

De forma qualitativa, durante os ensaios teve-se a impressão de que o compensador de “*LuGre Antecipativo*” estivesse obtendo um melhor resultado, induzindo à uma percepção de melhor opção para a combinação de estratégias para o controle do sistema. Entretanto, os resultados numéricos de erro normalizado mostraram o contrário (Figura 69).

Figura 69. Controlador PI adaptativo, com compensador de alimentação direta.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Também se realizou testes com o modelo de LuGre com parâmetros fixos, baseado no apresentado na seção 4.2.2.1, mas com a inclusão da compensação da mola, pré-carga, erro de posição e filtros, conforme sugerido em Valdiero (2005) e em Casanova (2007). No entanto, apesar do modelo conseguir representar o comportamento do atrito (seção 4.2.2.1), mostrou-se instável quando aplicado na forma de compensador. Atribui-se esta instabilidade ao ruído do sensor de posição, o qual é amplificado pela vibração da estrutura durante os chaveamentos.

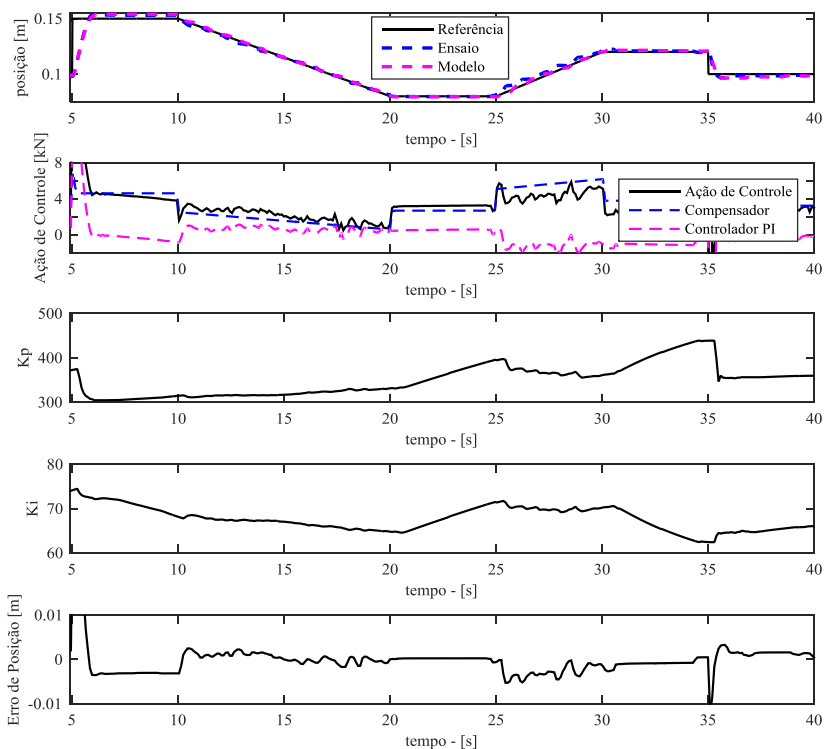
De acordo com a Figura 69, verifica-se que o controlador realimentado adaptativo conseguiu melhores respostas quando atuando em conjunto com o método de compensação “*Antecipativo Fixo*”. Este fato pode ser explicado por um possível conflito de adaptação quando utilizado ambos, controlador e compensador, com parâmetros variáveis.

A Figura 70 mostra detalhes sobre a ação deste controlador. No primeiro gráfico são apresentadas as posições de referência e de resposta do ensaio e do modelo. No segundo as ações de controle, sendo a ação de controle resultante (u_F), o compensador (u_A) e a ação do controlador

realimentado (u_c). Nos seguintes são apresentados os ganhos do controlador (K_p e K_i) e o erro de posicionamento.

A Figura 71, por sua vez, apresenta o comportamento do sistema experimental em resposta à ação de controle. O primeiro gráfico reinterpreta os dados de posição. O segundo indica as forças envolvidas, sendo a força do controlador a enviada ao “*Selecionador de Válvulas*” (u_F), a força discreta selecionada e aplicada (F_{apl}) e a força hidráulica do cilindro, calculada com base nas pressões das câmaras (F_h). Os gráficos em sequência mostram as pressões nas câmaras.

Figura 70. Parâmetros do controlador selecionado.

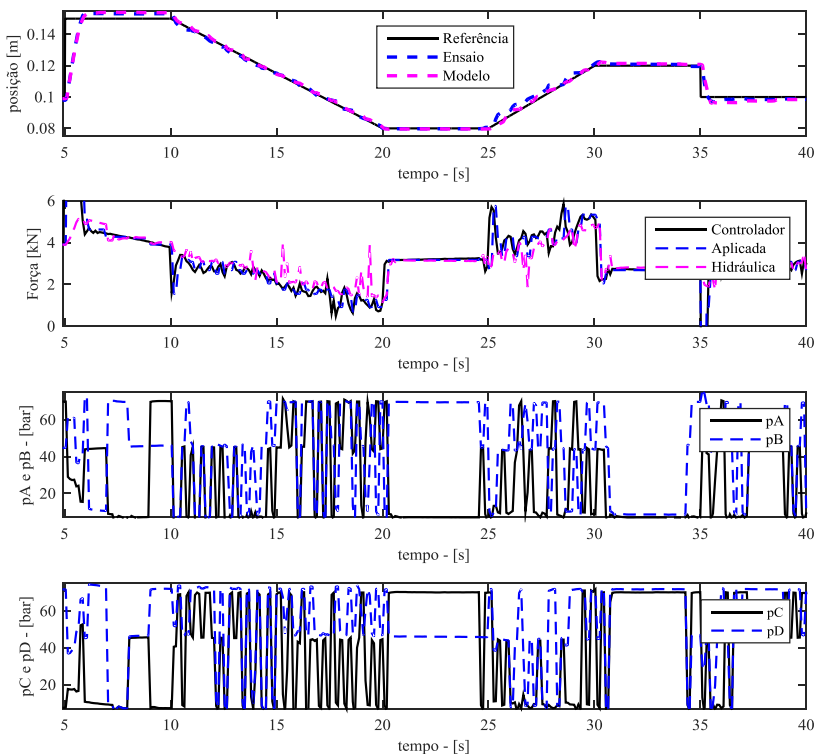


Fonte: Elaborada pelo autor.

As variações observadas no segundo gráfico da Figura 71 são consequência da variação das pressões das linhas de suprimento. Esta variação é mais impactante na linha de pressão baixa (p_{s3}), onde frequentemente são medidas variações de até $\pm 80\%$.

De acordo com os gráficos de posição é possível verificar que o modelo em malha fechada consegue representar o comportamento do sistema, mesmo com a presença de atrito não linear. Para a simulação do modelo foram utilizadas as pressões de suprimento obtidas no ensaio.

Figura 71. Comportamento do sistema.



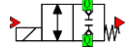
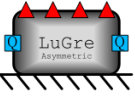
Fonte: Elaborada pelo autor.

6. APLICABILIDADE PARA AVIAÇÃO

Previamente à avaliação da aplicabilidade desta técnica para aviação é importante frisar que a bancada de ensaios foi construída com a adaptação de equipamentos industriais e com limite orçamentário. Neste sentido, apesar de atenderem ao propósito de prova de conceito (*TRL 3*), não refletem a máxima capacidade da tecnologia. Entre os pontos passíveis de aprimoramento e com tecnologia já disponível, citam-se o uso de cilindros de baixo atrito, ausência de guias ou com esferas recirculantes e amplificadores que auxiliem na aceleração do fechamento das válvulas.

Neste contexto, também será avaliado um modelo com parâmetros que representem esta possibilidade de aperfeiçoamento. A Figura 72 apresenta os parâmetros modificados neste modelo que será chamado de “DHA Avançado”. Os demais parâmetros são iguais aos validados para a bancada e apresentados na Figura 46 e Figura 52.

Figura 72. Parâmetros modificados.

Componente	Parâmetro	Bancada	Possível	Unidade
	Atraso Desenergização	0,023	0,0028	s
	Sigma 0	5×10^8	4×10^7	N/m
	Sigma 2	4×10^4	3×10^3	kg/s
	Atrito estático	1450	1200	N
	Atrito de Coulomb	900	700	N

Fonte: Elaborada pelo autor.

A fim de permitir uma comparação entre o SHA de referência (Figura 6) e o DHA proposto, também será avaliado um modelo com utilização de servoválvula. Nesta modelagem, o cilindro e carregamento foram parametrizados com as mesmas grandezas utilizadas obtidas para a bancada de ensaios. Distintamente ao circuito apresentado na Figura 6, neste caso não será modelado a redundância de servoválvulas e para isto as câmaras de avanço (B e D) do cilindro serão conectadas à mesma porta da servoválvula (A) e as câmaras de recuo (A e C) à outra porta disponível (B).

A servoválvula foi modelada no *Hopsan* como uma ponte completa de *Wheastone*, modelo este que foi desenvolvido pelo mestrando Diego M. Cruz com base em dados de ensaios experimentais. A criação de um modelo diferente do disponível na biblioteca padrão do *Hopsan* objetivou permitir uma representação coerente dos vazamentos internos neste

componente. A válvula utilizada como referência é da fabricante MOOG e tem os parâmetros principais apresentados na Figura 73.

Esta válvula foi escolhida por apresentar características de vazamento interno e comportamento dinâmico similares às utilizadas em aviões (WANG, 2012; COOPER, 2014) e também pela disponibilidade dos dados experimentais. A tese do doutorando Job A. L. Pérez e a dissertação do mestrando Diego M. Cruz, ambos com defesa prevista para 2018, trazem explicações adicionais sobre a modelagem e parametrização desta válvula.

Figura 73. Esquema de modelagem da servoválvula.

Modelagem	Parâmetro	Descrição
	Modelo fabricante	MOOG 760 C263-A
	Configuração:	4/3 vias, centro fechado
	Vazão nominal	$6,31 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$
	Queda de pressão na vazão nominal	$6,89 \times 10^6 \text{ Pa}$
	Coefficiente de ganho de vazão parcial (K_{Vp})	$3,397 \times 10^{-4} \text{ m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa}^{0.5})$
	Coefficiente de vazamento interno parcial (K_{Vin})	$5,982 \times 10^{-9} \text{ m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa}^{0.5}) @$ $20,68 \times 10^6 \text{ Pa}$
	Tensão nominal de controle :	10 V _{CC}

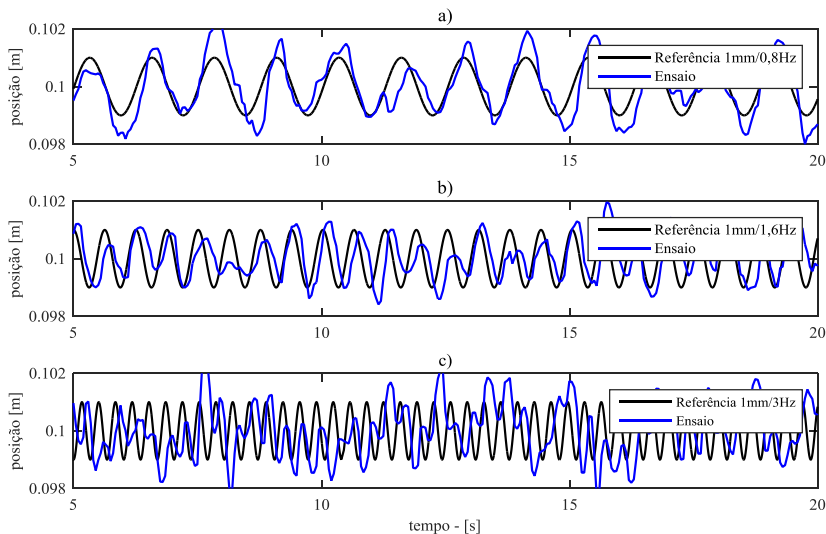
Fonte: Elaborada em colaboração com Diego M. Cruz e Job A. L. Pérez.

6.1. SEGUIMENTO DE REFERÊNCIA

Conforme apresentado na seção 2.1.1, para atender ao requisito de seguimento de referência, o sistema deve ser avaliado para uma entrada do tipo seno, com amplitude de 1mm e frequência de 3 Hz. A validação neste critério é obtida se o sistema conseguir seguir a referência em malha fechada com ganho mínimo de -3 dB e com atraso de fase máximo de 45°.

Inicialmente, na Figura 74, são apresentadas as respostas da bancada para três entradas do tipo seno, sendo a primeira para uma frequência de 0,8 Hz, a segunda para 1,6 Hz e a terceira para 3 Hz. Nestes ensaios é possível evidenciar uma das características deste tipo de sistema, a qual se refere à dificuldade em responder à pequenos deslocamentos. Neste contexto, o terceiro gráfico deixa claro que a configuração atual não atende ao requisito estabelecido.

Figura 74. Resposta da bancada para entradas do tipo seno: a) 0,8 Hz; b) 1,6 Hz e c) 3 Hz.

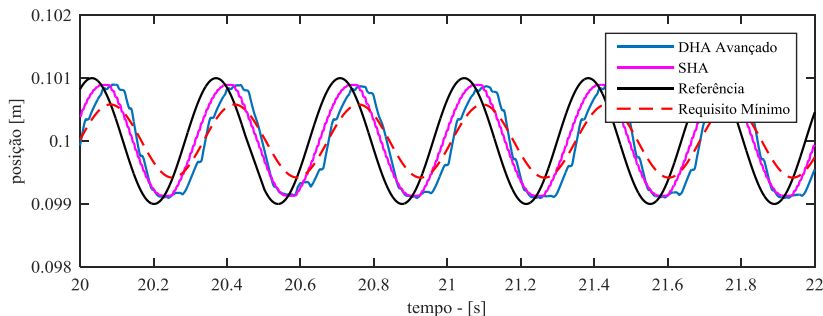


Fonte: Elaborada pelo autor.

Por outro lado, na Figura 75 são avaliados os modelos SHA e DHA Avançado, sendo observado que ambos conseguem seguir a referência dentro dos requisitos mínimos expostos. Neste sentido, confirma-se que a principal propriedade que leva o sistema implementado em bancada a não atender os requisitos é o atraso necessário entre os chaveamentos. Todavia, a suavidade deficiente do movimento ainda pode ser observada no DHA Avançado, como consequência essencialmente da discretização das forças.

Sendo na Figura 75 a primeira vez em que foi apresentado uma resposta do SHA, vale a pena realçar a diferença comportamental entre os sistemas. Para o controle do SHA foi utilizado um controlador realimentado PI, sem compensação e com ganhos definidos de forma menos criteriosa, se comparado com o DHA. Mesmo com técnicas mais simples o comportamento do SHA é mais suave e regular.

Figura 75. Resposta dos modelos para entrada do tipo seno de 1mm/3Hz.



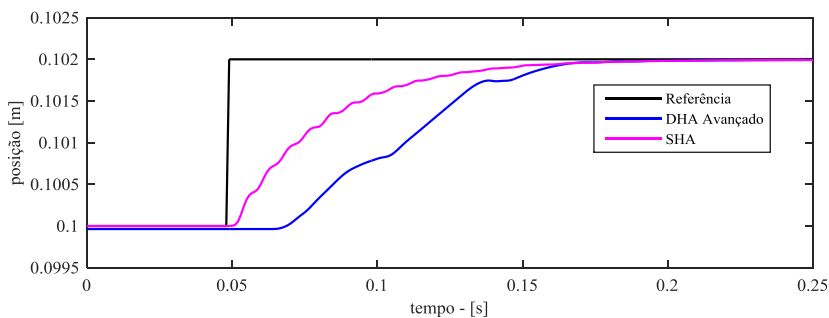
Fonte: Elaborada pelo autor.

6.2. ESTABILIDADE

Dois ensaios foram utilizados com a finalidade de avaliar a estabilidade do sistema. Um com base na resposta a um degrau de 2mm, conforme utilizado em Wang (2012), e outro para resposta dos modelos no domínio da frequência.

A Figura 76 exibe a resposta do DHA Avançado e SHA ao degrau de 2 mm. Vale a pena citar que para o sistema digital é difícil alcançar erro nulo em regime, também como uma consequência da discretização da força e não linearidade do atrito. Nesse contexto, a resposta do DHA Avançado apresentada na Figura 76 foi escolhida, entre 10 amostras, como a que mostrou a melhor resposta.

Figura 76. Resposta dos sistemas para entrada do tipo degrau de 2mm.

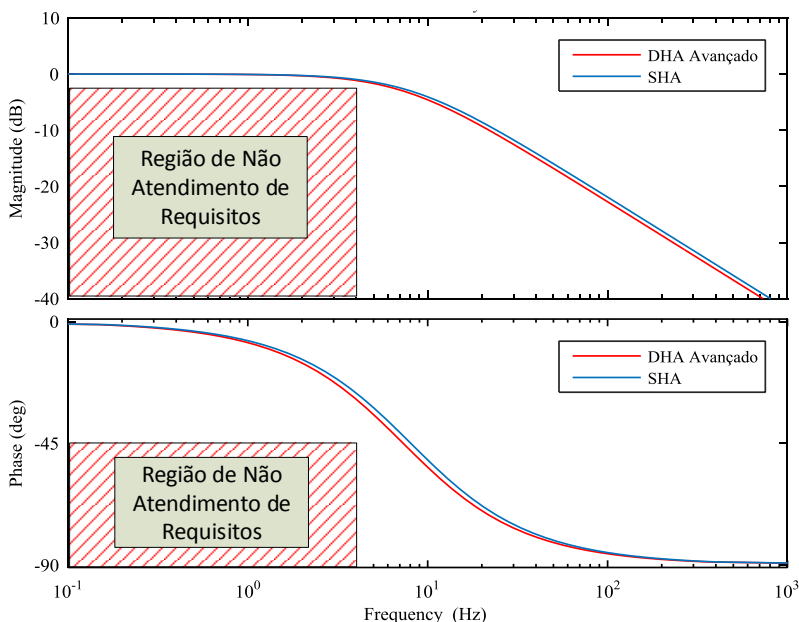


Fonte: Elaborada pelo autor.

Para a obtenção da resposta em frequência, os modelos SHA e DHA Avançado foram excitados com uma entrada do tipo seno de amplitude 1mm e frequência variando de 0,1 a 4 Hz. Os dados das entradas e saídas foram utilizados para identificação dos modelos lineares, os quais foram aproximados por equações de transferências de primeira ordem, com atraso. A ferramenta “*System Identification*” do MatLab foi utilizada para auxiliar na tarefa de identificação. A variância de ruído é o valor de saída da ferramenta para medir o grau de representatividade, sendo apresentado $4,2 \times 10^{-14}$ para o SHA e $1,7 \times 10^{-10}$ para o DHA.

Na Figura 76 são apresentados os gráficos de Bode (Ganho e Fase) para os modelos linearizados obtidos. Com base nestes gráficos é possível verificar que os sistemas atendem ao requisito de ganho de -3 dB, com atraso de fase de até 45°. Outrossim, também é possível afirmar que os sistemas são estáveis dentro desta faixa de teste.

Figura 77. Resposta em Frequência para o SHA e DHA Avançado.



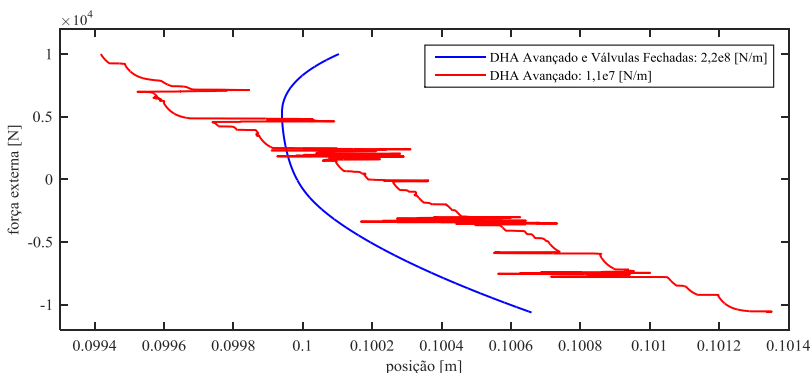
Fonte: Elaborada pelo autor.

6.3. REJEIÇÃO DE PERTURBAÇÃO

Considerando que é possível controlar todas as válvulas *on/off* individualmente, uma combinação possível e não tratada anteriormente neste trabalho consiste em fechar todas as válvulas e manter as câmaras confinadas. Esta opção foi avaliada com uma alternativa para atendimento deste requisito de rejeição de perturbação.

A exigência do requisito é que o sistema apresente rigidez superior à 2×10^8 N/m (seção 2.1.1). A Figura 78 mostra os resultados de simulação para o DHA Avançado. Operando com válvulas fechadas, a rigidez fica dependente da pressão confinada nas câmaras e do vazamento interno do atuador. Para obtenção da curva de rigidez (curva azul), o sistema foi colocado inicialmente em uma posição intermediária (0,1 m), posteriormente as pressões nas câmaras foram chaveadas para a pressão alta ($p_{s1} = 70$ bar) e em sequência confinadas (todas válvulas fechadas). Com o sistema em equilíbrio, uma rampa lenta (intervalo de 30 s) com amplitude entre -10 kN à 10 kN foi aplicada como perturbação de carregamento. A rigidez alcançada neste ensaio foi de $2,2 \times 10^8$ N/m e, conseqüentemente, atende aos requisitos.

Figura 78. Avaliação de rigidez do DHA.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Com controle ativo sobre a perturbação (Figura 78 – curva vermelha) é possível rever a dificuldade do sistema em responder à pequenos deslocamentos, o que empobrece a rejeição de perturbação. Nesta simulação, o cilindro foi levado para a posição intermediária e na sequência aplicada a rampa de perturbação. A resposta obtida foi de

$1,1 \times 10^8 \text{ N/m}$ e não atenderia ao requisito de projeto. O SHA, apesar de não incluído no gráfico, foi simulado e atendeu ao requisito.

Neste sentido, mostrou-se que é possível que o sistema atenda ao requisito de $2 \times 10^8 \text{ N/m}$ para rejeição de perturbação, mas não com a técnica de controle atualmente implementada. Uma alternativa para aprimorar a ação de controle seria controlar independentemente uma das câmaras do atuador, com, por exemplo, ação em PWM das válvulas. Outra alternativa, já com possibilidade de aplicação, consiste em que na ausência de alterações de referência e com o atuador com erro de posicionamento dentro de um limite pré-determinado, as câmaras sejam pressurizadas e colocadas na condição de confinamento.

6.4. ANÁLISE DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

A análise de eficiência foi realizada via simulação, devido à ausência de transdutores de vazão com dinâmica suficiente para medir de variação da vazão. A potência hidráulica de entrada e saída são utilizadas nesta análise, sendo a de entrada calculada de acordo com a equação (43).

$$P_{entrada} = p_{s1} \cdot q_{s1} + p_{s2} \cdot q_{s2} + p_{s3} \cdot q_{s3} \quad (43)$$

onde o sentido positivo da vazão é definido como sendo da fonte de suprimento para o sistema. A potência de saída no atuador é definida como:

$$P_{saída} = (A_A p_A - A_B p_B + A_C p_C - A_D p_D) \cdot v \quad (44)$$

a potência dissipada é definida como:

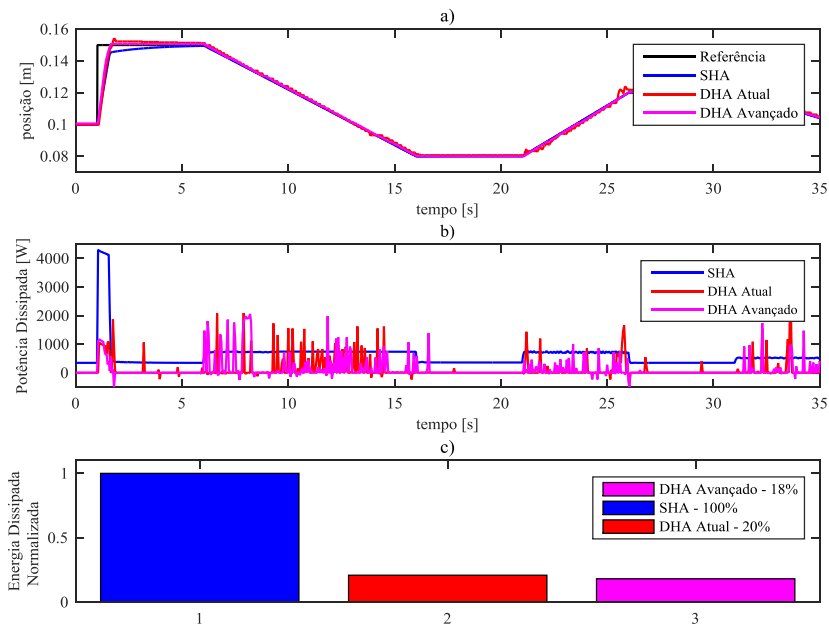
$$P_{dissipada} = P_{entrada} - P_{saída} \quad (45)$$

a dissipação de energia acumulada é definida como a integral no tempo, ou seja:

$$E_{dissipada} = \int_t (P_{entrada} - P_{saída}) dt \quad (46)$$

A Figura 79 mostra o resultado de eficiência para a curva de referência utilizada no Capítulo 5 utilizada para avaliação dos controladores.

Figura 79. Eficiência comparativa do SHA, DHA Atual e DHA Avançado: a) Posição do atuador; b) Potência dissipada e c) Energia dissipada acumulada e normalizada.

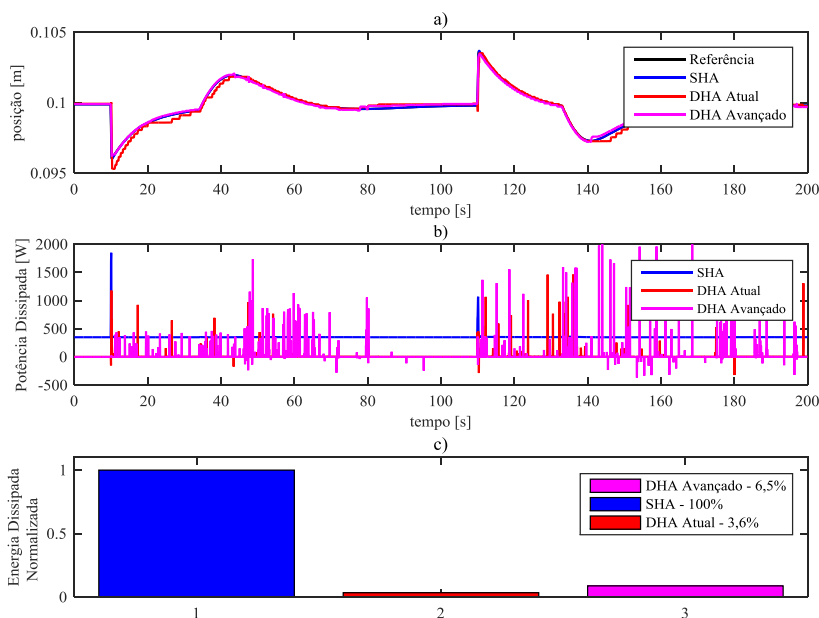


Fonte: Elaborada pelo autor.

Os terceiros gráficos (c) na Figura 79 e Figura 80 apresentam a dissipação normalizada para os sistemas, considerando os valores finais de energia dissipada e o valor obtido para o SHA como sendo a referência de normalização (100%).

A fim de simular a eficiência com base em um comportamento mais representativo com relação à aplicação, foi selecionado a resposta de saída em posição de um dos sistemas de atuação do modelo *F16systemManuever.hmf*, disponível no software *Hopsan*. Este modelo é baseado em um avião F16 e está programado para simulação de uma missão específica (KRUS, *et al.*, 2012). Mais especificamente foi selecionado o comportamento do aileron esquerdo. A Figura 80 apresenta a resposta em posição e a eficiência comparativa entre os sistemas.

Figura 80. Eficiência do sistema para entrada característica de um aileron: a) Posição do atuador; b) Potência dissipada e c) Energia dissipada acumulada e normalizada.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Os ganhos em eficiência energética comparativamente superiores para os DHAs apresentados na Figura 80 – (c) (3,6 e 6,5%) em relação aos da Figura 79 – (c) (18 e 20%) permitem uma inferência sobre o impacto do vazamento interno da servoválvula na dissipação de energia. Como na curva característica do aileron (Figura 80 - a) os deslocamentos são pequenos, a servoválvula opera muito próxima da posição central, onde os vazamentos são maiores. Esta característica enfatiza também a característica de que, ao contrário dos outros sistemas, a eficiência do DHA é maior quando opera com sinais de entrada de baixa amplitude.

6.5. DISCUSSÕES SOBRE APLICABILIDADE

6.5.1. Avaliação da capacidade de controle

Os resultados apresentados mostraram que as características intrínsecas ao DHA o tornam um sistema mais complexo de ser controlado, em especial, quando comparado ao SHA. As técnicas de

controle apresentadas foram suficientes para demonstrar que um sistema construído com uso de tecnologia já disponível conseguiria atender aos requisitos de seguimento de referência e estabilidade exigidos. Porém, o atendimento do requisito de rigidez ainda é um desafio, em especial ao controle de picos de pressão, cuja aprimoramento permitiria uma ação de controle mais efetiva e com estabilidade.

Neste trabalho, um controle de posição em malha fechada foi estudado. No entanto, a operação do sistema baseia-se na aplicação de diferentes valores de pressão para cada câmara de cilindro. Portanto, uma força determinada é fornecida pelo cilindro como consequência do erro de posição. Essa arquitetura é basicamente um sistema de controle de força e não um sistema de controle de vazão como no SHA. Isso significa que a utilização de uma técnica de controle de força diretamente poderia ser avaliada como forma alternativa de controle.

O tempo de atraso aplicado às válvulas está atualmente fixado no modelo, mas os tempos de resposta das válvulas reais variam. A temporização é um problema a ser considerado a fim de evitar picos de pressão e movimentos indesejados na superfície de controle. Assim, torna-se desejável melhorar as estratégias de controle que priorizem uma ação não dissipativa e que permita um ajuste adequado dos valores de atraso de maneira individual. Para que isso seja viável, sem a necessidade de testes em todos os componentes, a proposta é que os valores de atraso sejam obtidos dinamicamente pelo controlador com base no comportamento do sistema. Também é importante mencionar que os protótipos de válvulas que estão sendo desenvolvidas atualmente apresentam tempo de resposta na ordem de 1 ms (LANTELA, *et al.*, 2014), o que permite aumentar da frequência de trabalho do controlador e favorece que alternativas para tratamento dos picos de pressão sejam desenvolvidas (HANSEN; PEDERSEN, 2016).

6.5.2. Eficiência Energética

Os resultados para o DHA mostraram uma melhora significativa em relação ao obtidos para o SHA (Figura 79 e Figura 80), alcançando uma redução na dissipação de energia entre 80% e 96%. Qi, *et al.* (2011) apresentam uma comparação de eficiência para os sistemas SHA, EHA e EMA, sendo apresentados valores, que normalizados em relação ao SHA, indicariam uma redução de energia dissipada para o EHA e EMA da ordem de 62,5% e 75%, respectivamente. Com base nestes dados, é possível inferir que o DHA apresenta uma eficiência maior, ou tão boa quanto, ao EMA. Todavia, para uma análise cuidadosa, os dois sistemas deveriam ser analisados sob condições iguais de operação.

A redução das perdas de energia são consequência do controle da potência hidráulica, que não é mais realizado por orifícios, da característica regenerativa do sistema e, principalmente, pela redução dos vazamentos internos. Desta forma, a dissipação no sistema digital é consequência principalmente da capacitância hidráulica, que em aeronaves tendem a ser menores que em outras aplicações, pois o conjunto das válvulas normalmente está localizado próximo ao atuador.

Com o aumento da eficiência e, especialmente, da eliminação dos vazamentos internos nas válvulas, acumuladores de pequeno porte podem ser suficientes para manter pressurizado o sistema durante os períodos de cruzeiro. Com isso, o conjunto de bombas pode ser aliviado ou, até desligado, evitando o aquecimento destes componentes e o desperdício de energia.

Como vantagens indiretas, tem-se como um dos efeitos a redução do peso de combustível que precisa ser transportado pela aeronave. Também importante, a necessidade de gerenciar o calor gerado é reduzida, o que implica na necessidade de menos combustível para ser utilizado como dissipador de calor, assim como redução de perdas por atrito nas tubulações de resfriamento. O tamanho do sistema de resfriamento também pode ser reduzido, levando a uma maior economia de peso, o que leva a uma redução do peso total da aeronave devido a estes efeitos em cadeia.

6.5.3. Possibilidades Atuais de Aplicação

Os sistemas de atuação de aeronaves têm características que diminuem a dificuldade de substituí-las por uma configuração digital. Por exemplo, as três pressões distintas podem utilizar as fontes de pressão redundantes e os reservatórios pressurizados, que já estão disponíveis. O cilindro precisaria ser substituído por um com áreas distintas, mas as quatro câmaras e a configuração em tandem já são utilizadas por algumas aeronaves. As válvulas, por sua vez, devem ser completamente substituídas e o controle desses sistemas mostrou-se mais complexo do que o sistema atual, precisando ser cuidadosamente projetado para atender aos requisitos. Outrossim, o conjunto de válvulas e bloco ainda é substancialmente maior que uma servoválvula, sendo necessário o desenvolvimento de válvulas pequenas e um projeto adequado do bloco para adequar-se aos requisitos de espaço ocupado e peso.

O controle para carregamentos elevados a baixa velocidade é mais complicado, pois a combinação de pressões necessária faz com que os valores de força discretos se tornem mais espaçados. Uma sugestão para enfrentar esse desafio é avaliar a possibilidade de usar uma superfície de

controle menor para controlar as pequenas variações de carga e usar o atuador digital para situações de maior demanda. Nos aviões de combate modernos existem múltiplas áreas de controle, como, por exemplo, para o controle de subida/descida (*pitch*). Esta característica permite que um conjunto de superfícies de controle opere com DHAs em conjunto com outras atuadas por controle convencional, como atualmente são feitos testes com os EMAs. Um exemplo seria a utilização da asa *canard* com DHAs, enquanto os profundos e/ou *flaperons* serem controlados por SHAs. Outras alternativas, ainda a serem pesquisadas, consistem em realizar o controle de uma ou mais câmaras do atuador por uma ação em PWM ou proporcional durante os chaveamentos. Este aspecto poderia reduzir o efeito dos picos de pressão e facilitar o controle de pequenos deslocamentos.

Em conclusão, as válvulas *on/off* são componentes simples e robustos, com baixo custo e que podem ser integrados a um bloco de válvula comum. As características hidráulicas de força elevada e densidade de potência são pontos favoráveis. Outrossim, as válvulas de comutação têm potencial de se tornar componentes muito compactos e leves. Em compensação ao ruído hidráulico gerado pelos chaveamentos, o sistema hidráulico pode evitar o ruído elétrico dos drivers AC/DC de alta potência.

7. CONCLUSÕES

Com a finalidade de alcançar o objetivo indicado por esta tese, uma proposta de sistema de atuação com capacidade de aumento da eficiência energética de sistemas hidráulicos para aeronaves por meio da utilização dos princípios da hidráulica digital foi avaliada. A concepção indicada é baseada na técnica de controle secundário para atuadores lineares multicâmaras e foi escolhida com base em uma revisão bibliográfica que considerou pesquisas recentes relacionadas à hidráulica digital e sistemas de atuação para aeronaves.

Em consequência da ausência de consenso sobre definições e classificações utilizadas para referenciar os trabalhos em hidráulica digital, este trabalho propôs uma nova ótica de classificação com base na função que o sistema desempenha. Neste sentido, as concepções são classificadas de acordo com as quatro unidades funcionais sugeridas por Linsingen (2013), ou seja, em unidades de *conversão primária*, de *limitação e controle*, de *conversão secundária* e de *reservatório e condicionamento*, conforme apresentado em Belan, *et al.* (2014). Com base nesta classificação funcional, o sistema proposto se enquadra como uma solução para a unidade de conversão secundária e foi batizada neste trabalho como a sigla DHA (*Digital Hydraulic Actuator*), em analogia, aos termos (SHA, EHA e EMA) já utilizados na aviação.

Neste trabalho também foram pontuadas características relacionadas ao dimensionamento do DHA, a fim de permitir a utilização destes como sistemas de atuação em superfície de controle de aeronaves atuais. Sobre este aspecto, a principal contribuição está relacionada à seleção de áreas do atuador e pressões de suprimento que resultam em uma distribuição discreta de forças não igualmente espaçadas, o que ainda não tinha sido divulgado pela academia no âmbito de controle secundário com atuadores lineares multicâmaras.

Com relação aos modelos e parametrização, uma das contribuições refere-se à modelagem do atrito de um sistema hidráulico digital por diferentes modelos e estratégias de identificação de parâmetros, seguido pela averiguação de que o tempo de pulso do amplificador não precisa ser ajustado para todo o tempo de abertura das válvulas, conforme vinha sendo divulgado por pesquisadores. Por fim, a modelagem do sistema hidráulico foi realizada em software Livre (Hopsan), o que favorece a disseminação do conhecimento.

As estratégias de controle abordadas neste trabalho foram avaliadas com base em resultados de ensaios experimentais. A configuração que apresentou melhores resultados foi a composta por compensador de

alimentação direta com ganhos fixos e controle realimentado com adaptação de ganhos. Salienta-se neste ponto que técnicas de controle adaptativo ainda não tinham sido observadas para aplicação neste tipo de sistema. Apesar da estratégia selecionada permitir que o sistema atenda aos requisitos de seguimento de referência exigidos para a aplicação, considera-se que o controlador ainda é passível de aprimoramentos. Em particular, cita-se que a interação entre as técnicas adaptativas (realimentado + alimentação direta) não foi avaliada exaustivamente, sendo que apesar dos modelos de atrito por parametrização recursiva terem mostrado uma melhor performance na representação do atrito, não melhoraram a resposta do sistema quando implementados no compensador de alimentação direta.

Os requisitos de seguimento de referência (-3 dB e 45° a 3 Hz) e rejeição de perturbação (rigidez de 2×10^8 N/m) foram avaliados para um modelo com parâmetros aprimorados, mas possíveis de serem alcançados com a tecnologia atual. A exigência para seguimento de referência foi atendida pelo controlador implementado, enquanto que a de rigidez foi demonstrada como possível de ser alcançada, mas condicionado ao aperfeiçoamento das estratégias de controle.

O principal resultado deste trabalho está relacionado à eficiência energética do sistema proposto, característica que foi o gatilho motivador desta pesquisa e acabou superando positivamente as expectativas. A energia hidráulica dissipada pelo DHA foi da ordem de 4 kJ para o ensaio de 35 s e de 5 kJ para o ensaio de 200 s. Estes valores, quando comparados ao modelo do SHA, indicam uma redução de dissipação de energia de 80% a 96%, para os mesmos ensaios. Estes resultados colocam os DHAs em mesmo nível de eficiência dos EMAs, os quais são indicados como referência nesta questão.

Por fim, apesar do foco da pesquisa ser direcionado à aplicação em aviões, a expectativa é que as contribuições deste trabalho possam ser facilmente absorvidas por outras áreas.

7.1. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Considerando que esta é a primeira tese sobre o uso de hidráulica digital para sistemas atuação em aviões (DHAs) e o nível de desenvolvimento apresentado (*TRL 3*), qualquer lista de sugestões para trabalhos futuros dificilmente abrangeria todas as oportunidades. De forma que, na sequência são listadas apenas algumas destas:

- Implementação do amplificador eletrônico, com função de aceleração de fechamento das válvulas. Revalidar os requisitos de projeto com uso deste equipamento;
- Implementação de um controlador que atribua atrasos individualizados para os chaveamentos. Avaliar o efeito deste controle na suavidade do movimento;
- Análise do uso de válvulas operando em PWM durante o processo transitório de troca de combinações. Avaliar o efeito no ruído de chaveamento e suavidade de movimento;
- Obtenção de modelos validados para o EHA e EMA. Comparar a eficiência entre os sistemas para um mesmo padrão de ensaio;
- Análise de confiabilidade do sistema e comportamento do sistema com válvulas e linhas de suprimento em situações de falha. Verificar se atende aos requisitos exigidos para aviação ou se há necessidade de válvulas redundantes;
- Análise de risco do sistema que considere aspectos relacionados às falhas ocultas, por fechamento ou abertura na condição em *stand-by*.
- Desenvolvimento de sensores e válvula de pequeno porte, assim como bloco de válvulas e atuador para uma configuração física mais próxima da realidade. Verificar se peso e volume estão de acordo com a aplicação;
- Desenvolvimento de uma bancada de ensaios que permita a realização de experimentos com carregamentos mais elevados e perturbação. Realizar experimentos;
- Implementação do conceito em outras áreas de aplicação. Avaliar a eficiência e adaptabilidade da tecnologia.
- Pesquisar o efeito da variação do atrito estático em função da taxa de variação da força hidráulica.

8. REFERÊNCIAS

ACHTEN, P. Convicted to Innovation in Fluid Power. *Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, v. 224, n. 6, p. 619-621, 2010. ISSN: 09596518.

ACHTEN, P.; LINJAMA, M.; SCHEIDL, R.; SCHMIDT, S. Discussion: Is the future of fluid power digital? *Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, v. 226, n. 6, p. 724-727, 2013. ISSN: 09596518.

AL-BENDER, F.; LAMPAERT, V.; SWEVERS, J. The Generalized Maxwell-Slip Model: A Novel Model for Friction Simulation and Compensation. *IEEE TRANSACTIONS ON AUTOMATIC CONTROL*, vol. 50, 2005.

ALLE, N.; HIREMATH, S. S.; MAKARAM, S.; SUBRAMANIAM, K.; TALUKDAR, A. Review on electro hydrostatic actuator for flight control. *International Journal of Fluid Power*, 17:2, 2016. DOI: 10.1080/14399776.2016.1169743.

ARTEMIS. Digital Displacement hydraulic machines. <http://www.artemisip.com/technology/>, 2017. Acesso em: outubro de 2017.

ÅSTRÖM, K. J.; CANUDAS-DE-WIT, C. Revisiting the lugre model; stick-slip motion and rate dependence. *IEEE Control Systems Magazine*, 28, 2008.

BANK, T. W. Air transport, registered carrier departures worldwide. [online], 2016. Disponível em: < <https://data.worldbank.org/indicator/IS.AIR.DPRT> >. Acesso em: 31 de outubro de 2017.

BARAHANOV, N.; ORTEGA, R. Necessary and sufficient conditions for passivity of the LuGre friction model. *Automatic Control, IEEE Transactions on*, 45, 4, 830-832, 2000. 0018-9286.

BAYER, F. M.; ARAÚJO, O. C. B. d. *Controle automático de processos: controle automático de processos* 3. ed. Santa Maria: Colégio Técnico Industrial de Santa Maria, 2011.

BELAN, H. C. Hydraulic Design for Aircraft Actuation Systems. *9th MODPROD Workshop on Model Based Product Development*, Linköping University, Linköping, Sweden, 2015.

BELAN, H. C.; FALLGATTER, R. H.; BREGALDA, R.; DE NEGRI, V. J. Técnicas de dimensionamento e implementação para um sistema hidráulico digital. *Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – CONEM 2016*, Fortaleza, Ceará, 2016a.

BELAN, H. C.; LANTTO, B.; KRUS, P.; DE NEGRI, V. J. Concepção Hidráulica Digital para Sistemas de Atuação de Aviões. *4º Simpósio de Integração Científica e Tecnológica do Sul Catarinense – SICT-Sul*, Sombrio/SC, 2015a.

_____. Digital Hydraulic Actuator (DHA) concept for aircraft actuation systems. *Conference of Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components - R3ASC 2016*, Toulouse, France, 2016b.

BELAN, H. C.; LOCATELI, C. C.; DE PIERI, E. R.; DE NEGRI, V. J. Aumento da Eficiência Energética em Sistemas Hidráulicos Utilizando Hidráulica Digital. *20º Congresso Brasileiro de Automática- CBA*, Belo Horizonte-MG, Brasil, 2014.

BELAN, H. C.; LOCATELI, C. C.; LANTTO, B.; KRUS, P.; DE NEGRI, V. J. Digital Secondary Control Architecture for Aircraft Application. *The Seventh Workshop on Digital Fluid Power*, Linz, Austria, 2015b.

BENNETT, J. W.; ATKINSON, G. J.; MECROW, B. C.; ATKINSON, D. J. Fault-Tolerant Design Considerations and Control Strategies for Aerospace Drives. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, v. 59 n. 5, 2012.

BENNETT, J. W.; MECROW, B. C.; ATKINSON, D. J.; ATKINSON, G. J. Safety-critical design of electromechanical actuation systems in commercial aircraft. *IET Electric Power Applications*, v. 5, n. 1, pp. 37-47, 2011.

BENNETT, J. W.; MECROW, B. C.; JACK, A. G.; ATKINSON, D. J. A Prototype Electrical Actuator for Aircraft Flaps. *IEEE Transactions on Industry Applications*, v. 46, n. 3, 2010.

BISHOP, E. DHTM475: The Evolution of Flow. *Fluid Power, Power Transmission, Motion Control Exposition, Technical Conference - IFPE*, Las Vegas, Nevada, USA, 2014.

BISHOP, E. D. Digital Hydraulic Transformer for Energy Efficient Hydraulic Drives. *Second Workshop on Digital Fluid Power*, Linz, Austria, 2009.

_____. Digital Hydraulic Transformer – Efficiency of Natural Design. *7th International Fluid Power Conference*, Aachen, Germany, 2010.

BOGLIETTI, A.; CAVAGNINO, A.; TENCONI, A.; VASCHETTO, S. The Safety Critical Electric Machines and Drives in the More Electric Aircraft: a Survey. *35th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics Society - IECON '09*, Porto, Portugal, 2009.

BOJOI, R.; NEACSU, M. G.; TENCONI, A. Analysis and Survey of Multi-Phase Power Electronic Converter Topologies for the More Electric Aircraft Applications. *International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion*, 2012.

BRAUN, R. *Hardware-in-the-Loop Simulation of Aircraft Actuator*. 2009. Thesis (Master in Mechanical Engineering) - Department of Management and Engineering, Division of Fluid and Mechatronic Systems, Linköping University, Linköping, Sweden. 2009.

_____. Hopsan Project. <http://www.iei.liu.se/flumes/system-simulation/hopsan?l=en>, 2014. Acesso em: 10 de jun de 2014.

BRAUN, R.; KRUS, P. Tool-Independent distributed simulations using transmission line elements and the functional mock-up interface. *54rd SIMS conference on Simulation and Modelling*, Bergen, Norway, 2013.

BRAVO, R. R. d. S. *Sistema Hidráulico-Pneumático de Frenagem Regenerativa e Híbrida de Veículos Comerciais*. 2017. Tese (Doutorado em Eng. Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC. 2017.

BREGALDA, R. *Desenvolvimento e Análise de Equipamento Eletrônico para Aceleração de Válvulas Solenoide com Vistas à Aplicação em Hidráulica Digital*. 2016. Trabalho de Conclusão de Curso (TCC para obtenção de título de eng. de Controle e Automação) - Instituto Federal de Santa Catarina, Chapecó, SC. 2016.

BREGALDA, R.; BELAN, H. C. Equipamento eletrônico que favorece a utilização de válvulas convencionais em aplicações hidráulicas digitais. *4º Simpósio de Integração Científica e Tecnológica do Sul Catarinense – SICT-Sul*, Sombrio/SC, 2015.

BREGALDA, R.; BELAN, H. C.; DE NEGRI, V. J. Acelerador de tempo de resposta e amplificador de eficiência energética para solenoides de válvulas. *Instituto Nacional de Propriedade Industrial- INPI, BR 10 2016 016133 9*, Brasil, 2016a.

BREGALDA, R.; KULMAN, C.; BELAN, H. C. Equipamento Eletrônico para Aceleração de Abertura de Válvulas Solenóide com Vistas à Aplicação em Hidráulica Digital. *In: 12th IEEE/IAS International Conference on Industry Applications - INDUSCON*, Curitiba, Paraná, 2016b.

BREIDI, F. Y.; HELMUS, T.; LUMKES, J. The impact of peak-andhold and reverse current solenoid driving strategies on the dynamic performance of commercial cartridge valves in a digital pump/motor. *International Journal of Fluid Power*, 17:1, 2016. DOI: 10.1080/14399776.2015.1120138.

BROWN, F. T. Switched reactance hydraulics: a new way to control fluid power. *National Conference on Fluid Power*, Chicago, USA, 1987.

BUDINGER, M.; REYSSET, A.; HALABI, T. E.; VASILIU, C.; MARÉ, J.-C. Optimal preliminary design of electromechanical actuators. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, Vol 228, Issue 9, 2013.

BURGET, W.; WEBER, J. Mobile Systems – Markets, Industrial Needs and Technological Trends. *8th International Fluid Power Conference*, Dresden, Germany, 2012.

CANUDAS-DE-WIT, C.; OLSSON, H.; ASTROM, K. J.; LISCHINSKY, P. A new model for control of systems with friction. *Automatic Control, IEEE Transactions on*, 40, 3, 419-425, 1995. 0018-9286.

CAO, W.; MECROW, B. C.; ATKINSON, G. J.; BENNETT, J. W.; ATKINSON, D. J. Overview of Electric Motor Technologies Used for More Electric Aircraft (MEA). *IEEE Transactions on Industrial Electronics* v. 59, n 9, 2012.

CASANOVA, C. C. *Modelagem e Compensação de Atrito em Robôs Manipuladores com Flexibilidades nas Juntas: Identificação, Análise e Resultados Experimentais*. 2007. Dissertação (Mestre em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil. 2007.

CHO, H. S.; NIEMI-PYNTTÄRI, O.; LINJAMA, M. Friction characteristics of a multi-chamber cylinder for digital hydraulics. *IMechE Part C: J Mechanical Engineering Science*, 2015. DOI: 10.1177/0954406215575414.

COELHO, A. A. R.; COELHO, L. d. S. *Identificação de Sistemas Dinâmicos Lineares*. 2ed. Florianópolis: UFSC, 2016.

COOPER, M. A. *Simulating actuator energy demands of an aircraft in flight*. 2014. Thesis (Doctor of Philosophy) - Cranfield University, Department of Aerospace Engineering, Reino Unido, Inglaterra. 2014.

DE NEGRI, V. J. *Modelagem de servomecanismos hidráulicos e simulação de um servomecanismo mecânico-hidráulico*. 1987. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil. 1987.

DE NEGRI, V. J.; BOLLMANN, A. Simulação e Análise de um Servomecanismo Mecânico-Hidráulico de Controle de Posição de Leme de Avião. *IX Congresso Brasileiro de engenharia Mecânica - Cobem*, Florianópolis/SC, 1987.

DE NEGRI, V. J.; WANG, P.; PLUMMER, A.; JOHNSTON, D. N. Behavioural Prediction of Hydraulic Step-Up Switching Converters. *International Journal of Fluid Power*, v. 15, p. 1-9, 2014.

DELL'AMICO, A.; CARLSSON, M.; NORLIN, E.; SETHSON, M. Investigation of a Digital Hydraulic Actuation System on an Excavator Arm. *13th Scandinavian International Conference on Fluid Power - SICFP*, Linköping, Sweden, 2013.

DEVENDRAN, R. S.; VACCA, A. Experimental characterization of external gear machines with asymmetric teeth profile. *Fluid Power, Power Transmission, Motion Control Exposition, Technical Conference - IFPE*, Las Vegas, Nevada, USA, 2014.

ERIKSSON, B.; PALMBERG, J. O. Individual metering fluid power systems: challenges and opportunities. *Institution of Mechanical Engineers, Part I, Journal of Systems and Control Engineering*, v. 225, p. 196 - 211, 2011. DOI: 10.1243/09596518JSCE1111.

FANG, S.; HU, C.; HU, X.; ZHANG, Z. Switched sliding mode approach for motion control systems with friction. *Proc IMechE Part I: J Systems and Control Engineering*, 2017. DOI: 10.1177/0959651816689339.

FRISCHEMEIER, S. Electrohydraulic actuators for aircraft primary flight control - types, modelling and evaluation. *The Fifth Scandinavian International Conference on Fluid Power - SICFP'97*, Linköping, Sweden, 1997.

GÖSSLING, S. Sustainable Tourism Development in Developing Countries: Some Aspects of Energy Use. *Journal of Sustainable Tourism*, 2000.

GUGLIELMINO, E.; SEMINI, C.; KOGLER, H.; SCHEIDL, R.; CALDWELL, D. G. Power hydraulics-switched mode control of hydraulic actuation. *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, Taipei, Taiwan, 2010.

HÄNNINEN, H.; PIETOLA, M. Analysis on the Adaptability of Two Different Hydraulic Energy Recovery Circuits on Various Machine Types and Work Cycles. *ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power & Motion Control - FPMC2013*, Sarasota, Florida, USA, 2013.

HANSEN, A. H.; PEDERSEN, H. C. Reducing pressure oscillations in discrete fluid power systems. *IMechE Part I: J Systems and Control Engineering*, 2016.

HEIKKILÄ, M. *Energy Efficient Boom Actuation Using a Digital Hydraulic Power Management System*. 2016. Thesis (Doctor of Science in Technology) - Tampere University of Technology, Tampere, Finland. 2016.

HEIKKILÄ, M.; LINJAMA, M. Hydraulic Energy Recovery in Displacement Controlled Digital Hydraulic System. *The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP2013*, Linköping, Sweden, 2013.

HEITZIG, S.; SGRO, S.; THEISSEN, H. Energy efficiency of hydraulic systems with shared digital pumps. *International Journal of Fluid Power*, v. 13, n. 3, p. 49-58, 2012.

HEITZIG, S.; THEISSEN, H. Aspects of digital pumps in closed circuit. *The Fourth Workshop on Digital Fluid Power*, Linz, Austria, 2011.

HUOVA, M. *Energy Efficient Digital Hydraulic Valve Control*. 2015. Thesis (Doctor of Science in Technology) - Tampere University of Technology, Tampere, Finland. 2015.

HUOVA, M.; AALTO, A.; LINJAMA, M.; HUHTALA, K.; LANTELA, T.; PIETOLA, M. Digital hydraulic multi-pressure actuator – the concept, simulation study and first experimental results. *International Journal of Fluid Power*, 18:3, 2017. DOI: 10.1080/14399776.2017.1302775.

HUOVA, M.; KARVONEN, M.; AHOLA, V.; LINJAMA, M.; VILENIUS, M. Energy efficient control of multiactuator digital hydraulic mobile machine. *7th International Fluid Power Conference -IFK*, Aachen, Germany, 2010.

HUOVA, M.; LAAMANEN, A. Control of three-chamber cylinder with digital valve system. *The Second Workshop on Digital Fluid Power*, Linz, Austria, 2009.

HUOVA, M.; LINJAMA, M. Energy Efficient Digital Hydraulic Valve Control Utilizing Pressurized Tank Line. *The 8th International Fluid Power Conference - IFK* Dresden, Germany, 2012.

HVOLDAL, M. *Friction Modelling and Parameters Estimation for Hydraulic Asymmetrical Cylinders*. 2011. Thesis (Master Thesis in Electro-Mechanical System Design) - Aalborg University,, Denmark. 2011.

IVANTYSYNOVA, M. Innovations in Pump Design – What are future directions? *7th International Symposium on Fluid Power - JFPS*, Toyama, 2008.

KANG, S.; YAN, H.; DONG, L.; LI, C. Finite-time adaptive sliding mode force control for electrohydraulic load simulator based on improved GMS friction model. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018.

KARGUL, J.; MOSKALIK, A.; NEWMAN, K.; BARBA, D.; ROCKWELL, J. Design and Demonstration of EPA's Integrated Drive Module for Commercial Series Hydraulic Hybrid Trucks and Buses. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, 2016.

KARLSSON, H. Styrsystemservon För Jas 39 Gripen. *Utdrag ur IVA-Symposiumet Teknikspridning Fran Industrigruppen JAS Forskning vid Svenska Högskolor (in Swedish)*, Linköping, Sweden, 1985.

KARVONEN, M. *Energy Efficient Digital Hydraulic Power Management of a Multi Actuator System*. 2016. Thesis (Doctor of Science in Technology) - Tampere University of Technology, Tampere, Finland. 2016.

KARVONEN, M.; HEIKKILÄ, M.; HUOVA, M.; LINJAMA, M.; HUHTALA, K. Inspections on control performance of a digital hydraulic power management system supplying digital and proportional valve driven multi-actuator system. *9th International Fluid Power Conference – 9th IFK*, Aachen, Germany, 2014.

KETONEN, M.; LINJAMA, M.; HUHTALA, K. Retrofitting digital hydraulics - An analytical study. *The 9th International Fluid Power Conference - IFK*, Aachen, Germany, 2014.

KOGLER, H.; SCHEIDL, R. Two Basic Concepts of Hydraulic Switching Converters. *First Workshop on Digital Fluid Power*, Tampere, Finland, 2008.

KOGLER, H.; SCHEIDL, R.; EHRENTAUT, M. A Simulation Model of a Hydraulic Buck Converter Based on a Mixed Time Frequency Domain Iteration. *Symposium on Fluid Power & Motion Control - FPMC2013*, Sarasota, Florida, USA, 2013.

KRUS, P.; BRAUN, R.; NORDIN, P.; ERIKSSON, B. Aircraft System Simulation for Preliminary Design. *28th International Congress of the Aeronautical Sciences*, Brisbane, Australia, 2012.

LAMPAERT, V.; SWEVERS, J.; AL-BENDER, F. Modification of the Leuven Integrated Friction Model Structure. *IEEE TRANSACTIONS ON AUTOMATIC CONTROL*, vol. 47, 2002.

LANTELA, T.; KAJASTE, J.; KOSTAMO, J.; PIETOLA, M. Pilot operated miniature valve with fast response and high flow capacity. *International Journal of Fluid Power*, v. 15, n. 1, 2014. DOI: 10.1080/14399776.2014.893712.

LANTELA, T.; PIETOLA, M. High-flow rate miniature digital valve system. *International Journal of Fluid Power*, 2017. DOI: 10.1080/14399776.2017.1358025.

LEATI, E.; SCHEIDL, R.; PLÖCKINGER, A. On the Dynamic Behavior of Check Valves for High Frequency Oscillation Pumps. *ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power & Motion Control - FPMC2013*, Sarasota, Florida, USA, 2013.

LI, P. Y.; CHASE, T. R. *Pulse Width Modulated Fluidic Valve*: United States Patent, 43, 2012.

LINJAMA, M. Energy Saving Digital Hydraulics. *Second Workshop on Digital Fluid Power*, Linz, Austria, 2009.

_____. Digital fluid power-state of the art. *The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Tampere, Finland, 2011.

LINJAMA, M.; HUHTALA, K. Digital Hydraulic Power Management System - Towards Lossless Hydraulics. *The Third Workshop on Digital Fluid Power*, Tampere, Finland, 2010.

LINJAMA, M.; HUOVA, M.; BOSTRÖM, P.; LAAMANEN, A. *et al.* Design and Implementation of Energy Saving Digital Hydraulic Control System. *The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power - SICFP'07*, Tampere, Finland, 2007.

LINJAMA, M.; HUOVA, M.; HUHTALA, K. Model-based force and position tracking control of an asymmetric cylinder with a digital hydraulic valve. *International Journal of Fluid Power*, 17:3, 2016. 10.1080/14399776.2016.1185876.

LINJAMA, M.; HUOVA, M.; KARVONEN, M. Modelling of Flow Characteristics of On/Off Valves. *Fifth Workshop on Digital Fluid Power*, Tampere, Finland, 2012.

LINJAMA, M.; LAAMANEN, A.; VILENIUS, M. Is it time for digital hydraulics? *The Eight Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Tampere, Finland, 2003.

LINJAMA, M.; VIHTANEN, H. P.; SIPOLA, A.; VILENIUS, M. Secondary controlled multi-chamber hydraulic cylinder. *The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP'09, Linköping, Sweden*, 2009.

LINJAMA, M.; VIHTANEN, H. P.; SIPOLA, A.; VILENIUS, M. Secondary Controlled Multi-Chamber Hydraulic Cylinder. *11th Scandinavian International Conference on Fluid Power - SICFP'09, Linköping, Sweden*, 2009.

LINJAMA, M.; VILENIUS, M. Energy-Efficient Motion Control of a Digital Hydraulic Joint Actuator. *6th JFPS International Symposium on Fluid Power*, Tsukuba, Japan, 2005.

_____. Digital hydraulics-Towards perfect valve technology. *Digitalna Didravlika*, v. 14, n. 2, 2008.

LINSINGEN, I. V. *Fundamentos de Sistemas Hidráulicos*. 4ª ed. Florianópolis: Ed. UFSC, 2013. ISBN: 85-328-00646-8.

LINSINGEN, I. V.; DE NEGRI, V. J. Fundamentals of hydraulic systems and components. In: TOTTEN, G. E. e DE NEGRI, V. J. *Handbook of Hydraulic Fluid Technology*. 2nd ed. [London]: CRC Press, Chap.1, p. 1-51., 2012. ISBN: 978-1-4200-8526-6.

LOCATELI, C. C. *Sistema Hidráulico Digital Empregando Bombas e Válvulas Digitais Conectadas Diretamente no Atuador*. 2013. Qualificação (Doutorado em Eng. Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, POSMEC, Florianópolis, SC, Brasil. 2013.

LOCATELI, C. C.; BELAN, H. C.; DE PIERI, E. R.; KRUS, P.; DE NEGRI, V. J. Actuator Speed Control Using Digital Hydraulic Principles. *Aprovado para publicação no Bath/ASME Conference of Fluid Power and Motion Control*, Bath, United Kingdom, 2014a.

LOCATELI, C. C.; BELAN, H. C.; LANTTO, B.; KRUS, P.; DE NEGRI, V. J. Efficient Hydraulic Hybrid Systems for Aeronautical Applications. *The Hydraulikdagarna*, Linköping University, , Linköping, Sweden, 2015.

LOCATELI, C. C.; TEIXEIRA, P. L.; DE PIERI, E. R.; KRUS, P.; DE NEGRI, V. J. Digital hydraulic system using pumps and on/off valves controlling the actuator. *to be published in 8th FPNI Ph.D Symposium on Fluid Power*, Lappeenranta, Finland, 2014b.

LOVE, L. J.; LANKE, E.; ALLES, P. *Estimating the Impact (Energy, Emissions and Economics) of the U.S. Fluid Power Industry*. Oak Ridge, Tennessee: U.S. DEPARTMENT OF ENERGY, 2012.

LUO, C.; SHANG, Y.; JIAO, Z.; WANG, Z. A new type of electro-hydraulic actuator used for aircraft structural test. *Automatic Control and Artificial Intelligence - ACAI 2012*, Xiamen, China, 2012.

MACHADO, C. L. D. E.; DE NEGRI, V. J.; CUNHA, M. A. B. *Experimental Implementation of the Cascade Controller with Adaptive Dead-Zone Compensation Applied to a Hydraulic Robot*. IEEE Latin American Robotic Symposium - LARS. Bahia, Brasil, 2008.

MARÉ, J.-C. *Aerospace Actuators: Signal-by-Wire and Power-by-Wire*. 2017. ISBN: 978-1-84821-942-7.

MCCULLOUGH, K. R. *Design and Characterization of a Dual Electro-Hydrostatic Actuator*. 2011. Thesis (Master of Applied Science) - McMaster University, Hamilton, Canada. 2011.

MERRILL, K.; HOLLAND, M.; LUMKES, J. Efficiency Analysis of a Digital Pump Motor as Compared to a Valve Plate Design. *7th International Fluid Power Conference -7IFK*, 2010.

MOIR, I.; SEABRIDGE, A. *Aircraft Systems: Mechanical, electrical, and avionics subsystems integration*. 3rd Ed. John Wiley & Sons, Ltd., 2008. ISBN 978-0-470-05996-8.

MURRENHOF, H.; SGRO, S.; VUKOVIC, M. An overview of energy saving architectures for mobile applications. *9th International Fluid Power Conference – IFK*, Aachen, Germany, 2014.

NAAYAGI, R. T. A Review of More Electric Aircraft Technology. *International Conference on Energy Efficient Technologies for Sustainability - ICEETS*, 2013.

NEVES, S. A.; MARQUES, A. C.; FUINHAS, J. A. Is energy consumption in the transport sector hampering both economic growth and the reduction of CO₂ emissions? A disaggregated energy consumption analysis. *Transport Policy*, 2017.

NORMEY-RICO, J. E.; CAMACHO, E. F. *Control of Dead-Time Processes*. London: Springer-Verlag, 2007.

NORRHIDRO. NorrDigi System Solution. <http://www.norrhidro.com/en/norrdigi/norrdigi-system-solution.html>, 2017. Acesso em: 31 de outubro de 2017.

NOSTRANI, M. P. *Unidade de Potência Hidráulica Digital para Aplicações em Aeronaves* 2018. Qualificação (para obtenção de tese de doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC. 2018.

NOSTRANI, M. P.; GALLONI, A.; RADUENZ, H.; DE NEGRI, V. J. Design and Optimization of a Fast Switching Hydraulic Step-Down Converter for Position and Speed Control. *The 15th Scandinavian*

International Conference on Fluid Power, SICFP'17, Linköping, Sweden, 2017.

OGATA, K. *Engenharia de Controle Moderno*. 5^a ed. Pearson Prentice Hall, 2011.

PALONIITTY, M.; LINJAMA, M.; HUHTALA, K. Concept of Digital Microhydraulic Valve System Utilising Lamination Technology. *9th International Fluid Power Conference – 9th IFK*, Aachen, Germany, 2014.

PAN, M.; JOHNSTON, D. N. Active Control of Pressure Pulsation in a Piping System Using Measured Dynamic Flow Rate. *ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power & Motion Control - FPMC2013*, Sarasota, Florida, USA, 2013.

PEREIRA, P. I. I. *Análise Teórico-Experimental de Controladores para Sistemas Hidráulicos*. 2006. Dissertação (Mestrado em Eng. Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC. 2006.

PERONDI, E. A. *Controle não-linear em cascata de um servoposicionador pneumático com compensação do atrito*. 2002. 178 p. Tese (Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis. 2002.

PIATKOWSKI, T. GMS friction model approximation. *Mechanism and Machine Theory*, 2014.

PINTO, L. P. G.; BELAN, H. C.; LOCATELI, C. C.; KRUS, P.; DE NEGRI, V. J.; LANTTO, B. New perspectives on digital hydraulics for aerospace applications. *In: Aerospace Technology Congress*, Stockholm, Sweden, 2016.

PLÖCKINGER, A.; HUOVA, M.; SCHEIDL, R. Simulation and Experimental Results of PWM Control for Digital Hydraulics. *The Fifth Workshop on Digital Fluid Power*, Tampere, Finland, 2012.

QI, H.; FU, Y.; QI, X.; LANG, Y. Architecture Optimization of More Electric Aircraft Actuation System. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2011.

RAMPEN, W. Gearless Transmissions for Large Wind Turbines—The history and Future of Hydraulic Drives. Dewek Bremen, 2006.

REXROTH, B. G. Electric, hydraulics, Pneumatics: Evaluating their advantages for automotive manufacturing processes. *Drive & Control Profile*, 2006.

RIZOS, D. D.; FASSOIS, S. D. Presliding friction identification based upon the Maxwell Slip model structure. *Chaos - An Interdisciplinary Journal of Nonlinear Science*, 2004. doi: 10.1063/1.1755178.

_____. Friction Identification Based Upon the LuGre and Maxwell Slip Models. *IEEE TRANSACTIONS ON CONTROL SYSTEMS TECHNOLOGY*, vol. 17, 2009.

ROBOAM, X. New trends and challenges of electrical networks embedded in “more electrical aircraft”. *IEEE International Symposium on Industrial Electronics - ISIE*, 2011.

RUDERMAN, M. Presliding hysteresis damping of LuGre and Maxwell-slip friction models. *Mechatronics*, 2015.

RYDBERG, K.-E. Energy Efficient Hydraulic Hybrid Drives. *The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Linköping, Sweden, 2009.

SCHEIDL, R.; KOGLER, H.; WINKLER, B. Hydraulic Switching Control - objectives, concepts, challenges and potential applications. *Magazine of Hydraulics, Pneumatics, Tribology, Ecology, Sensorics, Mechatronics*, n. 1, 2013. ISSN: 1453 - 7303.

SCHEIDL, R.; LINJAMA, M.; SCHMIDT, S. Is the future of fluid power digital? *Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, v. 226, n. 6, p. 721-723, 2012. ISSN: 09596518.

SCHEIDL, R.; MANHARTSGRUBER, B.; WINKLER, B. Hydraulic Switching Control-Principles and State of the Art. *First Workshop on Digital fluid power*, Tampere, Finland, 2008.

SCHEPERS, I.; WEILER, D.; WEBER, J. Comparison and Evaluation of Digital Control Methods for ON/OFF Valves. *Fifth Workshop on Digital Fluid Power*, Tampere, Finland, 2012.

SHEN, J.-C.; LU, Q.-Z.; WU, C.-H.; JYWE, W.-Y. Sliding-Mode Tracking Control With DNLRX Model-Based Friction Compensation for the Precision Stage. *IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS*, 2014.

SIIVONEN, L.; LINJAMA, M.; HUOVA, M. Fault Tolerance of Digital Hydraulics in High Dynamic Hydraulic System. *The Fourteenth Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Tampere, Finland, 2015.

SIPOLA, A.; MÄKITALO, J.; HAUTAMÄKI, J. The Product Called Nordigi™. *the Fifth Workshop on Digital Fluid Power*, Tampere, Finland., 2012.

SKELTON, D.; XIONG, S.; LUMKES, J. Design of high performance actuation system for high speed valves. *9th International Fluid Power Conference – 9th IFK*, Aachen, Germany, 2014.

SLIWINSKI, J.; GARDI, A.; MARINO, M.; SABATINI, R. Hybrid-electric propulsion integration in unmanned aircraft. *Energy*, 2017.

STAUCH, C.; SCHULZ, F.; BRUCK, P.; RUDOLPH, J. Energy Recovery Using a Digital Piston-Type Accumulator. *Fifth Workshop on Digital Fluid Power*, Tampere, Finland, 2012.

SUISSE, B. E. *Research for Dynamic Seal Friction Modeling in Linear Motion Hydraulic Piston Application*. 2005. Thesis (Master of Science in Mechanical Engineering) - The University of Texas at Arlington 2005.

TANAKA, Y.; SAKAMA, S. Comparative Study on Dynamic Characteristics of Hydraulic, Pneumatic, and Electric Motors. *ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power & Motion Control*, Sarasota, Florida, USA., 2013.

TEIXEIRA, P. L. *Análise Teórico Experimental de Prensa Dobradeira Hidráulica Controlada por Bomba-Motor com Velocidade Variável*. 2015. Dissertação (Mestrado em Eng. Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil. 2015.

THEISSEN, H.; GELS, S.; MURRENHOFF, H. Reducing Energy Losses in Hydraulic Pumps. *International Conference on Fluid Power Transmission and Control - ICFP*, Hangzhou, China, 2013.

TIAN, H.; VEN, J. D. V. d. Geometric Optimization of a Hydraulic Motor Rotary Valve. *ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power & Motion Control*, Sarasota, Florida, USA., 2013.

TRAN, X.; KHAING, W.; ENDO, H.; YANADA, H. Effect of friction model on simulation of hydraulic actuator. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 228, 9, 690-698, 2014. 10.1177/0959651814539476. 0959-6518 2041-3041.

TRAN, X. B.; HAFIZAH, N.; YANADA, H. Modeling of dynamic friction behaviors of hydraulic cylinders. *Mechatronics*, 2012.

TU, H. C.; RANNO, M. B.; WANG, M.; LI, P. Y.; CHASE, T. R.; DE VEN, J. D. V. Design, Modeling, and Validation of a High-Speed Rotary Pulse-Width-Modulation on-off Hydraulic Valve. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, v. 134, 2012.

UUSITALO, J.-P. *A Novel Digital Hydraulic Valve Package: A Fast and Small Multiphysics Design*. 2010. Thesis (Doctor of Science in Technology) - Tampere University of Technology. Publication, 912, Tampere, Finland. 2010.

VALDIERO, A. C. *Controle de Robôs Hidráulicos com compensação de atrito*. 2005. 157 p. Tese (Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2005.

VALDIERO, A. C. *Modelagem matemática de Robôs Hidráulicos*. Ijuí: Editora Unijuí, 2012. 978-85-419-0003-4.

VALMET. Digital hydraulics. *Technical Paper Series*, disponível em: <http://www.valmet.com/globalassets/media/downloads/white-papers/process-improvements-and-parts/wpp_digi hydraulics.pdf>, 2016.

VUKOVIC, M.; LEIFELD, R.; MURRENHOFF, H. STEAM – a hydraulic hybrid architecture for excavators. *10th International Fluid Power Conference*, Dresden, Germany, 2016.

VUKOVIC, M.; SGRO, S.; MURRENHOFF, H. Steam - A mobile hydraulic system with engine integration. *ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power & Motion Control - FPMC2013*, Sarasota, Florida, USA, 2013.

WANG, F.; GU, L.; CHEN, Y. A continuously variable hydraulic pressure converter based on high-speed on-off valves. *Mechatronics*, v. 21, n. 8, p. 1298-1308, 2011. ISSN: 09574158.

WANG, L. *Force Equalization for Active/Active Redundant Actuation System Involving Servo-hydraulic and Electro-mechanical Technologies*. 2012. Thesis (Doctorate in Mechanical Engineering) - Université de Toulouse, Toulouse, France. 2012.

WEIMER, J. A. The role of electric machines and drives in the more electric aircraft. *IEEE International Electric Machines and Drives Conference - IEMDC'03*, 2003.

WILFONG, G. J.; HOLLAND, M. A.; LUMKES, J. H. Design and Analysis of Pilot Operated High Speed On/Off Valves for Digital Pump/Motors. *National Conference on Fluid Power*, 2011.

WILLIANSOON, C.; IVANTYSYNOVA, M. Power Optimization for Multi-Actuator Pump-Controlled Systems. *7th International Fluid Power Conference*, Aachen, Germany, 2010.

WILLKOMM, J.; WAHLER, M.; WEBER, J. Model Predictive Control of Speed-Variable-Displacement Pumps to Optimize Energy Efficiency. *9th International Fluid Power Conference*, Aachen, Germany, 2014.

YANADA, H.; TAKAHASHI, K.; MATSUI, A. Identification of Dynamic Parameters of Modified LuGre Model and Application to Hydraulic actuator. *JFPS International Journal of Fluid Power System*, 3, 1, 1-8, 2010. 1881-5286.

YOKOTA, S. Micro hydraulic using functional fluid ECF. *Eighth International Conference on Fluid Power Transmission and Control – ICFP*, Hangzhou, China, 2013.

APÊNDICE A – Diagrama elétrico da bancada

Os diagramas elétricos apresentados neste apêndice foram elaborados com fins de documentação e facilitar a manutenção e futuras modificações.

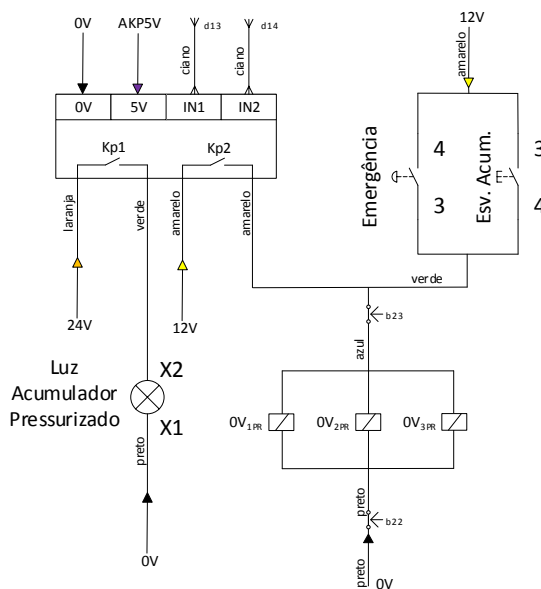
O circuito apresentado na Figura A 1 refere-se à função de despressurização e incorpora os relês auxiliares (Kp1 e Kp2), os quais são responsáveis pela interface de comando entre DSpace e Painel Frontal (Sinaleira) e solenoides de válvulas de despressurização. Estes relés estão localizados na parte inferior direita do quadro, ao lado das fontes de alimentação.

Na Figura A 2 é apresentado o circuito do Painel Frontal, responsável pela interface entre o usuário e bancada de ensaios. Na Figura A 3 são apresentados os códigos elaborados para a régua de bornes e relês e, também, o esquema de ligação entre os sensores e a DSpace.

Por fim, na Figura A 4, é apresentado o esquema de ligação do amplificador eletrônico.

Estes diagramas foram elaborados com apoio do graduando em eng. de controle e automação e voluntário neste projeto Fernando Battisti.

Figura A 1. Circuito de relês auxiliares e despressurização.



Fonte: Elaborada pelo autor.

APÊNDICE B – Códigos para definição de áreas e pressões

```

%% Programa para Seleção de Áreas de Cilindros, para fins de aplicação em
%% técnica de controle secundário em Hidráulica Digital.
% Processo para identificação com base em diâmetros comercialmente disponíveis.
% Autor: Henri Carlo Belan
% Ano: 2016
% Idioma: Inglês

%% This program needs the function combinator.m. Download from:
%%https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/24325-combinator-
combinations-and-permutations?s_tid=gn_loc_drop

clc
clear all
close all

% Input data
% Supply pressures [Pa]
p = [55e5 40e5 7.5e5]; % Sweden Cylinder
%p = [45e5 35e5 7.5e5]; % Brazilian Cylinder
%p = [75e5 45e5 20e5]; % new Brazilian Cylinder

% Bore diameters [mm]
bore = [50, 55, 60, 65]; % Sweden
%bore = [38.1, 44.45, 50]; % Brazilian
%bore = [40, 50, 63]; % new Brazilin cylinder

% Rod diameters [mm]
rod = [25, 28, 30, 32, 35, 40]; %Sweden
%rod = [18.05, 19.05, 22.23, 24.12, 25.40, 31.75]; %Brazilian
%rod = [22, 28, 36, 45]; %new Brazilian Cylinder

% Configuration: 1 = parallel, 2 = serie and 3 = tandem.
% Parallel = 1 : All cylinders, including those with just one rod.
% Série = 2 : Exclude sets where the second cylinder has no first rod
% Tandem = 3 : Exclude also sets where second and third rods are different
configuration = 3;

%% Filters
% Minimum number of DIFFERENT forces
minNumForces = 80;
% Minimum value for (AA + AC - (AB + AD)) [m2]
minDifAreas = -2.0e-4;
% Maximum value for (AA + AC - (AB + AD)) [m2]
maxDifAreas = 3e-4;

```

```

% Maximum value for MEAN of differences between two consecutives forces [N]
maxMean = 300;
% Maximum value for STANDARD DEVIATION of differences between two
% consecutives forces [N]
maxStd = 370;
% Maximum value for VARIANCE of differences between two consecutives
% forces [N2]
maxVar = 8e5;
% Maximum absolute value of difference between two consecutives forces [N]
maxAbs = 650;
% Number of points for "maxAbs" verification (center)
nPoints = 60;
% Sort Variable (5=NumForces, 6=DiffAreas, 7=Means, 8=Std, 9=Var, 10=Abs)
sortVar = 10;
% Rounding (< 2 1 0,-1 -2 -3 > [kN])
filter = -2;

FilterArea = -8; %round in 1e-8 decimal.
boreArea = zeros(2,length (bore));
for i = 1:length (bore)
    boreArea(1,i) = roundn((pi*((bore(i)*1e-3)^2))/4,FilterArea);
end
boreArea (2,:)= bore;

rodArea = zeros(2,length (rod));
for i = 1:length (rod)
    rodArea(1,i) = roundn((pi*((rod(i)*1e-3)^2))/4, FilterArea);
end
rodArea (2,:)= rod;

matrixAreas = zeros (length (rod)+1,length (bore),2);
matrixAreas(1, :,1)= boreArea(1, :);
matrixAreas(1, :,2)= boreArea(2, :);

%Matrix with values of bore (1, :,1), annular areas (2: :,1) and...
%respective rod (2: :,2).
%Each column has a bore area and the respective annular areas for each one
%rod area. In the (:, :2) are the respective diameters.
for i = 1:length (bore)
    for j = 1:length (rod)
        matrixAreas(j+1,i,1) = boreArea(1,i) - rodArea (1,j);
        matrixAreas(j+1,i,2) = rodArea (2,j);

        if matrixAreas(j+1,i,1)<0
            matrixAreas(j+1,i,1)=0;
        end
    end
end

```

```

    end
end

[nAnelar,nbore,~] = size(matrixAreas);
indexCylinder = combinator(nAnelar,2,'p');
[ncomb,~] = size (indexCylinder);

%Eliminate cylinders with second area without rod
y = 0;
for i= 1:ncomb
    y = y+1;
    if logical(indexCylinder(y,2) == 1)
        indexCylinder(y,:) = [];
        y = y-1;
    end
end

%All possible cylinders. Each column (:,:,1) -> (boreArea; areaA; areaB)
%Each column (:,:,2) -> (boreDiameter, rodDiameterA, rodDiameterB)
[ncomb,~] = size (indexCylinder);
cylinderPossibilities = zeros (3,ncomb*nbore,2);
auxCount = 1;
for j = 1:nbore
    for i = 1:ncomb
        cylinderPossibilities(1,auxCount,1) = matrixAreas (1,j,1);
        cylinderPossibilities(2,auxCount,1) = matrixAreas (indexCylinder(i,1),j,1);
        cylinderPossibilities(3,auxCount,1) = matrixAreas (indexCylinder(i,2),j,1);
        cylinderPossibilities(1,auxCount,2) = matrixAreas (1,j,2);
        cylinderPossibilities(2,auxCount,2) = matrixAreas (indexCylinder(i,1),j,2);
        cylinderPossibilities(3,auxCount,2) = matrixAreas (indexCylinder(i,2),j,2);
        auxCount = auxCount +1;
    end
end

[~,nposs,~] = size (cylinderPossibilities);
indexSet = combinator(nposs,2,'c');
[nset,~] = size (indexSet);

%Exclude digital cylinders with any equal areas.
AreasCylinder = zeros (4,1);
y = 0;
for i= 1:nset
    y = y+1;
    AreasCylinder = [cylinderPossibilities(2:3,indexSet(y,1));...
        cylinderPossibilities(2:3,indexSet(y,2))];
    if ~all(diff(sort(AreasCylinder))) == 1
        indexSet(y,:) = [];
    end
end

```

```

    y = y-1;
end
end

% Exclude cylinders with no fit the cylinder configuration.
% Configuration: 1 = parallel, 2 = serie and 3 = tandem.
[nset,~] = size (indexSet);
auxCylinder = zeros (6,2);
y = 0;
for i= 1:nset
    y = y+1;
    auxCylinder (:,1) = [cylinderPossibilities(1:3,indexSet(y,1),1);...
        cylinderPossibilities(1:3,indexSet(y,2),1)];
    auxCylinder (:,2) = [cylinderPossibilities(1:3,indexSet(y,1),2);...
        cylinderPossibilities(1:3,indexSet(y,2),2)];

    if (configuration == 2) && (auxCylinder(4,1) == auxCylinder(5,1))
        indexSet(y,:) = [];
        y = y-1;
    end

    if (configuration == 3) && ( (auxCylinder(4,1) == auxCylinder(5,1)) ...
        || (auxCylinder(3,2)~= auxCylinder(5,2)) )
        indexSet(y,:) = [];
        y = y-1;
    end
end

%Assemble the matrix of digital cylinders.
%Each column (:,1) -> (Bore1,AA, AB, Bore2, AC,AD) for areas
%Each column (:,2) -> (BoreDi, AA, AB, Bore2, AC,AD) for diameters
[nset,~] = size (indexSet);
digitalCylinders = zeros (6,nset,2);
for i= 1:nset
    digitalCylinders (:,i,1) = [cylinderPossibilities(1:3,indexSet(i,1),1);...
        cylinderPossibilities(1:3,indexSet(i,2),1)];
    digitalCylinders (:,i,2) = [cylinderPossibilities(1:3,indexSet(i,1),2);...
        cylinderPossibilities(1:3,indexSet(i,2),2)];
end

tabGeralAreasForcas = zeros (nset,16);
tabFilterAreasForcas = zeros (nset,16);
nf=0;
nff=0;

% Areas order +ac > -ad > -ab > +aa
for nf = 1:nset

```



```

aa = digitalCylinders(2,nf,1);
ab = digitalCylinders(3,nf,1);
ac = digitalCylinders(5,nf,1);
ad = digitalCylinders(6,nf,1);
tabForcas=zeros(81,1);
ni=0;
for i = 1:3
    for j = 1:3
        for l = 1:3
            for k = 1:3
                ni=ni+1;
                aux = p(i)*aa - p(j)* ab + p(l)* ac - p(k)* ad;
                tabForcas(ni,1)= roundn(aux,filter); %rounding
            end
        end
    end
end
tabGeralOrd = sortrows (tabForcas,1);
[vForcasOrdUnicasPar,itabGeralOrdPar,ivForcasOrdUnicas] = ...
    unique(tabGeralOrd(:,1),'stable');
nForcasUnicas = length(vForcasOrdUnicasPar);

aux2 = diff (tabGeralOrd); %differences between two consecutives forces
m = mean (aux2); % mean
s = std (aux2); % standard deviation
v = var (aux2); % variance
mAbs = wkeep (aux2, nPoints, 'c'); % maximum central numbers
diffAreas = aa+ac-ab-ad;

tabGeralAreasForcas (nf,1) = aa;
tabGeralAreasForcas (nf,2) = ab;
tabGeralAreasForcas (nf,3) = ac;
tabGeralAreasForcas (nf,4) = ad;
tabGeralAreasForcas (nf,5) = nForcasUnicas;
tabGeralAreasForcas (nf,6) = diffAreas;
tabGeralAreasForcas (nf,7) = m;
tabGeralAreasForcas (nf,8) = s;
tabGeralAreasForcas (nf,9) = v;
tabGeralAreasForcas (nf,10) = max (mAbs);
tabGeralAreasForcas (nf,11:16) = digitalCylinders(1:6,nf,2);

if (minNumForces <= nForcasUnicas) && (minDifAreas <= diffAreas)...
    && (maxDifAreas >= diffAreas)
    aux3 = 1;
else aux3 = 0;
end
if (aux3 == 1) && (maxMean >= m) && (maxStd >= s)...

```

```
        && (maxVar >= v) && (maxAbs >= max(mAbs))
    nff = nff + 1;
    tabFilterAreasForcas (nff,:) = tabGeralAreasForcas (nf,:);
end
end

tabGeralAreasOrd = sortrows (tabGeralAreasForcas,sortVar);
tabFilterAreasOrd = sortrows (tabFilterAreasForcas,sortVar);
tabFilterAreasOrd = tabFilterAreasOrd(any(tabFilterAreasOrd,2),:);

clearvars aa ab ac ad FilterArea AreasCylinder aux aux2 aux3;
clearvars auxCount auxCylinder filter i j k l;
clearvars m s v mAbs diffAreas nf nff ni y;
clearvars indexCylinder indexSet itabGeralOrdPar ivForcasOrdUnicas;
clearvars nAnelar nForcasUnicas nPoints nbore ncomb nposs vForcasOrdUnicasPar;
```

%% Programa para SELEÇÃO DE PRESSÕES, para fins de aplicação em
 % técnica de controle secundário em Hidráulica Digital.

% Autor: Henri Carlo Belan

% Ano: 2016

% Idioma: Inglês

clc

clear all

close all

% Input data

% Cylinder Areas

%A=[12.1e-4 10.6e-4 10.e-4 10.1e-4]; % [m2]

%A=[12.94e-4 12.67e-4 10.45e-4 10.95e-4]; % [m2] Floripa Cylinder

A=[13.4775e-4 7.069e-04 11.192e-4 15.716e-4]; % [m2] Sweden Cylinder

%A=[8.76e-4 2.38e-04 9.45e-4 13.48e-4]; % [m2] New Cylinder

%% Specifications for pressure selection

% High force required

HF = 3.5e3; % [N]

HF = 10e3;

% Lower force required

LF = -2.0e3; % [N]

LF = -300;

% Rounding (< 2 1 0,-1 -2 -3 > [kN])

filter = -2;

% Maximum possible value for work pressure

MaxPressure = 75e5; % [Pa]

% Minimum possible value for work pressure

MinPressure = 30e5; % [Pa]

% Tank pressure

TankPressure = 7.5e5; % [Pa]

% Pressure variation rate [Pa]

Prate = 5e5;

%% Filters

% Minimum number of DIFFERENT forces

minNumForces = 25;

% Maximum value for MEAN of differences between two consecutives forces [N]

maxMean = 160;

% Maximum value for STANDARD DEVIATION of differences between two

% consecutives forces [N]

maxStd = 130;

% Maximum absolute value of difference between two consecutives forces [N]

maxAbs = 500;

```
% Sort Variable (4=NumForces, 5=Means, 6=Std, 7=Abs)
```

```
sort = 6;
```

```
pressureIterations = 0;
```

```
for ps2 = MinPressure:Prate:MaxPressure
```

```
    for ps1 = ps2:Prate:MaxPressure
```

```
        pressureIterations = pressureIterations+1;
```

```
    end
```

```
end
```

```
ps3 = TankPressure;
```

```
tabGeralPressures = zeros (pressureIterations,7);
```

```
tabFilterPressures = zeros (pressureIterations,7);
```

```
nf=0;
```

```
nff=0;
```

```
% pressure order ps1 > ps2 > ps3
```

```
for ps2 = MinPressure:Prate:MaxPressure
```

```
    for ps1 = ps2:Prate:MaxPressure
```

```
        nf= nf+1;
```

```
        p = [ps1, ps2, ps3];
```

```
        tabForcas=zeros(81,1);
```

```
        ni=0;
```

```
        for i = 1:3
```

```
            for j = 1:3
```

```
                for L = 1:3
```

```
                    for k = 1:3
```

```
                        ni=ni+1;
```

```
                        aux = -(p(i)* A(1) - p(j)* A(2) + p(L)* A(3) - p(k)* A(4));
```

```
                        tabForcas(ni,1)= roundn(aux,filter); %rounding
```

```
                    end
```

```
                end
```

```
            end
```

```
        end
```

```
        tabGeralOrd = sortrows (tabForcas,1);
```

```
        [vForcasOrdUnicasPar,itabGeralOrdPar,ivForcasOrdUnicas] =...
```

```
            unique(tabGeralOrd(:,1),'stable');
```

```
        aux3 = find (vForcasOrdUnicasPar >= LF & vForcasOrdUnicasPar <= HF);
```

```
        [L1,C1] = size (vForcasOrdUnicasPar);
```

```
        [L2,C2] = size (aux3);
```

```
        skipfilter = 0;
```

```
        if (aux3(1) == 1) && (aux3(end) == ivForcasOrdUnicas(end))...
```

```
            || (L1 == L2)
```

```
            aux4 = aux3;
```

```

    skipfilter = 1;
elseif (aux3(1) == 1) && (aux3(end) < ivForcasOrdUnicas(end))
    aux4 = [aux3; aux3(end)+1];
    skipfilter = 1;
elseif (aux3(1) > 1) && (aux3(end) >= ivForcasOrdUnicas(end))
    aux4 = [aux3(1)-1; aux3];
    skipfilter = 1;
else
    aux4 = [aux3(1)-1; aux3; aux3(end)+1];
    skipfilter = 0;
end

vectorForces = vForcasOrdUnicasPar (aux4);
nForcesFiltered = length(vectorForces);

aux2 = diff (vectorForces); % differences between two cons. forces
m = mean (aux2); % mean
s = std (aux2); % standard deviation
% v = var (aux2); % variance
mAbs = max (aux2); % maximum abs

tabGeralPressures (nf,1) = ps1;
tabGeralPressures (nf,2) = ps2;
tabGeralPressures (nf,3) = ps3;
tabGeralPressures (nf,4) = nForcesFiltered;
tabGeralPressures (nf,5) = m;
tabGeralPressures (nf,6) = s;
tabGeralPressures (nf,7) = mAbs;

if (minNumForces <= nForcesFiltered) && (maxMean >= m) &&...
    (maxStd >= s) && (maxAbs >= mAbs) && (skipfilter == 0)
    nff = nff + 1;
    tabFilterPressures (nff,:) = tabGeralPressures (nf,:);
end

end

end

tabGeralPressuresOrd = sortrows (tabGeralPressures,sort);
tabFilterPressuresOrd = sortrows (tabFilterPressures,sort);
tabFilterPressuresOrd = tabFilterPressuresOrd(any(tabFilterPressuresOrd,2),:);

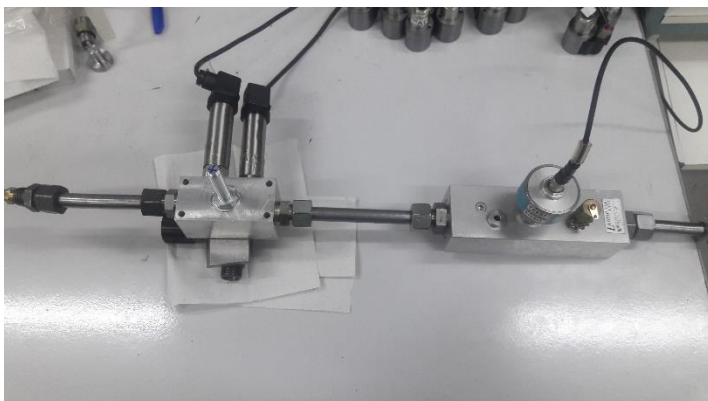
clearvars pressureIterations nf nff ni i j k L;
clearvars aux aux2 aux3 aux4 skipfilter;
clearvars mAbs s m L1 C1 L2 C2;

```


APÊNDICE C – Dados de ensaios das válvulas

Neste apêndice são apresentados gráficos complementares obtidos com durante os ensaios das válvulas. A Figura A 5 mostra o bloco de ensaios individual das válvulas (lado esquerdo), onde é possível a obtenção das pressões mais próximo das portas de entrada e saída da válvula.

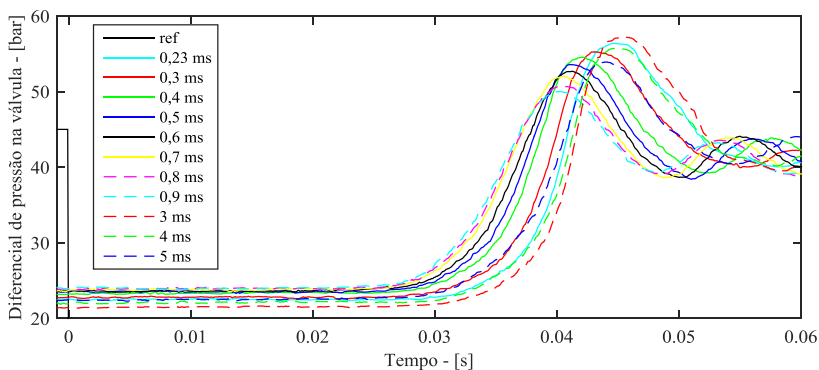
Figura A 5. Imagem do ensaio realizado para caracterização das válvulas.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A Figura A 6 apresenta os resultados de ensaio, para obtenção do tempo de fechamento da válvula.

Figura A 6. Tempo de fechamento para variações de tempos de picos de sobre tensão pelo amplificador.

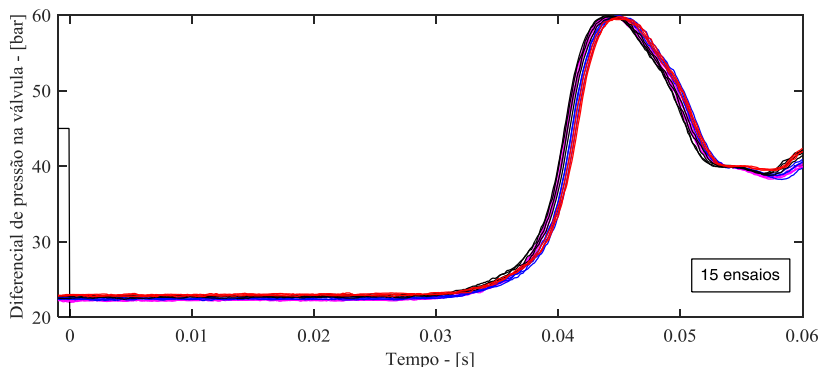


Fonte: Elaborada pelo autor.

Conforme esperado, a Figura A 6 mostra que não há uma influência clara entre tempo de pico de sobre tensão no comportamento de fechamento da válvula.

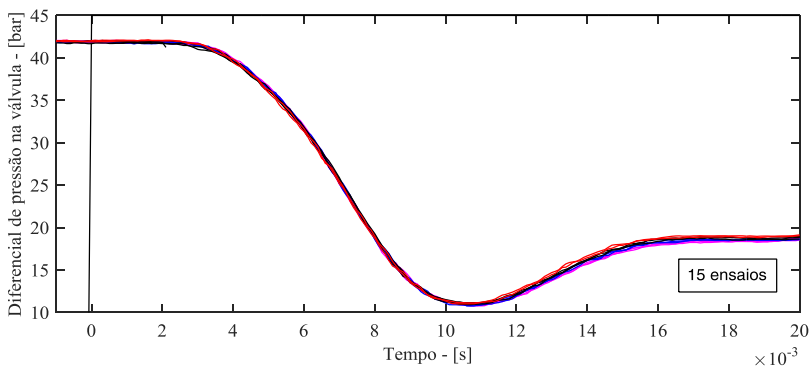
Na Figura A 7 e Figura A 8 a mesma válvula foi testada com os 15 solenoides disponíveis, o que permitiu a conclusão de que a variação do comportamento das válvulas não é consequência dos solenoides.

Figura A 7. Tempo de fechamento para substituição de solenoides



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura A 8. Tempo de abertura para substituição de solenoides.

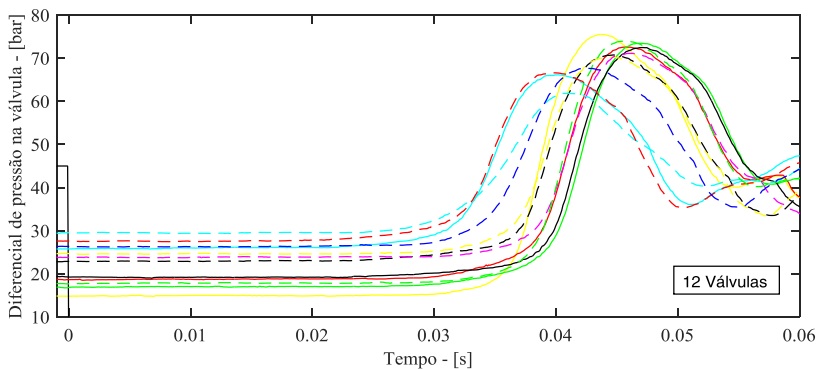


Fonte: Elaborada pelo autor.

Na Figura A 9 e Figura A 10 são apresentadas curvas utilizadas para determinação do tempo de fechamento e abertura, respectivamente, de todas as válvulas. O tempo de fechamento é dependente da corrente residual no solenoide e da força da mola sobre o carretel (Figura A 9). O tempo de abertura, por sua vez (Figura A 10), é acelerado pela ação de

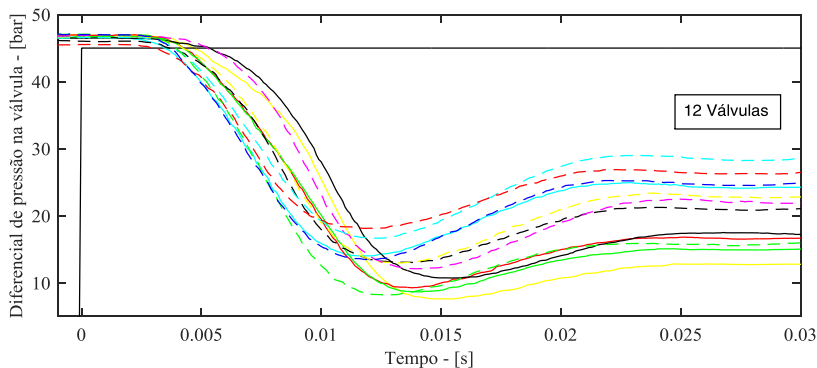
sobre tensão fornecida pelo amplificador. Nestas figuras foi possível observar o tempo de fechamento apresentou uma variação (entre válvulas) maior que o tempo de abertura. Também é possível observar que a queda de pressão na válvula em regime permanente também diverge para as válvulas, com uma diferença de até 15 bar. Questão esta que é melhor observada na Figura A 11 e Figura A 12.

Figura A 9. Tempo de fechamento para todas as válvulas.



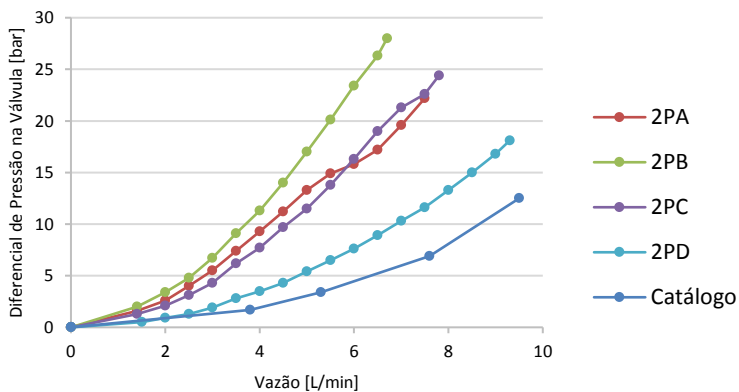
Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura A 10. Tempo de fechamento para todas as válvulas.



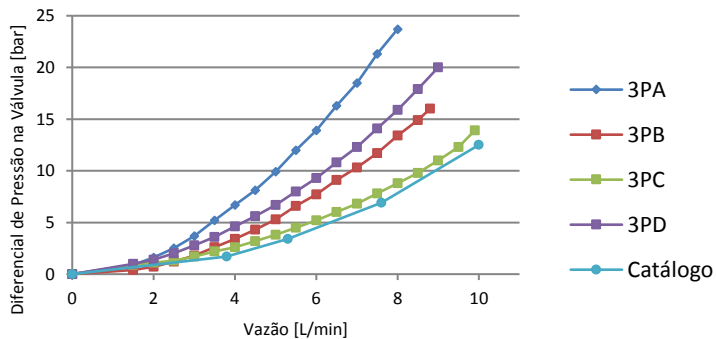
Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura A 11. Tempo de fechamento para todas as válvulas.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura A 12. Tempo de fechamento para todas as válvulas.



Fonte: Elaborada pelo autor.

APÊNDICE D – Códigos de identificação recursiva

```

%% Algoritmo para compensação antecipatória (Feedforward), com base no modelo
% DNLRX de um sistema com massa, atrito viscoso e mola.
% Autor: Henri Carlo Belan
% Ano: 2017

% Bibliografia base utilizada
% Artigo (Demosthenis D. Rizos and Spilios D. Fassois, 2009);
% Livro (Celho e Coelho, 2016);
% Arquivos pessoais (Eng. Bruno Diegoli);

%% Identificação usando o estimador de mínimos quadrados recursivo (MQR).
% Parâmetros:
% - Parâmetros conhecidos e estimativa inicial dos parâmetros
%   a serem identificados.
% - Fator de esquecimento para processos variantes no tempo.

%% Representação por mínimos quadrados à diferenças (d = atraso)
%  $Y(k) = -a_1.y(k-1) - a_2.y(k-2) - \dots - a_n.y(k-n) +$ 
%    $b_0.u(k-d) + b_1.u(k-d-1) + \dots + b_n.u(k-d-n) + e(k)$ ,
% sendo d = atraso, k = tempo discreto, e(k) erro;

% Equação da saída
%  $Y = \Phi^T \cdot \Theta + \text{erro}$ ;

%  $\Phi(k)$  é a matriz de entradas e saídas anteriores. Dimensão (na+nb+1)
%  $\Phi(k)' = [-y(k-1) \ -y(k-2) \ \dots \ -y(k-na) \ u(k-d) \ u(k-d-1) \ u(k-d-nb)]$ 

%  $\Theta$  é o vetor de parâmetros a serem estimados. Valores iniciais precisam
% ser inceridos.
%  $\Theta'(k) = [a_1 \ a_2 \ \dots \ a_n \ b_0 \ b_1 \ \dots \ b_n]$ 

%% Função para MQR para o DNLRX
%  $Uem = \Phi^T \cdot \Theta + \text{erro}$ ; (com relação ao MQR)
%  $Uem = \text{soma}_n(\Theta \Delta t, \Delta t) + \text{soma}_{nx}(G, x)$ 
%  $\Theta \Delta t$  = constantes das molas do atrito de Maxwell
%  $\Delta t$  = deslocamentos das molas do atrito de Maxwell
% G = coeficientes de aceleração, velocidade e atrito viscoso
%  $G_0 = m \cdot q_0 + c \cdot p_0 + k + r_0$ ; com  $q_0$ (aceleração),  $p_0$ (velocidade), k (mola)
%  $\Phi = [\Delta t \text{Ats}, Xs]'$ 
%  $\Theta = [\Theta \text{Ats}, Gs]'$ 
% M = índice para o número de componentes (massa-mola);
% n = número de valores anteriores de delta (deslocamento da mola);
% nx = número de valores anteriores de posição (posição geral);

function MQR_uem = fcn(u,pos)

```

```

persistent P;      % Define P como variável local
persistent Theta;
persistent lambda;
persistent Pinit;
persistent DELTA;
persistent delta;
persistent Phi;
persistent x;
persistent b;

%% Inicialização de parâmetros
% definição do número de elementos
nx = 3; % nx-1 valores anteriores de x;
n = 3; % n-1 condições de delta anteriores;
M = 4; % número de componentes massa+mola;

% Matriz de covariância para identificação. Quanto menor a ponderação,
% mais lentamente o parâmetro converge. Se conheço o valor do parâmetro,
% basta colocá-lo como chute inicial e colocar sua ponderação baixa (+
% 10). Se não há conhecimento colocar valor alto (+ 1000)(Coelho pg. 146).
% Pinit = [Ptheta1 Ptheta2 ... Pthetatheta].
if isempty(Pinit)
    Pinit = zeros(1,n*M+nx+1);
    for i=1:M*n
        Pinit(1:i) = 30; % Inserir aqui para os thetas (delta)
    end
    for i=((M*n)+1):(M*n+nx+1)
        Pinit(1:i) = 30; % Inserir aqui para os Gs (Xs)
    end
end

if isempty(P)
    P = diag(Pinit);
end

%% Inicialização dos valores máximos de deslocamentos dos elementos;
% No artigo este passo é feito por GA
if isempty(DELTA)
    % DELTA = zeros (M,1);
    DELTA = [0.1;0.3;0.5;0.7]*1e-4;
end
% Inicialização dos valores de delta
% Quando inicia a fase de deslizamento, delta0 é igual a DELTA;
if isempty(delta)
    delta=zeros(M,n);
    for i=1:M
        delta(i,1)= DELTA(i); %delta[componente, índice];
    end
end

```

```

end
end

% Inicialização dos valores de Theta.
% Em sistemas SISO, seria a composição de ais (saídas) e bis (entradas);
%%
if isempty(Theta)
    ntheta = (M*n+nx+1); % definir número de coeficientes thetas.
    i = 30; % Chute inicial dos coeficientes a serem identificados
    Theta = zeros(ntheta,1);
for j=1:ntheta %%%%% melhorar esta definição
    Theta(j)=i;
end
end

% Fator de esquecimento (Coelho pg 159).
% Utilizado na identificação de processos com parâmetros variantes no
% tempo, na presença de não-linearidades e controle adaptativo.
% Vários métodos podem ser utilizados, neste caso foi implementado o fator
% de esquecimento constante.
% Valor a ser escolhido ( $0.9 < \lambda \leq 1$ ).
% A função do fator de esquecimento é dar mais valor às medidas recentes.
% Segundo Coelho (pg. 163), O número de amostras consideradas é mais ou
% menos igual à:  $1/(1 - \lambda)$ . Ex. para  $\lambda$  0.98 (50 amostras)
lambda = 1;

if isempty (b)
    b = 1;
end

% Atualização do vetor de posições.
if isempty (x)
    x = zeros(nx,1);
end
for i=1:nx-1
    k = nx-i;
    x(k+1) = x(k);
end
x(1)=pos;

% Atualização dos parâmetros de Phi, relacionados ao deslocamento das molas
for i=1:M
    for j =1:n-1
        k = n-j;
        delta(i,k+1) = delta(i,k);
    end
end

```

```

    delta(i,1)= sign((x(1)-x(2))+delta(i,2))*min(abs((x(1)-
x(2))+delta(i,2)),abs(DELTAA(i)));
end

```

```

%% Cálculo recursivo

```

```

% 1 - Atualizar o vetor de medidas

```

```

if isempty (Phi)

```

```

    Phi = zeros(M*n+nx+1,1);

```

```

end

```

```

for j=1:M;

```

```

    k = (j-1)*3;

```

```

    for i=1:n

```

```

        Phi(i+k,1) = delta(j,i);

```

```

    end

```

```

end

```

```

for i=1:nx;

```

```

    Phi(n*M+i,1) = x(i,1);

```

```

end

```

```

Phi(n*M+nx+1,1) = b;

```

```

% 2 - Calcular o erro de predição

```

```

erro = u -(Theta*Phi);

```

```

%erro = u;

```

```

% 3 - Calcular o ganho do estimador

```

```

k= P*Phi/(lambda+Phi'*P*Phi);

```

```

% 4 - Calcular o vetor de parâmetros estimados

```

```

Theta=Theta+k*erro;

```

```

% 5 - Calcular a matriz de covariância ou utilizar a equação

```

```

P=(1/lambda)*(P - ((P*(Phi*Phi')*P)/(lambda+(Phi'*P*Phi)));

```

```

% Atualizar informações de saída

```

```

uem = Theta*Phi + erro;

```

```

if uem > 17

```

```

    uem = 17;

```

```

else if uem < -17

```

```

    uem = -17;

```

```

end

```

```

end

```

```

MQR_uem = [uem; erro];

```

%% Algoritmo para compensação antecipatória (Feedforward), com base no modelo de Lugre de um sistema com massa, atrito viscoso e mola.

% Autor: Henri Carlo Belan

% Ano: 2017

% Bibliografia base utilizada

% Artigo(Shipeng Fang, Changhua Hu, Xiaoxiang Hu and Zhengxin Zhang, 2017-1);

% Livro (Celho e Coelho, 2016);

% Arquivos pessoais (Eng. Bruno Diegoli);

%% Representação por mínimos quadrados à diferenças (d = atraso)

% $Y(k) = -a_1.y(k-1) - a_2.y(k-2) - \dots - a_n.y(t-na) +$

% $b_0.u(k-d) + b_1.u(k-d-1) + \dots + b_{nb}.u(k-d-nb) + e(k),$

% sendo d = atraso, k = tempo discreto, e(k) erro;

% Equação da saída

% $Y = \Phi' \cdot \Theta + \text{erro};$

% $\Phi(k)$ é a matriz de entradas e saídas anteriores. Dimensão (na+nb+1)

% $\Phi(k)' = [-y(k-1) \ -y(k-2) \ \dots \ -y(k-na) \ u(k-d) \ u(k-d-1) \ u(k-d-nb)]$

% Θ é o vetor de parâmetros a serem estimados. Valores iniciais precisam ser inseridos.

% $\Theta(k) = [a_1 \ a_2 \ \dots \ a_n \ b_0 \ b_1 \ \dots \ b_{nb}]$

%% Função para MQR para o Estimador Adaptativo

% $Uem = \Phi' \cdot \Theta + \text{erro};$ (com relação ao MQR)

% $Uem = (\text{soma_nx}(\Theta_x, \Phi_x) + \text{soma_nlg}(\Theta_lg, \Phi_lg));$

% $\Phi = [\Phi_x, \Phi_lg, 1]'$

% $\Theta = [\Theta_x, \Theta_lg, b]'$

% nlg = número de valores de Lugre;

% nx = número de valores anteriores de posição (posição geral);

% Parte relacionada à aceleração, velocidade e mola

% $\Theta_x = [\text{thetax1}, \text{thetax2}, \text{thetax3}]'$

% $\Phi_x = [x(t), x(t-1), x(t-2)]'$

% Parte relacionada ao atrito de Lugre

% $\Theta_lg = [\text{theta1}, \text{theta2}, \text{theta3}]' = [\text{sigma1} + \text{sigma2}, \text{sigma0}, \text{sigma1}]'$

% $\Phi_lg = [v, z(k-1), (-|v|/gv).z(k)]'$

% Modelo de LuGre considerado.

% $Fat = \text{sigma0}.Z + \text{sigma1} \cdot (dz/dt) + \text{sigma2}.v$

% $(dz/dt) = v - (|v|/gv).z$

% $\text{sigma0}.gv = F_c + (F_s - F_c) \cdot e^{-v^2/v_s^2}$

```

% Fs = atrito estático; Fc = atrito de Coulomb
% vs = velocidade de Stribeck
% sigma0 = rigidez das micro cerdas
% sigma1 = viscosidade (amortecimento) das micro cerdas
% sigma2 = atrito viscoso

%Propriedades de LuGre
% Fc <= gv <= Fs
% |z(t)| <= Fs/sigma0, para todo t>=0;

function LuGre_uem = fcn(u,pos,v,z,Fgv, tg)
persistent P; % Define P como variável Local
persistent Theta;
persistent lambda;
persistent Pinit;
persistent Phi;
persistent x;
persistent b;
persistent erro;

%% Inicialização de parâmetros
%definição do número de elementos
nx = 3; % nx-1 valores anteriores de x;
nlg = 3; %

% Matriz de covariância para identificação. Quanto menor a ponderação,
% mais lentamente o parâmetro converge. Se conheço o valor do parâmetro,
% basta colocá-lo como estimativa inicial e colocar sua ponderação baixa (+-
% 10). Se não há conhecimento colocar valor alto (+- 1000)(Coelho pg. 146).
% Pinit = [Ptheta1 Ptheta2 ... Pthetatheta].
if isempty(Pinit)
    Pinit = zeros(1,nx+nlg+1);
    for i=1:nx
        Pinit(1:i) = 100; % Inserir aqui para os fatores de posição
    end
    for i=(nx+1):(nx+nlg+1)
        Pinit(1:i) = 100; % Inserir aqui para os fatores de LuGre
    end
end

if isempty(P)
    P = diag(Pinit);
end

% Inicialização dos valores de Theta.
% Em sistemas SISO, seria a composição de ais (saídas) e bis (entradas;

```



```

%%
if isempty(Theta)
    %ntheta = (nx+nlg+1); % definir número de coeficientes thetas.
    %theta1 = 27500; Constante da mola
    %theta2 = 4000; Atrito viscoso
    %theta3 = 50; massa
    %theta_lg = [sigma1 + sigma2, sigma0, sigma1]'
    %theta4 = 1e4;
    %Theta5 = 5e8;
    %Theta6 = 0.1;
    %Theta7 = 1 %bias
    Theta = [27.5e3;4e4;50;1e4; 5e8;0.1;1];
    %Theta = [10;10;50;1e4; 5e8;0.1;1];
end

% Fator de esquecimento (Coelho pg 159).
% Utilizado na identificação de processos com parâmetros variantes no
% tempo, na presença de não-linearidades e controle adaptativo.
% Vários métodos podem ser utilizados, neste caso foi implementado o fator
% de esquecimento constante.
% Valor a ser escolhido ( $0.9 < \lambda \leq 1$ ).
% A função do fator de esquecimento é dar mais valor às medidas recentes.
% Segundo Coelho (pg. 163), O número de amostras consideradas é mais ou
% menos igual à:  $1/(1 - \lambda)$ . Ex. para  $\lambda$  0.98 (50 amostras)
lambda = 1;

if isempty (b)
    b = 1;
end

if isempty (Phi)
    Phi = zeros(nx+nlg+1,1);
    Phi(nx+nlg+1,1) = b;
end

if isempty (erro)
    erro = 0;
end
% Atualização do vetor de posições.
if isempty (x)
    x = zeros(nx,1);
end
for i=1:nx-1
    k = nx-i;
    x(k+1) = x(k);
end
x(1)=pos;

```

```

%% Cálculo recursivo
% 1 - Atualizar o vetor de medidas
for i=1:nx;
    Phi(i,1) = x(i,1);
end
Phi(4,1) = v;
Phi(5,1) = z;
Phi(6,1) = Fgv;

if tg > 0.1
    % 2 - Calcular o erro de predição
    erro = u -(Theta'*Phi);
    % 3 - Calcular o ganho do estimador
    k= P*Phi/(lambda+Phi'*P*Phi);
    % 4 - Calcular o vetor de parâmetros estimados
    Theta=Theta+k*erro;
    %condição do lague
    aux = 1700/abs(z);
    if Theta(2) > aux
        Theta(2) = aux;
    end
    % 5 - Calcular a matriz de covariância ou utilizar a equação
    % %p = p-k*(p*fi)';
    P=(1/lambda)*(P - ((P*(Phi*Phi')*P)/(lambda+(Phi'*P*Phi))));
end

% Atualizar informações de saída
uem = Theta'*Phi + erro;

if uem > 17
    uem = 17;
else if uem < -17
    uem = -17;
end
end
LuGre_uem = [uem];

```

```

%% Algoritmo para identificação do modelo de primeira ordem da planta usando o
%% estimador dos mínimos quadrados recursivo (MQR).
% Parâmetros:
% Autor: Henri Carlo Belan
% Ano: 2017.

%% Representação por mínimos quadrados à diferenças (d = atraso)
%  $Y(k) = -a_1.y(k-1) - a_2.y(k-2) - \dots - a_n.y(k-n) +$ 
%  $b_0.u(k-d) + b_1.u(k-d-1) + \dots + b_{nb}.u(k-d-nb) + e(k)$ ,
% sendo d = atraso, k = tempo discreto, e(k) erro;

% Equação da saída
%  $Y = \Phi(k)' \cdot \Theta + \text{erro}$ ;

%  $\Phi(k)$  é a matriz de entradas e saídas anteriores. Dimensão  $(n+nb+1)$ 
%  $\Phi(k)' = [-y(k-1) \ -y(k-2) \ \dots \ -y(k-n) \ u(k-d) \ u(k-d-1) \ u(k-d-nb)]$ 

%  $\Theta$  é o vetor de parâmetros a serem estimados. Valores iniciais precisam
% ser inseridos.
%  $\Theta(k) = [a_1 \ a_2 \ \dots \ a_n \ b_0 \ b_1 \ \dots \ b_{nb}]$ 

function mqr = fcn(u1,y1,y)
persistent P; % Define P como variável local
persistent Theta;
persistent lambda;

% Inicialização de parâmetros

% Matriz de covariância para identificação. Quanto menor a ponderação,
% mais lentamente o parâmetro converge. Se conheço o valor do parâmetro,
% basta colocá-lo como chute inicial e colocar sua ponderação baixa (+-
% 10). Se não há conhecimento colocar valor alto (+- 1000)(Coelho pg. 146).
% Pinit = [Ptheta1 Ptheta2 ... Pthetantheta].
if isempty(P)
    Pinit = [50;50]; % Inserir aqui os valores
    P = diag(Pinit);
end

% Inicialização dos valores de Theta.(Coeficientes a serem identificados)
% Em sistemas SISO, seria a composição de ais (saídas) e bis (entradas);
if isempty(Theta)
    ntheta = 2; % definir número de coeficientes thetas.
    % Theta = [theta1, theta2, theta3]' = [sigma1 + sigma2, sigma0, sigma1]'
    Theta = [0.99; 0.00015];
end

% Fator de esquecimento (Coelho pg 159).

```

% Utilizado na identificação de processos com parâmetros variantes no tempo, na presença de não-linearidades e controle adaptativo.
 % Vários métodos podem ser utilizados, neste caso foi implementado o fator % de esquecimento constante.
 % Valor a ser escolhido ($0.9 < \lambda \leq 1$).
 % A função do fator de esquecimento é dar mais valor às medidas recentes.
 % Segundo Coelho (pg. 163), O número de amostras consideradas é mais ou menos igual à: $1/(1 - \lambda)$. Ex. para $\lambda = 0.98$ (50 amostras)
 $\lambda = 0.99$;

```
%% Cálculo recursivo
% 1 - Atualizar o vetor de medidas
Phi=[y1;u1];
% 2 - Calcular o erro de predição
erro =y -(Theta'*Phi);
% 3 - Calcular o ganho do estimador
k= P*Phi/(lambda+Phi'*P*Phi);
% 4 - Calcular o vetor de parâmetros estimados
Theta=Theta+k*erro;
% 5 - Calcular a matriz de covariância ou utilizar a equação %p = p-k*(p*fi');
P=(1/lambda)*(P - ((P*(Phi*Phi')*P)/(lambda+(Phi'*P*Phi))));
```

```
% Atualizar informações de saída
yest = (Theta(1)*y1)+(Theta(2)*u1) + erro;
a1 = Theta(1);
b1 = Theta(2);
```

```
mqr = [a1; b1; yest; erro];
```

APÊNDICE E – Códigos do selecionador de válvulas

```

% Função para determinação da combinação de válvulas
% A função é baseada em uma função custo e tempo entre intervalos
% de chaveamentos
% Autor: Henri Carlo Belan
% Ano: 2016

% Entradas:
% pressões = [ps1, ps2, ps3] -> [bar]
% areas = [AA, AB, AC, AD] -> [mm2]
% Fref = Força de referência solicitada pelo controlador [kN]
% Wp = peso para função custo
% Kdelay = número de amostras correspondente ao atraso das válvulas
% Ksample = número de amostras para ciclo de busca
% Kpress = número de amostras para atualização da tabela

function [CombSelecionada, tabGeralOrd, vForcasOrd, iValSelected] =
matrizDeForcas(areas, p, Fref, Wp, Kdelay, Ksample, Kpress)

coder.extrinsic('roundn'); % incluir funções
persistent Fprev; % Força prévia (atual)
persistent Nprev; % Índice da força prévia (atual)
persistent combPrev; % Vetor de combinações da força prévia (atual)
persistent tabForcas; % contador interno para Kpress;
persistent icKsample; % Contador interno para Ksample;
persistent icKdelay; % contador interno para Kdelay;
persistent icKpress; % contador interno para Kpress;

% inicia contadores
if isempty(icKsample)
    icKsample = Ksample; % Contador de tempo interno
end
if isempty(icKdelay)
    icKdelay = Kdelay; % Contador de tempo interno
end
if isempty(icKpress)
    icKpress = Kpress; % Contador de tempo interno
end

% Ajuste de variável para obter resultado em [kN]
A = areas*(1e-4);

% inicia valores vetor de forças
if isempty(Fprev)
    % Valor inicial para Fref = ps3 em todas as câmaras

```

```

Fprev = -(p(3)*A(1)- p(3)*A(2)+ p(3)*A(3)- p(3)*A(4));
%Fprev = roundn(Fprev,-3);
end
if isempty(Nprev)
    Nprev = 81; % corresponde a ordem de cálculo da condição Fprev
end
if isempty(combPrev)
    % cada linha da matriz refere-se a uma combinação.
    % [ordCál, Forca, Fcusto, Ps1/2/3-PA, ...PB, ...PC,...PD, PA, PB, PC, PD].
    combPrev = [Nprev Fprev 0.001 0 0 1 0 0 1 0 0 1 0 0 1 7.5 7.5 7.5 7.5];
end

if isempty (tabForcas)
    tabForcas=zeros(81,19);
end

% Execução da rotina
if icKsample <= Ksample
    icKsample = icKsample +1;
    icKdelay = icKdelay +1;
    icKpress = icKpress +1;
else
    if icKdelay <= Kdelay
        icKdelay = icKdelay +1;
        icKpress = icKpress +1;
    else
        if icKpress >= Kpress
            % Recalcula matriz de combinações
            %tabForcas=zeros(81,19);
            n=0;
            for i = 1:3
                if i == 1,    vi = [1, 0, 0];
                elseif i == 2, vi = [0, 1, 0];
                else        vi = [0, 0, 1];
                end
            for j = 1:3
                if j == 1,    vj = [1, 0, 0];
                elseif j == 2, vj = [0, 1, 0];
                else        vj = [0, 0, 1];
                end
            for l = 1:3
                if l == 1,    vl = [1, 0, 0];
                elseif l == 2, vl = [0, 1, 0];
                else        vl = [0, 0, 1];
                end
            for k = 1:3
                if k == 1,    vk = [1, 0, 0];

```

```

elseif k == 2, vk = [0, 1, 0];
else      vk = [0, 0, 1];
end
n=n+1;
tabForcas(n,1)= n;
% -AA*pA +AB*pB - AC*pC + AD*pD
Faux = -(p(i)*A(1) - p(j)*A(2)+ p(l)*A(3)- p(k)*A(4));
tabForcas(n,2) = Faux;
%tabForcas(n,2) = roundn(Faux,-3); %arredondamento das forças
tabForcas(n,3) = abs(Faux - Fref); %primeira parte da função custo
tabForcas(n,4:6)= vi;
tabForcas(n,7:9)= vj;
tabForcas(n,10:12)= vl;
tabForcas(n,13:15)= vk;
tabForcas(n,16) = p(i);
tabForcas(n,17) = p(j);
tabForcas(n,18) = p(l);
tabForcas(n,19) = p(k);
end
end
end
end
icKpress = 0;
else
icKpress = icKpress +1;
for i=1:81
tabForcas(i,3) = abs(tabForcas(i,2) - Fref); %primeira parte da função custo
end
end

%Busca possível Força a ser aplicada (Função custo ainda sem peso e força
% relativa)
%Obs: O primeiro retorno da função "min" seria o valor do campo;
[~, minidx] = min(tabForcas(:,3));

%Adiciona o peso e força relativa a Função custo
for f = 1:81
% Nprev é o índice da força anterior (atual)
% minidx é o índice da força futura
dfa = A(1)*abs(tabForcas(Nprev,16) - tabForcas(minidx,16)); %A(pA)
dfb = A(2)*abs(tabForcas(Nprev,17) - tabForcas(minidx,17)); %B(pB)
dfc = A(3)*abs(tabForcas(Nprev,18) - tabForcas(minidx,18)); %C(pC)
dfd = A(4)*abs(tabForcas(Nprev,19) - tabForcas(minidx,19)); %D(pD)
tabForcas(f,3) = tabForcas(f,3)+ Wp*(dfa+dfb+dfc+dfd);
end
% Atualiza combinação de saída
[~, minidx] = min(tabForcas(:,3));

```

```
if Nprev ~= minidx
    Nprev = minidx;
    Fprev = tabForcas(minidx,2);
    combPrev = tabForcas(minidx,:);
    icKdelay = 0;
end
end
icKsample = 0;
end
```

```
CombSelecionada = combPrev';
```

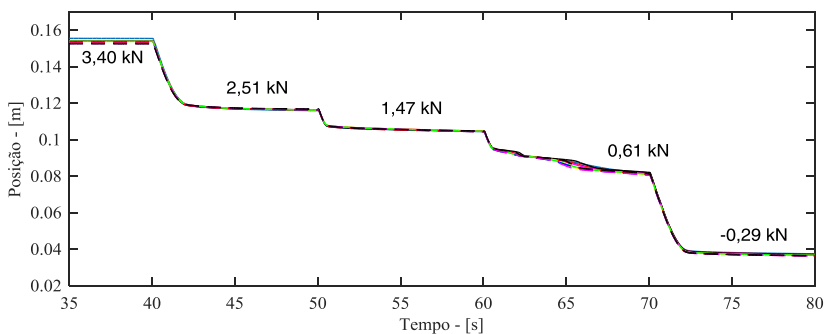
```
%Para apresentação na Dspace
tabGeralOrd = sortrows (tabForcas,2);
[~, iValSelected] = min(tabGeralOrd(:,3));
vForcasOrd = tabGeralOrd(:,2);
```


APÊNDICE F – Dados para caracterização do sistema em malha aberta

A Tabela abaixo apresenta os dados tabulados para obtenção do ganho estativo (Ke) e constante de tempo (τ) da planta, para degraus de referência no sentido de recuo do atuador. A Figura A 13 apresenta a resposta do sistema em malha aberta que permitiu a obtenção dos dados.

Degraus de Referência para Recuo do Atuador										
Degrau 1	$x_A(i)$	$x_A(f)$	$0,63*\Delta x$	$t(i)$	$t(\tau)$	τ	$F_{apli}(i)$	$F_{apli}(f)$	ΔF	Ke
Azul	0,155	0,117	0,131	40,06	41,16	1,100	3,403	2,510	-0,893	0,0428
Vermelho	0,154	0,116	0,130	40,06	41,19	1,130	3,403	2,510	-0,893	0,0426
Rosa	0,153	0,116	0,130	40,06	41,17	1,110	3,403	2,510	-0,893	0,0414
Preto	0,153	0,116	0,130	40,06	41,14	1,080	3,403	2,510	-0,893	0,0414
média	0,154	0,116	0,130	40,06	41,17	1,105	3,403	2,510	-0,893	0,0420
Degrau 2	$x_A(i)$	$x_A(f)$	$0,63*\Delta x$	$t(i)$	$t(\tau)$	τ	$F_{apli}(i)$	$F_{apli}(f)$	ΔF	Ke
Azul	0,116	0,104	0,108	50,05	50,48	0,430	2,510	1,477	-1,033	0,0116
Vermelho	0,116	0,105	0,109	50,05	50,51	0,460	2,510	1,477	-1,033	0,0106
Rosa	0,116	0,104	0,108	50,06	50,52	0,460	2,510	1,477	-1,033	0,0116
Preto	0,116	0,104	0,108	50,07	50,48	0,410	2,510	1,477	-1,033	0,0116
média	0,116	0,104	0,109	50,06	50,50	0,440	2,510	1,477	-1,033	0,0114
Degrau 3	$x_A(i)$	$x_A(f)$	$0,63*\Delta x$	$t(i)$	$t(\tau)$	τ	$F_{apli}(i)$	$F_{apli}(f)$	ΔF	Ke
Azul	0,0817	0,0374	0,054	70,06	71,25	1,190	0,613	-0,290	-0,903	0,0491
Vermelho	0,0817	0,0371	0,054	70,06	71,26	1,200	0,613	-0,290	-0,903	0,0494
Rosa	0,0812	0,0370	0,053	70,06	71,26	1,200	0,613	-0,290	-0,903	0,0490
média	0,0815	0,0372	0,054	70,06	71,26	1,197	0,613	-0,290	-0,903	0,0491

Figura A 13. Degráus de referência em malha aberta.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A tabela na sequência é referente aos degraus de avanço, conforme gráfico apresentado na Figura 60, apresentada na seção 5.1.

D+B1:L30+B1:N19degraus de Referência para Avanço do Atuador										
Degrau 1	$x_A(i)$	$x_A(f)$	$0,63*\Delta x$	$t(i)$	$t(\tau)$	τ	$F_{ap}(i)$	$F_{ap}(f)$	ΔF	Ke
Azul	0,0444	0,0604	0,0545	50,07	51,13	1,06	2,51	3,349	0,839	0,019
Vermelho	0,0443	0,0605	0,0545	50,08	51,14	1,06	2,51	3,349	0,839	0,019
Rosa	0,0442	0,0606	0,0545	50,05	51,05	1,00	2,51	3,349	0,839	0,020
Preto	0,0437	0,0606	0,0543	49,98	50,92	0,94	2,51	3,349	0,839	0,020
Amarelo	0,0437	0,0606	0,0544	50,04	50,92	0,88	2,51	3,349	0,839	0,020
Verde	0,0435	0,0606	0,0543	50,04	51,03	0,99	2,51	3,349	0,839	0,020
Azul --	0,0437	0,0614	0,0549	50,04	51,1	1,06	2,51	3,349	0,839	0,021
Vermelho --	0,0436	0,0615	0,0549	50,05	51,1	1,05	2,51	3,349	0,839	0,021
Rosa --	0,0436	0,0612	0,0547	50,06	51,13	1,07	2,51	3,349	0,839	0,021
Preto --	0,0434	0,0609	0,0544	50,03	51,04	1,01	2,51	3,349	0,839	0,021
Média	0,0438	0,0608	0,0545	50,04	51,06	1,01	2,51	3,349	0,839	0,020
Degrau 2	$x_A(i)$	$x_A(f)$	$0,63*\Delta x$	$t(i)$	$t(\tau)$	τ	$F_{ap}(i)$	$F_{ap}(f)$	ΔF	Ke
Azul	0,0605	0,0861	0,0766	59,98	60,91	0,930	3,47	4,628	1,158	0,022
Vermelho	0,0609	0,0859	0,0767	60,08	61,02	0,940	3,47	4,628	1,158	0,022
Rosa	0,0608	0,0859	0,0766	60,04	60,94	0,900	3,47	4,628	1,158	0,022
Preto	0,0607	0,0863	0,0768	59,89	60,79	0,900	3,47	4,628	1,158	0,022
Amarelo	0,0608	0,0855	0,0764	60,04	60,93	0,890	3,47	4,628	1,158	0,021
Verde	0,0608	0,0855	0,0764	60,04	60,92	0,880	3,47	4,628	1,158	0,021
Azul --	0,0616	0,0854	0,0766	60,05	60,92	0,870	3,47	4,628	1,158	0,021
Vermelho --	0,0611	0,0811	0,0737	60,05	60,91	0,860	3,47	4,628	1,158	0,017
Rosa --	0,0621	0,0844	0,0761	60,09	60,95	0,860	3,47	4,628	1,158	0,019
Preto --	0,0609	0,0859	0,0767	60,11	60,96	0,850	3,47	4,628	1,158	0,022
Média	0,0610	0,0852	0,0763	60,04	60,93	0,888	3,47	4,628	1,158	0,021
Degrau 3	$x_A(i)$	$x_A(f)$	$0,63*\Delta x$	$t(i)$	$t(\tau)$	τ	$F_{ap}(i)$	$F_{ap}(f)$	ΔF	Ke
Azul	0,0863	0,139	0,119	70,06	71,56	1,500	4,628	5,483	0,855	0,061
Vermelho	0,0862	0,137	0,118	70,19	71,65	1,460	4,628	5,483	0,855	0,059
Rosa	0,0861	0,137	0,118	70,05	71,56	1,510	4,628	5,483	0,855	0,060
Preto	0,0864	0,138	0,119	69,98	71,48	1,500	4,628	5,483	0,855	0,060
Amarelo	0,0857	0,137	0,118	70,02	71,49	1,470	4,628	5,483	0,855	0,060
Verde	0,0857	0,137	0,118	70,03	71,5	1,470	4,628	5,483	0,855	0,060
Azul --	0,0856	0,137	0,118	70,05	71,52	1,470	4,628	5,483	0,855	0,060
Vermelho --	0,0854	0,137	0,118	70,04	71,48	1,440	4,628	5,483	0,855	0,060
Rosa --	0,0855	0,136	0,117	70,09	71,52	1,430	4,628	5,483	0,855	0,059
Preto --	0,0852	0,136	0,117	70,07	71,51	1,440	4,628	5,483	0,855	0,059
Média	0,0858	0,137	0,118	70,06	71,53	1,469	4,628	5,483	0,855	0,060
Degrau 4	$x_A(i)$	$x_A(f)$	$0,63*\Delta x$	$t(i)$	$t(\tau)$	τ	$F_{ap}(i)$	$F_{ap}(f)$	ΔF	Ke
Azul	0,138	0,159	0,151	80	80,71	0,710	5,483	5,972	0,489	0,043
Vermelho	0,137	0,159	0,151	80,17	80,88	0,710	5,483	5,972	0,489	0,045
Rosa	0,138	0,159	0,151	80,07	80,81	0,740	5,483	5,972	0,489	0,043
Preto	0,138	0,159	0,151	80,06	80,77	0,710	5,483	5,972	0,489	0,043
Média	0,138	0,159	0,151	80,08	80,79	0,717	5,483	5,972	0,489	0,043