

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**

Ivan Junior Mantovani

**OTIMIZAÇÃO DOS CHAVEAMENTOS ENTRE VÁLVULAS
ON/OFF EM ATUADORES HIDRÁULICOS DIGITAIS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng.

Coorientador: Prof. Henri Carlo Belan, Dr. Eng.

Florianópolis, 2019.

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

Mantovani, Ivan Junior

Otimização dos chaveamentos entre válvulas ON/OFF
em atuadores hidráulicos digitais / Ivan Junior
Mantovani ; orientador, Victor Juliano De Negri,
coorientador, Henri Carlo Belan, 2019.

140 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de
Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2019.

Inclui referências.


1. Engenharia Mecânica. 2. Hidráulica Digital. 3.
Atuador Hidráulico Digital - DHA. 4. Chaveamentos
entre Válvulas on/off. 5. Controle Secundário com
Cilindro Multi-câmaras. I. De Negri, Victor Juliano.
II. Belan, Henri Carlo. III. Universidade Federal
de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica. IV. Título.


Ivan Junior Mantovani

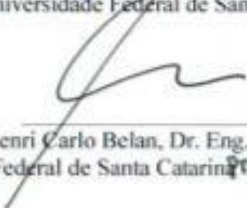
**OTIMIZAÇÃO DOS CHAVEAMENTOS ENTRE VÁLVULAS
ON/OFF EM ATUADORES HIDRÁULICOS DIGITAIS**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de "Mestre em Engenharia Mecânica", e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 19 de junho de 2019.


Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Dep. de Engenharia Mecânica
CTOAV/SC


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


Prof. Henri Carlo Belan, Dr. Eng.
Instituto Federal de Santa Catarina
Dep. de Engenharia Mecânica
CTOAV/SC

Banca Examinadora:



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



Prof. Edson Roberto de Rêgo,
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Andrey Ricardo da Silva, Ph.D.
Engenharia Mecânica
CTCUFSC



Prof. Irlan von Linsingen, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Andrey Ricardo da Silva, Ph.D.
Engenharia Mecânica
CTCUFSC

Este trabalho é dedicado para toda minha família, porém, em especial as minhas avós Anita Maria Basso Mantovani (*in memorian*) e Neusa de Oliveira Freitas Barcellos.

“Talvez não tenhamos conseguido fazer o melhor, mas lutamos para que o melhor fosse feito. Não somos o que deveríamos ser, não somos o que iremos ser.. mas Graças a Deus, não somos o que éramos.”
(Martin Luther King Jr.)

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, por me fortalecer neste importante período em minha vida, que apesar das dificuldades, consegui superá-las e concluir esta etapa de minha carreira acadêmica/profissional.

A minhas avós, Anita Maria Basso Mantovani (*in memoriam*) e Neusa de Oliveira Freitas Barcellos, que são minhas fãs número um em tudo que faço na vida. Infelizmente a Vó Anita veio a falecer no meio desta caminhada, ela que sonhava junto comigo e a cada realização em minha vida sempre comemoramos juntos.

A meu pai Ivan Paulo Mantovani, minha mãe Márcia Barcellos de Moura e meu irmão Paulo Biel Mantovani, que apesar de não entenderem o que eu realmente estava pesquisando (kkkk), não pouparam esforços para que eu permanecesse no caminho que trilhei.

A minha namorada/amiga Jéssica Schimuneck dos Santos que foi um apoio emocional a mim, mesmo à distância, com intermináveis conversas de fim de noite, onde assuntos diversos foram discutidos.

A minha família toda (Tia Margo, Tia Malga, Tio Marcos, Vó Teixerinha, Vó Darci), que sempre acreditaram em minha capacidade, incentivando-me e aconselhando-me em todos os objetivos que compartilhava com eles.

Ao professor Antônio Carlos Valdiero por me apresentar ao meio acadêmico de pesquisa, sendo ele, o principal idealizador para a realização do mestrado na UFSC.

Ao professor Victor Juliano De Negri, que fez jus ao título de orientador, pois, além de passar brilhantemente o conteúdo técnico, direcionou-me por tomada de decisões importantes, fazendo com que eu desfrutasse ao máximo esta fase de minha vida.

Ao professor Henri Carlo Belan, que como coorientador proporcionou-me um grande aprendizado no sistema desenvolvido por ele. Agradecer pela a forma que direcionou-me para a organização do trabalho, onde por esta, participei de um evento científico e junto a colegas publicamos artigos científicos em congressos. Saio desta fase, com certeza, tendo você como um grande amigo.

Aos colegas de LASHIP, Job, Guilherme, Diego, Artur, Vinicius, Nelson, Marcos, Nicodemos, Henrique, Tulio, Ruham, André, Gabriel, João Pedro, Thales, Heitor, Talles, Gregori, Felipe, Maurício que de alguma maneira me auxiliaram neste período.

Aos meus colegas de apartamento/irmãos Daniel e Andrei, vindo para Florianópolis com o mesmo objetivo, onde nossos momentos de convivência foram essenciais para conquistar cada vitória.

Ao Laboratório de Sistema Hidráulicos e Pneumáticos – LASHIP que carimbou seu logo em minha vida acadêmica/profissional. Laboratório onde eu pude contribuir para engrandecer o seu nome e futuramente disseminar a sua cultura nos ambientes que ocuparei.

A Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, que pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica – POSMEC proporcionou a realização deste passo em minha carreira acadêmica/profissional.

A Fundação de Amparo à Pesquisa de Santa Catarina – FAPESC, pelo apoio financeiro para pesquisa realizada.

A Saab AB e Universidade de Linköping, representados pelo Alessandro Dell’amico e Peter Krus, respectivamente, pelo auxílio a pesquisa desenvolvida no LASHIP.

RESUMO

A dissertação apresenta uma solução para otimização dos chaveamentos entre válvulas on/off em sistemas hidráulicos digitais que empregam o controle secundário com um cilindro multi-câmaras. No pioneirismo, o Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos – LASHIP, em uma parceria acadêmica industrial internacional com a Divisão de Sistemas Fluidos e Mecatrônicos – FLUMES e a empresa Saab AB, desenvolveu uma concepção de acionamento de superfícies de voo para aeronaves, denominada Atuador Hidráulico Digital – DHA. O DHA provou ser energeticamente mais eficiente que os sistemas de atuação empregados atualmente, porém, fatores relacionados a problemas intrínsecos da hidráulica digital foram apontados como passíveis de melhorias. Nessa linha, ruídos relacionados com trocas de pressão, suavidade de movimento e sincronismo de chaveamentos são aspectos que necessitam ser investigados. Neste contexto, este trabalho tem como objetivo relacionar desempenho do sistema com eficiência energética, para otimizar os chaveamentos entre válvulas on/off. As válvulas utilizadas para as trocas de pressão no DHA têm a resposta dinâmica na abertura diferente à do fechamento e estas dinâmicas também diferem entre válvulas de mesma marca e modelo. Isto pode gerar perdas energéticas, cavitação ou picos de pressão. No primeiro caso, pela conexão temporária entre duas fontes de suprimento de pressão e nos outros, pelo confinamento do fluido nas câmaras. Em vista destas questões, foi desenvolvido um método de aplicação offline para sincronizar os chaveamentos, via a adequada definição do atraso de tempo para o sinal de abertura das válvulas. A elaboração do método utilizou um modelo matemático validado. Este modelo também foi utilizado para realizar análises de abrangência no método, por variações paramétricas. No modelo matemático do DHA, as válvulas on/off foram parametrizadas com dinâmicas diferentes. Posteriormente, foram criados mecanismos de incorporação do método ao sistema completo e subsequentemente foi aplicado o valor de atraso de tempo de sincronização em cada chaveamento. Em desfecho, foram simuladas variações no atraso de tempo de sincronização, positivas e negativas, e ao relacionar estas com desempenho e eficiência energética foi definido um atraso de tempo para otimização de cada chaveamentos entre válvulas on/off do DHA.

Palavras-chave: Hidráulica Digital, Atuador Hidráulico Digital – DHA, Chaveamentos entre Válvulas *on/off*, Controle Secundário com Cilindro Multi-câmaras e Eficiência Energética.

OPTIMIZATION OF SWITCHING BETWEEN ON/OFF VALVES IN DIGITAL HYDRAULIC ACTUATORS

ABSTRACT

This master's thesis presents a solution to the optimization of the switching between on/off valves in digital hydraulic systems that employ the secondary control with a multi-chamber cylinder. As a pioneer, the Laboratory of Hydraulic and Pneumatic Systems – LASHIP, in an academic-industrial partnership with the Fluid and Mechatronic Systems – FLUMES and the Saab AB company, developed a drive conception for flight control surfaces in aircraft, called Digital Hydraulic Actuator – DHA. The DHA proved to be energetically more efficient than the current systems; however, issues linked to intrinsic problems of the digital hydraulics were quoted as eligible for improvements. Therefore, pressure noise, smoothness of motion and switching synchronism are aspects that need to be further investigated. In this context, this work aims to relate the performance and energy efficiency for optimization of switching between the on/off valves. The valves used in the shifting of pressure in the DHA have a response dynamics which is different in opening than it is in closing, and these responses also vary among valves. A validated mathematical model was used in the preparation of the method. This model was also used to carry out analyses of comprehensiveness in the method by parametric variation. In the DHA model, the on/off valves were parametrized with different dynamic responses. After that, mechanisms were created to apply the method in the entire system and subsequently the synchronism time delay value was applied in each switching. Finally, a variation in the synchronism time delay was simulated, with positive and negative values. When relating these variations with performance and energy efficiency, a time delay was established for the optimization of each switching between the on/off valves of the DHA.

Key-words: Digital Hydraulic, Digital Hydraulic Actuator – DHA, Switching between on/off Valves, Secondary Control with Multi-chamber Cylinder, Energy Efficiency.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Diagrama canal-agência de um sistema hidráulico genérico.	37
Figura 2.2 – Circuito hidráulico convencional subdividido nas quatro unidades.	38
Figura 2.3 – Resultados da análise energética de sistema <i>load sensing</i> , em (a) da pesquisa de Zimmerman, <i>et al.</i> (2007) e em (b) da pesquisa de Rydberg (2015).	39
Figura 2.4 – Diagrama do circuito hidráulico com controle secundário básico.	40
Figura 2.5 – Diagrama do circuito hidráulico da concepção de controle secundário com cilindro multi-câmaras.	41
Figura 2.6 – Em (a) uma foto e em (b) uma representação em corte de uma válvula <i>on/off</i> típica.	43
Figura 2.7 – Diagrama de corpo livre (D.C.L) do obturador da válvula <i>on/off</i> na abertura e no fechamento.	44
Figura 2.8 – Curvas típicas na comutação de válvulas <i>on/off</i> em função da tensão e corrente.	45
Figura 2.9 – Diagrama de circuito hidráulico do experimento para encontrar os tempos de respostas das válvulas <i>on/off</i> , individualmente.	46
Figura 2.10 – Gráficos resultantes do experimento para determinação dos tempos das respostas de uma válvula <i>on/off</i> , onde (a) é o resultado referente a abertura e (b) é referente ao fechamento.	47
Figura 2.11 – Linha do tempo das publicações realizadas pela pesquisa do Atuador Hidráulico Digital – DHA.	48
Figura 2.12 – Diagrama de circuito hidráulico da concepção do DHA.	49
Figura 2.13 – Estrutura da bancada experimental.	50
Figura 2.14 – Resultado dos experimentos realizados com todas as válvulas da bancada, onde em (a) o diferencial de pressão nas válvulas na abertura e em (b) o diferencial de pressão nas válvulas no fechamento.	52
Figura 2.15 – Diagramas com a movimentação dos obturadores, onde em (a) ocorre um chaveamento em curto circuito, em (b) ocorre um chaveamento sincronizado e em (c) ocorre um chaveamento com câmara bloqueada.	55
Figura 3.1 – Modelo completo do DHA.	57
Figura 3.2 – Modelo da válvula <i>on/off</i>	59

Figura 3.3 – Diagrama de blocos do sistema de controle para o modelo do DHA.	61
Figura 3.4 – Em (a) o diagrama hidráulico e em (b) o modelo matemático.	63
Figura 3.5 – Bancada de ensaio para validação do modelo do chaveamento de pressões.....	65
Figura 3.6 – <i>Software</i> supervisorio para monitoria, controle e gravação de dados da bancada de ensaios.....	65
Figura 3.7 – Gráficos do processo de validação do modelo de chaveamento de pressões, onde estão em (a) os sinal enviados para as válvulas, em (b) as curvas de pressão do experimenta e do modelo e em (c) e (d) é posto um zoom das curvas de (b) nos intervalos de 3,96 a 4,2 s e 5,96 a 6,2 s, respectivamente.....	67
Figura 3.8 – Diagrama de bloco do sistema de controle para o modelo de chaveamento de pressões.	68
Figura 4.1 – Gráficos onde em (a) sinais de controle enviados para $1V_{1TCh}$, (b) zoom no intervalo de tempo 3,98 – 4,1 s do gráfico (a), (c) sinais de controle enviados para $1V_{2TCh}$ e (d) zoom no intervalo de tempo 1,98 – 4,1 s do gráfico (c). 70	70
Figura 4.2 – Gráficos resultantes das simulações onde em (a) pressão na câmara 1Ch, (b) zoom no intervalo de tempo 4 – 4,13 s do gráfico (a), (c) posição relativa do obturador da válvula $1V_{1TCh}$ no mesmo intervalo de tempo do gráfico (b), (d) zoom no intervalo de tempo 2 – 2,13 s do gráfico (a) e (e) posição relativa do obturador da válvula $1V_{2TCh}$ no mesmo intervalo de tempo do gráfico (d)	72
Figura 4.3 – Gráficos com as áreas das curvas de pressão em função dos atrasos apli-cados onde em (a) troca de pressão de valor baixo para alto e em (b) troca de pressão de valor alto para baixo	74
Figura 4.4 – Gráficos com áreas das curvas de pressão pela variação do volume onde em (a) chaveamento de pressão de valor baixo para alto e em (b) chaveamento de pressão de valor alto para baixo.	77
Figura 4.5 – Gráficos com áreas das curvas de pressão pela variação do módulo de compressibilidade efetiva onde em (a) chaveamento de pressão de valor baixo para alto e em (b) chaveamento de pressão de valor alto para baixo.....	78
Figura 5.1 – Novo diagrama de blocos do sistema de controle da planta do DHA.	82

Figura 5.2 – Diagrama de blocos interno ao bloco “Atraso de Comunicação”.....	85
Figura 6.1 – Gráficos com os atrasos de tempo de sincronização dos chaveamentos nas câmaras A em (a), B em (b), C em (c) e D em (d).....	88
Figura 6.2 – Gráficos com a posição relativa dos obturadores das válvulas conectadas a câmara A em (a), B em (b), C em (c) e D em (d.).....	89
Figura 6.3 – Gráficos resultantes das simulação com o modelo do DHA para a variação do parâmetro dT_{min} , onde em (a) dT_{min} é 48 ms, em (b) dT_{min} é 58 ms e em (c) dT_{min} é 68 ms.	90
Figura 6.4 – Em (a) gráfico com a posição dos obturadores e em (b) sinais de controle das válvulas da câmara D, com dT_{min} de 48 ms.....	91
Figura 6.5 – Diagrama de hipotéticas sequências de chaveamentos onde em (a) está a posição relativa dos obturadores das válvulas e em (b) o sinal de controle na saída do bloco selecionador de válvulas.	92
Figura 6.6 – Pressões nas câmaras do cilindro no intervalo de 13 a 14 s, com dT_{min} de 48 ms.	93
Figura 6.7 – Gráfico com o NOE a energia dissipada em função do valor de t_{CI} aplicado em cada simulação.	95
Figura 6.8 – Gráfico com o NOE a energia dissipada normatizados em função do valor de t_{CI} aplicado em cada simulação.	96
Figura 6.9 – Em (a) resposta do sistema nas simulações a diferentes valores de t_{CI} , em (b), (c) e (d) curva de erros referente as curvas em (a) para os t_{CI} de -30, -10 e 30 ms, respectivamente.	97
Figura 6.10 – Em (a), (b) e (c) curvas de pressão referentes a simulações com t_{CI} de -30, -10 e 30 ms, respectivamente.	98
Figura B.1 – Montagem do circuito hidráulico para ensaiar as válvulas <i>on/off</i>	115
Figura B.2 – Tela inicial do <i>software</i> supervisor para os experimentos individuais das válvulas.....	116
Figura B.3 – Gráficos do diferencial de pressão no movimento de abertura (a) e fechamento (b) da válvula $1V_{1TCh}$	117
Figura B.4 – Gráficos do diferencial de pressão no movimento de abertura (a) e fechamento (b) da válvula $1V_{2TCh}$	118

Figura D.1 – Diagrama da automação das simulações com o modelo do DHA.	122
Figura D.2 – Matriz de comandos.....	122
Figura D.3 – Padrão da nomenclaturação das pastas e arquivos gerados pelo <i>script</i> da automação das simulações.	124
Figura E.1 – Digrama do <i>script</i> para a definição de todos os atrasos de sincronização.	129
Figura F.1 – Fluxograma da função <i>Delay Select</i>	140

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Tempos de respostas das válvulas.	53
Tabela 3.1 – Elementos complementares da biblioteca do Hopsan.	58
Tabela 3.2 – Parâmetros do modelo do chaveamento de pressões.	64
Tabela D.1 – Tabela indicando todos os pares de válvulas que realizam chaveamento de pressões e as condições de contorno para aplicar o método de sincronização.....	121
Tabela D.2 – Tabela de protocolos para a Matriz de Comandos.	123

SIMBOLOGIA

LISTA DE SIGLAS

CDFC	<i>C_type Digital Four Chamber</i>
DCL	Diagrama de Corpo Livre
DFP	<i>Workshop on Digital Fluid Power</i>
DHA	Atuador Hidráulico Digital
DV	<i>DigitalValve</i>
EHA	Atuador Eletro-Hidráulico
EMA	Atuador Eletromecânico
FLU-MES	Divisão de Sistemas Fluidos e Mecatrônicos
HV	<i>HydraulicVolume</i>
LASHIP	Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos
LiU	Universidade de Linköping
MEA	More Electrical Aircraft
NOE	Erro Normalizado
P&D	Pesquisa e Desenvolvimento
PBE	Programa Brasileiro de Etiquetagem
PBEV	Programa Brasileiro de Etiquetagem Veicular
R3ASC	<i>Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components</i>
SAAB	Saab AB
TML-GAF	<i>Translational Mass with LuGre Asymmetric Friction</i>
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina

ALFABETO GREGO

α	Fator exponencial	[-]
α_1	Alfa	[-]
β_{ef}	Módulo de compressibilidade efetiva	[Pa]
λ	Percentual a ser aplicado para evitar fluido confiado	[-]
ξ^{off}	Amortecimento no fechamento da válvula	[-]

ξ^{on}	Amortecimento na abertura da válvula	[-]
ρ	Massa específica do fluido	[kg/m ³]
σ_0	Sigma 0	[N/m]
σ_1	Sigma 1	[kg/s]
σ_2	Sigma 2	[kg/s]
ω_n^{off}	Frequência natural na abertura da válvula	[rad/s]
ω_n^{on}	Frequência natural na abertura da válvula	[rad/s]

ALFABETO LATINO

a	Aceleração do Cilindro	[m/s ²]
A_A	Área na câmara A	[m ²]
A_B	Área na câmara B	[m ²]
A_C	Área na câmara C	[m ²]
A_D	Área na câmara D	[m ²]
A_p	Área correspondente a curva de pressão no método de sincronização	[Pa.s]
$c_{d\ 12}$	Coefficiente de descarga da válvula do pórtico 1 para 2	[-]
$c_{d\ 21}$	Coefficiente de descarga da válvula do pórtico 2 para 1	[-]
c_{leak}	Coefficiente de vazamento interno do cilindro	[-]
d	Diâmetro do carretel da válvula	[m]
Δp	Diferencial de pressão	[Pa]
dT_{min}	Tempo mínimo entre trocas de combinações	[s]
E_{dis}	Energia dissipada pelo sistema	[J]
E_h	Energia hidráulica	[J]
E_{in}	Energia de entrada do sistema	[J]
E_{out}	Energia de saída do sistema	[J]
f	Fração do carretel da válvula	[-]
F_{at}	Força de Atrito no Cilindro	[N]
F_c	Atrito de Coulomb	[N]
F_{ext}	Força de carga externa	[N]
$F_{f(1\rightarrow 2)}$	Força de escoamento entre o Pórtico 1 para 2	[N]

$F_{f(2 \rightarrow 1)}$	Força de escoamento entre o Pórtico 2 para 1	[N]
F_{fr}	Força de atrito	[N]
F_h	Força hidráulica	[N]
F_{mg}	Força magnética	[N]
$F_{m,gr}$	Força magnética residual	[N]
F_p	Força gerada pela pressão	[N]
F_{pre}	Força de pré carga da mola	[N]
F_s	Atrito estático	[N]
F_{sp}	Força da mola	[N]
g	Gravidade	[m/s ²]
K_{spring}	Constante elástica da mola	[N/m]
M_t	Massa total acoplada a haste do cilindro	[kg]
n_c	Número de câmaras do cilindro com áreas distintas	[-]
n_d	Número de atrasos aplicados no método de sincronização	[-]
n_F	Número de forças discretas	[-]
n_p	Número de linhas com pressão de suprimento distintas	[-]
n_v	Numero de válvulas por câmara	[-]
p_A	Pressão na câmara A	[Pa]
p_B	Pressão na câmara B	[Pa]
p_C	Pressão na câmara C	[Pa]
p_{Ch}	Pressão na câmara	[Pa]
p_D	Pressão na câmara D	[Pa]
P_h	Potência hidráulica	[W]
P_{out}	Potência de saída do sistema	[W]
P_{pS1}	Potência fornecida pela pressão de suprimento 1	[W]
P_{pS2}	Potência fornecida pela pressão de suprimento 2	[W]
P_{pS3}	Potência fornecida pela pressão de suprimento 3	[W]
p_{SH}	Pressão de suprimento de nível alto	[Pa]
p_{SL}	Pressão de suprimento de nível baixo	[Pa]
q_V	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
S_A	Vetor dos sinais de controle para as válvulas conectadas a câmara A	[-]

S_B	Vetor dos sinais de controle para as válvulas conectadas a câmara B	[-]
S_C	Vetor dos sinais de controle para as válvulas conectadas a câmara C	[-]
S_D	Vetor dos sinais de controle para as válvulas conectadas a câmara D	[-]
t_c	Tempo de fechamento da válvula	[s]
t_{CI}	Tempo do índice de correção	[s]
t_d	Atraso de tempo no sinal de abertura	[s]
t_{ds}	Atraso de tempo de sincronização no sinal de abertura	[s]
$T_{ds A}$	Matriz de atrasos de tempo de sincronização da câmara A	[s]
$T_{ds B}$	Matriz de atrasos de tempo de sincronização da câmara B	[s]
$T_{ds C}$	Matriz de atrasos de tempo de sincronização da câmara C	[s]
$T_{ds D}$	Matriz de atrasos de tempo de sincronização da câmara D	[s]
t_{lo}	Limite de tempo inferior no método de sincronização	[s]
t_o	Tempo de abertura da válvula	[s]
t_{p0}	Instante de envio do sinal no método de sincronização	[s]
t_{scd}	Atraso de tempo do fechamento da válvula	[s]
t_{scr}	Tempo de resposta do carretel na fechamento da válvula	[s]
t_{sod}	Atraso de tempo da abertura da válvula	[s]
t_{sor}	Tempo de resposta do carretel na abertura da válvula	[s]
t_{up}	Limite de tempo superior no método de sincronização	[s]
V	Volume da câmara	[m ³]
$V_{dead A}$	Volume morto da câmara A	[m ³]
$V_{dead B}$	Volume morto da câmara B	[m ³]
$V_{dead C}$	Volume morto da câmara C	[m ³]
$V_{dead D}$	Volume morto da câmara D	[m ³]
v_s	Velocidade Stribeck	[m/s]

x_A	Posição do cilindro	[m]
$\overline{x_A}$	Média da posição do cilindro	[m]
x_{Amax}	Deslocamento máximo do cilindro	[m]
x_{ref}	Posição de referência do cilindro	[m]
x_{vmax}	Deslocamento máximo do carretel da válvula	[m]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	31
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	31
1.2	OBJETIVOS	34
1.2.1	Objetivo geral	34
1.2.2	Objetivos específicos	34
1.3	JUSTIFICATIVAS E CONTRIBUIÇÕES.....	35
1.4	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	36
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	37
2.1	SISTEMAS HIDRÁULICOS	37
2.1.1	Dissipação energética em válvulas hidráulicas	38
2.2	CONTROLE SECUNDÁRIO COM CILINDRO MULTICÂMARAS	40
2.3	VÁLVULAS <i>ON/OFF</i>	42
2.4	HISTÓRICO DE DESENVOLVIMENTO DO DHA.....	47
2.5	CARACTERIZAÇÃO DO CHAVEAMENTO	52
3	MODELOS MATEMÁTICOS	57
3.1	MODELO MATEMÁTICO DO DHA.....	57
3.1.1	Controlador do modelo do DHA	61
3.2	MODELO DO CHAVEAMENTO DE PRESSÕES	62
3.2.1	Controlador do modelo do chaveamento de pressões	68
4	MÉTODO DE DETERMINAÇÃO DO ATRASO DE TEMPO PARA SINCRONIZAÇÃO DE CHAVEAMENTO	69
4.1	EXECUÇÃO DE UMA SEQUÊNCIA DE ABERTURAS E FECHAMENTOS DO PAR DE VÁLVULAS	69
4.2	MEDIÇÃO DAS RESPOSTAS DA PRESSÃO NA CÂMARA E IDENTIFICAÇÃO DE PADRÕES NAS CURVAS DE PRESSÃO	71
4.3	EXECUÇÃO DE UM IDENTIFICADOR DOS PADRÕES DAS CURVAS DE PRESSÃO	73
4.4	DETERMINAÇÃO DO TEMPO DE ATRASO DE SINCRONIZAÇÃO DAS VÁLVULAS	74
4.5	INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS DO SISTEMA.....	76
4.6	CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO.....	78
5	IMPLEMENTAÇÃO DA SINCRONIZAÇÃO DOS CHAVEAMENTOS AO DHA	81
5.1	MECANISMOS PARA A APLICABILIDADE DO MÉTODO DE SINCRONIZAÇÃO AO DHA.....	81
5.2	AUTOMAÇÃO PARA A EXECUÇÃO DO MÉTODO DE SINCRONIZAÇÃO	82

5.3	FUNÇÃO PARA IDENTIFICAÇÃO DO CHAVEAMENTO E DIRECIONAMENTO DO ATRASO DE TEMPO DE SINCRONIZAÇÃO	84
5.4	CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO.....	86
6	ANÁLISE DA SINCRONIZAÇÃO NO MODELO DO DHA	87
6.1	CAPTURA DOS ATRASOS DE TEMPO DE SINCRONIZAÇÃO	87
6.2	DEFINIÇÃO DO INTERVALO DE TEMPO MÍNIMO ENTRE CHAVEAMENTOS (<i>dT_{min}</i>)	89
6.3	OTIMIZAÇÃO DOS CHAVEAMENTO ENTRE VÁLVULAS <i>ON/OFF</i>	93
6.4	CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO.....	99
7	CONCLUSÕES.....	101
	REFERÊNCIAS	105
	APÊNDICE A – Parametrização do modelo do DHA.....	113
	APÊNDICE B – Ensaio experimental para levantamento dos parâmetros das válvulas	115
	APÊNDICE C – Digrama simulink do sistema de controle do modelo de chaveamento de pressões.....	119
	APÊNDICE D – Descrição do funcionamento do <i>script</i> para automatizar o processo de simulação	121
	APÊNDICE E – Descrição do funcionamento do <i>script</i> para automatizar a construção das matrizes com os atrasos de tempo de sincronização.....	129
	APÊNDICE F – Descrição do funcionamento da função <i>select delay</i>	139

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

A eficiência energética é objetivo recorrente em projetos de engenharia atualmente, visto que esta característica pode gerar dois grandes ganhos competitivos a qualquer produto, o ambiental e o econômico.

No setor da linha branca, no Brasil, há o Programa Brasileiro de Etiquetagem – PBE, coordenado pelo Inmetro. Este programa fornece o selo Procel para equipamentos com maior eficiência energética, tendo como consequência, o aumento de vendas. Atualmente, este programa tem estimulado a fabricação de produtos cada vez mais eficientes (ABESCO, 2018).

No setor automotivo, também no Brasil, o Programa Brasileiro de Etiquetagem Veicular – PBEV é aplicado de forma voluntária aos veículos leves movidos a gasolina, etanol ou GNV (de fábrica). Da mesma forma que no PBE, é fornecido um selo para os equipamentos com maior eficiência energética (CONPET, 2012). Em 2016 a montadora Chevrolet foi premiada com o troféu Selo Conpet por ter carros com dupla classificação verde no PBEV. Entre os modelos que possuem esta classificação, encontra-se o Chevrolet Onix (CHEVROLET, 2016). Este modelo de automóvel foi o carro mais vendido na América Latina neste mesmo ano (CHEVROLET, 2017).

No setor aeronáutico, não é diferente dos exemplos citados anteriormente. Como exemplo, o avião da fabricante Boeing, modelo 777-200LR, obteve o recorde mundial de um voo tripulado com maior distância percorrida sem escala, realizado em novembro de 2005 (GUINNESS, 2005). Até maio de 2018, o Boeing 777 foi a avião de grande porte mais vendido (ZHANG, 2018).

Objetivando ganhos competitivos em produtos, estes são exemplos que justificam a busca por eficiência energética. Salienta-se que as vendas nos casos citados, não se deve apenas à eficiência energética, mas ela é um ponto em comum de áreas tão distintas.

Sistemas hidráulicos de potência dominam, indiscutivelmente, diversos campos de aplicações. Isto, principalmente por suas características de baixa relação peso/potência e rápida resposta dinâmica (TANAKA, *et al.*, 2013) (LINSINGEN, 2016). Porém, a eficiência energética total em uma aplicação típica (Servo-válvula ou Válvula proporcional + Cilindro) é muito baixa (Exemplos de aplicações típicas em Pereira-Dias, Peixoto e Costa (2014) e Ledezma, De Pieri e De Negri (2018)). Estes aspectos

qualitativos resultam da comparação de similares elétricos de mesmas características.

Na aviação, a baixa eficiência energética de sistemas hidráulicos típicos, oportunizou o surgimento de muitas alternativas elétricas ou hidráulicas sem uso de servo-válvulas. A exemplo disso, o conceito *More Electrical Aircraft* – MEA teve uma grande ascensão na última década (NAAYAGI, 2013) (SARLIOGLU e MORRIS, 2015). Este conceito tem guiado a realização de várias pesquisas em atuadores como o Atuador Eletromecânico – EMA e o Atuador Eletro-Hidrostático – EHA, conforme citado por Larrieu, Lamoussiere e Andrieu (2018), especialistas em atuadores para controle de voo da Airbus no *Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components* – R3ASC.

Apesar do conceito MEA, já estar sendo implementado em aeronaves certificadas como o Airbus A380 e o Boeing 787 (BOGLIETTI, *et al.*, 2009), os autores Larrieu, Lamoussiere e Andrieu (2018) relatam dificuldades na aplicação em superfícies primárias de voo. Assim, podem ser considerados dois caminhos de pesquisas, aprimorar o conceito MEA ou aprimorar a eficiência energética em sistemas hidráulicos.

Em pesquisas com sistemas hidráulicos, a hidráulica digital está em destaque na comunidade acadêmica internacional. Data-se que a técnica de hidráulica chaveada (Hidráulica Digital) é aplicada deste o século XVIII, criada por Montgolfier em 1786 (SCHEIDL, WINKLER e PLÖCKINGER, 2015). Porém, foi só em 2003 que Matti Linjama (LINJAMA e VILENIUS, 2003) introduziu a hidráulica e pneumática digital atuais. 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. Quando comparados aos sistemas com válvulas proporcionais, os sistemas hidráulicos digitais apresentam grandes vantagens como, por exemplo, alta eficiência, robustez e elevada capacidade de padronização de componentes (WINKLER, 2017). Para aprofundamento sobre pesquisas atuais sobre hidráulica digital, o autor recomenda a leitura dos artigos Linjama (2011), Scheidl, Winkler e Plöckinger (2015), Winkler (2017) e a uma pesquisa nos anais nas 9 edições do *Workshop on Digital Fluid Power - DFP*.

No contexto apresentado, onde por um lado há a necessidade de melhoria em eficiência energética dos atuadores das superfícies primárias em aeronaves e, por outro, há uma ascensão da hidráulica digital como uma maneira de solucionar os problemas energéticos dos sistemas hidráulicos típicos, o Laboratório de Sistema Hidráulicos e Pneumáticos –

LASHIP, da Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, em parceria com a empresa Saab AB com sede na Suécia e a Divisão de Sistemas Fluidos e Mecatrônicos – FLUMES, da Universidade de Linköping – LiU, também sediada na Suécia, firmaram uma parceria para o desenvolvimento de uma concepção com hidráulica digital para controle de superfícies primárias de aviões.

Esta parceria teve sua primeira publicação em 2014 com o artigo Belan, *et al.* (2014). Desde esta data, até o presente momento, foram concretizados dois mestrados, um doutorado e um projeto de pesquisa e desenvolvimento, além da publicação de vários artigos nacionais e internacionais. Em resumo, a parceria gerou uma concepção de sistema de atuação digital para aplicação na aviação, nomeado de Atuador Hidráulico Digital – DHA (BELAN, 2018). No trabalho em conjunto foi projetado e construído um protótipo que demonstrou um potencial em torno de 30 vezes mais eficiente quando comparado aos sistemas com servo-válvulas utilizados atualmente (CRUZ, 2018).

Como aspecto passível de aprimoramento, a pesquisa apontou problemas intrínsecos aos sistemas digitais com a estrutura apresentada (controle secundário e cilindro multi-câmaras). Estes são: o ruído ocasionado pela troca de pressão durante os chaveamentos das válvulas *on/off*, transferindo vibração a haste do cilindro e conseqüentemente afetando o desempenho do sistema, apontado por Linjama e Vilenius (2005), Laamanen, Linjama e Vilenius (2007), Hansen, Pedersen e Bech (2015) e Hansen e Pedersen (2016); e períodos de tempo em que duas válvulas ficam abertas ao mesmo tempo, em uma câmara do cilindro, provocando perdas energéticas pelo curto circuito de fontes de suprimento de pressão, inicialmente citado por Linjama, *et al.* (2009) e posteriormente também citado por Ward (2017), Dell’amico. *et al.* (2018) e Belan (2018).

Um agente propagador destes problemas é a diacronia¹ entre válvulas *on/off* no chaveamento de pressões (LAAMANEN, LINJAMA e VILENIUS, 2007). O efeito de diacronia é consequência da incerteza, na ordem de milissegundos, das respostas dinâmicas das válvulas *on/off*, mesmo sendo válvulas de mesmo fabricante e modelo (BELAN, 2018). Esta incerteza se dá por três principais fatores: os dados fornecidos pelos fabricantes são valores médios (LINJAMA e VILENIUS, 2008); os sistemas digitais normalmente usam aceleradores eletrônicos que alteram o tempo de resposta nominal (BREGALDA, KULMAN e BELAN, 2017); o comportamento das válvulas pode variar com o ciclo de vida e condições do ambiente em que estão inseridas (BELAN, 2018).

¹ Antônimo de sincronia.

O sincronismo entre válvulas *on/off* é complexo, pois é necessário o conhecimento dos tempos de resposta na abertura e no fechamento de cada válvula envolvida no chaveamento. Além disso, na hidráulica digital estes tempos estão na casa dos milissegundos. Atualmente, o levantamento dos tempos de resposta das válvulas é realizado por método desenvolvido por Breidi, *et al.* (2014) e Breidi, Helmus e Lumkes (2016). No método, para obtenção de resultados mais confiáveis, é indicado que os ensaios sejam realizados em um *manifold* específico, onde ocorre um ensaio para cada válvula individualmente. Os procedimentos, para cada válvula, tornam o método trabalhoso, pois, para sua realização é necessário interferência mecânica no sistema e pela característica do ciclo de vida das válvulas esta interferência ocorre periodicamente.

A interferência mecânica excessiva no sistema, além de deixar o método trabalhoso, pode danificar as roscas no *manifold*, aumentar o desperdício de fluido hidráulico na desmontagem e aumentar a probabilidade de acúmulo de ar no sistema por procedimento de sangramento incorreto. O sincronismo entre válvulas é necessário para o funcionamento adequado do DHA. Desta forma, as características do método atualmente aplicado para tentativa de eliminar a diacronia, progridem o sistema de obter o nível de maturidade TRL 4.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

O objetivo geral desta dissertação é avaliar o sincronismo e propor procedimentos para otimizar o chaveamento entre válvulas *on/off*, aliando desempenho com eficiência energética nas trocas de pressão. Por consequência, reduzindo perdas energéticas, cavitação e picos de pressão.

1.2.2 Objetivos específicos

No intuito de alcançar o objetivo geral, foram construídos objetivos específicos:

- Caracterizar as formas de chaveamento entre duas válvulas *on/off*;
- Construir e validar um modelo matemático com duas válvulas *on/off* conectadas a uma câmara de volume constante para simular chaveamentos;

- Desenvolver um método para sincronizar chaveamentos entre válvulas *on/off* baseado na leitura das pressões;
- Construir ferramentas para aplicar o método de sincronismo para o modelo matemático do DHA validado por Belan (2018);
- Avaliar a relação entre desempenho e eficiência energética pela variação do ponto de sincronização dos chaveamentos no modelo matemático do DHA, definindo um chaveamento otimizado;
- Apresentar resultados (erro de posição e comportamento das pressões) com o modelo do DHA ajustado no ponto de operação para os chaveamentos otimizados.

1.3 JUSTIFICATIVAS E CONTRIBUIÇÕES

O assunto tratado neste trabalho, como foi apresentado no item 1.1, é recorrente em pesquisas que envolvem sistemas hidráulicos digitais que fazem o uso de controle secundário e cilindro multi-câmaras. Assim, este trabalho não solucionará apenas um problema interno do núcleo de pesquisa do LASHIP, mas tratará da solução de problemas discutido em outros centros de pesquisas ao redor do mundo.

O estudo de chaveamentos entre válvulas *on/off* apresentado no trabalho traz contribuições como:

- Obtenção de sincronismos do chaveamento entre duas válvulas *on/off*, sem a necessidade de experimentação de cada válvula individualmente e interferência mecânica no sistema;
- Redução de perdas energéticas, cavitação e picos de pressão, pela otimização dos chaveamentos;
- Possibilidade de acompanhamento periódico do funcionamento de cada válvula, podendo prever falha pela variação do padrão das respostas dinâmicas.

Além disso, o objetivo geral desta dissertação, está relacionado a um dos objetivos específicos de um projeto de pesquisa e desenvolvimento – P&D denominado “Atuador hidráulico digital para controle de voo: Solução inovadora para alta eficiência energética, confiabilidade e segurança”, ao qual estou vinculado como engenheiro pesquisador. O projeto tem como meta desenvolver uma concepção de solução inovadora para atuadores em aeronaves baseada na tecnologia de hidráulica digital, visando maior eficiência energética e a possibilidade de monitoramento para atender os requisitos de segurança e confiabilidade.

O projeto é parte de um acordo de cooperação internacional composto pelo LASHIP e a Fundação CERTI, da UFSC, o FLUMES da LiU e a empresa SAAB, os dois últimos sediados na Suécia. Portanto, pretende-se que esta dissertação contribua para o projeto P&D, que promoverá o desenvolvimento de um sistema inovador para aeronaves através de uma parceria acadêmica-industrial nas áreas aeroespacial e de defesa entre os países Brasil e Suécia.

1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A revisão bibliográfica é tratada no capítulo 2. Na primeira parte desse capítulo, são tratados assuntos como a dissipação energética em válvulas hidráulicas, controle secundário com cilindro multi-câmaras e características de válvulas *on/off*.

Ainda no capítulo 2 é apresentado um resumo das publicações relacionadas ao desenvolvimento do DHA até a pesquisa atual, em forma de linha do tempo. O capítulo finaliza com uma caracterização das possibilidades de chaveamento entre válvulas *on/off*. Nesse item, destaca-se a nomenclatura das variáveis impostas na movimentação do obturador das válvulas e as formas em que o chaveamento pode ocorrer.

Os modelos matemáticos aplicados nesta dissertação são apresentados no capítulo 3. O modelo do DHA foi desenvolvido por Belan (2018). Nesta dissertação, este modelo é apresentado e focado na modelagem das válvulas. Por sua vez, o modelo do chaveamento de pressões foi desenvolvido no trabalho e validado em bancada de ensaios.

A etapa chave da dissertação é apresentada no capítulo 4, onde está o desenvolvimento de um método para determinar o atraso de tempo que sincroniza os chaveamentos entre válvulas *on/off*. No capítulo, com o uso do modelo de chaveamento de pressões, o método foi desenvolvido e ao final mostrou-se não influenciado pela variação dos parâmetros de volume da câmara e módulo de compressibilidade efetiva.

No capítulo 5, ferramentas para implementar o método de sincronização no DHA foram construídas. Esta etapa foi essencial para a avaliação de desempenho e eficiência energética realizada posteriormente com o modelo do DHA.

O capítulo 6 apresenta as análises realizadas no modelo após a sincronização de todos os chaveamentos do DHA. Foi construído um gráfico que relaciona desempenho com eficiência energética, onde pode-se apontar um ponto de operação otimizado para os chaveamentos. A dissertação é finalizada com análise dos resultados (erro de posição e comportamento das pressões) neste ponto de operação.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 SISTEMAS HIDRÁULICOS

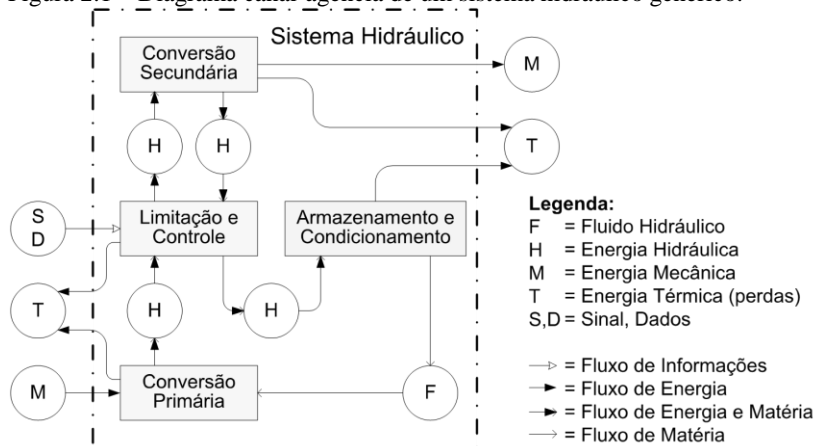
Os sistemas hidráulicos são aplicados em áreas que vão desde a mineração até a indústria aeroespacial. Define-se por sistema hidráulico

“Um conjunto de elementos físicos convenientemente associados que, utilizando fluido como meio de transferência de energia, permite a transmissão e controle de forças e movimento.” (LINSINGEN, 2016, p.17).

Então, em termos energéticos, um sistema hidráulico é o meio através do qual converte-se e condiciona-se energia de entrada em energia mecânica útil (LINSINGEN, 2016).

Dentro de um sistema hidráulico há elementos físicos, que individualmente ou em associação formam quatro unidades bem definidas, que são, unidade de armazenamento e condicionamento, unidade de conversão primária, unidade de limitação e controle e unidade de conversão secundária. Estas unidades ligam-se via fluxo de informação, energia e matéria como apresentado no diagrama de canal-agência da Figura 2.1 (LINSINGEN, 2016).

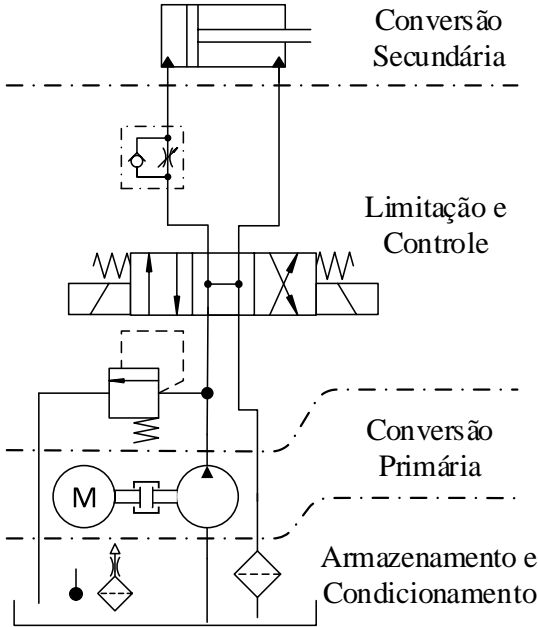
Figura 2.1 – Diagrama canal-agência de um sistema hidráulico genérico.



Fonte: De Negri (2014).

Ao expandir as agências do diagrama da Figura 2.1 têm-se os componentes hidráulicos que as compõem, que para um sistema hidráulico convencional são apresentados na Figura 2.2.

Figura 2.2 – Circuito hidráulico convencional subdividido nas quatro unidades.

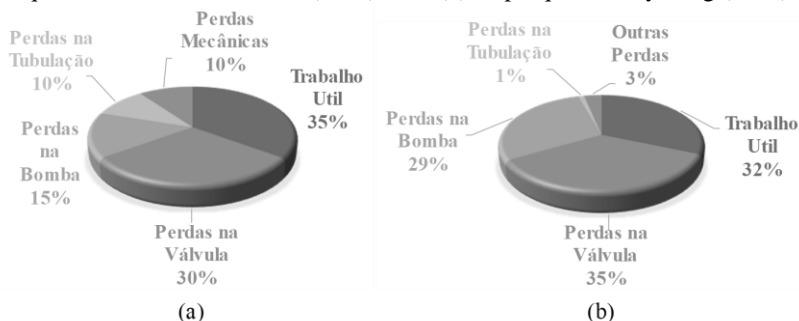


Fonte: Belan *et al.* (2014).

2.1.1 Dissipação energética em válvulas hidráulicas

A principal desvantagem que os sistemas hidráulicos convencionais apresentam é a baixa eficiência energética. Virvalo e Vilenius (2000), mostram sistemas hidráulicos que em um determinado ciclo de trabalho apresentam 5% de eficiência energética. Em Zimmerman, *et al.* (2007) e Rydberg (2015), foi realizada análise energética em sistemas hidráulicos *load sensing*. Estes sistemas foram aplicados em escavadeiras, consequentemente são similares. A análise aconteceu para um ciclo de trabalho padrão neste tipo de equipamento, e os resultados destas análises estão apresentados na Figura 2.3.

Figura 2.3 – Resultados da análise energética de sistema *load sensing*, em (a) da pesquisa de Zimmerman, *et al.* (2007) e em (b) da pesquisa de Rydberg (2015).



Fonte: (a) Adaptado de Zimmerman, *et al.* (2007) e (b) adaptado de Rydberg (2015).

As Figura 2.3 (a) e (b) ilustrou a baixa eficiência energética em sistemas hidráulicos convencionais. Ao analisar estes dados, constatam-se grandes perdas associadas à válvula. Desta forma, quando se examina um circuito hidráulico do ponto de vista das unidades de conversão apresentadas por Linsingen (2016), é evidente que grandes perdas energéticas estão associadas à unidade de limitação e controle.

Válvulas hidráulicas, proporcionais ou servo-válvulas, têm o vazamento interno como uma característica construtiva. Os tipos de centro destas válvulas têm influência neste vazamento, por exemplo, em uma válvula com centro fechado supercrítico o vazamento interno é menor em que uma válvula com centro fechado subcrítico, porém, sempre haverá vazamento interno (FURST e DE NEGRI, 2002). Portanto, se a válvula está com diferencial de pressão entre a porta de suprimento e a de retorno para reservatório, ela sempre dissipará energia, pois a dissipação neste caso é relacionada com

$$P_h = \Delta p \cdot q_v \quad (2.1)$$

$$E_h = \int_{t_0}^{t_1} P_h dt \quad (2.2)$$

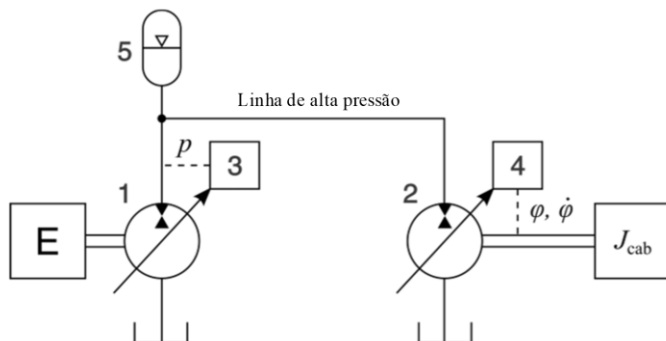
onde P_h e E_h são potência e energia hidráulica, respectivamente. A P_h é dada pela multiplicação das variáveis esforço e fluxo, que no caso da hidráulica são traduzidas por diferencial de pressão (Δp) e vazão volumétrica (q_v).

2.2 CONTROLE SECUNDÁRIO COM CILINDRO MULTI-CÂ-MARAS

Discutiu-se a perda energética provocada por válvulas da unidade de limitação e controle em um sistema hidráulico. A mitigação do controle restritivo dentro desta unidade demonstra ser uma solução para um sistema hidráulico aumentar a eficiência energética e o controle secundário pode ser uma alternativa.

A ideia de controle secundário na hidráulica não é nova. Ela foi patenteada por Nikolaus em 1977 (apud BUSQUETS e IVANTYSYNOVA, 2014) como uma alternativa mais eficiente para controle hidráulico (BUSQUETS e IVANTYSYNOVA, 2014) (BUSQUETS e IVANTYSYNOVA, 2016). Na Figura 2.4 é apresentado o conceito do controle secundário básico.

Figura 2.4 – Diagrama do circuito hidráulico com controle secundário básico.



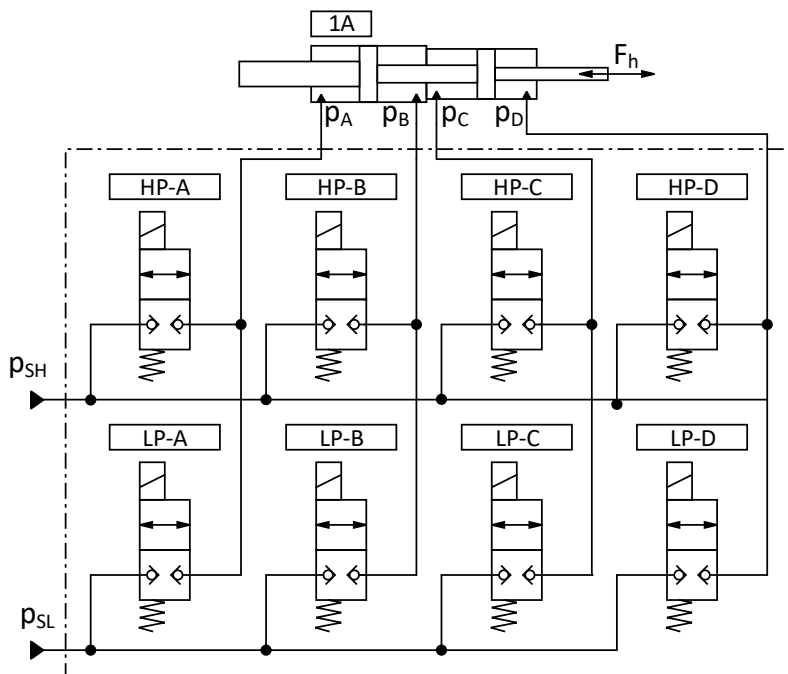
Fonte: Traduzido de Busquets e Ivantysynova (2014).

No diagrama da Figura 2.4 a unidade de conversão primária (1) é responsável por manter a linha de alta pressão em um valor constante na porta de trabalho da unidade de conversão secundária (2). O controle de pressão ocorre pelo controle do deslocamento volumétrico em (3). O controle de velocidade, posição ou torque da saída do sistema ocorre por (4) via a mudança do deslocamento volumétrico da unidade de conversão secundária (2) (BUSQUETS e IVANTYSYNOVA, 2014) (BUSQUETS e IVANTYSYNOVA, 2016).

Segundo Linjama, *et al.* (2009), para aplicar o controle secundário é necessário variar o deslocamento volumétrico da unidade de conversão secundária. Desta forma, este princípio de controle é considerado de difícil aplicação em cilindros hidráulicos. Porém, em sua publicação de

mesmo ano, foi apresentado o uso cilindros hidráulicos multi-câmaras com uma abordagem de hidráulica digital. Com esta solução obteve-se sucesso ao aplicar a técnica de controle secundário para cilindros hidráulicos. A estrutura proposta é apresentada no diagrama de circuito hidráulico da Figura 2.5

Figura 2.5 – Diagrama do circuito hidráulico da concepção de controle secundário com cilindro multi-câmaras.



Fonte: Adaptado de Linjama, *et al.* (2009).

O método de controle secundário apresentado por Busquets e Ivantysynova (2016) tem como agente responsável pela variação de torque o deslocamento volumétrico, já o proposto por Linjama, *et al.* (2009) tem a combinação de áreas e pressões como agente responsável pela variação de força, ou seja, em malha aberta o sistema apresentado na Figura 2.5 é um atuador hidráulico de forças discretas. Os níveis e número de forças discretas que esta configuração é capaz de gerar são definidos pelas equações (2.3) e (2.4), respectivamente.

$$F_h = (p_A \cdot A_A) - (p_B \cdot A_B) + (p_C \cdot A_C) - (p_D \cdot A_D) \quad (2.3)$$

$$n_F = n_c^{n_p} \quad (2.4)$$

onde n_F é o número de forças discretas que o sistema pode exercer, n_c número de câmaras com áreas distintas que compõem o cilindro multi-câmaras e n_p é o número de linhas com pressões de suprimento distintas do sistema. Como o sistema é composto por quatro áreas diferentes e dois níveis de pressão é possível obter dezesseis níveis de forças para realizar o controle, e estes níveis são definidos pelos valores das áreas e das pressões.

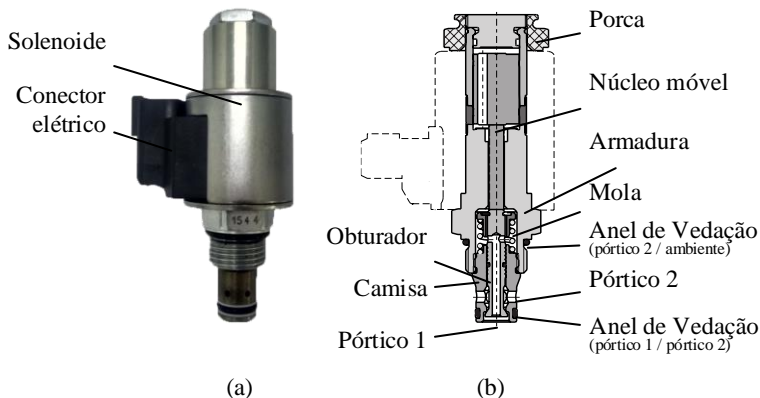
Apresentado o sistema em 2009, outros pesquisadores como Dell'amico, *et al.* (2013) e Belan, *et al.* (2015) basearam-se nele para desenvolver novas concepções no setor de máquinas pesadas e de aviação, respectivamente. Porém, nestas concepções foi incluída uma linha de pressão de suprimento intermediária, que é capaz de produzir oitenta e um níveis de força discretas.

A seleção de nível de força discreta no controle secundário com cilindro multi-câmara, se dá pela seleção do nível de pressão para cada câmara. Essa seleção ocorre pelo acionamento ou não das válvulas *on/off*. No circuito da Figura 2.5, quando o nível de pressão na câmara A for p_{SH} , a válvula HP-A deve estar aberta e a válvula LP-A deve estar fechada. Ao ocorrer uma troca do nível de pressão desta câmara de p_{SH} para p_{SL} , em teoria, quando a válvula HP-A fechar a válvula LP-A abriria. No entanto, na prática, há atrasos nas respostas de fechamento e abertura das válvulas envolvidas no chaveamento (LINJAMA, *et al.*, 2009) (DELL'AMICO, *et al.*, 2013) (BELAN, *et al.*, 2015).

2.3 VÁLVULAS ON/OFF

Nos sistemas de controle secundário com cilindro multi-câmaras emprega-se válvulas *on/off* de aceto. Essas podem ser normalmente fechadas ou abertas e são acionadas por solenoide com retorno por mola (LINJAMA, *et al.*, 2009). A Figura 2.6 mostra os elementos que a compõem e a disposição construtiva destes.

Figura 2.6 – Em (a) uma foto e em (b) uma representação em corte de uma válvula *on/off* típica.



Fonte: (a) Própria autoria, (b) adaptado de ArgoHytos (2016).

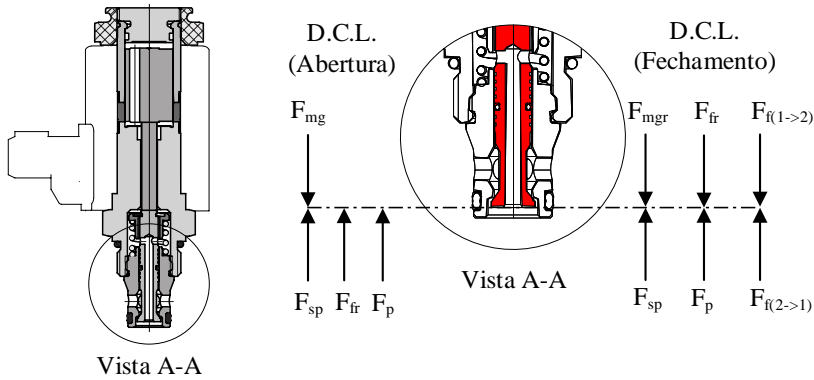
A Figura 2.6 (a) apresenta uma válvula da marca Hydraforce modelo SV08-28 (HYDRAFORCE, 20XX). A disposição construtiva e os elementos que compõem esta válvula são similares para outros fabricantes, por exemplo, as válvulas da ArgoHytos da série SD1E (ARGOHTOS, 2016) e as válvulas da Bosch Rexroth da série KSDE (REXROTH, 20XX). Porém, os materiais e a geometria podem ser diferentes, que faz com que a dinâmica de resposta de cada uma seja diferente de acordo com modelo e marca (AMIRANTE, *et al.*, 2005) (BREGALDA, KULMAN e BELAN, 2017).

Para compreender a dinâmica de resposta das válvulas *on/off* foi construído um Diagrama de Corpo Livre – DCL do obturador (em vermelho), tanto na abertura, quanto no fechamento e estão apresentados na Figura 2.7 (Página 44).

As forças que compõem estes DCL's da Figura 2.7 são apontadas por Amirante, Bruno, *et al.* (2005), Topçu, Yüksel e Kamis (2006), Zhang, Yang e Xu (2018) e Bregalda, Kulman e Belan (2017) e são elas:

- Força eletromagnética (F_m);
- Força da mola (F_{sp});
- Força de atrito (F_{fr});
- Força gerada pela pressão (F_p);
- Força eletromagnética residual (F_{mgr});
- Força de escoamento entre o Pórtico 1 para 2 ($F_{f(1\rightarrow 2)}$);
- Força de escoamento entre o Pórtico 2 para 1 ($F_{f(2\rightarrow 1)}$).

Figura 2.7 – Diagrama de corpo livre (D.C.L.) do obturador da válvula *on/off* na abertura e no fechamento.



Fonte: Própria autoria.

Forças relacionadas à pressão e escoamento são minimizadas por técnicas construtivas. Por exemplo, furo ao centro no obturador, que além de lubrificar o conjunto, iguala as pressões entre as duas extremidades e a característica geométrica na entrada do pórtico 1, que decompõem o vetor de força de escoamento mantendo-a parcialmente radial ao obturador. Também por análise geométrica do obturador, supõe-se que a força de atrito é minimizada, através das ranhuras na parede externa, que proporciona lubrificação (ZHANG, YANG e XU, 2018).

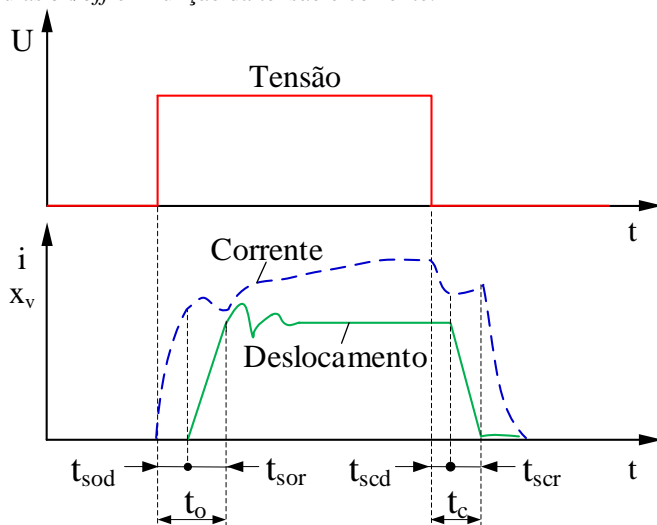
Logo, as principais forças atuantes são a eletromagnética, eletromagnética residual e da mola, sendo elas que normalmente caracterizam os tempos de comutação destas válvulas (ZHANG, YANG e XU, 2018). Na Figura 2.8 (Página 45) são apresentadas curvas de tensão, corrente e posição do obturador, típicas na comutação de válvulas *on/off*.

O processo abertura da válvula inicia-se com a aplicação de tensão na bobina do solenoide, conseqüentemente, induzindo uma corrente elétrica. Assim, é gerada uma força eletromagnética sobre o obturador. Ocorre um atraso para o início do movimento do obturador, denominado atraso de tempo da abertura (t_{soa}). Este é o tempo que a força eletromagnética é menor que a força da mola. A tornar-se maior inicia-se o período de tempo denominado tempo de resposta do obturador na abertura (t_{sor}). A soma destes períodos denomina-se tempo de abertura da válvula (t_o) (AMIRANTE, *et al.*, 2005) (TOPÇU, YÜKSEL e KAMIS, 2006) (ZHANG, YANG e XU, 2018).

O processo de fechamento da válvula inicia-se quando é zerada a tensão sobre a bobina do solenoide, com consequência há uma queda de

corrente elétrica. Esta queda não é instantânea, devido à indutância da bobina. Com isso, permanece uma força eletromagnética residual. Essa força se contrapõe à força da mola, gerando período de tempo denominado de atraso de tempo no fechamento (t_{scd}). Quando a força residual torna-se menor que a da mola, o obturador inicia o movimento de fechamento. Então, entre o início do movimento do obturador e o fechamento total da válvula ocorre o que se denomina de tempo de resposta do obturador no fechamento (t_{scr}). Com a soma destes tempos, obtém-se o tempo de fechamento da válvula (t_c) (AMIRANTE, *et al.*, 2005) (TOPÇU, YÜKSEL e KAMIS, 2006) (ZHANG, YANG e XU, 2018).

Figura 2.8 – Curvas típicas do deslocamento do obturador em comutação de válvulas *on/off* em função da tensão e corrente.



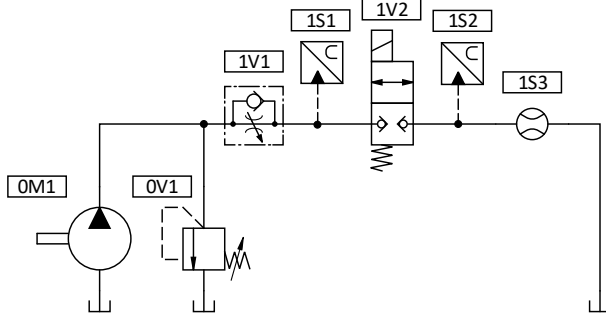
Fonte: Traduzido de Zhang, Yang e Xu (2018).

Os períodos de tempo (t_0 e t_c) fazem com que as válvulas *on/off* não abram e fechem instantaneamente. Portanto, conhecer os tempos t_{sod} , t_{sor} , t_{scd} e t_{scr} é necessário para um funcionamento adequado dos chaveamentos em sistemas hidráulicos digitais de controle secundário e cilindro multi-câmaras.

Nestes sistemas, normalmente são aplicados aceleradores na abertura e no fechamento das válvulas. Com isso, estas variáveis de tempo ficam discrepantes com os dados de catálogos fornecidos pelos fabricantes. Uma solução possível para a determinação destes períodos de tempo

é um método experimental apresentado por Breidi, Helmus e Lumkes (2015). O diagrama de circuito hidráulico utilizado neste método experimental é apresentado na Figura 2.9.

Figura 2.9 – Diagrama de circuito hidráulico do experimento para encontrar os tempos de respostas das válvulas *on/off*, individualmente.



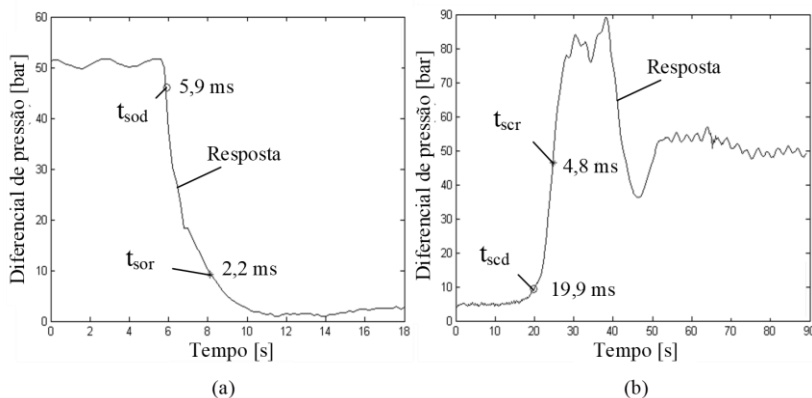
Fonte: Adaptado de Breidi, Helmus e Lumkes (2015).

O diagrama de circuito hidráulico da Figura 2.9 é composto por uma fonte de suprimento hidráulico com pressão ajustável (Bomba OM1 + Válvula de alívio OV1), uma válvula redutora de vazão (1V1), dois transmissores de pressão (1S1 e 1S2), um transmissor de vazão (1S3) e a válvula a ser ensaiada (1V2). Após a montagem destes componentes em um *manifold* específico, são realizados os procedimentos experimentais para a execução do método:

- Com a válvula 1V2 fechada, ajusta-se a pressão pela válvula OV1, com o auxílio do transmissor 1S1;
- Com a válvula 1V2 aberta, ajusta-se a vazão pela válvula 1V1 com o auxílio do transmissor 1S3;
- Após os ajustes de pressão e vazão, com a válvula 1V2 inicialmente fechada, executa-se uma abertura e um de fechamento;
- Na execução da abertura e fechamento, é medido o diferencial de pressão na válvula 1V2 com os transmissores 1S1 e 1S2 e a vazão volumétrica com o transmissor 1S3.

A Figura 2.10 apresenta os resultados do procedimento experimental de Breidi, Helmus e Lumkes (2015), sendo que a Figura 2.10 (a) é referente a abertura e a Figura 2.10 (b) é referente ao fechamento da válvula 1V2.

Figura 2.10 – Gráficos resultantes do experimento para determinação dos tempos das respostas de uma válvula *on/off*, onde (a) é o resultado referente à abertura e (b) é referente ao fechamento.



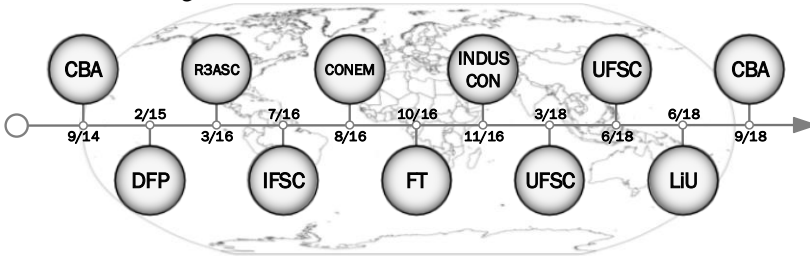
Fonte: Adaptado de Breidi, Helmus e Lumkes (2015).

Nos gráficos da Figura 2.10 são definidos t_{sod} , t_{sor} , t_{scd} e t_{scr} . Através destas variáveis, pode-se aproximar os chaveamentos de um sincronismo. No entanto, as válvulas *on/off* são passíveis de mudança nas dinâmicas de resposta com o tempo de uso. Assim, é necessário realizar ensaios periódicos com as válvulas para aproximar novamente o sincronismo entre elas. O método apresentado tem como obrigatoriedade a realização de experimentos individuais com cada válvula em um *manifold* específico, com isso, necessitando interferência mecânica no sistema periodicamente. Desta forma, um sistema hidráulico, conhecido pela robustez em termos de manutenção, torna-se um sistema de manutenção periódica.

2.4 HISTÓRICO DE DESENVOLVIMENTO DO DHA

Envolvidos no cenário de eficiência energética com o uso da hidráulica digital o LASHIP / UFSC, em parceria com a empresa SAAB, e o FLUMES / LiU, ambos sediados na Suécia, firmaram uma parceria para o desenvolvimento de uma concepção com hidráulica digital para controle de superfícies primárias de aeronaves. Neste item será apresentada uma linha do tempo (Figura 2.11) das publicações realizadas por esta pesquisa. O conteúdo desta seção foi publicado em Mantovani, *et al.* (2018).

Figura 2.11 – Linha do tempo das publicações realizadas pela pesquisa do Atuador Hidráulico Digital – DHA.



Fonte: Mantovani, *et al.* (2018).

A primeira publicação foi Belan, *et al.* (2014), esta é considerada a primeira sobre hidráulica digital publicada no Brasil. Neste artigo, é discutido novas pesquisas de tecnologias, bem como a classificação de sistemas hidráulicos digitais. No trabalho são apresentadas concepções de hidráulica digital para todas as unidades conversão em sistemas tradicionais hidráulicos. O principal objetivo deste artigo foi motivar pesquisas sobre hidráulica digital no Brasil.

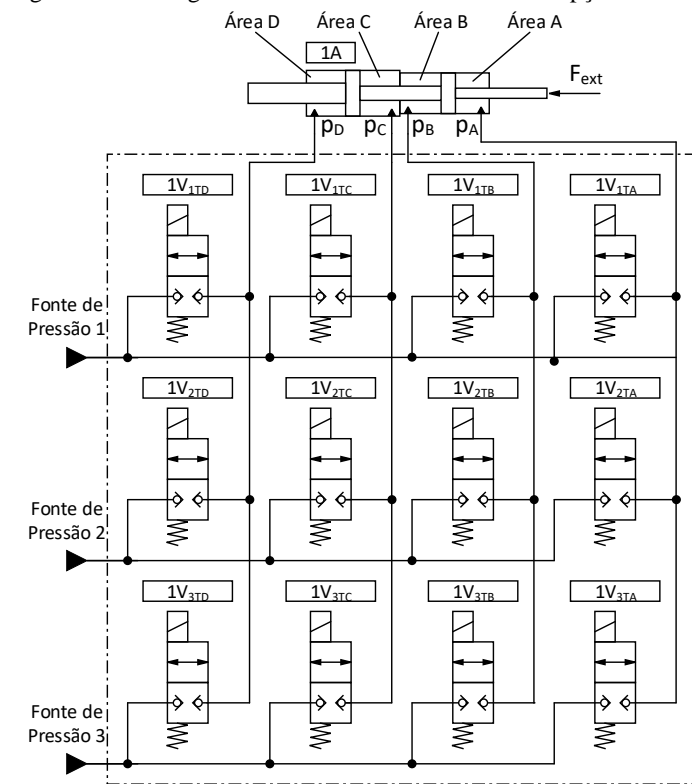
No ano seguinte, foi publicado o primeiro artigo apresentando uma concepção de hidráulica digital para aviação, pelo uso de controle secundário com cilindro multi-câmaras. Em Belan, *et al.* (2015) foi proposto um sistema composto por três níveis de pressão e quatro câmaras de áreas diferentes em um cilindro tandem. Assim, neste sistema, há o uso de doze válvulas *on/off*. Pela equação (2.4) o sistema é capaz de gerar oitenta e um níveis de forças diferentes. O diagrama do circuito hidráulico desta concepção é apresentado na Figura 2.12 (Página 49).

A principal contribuição deste trabalho foram duas rotinas em Matlab® para dimensionamento das áreas do cilindro multi-câmara e os níveis de pressão de acordo com a curva desejada na distribuição das oitenta e uma forças discretas. Estas ferramentas são essenciais para o projeto deste tipo de sistema.

O termo Atuador Hidráulico Digital – DHA foi introduzido em Belan, *et al.* (2016), além disso, neste artigo foram adicionados elemento de segurança à concepção da Figura 2.12, que são as válvulas de retenção para evitar sobre pressão ou cavitação nas câmaras do cilindro. Também neste artigo novas discussões são apresentadas, como a redução da produção de calor na aeronave, o que leva a uma maior economia de peso e energia, e a confiabilidade do sistema, que deverá ser maior devido ao número de redundância das válvulas. Outro ponto discutido foi a aplica-

bilidade deste sistema às aeronaves, pois, as fontes de pressão redundantes e o reservatório pressurizado podem ser utilizados para gerar as três linhas de pressão para o DHA. Por outro lado, foi apontado alguns desafios, por exemplo, o desenvolvimento de um acelerador das respostas dinâmicas para as válvulas *on/off*.

Figura 2.12 – Diagrama de circuito hidráulico da concepção do DHA.



Fonte: Adaptado de Belan, *et al.* (2015).

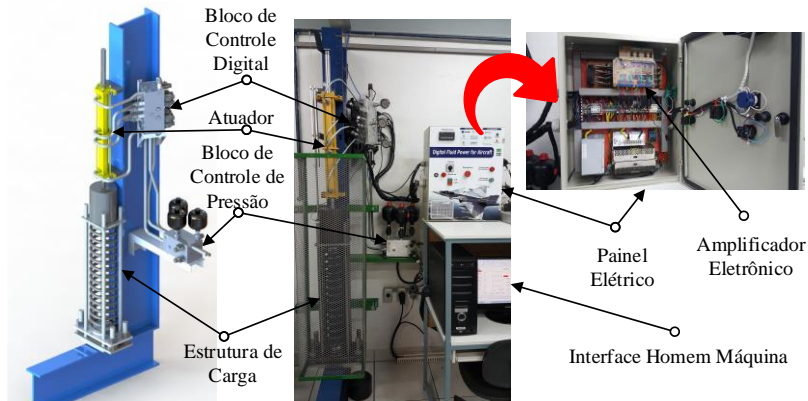
Visto o desafio do trabalho anterior, sobre os aceleradores, em Bregalda, Kulman e Belan (2016) e (2017) foi desenvolvido um dispositivo eletrônico para o chaveamento das válvulas *on/off*. A estratégia utilizada para reduzir o tempo de chaveamento das válvulas *on/off* foi a *peak and hold*. Esta técnica consiste em aplicar um pico de tensão por um pequeno período de tempo, aumentando a aceleração do obturador da válvula *on/off* e em seguida reduzir a tensão para um valor baixo, menor que o

valor nominal de tensão do solenoide. Vários experimentos práticos com a válvula da Hydraforce modelo SV08-28 foram realizados para analisar as respostas dinâmicas das válvulas com diferentes períodos de tempo e amplitude dos picos de tensão, onde a saturação do tempo de chaveamento foi observada em função do pico de tensão.

O menor valor do tempo de chaveamento foi obtido com um pico de tensão de 48 V e período do pico de 3 ms e a tensão mantida em seguida em 6 V, a qual é a metade da nominal das válvulas digitais e foi capaz de manter a válvula aberta e reduzir sua temperatura. Com esta parametrização da técnica *peak and hold* o tempo na abertura da válvula *on/off* (t_o) passou de 14 ms para 4,7 ms e o tempo no fechamento (t_c) passou de 50 ms para 44 ms. Além disso, foi obtido uma redução de 14,4 W para 8,2 W na potência dissipada pelo acionamento da válvula *on/off*.

O projeto e construção da bancada experimental foi reportado em Belan, *et al.* (2016). Neste artigo o principal objetivo foi a validação experimental da concepção do DHA. Os testes na bancada utilizaram uma unidade de potência hidráulica convencional com apenas uma linha de pressão. As duas outras linhas de pressões foram obtidas pelo bloco de controle da pressão. Nesse bloco há duas válvulas redutoras de pressão. O sistema de carga foi composto por 5 blocos com massa de 18,5 kg cada e uma mola com constante elástica de 27,56 kN/m. A estrutura da bancada experimental é apresentada na Figura 2.13.

Figura 2.13 – Estrutura da bancada experimental.



Fonte: (BELAN, 2018)

Em Pinto, *et al.* (2016), foi discutido o uso da hidráulica digital ao invés dos sistemas hidráulicos tradicionais em aplicações aeronáuticas.

Foram considerados aspectos de controlabilidade, segurança e eficiência energética. Em controlabilidade foi apresentado o uso de teorias de controle de chaveamento e controle moderno, por exemplo H_∞ , mostrando a aplicabilidade destas teorias. Nos aspectos de segurança, é explorada a redundância intrínseca sendo ela comum em sistemas hidráulicos digitais, devido ao número elevado de válvulas em paralelo. E nos aspectos energéticos, foram apresentados os primeiros resultados numéricos em comparação aos sistemas hidráulicos convencionais aplicados em aeronaves, onde o DHA mostrou capacidade de redução na dissipação energética em torno de dez vezes.

Seguindo a linha do tempo em março de 2018, foi defendido o doutorado de Henri Carlo Belan (BELAN, 2018). Além do resumo de todo o processo de desenvolvimento do conceito do DHA, a tese teve como principal objetivo desenvolver um sistema de controle para o DHA. No trabalho foram apresentados os primeiros resultados experimentais da pesquisa, então com uma estratégia de controle com um controlador *feedback* PI com ganhos adaptativos associado a um controlador *feedforward* simples que compensa a força da mola e atrito foi obtido uma redução de entorno de vinte cinco vezes em comparação a um sistema hidráulico convencional, na movimentação típica de um aileron do avião F16 modelado no Hopsan[®].

As últimas duas publicações foram dois mestrados defendidos em 2018. Em Cruz (2018) foram estudados principalmente a eficiência energética do DHA comparado ao sistema hidráulico proporcional considerando o vazamento interno na servo-válvula, como resultado desta pesquisa foi obtido redução de até trinta vezes a dissipação energética em relação a um sistema hidráulico convencional (considerando vazamento interno na válvula proporcional), o ciclo de trabalho utilizado para a avaliação de dissipação energética ainda é o padrão de um aileron utilizado em Belan (2018).

Em Pettersson (2018), foi desenvolvido um FTA considerando como sistema as válvulas e as linhas de pressões. A análise foi delineada pelos aspectos estáticos, ou seja, avaliando-se como falhas em válvulas e em linhas de pressão afetam a disponibilidade de forças demandadas para movimentar as superfícies de controle. Foram identificados os mínimos *cut-sets* que resultam em perfis de força insuficiente para o voo, quando analisadas as forças máximas que podem ser aplicadas.

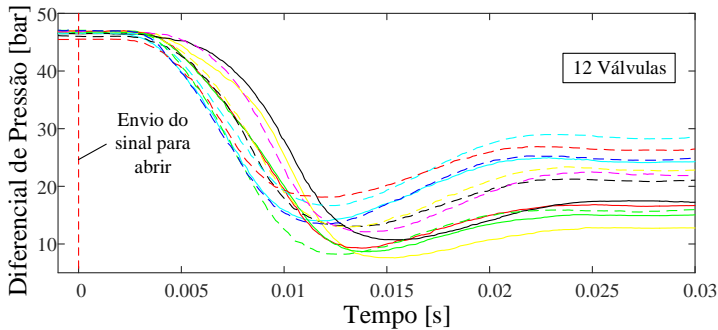
Após estas etapas de desenvolvimento surgiram alguns aspectos passíveis de melhorias no sistema do DHA. A exemplo disso, cite-se o aspecto das diferenças dinâmicas na resposta das válvulas *on/off*, ainda sendo de mesmo fabricante e modelo.

2.5 CARACTERIZAÇÃO DO CHAVEAMENTO

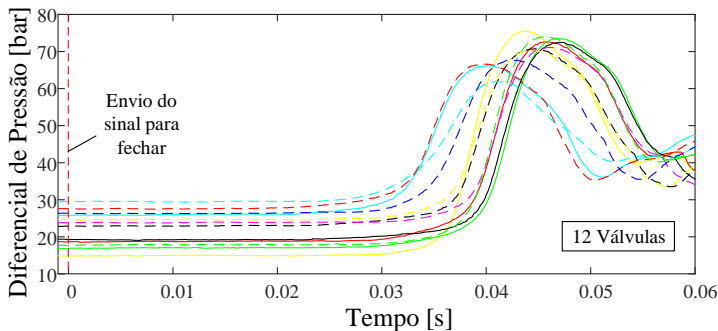
Os autores Belan (2018) e Cruz (2018), realizaram experimentos com as doze válvulas que compõem o sistema DHA da bancada experimental. Estes de acordo com os ensaios individuais com válvulas *on/off* apresentado no item 2.3. O resultado dos experimentos está apresentado na Figura 2.14.

Com os resultados da Figura 2.14, foi identificado os tempos t_{sod} , t_{scd} , t_{sor} e t_{scr} mencionados pela bibliografia. Na abertura das válvulas é aplicado um acelerador, desta forma para comparação, foi construída a Tabela 2.1. Nela está apresentada os tempos de resposta sem o acelerador, e os tempos de resposta medidos pelos experimentos da Figura 2.14, com acelerador.

Figura 2.14 – Resultado dos experimentos realizados com todas as válvulas da bancada, onde em (a) o diferencial de pressão nas válvulas na abertura e em (b) o diferencial de pressão nas válvulas no fechamento.



(a)



(b)

Fonte: Adaptado de Belan (2018).

Tabela 2.1 - Tempos de respostas das válvulas.

	Sem acelerador		Com acelerador	
	Média [ms]	Desvio [ms]	Média [ms]	Desvio [ms]
Abertura	19	± 4	4	± 1
Fechamento	44	± 6	44	± 6

Fonte: Adaptado de Belan (2018) e Cruz (2018).

Na Figura 2.15 (Página 55) foram construídos diagramas esquemáticos da movimentação do obturador das válvulas *on/off*. Estes diagramas correspondem ao momento em que ocorre um chaveamento entre duas válvulas, conseqüente troca de pressão em uma câmara do DHA. Neles são representados hipotéticos chaveamentos na câmara A, de pressão 3 (baixa) para 1 (alta) no diagrama de circuito hidráulico da Figura 2.9. Por este motivo, estão representados no diagrama a movimentação dos obturadores das válvulas $1V_{ITA}$ e $1V_{3TA}$ (Figura 2.9).

O termo chaveamento em curto circuito (Figura 2.15 (a)), refere-se a um chaveamento entre duas válvulas quando há um período de tempo em que dois níveis de pressão de suprimento ficam conectados, gerando perdas de energia por fuga da linha de pressão mais alta para a de baixa. Fato este inicialmente observado por Linjama, *et al.* (2009), e posteriormente também relatado por Ward (2017) e Dell'amico, *et al.* (2018) e Belan (2018). A ocorrência de curto circuito é porque há um período de tempo em que as duas válvulas estão parcialmente ou totalmente abertas. Linjama, *et al.* (2009), indica a inclusão de um atraso de tempo no sinal de abertura, caso t_o for menor que t_c . Esse atraso, na Figura 2.15, é representado pela variável t_d . Entretanto, caso seja mal dimensionado, sendo ele menor que o correto para sincronismo do chaveamento, continua ocorrendo curto circuito.

O termo chaveamento com câmara bloqueada (Figura 2.15 (c)), refere-se a um chaveamento entre duas válvulas quando há um período de tempo em que nenhuma linha de pressão de suprimento é conectada a câmara do cilindro, confinando o fluido. A câmara bloqueada, quando o cilindro está em movimento, pode gerar picos de pressão ou cavitação na câmara, conseqüentemente, diminuindo o desempenho do sistema (BELAN, 2018). A ocorrência de câmara bloqueada, é porque há um período de tempo em que todas as válvulas de uma câmara ficam totalmente fechadas. Esse evento ocorre pelo mal dimensionamento de t_d , porém diferente que em curto circuito, é quando o valor dessa variável for superior ao correto para sincronismo do chaveamento, caso este demonstrado na Figura 2.15 (c).

O termo chaveamento sincronizado (Figura 2.15 (b)), refere-se à quando uma válvula termina seu fechamento, a outra válvula inicia a abertura, sem que ocorra o confinamento de fluido pelo bloqueio da câmara ou a conexão entre as linhas de suprimento de pressões. Para que ocorra o sincronismo o valor de t_d deve ser igual o atraso de tempo de sincronização, representado por t_{ds} . Ao analisar o gráfico (b) da Figura 2.15 define-se o t_{ds} por

$$t_{ds} = t_{scd} + t_{scr} - t_{sod} \quad (2.5)$$

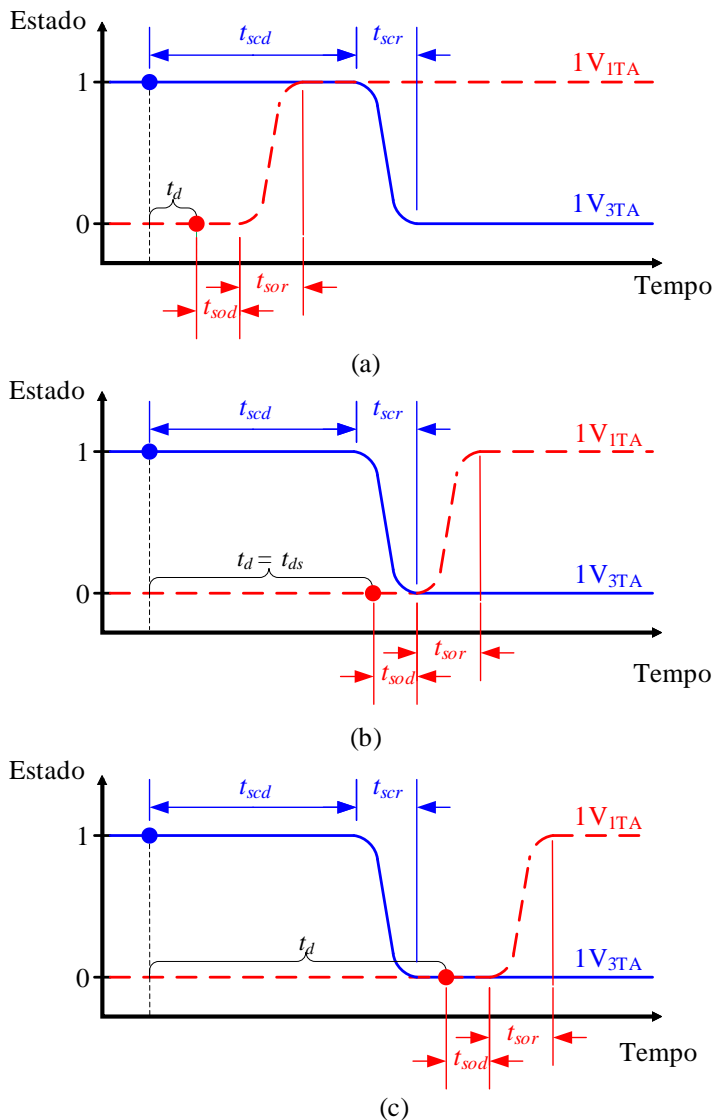
O t_{ds} é dependente da dinâmica de acionamento das duas válvulas envolvidas no chaveamento. Desta forma, a variação no tempo de fechamento das válvulas, apresentada na Figura 2.14, insere uma dificuldade em encontrar de t_{ds} para cada chaveamento, pois, os procedimentos no levantamento dos tempos são trabalhosos, como mencionado no item 2.3.

Atualmente, no DHA, t_d é definido pela equação (2.5), porém, ela é preenchida por uma média dos valores de tempos encontrados nos experimentos. Desta forma, os chaveamentos não são tratados de maneira individualizada e como consequência não há garantia que os chaveamentos estão sincronizados devido as características divergentes entre as válvulas.

No contexto apresentado, assegurar o sincronismo de todos os chaveamentos e otimiza-los ao relacionar desempenho do sistema com eficiência energética são melhorias a serem realizadas.

Figura 2.15 – Diagramas com a movimentação dos obturadores, onde em (a) ocorre um chaveamento em curto circuito, em (b) ocorre um chaveamento sincronizado e em (c) ocorre um chaveamento com câmara bloqueada.

- Sinal para a válvula fechar ● Sinal para a válvula abrir



Fonte: Própria autoria.

3 MODELOS MATEMÁTICOS

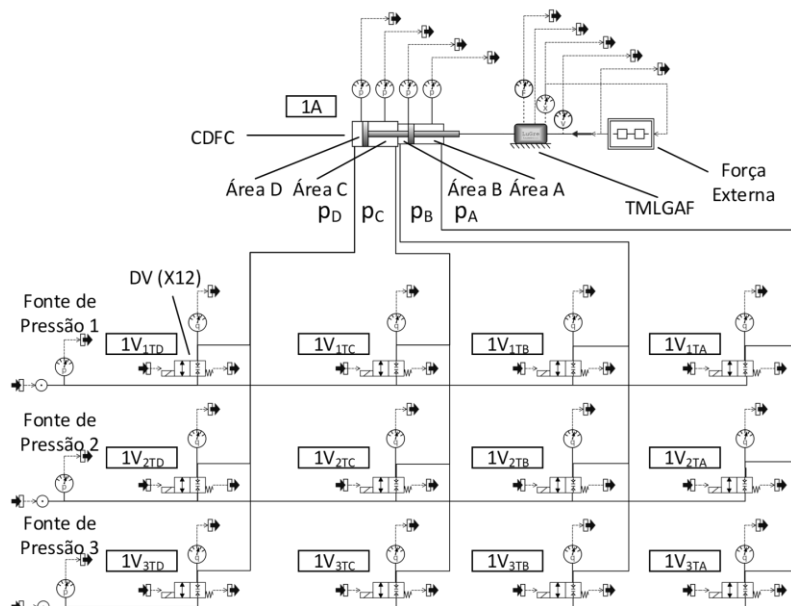
Neste capítulo serão abordados os modelos matemáticos utilizados na elaboração do trabalho. Dois modelos foram aplicados: o modelo do DHA desenvolvido em Belan (2018), porém, refinado quando a parametrização das válvulas *on/off* e o modelo do chaveamento de pressões construído no trabalho.

As plantas nos modelos matemáticos foram elaboradas no software Hopsan[®] e os controladores foram construídos no software Matlab[®]/Simulink[®].

3.1 MODELO MATEMÁTICO DO DHA

O modelo matemático do DHA, desenvolvido pelo Belan (2018) é apresentado na Figura 3.1.

Figura 3.1 – Modelo completo do DHA.












Fonte: Adaptado de Belan (2018).

Na Tabela 3.1, encontram-se elementos complementares da biblioteca do Hopsan[®], onde na primeira coluna apresentam-se símbolos ao

qual cada elemento é representado no *software* de simulação, na segunda coluna está o nome do componente e na última coluna tem-se uma breve descrição da função de cada elemento.

Tabela 3.1 – Elementos complementares da biblioteca do Hopsan®.

Símbolo	Componente	Descrição
	Interface de entrada de sinal	Elemento que recebe os sinais enviados pelo Matlab®/Simulink®
	Interface de saída de sinal	Elemento que envia os sinais enviados pelo Matlab®/Simulink®
	Fonte de potência hidráulica	Elemento que transforma um sinal em variável pressão
	Fonte de potência mecânica	Elemento que transforma um sinal em variável força
	Transdutor de força	Elemento que lê um valor da força em um fluxo de potência mecânica
	Transdutor de posição	Elemento que lê um valor da posição em um fluxo de potência mecânica
	Transdutor de velocidade	Elemento que lê um valor da velocidade em um fluxo de potência mecânica
	Transdutor de pressão	Elemento que lê um valor da pressão em um fluxo de potência hidráulica
	Transdutor de vazão	Elemento que lê um valor da vazão em um fluxo de potência hidráulica

Fonte: Adaptado de Belan (2018).

O modelo apresentado na Figura 3.1 representa o diagrama de circuito hidráulico da Figura 2.12. Com relação ao atuador 1A, a dinâmica das pressões é representada pelo elemento *C_type Digital Four Chamber – CDFC*, da biblioteca padrão do Hopsan®. Neste elemento cada câmara é modelada pela equação da continuidade (LINSINGEN, 2016). O modelo também considera o vazamento interno entre câmaras por um coeficiente de vazamento.

Ainda no atuador 1A, a massa acoplada à haste do cilindro é modelada pelo elemento *Translational Mass with LuGre Asymmetric Friction – TMLGAF* desenvolvido por Teixeira (2015). Além de representar a massa acoplada à haste ele modela a força de atrito pelo método de LuGre. Então, este elemento recebe a força hidráulica e/ou a força de carga, o resultante destas forças pode ou não resultar em movimento e isso é definido por

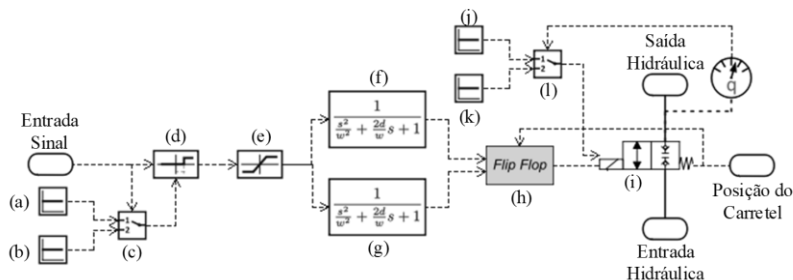
$$F_h - F_{ext} - F_{at} = m \cdot a \quad (3.1)$$

onde F_h é a força hidráulica, F_{ext} é a força externa, F_{at} é a força de atrito do cilindro, m é a massa acoplada a haste e a é a aceleração da haste do cilindro.

O elemento acoplado à fonte de potência mecânica na direção oposta ao elemento TMLGAF é força de carga, no caso da representação da bancada experimental do DHA esta força externa é gerada pela componente da mola e a força gravitacional. As equações dos três elementos apresentados até aqui estão detalhadamente apresentadas em Belan (2018).

As válvulas *on/off* do DHA foram modeladas pelo elemento *DigitalValve* – DV desenvolvido por Belan (2018), este modelo foi baseado no modelo *2/2_On/Off_Valve* (i) da biblioteca do Hopsan[®]. Na Figura 3.2 é apresentado o modelo em fluxo de sinais das válvulas *on/off*.

Figura 3.2 – Modelo da válvula *on/off*.



Fonte: Adaptado de Belan (2018).

O modelo (i) é padrão do Hopsan[®] é representado por

$$q_v = c_d \cdot \pi \cdot d \cdot f \cdot x_v \left(\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho} \right)^\alpha \quad (3.2)$$

onde, q_v é a vazão volumétrica da válvula, c_d o coeficiente de descarga, d o diâmetro do carretel, f a fração do perímetro total ($\pi \cdot d$) para passagem de fluido, Δp o diferencial de pressão na válvula, ρ a massa especí-

fica do fluido hidráulico, x_v é a posição do obturador e α é o fator exponencial, que para este trabalho foi mantido $0,5^2$, como em Belan (2018). O modelo (i) (Figura 3.2) se trata 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 obturador de controle da válvula de acento efetivamente utilizada neste trabalho.

A válvula é acionada e desacionada por um sinal digital de 1 e 0, respectivamente. Este sinal entra na porta “Entrada de Sinal” e chega ao bloco (d) (Figura 3.2). Onde neste, é atrasado de acordo com o tipo de degrau que foi enviado, por exemplo, se for enviado um sinal de 0 para 1 o bloco (c) (Figura 3.2) aplica o parâmetro t_{sod} (b) (Figura 3.2) ao sinal e se for enviado um sinal de 1 para 0 o bloco (c) (Figura 3.2) aplica o t_{scd} (a) (Figura 3.2) ao sinal.

Na “Entrada de Sinal” é recebido um valor digital de 0 ou 1, porém, o modelo (i) (Figura 3.2) tem a posição do obturador (x_v) como entrada. Devido a isso, no bloco (e) (Figura 3.2) o valor de 1 é saturado para o valor de x_{vmax} da válvula modelada.

Em (f) e (g) (Figura 3.2) é incluída uma dinâmica no sinal de posição do obturador. Em (f) (Figura 3.2) é parametrizado para a abertura e em (g) (Figura 3.2) é parametrizado para o fechamento. O bloco (h) (Figura 3.2) seleciona de acordo com o sentido do movimento a dinâmica do obturador. Desta forma, são inseridos os parâmetros t_{sod} , t_{scd} , t_{sor} e t_{scr} .

O bloco (l) (Figura 3.2), seleciona o parâmetro de coeficiente de descarga de acordo com o sentido da vazão, onde em (j) (Figura 3.2) está o coeficiente para escoamento da porta 2 (Saída Hidráulica) a 1 (Entrada Hidráulica) e no bloco (k) (Figura 3.2) está para escoamento da porta 1 a 2.

A parametrização do modelo do DHA, é como apresentada em Belan (2018) e Cruz (2018) e trata-se de um modelo validado. A lista de parâmetros está apresentada no Apêndice A. O refinamento dos parâmetros, está associado que em Belan (2018) foi aplicado o mesmo valor para t_{sod} e para t_{scd} em todas as 12 válvulas. Porém, neste trabalho estes parâmetros serão atribuídos às válvulas de acordo com as faixas apresentadas na Tabela 2.1 de forma randômica.

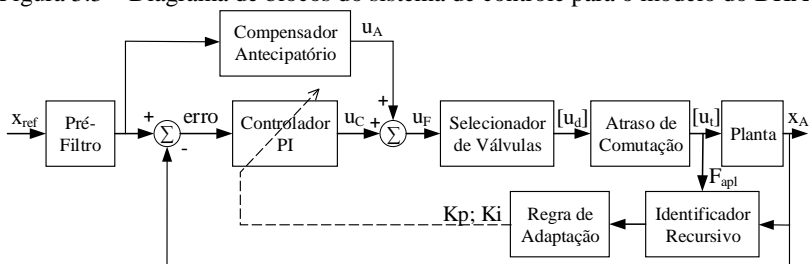
² Este valor origina-se da dedução da Equação de Bernoulli (LINSINGEN, 2016). Porém, salienta-se que em Linjama, Huova e Karvonen, (2012) foi apresentado que para uma válvulas *on/off*, α pode assumir um valor entre 0,55 – 0,65. Por isso, esta variável está posta como um expoente na Equação (3.2).

A validação deste modelo foi realizada em Belan (2018), no procedimento as pressões de suprimento aplicadas ao modelo foram as experimentais e a validação ocorreu pela posição do cilindro.

3.1.1 Controlador do modelo do DHA

Belan (2018) realizou várias variações de controladores, com o objetivo de avaliá-los para selecionar a melhor opção de controlador a ser aplicado ao sistema DHA. Visto isso, é utilizado como base neste trabalho o controlador que obteve o melhor resultado. Este sistema de controle é representado por um diagrama de blocos mostrado na Figura 3.3.

Figura 3.3 – Diagrama de blocos do sistema de controle para o modelo do DHA.



Fonte: Adaptado de Belan (2018).

As técnicas de controle desenvolvidas foram um “Compensador Antecipatório” (*Feedforward*) com parâmetros fixos e “Controle Realimentado PI” (*Feedback*) com ganhos adaptativos, ambos atuando em paralelo. O “Compensador Antecipatório” em sua essência, prediz a força necessária para se atingir a posição de referência, considerando neste caso os efeitos da massa, atrito e mola. Já o Controlador Realimentado PI, por sua vez, adapta a força de controle a fim de minimizar o erro de posicionamento, atuando em conjunto com o compensador, a função é acelerar as respostas transitórias.

O bloco “Identificador Recursivo” se utiliza do método Mínimos Quadrados Recursivos para através da entrada e saída da planta estimar os parâmetros de ganho estático (k_e) e constante de tempo (τ) para uma representação de primeira ordem. Após esta estimativa da parametrização da planta, usa-se estes parâmetros na “Regra de Adaptação”, assim, definindo os ganhos K_p e K_i para o “Controlador PI”.

Específico de sistemas hidráulicos digitais, tem-se o bloco “Selecionador de Válvulas”, a função deste bloco, no caso do DHA, é selecionar a combinação de válvulas que devem estar abertas ou fechadas para

gerar uma resultante mais próxima da força requerida (u_F), ou seja, selecionar as pressões para cada uma das câmaras do cilindro para que a resultante de força na haste seja a mais próxima do valor de força de controle requerida pelos controladores.

Por final há o bloco “Atraso de Comutação”, que é onde está dis-sertação irá aprimorar o controlador do DHA. Anteriormente este bloco atrasava o sinal das válvulas que recebe a ordem de abertura do “Selecionador de Válvulas”. Porém, era aplicado o mesmo valor de atraso para todas as válvulas, assim, ignorando as diferenças dinâmicas de cada válvula. Com isso, ao ignorar este fato, não é possível afirmar que não há perdas energéticas ou de desempenho nos chaveamentos de pressão do DHA.

O autor aconselha a leitura do capítulo 5 em Belan (2018), para a compreensão detalhada do sistema de controle do sistema DHA, pois, neste trabalho será aprofundado o bloco “Atraso de Comutação”.

3.2 MODELO DO CHAVEAMENTO DE PRESSÕES

Para uma análise de comportamento e posteriormente o desenvolvimento de procedimentos para sincronismo do chaveamento entre válvulas, foi desenvolvido um modelo matemático parcial do DHA, o qual foi denominado modelo do chaveamento de pressões. Esta simplificação se faz necessária para analisar o chaveamento de pressões em uma câmara sem a influência das outras câmaras e o movimento do cilindro no DHA. Desta forma, será considerado para este modelo, duas válvulas *on/off* que conectam diferentes pressões a uma câmara de volume constante, como apresentado no diagrama de circuito hidráulico da Figura 3.4 (a) (Página 63).

O modelo matemático no *software* Hopsan[®], apresentado na Figura 3.4 (b), representa o diagrama hidráulico da Figura 3.4 (a). Este modelo é composto por duas fontes de pressões, duas válvulas *on/off* e uma câmara de volume contante. As válvulas *on/off* são representadas pelo modelo *ValveDigital* – VD, mesmo utilizado no modelo completo do DHA, a câmara de volume constante é modelada pelo componente da biblioteca padrão do Hopsan[®] *HydrauliVolume* – HV, este é representado por

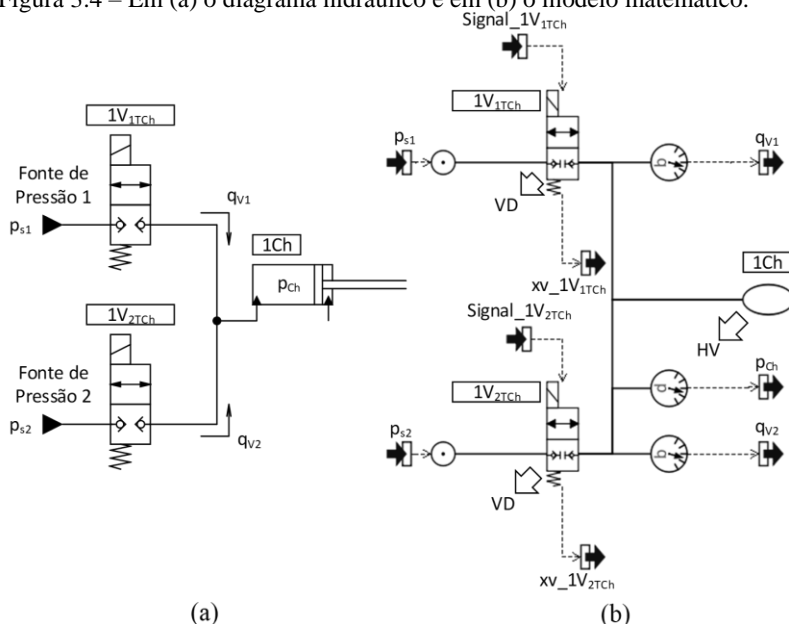
$$q_{V1} - q_{V2} = \frac{V}{\beta_{ef}} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (3.3)$$

onde q_{V1} é a vazão volumétrica que entra na câmara, q_{V2} é a vazão volumétrica que sai da câmara, V é o volume da câmara, β_{ef} é módulo de

compressibilidade efetiva e p é a pressão na câmara. Todo o volume entre a saída das duas válvulas é definido como volume da câmara.

A partir deste modelo é possível simular qualquer chaveamento do DHA, quando o cilindro está com velocidade zero. Para isso, basta reparametrizar os componentes do modelo. Por exemplo, para representar a troca de pressão na câmara B, de pressão 3 (baixa) para 1 (alta), é parametrizada a válvula $1V_{1TCh}$ pelos parâmetros da válvula $1V_{1TB}$, a válvula $1V_{2TCh}$ pelos parâmetros da válvula $1V_{3TB}$ e a câmara $1Ch$ pelos parâmetros da câmara B do cilindro multi-câmaras.


Figura 3.4 – Em (a) o diagrama hidráulico e em (b) o modelo matemático.



Fonte: Própria autoria.

Os parâmetros padrões deste modelo do chaveamento de pressões são apresentados na Tabela 3.2, foram determinados de 4 formas diferentes, por experimentos, por bibliografia, por análise dimensional e por otimização. Destaca-se nesta tabela que os parâmetros via experimentos foram determinados pelo método de Breidi, Helmus e Lumkes (2015) e o relatório dos experimentos realizados estão descritos detalhadamente no Apêndice B. Já os por análise dimensional foram obtidos por uma medição da dimensão da montagem do experimento prático para a validação do modelo de chaveamento.

Tabela 3.2 – Parâmetros do modelo do chaveamento de pressões.

Modelo	Símbolo	Valor	Fonte
	c_{d_12}	0,67	Belan (2018)
	c_{d_21}	0,67	Belan (2018)
	d	0,004 m	Belan (2018)
	f	0,5	Belan (2018)
	$x_{vmax}(1V_{1TCh})$	$5,7501 \times 10^{-4}$ m	Experimental
	$x_{vmax}(1V_{2TCh})$	$5,9856 \times 10^{-4}$ m	Experimental
	α	0,5	Belan (2018)
	$t_{sod}(1V_{1TCh})$	0,004 s	Experimental
	$t_{sod}(1V_{2TCh})$	0,019 s	Experimental
	$t_{scd}(1V_{1TCh})$	0,037 s	Experimental
	$t_{scd}(1V_{2TCh})$	0,039 s	Experimental
	ω_n^{on}	100 rad/s	Experimental
	ω_n^{off}	100 rad/s	Experimental
	ξ^{on}	0,9	Experimental
	ξ^{off}	0,9	Experimental
	ρ	850 kg/m ³	Linsingen (2016)
	V	$1,906 \times 10^{-4}$ m ³	Dimencional
	β_{ef}	$0,9 \times 10^9$ Pa	Otimizado

Fonte – Própria autoria.

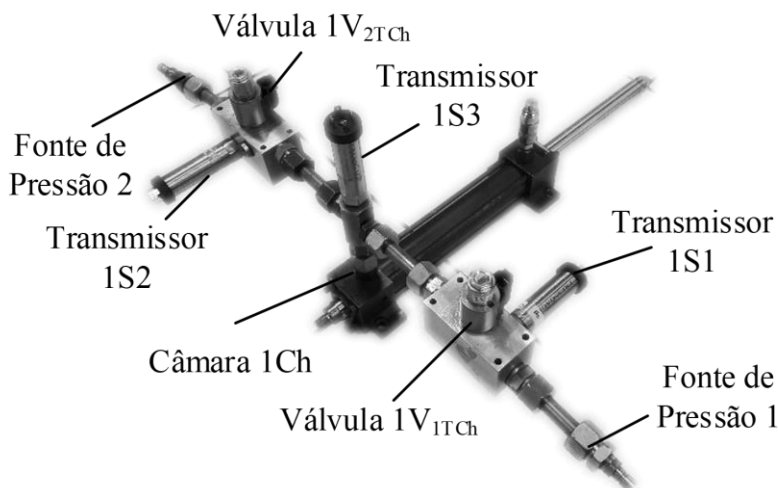
Para validação do modelo de chaveamento, foi montado uma bancada de ensaios, com componentes de acordo com o diagrama de circuito hidráulico da Figura 3.4 (a). Foram utilizadas duas válvulas modelo SV08-28 da marca Hydraforce em blocos *manifold* de alumínio. Estes conectados à câmara A de um cilindro modelo SGT3 MS2 da marca Bosch Rexroth. O cilindro com diâmetros do êmbolo de 40 mm, haste de 28 mm e deslocamento máximo de 200 mm. A ligação dos blocos ao cilindro foi a partir de uma tubulação rígida de 12 mm de diâmetro interno. Uma foto da bancada de ensaio é apresentada na Figura 3.5.

A medição de pressão foi realizada por 2 transmissores de pressão com faixa de medição de 0-80 bar (1S1 e 1S3) e um com faixa de 0-50 bar (1S2) modelo TPI-PRESS da marca Pressgauge, ambos com erro máximo de 0,5 % (F.E.). Os transmissores com maior faixa foram aplicados para medir as pressões de suprimento 1 e da câmara e o de menor faixa para medir a pressão 2.

Após a montagem do circuito hidráulico e conexões elétricas foi desenvolvido um *software* supervisor para monitoria, controle e gravação de dados da bancada de ensaios. Este supervisor foi programado no

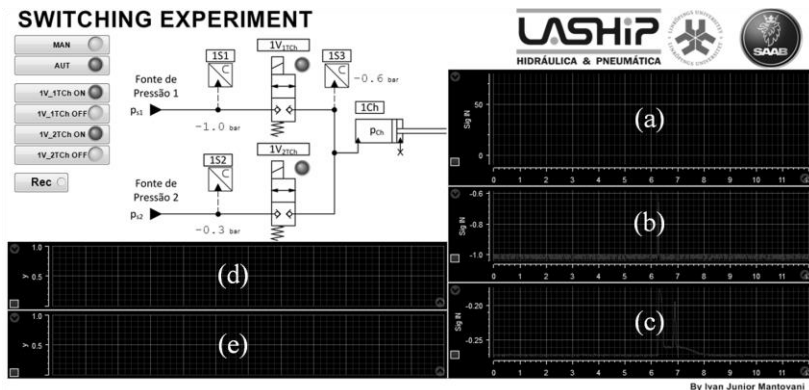
software Matlab®/Simulink® em conjunto ao *software* ControlDesk®. Para captura de dados foi utilizado uma plataforma dSPACE® modelo DS1104. A tela inicial do *software* supervisorio é apresentada na Figura 3.6.

Figura 3.5 – Bancada de ensaio para validação do modelo do chaveamento de pressões.



Fonte: Própria autoria.

Figura 3.6 – *Software* supervisorio para monitoria, controle e gravação de dados da bancada de ensaios.



Fonte: Própria autoria.

No *software* supervisorio (Figura 3.6), ao centro há todos os valores de leitura instantânea no circuito hidráulico. Também, há os estados das válvulas sinalizados por dois LEDs. Quando em vermelho representa que a válvula está fechada e em verde aberta. No *layout* do supervisorio também há 5 gráficos, no gráfico (a) tem-se a medição de pressão da câmara 1Ch, nos gráficos (b) e (c) estão apresentadas as pressões de suprimento 1 e 2, respectivamente, e nos gráficos (d) e (e) estão apresentados os sinais enviados para as válvulas $1V_{1TCh}$ e $1V_{2TCh}$, também respectivamente.

O sistema tem dois modos de funcionamento: o automático, quando selecionado o botão “AUT” e o manual, quando selecionado o botão “MAN”. No modo automático é enviado uma onda quadrada com amplitude de 0 a 1, com mudança de valor instantaneamente a cada 2 s, para cada válvula. Porém, para a válvula $1V_{2TCh}$ com uma defasagem de 2 s, desta forma, gerando um sinal de comando para duas válvulas apresentado no gráfico (a) da Figura 3.7.

Já no modo manual, o usuário tem a possibilidade de usar os botões “ $1V_{1TCh}$ ON” e “ $1V_{2TCh}$ ON” para abrir as válvulas $1V_{1TCh}$ e $1V_{2TCh}$ e os botões “ $1V_{1TCh}$ OFF” e “ $1V_{2TCh}$ OFF” para fechar as válvulas $1V_{1TCh}$ e $1V_{2TCh}$, respectivamente. O botão “Rec” é responsável por ativar as regras de gravação de dados pelo *trigger*.

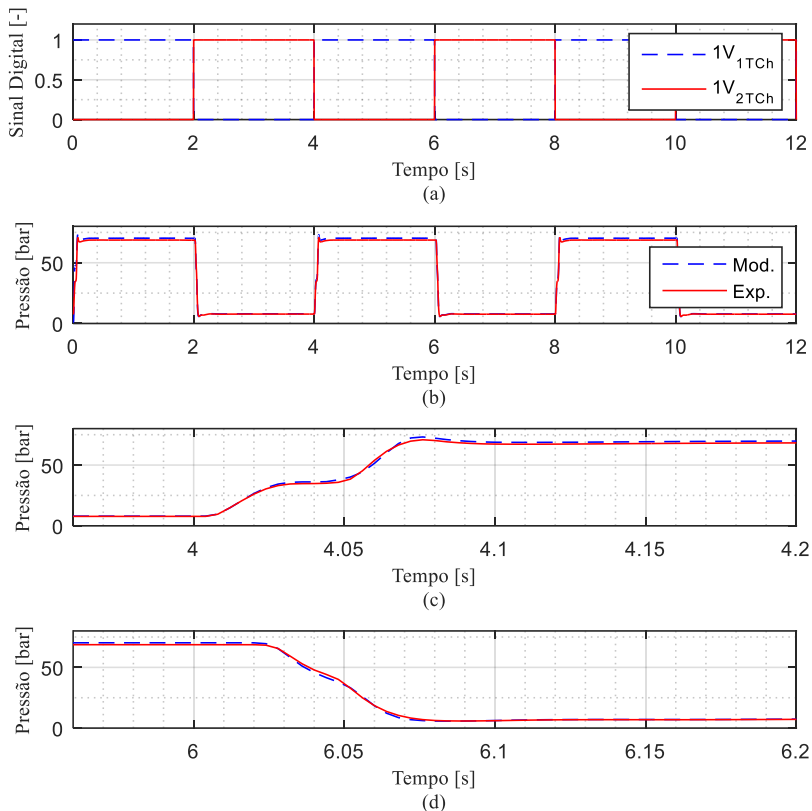
A estratégia do ensaio para a validação, foi alternar o nível de pressão da câmara entre os níveis das pressões de suprimento a cada 2 s. Para validar o modelo foi comparado o valor da pressão na câmara entre o ensaio e a simulação, isso no regime transiente e permanente. As variáveis de sinais de controle para cada válvula e os valores das pressões de suprimento e da câmara foram gravadas em *timeseries* durante o ensaio.

Inicialmente, foram ajustadas as pressões 1 e 2, em 70 e 7,5 bar respectivamente e monitorado a temperatura do óleo na faixa de 40 a 44 °C. O tempo de experimento foi ajustado em 12 s, rodando em modo automático.

Ao final dos ensaios os arquivos *timeseries* foram utilizados como entradas no modelo de chaveamento de pressões apresentado na Figura 3.4. As portas “Input_pSH”, “Input_pSL”, “Input_VH” e “Input_VL”, foram correlacionadas com as variáveis de pressão de suprimento 1, pressão de suprimento 2, sinal enviado para a válvula $1V_{1TCh}$ e sinal enviado para a válvula $1V_{2TCh}$, respectivamente.

Na Figura 3.7 está apresentado os resultados do processo de validação do modelo desenvolvido no *software* Hopsan[®] do chaveamento de pressões.

Figura 3.7 – Gráficos do processo de validação do modelo de chaveamento de pressões, onde estão em (a) os sinais enviados para as válvulas, em (b) as curvas de pressão do experimento e do modelo e em (c) e (d) é posto um zoom das curvas de (b) nos intervalos de 3,96 a 4,2 s e 5,96 a 6,2 s, respectivamente..



Fonte: Própria autoria.

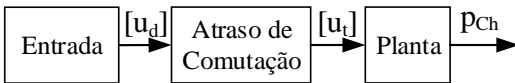
A diferença da curva do ensaio e a curva simulada, presente na Figura 3.7 (b) nos intervalos de 0-2 s, 4-6 s e 8-10 s, pode ser atribuída a incertezas dos sensores de pressões. Além disso, há alguns desvios entre as curvas no transitório. A magnitude destes erros são aceitáveis para a pesquisa desenvolvida nesta dissertação.

3.2.1 Controlador do modelo do chaveamento de pressões

Foi desenvolvido um controle em malha aberta para a planta do modelo do chaveamento de pressões. Através dele é possível enviar sinais de comando digitais para as duas válvulas. Entre a fonte desses sinais e a planta há um bloco de atraso de sinal, que quando há um degrau positivo para cada válvula, aplica um atraso de tempo.

O valor do atraso para cada válvula é selecionado de duas formas. A primeira, o valor de atraso é padrão para as duas válvulas e a segunda forma, é possível selecionar valores diferentes para cada válvula. Além disso, é possível incluir um fator de correção aos valores de atrasos de tempo. Na Figura 3.8 é apresentado um diagrama simplificado deste sistema de controle e no Apêndice C é apresentado o diagrama Matlab[®]/Simulink[®] deste sistema de controle.

Figura 3.8 – Diagrama de bloco do sistema de controle para o modelo de chaveamento de pressões.



Fonte: Própria autoria.

4 MÉTODO DE DETERMINAÇÃO DO ATRASO DE TEMPO PARA SINCRONIZAÇÃO DE CHAVEAMENTO

Neste capítulo é apresentada uma proposta de método para a obtenção do atraso de tempo aplicado na abertura das válvulas, com o intuito de obter um sincronismo no chaveamento de pressões. Esta proposta divide-se em quatro etapas. São elas:

- Execução de uma sequência de aberturas e fechamentos do par de válvulas;
- Medição das respostas de pressão na câmara e identificação de padrões nas curvas de pressão;
- Execução de um identificador dos padrões das curvas de pressão;
- Determinação do tempo de atraso de sincronização das válvulas.

As secções seguintes descrevem um método baseado em resultados de simulações, usando o modelo do chaveamento de pressões.

4.1 EXECUÇÃO DE UMA SEQUÊNCIA DE ABERTURAS E FECHAMENTOS DO PAR DE VÁLVULAS

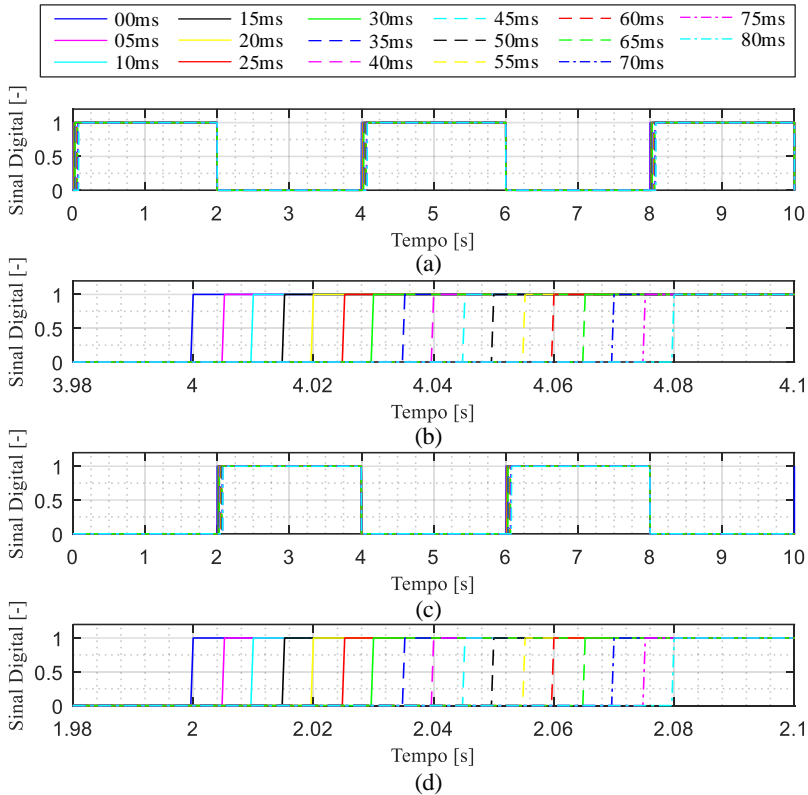
O método inicia pela execução de uma sequência de aberturas e fechamentos do par de válvulas com valores dos atrasos (t_d) pré-definidos e variados. Ou seja, para cada válvula é enviada uma onda quadrada periódica como sinais de controle. Essas ondas são defasadas em 180° , na ordem de quando uma válvula irá abrir a outra irá fechar.

O valor de atraso aplicado na abertura das válvulas inicia em 0 ms e ao final de cada ciclo de ensaio, é somado um incremento a ele e, em seguida, o ensaio é repetido.

A Figura 4.1 mostra os sinais de entrada para as válvulas $1V_{1TCh}$ e $1V_{2TCh}$ (Figura 3.4). Nesse exemplo, são realizadas dezessete simulações sequencialmente, cada tipo de linha mostrado nesta figura representa os sinais de entrada de uma simulação distinta. A diferença entre as simulações é o atraso de tempo (t_d) aplicado no sinal de abertura das válvulas. Por exemplo, nos instantes 0, 4 e 8 s, a válvula $1V_{2TCh}$ recebe o sinal para fechar, no entanto, a válvula $1V_{1TCh}$ recebe o sinal de abertura em um instante de tempo diferente em cada simulação (ver o zoom no sinal em Figura 4.1 (b)). No instante de tempo 2, 6 e 10 s a situação reversa acontece,

com a válvula $1V_{1TCh}$ fechando e a válvula $1V_{2TCh}$ abrindo com o valor do atraso variado.

Figura 4.1 – Gráficos onde em (a) sinais de controle enviados para $1V_{1TCh}$, (b) zoom no intervalo de tempo 3,98 – 4,1 s do gráfico (a), (c) sinais de controle enviados para $1V_{2TCh}$ e (d) zoom no intervalo de tempo 1,98 – 4,1 s do gráfico (c).



Fonte: Própria autoria.

A legenda acima da Figura 4.1 apresenta o valor dos atrasos (t_d) aplicado em cada simulação, isto é, nestes ensaios foi variado de 0 a 80 ms com um incremento de 5 ms. Estes valores foram selecionados para cobrir todos os possíveis cenários, isto baseado nos tempos de respostas encontrado nos ensaios. Os valores mais baixos causaram um curto circuito entre as linhas de pressões de suprimento e os maiores fecham as câmaras

do cilindro, confinando o fluido. Atrasos entre estas situações resultarão em chaveamentos próximo ao sincronizado.

4.2 MEDIÇÃO DAS RESPOSTAS DA PRESSÃO NA CÂMARA E IDENTIFICAÇÃO DE PADRÕES NAS CURVAS DE PRESSÃO

Nesta etapa, serão analisadas as dezessete curvas de pressão resultantes das simulações realizadas com os sinais de controle apresentados na seção 4.1. O objetivo da análise é identificar quando ocorre curto circuito, sincronização ou câmara bloqueada, baseado nas respostas das pressões.

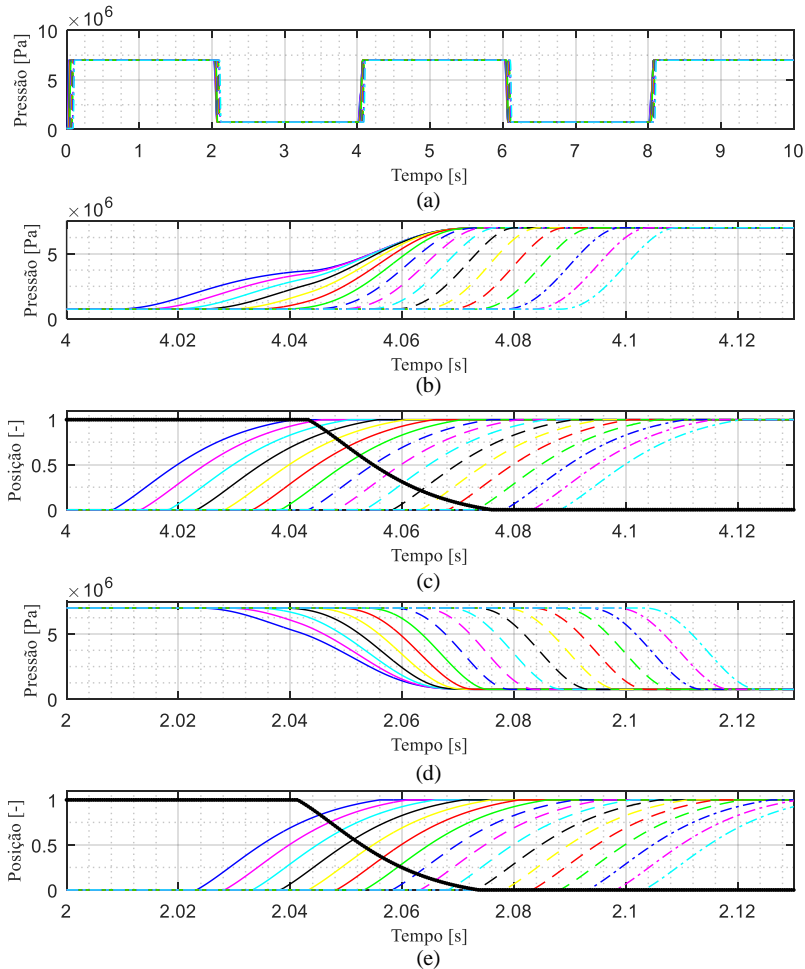
As curvas de pressão da câmara 1Ch (Figura 3.4) são mostradas na Figura 4.2 (a). Na Figura 4.2 (b) é apresentado um zoom no intervalo de tempo 4 a 4,13 s do gráfico contido na Figura 4.2 (a) e a posição relativa do obturador da válvula neste intervalo de tempo é apresentado na Figura 4.2 (c). Nas Figura 4.2 (d) e (e) é apresentado as mesmas informações que nos gráficos (b) e (c) respectivamente, porém, no intervalo de tempo de 2 a 2,13 s.

As curvas da Figura 4.2 são resultados dos sinais de controle da Figura 4.1, logo, a legenda com os valores de atrasos de tempo aplicado em cada simulação é a mesma. A linha preta grossa na Figura 4.2 (c) correspondem à posição relativa do obturador da válvula $1V_{2TCh}$ para todas as simulações. Ela é igual para todas as simulações pois não há atraso sendo aplicado no fechamento desta válvula. O mesmo acontece na Figura 4.2 (e), no entanto, a linha preta grossa corresponde à posição relativa do obturador da válvula $1V_{1TCh}$.

Três padrões diferentes de curvas de pressão podem ser identificados na Figura 4.2. O primeiro quando ocorre uma estabilização em um valor intermediário, como apresentado nas curvas azul e magenta da Figura 4.2 (b). Isso é consequência do curto circuito entre linhas de suprimento de pressões com 100 % do orifício aberto em ambas as válvulas. O segundo padrão é quando a troca de pressão ocorre sem estabilização em valor intermediário, mas não em taxa máxima da troca de pressão como pode ser observado entre as curvas ciano e ciano tracejado na Figura 4.2 (b) e entre as curvas azul e verde na Figura 4.2 (d). Neste padrão ocorre um curto circuito em que as duas válvulas ficam parcialmente abertas como pode ser visto na Figura 4.2 (c) e Figura 4.2 (e). O terceiro padrão nas curvas de pressão, é quando todas as curvas têm o mesmo perfil independentemente do atraso aplicado, por exemplo, entre as curvas preto tra-

cejado e ciano traço-ponto na Figura 4.2 (b) e entre as curvas azul tracejado e ciano traço-ponto na Figura 4.2 (d). Nestas curvas uma válvula está 75 % fechada ou mais e outra válvula está abrindo.

Figura 4.2 – Gráficos resultantes das simulações onde em (a) pressão na câmara 1Ch, (b) zoom no intervalo de tempo 4 – 4,13 s do gráfico (a), (c) posição relativa do obturador da válvula 1V_{1TCh} no mesmo intervalo de tempo do gráfico (b), (d) zoom no intervalo de tempo 2 – 2,13 s do gráfico (a) e (e) posição relativa do obturador da válvula 1V_{2TCh} no mesmo intervalo de tempo do gráfico (d)



Fonte: Própria autoria.

4.3 EXECUÇÃO DE UM IDENTIFICADOR DOS PADRÕES DAS CURVAS DE PRESSÃO

Nesta etapa, a área sob cada curva de pressão será proposta como um parâmetro para identificar a transição de quando o chaveamento de pressões passa de curto circuito para câmara bloqueada. Será aplicada uma integral com intervalo definido para o cálculo da área. Os limites de cada integral devem ser definidos tal que o tempo total seja igual para todas as curvas de pressão. Desta forma, o limite inferior ($t_{lo\ i}$) será o instante quando os sinais de troca de estado são recebidos pelas válvulas (ou seja, consideram o atraso de tempo) e o limite superior ($t_{up\ i}$) será uma função do limite inferior e o tamanho do intervalo que está sendo considerado, isto é

$$t_{lo\ i} = t_{p0} + t_{d\ i}, \text{ com } i = 0 \text{ a } (n_d - 1) \quad (4.1)$$

$$t_{up\ i} = t_{lo\ i} + t_{int}, \text{ com } i = 0 \text{ a } (n_d - 1) \quad (4.2)$$

onde t_{p0} é o instante de tempo em que a válvula recebe o sinal de controle para a troca de pressão, $t_{d\ i}$ é o tempo de atraso i e t_{int} é o tempo total do intervalo de análise e n_d é o número de atrasos aplicados.

A área sob as curvas de pressão pode ser calculada por

$$A_{p\ i} = \int_{t_{lo\ i}}^{t_{up\ i}} |p_{Ch}(t) - p_{Ch}(t_{lo\ i})| dt, \text{ com } i = 0 \text{ a } n_d \quad (4.3)$$

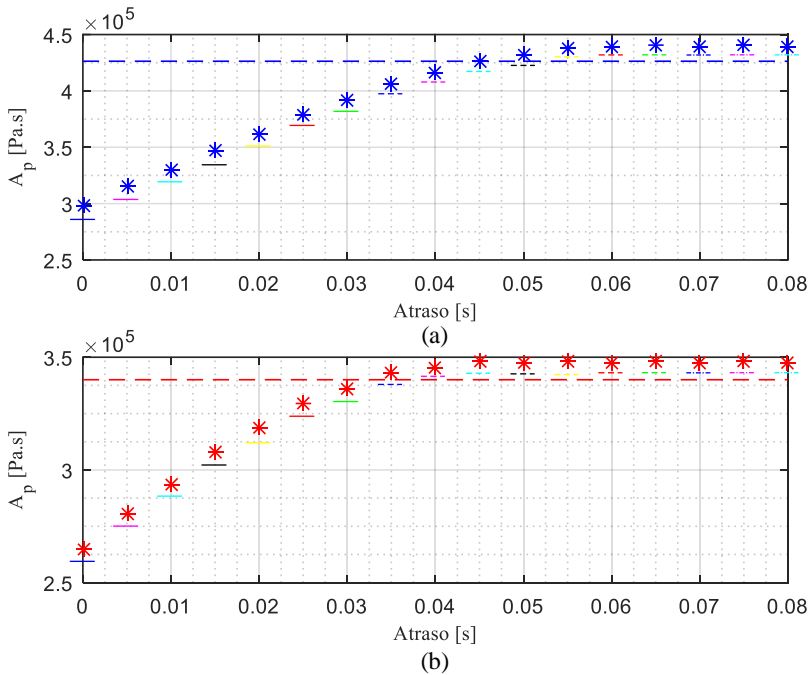
onde $A_{p\ i}$ é a área correspondente a curva de pressão com tempo de atraso i e p_{Ch} pressão na câmara.

Com intuito de avaliar apenas a variação dos padrões na troca de pressões, o valor de pressão inicial ($p_{Ch}(t_{lo\ i})$) é subtraído no cálculo da área como pode ser visto na Equação (4.3). Desta forma, junto ao uso do módulo, esta equação torna-se aplicável para a variação de pressão alta para baixa e vice-versa. Exemplo disso, é que a mesma equação é aplicável nas curvas mostradas na Figura 4.2 (b) e (d), que em ambos os casos resultam em mesmo padrão de análise.

Ao aplicar a Equação (4.3) para as curvas apresentadas na Figura 4.2, onde dezessete (n_d) diferentes atrasos de tempo foram usados, o valor

das áreas resultantes são apresentados na Figura 4.3. O primeiro asterisco da esquerda para direita, corresponde à curva em azul com atraso de tempo igual a zero na Figura 4.2 e assim sucessivamente até o último asterisco que corresponde a curva em ciano traço-ponto com atraso de tempo igual a 80 ms. A Figura 4.3 (a) corresponde ao chaveamento de pressão baixa para alta mostrado na Figura 4.2 (b) e a Figura 4.3 (b) corresponde ao chaveamento de pressão alta para baixa da Figura 4.2 (d).

Figura 4.3 – Gráficos com as áreas das curvas de pressão em função dos atrasos aplicados onde em (a) troca de pressão de valor baixo para alto e em (b) troca de pressão de valor alto para baixo.



Fonte: Própria autoria.

4.4 DETERMINAÇÃO DO TEMPO DE ATRASO DE SINCRONIZAÇÃO DAS VÁLVULAS

Nesta última etapa, a expectativa é determinar o atraso de tempo para sincronismo (t_{ds}). No caso em estudo, esse deve ser aplicado na abertura de cada válvula para sincronizar o chaveamento. Ao analisar a

Figura 4.2 e a Figura 4.3 via o estudo realizada ao final do seção 4.2, pode-se observar que as áreas sob as curvas nas quais o chaveamento acontece em curto circuito são menores. À medida que o tempo de curto circuito decresce, o valor das áreas cresce. Este efeito ocorre até antes que o chaveamento aconteça com uma válvula totalmente fechada. Em sequência, o chaveamento ocorre com câmara bloqueada, e as áreas sob estas curvas de pressão permanecem constantes independentemente do atraso aplicado.

Como discutido na seção 2.5, é esperado que em sistema de controle secundário com cilindro multi-câmaras haja trocas de pressão com mínimo curto circuito. Portanto, deve-se escolher um valor de área da Figura 4.3 o mais próximo do valor máximo e determinar o atraso de tempo de sincronização como o atraso de tempo aplicado no ensaio correspondente.

Uma abordagem para determinar o atraso de tempo para sincronismo é calcular o valor de área ideal como

$$A_{p\ id} = \max(A_p) - \left[(\max(A_p) - \min(A_p)) * \lambda \right] \quad (4.4)$$

onde $A_{p\ id}$ é a área ideal para a seleção do atraso, $\max(A_p)$ e $\min(A_p)$ são os valores máximo e mínimo das áreas calculadas referentes aos dados de pressões e λ é o percentual a ser aplicado para evitar fluido confinado. Após a determinação do valor de área ideal, é selecionado o ponto mais próximo acima da área ideal calculada.

As linhas horizontais pontilhadas da Figura 4.3 correspondem a um valor de área ideal para um $\lambda = 0,1$. Desta forma, no chaveamento de pressões de nível baixo para alto, o valor do atraso para sincronização aplicado a válvula $1V_{1TCh}$ deve ser 50 ms e do nível de pressão alto para baixo, o valor do atraso a ser aplicado para a válvula $1V_{2TCh}$ deve ser 35 ms.

O método desenvolvido até então, aponta o atraso de tempo para sincronismo do chaveamento. Porém, pode existir situações em que o chaveamento com uma porcentagem de curto circuito, aumenta o desempenho do sistema assumindo-se uma perda energética. Desta forma, foi criado o tempo do índice de correção (t_{CI}). A soma deste tempo ao atraso de tempo de sincronismos gera a equação

$$t_d = t_{ds} + t_{CI} \quad (4.5)$$

onde t_d é o atraso de tempo efetivamente aplicado na abertura das válvulas.

Em outras palavras, ao ser selecionado um $t_{CI} = -10$ ms, haverá um curto circuito entre as pressões de suprimento de nível alto e baixo por 10 ms para todos os chaveamentos.

4.5 INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS DO SISTEMA

Nesta seção será avaliado a robustez do método proposto para determinar o atraso do tempo de sincronismo para as válvulas *on/off*. Será realizado uma avaliação em torno da influência na variação dos parâmetros:

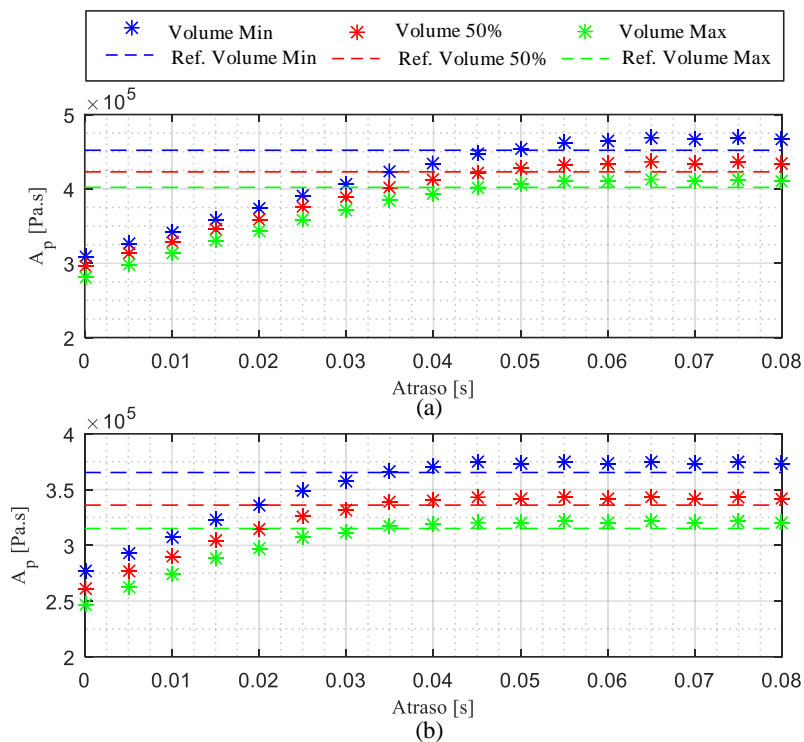
- Volume da câmara;
- Módulo de compressibilidade efetiva.

Na primeira avaliação, a faixa de variação do volume da câmara (V_{1Ch}) foi definida pela dimensão do cilindro hidráulico atualmente instalado na bancada experimental no LASHIP. O atuador fabricado por Wipro com valores das áreas A, B, C e D de 13,44, 7,07, 11,02 e $15,07 \times 10^{-4}$ m² respectivamente e um deslocamento máximo de 0,2 m. Com isso, o intervalo deste parâmetro foi obtido de acordo com o menor ($0,68 \times 10^{-4}$ m³) e o maior ($3,714 \times 10^{-4}$ m³) volume possível do cilindro e um valor intermediário ($2,197 \times 10^{-4}$ m³) correspondente a 50 % do intervalo. Modificando o volume da câmara, o método descrito anteriormente foi aplicado, resultando os gráficos apresentados na Figura 4.4 (Página 77).

Na segunda avaliação, foi assumido uma variação no módulo de compressibilidade efetiva causado por ar misturado ao fluido hidráulico. A faixa de variação destes parâmetros foi de 0,7, 0,9, 1,1, 1,3, e $1,5 \times 10^9$ Pa resultante da presença de ar misturado em porcentagens de 0,53, 0,31, 0,17, 0,07, e 0 %, respectivamente. Os resultados, ao aplicar o método, são apresentados na Figura 4.5 (Página 78).

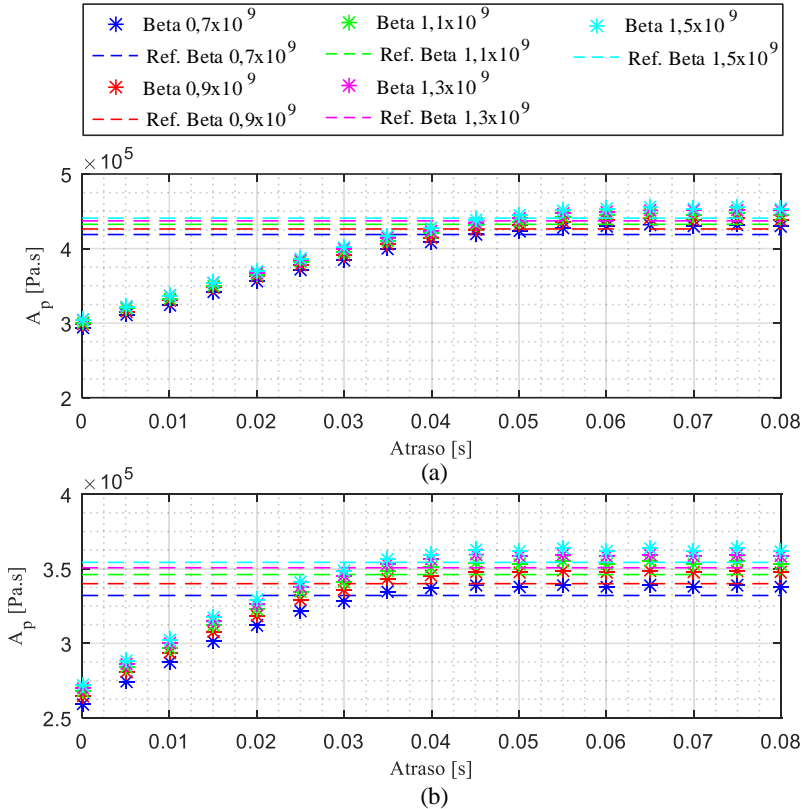
Como pode-se observar na Figura 4.4 e na Figura 4.5, o resultado do método para identificação atraso de tempo de sincronização não é afetada pela variação imposta neste estudo, dos parâmetros de volume da câmara e o módulo de compressibilidade efetiva, pois, em todos os casos apresentados nesta seção foi encontrado o mesmo atraso de tempo de sincronização para ambas as válvulas envolvidas no chaveamento.

Figura 4.4 – Gráficos com áreas das curvas de pressão pela variação do volume onde em (a) chaveamento de pressão de valor baixo para alto e em (b) chaveamento de pressão de valor alto para baixo.



Fonte: Própria autoria.

Figura 4.5 – Gráficos com áreas das curvas de pressão pela variação do módulo de compressibilidade efetiva onde em (a) chaveamento de pressão de valor baixo para alto e em (b) chaveamento de pressão de valor alto para baixo.



Fonte: Própria autoria.

4.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO

O uso do modelo matemático é essencial para realizar o objetivo proposto neste capítulo, pois, em ensaios com a bancada experimental não é possível relacionar diretamente a posição dos obturadores das válvulas *on/off* com as curvas de pressão. Porém, uma vez associados com o comportamento das pressões, via modelo matemático, poderá definir de forma indireta a característica do chaveamento na bancada experimental.

No método apresentado, considera-se que devem ser realizadas, para a escolha de duas variáveis de controle, a variável λ e o incremento dos atrasos variáveis. A determinação de λ , em primeiro é recomendado que não seja superior a 0,1, pois o objetivo do método é definir os atrasos de sincronização para os chaveamentos e caso o valor desta variável seja maior que este, o resultado da equação (4.4) define atrasos para os chaveamentos tendendo para curto circuito. No outro lado, se λ aproximar-se de zero, em associação a uma baixa qualidade de captura e sincronização de gravação dos dados de pressões em cada ensaio, a equação (4.4) pode definir valores de atraso que tendem a chaveamentos com confinamento da câmara. O autor recomenda que λ fique em uma faixa de valores de 0,05 a 0,1.

Em relação ao valor do incremento dos atrasos variáveis, seu valor gera uma incerteza na definição do atraso de sincronização, ou seja, no caso deste capítulo o valor dele foi definido em 5 ms. Isso significa que o valor encontrado pode estar incerto em no máximo 5 ms. Desta forma, quanto menor seu valor menor será a incerteza do atraso de sincronização. Porém, o número de interações também aumenta, tornando o método mais trabalhoso. O autor recomenda que o incremento fique entre 5 ms a 1 ms, considerando as respostas dinâmicas das válvulas *on/off* atuais.

Em relação a aplicabilidade do método apresentado no DHA, resultados similares são esperados quando são atribuídas as mesmas condições ao DHA. As análises devem ser realizadas para cada par de válvulas *on/off* conectadas a câmara do cilindro, correspondendo a configuração montada na Figura 3.5. O DHA tem três válvulas conectadas em cada uma de suas câmaras, de modo que uma válvula permanecerá fechada enquanto o método é aplicado nas outras duas. No próximo capítulo serão apresentados mecanismos para que sejam realizados os procedimentos apresentados ao DHA.

5 IMPLEMENTAÇÃO DA SINCRONIZAÇÃO DOS CHAVEAMENTOS AO DHA

Neste capítulo serão elaborados mecanismos para a execução do método de sincronização, apresentado no capítulo 4, em todos os pares de válvulas do DHA. Em seguida, são apresentadas automações no processo de execução do método. Essas são fundamentais para a aplicabilidade dos procedimentos, devido ao número elevado de ensaios repetitivos. Ao final do capítulo, é construída uma função que identifica quais válvulas chavearão, busca em um banco de dados o atraso de tempo de sincronização referente ao chaveamento identificado e aplica o valor encontrado nas respectivas válvulas.

5.1 MECANISMOS PARA A APLICABILIDADE DO MÉTODO DE SINCRONIZAÇÃO AO DHA

Ao analisar o método apresentado no capítulo 4, são caracterizadas condições para a aplicação do mesmo ao DHA. Essas são:

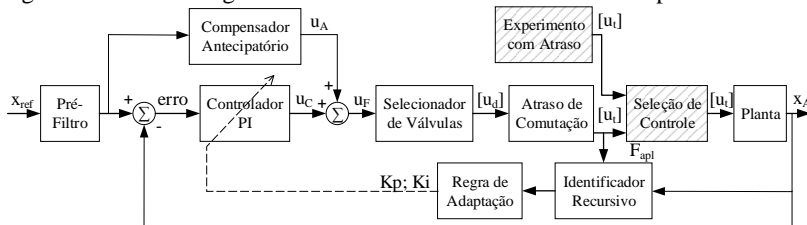
- Acionamento individualizado de cada válvula *on/off*;
- Câmara em análise com volume constante durante a execução do método;
- Leitura e gravação do valor de pressão da câmara em análise.

O controle individualizado das válvulas é obtido via a manipulação do vetor $[u_i]$. Esse está incluso no diagrama do sistema de controle da Figura 3.3. Para manipula-lo, na mesma Figura 3.3 a ligação entre os blocos “Atraso de Comutação” e “Planta” foi removida e incluído os blocos “Experimento com Atraso” e “Seleção de Controle” (Hachurados na Figura 5.1). O primeiro comanda os acionamentos individualizado das válvulas e o segundo bloco tem a função de selecionar de que forma a planta será controlada, pelo sistema de controle ou pelo bloco “Experimento com Atraso”. Com esta alterações no sistema de controle da planta é atendida a primeira condição para aplicarmos o método ao DHA. Em vista dessas alterações, o diagrama do sistema de controle da planta foi atualizado de acordo com a Figura 5.1 (Página 82).

Para atender a segunda condição, são bloqueadas todas as câmaras do cilindro que não estão em análise. Por exemplo, supondo que o método de sincronização seria aplicado às válvulas $1V_{1TA}$ e $1V_{3TA}$, o bloco “Experimentos com Atraso” selecionaria a combinação de válvulas com força

máxima de avanço, posicionando o cilindro em posição de avançado. Assim, é obtido o menor volume para a câmara em experimento, neste caso a câmara A.

Figura 5.1 – Novo diagrama de blocos do sistema de controle da planta do DHA.



Fonte: Adaptado de Belan (2018).

Quando o cilindro chegar no fim-de-curso, todas as válvulas são fechadas, bloqueando conseqüentemente todas as câmaras. Na seqüência, os sinais enviados para as válvulas $1V_{ITCh}$ e $1V_{2TCh}$ na Figura 4.1 no método de sincronização, são enviados para as válvulas $1V_{ITA}$ e $1V_{3TA}$, respectivamente. Como as câmaras B, C e D estão bloqueadas, mesmo alterando o nível de pressão na câmara A o cilindro não tem movimentação, mantendo a câmara em análise com volume constante durante todo o processamento do método.

Para atender a última condição, conhecendo a câmara em análise, as curvas de pressão geradas durante os procedimentos do método nessa câmara são salvas. Então, através dos mecanismos apresentados pode-se atender todas as condições que o método de sincronização exige, no DHA.

5.2 AUTOMAÇÃO PARA A EXECUÇÃO DO MÉTODO DE SINCRONIZAÇÃO

A base do método é realizar interações com um par de válvulas conectadas a uma câmara de volume constante. O DHA é composto por um cilindro de quatro câmaras com três válvulas *on/off* conectadas a cada uma delas, com isso, há doze pares de válvula que devem realizar interações com o objetivo de definir o atraso de tempo de sincronização para todas as válvulas. Quando há dezessete variações no valor do atraso ao aplicar o método, soma-se um total de duzentas e quatro interações necessárias, de um processo repetitivo.

Como em qualquer processo repetitivo, a automação é uma opção para tornar procedimentos menos trabalhosos e padronizados. Assim, foi

desenvolvida uma automação para realizar as interações entre válvulas de todos os pares, acelerando a aplicação do método e minimizando erros. Para efetuar as simulações no modelo do DHA, foi desenvolvido um *script* que produziu 12 pastas com as curvas resultantes. No apêndice D é apresentado, em detalhes, o *script*.

Realizar os procedimentos de cálculo de cada área sub as curvas de pressão para encontrar os atrasos de tempo de sincronização, é um processo trabalhoso. Então, também foi elaborado uma automação desses processos. No apêndice E é apresentado, detalhadamente, o *script* desenvolvido para executar estas funções.

Ao final da execução das automações no DHA, geram-se quatro matrizes com os atrasos de tempo de sincronização, conforme uma estrutura,

$$T_{ds\ y} = \begin{bmatrix} t_{ds(11)} & t_{ds(12)} & t_{ds(13)} & \cdots & t_{ds(1n_v)} \\ t_{ds(21)} & t_{ds(22)} & t_{ds(23)} & \cdots & t_{ds(2n_v)} \\ t_{ds(31)} & t_{ds(32)} & t_{ds(33)} & \cdots & t_{ds(3n_v)} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ t_{ds(n_v1)} & t_{ds(n_v2)} & t_{ds(n_v3)} & \cdots & t_{ds(n_vn_v)} \end{bmatrix} \quad (5.1)$$

com $y = A, B, C$ ou D

logo,

$$T_{ds\ y} = (t_{ds(ij)})_{n_v \times n_v} \text{ com } y = A, B, C \text{ ou } D \quad (5.2)$$

onde $T_{ds\ y}$ é a matriz com os atrasos de tempo de sincronização para os chaveamentos de pressões da câmara y , n_v é o número de válvulas conectadas a cada câmara y , i é o número correspondente a pressão anterior ao chaveamento e j é o número correspondente à pressão posterior ao chaveamento (i e j podendo ser 1, 2 e 3 para DHA apresentado neste trabalho).

Por exemplo, na estruturação das matrizes T_{ds} o termo $t_{ds\ A(12)}$ é o atraso aplicado na abertura da válvula $1V_{2TA}$ quando a válvula $1V_{1TA}$ fecha, ou seja, atraso de sincronização do chaveamento da pressão 1 (alta) para 2 (média) na câmara A. Como adendo na estrutura matricial, a diagonal principal das matrizes T_{ds} é de zeros, com exceção do termo

$t_{ds\ y(11)}$ que nele é gravado o valor padrão de atraso de tempo de sincronização.

5.3 FUNÇÃO PARA IDENTIFICAÇÃO DO CHAVEAMENTO E DIRECIONAMENTO DO ATRASO DE TEMPO DE SINCRONIZAÇÃO

Foi desenvolvida uma função em Matlab/SIMULINK® para a identificação do chaveamento de pressões que ocorre, e de acordo com o par de válvulas envolvido no chaveamento direcionar o atraso de tempo de sincronização.

A função, denominada *Delay Select*, tem como entrada a matriz com os atrasos de tempo de sincronização ($T_{ds\ y}$), um vetor com sinais de controle das válvulas e uma variável. A variável de entrada controla quando os atrasos de tempo serão selecionados de acordo com o chaveamento ou quando será selecionado um atraso de tempo padrão para todos os chaveamentos. O vetor é derivado do vetor $[u_t]$ da Figura 5.1, porém, contendo os sinais de controle para as válvulas apenas de uma câmara do cilindro, seguindo a estrutura

$$S_y = [s_{y(1)} \quad s_{y(2)} \quad s_{y(3)} \quad \dots \quad s_{y(n_v)}] \quad (5.3)$$

com $y = A, B, C$ ou D

logo,

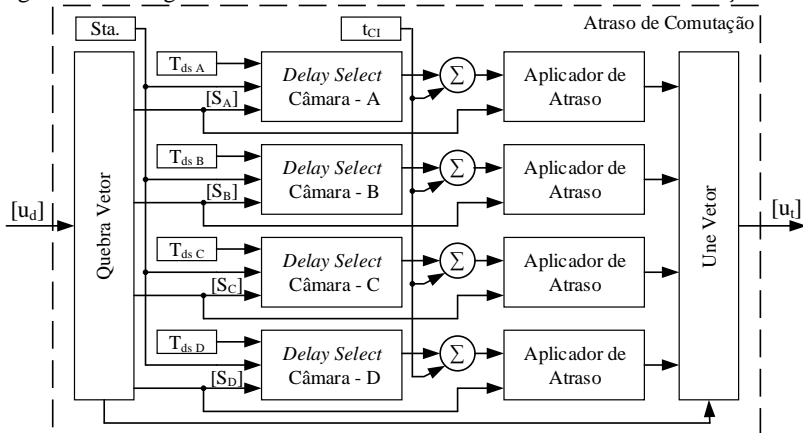
$$S_y = (s_{y(i)})_{n_v} \text{ com } y = A, B, C \text{ ou } D \quad (5.4)$$

onde S_y é o vetor referente aos sinais de controle para as válvulas conectadas a câmara y , i é o número correspondente a pressão a montante da válvula que irá receber o sinal (no DHA 1 para pressão alta (75 bar), 2 para média (45 bar) e 3 para baixa (7,5 bar)). O fluxograma, junto a uma descrição de funcionamento da função *Delay Select* é apresentado no Apêndice F.

Para cada câmara do DHA é aplicado um bloco com a função *Delay Select*. Estes blocos são adicionados no diagrama de controle da planta, dentro do bloco “Atraso de Comutação” da Figura 5.1. Portanto,

o “Atraso de Comutação” internamente, foi reestruturado de acordo com o diagrama apresentado na Figura 5.2.

Figura 5.2 – Diagrama de blocos interno ao bloco “Atraso de Comunicação”.



Fonte: Própria autoria.

No diagrama da Figura 5.2 ao vetor $[u_d]$ entra no bloco “Quebra Vetor”, nele o vetor é fragmentado e agrupado em 4 vetores, sendo eles, S_A , S_B , S_C e S_D . Nestes vetores S estão os sinais de controle para cada válvula conectada nas câmaras A, B, C e D, respectivamente. O restante das informações contidas no vetor $[u_d]$ é encaminhado direto para o bloco “Une Vetor”.

Os vetores S ramificam por dois caminhos, o primeiro é para os blocos “Delay Select”. Após estes blocos identificarem o chaveamento e selecionarem os atrasos de tempo de sincronização para cada câmara, as saídas deles são somadas ao t_{CI} , o tempo do índice de correção.

Os sinais de atrasos de tempo (t_d) que saem dos somatórios, são aplicados nas válvulas que irão abrir em cada câmara. Esta função é executada pelos blocos “Aplicador de Atraso”. Este bloco, via leitura dos vetores S , identifica quais sinais irão passar de 0 para 1 e aplicam os atrasos de tempo oriundo do somatório.

No bloco “Une Vetor”, ocorre a reestruturação do vetor $[u_d]$, porém, com um atraso de comunicação no controle da abertura das válvulas, gerando em sua saída o vetor $[u_t]$.

5.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO

Os mecanismos, automações e função elaborados neste capítulo, foram aplicados no modelo do DHA afim de avaliar os chaveamentos em função do desempenho e eficiência energética. Isso porque estas avaliações não poderiam ser aplicadas simultaneamente na bancada experimental, devido à impossibilidade de levantar perdas dissipativas. Porém, com exceção do *script* que automatiza as simulações, os procedimentos apresentados neste capítulo são iguais tanto para o modelo, quanto para a bancada experimental. Logo, ao aplicá-los na bancada experimental é necessário desenvolver de uma automação para realizar as interações entre as válvulas ou realizá-las manualmente.

Um destaque para os mecanismos, as automações e a função elaborada neste capítulo, é que todos são expansivos. Em outras palavras, sua aplicação é possível independentemente do número de válvulas ou número de câmaras. Com isso, pode ser aplicado em sistemas, por exemplo, com quatro válvulas por câmara e com um cilindro de duas áreas, onde no total soma-se vinte e quatro pares de válvulas que realizam interações.

6 ANÁLISE DA SINCRONIZAÇÃO NO MODELO DO DHA

Neste capítulo será apresentada a execução do método para definir atrasos de tempo de sincronismo aos chaveamentos do modelo do DHA, via procedimentos e *scripts* desenvolvidos no capítulo 5. Posteriormente, através da função “*Delay Select*”, os atrasos de tempo de sincronização serão aplicados de acordo com a combinação de válvulas que está sendo selecionada, assim obtendo chaveamentos sincronizados.

Na segunda parte do capítulo é desenvolvida uma padronização para a definição do tempo mínimo entre chaveamentos (dT_{min}). Ensaios com o modelo são realizados no intuito de apresentar os problemas que uma escolha arbitrária de dT_{min} pode ocasionar na resposta de posição e pressões no DHA.

Ao final, com o uso da variável t_{CI} , será forçada a ocorrência de curto circuito e câmara bloqueada nos chaveamentos, a fim de avaliar o desempenho do sistema e a eficiência energética de acordo com o valor desta variável.

6.1 CAPTURA DOS ATRASOS DE TEMPO DE SINCRONIZAÇÃO

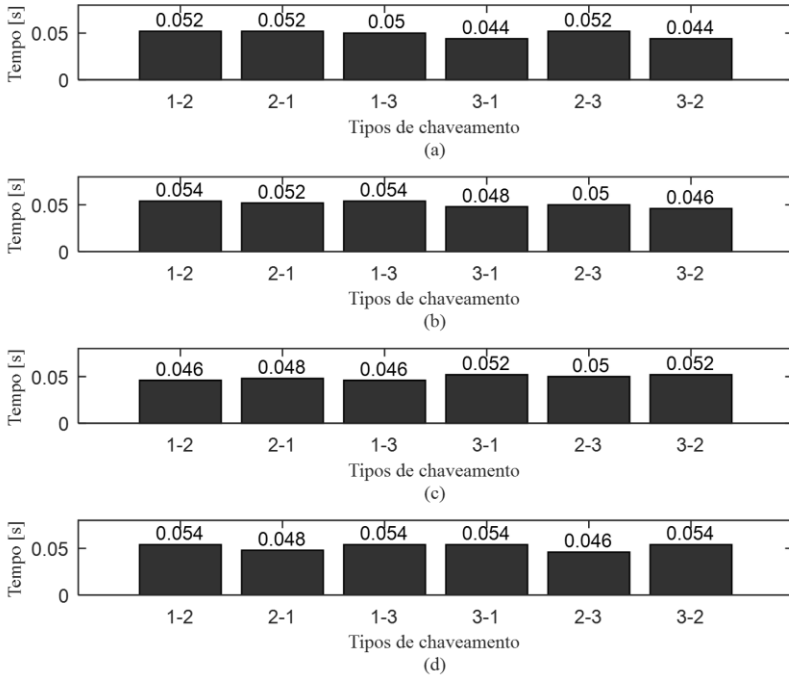
Os procedimentos apresentados no capítulo 5 são aplicados ao modelo do DHA, gerando as quatro matrizes com os atrasos de tempo de sincronização, as matrizes T_{dSA} , T_{dSB} , T_{dSC} e T_{dSD} . Estas estão apresentadas na Figura 6.1, em formato de gráfico de barras.

Relacionando os gráficos com as matrizes, a barra 1-2 da Figura 6.1 (a) representa do valor do elemento $t_{dSA(12)}$ da matriz T_{dSA} e desta mesma forma é relacionado às outras barras e seus respectivos elementos das matrizes.

Na realização do método de sincronização com o modelo, foram modificados dois parâmetros em relação aos procedimentos apresentados na seção 4. São eles: o incremento do valor do atraso, quando é realizado a sucessivas simulações, que passou de 5 para 2 ms; e o λ que é o percentual utilizado para selecionar o atraso de sincronização, que passou de 0,1 para 0,07. Estes parâmetros foram refinados para aumentar a precisão na seleção dos atrasos.

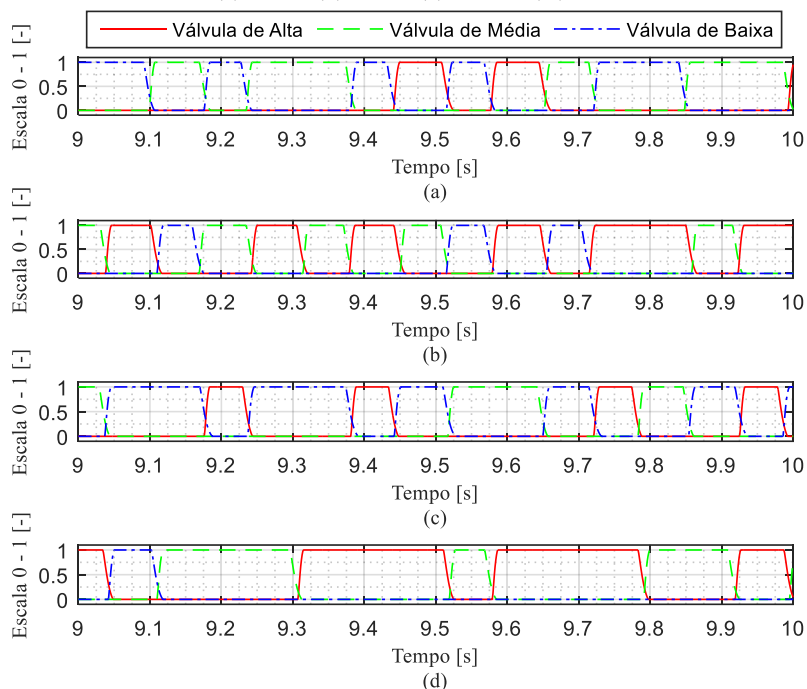
Para comprovar as sincronizações com os chaveamentos foi selecionada uma rampa como sinal de referência ao modelo do DHA. Na Figura 6.2 (Página 89) é mostrada a posição relativa dos obturadores das válvulas em todas as câmaras, no período de 9 a 10 s.

Figura 6.1 – Gráficos com os atrasos de tempo de sincronização dos chaveamentos nas câmaras A em (a), B em (b), C em (c) e D em (d).



Fonte: Própria autoria.

Figura 6.2 – Gráficos com a posição relativa dos obturadores das válvulas conectadas a câmara A em (a), B em (b), C em (c) e D em (d.)



Fonte: Própria autoria.

Por meio da Figura 6.2 é possível comprovar que todos os procedimentos, *scripts* e função desenvolvida na seção 5 obterem êxito na execução, pois observa-se que há sincronismo em todos os chaveamentos apresentados na Figura 6.2. Ou seja, mesmo com todas as diferenças dinâmicas entre as válvulas, todos os chaveamentos ocorrem da mesma forma, sincronizados.

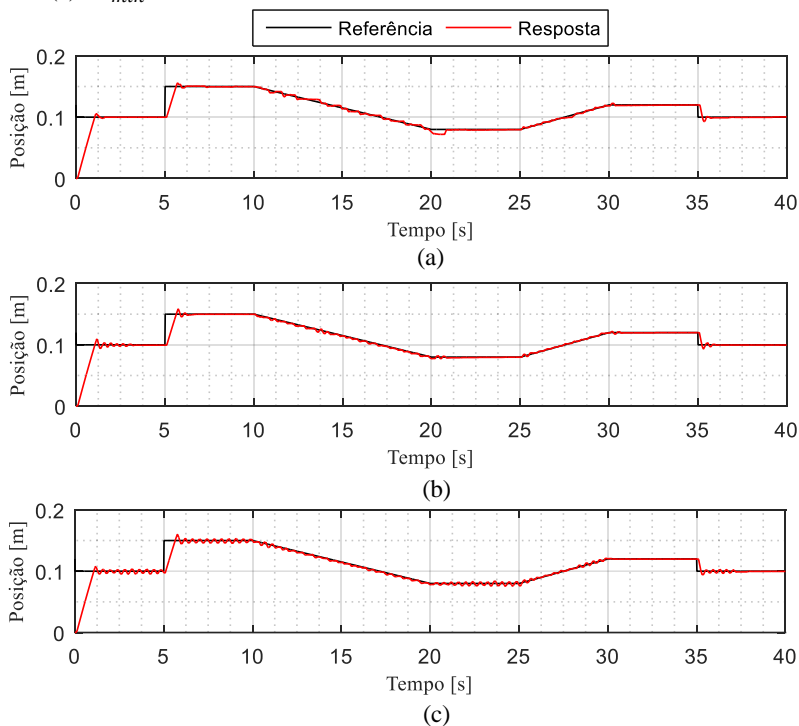
6.2 DEFINIÇÃO DO INTERVALO DE TEMPO MÍNIMO ENTRE CHAVEAMENTOS (dT_{min})

A variável dT_{min} foi abordada no trabalho de Belan (2018). O autor a define como o intervalo de tempo mínimo entre duas trocas de combinações. Em outras palavras, ela é um parâmetro que discretiza a

saída do bloco “Seletor de Válvulas” (diagrama de controle da Figura 5.1). Ou seja, caso ela for 50 ms, significa que só ocorrerá mudança de estado na saída deste bloco a cada 50 ms.

Para analisar a influência dela na resposta, foram realizadas simulações variando o valor de dT_{min} no modelo do DHA. A faixa de variação, foi determinada através da soma e decréscimo de 10 ms do valor de limite mínimo de dT_{min} . Esse limite mínimo foi atribuído em função do maior atraso de tempo de sincronização (54 ms), somado ao maior tempo de abertura das válvulas (em torno de 4 ms) como proposto por Belan (2018). Assim, os valores atribuídos de dT_{min} para as simulações são 48, 58 e 68 ms. Na Figura 6.3 são apresentados os resultados das simulações pela variação do parâmetro dT_{min} .

Figura 6.3 – Gráficos resultantes das simulação com o modelo do DHA para a variação do parâmetro dT_{min} , onde em (a) dT_{min} é 48 ms, em (b) dT_{min} é 58 ms e em (c) dT_{min} é 68 ms.



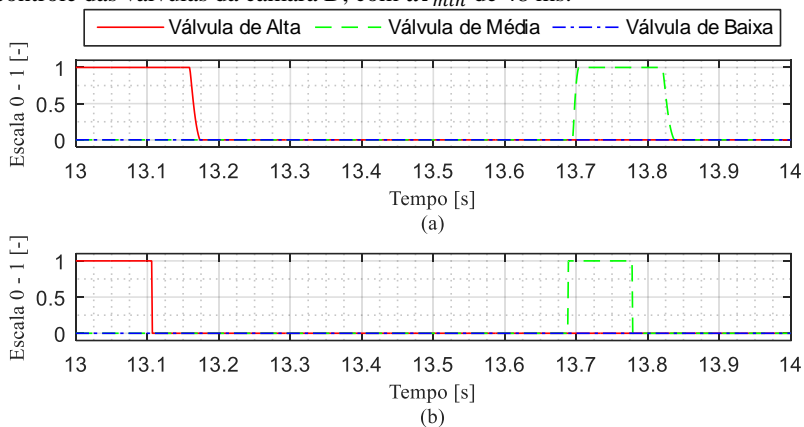
Fonte: Própria autoria.

Na Figura 6.3 a curva referência de posição é a mesma que Belan (2018) utilizou para avaliar o comportamento do sistema em função das diferentes estruturas de controle. Também, nestas simulações foram aplicados os atrasos de sincronização determinados pela metodologia, na abertura das válvulas.

Em análise da resposta do sistema pode-se observar que, quando o dT_{min} está abaixo do limite mínimo, ocorre instabilidade da resposta nas rampas, como por exemplo, no intervalo de tempo de 13 a 14 s da Figura 6.3 (a). E quando o dT_{min} está acima do limite mínimo, o sistema não converge em degraus positivos, como por exemplo, no intervalo de tempo de 0 a 10 s Figura 6.3 (c).

A instabilidade nas rampas ocorre devido ao travamento do cilindro. Este acontece, pois há períodos de tempo em que todas as válvulas conectadas a uma câmara ficam fechadas, bloqueando-a. Exemplo disso, é mostrado na Figura 6.4 (a) no intervalo de 13,17 a 13,7 s.

Figura 6.4 – Em (a) gráfico com a posição dos obturadores e em (b) sinais de controle das válvulas da câmara D, com dT_{min} de 48 ms.

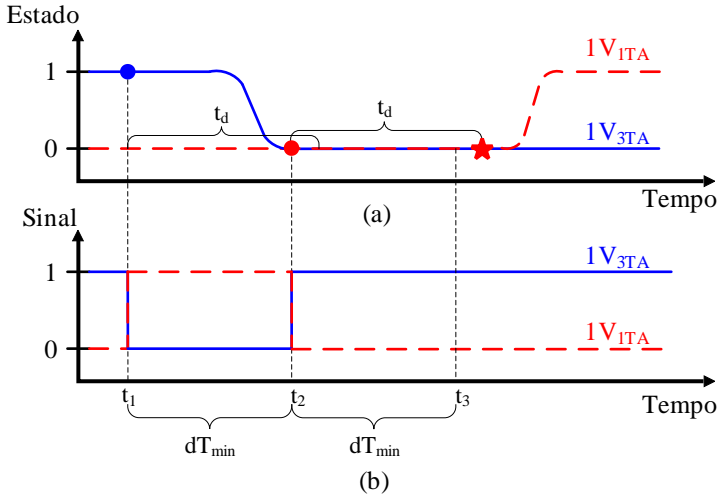


Fonte: Própria autoria.

Estes períodos ocorrem, pois, a válvula que deveria abrir não recebe o sinal de controle, como é visualizado no gráfico da Figura 6.4 (b). Dois fatores somados contribuem para este evento. O primeiro é a combinação de válvulas requerida pelo controle e o segundo o valor de dT_{min} ser menor que o valor de t_d . Para compreender a relação destes fatores é apresentado um diagrama de hipotéticas sequências de chaveamento com as válvulas $1V_{1TA}$ e $1V_{3TA}$, na Figura 6.5.

Figura 6.5 – Diagrama de hipotéticas seqüências de chaveamentos onde em (a) está a posição relativa dos obturadores das válvulas e em (b) o sinal de controle na saída do bloco selecionador de válvulas.

● Sinal para a válvula fechar ★ Sinal para a válvula abrir



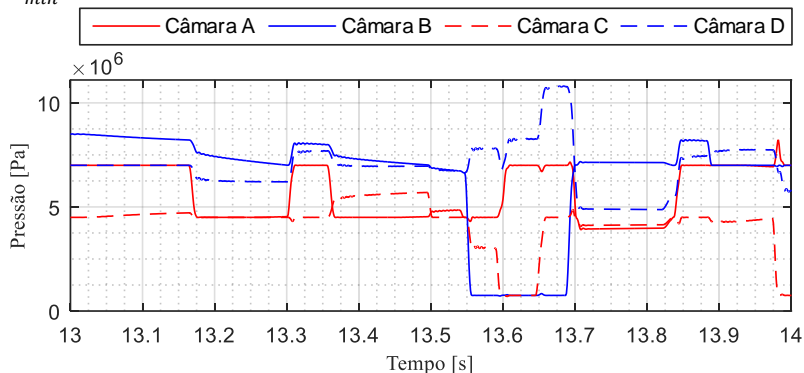
Fonte: Própria autoria.

Na Figura 6.5 em t_1 a saída do bloco “Selecionador de Válvulas” infere uma troca de estado das válvulas $1V_{1TA}$ e $1V_{3TA}$. O sinal de fechamento é instantaneamente recebido e a válvula $1V_{3TA}$ inicia o fechamento, entretanto, o sinal de abertura da válvula $1V_{1TA}$ é atrasado por t_d .

Em t_2 , antes que a válvula $1V_{1TA}$ receba o sinal para abertura, o bloco “Selecionador de Válvulas” infere nova troca de estado das válvulas $1V_{1TA}$ e $1V_{3TA}$. Imediatamente a válvula $1V_{1TA}$ recebe o sinal para fechamento, perdendo o sinal anterior para a abertura. A válvula $1V_{1TA}$ já se encontra fechada, desta forma, não ocorre o tempo de atraso no fechamento intrínseco da válvula ($t_{scd} + t_{scr}$). No entanto, para a abertura da válvula $1V_{3TA}$ é aplicado o atraso de tempo. Em consequência, as duas válvulas permanecem fechadas, bloqueando a câmara.

O bloqueio de câmaras traz consequências as pressões, podendo ocorrer picos ou cavitação. Como exemplo de consequência, observa-se um pico de pressão na câmara D no intervalo 13,55 a 13,7 s da Figura 6.6, este ocasionado pelo bloqueio da mesma junto a elevação de pressão na câmara C.

Figura 6.6 – Pressões nas câmaras do cilindro no intervalo de 13 a 14 s, com dT_{min} de 48 ms.



Fonte: Própria autoria.

Com relação à não convergência após os degraus, quando o valor de dT_{min} está acima do limite mínimo, está relacionado com a necessidade de otimização de parâmetros do controle do sistema. Pois a partir dos gráficos (a), (b) e (c) da Figura 6.3 avalia-se a diminuição do fator de amortecimento na resposta do sistema. Esta característica é levantada pois o tempo de estabilização após o mesmo degrau do gráfico (a) para o (b), aumenta, e no gráfico (c) a resposta não converge.

Por meio destas análises, conclui-se que por regra não se deve atribuir um valor menor que o limite mínimo a dT_{min} , pois, pode ocorrer perdas de sinais de acionamento das válvulas, assim como foi concluído em Belan (2018). Porém, isso mostrou que a correta determinação do valor mínimo de dT_{min} é essencial para que os chaveamentos entre válvulas no DHA funcionem corretamente. Portanto, como o limite mínimo de dT_{min} está associado diretamente com o valor máximo de t_{ds} , o método apresentado no capítulo 4 minimizam as incertezas na determinação do limite mínimo desta variável.

6.3 OTIMIZAÇÃO DOS CHAVEAMENTO ENTRE VÁLVULAS ON/OFF

Da mesma forma que em Belan (2018), a avaliação desempenho foi realizada pelo erro normalizado – NOE. O cálculo do NOE é realizado pela equação

$$NOE = \frac{\sum_{k=1}^n (x_{ref}(k) - x_A(k))^2}{\sum_{k=1}^n (x_{ref}(k) - \bar{x}_A)^2} \quad (6.1)$$

onde x_{ref} é a referência de posição, x_A é a resposta de posição do sistema, \bar{x}_A é a média da resposta de posição do sistema e k o valor do NOE calculado a cada instante. O NOE é um erro normalizado, portanto, quanto menor o NOE, maior é o desempenho do sistema.

A eficiência energética do sistema será associada ao valor de dissipação energética após um ciclo de trabalho. Esse valor é calculado como em Cruz (2018) e Belan (2018), onde a energia de entrada do DHA é calculada por

$$P_{pSi} = p_{Si}(q_{v iTA} + q_{v iTB} + q_{v iTC} + q_{v iTD}), \text{ com } i = 1 \text{ a } 3 \quad (6.2)$$

$$E_{in} = \int_0^{t1} P_{pS1} + P_{pS2} + P_{pS3} dt \quad (6.3)$$

onde $q_{v iTA}$ é a vazão volumétrica de válvula $1V_{iTA}$ e da mesma forma para $q_{v iTB}$, $q_{v iTC}$ e $q_{v iTD}$, p_{Si} é a pressão de suprimento i , P_{pSi} é a potência fornecida pela pressão de suprimento i , E_{in} é a energia de entrada no DHA. Já a energia de saída do DHA é calculada por

$$P_{out} = \dot{x}_A [-(p_A A_A) + (p_B A_B) - (p_C A_C) + (p_D A_D)] \quad (6.4)$$

$$E_{out} = \int_0^{t1} P_{out} dt \quad (6.5)$$

onde p_A é a pressão na câmara A e da mesma forma para p_B , p_C e p_D , A_A é a área da câmara A e da mesma forma para A_B , A_C e A_D , \dot{x}_A é a velocidade do cilindro, P_{out} é a potência do exercida pelo cilindro, E_{out} é a energia de saída do DHA. Ao se subtrair a energia de entrada pela de saída resulta na energia dissipada (E_{dis}). Como a E_{dis} relaciona as energias de entrada e saída, para a mesma entrada de referência no sistema, estabelece que quanto menor for ela, maior é a eficiência energética do sistema.

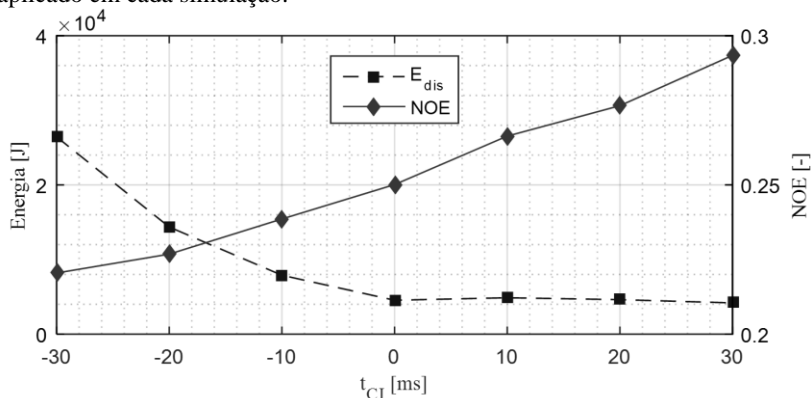
Retomando o que foi apresentado na seção 2.5, há três características que podem ocorrer durante um chaveamento entre válvulas *on/off*, o

sincronismo, o curto circuito e a câmara bloqueada, os dois últimos com variação de intensidade. Após sincronizar todos os chaveamentos, o parâmetro que controla como irá caracteriza-lo é o t_{CI} , este tratado na seção 4.4. Quando este for 0 todos os chaveamentos estarão sincronizados, no entanto, quando ele for negativo ou positivo todos os chaveamentos acontecerão em curto circuito ou em câmara bloqueada, respectivamente. Sua unidade é dada em milissegundos, em caso de valor negativo, enquanto menor, mais intenso é o curto circuito e em caso de valor positivo, enquanto maior, mais intenso é a característica de câmara bloqueada.

No modelo do DHA, foram efetuadas sete simulações, com os valores de t_{CI} de -30, -20, -10, 0, 10, 20 e 30 ms. Como o t_{CI} altera o valor de t_d , conseqüentemente o valor dT_{min} também sofre modificações de mesma proporção que t_d . O sinal de referência aplicado em todas as simulações foi o mesmo que Belan (2018) aplicou em suas análises.

Após a execução de todas as simulações foi calculado o valor do NOE e da energia dissipada. Estes valores foram plotados em função do valor de t_{CI} aplicado em cada simulação, e isso está apresentado na Figura 6.7.

Figura 6.7 – Gráfico com o NOE a energia dissipada em função do valor de t_{CI} aplicado em cada simulação.

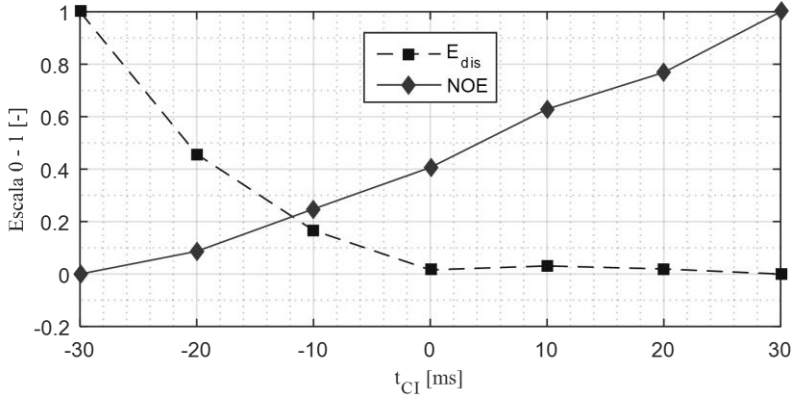


Fonte: Própria autoria.

Na Figura 6.7 as escalas do NOE e da energia dissipada são diferentes. Desta forma, não é possível equipara-las em mesmo gráfico em busca de uma otimização de t_{CI} . Com isso, foi elaborado um novo gráfico com os dados da Figura 6.7, porém, as variáveis foram adimensionalizadas, onde 0 representa o menor valor da variável entre as simulações e 1

representa o maior e os pontos intermediários são proporcionais aos valores de máximo e mínimo. As novas curvas estão mostradas na Figura 6.8.

Figura 6.8 – Gráfico com o NOE a energia dissipada normalizados em função do valor de t_{CI} aplicado em cada simulação.



Fonte: Própria autoria.

A curva com linha contínua com marcadores em losango na Figura 6.8, a do NOE, mostra que de acordo com a característica do chaveamento de pressões o desempenho se altera. Os melhores resultados quanto a desempenho, aconteceram quando os chaveamentos ocorreram em curto circuito e quanto maior o tempo em curto, maior foi a melhoria do desempenho no DHA. Por outro lado, na região onde os chaveamentos aconteceram em câmara bloqueada o desempenho foi reduzindo em proporcionalidade ao tempo de confinamento.

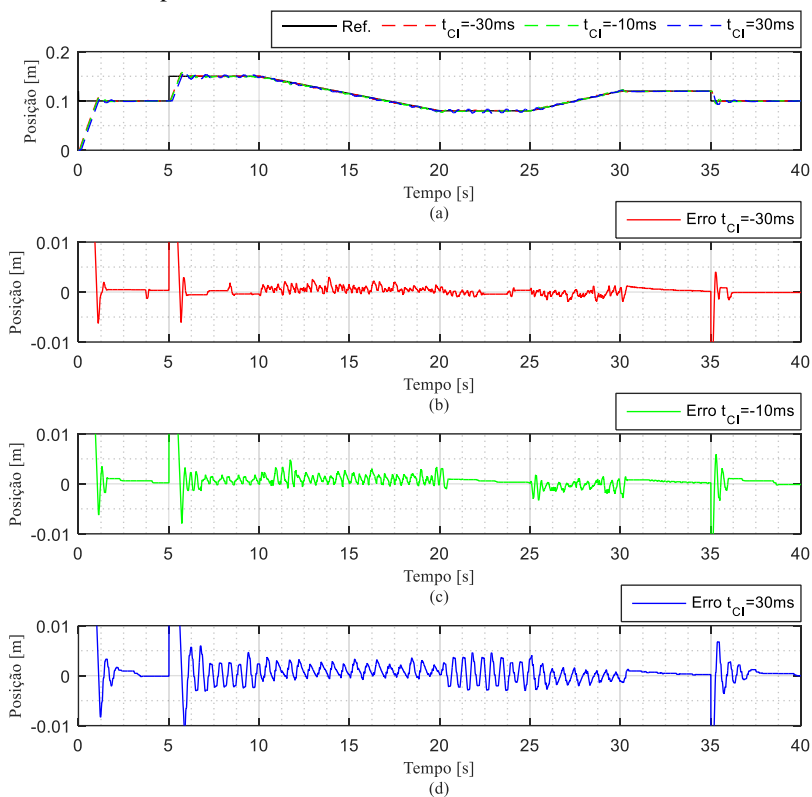
A curva com linha tracejada com marcadores em quadrado na Figura 6.8, a da energia dissipada, mostra que a dissipação energética em chaveamentos aumenta exponencialmente, em função do aumento linear do tempo em curto circuito. Também nesta curva, é mostrado que na região onde os chaveamentos ocorrem em câmara bloqueada, a energia dissipada permanece constante independentemente do tempo em confinamento.

Ao relacionar desempenho (curva do NOE) com eficiência energética (curva de dissipação), foi obtido um ponto de cruzamento das curvas, em torno de $t_{CI} = -10$ ms. Este ponto indica o valor otimizado de t_{CI} .

quando é desejável o melhor desempenho com melhor eficiência energética no DHA possível, considerando as mesmas condições paramétricas do controlador.

Na Figura 6.9 são apresentados os gráficos das respostas nas simulações para os valores de t_{CI} de -30, -10, e 30 ms, também nela, apresentam-se as curvas de erros instantâneos para as respectivas simulações.

Figura 6.9 – Em (a) resposta do sistema nas simulações a diferentes valores de t_{CI} , em (b), (c) e (d) curva de erros referente as curvas em (a) para os t_{CI} de -30, -10 e 30 ms, respectivamente.



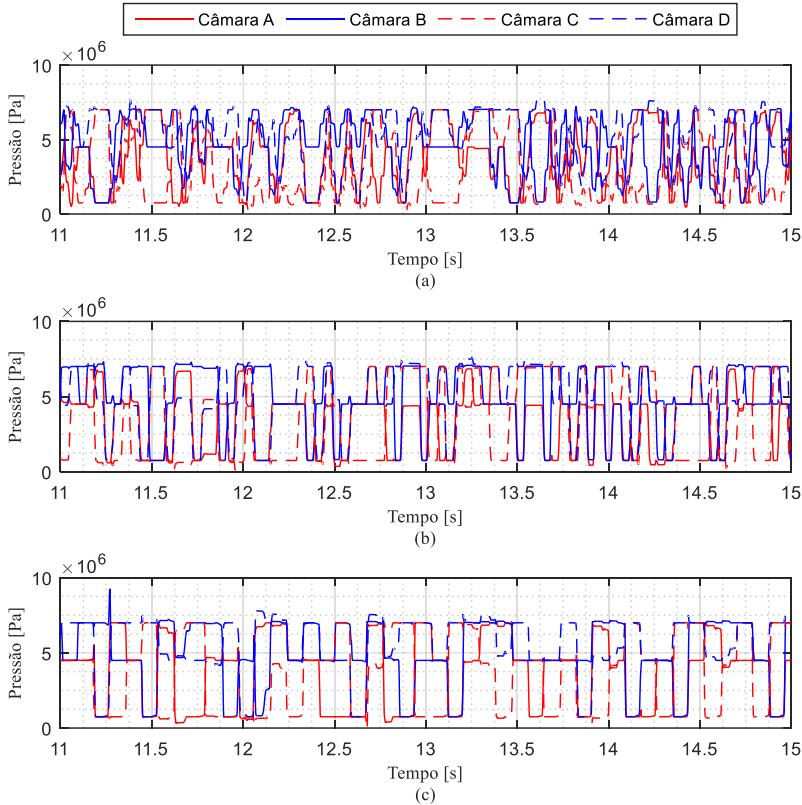
Fonte: Própria autoria.

Na Figura 6.9 (b), ao desconsiderar as regiões onde ocorreram degraus, foi calculado um erro médio em torno de 0,5 mm e um erro máximo de 3 mm, ou seja, 0,25 e 1,5% com relação ao deslocamento máximo do cilindro, respectivamente. Já na Figura 6.9 (c) foi de 0,8 mm para erro

médio e 5 mm para erro máximo. Pro final, na Figura 6.9 (d) o erro médio foi de 1,3 mm e o erro máximo foi 6 mm.

Na Figura 6.10 é apresentado as curvas de pressão nas câmaras no intervalo de 11 a 15 ms, das respostas apresentadas na Figura 6.9.

Figura 6.10 – Em (a), (b) e (c) curvas de pressão referentes a simulações com t_{CI} de -30, -10 e 30 ms, respectivamente.



Fonte: Própria autoria.

Uma característica a destacar é que quando o chaveamento ocorre em curto circuito, há intervalos em que o erro em regime permanente é praticamente zero, por exemplo, na Figura 6.9 (b) o erro chega a ser menor 0,01 mm. Um ponto negativo que ocorreu, é que em todas as simulações há situações em que ocorre instabilidade em regime permanente. A melhoria deste efeito, requer um estudo de estabilidade do sistema com relação aos ganhos dos controladores *feedback* e *feedforward*. como o

foco do trabalho é avaliar o sistema quanto ao tipo de chaveamento, isto não será implementado.

Outra vantagem em ter chaveamentos em curto circuito, são em relação a picos de pressão e cavitação. Na Figura 6.10 (a) e (b) não ocorre nenhuma destas situações, porém, na Figura 6.10 (c) tem pico de pressão (em torno 11,25 s) e cavitação (em torno de 12,57 s).

6.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO

No capítulo 3, quando foram analisados os chaveamentos individualmente, em teoria pensava-se que o sincronismo perfeito entre as duas válvulas era a melhor forma de acontecer um chaveamento, pois, evita-se situações de curto circuito e de câmara bloqueada. Porém, quando foi relacionado o desempenho do sistema com eficiência energética esta suposição não se confirmou. Desta forma, com base nas simulações realizadas no modelo do DHA, observa-se que permitir a ocorrência de um período de curto circuito é benéfico.

No entanto, para alcançar a otimização apresentada no DHA, o ponto de partida é o sincronismo de todos os chaveamentos, independentemente das diferenças dinâmicas entre as válvulas *on/off*. Isto é alcançado por meio da aplicação os procedimentos metodológicos desenvolvidos nos capítulos 4 e 5. Em destaque, com relação a eficácia do método e procedimentos até então apresentados, é o tratamento individualizado que é realizado com cada chaveamento entre válvulas. Nesta questão, as automações propostas no trabalho são positivas, pois, com a individualização do tratamento de cada válvula, essas fazem com que o método, além de eficaz, torna-se eficiente quando comparado aos procedimentos realizados pelos pesquisadores deste tipo de sistema.

7 CONCLUSÕES

A troca de pressão por chaveamento de válvulas *on/off* é o evento de controle constante na categoria que o DHA se enquadra entre sistemas digitais. Como consequência, ganhos ou perdas pequenas de desempenho ou eficiência energética neste evento, geram grandes somas ao final de um ciclo de trabalho. Portanto, técnicas que aprimoram o chaveamento de válvulas *on/off* podem resultar melhorias expressivas.

Ao término das pesquisas realizadas por Belan (2018) e Cruz (2018), o DHA mostrou-se a capacidade de obter melhorias relacionadas à eficiência energética quando comparado a sistemas hidráulicos convencionais. No entanto, ensaios na bancada experimental mostraram que informações errôneas, na grandeza de milissegundos, sobre as respostas dinâmicas das válvulas *on/off* podem minimizar os ganhos energéticos e comprovadamente obter um desempenho abaixo do esperado para a aplicação da pesquisa.

A dissertação apresentada, em seu princípio, atentou-se em compreender os fenômenos relacionados às respostas dinâmicas das válvulas *on/off* em um chaveamento. Ao compreender as formas que duas válvulas interagem em uma troca de pressão, foram evidenciadas as diferenças comportamentais das curvas de pressão. Estas diferenças foram a essência do método que define um atraso de tempo na abertura das válvulas para sincronizar todos os chaveamentos.

Anteriormente ao método desenvolvido no trabalho, para sincronizar os chaveamentos era necessário definir com exatidão os parâmetros de respostas das duas válvulas e, como mencionado, tais parâmetros eram irregulares entre as válvulas e tornavam-se incorretos com o tempo de operação do sistema. Portanto, eram necessários ensaios individuais com cada válvula, antes da montagem do sistema e após algum tempo de operação, com interferência mecânica.

Com os resultados alcançados no desenvolvimento do método, a obtenção do sincronismo não necessita dos tempos de resposta dinâmica exatos das válvulas e os ensaios são realizados no *manifold* original do sistema hidráulico digital. Em termos práticos, o sincronismo é obtido via observações comportamentais das curvas de pressão nas câmaras. Também, ao não precisar realizar interferência mecânica periódica para levantar as respostas dinâmicas, uma das vantagens difundidas de sistemas hidráulicos que é a baixa frequência de manutenção é mantida.

Inicialmente, ao analisar em separado um chaveamento entre duas válvulas, o sincronismo mostrou-se a forma de chaveamento mais adequada, pois, evita-se perdas energéticas por curto circuito entre linhas de

suprimento de pressão e cavitação ou picos de pressão por confinamento de fluido nas câmaras. No entanto, quando observado na perspectiva do DHA como um todo, relacionando eficiência energética com desempenho, o exato sincronismo entre válvulas *on/off* não mostrou ser o mais adequado.

A partir de simulações no modelo do DHA, quando o chaveamento entre válvulas *on/off* ocorre com um curto circuito, com intensidade de 10 ms, é obtido um ponto de operação otimizado. Ou seja, ao relacionar o desempenho do sistema com eficiência energética, o atraso de sincronização decrescido de 10 ms é o atraso de tempo otimizado para os chaveamentos no DHA.

Outro ponto importante, específico para o DHA em estudo, é que em casos de ser necessário um melhor desempenho do sistema, subtrai-se 30 ms do tempo de sincronização e é obtido um erro médio em torno de 0,5 mm e um erro máximo de 3 mm, ou seja, 0,25 e 1,5% com relação ao deslocamento máximo do cilindro. Entretanto ao se optar pela melhoria de desempenho, há uma redução exponencial da eficiência energética.

O DHA é ainda uma tecnologia imatura. O projeto de pesquisa em andamento, a respeito do desenvolvimento de um atuador aeronáutico, tem o objetivo de aproximar esta tecnologia das aplicações reais. Desta forma, os procedimentos desenvolvidos nesta dissertação são pertinentes para atender aspectos de desempenho esperado do DHA em uma aplicação em aviões.

A bancada existente está em fase de desmontagem, para a construção de outra bancada com melhorias de *software* e *hardware*. Estão previstas, como etapas pós dissertação, a implementação de todas as funções elaboradas para o modelo do DHA ao *software* supervisor da bancada nova. Desta forma, buscar-se-á encontrar os atrasos de sincronização das válvulas *on/off*, para então avaliar as melhorias citadas no trabalho, quando o uso da bancada experimental.

Como perspectivas futuras, o método apresentado para sincronismo dos chaveamentos precisa ser otimizado. A otimização passa pela minimização do tempo para sua aplicação, pois, a encarar a aplicação real que o projeto de pesquisa deseja, atuadores aeronáuticos, o tempo *setup* de máquina torna-se uma variável em relação à aplicabilidade do atuador que está sendo desenvolvido.

Outro ponto de estudos futuros é a variação de t_{CI} , de acordo com o tipo de manobra que será realizada pelo equipamento que comportará o DHA. Como foi apresentado, a variação de t_{CI} pode proporcionar ganhos de desempenho, porém, estes ganhos fazem com que a principal característica do DHA se perca, que é a eficiência energética. Desta forma, ao

conhecer o nível de desempenho que será necessário ao atuador, pode-se ajustar o t_{CI} para que permita longos períodos de tempo de curto circuito apenas em situações pontuais. Como exemplo, os aviões comerciais em uma viagem, passam longos períodos de tempo em voo de cruzeiro, onde não cobra-se um alto desempenho dos atuadores, porém, em pouso e decolagem é cobrado um alto desempenho dos mesmos. A partir deste exemplo, é possível apontar o uso da variável t_{CI} para modificar o ponto de otimização em função da manobra a ser realizada.

Então, fecha-se este ciclo de pesquisa com a certeza que o futuro dos atuadores aeroespaciais está no LASHIP.

REFERÊNCIAS

ABESCO. Comissão Senado do Futuro debate investimentos em eficiência energética. **Associação Brasileira das Empresas de Serviços de Conservação de Energia**, 2018. Disponível em: <<http://www.abesco.com.br/pt/novidade/comissao-senado-do-futuro-debate-investimentos-em-eficiencia-energetica/>>. Acesso em: 18 Novembro 2018.

AMIRANTE, R. et al. **Improvement of a proportional valve dynamics by means of a peak & hold technique**. The Ninth Scandinavian International Conference on Fluid Power. Linköping, Sweden : [s.n.]. 2005. p. 1-14.

ARGOHYTOS. **Catalog Técnicos Válvulas SD1E-AR**. [S.l.], p. 1-2. 2016.

BELAN, H. C. **Sistemas de atuação hidráulicos digitais para aviões com foco em eficiência energética**. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - POSMEC. Florianópolis, p. 192. 2018.

BELAN, H. C. et al. **Aumento da Eficiência Energética em Sistemas Hidráulicos Utilizando Hidráulica Digital**. XX Congresso Brasileiro de Automática. Belo Horizonte-MG, Brasil: [s.n.]. 2014. p. 1-5.

BELAN, H. C. et al. **Digital secondary control architecture for aircraft application**. The Seventh Workshop on Digital Fluid Power. Linz, Austria: [s.n.]. 2015. p. 1-19.

BELAN, H. C. et al. **Digital Hydraulic Actuator (DHA) Concept for Aircraft Actuation System**. Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components. Toulouse, France: [s.n.]. 2016. p. 1-5.

BELAN, H. C. et al. **Sizing and Implementation Technique for a Digital Hydraulic System**. IX Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. Fortaleza – CE, Brazil: [s.n.]. 2016. p. 1-10.

BOGLIETTI, A. et al. **The safety critical electric machines and drives in the more electric aircraft: A survey**. 35th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics. [S.l.]: IEEE Transactions on Transportation Electrification. 2009. p. 8.

BREGALDA, R.; KULMAN, C.; BELAN, H. C. **Development and Analyses of Electronic Device to Accelerate Solenoid Valves for Application in Digital Hydraulic.** 12th IEEE/IAS International Conference on Industry Applications. Curitiba-PR, Brazil: [s.n.]. 2016. p. 1-10.

BREGALDA, R.; KULMAN, C.; BELAN, H. C. **Desenvolvimento e análise de equipamento eletrônico para aceleração de válvulas solenóide com vistas à aplicação em hidráulica digital.** Trabalho de Conclusão de Curso. Instituto Federal de Santa Catarina. Chapecó, p. 1-10. 2017.

BREIDI, F. et al. **The Impact of Peak-And-Hold and Reverse Current Driving Strategies on the Dynamic Performance of Commercial Cartridge Valves.** ASME/BATH 2014 Symposium on Fluid Power & Motion Control. Bath, United Kingdom: [s.n.]. 2014. p. 1-8.

BREIDI, F.; HELMUS, T.; LUMKES, J. The impact of peak-and-hold and reverse current solenoid driving strategies on the dynamic performance of commercial cartridge valves in a digital pump/motor. **International Journal of Fluid Power**, p. 1-12, 2015. ISSN 1439-9776.

BUSQUETS, E.; IVANTYSYNOVA, M. **A robust multi-input multi-output control strategy for the secondary controlled hydraulic hybrid swing of a compact excavator with variable accumulator pressure.** ASME/BATH 2014 Symposium on Fluid Power & Motion Control. Bath, United Kingdom: [s.n.]. 2014. p. 10.

BUSQUETS, E.; IVANTYSYNOVA, M. **Toward Supervisory-Level Control for the Energy Consumption and Performance Optimization of Displacement-Controlled Hydraulic Hybrid Machines.** 10th International Fluid Power Conference. Dresden - Germany: [s.n.]. 2016. p. 163 - 174.

CHEVROLET. Chevrolet recebe troféu conpet por ter carros com alta eficiência energética. **CHEVROLET**, 2016. Disponível em: <<https://media.gm.com/media/br/pt/chevrolet/veiculos/Chevrolet/suvs/trailblazer/2016.detail.html/content/Pages/news/br/pt/2016/nov/1110-chevrolet.html>>. Acesso em: 18 Novembro 2018.

CHEVROLET. Onix foi o carro mais vendido da américa latina em 2016. **CHEVROLET**, 2017. Disponível em:

<<https://media.gm.com/media/br/pt/chevrolet/vehicles/Chevrolet/pick-ups/montana/2016.detail.html/content/Pages/news/br/pt/2017/mar/0314-onix.html>>. Acesso em: 07 ago. 2018.

CONPET. Etiquetagem Veicular. **Programa Nacional da Racionalização do Uso dos Derivados do Petróleo e do Gás Natural**, 2012. Disponível em: <http://www.conpet.gov.br/portal/conpet/pt_br/conteudo-gerais/etiquetagem-veicular.shtml>. Acesso em: 18 Novembro 2018.

CRUZ, D. P. M. **Análise de sistemas de atuação hidráulicos digitais para aviões com foco em eficiência energética**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - POSMEC. Florianópolis, p. 142. 2018.

DELL'AMICO, A. et al. **Investigation of a Digital Hydraulic Actuation System on an Excavator Arm**. The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power. Linköping, Sweden: [s.n.]. 2013. p. 1-7.

DELL'AMICO, A. et al. **A hybrid digital-proportional hydraulic actuation system for aircraft flight control**. 31th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences. Belo Horizonte, Brazil: [s.n.]. 2018. p. 1-10.

FURST, F. L.; DE NEGRI, V. J. **Projeto de sistemas hidráulicos de controle de posição**. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, p. 113. 2002.

GUINNESS. Farthest flight by a commercial aircraft. **Guinness World Records**, 2005. Disponível em: <<http://www.guinnessworldrecords.com/world-records/farthest-flight-by-a-commercial-aircraft>>. Acesso em: 18 Novembro 2018.

HANSEN, A. H.; PEDERSEN, H. C. Reducing pressure oscillations in discrete fluid power systems. **Proc. IMechE Part I: J Systems and Control Engineering**, v. 1, n. 1, p. 1-13, 2016.

HANSEN, A. H.; PEDERSEN, H. C.; BECH, M. M. **Avoidance of transmission line pressure oscillations in discrete hydraulic systems -**

by shaping of valve opening characteristics. The Seventh Workshop on Digital Fluid Power. Linz, Austria: [s.n.]. 2015. p. 15.

HYDRAFORCE. **Catálogo Técnico Válvula SV08-28.** [S.l.], p. 1-2. 20XX.

LAAMANEN, A.; LINJAMA, M.; VILENIUS, M. **On the pressure peak minimization in digital hydraulics.** The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power. Tampere, Finland : [s.n.]. 2007. p. 1-16.

LARRIEU, N.; LAMOUCSIERE, X.; ANDRIEU, L. **AIRBUS Research and perspectives for aircraft control actuation.** Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components - R3ASC. Toulouse, France: [s.n.]. 2018. p. 5.

LEDEZMA, J. A.; DE PIERE, E. R.; DE NEGRI, V. J. Force Control of Hydraulic Actuators using Additional Hydraulic Compliance. **Journal of Mechanical Engineering**, v. 64, n. 10, p. 579 - 589, October 2018. ISSN 0039-2480.

LINJAMA, M. **Digital fluid power - State of the art.** The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power. Tampere, Finland: [s.n.]. 2011. p. 23.

LINJAMA, M. et al. **Secondary controlled multi-chamber hydraulic cylinder.** The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power. Linköping, Sweden : [s.n.]. 2009. p. 1-15.

LINJAMA, M.; HUOVA, M.; KARVONEN, M. **Modelling of flow characteristic of ON/OFF valves.** The Fifth Workshop on Digital Fluid Power. Tampere, Finland : [s.n.]. 2012. p. 14.

LINJAMA, M.; VILENIUS, M. **Is it time for digital hydraulics?** The Eighth Scandinavian International Conference on Fluid Power. Tampere, Finland: [s.n.]. 2003. p. 21.

LINJAMA, M.; VILENIUS, M. **Energy-efficient motion control of a digital hydraulic joint actuator.** 6th JFPS International Symposium on Fluid Power. Tsukuba: [s.n.]. 2005. p. 1-6.

LINJAMA, M.; VILENIUS, M. Digital Hydraulics – Towards Perfect Valve Technology. **Digitalna Hidraclika**, n. 14, p. 1-11, 2008.

LINSINGEN, I. V. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 5ª. ed. Florianópolis: Esitora UFSC, v. 1, 2016.

MANTOVANI, I. J. et al. **Overview of the digital hydraulic actuator (DHA) concept for aircraft**. 4th Workshop on Innovative Engineering for Fluid Power. São Paulo, Brazil: [s.n.]. 2018. p. 4.

NAAYAGI, R. T. **A review of more electric aircraft technology**. International Conference on Energy Efficient Technologies for Sustainability. Nagercoil, India: Institute of Electrical and Electronics Engineers - IEEE. 2013. p. 4.

NEGRI, V. J. D. **Componentes e Circuitos Hidráulicos**. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, p. 6. 2014.

PEREIRA-DIAS, D.; PEIXOTO, A. J.; COSTA, R. R. **Modelagem, identificação e controle do sistema de posicionamento uma máquina hidráulica de fadiga**. Anais do XX Congresso Brasileiro de Automática. Belo Horizonte, MG: [s.n.]. 2014. p. 8.

PETTERSSON, R. **Safety Analysis on Digital Hydraulic**. Linköping University (Master thesis). Linköping, Sweden, p. 1-84. 2018.

PINTO, L. P. G. et al. **New perspectives on digital hydraulics for aerospace applications**. Aerospace Technology Congress. Solna, Stockholm: [s.n.]. 2016. p. 1-8.

REXROTH. **Válvula direcional de assento 2/2, diretamente operada com atuação por solenóide: Tipo KSDE (Elevado desempenho)**. [S.l.], p. 1-8. 20XX.

RYDBERG, K.-E. **Energy Efficient Hydraulics – System solutions for loss minimization**. National Conference on Fluid Power. Linköping, Sweden: [s.n.]. 2015. p. 1-10.

SARLIOGLU, B.; MORRIS, C. T. More Electric Aircraft: Review, Challenges, and Opportunities for Commercial Transport Aircraft. **IEEE Transactions on Transportation Electrification**, v. 1, n. 1, p. 54 - 64, Junho 2015.

SCHEIDL, R.; WINKLER, B.; PLÖCKINGER, A. **Digital fluid power in the 7TH year od DFP workshops**. The Seventh Workshop on Digital Fluid Power. Linz, Austria: [s.n.]. 2015. p. 5.

TANAKA, Y. et al. **Comparative study on dynamic characteristics of hydraulic, pneumatic, and electric motors**. Symposium on Fluid Power & Motion Control. Sarasota, Florida, USA : Proceedings of the ASME/BATH 2013. 2013. p. 6.

TEIXEIRA, P. L. **Análise Teórico Experimental de Prensa Dobradeira Hidráulica Controlada por Bomba-Motor com Velocidade Variável**. Dissertação (Mestrado em Eng. Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis-SC, Brasil, p. 1-154. 2015.

TOPÇU, E. E.; YÜKSEL, I.; KAMIS, Z. Development os electro-pneumatic fast switching valve and investigation of its characteristics. **Mechatronics**, n. 16, p. 1-14, 2006.

VIRVALO, T.; VILENIUS, M. The Influence of Pumps and Valves on the Efficiency of a Hydraulic Boom. **Developments in Fluid Power Control of Machinery and Manipulators**, n. Garbacik, A.; Stecki, J. , p. 183–208 , 2000.

WARD, S. **Digital hydraulics in aircraft control surface actuation**. Master Thesis. Linköping University. [S.l.], p. 1-68. 2017.

WINKLER, B. **Recent advances in digital hydraulic componets and applications**. The Ninth Workshop on Digital Fluid Power. Aalborg, Denmark: [s.n.]. 2017. p. 16.

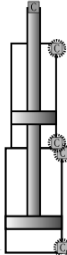
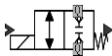
ZHANG, B. The glorious history of the best plane Boeing has ever built. **Business Insider**, 2018. Disponível em: <<https://www.businessinsider.com/boeing-777-history-2017-6>>. Acesso em: 07 ago. 2018.

ZHANG, J.; YANG, M.; XU, B. Design and experimental research of a miniature digital hydraulic valve. **Micromachines**, v. 9, n. 283, p. 1-12, 2018.

ZIMMERMAN, J. D. et al. **Energy consumption of an LS excavator hydraulic system**. ASME International Mechanical Engineering

Congress and Exposition. Seattle, Washington, USA: [s.n.]. 2007. p. 1-10.

APÊNDICE A – Parametrização do modelo do DHA

Elemento	Símbolo	Valor	Fonte	
	A_A	$13,47 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	Belan (2018)	
	A_B	$7,07 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	-	
	A_C	$11,19 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	-	
	A_D	$15,71 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	-	
	x_{Amax}	0,2 m	-	
	V_{dead_A}	$7,0 \times 10^{-5} \text{ m}^3$	-	
	V_{dead_B}	$6,8 \times 10^{-5} \text{ m}^3$	-	
	V_{dead_C}	$6,9 \times 10^{-5} \text{ m}^3$	-	
	V_{dead_D}	$6,8 \times 10^{-5} \text{ m}^3$	-	
	β_{ef}	$1,3 \times 10^{-9} \text{ Pa}$	-	
	C_{leak}	1×10^{-13}	-	
		c_{d_12}	0,67	-
		c_{d_21}	0,67	-
d		0,004 m	-	
f		0,5	-	
α		0,5	-	
ω_n^{on}		400 rad/s	-	
ω_n^{off}		200	-	
ξ^{on}		0,9	-	
ξ^{off}		0,9	-	
ρ		850 kg/m ³	-	
$x_{vmax}(1V_{1TA})$		$5,6 \times 10^{-4} \text{ m}$	Cruz (2018)	
$x_{vmax}(1V_{2TA})$		$4,2 \times 10^{-4} \text{ m}$	-	
$x_{vmax}(1V_{3TA})$		$4,3 \times 10^{-4} \text{ m}$	-	
$x_{vmax}(1V_{1TB})$		$4,3 \times 10^{-4} \text{ m}$	-	
$x_{vmax}(1V_{2TB})$		$3,3 \times 10^{-4} \text{ m}$	-	
$x_{vmax}(1V_{3TB})$		$5,8 \times 10^{-4} \text{ m}$	-	
$x_{vmax}(1V_{1TC})$		$3,4 \times 10^{-4} \text{ m}$	-	
$x_{vmax}(1V_{2TC})$		$4,2 \times 10^{-4} \text{ m}$	-	
$x_{vmax}(1V_{3TC})$		$7,2 \times 10^{-4} \text{ m}$	-	
$x_{vmax}(1V_{1TD})$		$3,7 \times 10^{-4} \text{ m}$	-	
$x_{vmax}(1V_{2TD})$		$5,8 \times 10^{-4} \text{ m}$	-	
$x_{vmax}(1V_{3TD})$		$5,3 \times 10^{-4} \text{ m}$	-	
$t_{sod}(1V_{1TA})$		$5 \times 10^{-3} \text{ s}$	Experimento	
$t_{sod}(1V_{2TA})$		$4 \times 10^{-3} \text{ s}$	-	
$t_{sod}(1V_{3TA})$		$5 \times 10^{-3} \text{ s}$	-	
$t_{sod}(1V_{1TB})$		$3 \times 10^{-3} \text{ s}$	-	
$t_{sod}(1V_{2TB})$		$4 \times 10^{-3} \text{ s}$	-	

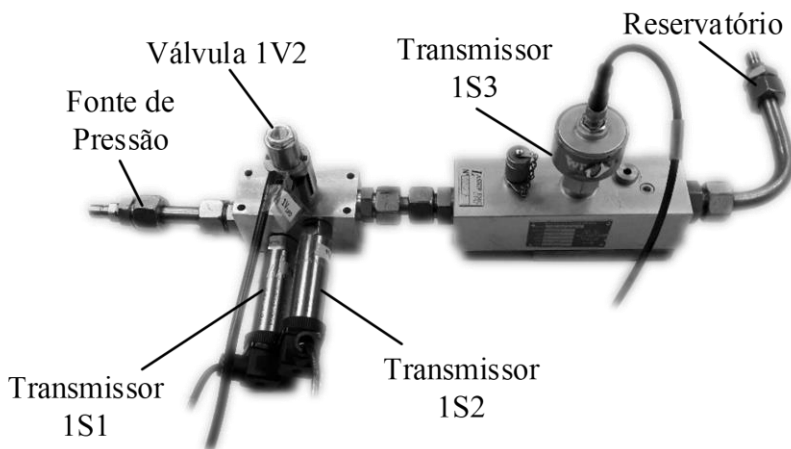
	$t_{sod}(1V_{3TB})$	5×10^{-3} s	-
	$t_{sod}(1V_{1TC})$	5×10^{-3} s	-
	$t_{sod}(1V_{2TC})$	5×10^{-3} s	-
	$t_{sod}(1V_{3TC})$	4×10^{-3} s	-
	$t_{sod}(1V_{1TD})$	3×10^{-3} s	-
	$t_{sod}(1V_{2TD})$	5×10^{-3} s	-
	$t_{sod}(1V_{3TD})$	5×10^{-3} s	-
	$t_{scd}(1V_{1TA})$	48×10^{-3} s	-
	$t_{scd}(1V_{2TA})$	49×10^{-3} s	-
	$t_{scd}(1V_{3TA})$	39×10^{-3} s	-
	$t_{scd}(1V_{1TB})$	49×10^{-3} s	-
	$t_{scd}(1V_{2TB})$	46×10^{-3} s	-
	$t_{scd}(1V_{3TB})$	39×10^{-3} s	-
	$t_{scd}(1V_{1TC})$	41×10^{-3} s	-
	$t_{scd}(1V_{2TC})$	45×10^{-3} s	-
	$t_{scd}(1V_{3TC})$	50×10^{-3} s	-
	$t_{scd}(1V_{1TD})$	50×10^{-3} s	-
	$t_{scd}(1V_{2TD})$	40×10^{-3} s	-
	$t_{scd}(1V_{3TD})$	50×10^{-3} s	-
	M_t	47 kg	Belan (2018)
	σ_0	4×10^7 N/m	-
	σ_1	0,1 kg/s	-
	σ_2	3×10^3 kg/s	-
	F_s	1500 N	-
	F_c	600 N	-
	v_s	0,015 m/s	-
	σ_0	4×10^7 N/m	-
	σ_1	0,1 kg/s	-
	σ_2	3×10^3 kg/s	-
	F_s	1700 N	-
	F_c	600 N	-
	v_s	0,015 m/s	-
	α_1	1	-
	g	9.81 m/s ²	-
	F_{ext}	0 N	-
	F_{pre}	500 N	-
	K_{spring}	27560 N/m	-



APÊNDICE B – Ensaio experimental para levantamento dos parâmetros das válvulas

Para o levantamento dos parâmetros das válvulas no modelo do chaveamento de pressões, apresentado na Figura 3.4, foi realizado o experimento desenvolvido em Breidi, Helmus e Lumkes (2015) em duas válvulas modelo SV08-28 da marca Hydraforce, onde neste experimento pelo diferencial de pressão é definido o deslocamento do obturador. O diagrama do circuito hidráulico pode ser visualizado na Figura 2.9, e a montagem deste diagrama está apresentada na Figura B.1.

Figura B.1 – Montagem do circuito hidráulico para ensaiar as válvulas *on/off*.

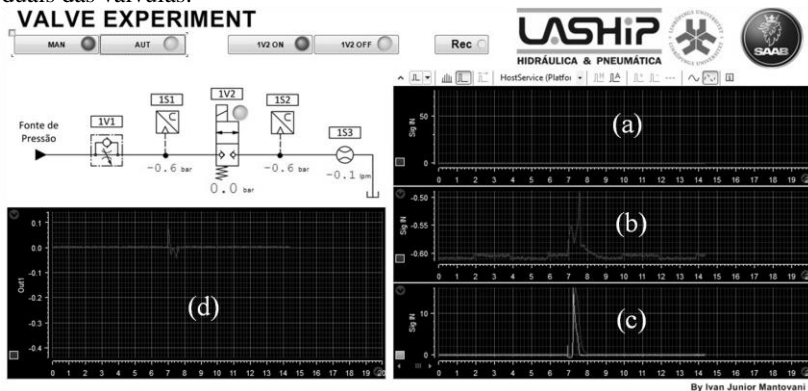


Fonte: Própria autoria.

Com relação a instrumentação neste experimento, a medição de pressão foi realizada por transmissores de pressão com faixa de medição de 0-80 bar da modelo TPI-PRESS e marca Pressgauge e a medição de vazão foi realizada através de um transmissor de vazão com faixa de medição de 3-60 lpm modelo CT60-5V-B-B-6 e marca Webtec.

Com o circuito montado foi desenvolvido um *software* supervi-sório para monitoria, controle e gravação de dados do sistema hidráulico montado para os experimentos. Este supervisor foi construído no Matlab/Simulink® associado ao ControlDesk®, e para a captura de dados foi utilizado uma plataforma dSPACE modelo DS1104. A tela inicial do *software* supervisor encontra-se na Figura B.2.

Figura B.2 – Tela inicial do *software* supervisorio para os experimentos individuais das válvulas.



Fonte: Própria autoria.

No supervisorio tem-se todos os valores de leitura instantânea das variáveis no diagrama central, além disso, também tem-se quatro gráficos. Em (a) tem-se a medição de pressão a montante válvula e em (b) há a medição de pressão a jusante da válvula. Em (c) tem-se a medição de vazão do sistema e em (d) há o diferencial de pressão na válvula.

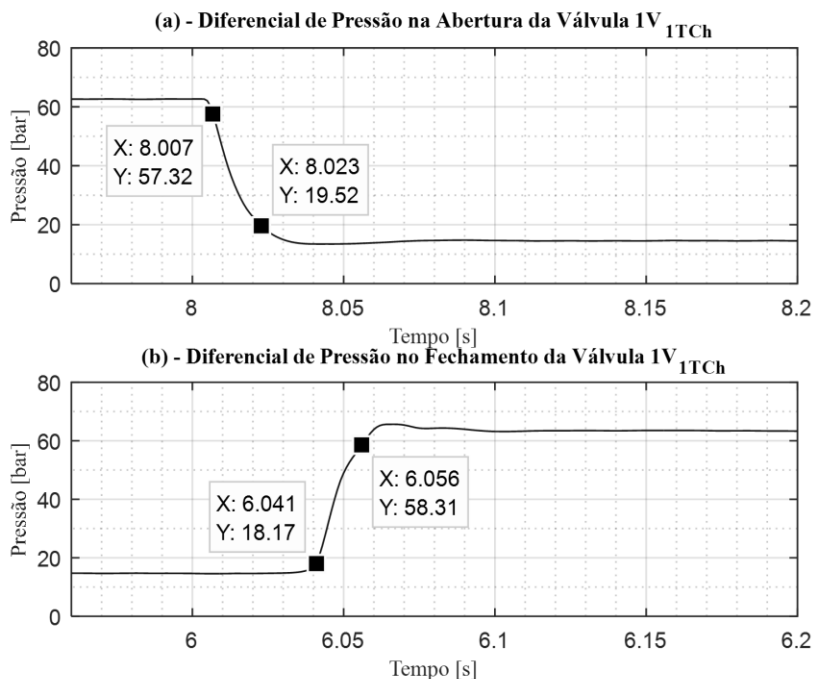
O sistema tem dois modos de funcionamento o automático, quando selecionado o botão “AUT” e o manual, quando selecionado o botão “MAN”. No modo automático a válvula irá receber um sinal na entrada de controle em forma de curva quadrada, ou seja, a cada 2 s ele mudará de estado, se estiver fechada ela abre e se tiver aberta ela fecha. No modo manual o usuário tem a possibilidade de usar os botões “1V2 ON” para abrir a válvula e o botão “1V2 OFF” para fechar a válvula. O botão “Rec” é responsável por ativar as regras de gravação de dados pelo *trigger*.

As condições de contorno na realização dos experimentos são: a pressão de suprimento foi ajustada em 70 bar; a pressão de reservatório em 7,5 bar; a temperatura do óleo oscilou entre 40 à 44 °C; foram aplicados filtros de primeira ordem com frequência de corte de 10 Hz, assim, totalizando um atraso de 4 ms aos valores de medição instantânea; e na realização dos experimento foram gravados 12 s de dados de pressões, vazão e sinal de acionamento da válvula no modo automático.

Após os ensaios, foi realizado um tratamento de dados na curva de diferencial de pressão e separados dois intervalos de tempo, o primeiro que é um momento em que a válvula abre em 7,76 s à 8,2 s e outro que é quando a válvula fecha em 5,76 s à 6,2 s, isto para cada válvula ensaiada.

Na Figura B.3 é apresentado os gráficos (a) para quando a válvula abre e o (b) para quando a válvula fecha, do diferencial de pressão no ensaio realizado com a válvula $1V_{1TCh}$ da Figura 3.4.

Figura B.3 – Gráficos do diferencial de pressão no movimento de abertura (a) e fechamento (b) da válvula $1V_{1TCh}$.

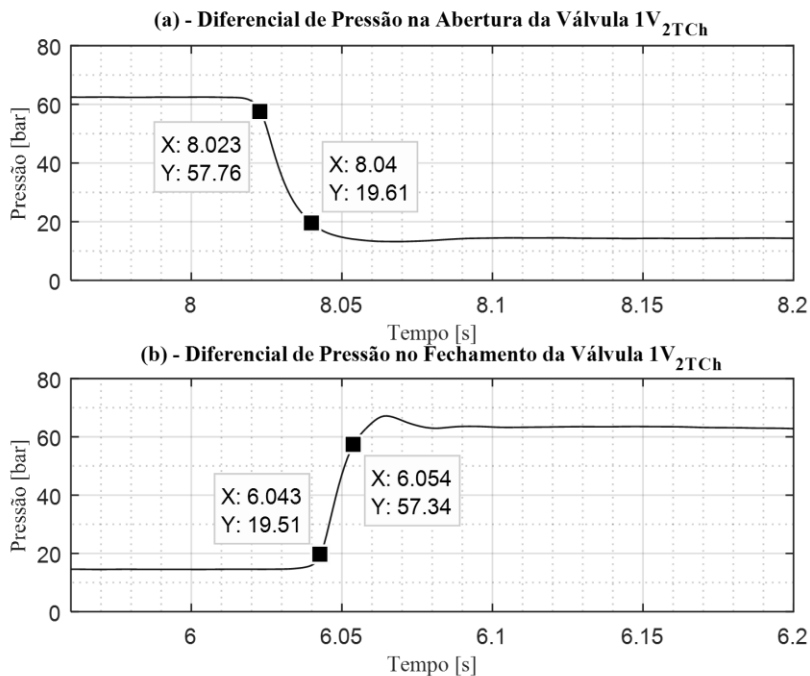


Fonte: Própria autoria.

Então pelos pontos marcados nos gráficos da Figura B.3 estes de acordo com a metodologia de Breidi, Helmus e Lumkes (2015) e considerando o atraso devido aos filtros digitais, o tempo de atraso na abertura é 0,004 s e tempo de atraso no fechamento é 0,037 s. O parâmetro de abertura máxima do carretel, calculado utilizando a equação (3.2, como em Cruz (2018) é de $5,9856 \times 10^{-4}$ m e a frequência natural tanto na abertura como no fechamento é de 100 rad/s com um fator de amortecimento de 0.9, estes parâmetros para a válvula $1V_{1TCh}$ da Figura 3.4.

Na Figura B.4 é apresentado os gráficos (a) para quando a válvula abre e o (b) para quando a válvula fecha, do diferencial de pressão no ensaio realizado com a válvula $1V_{2TCh}$ da Figura 3.4.

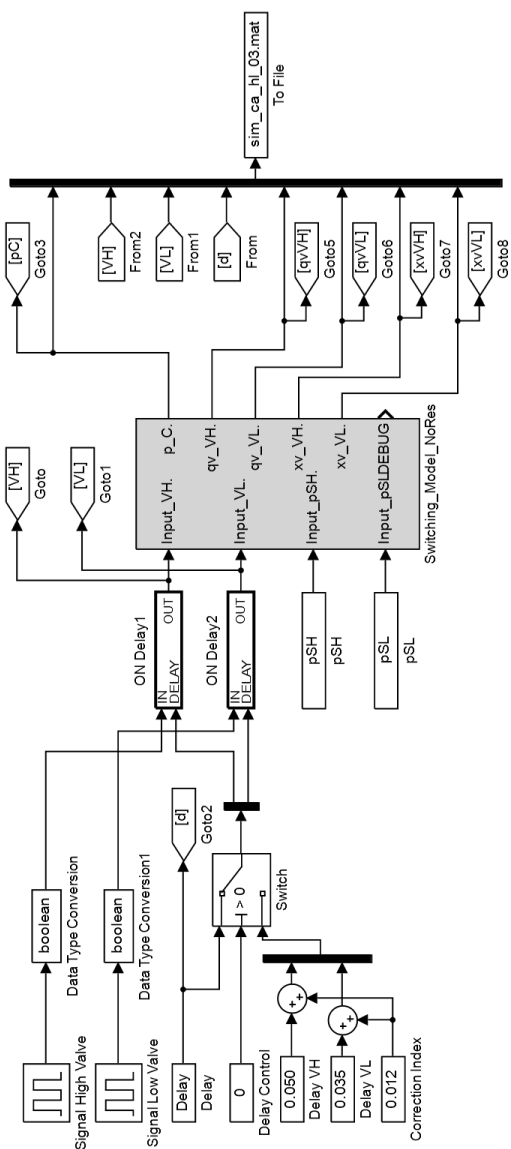
Figura B.4 – Gráficos do diferencial de pressão no movimento de abertura (a) e fechamento (b) da válvula 1V_{2TCh}.



Fonte: Própria autoria.

Já pelos pontos marcados nos gráficos da Figura B.4, estes também de acordo com a metodologia de Breidi, Helmus e Lumkes (2015) e considerando o atraso devido aos filtros digitais, o tempo de atraso na abertura é 0,019 s e tempo de atraso no fechamento é 0,039 s. O parâmetro de abertura máxima do carretel, também calculado utilizando a equação (3.2), como em Cruz (2018) é de $5,7501 \times 10^{-4}$ m e a frequência natural tanto na abertura como no fechamento é de 100 rad/s com um fator de amortecimento de 0.9, estes parâmetros para a válvula 1V_{2TCh} da Figura 3.4,

APÊNDICE C – Digrama SIMULINK do sistema de controle do modelo de chaveamento de pressões



APÊNDICE D – Descrição do funcionamento do *script* para automatizar o processo de simulação

Neste apêndice será apresentado uma descrição do funcionamento do *script* para automatizar o processo de simulação com as interações entre as válvulas. A Tabela D.1 mostra um resumo com todos os pares de válvulas, que realizam interações e as condições para a aplicabilidade do método de sincronismo para cada par de válvula.

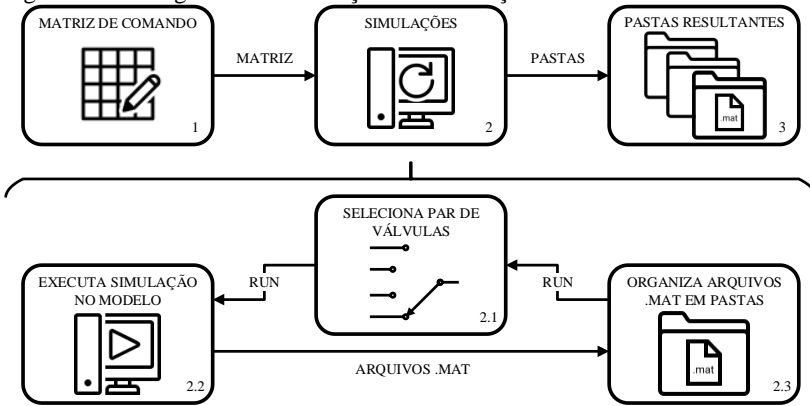
Tabela D.1 – Tabela indicando todos os pares de válvulas que realizam chaveamento de pressões e as condições de contorno para aplicar o método de sincronização.

ID	Válvulas em análise	Câmara em análise	Posição do cilindro	Câmaras bloqueadas
A 1/3	1V _{1TA} e 1V _{2TA}	A	Avançado	B, C e D
A 1/2	1V _{1TA} e 1V _{3TA}			
A 2/3	1V _{2TA} e 1V _{3TA}			
B 1/3	1V _{1TB} e 1V _{2TB}	B	Recuado	A, C e D
B 1/2	1V _{1TB} e 1V _{3TB}			
B 2/3	1V _{2TB} e 1V _{3TB}			
C 1/3	1V _{1TC} e 1V _{2TC}	C	Avançado	A, B e D
C 1/2	1V _{1TC} e 1V _{3TC}			
C 2/3	1V _{2TC} e 1V _{3TC}			
D 1/3	1V _{1TD} e 1V _{2TD}	D	Recuado	A, B e C
D 1/2	1V _{1TD} e 1V _{3TD}			
D 2/3	1V _{2TD} e 1V _{3TD}			

Fonte: Própria autoria.

O *script* da automatização foi desenvolvido no *software* Matlab® e está apresentado ao final deste apêndice. Para descrever os processos da automação na execução das simulações foi criado o diagrama apresentado na Figura D.1.

Figura D.1 – Diagrama da automação das simulações com o modelo do DHA.



Fonte: Própria autoria.

No bloco 1 da Figura D.1 é programada a matriz de comandos de acordo com a Tabela D.1. Esta matriz, como o nome já diz, tem a função de comandar cada ciclo de simulações realizadas com cada par de válvulas. A matriz de comandos está apresentada na Figura D.2.

Figura D.2 – Matriz de comandos.

①	②	③	④	⑤	⑥	
06	1	2	1	2	1	①
07	1	1	1	1	1	②
08	2	2	2	2	1	③
09	3	4	1	2	2	④
10	3	3	1	1	2	⑤
11	4	4	2	2	2	⑥
12	5	6	1	2	3	
13	5	5	1	1	3	
14	6	6	2	2	3	
15	7	2	1	2	4	
16	7	7	1	1	4	
17	8	8	2	2	4	

Fonte: Própria autoria.

Como visto na Figura D.2 a matriz é composta por números, o *script* interpreta-os de acordo com os protocolos da Tabela D.2.

Tabela D.2 – Tabela de protocolos para a Matriz de Comandos.

Vador	Entrada		Gravação			
	Protocolo Controle do Sinal de Entrada	Protocolo Válvula de Alta	Protocolo Válvula de Baixa	Protocolo Pressão de Alta	Protocolo Pressão de Baixa	Protocolo Pressão na Câmara
1	Todas Fechadas	1V _{1TA}	1V _{2TA}	ps ₁	ps ₂	p _A
2	Avanço Máxima	1V _{2TA}	1V _{3TA}	ps ₂	ps ₃	p _B
3	Retorno Máxima	1V _{1TB}	1V _{2TB}			p _C
4	Avanço Lento	1V _{2TB}	1V _{3TB}			p _D
5	Retorno Lento	1V _{1TC}	1V _{2TC}			
6	1V _{1TA} e 1V _{3TA}	1V _{2TC}	1V _{3TC}			
7	1V _{1TA} e 1V _{2TA}	1V _{1TD}	1V _{2TD}			
8	1V _{2TA} e 1V _{3TA}	1V _{2TC}	1V _{3TD}			
9	1V _{1TB} e 1V _{3TB}					
10	1V _{1TB} e 1V _{2TB}					
11	1V _{2TB} e 1V _{3TB}					
12	1V _{1TC} e 1V _{3TC}					
13	1V _{1TC} e 1V _{2TC}					
14	1V _{2TC} e 1V _{3TC}					
15	1V _{1TD} e 1V _{3TD}					
16	1V _{1TD} e 1V _{2TD}					
17	1V _{2TD} e 1V _{3TD}					

Fonte: Própria autoria.

Esta matriz é importante pois, o modelo do DHA tem muitos dados disponíveis, como posição do obturador de cada válvula, pressão de cada câmara e pressão de cada fonte de suprimento. Porém, não há interesse em todos estes dados quando analisa-se um determinado par de válvulas. Logo, ao analisar os chaveamentos da câmara A, não há interesse em realizar a leitura da pressão na câmara B, C e D. Com isso, para cada linha da matriz de comando é selecionado os dados a serem gravados. Assim, o tamanho dos arquivos salvo é reduzido, além de fornecer informações para nomear estes arquivos posteriormente.

Cita-se como exemplo, a linha que seleciona os dados para executar as simulações com o par de válvulas referente ao ID A 1/2 da Tabela D.1. Nesta linha é selecionado o envio de sinais de controle com atrasos variáveis para as válvulas 1V_{1TA} e 1V_{2TA}, nela também é selecionado a posição do cilindro como avançado, a pressão na câmara A e dados de posição do obturador das válvulas 1V_{1TA} e 1V_{2TA} devem ser salvos e define que as pressões de suprimento no ciclo de simulações serão a pressão 1 (alta) e a pressão 2 (média).

Seguindo na Figura D.1, o bloco 2 executa as simulações, isto de acordo com os comandos da matriz. Ao final é salvo os arquivos organizadamente em pastas, uma para cada par de válvulas. Esse bloco, funciona

ciclicamente e em cada ciclo é executado uma linha da matriz de comando. A execução do ciclo divide-se em 3 etapas, estas são representadas pelos blocos 2.1, 2.2 e 2.3.

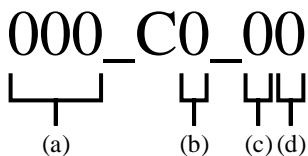
O bloco 2.1, no primeiro ciclo, seleciona a linha 1 da matriz de comandos, em seguida no bloco 2.2 é executada todas as simulações referentes ao par de válvulas da linha 1 da Tabela D.1. Ao final da execução do bloco 2.2, é gerado arquivos de dados “.mat”.

O bloco 2.3 cria uma pasta, onde ela é nomenclaturada de acordo com as informações da linha selecionada na matriz de comandos e os arquivos de dados são salvos dentro dela. Seguindo a execução do *script*, volta ao bloco 2.1 e agora é selecionada a linha 2 da matriz de comandos e o processo é repetido até executar as simulações com todos os pares de válvulas apresentados na Tabela D.1.

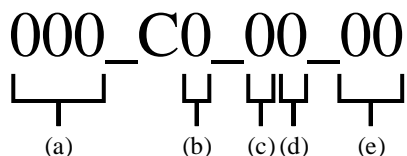
Na Figura D.3 são apresentados a forma que os arquivos no bloco 2.2 e as pastas no bloco 2.3 são nomenclaturados.

Figura D.3 – Padrão da nomenclatura das pastas e arquivos gerados pelo *script* da automação das simulações.

Nomenclatura das Pastas



Nomenclatura dos Arquivos .mat



Legenda:

- (a) SIM – Simulação
EXP – Experimentos Práticos
- (b) A – Câmara A
B – Câmara B
C – Câmara C
D – Câmara D
- (c) 1 – Pressão Alta (75 bar)
2 – Pressão Média (45 bar)
- (d) 2 – Pressão Média (45 bar)
3 – Pressão Baixa (7,5 bar)
- (e) 00 – Tempo do Atraso [ms]

Fonte: Própria autoria.

A nomenclatura de pastas e arquivos, facilita a identificação do par de válvula referente aos arquivos de cada pasta, além disso, pelo elemento (e) do nome do arquivo “.mat” é possível conhecer qual atraso foi aplicado.

A exemplo disso, no arquivo SIM_CB_13_15 que estará na pasta SIM_CB_13, foi realizado uma simulação com modelo, no par de válvula com ID de B 1/3 da Tabela D.1 e o atraso utilizado neste arquivo foi de 15 ms. Outro exemplo, no arquivo EXP_CC_12_50 que estará na pasta EXP_CC_12, foi realizado um experimento prático na bancada, no par de válvula com ID de C 1/2 da Tabela D.1 e o atraso utilizado neste arquivo foi de 50 ms

O bloco 3 é a saída do *script*, nele são armazenadas as 12 pastas com os resultados das simulações.

IMPLEMENTAÇÃO DO *SCRIPT*

Cabeçalho:

```
%Laboratory of Hydraulic and Pneumatic Systems - LASHIP
%Programer: Ivan Junior Mantovani
%Date: 29/03/2019
```

Descrição:

```
%Script for simulation automation of delay experiments in DHA
model
```

Configuração do Controle e Planta:

```
Plant_Control = 1 ;           %[-]0 -> Control system / 1 ->
Delay Experiment

%Uncomment simulink block used
set_param('Control_Model_DHA/Input Delay
Experiment','commented','off') ;
set_param('Control_Model_DHA/Digital Hydraulic System/Record
Delay Experiment','commented','off') ;

%Comment simulink block don't used
set_param('Control_Model_DHA/Input Signal
Control','commented','on') ;
set_param('Control_Model_DHA/Henris Thesis
```

```

Signal', 'commented', 'on') ;
set_param('Control_Model_DHA/Step', 'commented', 'on') ;
set_param('Control_Model_DHA/Sine wave', 'commented', 'on') ;
set_param('Control_Model_DHA/Input Signal
Switch', 'commented', 'on') ;
set_param('Control_Model_DHA/Pre Filter', 'commented', 'on') ;
set_param('Control_Model_DHA/Goto - x_ref
[m]', 'commented', 'on') ;
set_param('Control_Model_DHA/Feedforward
Control', 'commented', 'on') ;
set_param('Control_Model_DHA/Feedback
Control', 'commented', 'on') ;
set_param('Control_Model_DHA/Goto - x_Aest
[m]', 'commented', 'on') ;
set_param('Control_Model_DHA/Constant -
Brake', 'commented', 'on') ;
set_param('Control_Model_DHA/Constant - CF', 'commented', 'on') ;
set_param('Control_Model_DHA/Valve Combination
Control', 'commented', 'on') ;
set_param('Control_Model_DHA/Delay Control', 'commented', 'on') ;
set_param('Control_Model_DHA/Adaptative
Control', 'commented', 'on') ;
set_param('Control_Model_DHA/From - x_ref
[m]', 'commented', 'on') ;
set_param('Control_Model_DHA/From - x_Aest
[m]', 'commented', 'on') ;
set_param('Control_Model_DHA/Sum1', 'commented', 'on') ;
set_param('Control_Model_DHA/Sum3', 'commented', 'on') ;
set_param('Control_Model_DHA/Digital Hydraulic System/Record
Delay Evaluation', 'commented', 'on') ;

%Setting simulation time
set_param('Control_Model_DHA', 'StopTime', '10')

```

Automação do Delay Experiment:

```

%Load automation Parameters Matrix
load ('Matrix_A.mat') ;

```

```

%Sets parameter to cycle
delay_sta = 0.030 ; % [s] Start
delay
delay_end = 0.060 ; % [s] End delay
inc = 0.002 ; % [s] Increase
NoS = 1 + ((delay_end - delay_sta) / inc) ; % [-] Number of
sample

for j = 1:1:12
    %Sets parameters by Parameter Matrix
    Input_Control = A(j,1) ; %Sets input in "Delay
Experiments Block"
    VH_Control = A(j,2) ; %Sets high valve in cycle
    VL_Control = A(j,3) ; %Sets low valve in cycle
    p_sH_Control = A(j,4) ; %Sets high pressure in cycle
    p_sL_Control = A(j,5) ; %Sets low pressure in cycle
    p_Ch_Control = A(j,6) ; %Sets chamber pressure in cycle

    %Sets up the file name to data save and actuator early
    position
    if p_Ch_Control == 1
        C1 = 'A' ;
        C4 = 'a' ;
        x_early = 0.2 ;
        p.Parameters(63).set('value','0.2') ;
    elseif p_Ch_Control == 2
        C1 = 'B' ;
        C4 = 'b' ;
        x_early = 0.0 ;
        p.Parameters(63).set('value','0.0') ;
    elseif p_Ch_Control == 3
        C1 = 'C' ;
        C4 = 'c' ;
        x_early = 0.2 ;
        p.Parameters(63).set('value','0.2') ;
    elseif p_Ch_Control == 4
        C1 = 'D' ;
        C4 = 'c' ;
        x_early = 0.0 ;
        p.Parameters(63).set('value','0.0') ;
    end
end

```

```

if p_sH_Control == 1
    C2 = '1' ;
elseif p_sH_Control == 2
    C2 = '2' ;
end

if p_sL_Control == 1
    C3 = '2' ;
elseif p_sL_Control == 2
    C3 = '3' ;
end

%Run simulations
for i = 1:1:NoS
    %Sets time delay to cycle
    Delay = delay_sta + ((i * inc) - inc) ;
    Sample = num2str(Delay * 1000);

    %Sets save file name
    if (Delay * 1000) <= 9
        FileName = ['Data_Delay_Experiment/SIM_C' C1 '_' C2
C3 '/sim_c' C4 '_' C2 C3 '_0' Sample '.mat'] ;
    else
        FileName = ['Data_Delay_Experiment/SIM_C' C1 '_' C2
C3 '/sim_c' C4 '_' C2 C3 '_' Sample '.mat'] ;
    end
    set_param('Control_Model_DHA/Digital Hydraulic
System/Record Delay Experiment/Data Delay Experiment','File
name',FileName)

    %Run simulation
    sim('Control_Model_DHA') ;
end

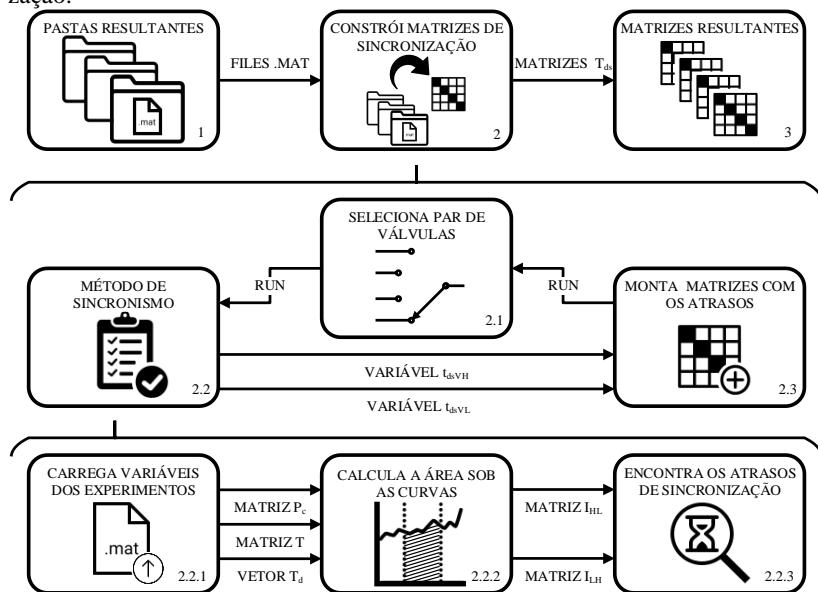
end

```


APÊNDICE E – Descrição do funcionamento do *script* para automatizar a construção das matrizes com os atrasos de sincronização

Neste apêndice será apresentada uma descrição do funcionamento do *script* para automatizar a construção das matrizes com os atrasos de tempo de sincronização. Na Figura E.1 é apresentado um diagrama para representar o processamento do *script*. Esse desenvolvido em Matlab® e apresentado no final do apêndice.

Figura E.1 – Diagrama do *script* para a definição de todos os atrasos de sincronização.



Fonte: Própria autoria.

No bloco 1 estão armazenadas as pastas com os dados salvos de cada interação. Na sequência, o bloco 2 é responsável pelo processamento desses dados e resultar as matrizes de atrasos. Internamente, o bloco, tem duas subdivisões, a primeira o ciclo entre blocos 2.1, 2.2 e 2.3 e a segunda entre os blocos 2.1.1, 2.1.2 e 2.1.3.

O bloco 2 tem seu funcionamento cíclico, o ciclo inicia no bloco 2.1, onde é selecionado um par de válvulas, assim são importados os dados da pasta com as interações deste par.

No bloco 2.2 ocorre outro laço cíclico. Em 2.2.1, são carregadas as curvas de pressão na câmara resultantes das interações. Cada curva é dividida em dois vetores, o de pressão e o de tempo. Estes vetores são alocados nas linhas das matrizes P_C e T . Nestas matrizes, cada linha é responsável por armazenar o resultado de cada uma das interações realizadas com o par de válvulas. Os atrasos de tempo aplicados em cada interação são salvos no vetor T_d .

No bloco 2.2.2 as matrizes são utilizadas para aplicar a Equação (4.3) em cada curva. Com o resultado das integrais e o uso do vetor T_d é montado as matrizes I_{HL} e I_{LH} , que através destas são plotados os gráficos em que nas ordenadas estão as integrais e nas abscissas os atrasos de tempo, gráficos estes similares ao da Figura 4.3.

No bloco 2.2., com o uso da Equação (4.4), são encontrados os atrasos de sincronização para o chaveamento de pressões positivo e negativa do par de válvulas analisado no ciclo. Desta forma finalizando o laço no bloco 2.2.

Na sequência, os atrasos selecionados são direcionados para o bloco 2.3. Neste bloco, conhecendo qual par de válvulas está em análise, pela nomenclatura da pasta selecionada, os atrasos são alocados na matriz de atrasos de tempo de sincronização (T_{ds}) da câmara ao qual as válvulas estão conectadas. O ciclo de processamento dentro do bloco 2 segue até todas as pastas serem processadas, ou seja, quando todos os atrasos de tempo de sincronização para os pares de válvulas forem definidos.

Ao finalizar o processamento do *script* para a definição de todos os atrasos de tempo de sincronização são apresentadas pelo bloco 3 as matrizes T_{dsA} , T_{dsB} , T_{dsC} e T_{dsD} referentes aos atrasos dos chaveamentos das câmaras A, B, C e D, respectivamente.

IMPLEMENTAÇÃO DO *SCRIPT*

Cabeçalho:

```
%Laboratory of Hydraulic and Pneumatic Systems - LASHIP  
%Programer: Ivan Junior Mantovani  
%Date: 01/04/2019
```

Descrição:

```
%Script to build the delays matrix with the datas Delay
Experiment

%To simulation
```

Limpa a memória do Matlab:

```
clear ;
clc ;
```

Constrói as matrizes com atrasos de tempo de sincronização:

```
delay_max_before = 0 ;      % By define minimum time between
switching
t_on_before = 0 ;          % By define minimum time between
switching
id_Chamber_before = ' ' ;  % By Print synchronism time delays
Print_Delays_aux1 = 0 ;    % By Print synchronism time delays

folderlist = dir('SIM*')' ;
for folder = folderlist
    % Selects valves pair
    foldername = folder.name ;
    id_Chamber = foldername(6) ;
    id_p_H = foldername(8) ;
    id_p_H_double = str2double(id_p_H) ;
    id_p_L = foldername(9) ;
    id_p_L_double = str2double(id_p_L) ;

    % Load data of the experiments
    oldfolder = cd() ;
    cd(['SIM_C' id_Chamber '_' id_p_H id_p_L]) ;
    filelist = dir('sim*.mat')' ;
    n_c = length (filelist) ;
    aux = 0 ;
```

```

for file = filelist
    aux = aux + 1 ;
    filename = file.name ;
    load (filename) ;
    p_C(aux,:) = ans(8,:) ;
    p_H(aux,:) = ans(9,:) ;
    p_L(aux,:) = ans(10,:) ;
    t(aux,:) = ans(1,:) ;
    t_d(aux) = ans(3,1) ;
    xH(aux,:) = ans(6,:) ;
    xL(aux,:) = ans(7,:) ;
end
cd(olddfolder) ;

% Calculate the area under the curves
% - Times when start pressure shifting
% - This times is defined by simulation procedure
t_p0_1 = 2.0 ;    %[s] pressure shifting time from high to
low
t_p0_2 = 4.0 ;    %[s] pressure shifting time from low to
high
t_p0_3 = 6.0 ;    %[s] pressure shifting time from high to
low
t_p0_4 = 8.0 ;    %[s] pressure shifting time from low to
high

% - Setting length of analysis interval
int = 0.1 ;      %[s] length of time interval for area
calculus
int_m = 0.01 ;   %[s] length of time interval for mean
calculus
i_m = 0.02 ;     %[s] Time subtracted of the pressure
shifting time to start mean interval

% - Setting time start and end to mean calculus per
pressure shifting
m_1 = t_p0_1 - i_m ;
n_1 = m_1 + int_m ;
m_2 = t_p0_2 - i_m ;
n_2 = m_2 + int_m ;
m_3 = t_p0_3 - i_m ;

```

```

n_3 = m_3 + int_m ;
m_4 = t_p0_4 - i_m ;
n_4 = m_4 + int_m ;

% - Return the matrixs I_HL and I_LH column to column of
all delays
j = 0 ;
for i = 1:1:n_c
    % - Setting time start and end to pressure shifting
    from high to low
    t_lo_1 = t_p0_1 + t_d(i) ;
    t_up_1 = t_lo_1 + int ;
    t_lo_3 = t_p0_3 + t_d(i) ;
    t_up_3 = t_lo_3 + int ;

    % - Setting time start and end to pressure shifting
    from low to high
    t_lo_2 = t_p0_2 + t_d(i) ;
    t_up_2 = t_lo_2 + int ;
    t_lo_4 = t_p0_4 + t_d(i) ;
    t_up_4 = t_lo_4 + int ;

    % - Setting interval to area calculus
    int_1 = find(and (t(i,:) > t_lo_1, t(i,:) < t_up_1)) ;
    int_2 = find(and (t(i,:) > t_lo_2, t(i,:) < t_up_2)) ;
    int_3 = find(and (t(i,:) > t_lo_3, t(i,:) < t_up_3)) ;
    int_4 = find(and (t(i,:) > t_lo_4, t(i,:) < t_up_4)) ;

    % - Setting interval to mean calculus
    int_1m = find(and (t(i,:) > m_1, t(i,:) < n_1)) ;
    int_2m = find(and (t(i,:) > m_2, t(i,:) < n_2)) ;
    int_3m = find(and (t(i,:) > m_3, t(i,:) < n_3)) ;
    int_4m = find(and (t(i,:) > m_4, t(i,:) < n_4)) ;

    % - Area calculus of chamber pressure
    Y = p_C(i,:) ;
    X = t(i,:) ;
    j = j+1;
    pmean = mean(Y(int_1m)) ;
    A_pHL(:,j) = trapz(X(int_1), abs((Y(int_1) - pmean))) ;
    pmean = mean(Y(int_2m)) ;

```

```

A_pLH(:,j) = trapz(X(int_2), abs((Y(int_2) - pmean))) ;

j = j+1;
pmean = mean(Y(int_3m)) ;
A_pHL(:,j) = trapz(X(int_3), abs((Y(int_3) - pmean))) ;
pmean = mean(Y(int_4m)) ;
A_pLH(:,j) = trapz(X(int_4), abs((Y(int_4) - pmean))) ;

% - Create matrixs I_HL and I_LH column to column of
all delays
% - Line 1 -> Time delay applied in simulation
% - Line 2 -> Calculated area
% - HL -> Pressure shifting of high to low pressure
% - LH -> Pressure shifting of low to high pressure
I_HL(:,i) = [t_d(i),((A_pHL(j-1) + A_pHL(j))/2)] ;
I_LH(:,i) = [t_d(i),((A_pLH(j-1) + A_pLH(j))/2)] ;
end

% Finds synchronization time delays
% - Defines a reference value band
Lambda = 0.07 ;           %[%] Percent of reference value
% - Ideal area calculus
A_pHL_id = (max(I_HL(2,:)) - min(I_HL(2,:))) * Lambda ;
A_pLH_id = (max(I_LH(2,:)) - min(I_LH(2,:))) * Lambda ;

% - select the synchronism time delay by the closer area
value of the ideal area
for i = 1:1:n_c
    if I_HL(2,i) < (max(I_HL(2,:)) - A_pHL_id)
        U_HL(i) = 0 ;
    else
        U_HL(i) = 1 ;
    end
end
i_U_HL = find (U_HL,1,'first') ;
t_dsHL = I_HL(1,find (U_HL,1,'first')) ;

for i = 1:1:n_c
    if I_LH(2,i) < (max(I_LH(2,:)) - A_pLH_id)
        U_LH(i) = 0 ;
    else

```

```

        U_LH(i) = 1 ;
    end
end
i_U_LH = find (U_LH,1,'first') ;
t_dsLH = I_LH(1,find (U_LH,1,'first')) ;

% Build time delay matrix
Parameter_Matrix.(['T_ds'
id_Chamber])(id_p_H_double,id_p_L_double)= t_dsHL ;
Parameter_Matrix.(['T_ds'
id_Chamber])(id_p_L_double,id_p_H_double)= t_dsLH ;
% - Finds standard time delay
delay_max = max(max(Parameter_Matrix.(['T_ds'
id_Chamber])));
delay_min = min(min(Parameter_Matrix.(['T_ds'
id_Chamber])(Parameter_Matrix.(['T_ds' id_Chamber])>0)));
Parameter_Matrix.(['T_ds' id_Chamber]) (1,1) = delay_min +
((delay_max - delay_min) / 2) ;

% Define minimum time between switching - Part 1
% - Finds the higher delay among all switch
if delay_max > delay_max_before
    delay_max_all = delay_max ;
    delay_max_before = delay_max ;
end

% Print synchronism time delays - Part 1
if id_Chamber == id_Chamber_before
    Print_Delays_aux = Print_Delays_aux + 1 ;
    Print_Delays.(['PrintChamber_'
num2str(Print_Delays_aux1)])(Print_Delays_aux) = t_dsHL ;
    Print_Delays_Label.(['PrintChamber_'
num2str(Print_Delays_aux1)])(Print_Delays_aux,:) = [id_p_H '-'
id_p_L] ;
    Print_Delays_aux = Print_Delays_aux + 1 ;
    Print_Delays.(['PrintChamber_'
num2str(Print_Delays_aux1)])(Print_Delays_aux) = t_dsLH ;
    Print_Delays_Label.(['PrintChamber_'
num2str(Print_Delays_aux1)])(Print_Delays_aux,:) = [id_p_L '-'
id_p_H] ;
else

```

```

    id_Chamber_before = id_Chamber ;
    Print_Delays_aux = 1 ;
    Print_Delays_aux1 = Print_Delays_aux1 + 1 ;
    Print_Chamber.PrintChamber(Print_Delays_aux1) =
id_Chamber ;
    Print_Delays.(['PrintChamber_'
num2str(Print_Delays_aux1)])(Print_Delays_aux) = t_dsHL ;
    Print_Delays_Label.(['PrintChamber_'
num2str(Print_Delays_aux1)])(Print_Delays_aux,:) = [id_p_H '-'
id_p_L] ;
    Print_Delays_aux = Print_Delays_aux + 1 ;
    Print_Delays.(['PrintChamber_'
num2str(Print_Delays_aux1)])(Print_Delays_aux) = t_dsLH ;
    Print_Delays_Label.(['PrintChamber_'
num2str(Print_Delays_aux1)])(Print_Delays_aux,:) = [id_p_L '-'
id_p_H] ;
end

% Print areas values under pressure curves
Integral_Print = 1 ; % Set print or don't print
Integrals Graphs
if Integral_Print == 1
    figure('name',['Integrais para cada Atraso nos
intervalos em estudos C' id_Chamber ' ' id_p_H '/' id_p_L])
    % - Print I_HL
    subplot(2,1,1)
    plot(I_HL(1,:),I_HL(2:,:),'*r')
    hline = refline([0 (max(I_HL(2,:)) - A_pHL_id)]) ;
    set(hline,'Color','r') ;
    set(hline,'LineStyle','--') ;
    title(['(a) - Chaveamento de pressão ' id_p_H ' para '
id_p_L ' na câmara '
id_Chamber'],'FontSize',10,'FontName','Times New Roman') ;
    xlabel('Atraso [S]','FontSize',10,'FontName','Times New
Roman') ;
    ylabel('Ac [Pa.s]','FontSize',10,'FontName','Times New
Roman') ;
    % axis([0 0.08 1e5 6e5])
    grid on
    grid minor

```



```

% - Print I_LH
subplot(2,1,2)
plot(I_LH(1,:),I_LH(2,:),'*b')
hline = refline([0 (max(I_LH(2,:)) - A_pLH_id)]);
set(hline,'Color','b');
set(hline,'LineStyle','--');
title(['(b) - Chaveamento de pressão ' id_p_L ' para '
id_p_H ' na câmara '
id_Chamber'],'FontSize',10,'FontName','Times New Roman');
xlabel('Atraso [s]','FontSize',10,'FontName','Times New
Roman');
ylabel('Ac [Pa.s]','FontSize',10,'FontName','Times New
Roman');
% axis([0 0.08 1e5 6e5])
grid on
grid minor
end
end

% Define minimum time between switching - Part 2
Parameter_Matrix.dT_min = delay_max_all + 0.004 ;

% Save time delay matrix
save('File_Parameter_Matrix.mat','Parameter_Matrix');

% Print synchronism time delays - Part 2
figure('name','Atrasos')
for i = 1:length(Print_Chamber.PrintChamber)
    Graph = subplot(length(Print_Chamber.PrintChamber),1,i);
    bar(Graph,Print_Delays.(['PrintChamber_' num2str(i)]))
    % title(['Atrasos - Câmara '
Print_Chamber.PrintChamber(i)'],'FontSize',10,'FontName','Times
New Roman')
    xlabel(['Tipos de chaveamento',['('
lower(Print_Chamber.PrintChamber(i))
')']'],'FontSize',10,'FontName','Times New Roman');
    ylabel('Tempo [s]','FontSize',10,'FontName','Times New
Roman')
    axis([0 (1 + length(Print_Delays_Label.(['PrintChamber_'
num2str(i)])))] 0 0.08])
    Label = gca ;

```

```
    for j = 1:1:length
(Print_Delays_Label.(['PrintChamber_' num2str(i)]))
        Description_Labes(j,:) =
(Print_Delays_Label.(['PrintChamber_' num2str(i)])(j,:));
    end
    Label.XTickLabel = Description_Labes;
    text(1:length (Print_Delays.(['PrintChamber_'
num2str(i)])),Print_Delays.(['PrintChamber_'
num2str(i)]),num2str(Print_Delays.(['PrintChamber_'
num2str(i)])'), 'vert', 'bottom', 'horiz', 'center');
%    grid minor
end
```

Published with MATLAB® R2015a

APÊNCICE F – Descrição do funcionamento da função *Select Delay*

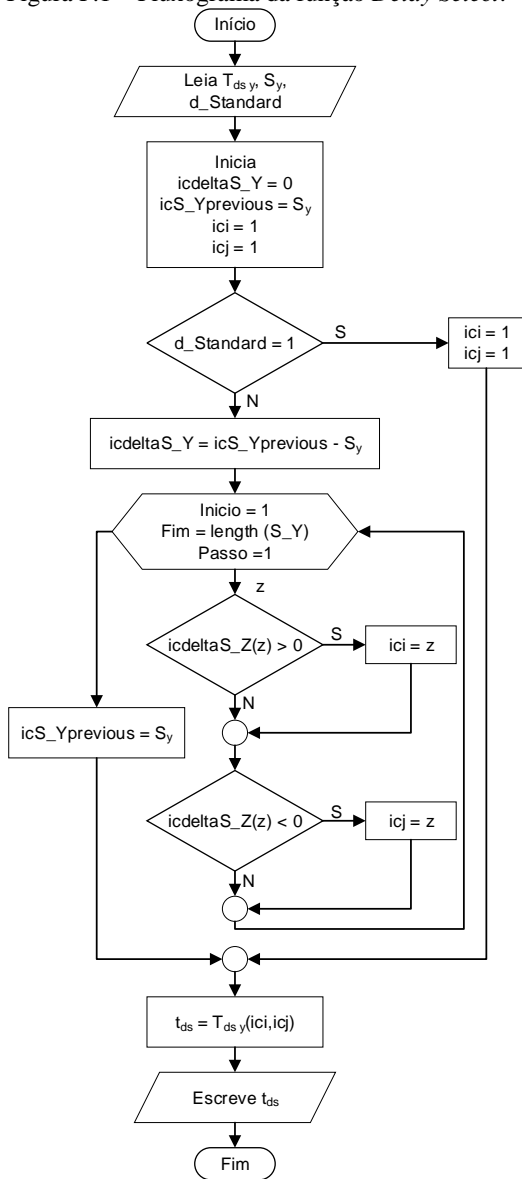
A lógica da função inicia com a leitura das variáveis de entradas (matriz $T_{sd\ y}$, vetor S_y e variável $d_Satandard$). Em sequência a função entra em um laço de decisão, este laço é responsável por selecionar o uso de atrasos de tempo de sincronização ou um atraso padrão.

Quando $d_Satandard = 1$ é selecionado o atraso de tempo padrão, igualando a saída da função com o termo $t_{sd(11)}$ da matriz com os atrasos de tempo de sincronização.

Quando $d_Satandard = 0$, inicialmente é realizado o cálculo da diferença entre o vetor com os sinais de controle anterior pelo vetor com os sinais de controle atual (nos vetores o 0 é para válvula fechar e o 1 é para a válvula abrir). Caso a diferença for igual a zero em todos os termos do vetor resultante $icdeltaS_Y$ o controle não exige nenhum chaveamento, porém, caso algum componente do vetor $icdeltaS_Y$ ser diferente de zero o controle exige mudança de estado nas válvulas.

Dando sequência no fluxograma entra-se em um laço de repetição contável, com esta repetição contável pretende-se analisar cada componente do vetor resultante $icdeltaS_Y$. Este laço realiza a leitura de todos os componentes do vetor $icdeltaS_Y$, e ao identificar o valor de 1, a válvula deste componente irá fechar, ou quando identificar o valor de -1 a válvula referente a este componente irá abrir. Assim identificando quais válvulas irão mudar de estado e consequentemente o chaveamento de pressões que irá ocorrer na câmara.

Através dos índices dos componentes que mudarão de estado no vetor $icdeltaS_Y$, é selecionado o atraso de tempo de sincronização dentro da matriz $T_{sd\ y}$. A exemplo disso, na câmara B do DHA, caso for identificado que os componentes $S_{B(2)}$ e $S_{B(3)}$ são de valores -1 e 1, respectivamente. A válvula $1V_{2TB}$, de índice 2 no vetor S_B , fechará e a $1V_{3TB}$, de índice 3 no vetor S_B , abrirá. Então o atraso de tempo de sincronismo selecionado na matriz $T_{sd\ B}$ será $t_{sd(23)}$. Na Figura F.1 é apresentado o fluxograma da função *Select Delay*.

Figura F.1 – Fluxograma da função *Delay Select*.

Fonte: Própria autoria.