



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

TALLES AUGUSTO BRAGAGNOLO SPADA

**DESENVOLVIMENTO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA PARA O
ACIONAMENTO DE VÁLVULAS DE ADUÇÃO EM PCHS BASEADO EM
TECNOLOGIA PNEUMÁTICA**

FLORIANÓPOLIS

2020

Talles Augusto Bragagnolo Spada

**Desenvolvimento teórico-experimental de um sistema para o acionamento
de válvulas de adução em PCHs baseado em tecnologia pneumática**

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

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

Florianópolis

2020

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

Spada, Talles Augusto Bragagnolo

Desenvolvimento teórico-experimental de um sistema para o acionamento de válvulas de adução em PCHs baseado em tecnologia pneumática / Talles Augusto Bragagnolo Spada ; orientador, Victor Juliano De Negri, 2020.

133 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2020.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Pequenas Centrais Hidrelétricas. 3. Válvula de Adução. 4. Sistema de Acionamento. 5. Hidropneumática. I. De Negri, Victor Juliano. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Talles Augusto Bragagnolo Spada

**Desenvolvimento teórico-experimental de um sistema para o acionamento
de válvulas de adução em PCHs baseado em tecnologia pneumática**

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca
examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Alisson Dalsasso Corrêa de Souza, Dr. Eng.
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul

Prof. Antonio Carlos Valdiero, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

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

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado
adequado para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Prof. Paulo de Tarso Rocha de Mendonça, PhD
Coordenador do Programa

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

Florianópolis, 2020.

Este trabalho é dedicado aos meus pais, Dulcicler e Valdemar, e
à minha esposa Pollyanna.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, meus exemplos de integridade e dedicação, por todo o carinho, incentivo, respeito e amor, muito obrigado!

A Deus, por cada novo dia que tenho a benção de viver, pela força para superar as dificuldades e da mesma forma, por cada pequena conquista diária, sou extremamente grato.

Pollyanna, meu amor e minha parceira, teu carinho, teu sorriso e teu apoio me incentivam a sempre buscar o lado positivo e engraçado de todas as situações do dia a dia. Obrigado por estar sempre ao meu lado.

Ao meu orientador Victor Juliano De Negri, uma pessoa sem igual, um grande mestre, amigo e professor. Pela amizade, dedicação e apoio, muito obrigado.

Não menos importantes, agradeço a todos os meus amigos do LASHIP, Alexandre, Arthur, Dimitri, Felipe, Gabriel, Henrique, Ivan, João, Marcos, Maurício, Nelson, Nicodemos, Rodrigo, Thales, Túlio e em especial, Gregori e Vinícius pela parceria e por todo o auxílio na realização deste trabalho.

A todos os meus amigos de longa data, estes sabem quem são. Muito obrigado pelas conversas, pelas risadas e por todo o apoio.

A todos os amigos da Reivax S/A Automação e Controle, especialmente ao Leonardo, Rafael, Rodrigo e Tiago. Ao Sandro e demais parceiros da empresa Bovenau. Da mesma forma, aos colegas da CTG Brasil, Claret, Gayer, Leoncini, Zanutto e a FAPESC pelo auxílio na conclusão desta pesquisa e pelo apoio financeiro.

Ao POSMEC, pela oportunidade de estudar nesta universidade excepcional e aprender com todos estes grandes profissionais.

A vida é cheia de fases difíceis. Se enchermos nossos dias com autopiedade [...], lamentando nossa sorte na vida, culpando alguém ou alguma coisa por nossas circunstâncias, a vida será longa e difícil. Se, por outro lado, nos recusarmos a desistir de nossos sonhos, nos mantivermos firmes e fortes diante das adversidades, então a vida será o que fizermos dela, e podemos fazê-la grandiosa. (William H. McCraven)

RESUMO

A demanda nacional por energia elétrica vem crescendo a cada dia, tendência que deve ser mantida pelos próximos anos. Sendo o Brasil um dos países com maior potencial de produção de energia através de hidrelétricas, a busca por novas tecnologias que garantam a utilização sustentável deste recurso é constante. A pesquisa apresentada nesta dissertação traz uma nova proposta de um equipamento dedicado ao acionamento de válvulas de adução em pequenas centrais hidrelétricas (PCHs), compondo um sistema completo de automação e regulação de velocidade que utiliza ar comprimido como fonte de potência. Este trabalho aborda a análise das atuais tecnologias pneumáticas comercializadas frente aos requisitos da aplicação em PCHs. O sistema proposto é composto por um equipamento conhecido como macaco hidropneumático, que une as vantagens dos componentes pneumáticos com a robustez da tecnologia hidráulica. Junto com a fabricante do equipamento, as adequações necessárias foram realizadas para que este atendesse à aplicação na usina onde um projeto piloto será instalado. O sistema será responsável pelo acionamento da válvula de adução do grupo auxiliar de geração de energia da usina de Salto Grande, em São Paulo, atualmente sob concessão da empresa CTG Brasil. A válvula do tipo borboleta de 36" de diâmetro está sujeita a uma coluna d'água de 18,5 metros e faz parte do conjunto de geração, composto por uma turbina do tipo Francis horizontal e o gerador, totalizando 438 kW de potência instalada. A fim de auxiliar no projeto do equipamento, foi elaborado um modelo matemático utilizando o Software MATLAB/Simulink. Este modelo é capaz de reproduzir a dinâmica do sistema e o impacto de alterações de projeto em seu comportamento. A validação do modelo se deu através de ensaios experimentais, confrontando os dados de simulação com os adquiridos através dos testes. Utilizando uma bancada de ensaio, o sistema foi submetido a condições de operação semelhantes às encontradas na usina onde será instalado. Os resultados obtidos comprovam a eficácia da utilização de macacos hidropneumáticos na aplicação proposta, sendo uma alternativa aos sistemas hidráulicos convencionais, proporcionando uma operação mais limpa e sustentável, além de atrativa financeiramente, fator que auxilia na aceitação por parte dos clientes e, conseqüentemente, na inserção do equipamento no mercado.

Palavras-chave: Pequenas centrais hidrelétricas. Válvula de adução. Sistemas de acionamento. Hidropneumática. Modelagem matemática.

ABSTRACT

The national demand for electric energy is growing up each day, a trend that should be maintained for years to come. Due to the fact that Brazil has one of the biggest energy production potentials through hydropower plants, the search for new technologies that guarantee the sustainable use of this natural resource is constant. This research proposes a new system dedicated to operate the turbine inlet valve in small hydropower plants, being part of a complete automation and control system using compressed air as a power source. The current commercial pneumatic technologies were analyzed considering application requirements. The proposed system is composed by a hydropneumatic jack, equipment that includes the advantages of the pneumatic components and the robustness of hydraulic technology. Working with a hydropneumatic jack manufacturer, some adjustments were made so that it could meet the application requirements from the hydropower plant where it will be installed. The system will be responsible for actuating the turbine inlet valve from the auxiliary group at Salto Grande hydropower plant, São Paulo, managed by CTG Brazil nowadays. The valve is a butterfly type with Ø 36 inches and is subjected to water column of 18.5 meters. It is installed before the generation group, composed by a horizontal Francis Turbine and an asynchronous generator, totalizing 438 kW of installed power. In order to assist the equipment design process, a mathematical model using the software MATLAB/Simulink was built. This model is capable to reproduce the system dynamic and the operational behavior impact from project changes. The model validation was done by experimental tests, comparing data from the simulation and the ones acquired through testing. Using a testing platform, the hydropneumatic system was subjected to similar operational conditions from the hydropower plant. The results obtained reinforce the system's effectiveness for the proposed application, being a good alternative to the conventional hydraulic systems, providing a cleaner and sustainable operation, besides the attractive cost, an important factor that supports its acceptance by the clients, facilitating its market entry.

Keywords: Small hydropower plants. Turbine inlet valve. Actuation systems. Hydropneumatic. Mathematical modeling.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Ciclo de geração, transmissão e distribuição de energia elétrica.....	24
Figura 2.2 - Matriz nacional de geração de energia elétrica no ano de 2019.....	25
Figura 2.3 - Estrutura e componentes de usinas hidrelétricas.	26
Figura 2.4 - Válvulas de processo indicadas para a função de adução: a) tipo gaveta; b) tipo esfera e c) tipo borboleta.	29
Figura 2.5 - Válvula de adução tipo borboleta.	32
Figura 2.6 - Identificação de parâmetros para o cálculo de $Tcg\theta$ em uma válvula borboleta de dupla excentricidade.	38
Figura 2.7 - Cilindros pneumáticos.	41
Figura 2.8 - Atuador diafragma associado a uma válvula globo.	43
Figura 2.9 - Sistema de posicionamento hidropneumático.....	44
Figura 2.10 - Cilindro hidropneumático TOX®.....	44
Figura 2.11 - Macaco hidropneumático.....	45
Figura 2.12 - Ilustração dos componentes do macaco hidropneumático.....	46
Figura 2.13 - Atuadores pinhão cremalheira.	47
Figura 2.14 - Torque desempenhado por atuadores pinhão cremalheira.....	47
Figura 2.15 - Atuador Scotch Yoke simples ação associado a uma válvula esfera.....	48
Figura 2.16 - Perfil de torque de atuadores Scotch Yoke.....	48
Figura 2.17 - Atuador de palheta única.	49
Figura 3.1 - Turbo gerador da unidade auxiliar da usina de Salto Grande – SP.	50
Figura 3.2 - Válvula de adução, sistema de acionamento (a) e contrapeso (a).	51
Figura 3.3 - Perfis do torque total de abertura e de fechamento da válvula.	52
Figura 3.4 - Primeiro protótipo da nova versão do macaco hidropneumático.	63
Figura 4.1 - Diagrama do macaco hidropneumático.	64
Figura 4.2 - Estágios 1 e 2 do ciclo de operação da bomba pneumática.	66
Figura 4.3 - Estágios 3 e 4 do ciclo de operação da bomba pneumática.	67
Figura 4.4 - Representação da bomba pneumática e variáveis associadas.....	68
Figura 4.5 - Orifícios de entrada e saída de ar da bomba pneumática.....	71
Figura 4.6 - Êmbolo da bomba pneumática, obturador da válvula V2 em destaque.....	71
Figura 4.7 - Área de passagem de ar formada pela abertura do obturador.....	72
Figura 4.8 - Alguns tipos de orifícios e seus respectivos coeficientes de descarga.	73

Figura 4.9 - Valores de Cd para válvulas de acento com obturador do tipo disco.....	73
Figura 4.10 - Curva da força de atrito e suas principais componentes.....	74
Figura 4.11 - Representação do modelo adotado para os batentes de final de curso.	76
Figura 4.12 - Representação da válvula de retenção tipo esfera.	76
Figura 4.13 - Representação da área de passagem das válvulas de retenção.	78
Figura 4.14 - Representação do cilindro hidráulico do sistema hidropneumático.	79
Figura 4.15 - Variação do volume de ar no reservatório durante operação.....	81
Figura 5.1 - Plataforma de carregamento dinâmico.	84
Figura 5.2 - Indicação das variáveis utilizadas na equação de relação de forças.....	85
Figura 5.3 - Painel de controle e monitoramento da bancada de ensaios.....	87
Figura 5.4 - Sistema de geração e armazenamento de ar comprimido.	88
Figura 5.5 - Unidade de potência e condicionamento hidráulico.	89
Figura 6.1 - Pressão de suprimento experimental e em simulação.....	91
Figura 6.2 - Pressão na câmara A experimental e por simulação.....	92
Figura 6.3 - Pressão na câmara B experimental e por simulação.....	92
Figura 6.4 - Deslocamento experimental e por simulação.	93
Figura 6.5 - Pressão na câmara A do cilindro hidráulico em simulação.	94
Figura 6.6 - Pressão na câmara hidráulica da bomba pneumática em simulação.....	95
Figura 6.7 - Pressão do reservatório em simulação.	95
Figura 6.8 - Pressões nas câmaras A e B, com orifícios de saída de $\varnothing 3$ mm e $\varnothing 5$ mm.....	96
Figura 6.9 - Deslocamento do cilindro, orifícios de saída de $\varnothing 3$ mm e $\varnothing 5$ mm.	96
Figura 6.10 - Teste com uma bomba, com e sem a pressurização do reservatório.	98
Figura 6.11 - Teste com duas bombas e sem a pressurização do reservatório.	99
Figura 6.12 - Pressão de suprimento com uma e duas bombas.	99
Figura 6.13 - Testes com duas bombas e com a pressurização do reservatório.	100
Figura 6.14 - Pressões de suprimento nos testes com duas bombas.....	101
Figura 6.15 - Deslocamento simulado e experimental da configuração selecionada.....	102
Figura 6.16 - Retorno com diferentes aberturas na válvula reguladora de vazão.	103
Figura 6.17 - Deslocamento de recuo sobre carga nominal com retorno bloqueado.	104
Figura D.1 - Diagrama de blocos completo do sistema.....	128
Figura D.2 - Equação da continuidade da câmara A.	129
Figura D.3 - Equação da continuidade da câmara B.	129
Figura D.4 - Equação do movimento da bomba pneumática.	129

Figura D.5 - Equação da continuidade da câmara hidráulica da bomba.	130
Figura D.6 - Equação da vazão da válvula de retenção entre bomba e atuador.	130
Figura D.7 - Equação da vazão da válvula de retenção entre bomba e reservatório.	130
Figura D.8 - Equação do movimento da esfera das válvulas de retenção.	131
Figura D.9 - Equação da continuidade do atuador hidráulico.	131
Figura D.10 - Equação do movimento do atuador hidráulico.	131

LISTA DE QUADROS

Quadro 2.1 - Rendimento dos principais tipos de turbinas hidráulicas.	27
Quadro 2.2 - Características de válvulas do tipo gaveta, esfera e borboleta.	30
Quadro 2.3 - Torques envolvidos no acionamento de válvulas do tipo borboleta.	34
Quadro 2.4 - Fatores de aplicação.	39
Quadro 3.1 - Necessidades dos usuários e conversão para requisitos.	54
Quadro 3.2 - Definição dos requisitos de projeto.	56
Quadro 3.3 - Requisitos de projeto priorizados.	57
Quadro 3.4 - Custos relativos de cada solução avaliada.	59
Quadro 3.5 - Classificação hiperbólica dos princípios de solução.	61
Quadro 5.1 - Lista de variáveis monitoradas e respectivos transdutores utilizados.	86
Quadro A.1 - Determinação dos torques de acionamento da válvula de adução.	113
Quadro B.1 - Matriz casa da qualidade para o projeto piloto.	115
Quadro C.1 - Quadro de avaliação das soluções propostas.	117
Quadro D.1 - Lista de parâmetros não dimensionais adotados na simulação.	127
Quadro A.2 - Exemplo de valores do coeficiente de vazão (C_v).	132
Quadro A.3 - Valores recomendados de C_{SC}	133
Quadro A.4 - Valores recomendados de CSP.	133
Quadro A.5 - Valores recomendados de C_{se}	133
Quadro A.6 - Valores recomendados de C_f	133
Quadro A.7 - Valores recomendados de C_t	133

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnica
AWWA	<i>American Water Works Association</i>
BIG	Banco de Informações de Geração
CGH	Central Geradora Hidrelétrica
OPA	Obturador parcialmente aberto
OTA	Obturador totalmente aberto
PCH	Pequena Central Hidrelétrica
QFD	<i>Quality Function Deployment</i>
UHE	Usina Hidrelétrica

LISTA DE SÍMBOLOS

ALFABETO LATINO

K_{sis}	Coeficiente de resistência do sistema	[1]
q_{m_A}	Vazão mássica na câmara A	[kg/s]
q_{m_B}	Vazão mássica na câmara B	[kg/s]
A_A	Área do êmbolo na câmara A	[m ²]
A_B	Área do êmbolo na câmara B	[m ²]
A_C	Área do êmbolo na câmara C	[m ²]
A_E	Área do êmbolo	[m ²]
A_o	Área do orifício	[m ²]
B_e	Coeficiente de amortecimento equivalente dos batentes	[N.s/m]
$C_{V\theta}$	Coeficiente de vazão da válvula no ângulo θ	[gpm]
C_f	Coeficiente de atrito do rolamento	[1]
C_{sc}	Coeficiente independente de pressão	[N/m]
C_{se}	Coeficiente de torque dos selos e vedações	[N]
C_{sp}	Coeficiente dependente de pressão	[N.Pa/m]
D_d	Diâmetro do disco da válvula	[m]
D_e	Diâmetro do eixo da válvula	[m]
D_{esf}	Diâmetro da esfera	[m]
D_o	Diâmetro do orifício	[m]
D_v	Diâmetro nominal da válvula	[m]
F_{at}	Força de atrito	[N]
$F_{batente}$	Força exercida pelos batentes de final de curso	[N]
F_{mola}	Força exercida pela mola	[N]
$F_{pressão}$	Força exercida pela pressão	[N]
Gi_{abs_i}	Grau de importância absoluto de cada requisito	[1]
Gi_{r_i}	Grau de importância relativo de cada requisito de usuário	[1]
K_{V90}	Coeficiente de resistência com a válvula totalmente aberta	[1]
$K_{V\theta}$	Coeficiente de resistência da válvula no ângulo θ	[1]
L_b	Comprimento do braço de alavanca	[m]
M_{cp}	Massa do contrapeso	[kg]
M_d	Massa do disco da válvula	[kg]
M_e	Massa do eixo da válvula	[kg]

Q_A	Troca de calor entre o ambiente e a câmara A	[J]
Q_B	Troca de calor entre o ambiente e a câmara B	[J]
T_1	Temperatura a montante	[K]
T_h	Torque hidrostático	[N]
T_A	Temperatura da câmara A	[K]
T_B	Temperatura da câmara B	[K]
T_{amb}	Temperatura ambiente	[K]
T_{as}	Torque de assentamento	[N.m]
T_{cg0°	Torque do centro de gravidade no ângulo 0°	[N.m]
$T_{cg\theta}$	Torque do centro de gravidade no ângulo θ	[N.m]
T_{cil}	Temperatura no interior do cilindro	[K]
T_{cp}	Torque realizado pelo contrapeso	[N.m]
T_{das}	Torque de desassentamento	[N.m]
$T_{d\theta}$	Torque dinâmico da válvula no ângulo θ	[N.m]
T_{exc}	Torque de excentricidade	[N.m]
T_{r0°	Torque dos rolamentos da válvula no ângulo 0°	[N.m]
$T_{r\theta}$	Torque dos rolamentos da válvula no ângulo θ	[N.m]
T_{se}	Torque dos selos e vedações	[N.m]
$T_{tab\theta}$	Torque total de abertura no ângulo θ	[N.m]
T_{tas}	Torque total de assentamento	[N.m]
T_{tdas}	Torque total de desassentamento	[N.m]
$T_{tfe\theta}$	Torque total de fechamento no ângulo θ	[N.m]
V_{A0}	Volume morto na câmara A	[m ³]
V_{B0}	Volume morto na câmara B	[m ³]
V_r	Volume do reservatório	[m ³]
V_{r0}	Volume inicial do reservatório	[m ³]
k_e	Constante elástica equivalente dos batentes	[N/m]
m_A	Massa de ar na câmara A	[kg]
m_B	Massa de ar na câmara B	[kg]
p_0	Pressão inicial	[Pa]
p_1	Pressão a montante / Pressão final	[Pa]
p_2	Pressão a jusante	[Pa]
p_A	Pressão da câmara A	[Pa]
p_B	Pressão da câmara B	[Pa]

p_c	Pressão na câmara C	[Pa]
p_r	Pressão do reservatório	[Pa]
p_{r0}	Pressão inicial do reservatório	[Pa]
r_a	Raio do orifício do acento	[m]
v_{max}	Velocidade máxima	[m/s]
x_{pC}	Deslocamento de pré-carga	[m]
x_{ao}	Distância entre o acento e o obturador	[m]
Cd	Coefficiente de descarga	[1]
Cg	Distância entre o centro de gravidade do disco e o centro do eixo	[m]
Fa	Fator de aplicação	[1]
H	Queda útil	[m]
L	Comprimento	[m]
M	Massa	[kg]
P	Potência	[W]
Q	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
R	Constante universal dos gases	[1]
g	Gravidade	[m/s ²]
k	Constante elástica da mola	[N/m]
qm	Vazão mássica	[kg/s]
v	Velocidade	[m/s]
x	Deslocamento	[m]

ALFABETO GREGO

Ψ	Fator psi	[1]
ΔH_{max}	Perda de carga máxima	[mca]
ΔP_V	Perda de carga na válvula	[Pa]
ΔP_{Vmax}	Perda de carga máxima da válvula	[Pa]
$\Delta P_{V\theta}$	Perda de carga da válvula no ângulo θ	[Pa]
$\Psi_{máx}$	Fator psi máximo	[1]
ε_2	Distância vertical entre o centro do eixo e o centro da válvula	[m]
η_g	Rendimento do gerador	[1]
η_t	Rendimento total	[1]
η_{tr}	Rendimento da transmissão	[1]
η_{tu}	Rendimento da turbina	[1]
ΔP	Varição de pressão	[Pa]
μ	Coefficiente de atrito	[1]
α	Ângulo de <i>offset</i> do centro de gravidade	[graus]
β	Módulo de compressibilidade	[1]
β_e	Módulo de compressibilidade efetivo	[1]
γ	Peso específico / razão de calores específicos	[kg/m ³] / [1]
θ	Ângulo de abertura da válvula	[graus]
ρ	Massa específica do fluido	[kg/m ³]
ϕ	Ângulo inicial inferior do braço de alavanca com a vertical	[graus]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	21
1.1	OBJETIVOS	22
1.1.1	Objetivos específicos	22
1.2	JUSTIFICATIVA	23
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1	GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA	24
2.2	CENTRAIS HIDRELÉTRICAS	25
2.3	VÁLVULA DE ADUÇÃO.....	28
2.3.1	Tipos e características	29
2.3.2	Válvula borboleta	31
2.3.2.1	<i>Torque de acionamento</i>	32
2.4	SISTEMAS PNEUMÁTICOS DE ATUAÇÃO.....	40
2.4.1	Atuadores lineares	41
2.4.1.1	<i>Cilindros</i>	41
2.4.1.2	<i>Atuadores de diafragma</i>	42
2.4.1.3	<i>Atuadores hidropneumáticos</i>	43
2.4.2	Atuadores rotativos	46
2.4.2.1	<i>Atuadores pinhão cremalheira</i>	46
2.4.2.2	<i>Atuadores Scotch Yoke</i>	48
2.4.2.3	<i>Atuadores de palhetas.....</i>	49
3	PROJETO PILOTO.....	50
3.1	SELEÇÃO DA TECNOLOGIA PARA O SISTEMA DE ACIONAMENTO	53
3.1.1	Projeto informacional.....	53
3.1.1.1	<i>Necessidades e requisitos dos usuários.....</i>	53
3.1.1.2	<i>Aplicação do desdobramento da função qualidade.....</i>	55
3.1.2	Projeto conceitual	57
3.1.3	Projeto preliminar	61
3.1.3.1	<i>Aprimoramento da solução escolhida</i>	62
4	MODELAGEM MATEMÁTICA	64
4.1	BOMBA PNEUMÁTICA	66
4.1.1	Vazão mássica pelos orifícios.....	69

4.1.2	Modelo de atrito.....	74
4.1.3	Batentes de final de curso	75
4.2	VÁLVULAS DE RETENÇÃO	76
4.3	CILINDRO HIDRÁULICO	79
4.4	RESERVATÓRIO	80
4.5	CONSIDERAÇÕES	81
5	BANCADA DE ENSAIO	83
5.1	DESCRIÇÃO DA BANCADA PCD	83
5.2	INSTRUMENTAÇÃO E AQUISIÇÃO DE DADOS.....	85
5.3	SISTEMA DE AR COMPRIMIDO	88
5.4	UNIDADE HIDRÁULICA	88
6	ANÁLISE EXPERIMENTAL.....	90
6.1	PRIMEIRA ETAPA – VALIDAÇÃO TEÓRICO-EXPERIMENTAL	90
6.2	SEGUNDA ETAPA – VALIDAÇÃO OPERACIONAL	97
6.3	CONSIDERAÇÕES FINAIS	104
7	CONCLUSÕES.....	106
	REFERÊNCIAS.....	108
	APÊNDICE A - Procedimento de cálculo dos torques de acionamento da válvula de adução.....	113
	APÊNDICE B - Matriz casa da qualidade e quadro	115
	APÊNDICE C - Quadro de avaliação.....	117
	APÊNDICE D - Modelo matemático do macaco hidropneumático.....	118
	ANEXO A - Dados para o cálculo dos torques de acionamento da válvula de adução	132

1 INTRODUÇÃO

Dentre os elementos essenciais que compõem a grande maioria das usinas hidrelétricas, a válvula de adução é imprescindível na garantia da operação segura da usina. Instalada próxima ao conjunto turbo gerador, logo à montante, é responsável por liberar ou reter a passagem da água para a turbina durante operação.

Atualmente, sistemas de acionamento para válvulas de processo baseados em quatro principais tecnologias podem ser encontrados no mercado: mecânica (manual), elétrica, hidráulica e pneumática. No setor de geração de energia por hidrelétricas, por se tratarem, em geral, de válvulas de grande porte, a força de acionamento requerida pode se tornar um limitante para algumas dessas soluções. Seja pela robustez da tecnologia hidráulica ou pela sua consolidação no mercado, é visível a predominância destes sistemas nesta área de aplicação.

Entretanto, os estudos e o desenvolvimento da pneumática no decorrer dos anos tem permitido sua utilização nos mais diversos setores como o agrícola e agropecuário, exploração mineral, indústria química, petroquímica e metalúrgica (BOLLMAN, 1997). Autores como Moore e Pu (1996) e Stoll (2001) dissertam sobre o desenvolvimento de novos componentes hidráulicos e pneumáticos e sobre os desafios e perspectivas para o futuro das suas aplicações. Características destacadas por Doll, Neumann e Sawodny (2015), como o baixo custo de instalação e manutenção, elevada confiabilidade, versatilidade, boa relação de peso/potência e agilidade contribuem para que esta tecnologia conquiste ainda mais espaço.

Além das vantagens citadas, relacionadas ao uso da pneumática, esta se mostra suficientemente flexível para operar em conjunto com as outras tecnologias, viabilizando soluções personalizadas para cada demanda e oferecendo sistemas, por exemplo, eletropneumáticos e hidropneumáticos (MENDOZA, 2006). Estes sistemas beneficiam-se das melhores características de cada tecnologia, sendo aplicados tanto para sistemas discretos de atuação, como proposto por Saggin (2018), como sistemas de posicionamento, conforme apresentado por Jesus (2008).

Tendo em vista o apresentado acima, nasceu a motivação para a aplicação de sistemas que utilizem a pneumática como fonte de potência e, trabalhando isoladamente ou em conjunto com outras tecnologias, possam ser utilizados na atuação de válvulas de adução. A viabilização deste trabalho veio do projeto de pesquisa e desenvolvimento código PD-00387-0117/2017 da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), em conjunto com as empresas parceiras, China Three Gorges Brasil (CTG Brasil) e Reivax S/A Automação e Controle. Este projeto visa o

desenvolvimento de um sistema pneumático completo para a automação e regulação de velocidade em usinas hidrelétricas de pequeno porte.

Além de aproveitar as vantagens citadas, busca-se um sistema que contribua para o desenvolvimento sustentável, eliminando ou reduzindo o uso de óleo mineral, comumente empregado em sistemas hidráulicos convencionais, visando a operação mais limpa proporcionada por soluções pneumáticas.

Sendo assim, este trabalho busca alcançar um melhor entendimento dos requisitos da aplicação e do ambiente onde o sistema irá operar, além das características que se espera da solução final. Faz-se um levantamento dos equipamentos e componentes atualmente existentes, avaliam-se suas características de acordo com critérios determinados a partir dos principais requisitos de projeto e, assim, identifica-se a solução com maior viabilidade. Esta, então, é modelada matematicamente e sua eficácia nas condições de operação é analisada experimentalmente.

1.1 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo o desenvolvimento teórico e experimental de um sistema baseado em tecnologia pneumática ou pneumática híbrida para o acionamento de válvulas de adução em usinas hidrelétricas de pequeno porte.

1.1.1 Objetivos específicos

Para atingir o objetivo principal deste trabalho, os seguintes objetivos específicos devem ser alcançados:

- Levantar os parâmetros operacionais, força, tempo de atuação, requisitos de segurança e outros que sejam desejados para o sistema de acionamento da válvula de adução;
- Determinar a solução tecnológica com maior aplicabilidade ao projeto piloto;
- Construir e validar um modelo matemático para reproduzir o comportamento dinâmico das variáveis de estado do sistema selecionado;
- Analisar o desempenho do sistema quando submetido a cargas semelhantes às encontradas nas instalações da usina do projeto piloto através de ensaios experimentais em bancada.

1.2 JUSTIFICATIVA

Com o aumento contínuo das exigências das regulamentações ambientais e a busca das empresas por um desenvolvimento ecologicamente correto, equipamentos isentos ou com quantidade reduzida de óleo mineral tendem a ganhar espaço no mercado.

A preocupação com o potencial de contaminação proveniente de vazamentos ou descarte inadequado de óleo leva indústrias em geral a buscar meios de substituir equipamentos tipicamente hidráulicos por outras tecnologias, como a pneumática. Os diversos benefícios associados à utilização de sistemas pneumáticos os tornam uma solução de grande potencial em diversas áreas de aplicação.

Portanto, busca-se com esse trabalho apresentar uma alternativa condizente com as premissas acima, que desempenhe a função em questão com eficácia semelhante ou superior aos sistemas atualmente utilizados e que seja uma opção financeiramente viável aos empreendimentos que buscam adequar-se a essa nova realidade voltada à sustentabilidade.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

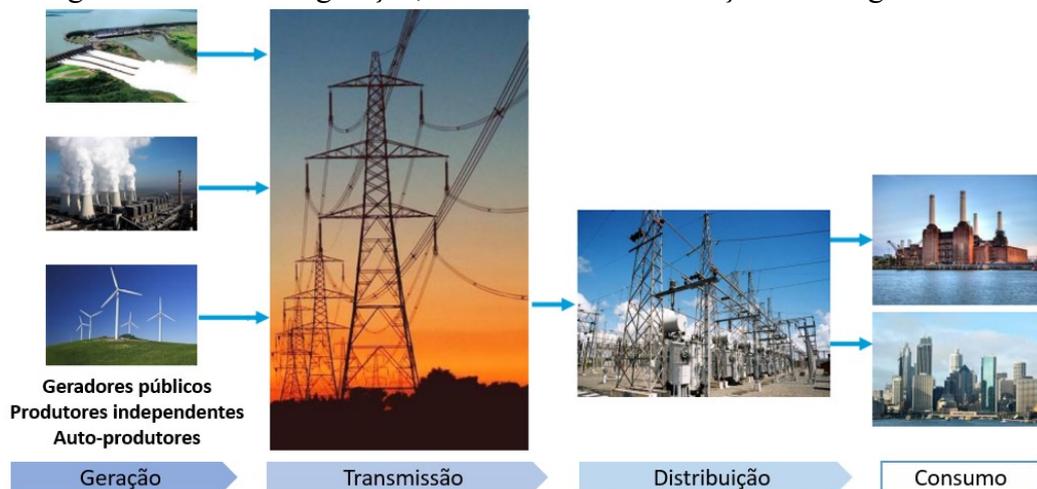
Este capítulo é destinado a descrever os principais aspectos relacionados à produção de energia elétrica, usinas hidrelétricas e seus componentes, com enfoque para a válvula de adução. É apresentada uma descrição detalhada do tipo de válvula mais empregada para a função, torques envolvidos em seu acionamento e diferentes sistemas de atuação que utilizam a pneumática como fonte de potência.

2.1 GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA

Segundo a CÂMARA DE COMERCIALIZAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA (2019), a facilidade de transmissão da eletricidade juntamente com a baixa perda energética durante conversões incentiva o uso desta energia em grande escala no mundo todo. Fontes renováveis, como as águas correntes, os ventos ou a energia dos raios solares e materiais fósseis estão entre os recursos mais usados para a geração de energia elétrica. A energia fornecida por estas fontes, seja ela mecânica, térmica ou química, é transformada em eletricidade por meio de equipamentos como turbo geradores e painéis fotovoltaicos.

Convencionalmente, o setor de energia elétrica é constituído por três principais áreas: geração, onde se converte em energia elétrica a energia proveniente dos recursos naturais; transmissão, fase onde a energia é transportada até as subestações, e distribuição, setor responsável por levar a energia até os consumidores finais. A Figura 2.1 ilustra o processo descrito.

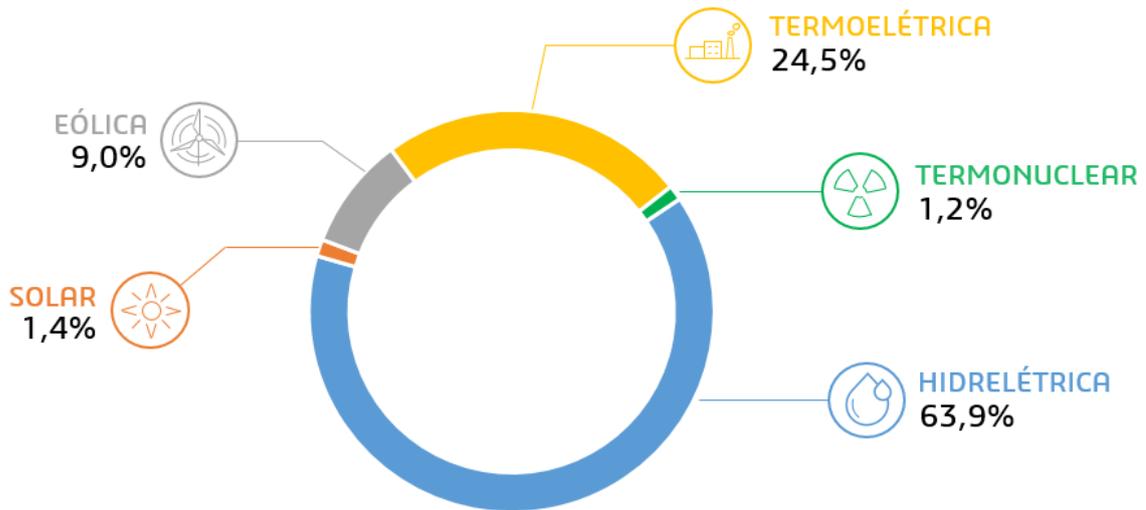
Figura 2.1 - Ciclo de geração, transmissão e distribuição de energia elétrica.



Fonte: Adaptado de Trindade, Sperling e Bourbon (2017).

Segundo o Banco de Informações de Geração (BIG) da AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (2019), o Brasil possui atualmente 7610 empreendimentos geradores de energia elétrica, totalizando mais de 170.000.000 kW de potência instalada. A Figura 2.2 ilustra a atual matriz de geração de energia elétrica brasileira.

Figura 2.2 - Matriz nacional de geração de energia elétrica no ano de 2019.



Fonte: Próprio autor (dados provenientes de AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, 2019).

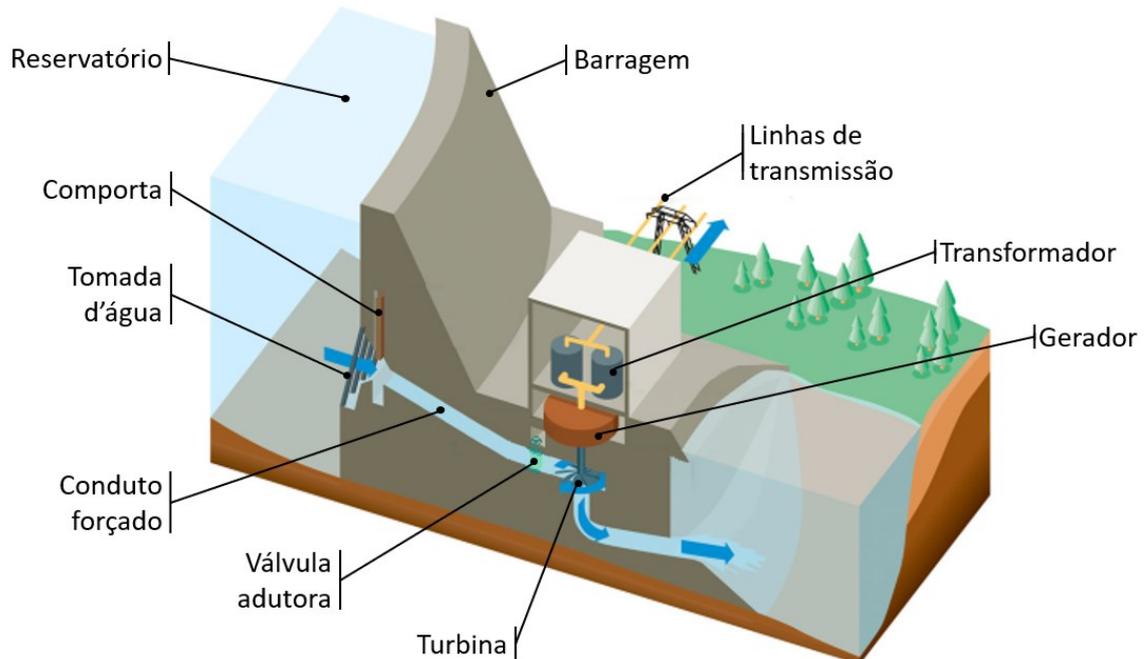
Ainda conforme a AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (2019), deste montante, empreendimentos hidrelétricos somam um total de mais de 108 GW, aproximadamente 64 % do total da geração elétrica nacional. Para os próximos anos é prevista uma adição de mais de 3 GW de capacidade de geração proveniente de 145 novos empreendimentos hidrelétricos, entre centrais geradoras hidrelétricas (CGH), pequenas centrais hidrelétricas (PCH) e usinas hidrelétricas (UHE).

O Brasil tem um dos maiores potenciais hidráulicos do mundo. É o segundo maior país gerador de energia elétrica por hidrelétricas, ficando apenas atrás da China, sendo que, somente no ano de 2018, a geração hidráulica registrou um aumento de 4,9 %.

2.2 CENTRAIS HIDRELÉTRICAS

As centrais hidrelétricas são encarregadas de aproveitar a energia da água presente em rios de praticamente todos os portes, transformando-a em energia elétrica. Estas costumam ser constituídas por um conjunto mínimo de elementos essenciais para seu funcionamento, indicados na Figura 2.3.

Figura 2.3 - Estrutura e componentes de usinas hidrelétricas.



Fonte: Adaptado de MECHANICAL INVENTIONS (2014).

A barragem tem a função de aumentar o nível de um reservatório natural a fim de aumentar a queda líquida e/ou garantir a regularidade da vazão que alimenta a usina. Estas são equipadas com uma comporta, destinada à proteção, manutenção e aeração, localizada na tomada de água. Neste ponto a água é captada e conduzida até a turbina através do conduto forçado, trajeto onde ocorre a primeira transformação de energia, convertendo a energia potencial da água contida na barragem em energia cinética (HENN, 2012).

Além da comporta, a válvula adutora é outro importante dispositivo voltado à segurança dos equipamentos e das instalações. Em condições normais de operação, a válvula é mantida aberta permitindo que a água chegue à turbina. Entretanto, em condições de falha ou sobre velocidade da turbina, ela é responsável por realizar o bloqueio imediato da passagem de água, evitando danos à turbina, gerador e às instalações.

A turbina é o elemento mecânico que transforma a energia cinética contida na água que passa por ela em energia mecânica rotacional. Estas são essencialmente classificadas como turbinas de ação e de reação. Nas turbinas de reação como a Francis, Kaplan e Bulbo, a pressão estática diminui entre a entrada e a saída do rotor, enquanto em turbinas de ação como Pelton, Turgo e Michell-Banki a pressão permanece constante (ALÉ, 2001). Basicamente, o que as difere é o fato de que em turbinas de reação a energia da água é distribuída uniformemente sobre o rotor da turbina e em turbinas de ação, dispositivos de descarga projetam jatos sobre o rotor em condições atmosféricas.

Acoplado à turbina, o gerador é responsável por converter a energia mecânica da turbina em energia elétrica. A energia passa por um transformador elevador de tensão e segue o fluxo apresentado anteriormente pela Figura 2.3.

Usinas em geral costumam ser classificadas de acordo com as seguintes características: altura da queda d'água, vazão, potência instalada, tipo de turbina, localização, tipo de barragem e reservatório, todos fatores interdependentes. Tratando-se de potência, a AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (2008) adota três classificações principais:

- Centrais Geradoras Hidrelétricas (Potência instalada ≤ 1 MW);
- Pequenas Centrais Hidrelétricas (Potência instalada > 1 MW e ≤ 30 MW);
- Usinas Hidroelétricas de Energia (Potência instalada > 30 MW).

Conforme Júnior (2000), Eletrobrás (2000) e Sosnoski (2015), a potência útil de uma instalação hidroelétrica, considerando as perdas da turbina, do gerador e da transmissão, pode ser estimada por

$$P = \eta_t \cdot Q \cdot H \cdot \gamma, \quad (2.1)$$

sendo η_t expresso por

$$\eta_t = \eta_{tu} \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_g, \quad (2.2)$$

onde P é a potência instalada, Q a vazão volumétrica da turbina, H a queda útil, γ o peso específico da água, η_t o rendimento total, η_{tu} o rendimento da turbina, η_{tr} o rendimento da transmissão e η_g o rendimento do gerador. Coz *et al.* (1995) sugerem valores máximos de rendimento para as principais turbinas de ação e de reação, conforme o Quadro 2.1. O rendimento cresce com o aumento da potência.

Quadro 2.1 - Rendimento dos principais tipos de turbinas hidráulicas.

	Turbina	Potência [kW]	Rendimento máximo [%]
Ação	Pelton	2 – 300.000	91
	Turgo	5 – 8.000	85
	Michael-Banki	1 - 750	82
Reação	Francis	2 – 750.000	92
	Kaplan	2 – 200.000	93
	Bulbo	100.000	93

Fonte: Adaptado Coz *et al.* (1995)

O acoplamento entre a turbina e o gerador é frequentemente realizado por um eixo rígido que, segundo Niemann (1971) apud. Júnior (2000), transmite a rotação sem perda de rotação por folgas ou deslizamento, ou seja, $\eta_{tr} = 1$. Para o rendimento dos geradores deve-se considerar sua forma construtiva e sua potência. Pode-se adotar como referência os valores a seguir:

- Geradores síncronos \rightarrow 75 a 94 %, aumentando com a potência;
- Geradores assíncronos \rightarrow 68 a 90 %, aumentando com a potência.

2.3 VÁLVULA DE ADUÇÃO

Conforme já citado, a válvula de adução é um componente de grande importância em se tratando da segurança durante operação e está presente na maior parte das usinas. Eletrobrás (2000) cita dois casos nos quais torna-se conveniente sua utilização:

- Quando uma única tubulação de adução se divide em várias, alimentando assim diversas turbinas, sendo necessário instalar uma válvula de adução para cada turbina, permitindo controlar o fechamento de cada uma delas sem interferir nas demais;
- Situações nas quais há a presença de uma tubulação muito longa, quando a válvula de adução corta a vazão próximo da turbina, evitando que uma grande massa de água passe pela turbina após ser detectada uma rejeição de carga.

De acordo com Coz *et al.* (1995), as válvulas de adução costumam ser instaladas imediatamente antes da turbina, porém em alguns casos podem ser instaladas na entrada do conduto forçado. Neste último caso, a válvula de adução assume a função da comporta da tomada de água, interrompendo a passagem de água e assim protegendo a instalação como um todo em caso de falha do grupo gerador. Além disso, em caso de manutenção, o seu fechamento permite o esvaziamento da parte a jusante da válvula.

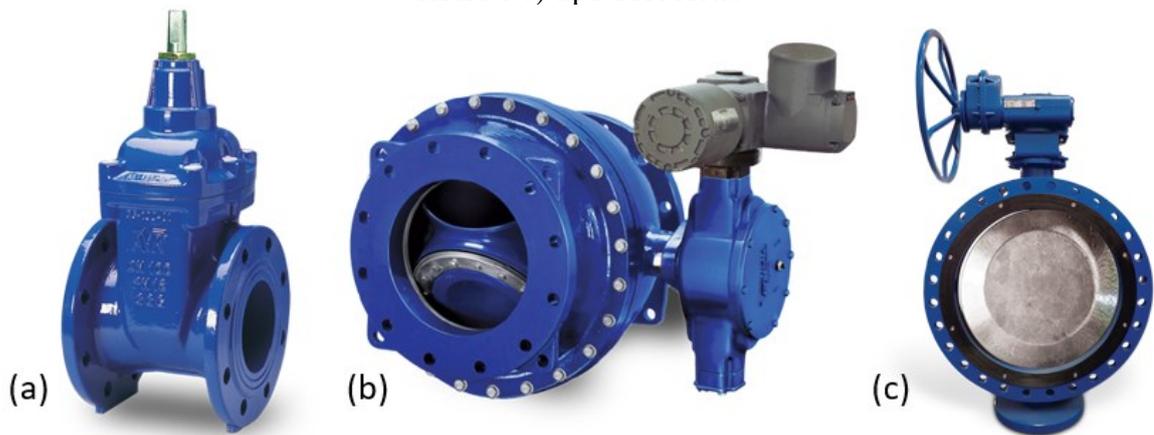
Entre as principais falhas que podem ocorrer durante a operação do grupo gerador em usinas hidrelétricas, Amorim (2019) cita:

- Falha mecânica (ex.: elevação da temperatura dos mancais);
- Falha elétrica (ex.: sobretensão, queda do disjuntor);
- Falha hidráulica (ex.: sobrevelocidade, queda da pressão de óleo do sistema de regulação de velocidade).

2.3.1 Tipos e características

Conforme Sarpkaya (1961), de forma simplificada, válvulas são um conjunto de um ou mais elementos básicos de restrição de vazão. Entre os diversos tipos de válvulas de processo existentes no mercado, algumas se destacam para a função de válvula de adução. Coz et al. (1995) citam válvulas gaveta e borboleta. Amorim (2019) adiciona também a recomendação do uso de válvulas esféricas. Eletrobrás (2000), assim como Amorim (2019), indica válvulas do tipo borboleta e esférica para esta função. Os três modelos citados pelos autores possuem diferentes formas construtivas e de acionamento. A Figura 2.4 ilustra em (a) uma válvula do tipo gaveta, em (b) do tipo esfera e em (c) do tipo borboleta.

Figura 2.4 - Válvulas de processo indicadas para a função de adução: a) tipo gaveta; b) tipo esfera e c) tipo borboleta.



Fonte: Adaptado de VCW Válvulas (2019).

A NBR 8609 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2015), que trata da seleção de válvulas hidráulicas de grande porte, apresenta um quadro avaliando características de cinco válvulas recomendadas para aplicações em grandes vazões, entre elas, os três tipos citados anteriormente. O Quadro 2.2 apresenta informações sobre as três válvulas de interesse.

Fatores como o grau de estanqueidade, baixa complexidade de acionamento e a possibilidade de um bloqueio automático de emergência são pontos favoráveis ao uso de qualquer um dos três tipos de válvulas. Contudo, a válvula borboleta apresenta ainda outros diferenciais que tornam sua utilização mais vantajosa em alguns casos. Entre esses diferenciais estão: dimensões e massa reduzidas, complexidade de manutenção regular e, principalmente, a tendência de fechamento, fazendo com que a própria vazão de água auxilie em seu fechamento.

Quadro 2.2 - Características de válvulas do tipo gaveta, esfera e borboleta.

Parâmetro	Válvulas		
	Gaveta	Esfera	Borboleta
Classe de pressão	Baixa, média e alta	Média e alta	Baixa e média
Grau de estanqueidade	Bom	Ótimo	Bom
Perda de carga	OTA	Pequena	Desprezível
	OPA	Muito grande	Muito grande
Tendência a cavitação	OTA	Pequena	Desprezível
	OPA	Muito grande	Grande
Tendência a vibração	OTA	Pequena	Desprezível
	OPA	Muito grande	Grande
Complexidade do acionamento	Pequena	Pequena	Pequena
Complexidade de manutenção	Pequena	Grande	Média
Tendência ao fechamento	Não	Não	Sim
Dimensões	Grande	Grande	Pequena
Massa	Grande	Grande	Pequena
Bloqueio de emergência	Aplicável	Aplicável	Aplicável
Observações:			
OTA - Obturador totalmente aberto OPA – Obturador parcialmente aberto			

Fonte: Adaptado de NBR 8609 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2015).

Além disso, conforme recomendação da Eletrobrás (2000), é importante a presença de um contrapeso interligado ao eixo do obturador da válvula, com a finalidade de realizar o torque necessário para fechar a válvula. Isto, juntamente com a tendência de fechamento das válvulas borboleta, garantem que a mesma bloqueie a passagem da água em qualquer condição de operação ou falha do grupo gerador.

Ainda conforme Eletrobrás (2000), válvulas borboleta são de fácil instalação e manutenção, além de proporcionarem boa estanqueidade. Em concordância, Pereira (2015) destaca que estas são as válvulas mais utilizadas como válvulas de adução. Da mesma forma, Schreiber (1987) afirma que válvulas do tipo borboleta tem sido priorizadas para esta função por serem relativamente leves, baratas e por poderem ser munidas de dispositivos para fechamento de emergência independentes de uma fonte de energia.

Um levantamento realizado pela empresa REIVAX S/A Automação e Controle listou doze usinas hidrelétricas de diferentes potências instaladas em diferentes países da América do Sul. Dentre estas, dez utilizam válvulas de adução do tipo borboleta e apenas duas utilizam do tipo esfera, fato que reafirma a tendência do uso de válvulas borboleta para a função em questão.

2.3.2 Válvula borboleta

De acordo com Huang e Kim (1996) e Eom (1988), válvulas borboleta são um dos tipos mais antigos de válvula de controle conhecidas. Estas são mundialmente difundidas, sendo encontradas comercialmente em diâmetros que variam normalmente entre 1.1/2" (38 mm) a 30" (762 mm), ou diâmetros ainda maiores sob encomenda, permitindo sua utilização nas mais diversas áreas de aplicação.

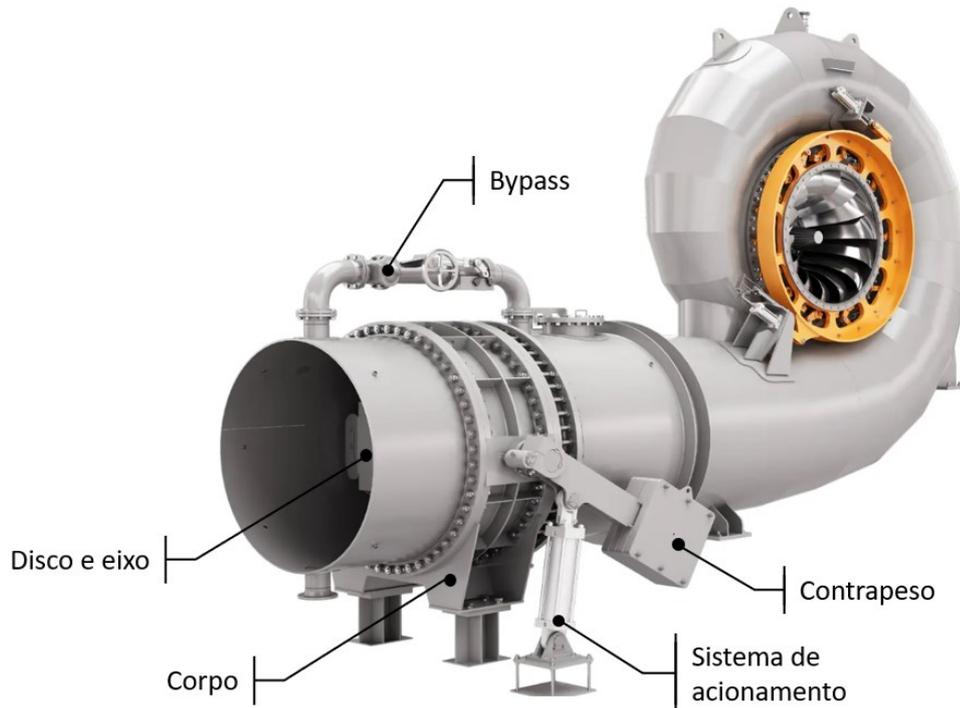
Eom (1988), Morris e Dutton (1989), Huang e Kim (1996), Taylor, Sinopoli e Messner (2010) e Kim e Yoon (2014) afirmam que as válvulas borboleta são muito utilizadas, tanto para gases quanto para líquidos, em aplicações *on-off* ou para controle de vazão, inclusive no caso de grandes vazões. Isso se deve à sua perda de carga não tão expressiva, quando comparada a outros tipos de válvula de processo, menores dimensões, peso e custo, além da rapidez e facilidade de operação, alternando da posição totalmente fechada para totalmente aberta em uma rotação de 90°.

De acordo com Huang e Kim (1996), válvulas borboleta convencionais são compostas por três principais componentes: o corpo, parte estrutural da válvula onde todos os componentes são montados, o disco, elemento de restrição à passagem de fluido, e o eixo, com a finalidade de suportar e rotacionar o disco a partir de um mecanismo externo.

Quando utilizada como válvula de adução, a válvula borboleta costuma apresentar três outros componentes: o *by-pass*, tubulação que interliga montante e jusante com a finalidade de equilibrar as pressões para posterior abertura da válvula, o contrapeso, responsável por garantir o fechamento da válvula em qualquer condição de operação, e o sistema de acionamento, mecanismo que fornece o torque necessário para realizar a abertura e em alguns casos auxiliar no fechamento da válvula. A Figura 2.5 é um exemplo de uma válvula borboleta equipada para atuar como válvula de adução.

Para se adequar a diferentes fluidos e ambientes de operação, estas válvulas podem ser construídas em diversos materiais, entre eles algumas classes de aço carbono e aço inox. Conforme Telles (2001), as vedações de PTFE, Neoprene e Buna N são as mais comumente utilizadas em válvulas borboleta, atendendo desde aplicações simples como água ou ar, até fluidos mais agressivos. Ainda conforme o autor, existem válvulas especiais cuja posição do eixo é excêntrica em relação ao disco da válvula e também à linha de centro da tubulação, característica que pode atenuar ou elevar a tendência de fechamento da mesma devido à força hidrodinâmica da água sob o disco da válvula.

Figura 2.5 - Válvula de adução tipo borboleta.



Fonte: Adaptado de WEG (2019).

A norma AWWA M49 (*AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION*, 2017) trata de quatro configurações mais comuns de alinhamento entre eixo, disco e tubulação.

- Simétrica - a borda do disco, o eixo central e o acento mantêm total alinhamento na posição fechada;
- Simples excentricidade – o centro do eixo e a circunferência de assentamento do disco são desalinhadas ou o centro do eixo e o centro da tubulação são desalinhados;
- Dupla Excentricidade – ambos os desalinhamentos citados no caso de simples excentricidade coexistem;
- Tripla excentricidade – além dos desalinhamentos já citados, o ângulo de contato do disco com a vedação não é perpendicular à linha entre este ponto e o centro do eixo da válvula.

2.3.2.1 Torque de acionamento

Para realizar a abertura e o fechamento de válvulas de adução do tipo borboleta é necessário superar as forças resistivas relacionadas a sua operação. Quando operando sem passagem de fluido, as forças envolvidas são basicamente atritos, torque devido ao

deslocamento do centro de massa do disco, relacionado à configuração construtiva de cada válvula, e o torque produzido pelo contrapeso.

Em situações com passagem de fluido, deve-se considerar ainda o torque hidrostático e hidrodinâmico, além de aumento dos atritos devido à força exercida pela água sob o disco e consequentemente sobre os rolamentos e vedações.

Autores como Sarpkaya (1961), Ogawa e Kimura (1995), Huang e Kim (1996), Naseradinmousavi e Nataraj (2010) e Jeyaprakash *et al.* (2014) apresentam metodologias para estimar o torque hidrodinâmico em válvulas borboleta. Entretanto, além dos métodos não considerarem características construtivas de cada válvula, o torque hidrodinâmico é apenas um dos torques que se opõem ao movimento de abertura e fechamento da válvula.

Entre as metodologias estudadas, a apresentada pela norma AWWA M49 (*AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION*, 2017) é a que considera um maior número de detalhes e especificidades de diferentes configurações de válvulas. Segundo a norma, o torque requerido na posição de disco assentado (durante o assentamento e desassentamento) e de deslocamento do disco (abertura e fechamento, entre 5° e 90°) é variável e deve ser determinado. Alguns passos preliminares são necessários.

O primeiro passo é determinar o coeficiente de resistência do sistema (K_{sis}) como:

$$K_{sis} = \frac{2 \cdot g \cdot \Delta H_{max}}{v_{max}^2} - K_{V90} \quad (2.3)$$

onde g é a gravidade, ΔH_{max} é a perda de carga do sistema com a válvula totalmente fechada, ou seja, a pressão da coluna d'água formada, v_{max} e K_{V90} são a velocidade máxima do fluido e o coeficiente de resistência com a válvula totalmente aberta, respectivamente. Caso se possua apenas o coeficiente de vazão da válvula, este pode ser convertido para um coeficiente de resistência ($K_{V\theta}$) determinado por

$$K_{V\theta} = \frac{891 \cdot D_v^4}{C_{V\theta}^2} \quad (2.4)$$

sendo $K_{V\theta}$ e $C_{V\theta}$ o coeficiente de resistência e o coeficiente de vazão, ambos para a válvula com ângulo de abertura θ , enquanto D_v é o diâmetro nominal da válvula. O Quadro A.1 do Anexo A apresenta valores de C_v para diferentes diâmetros de válvulas borboleta.

A velocidade do fluido através da válvula com ângulo de abertura θ (v_θ) pode ser calculado por

$$v_{\theta} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \Delta H_{max}}{K_{sis} + K_{V\theta}}} \quad (2.5)$$

É também necessário calcular a perda de carga através da válvula nos diferentes ângulos de abertura ($\Delta p_{V\theta}$). Diferentemente de ΔH_{max} , expressa em metros de coluna d'água, o $\Delta p_{V\theta}$ é utilizado em Pascal. Portanto, sabendo que Δp_{Vmax} é a perda de carga através da válvula totalmente fechada em Pa, tem-se que

$$\Delta p_{V\theta} = \frac{\Delta p_{Vmax} \cdot K_{V\theta}}{K_{sis} + K_{V\theta}} \quad (2.6)$$

A norma AWWA M49 (*AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION*, 2017) trata de dez diferentes torques envolvidos no acionamento de uma válvula borboleta. Os passos anteriores são úteis para determinar alguns destes torques, os quais podem ser classificados como passivos, baseados em atrito, ou ativos, gerados dinamicamente, conforme apresentado pelo Quadro 2.3.

Quadro 2.3 - Torques envolvidos no acionamento de válvulas do tipo borboleta.

Categoria	Componente de torque
Passivos	Torque do atrito de assentamento e/ou desassentamento
	Torque do atrito da vedação
	Torque do atrito do selo do cubo
	Torque do atrito do rolamento
	Torque axial do atrito do rolamento
Ativos	Torque do centro de gravidade
	Torque de flutuação
	Torque de excentricidade
	Torque dinâmico
	Torque hidrostático

Fonte: Adaptado de AWWA M49 (*AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION*, 2017).

Os torques passivos são, em geral, constantes, ou diretamente dependentes do diferencial de pressão. Estes sempre se opõem ao movimento da válvula e possuem a mesma magnitude, tanto na abertura quanto no fechamento, com exceção aos torques de assentamento e desassentamento que podem variar. Já os torques ativos são gerados pelo fluido passando pela válvula ou pela ação da gravidade. Estes podem se opor ou podem auxiliar o movimento da válvula.

A metodologia a ser apresentada é geralmente utilizada para grandes diâmetros de válvulas, acima de Ø12” onde as componentes de torque passivas deixam de ser a parcela mais significativa do torque requerido para movimentar a válvula e as ativas passam a ser a maior restrição. Esta transição costuma ocorrer entre os diâmetros de 14” e 30”, dependendo de diversos fatores construtivos da válvula.

A norma AWWA M49 (*AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION*, 2017) afirma que, para os diâmetros de válvula a qual ela é destinada, o torque axial do atrito do rolamento e o torque de flutuação tem pouca significância e podem ser desconsiderados. Além disso, os torques gerados pelos atritos do selo do cubo e da vedação podem ser considerados como um único torque.

Esta metodologia se baseia na somatória correta dos torques envolvidos em cada posição da válvula, a fim de estimar o torque mínimo requerido no eixo para movimentá-la. Os torques que se opõem ao movimento devem assumir sinal positivo, assim, por consequência, os que auxiliam o movimento devem levar sinal negativo, podendo haver alteração de sinais de acordo com a construção e o funcionamento de cada válvula. O torque total de assentamento (T_{tas}) e desassentamento (T_{tdas}) são definidos por

$$T_{tas} = T_{r0^\circ} - T_{cg0^\circ} - T_h + T_{as} + T_{se} - T_{exc} \quad (2.7)$$

e

$$T_{tdas} = T_{r0^\circ} + T_{cg0^\circ} + T_h + T_{das} + T_{se} + T_{exc} \quad (2.8)$$

Já o torque total de abertura ($T_{tab\theta}$) e de fechamento ($T_{tfe\theta}$) em cada ângulo θ de abertura da válvula são determinados utilizando

$$T_{tab\theta} = T_{r\theta} + T_{cg\theta} + T_{d\theta} + T_{se} \quad (2.9)$$

e

$$T_{tfe\theta} = T_{r\theta} - T_{cg\theta} - T_{d\theta} + T_{se} \quad (2.10)$$

Nas equações acima, T_{as} e T_{das} são os torques de assentamento e desassentamento respectivamente. Estas componentes estão associadas à fricção e à interferência entre o disco e a vedação durante o encaixe, e costuma ter relevância apenas nos primeiros 5 graus de abertura

da válvula, por isso não está presente em $T_{tab\theta}$ e $T_{tfe\theta}$. T_{r0° , $T_{r\theta}$, T_{cg0° e $T_{cg\theta}$ são os torques devido aos rolamentos e ao peso do disco (caso seu centro de gravidade não seja concêntrico ao eixo da válvula) nas posições de 0° e em cada determinado ângulo θ .

Outro importante componente de torque é o torque dinâmico, $T_{d\theta}$, induzido pela vazão de água através da válvula. Este também varia com a abertura do disco e deve ser calculado para cada ângulo de abertura θ . Além disso, T_h , T_{se} e T_{exc} representam o torque hidrostático decorrente da coluna de fluido, o torque devido aos selos e vedações, e o torque relativo à excentricidade do eixo em relação ao centro do corpo da válvula respectivamente.

O torque total é usualmente calculado para a posição 0° pelas Equações (2.7) e (2.8), e para incrementos de posição de 10° ou menos pela Equação (2.9) e (2.10). Além disso, os torques para abertura e para fechamento devem ser calculados independentemente, já que o sinal de alguns componentes de torque pode variar de acordo com o sentido de rotação da válvula.

O torque de assentamento de válvulas do tipo borboleta é determinado a partir de

$$T_{as} = (C_{sc} + C_{sp} \cdot \Delta p_{Vmax}) \cdot D_d^2, \quad (2.11)$$

onde C_{sc} é o coeficiente independente de pressão, C_{sp} é o coeficiente dependente de pressão e D_d é o diâmetro do disco. A Equação (2.11) também é utilizada para estimar o torque de desassentamento. Frequentemente o valor de T_{as} e T_{das} é igual, porém em alguns casos os valores de C_{sc} e C_{sp} para assentamento e para desassentamento podem variar, alterando os valores dos torques. Valores de referência para C_{sc} e C_{sp} são apresentados nos Quadros A.2 e A.3 do Anexo A.

O torque causado pelo atrito entre o selo e a vedação do cubo e o eixo da válvula (T_{se}) é sempre positivo pois se opõem a qualquer movimento da válvula, sendo determinado por

$$T_{se} = C_{se} \cdot D_e, \quad (2.12)$$

considerando C_{se} o coeficiente de torque do selo e D_e o diâmetro do eixo. Valores típicos de C_{se} são encontrados no Quadro A.4 do Anexo A. Este torque costuma ser um pequeno componente em relação ao torque total e frequentemente é ignorado em válvulas grandes.

Diferentemente dos componentes de torque T_{as} , T_{das} e T_{se} , o torque causado pelo atrito nos rolamentos é influenciado pelo peso e pela posição do eixo da válvula, além de variar de

acordo com a diferença de pressão na válvula em cada ângulo de abertura. Este pode ser determinado por

$$T_{r\theta} = \frac{(\pi \cdot D_d^2 \cdot \Delta P_{V\theta} + M_d \cdot g + M_e \cdot g) \cdot D_e \cdot C_f}{8}, \quad (2.13)$$

sendo M_d e M_e as massas do disco e do eixo respectivamente, e C_f o coeficiente de atrito do rolamento. O Quadro A.6 do Anexo A indica valores típicos de coeficiente de atrito de rolamentos. Este valor também pode ser encontrado em catálogos e fichas técnicas de rolamentos comerciais.

Outro torque a ser estimado é o torque do centro de gravidade ($T_{cg\theta}$), causado pela excentricidade do eixo da válvula em relação ao centro da tubulação. Assim como o $T_{r\theta}$, este componente de torque varia com a perda de pressão na válvula em cada ângulo de abertura. Para válvulas com eixo horizontal, em tubulações horizontais, o torque do centro de gravidade pode ser calculado como

$$T_{cg\theta} = M_d \cdot g \cdot Cg \cdot \cos(\theta + \alpha), \quad (2.14)$$

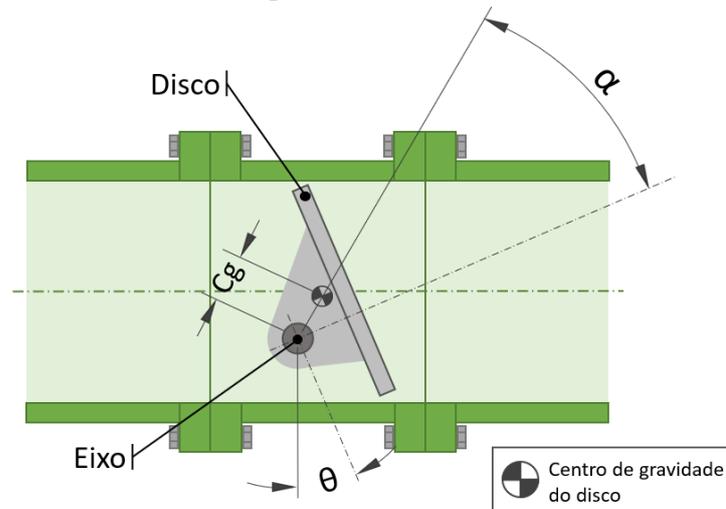
sendo que a Figura 2.6 auxilia na identificação dos parâmetros necessários, como a distância entre o centro de gravidade e o centro do eixo (Cg), o ângulo de abertura da válvula (θ) e o ângulo de *offset* do centro de gravidade (α).

Além dos atritos e do peso dos componentes da válvula, o fluido de trabalho também é responsável por alguns dos componentes de torque. O torque hidrostático é gerado pela coluna de fluido agindo sobre uma das faces da válvula, calculado por

$$T_h = \pi \cdot \rho \cdot g \cdot D_d^4 \cdot \left(1 + \frac{8 \cdot \varepsilon_2}{D_d}\right), \quad (2.15)$$

sendo ρ a massa específica do fluido e ε_2 a distância vertical entre o centro do eixo e o centro da válvula. Se o centro do eixo estiver acima do centro da válvula, ε_2 será positivo, porém, se estiver abaixo do centro da válvula, será negativo.

Figura 2.6 - Identificação de parâmetros para o cálculo de $T_{cg\theta}$ em uma válvula borboleta de dupla excentricidade.



Fonte: Próprio autor.

Outro componente de torque exercido pela água é o torque dinâmico devido à passagem de fluido através da válvula. Este é influenciado pela posição de abertura do disco e costuma ser o maior torque envolvido no acionamento de válvulas com diâmetros maiores que 20". Este é determinado por

$$T_{d\theta} = C_{t\theta} \cdot D_d^3 \cdot \Delta P_{V\theta} , \quad (2.16)$$

considerando $C_{t\theta}$ o coeficiente de torque dinâmico para cada ângulo de abertura θ da válvula. Os valores de $C_{t\theta}$ variam com o sentido da vazão e com as características construtivas de cada válvula. O Quadro A.7 do Anexo A apresenta valores de $C_{t\theta}$ para válvulas do tipo borboleta.

O último componente de torque a ser considerado é relativo à excentricidade da válvula. Como já comentado anteriormente, a excentricidade é a distância vertical do centro do eixo em relação ao centro da válvula. Este torque é calculado por

$$T_{exc} = \frac{\pi \cdot D_d^2}{4} \cdot \Delta P_{Vmax} \cdot \varepsilon_2 \quad (2.17)$$

Além destes torques apresentados pela norma AWWA M49 (*AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION*, 2017), é necessário considerar o torque exercido pelo contrapeso (T_{cp}), quando presente, expresso por

$$T_{cp} = M_{cp} \cdot g \cdot L_b \cdot \text{sen}(\phi + \theta) , \quad (2.18)$$

onde M_{cp} é a massa do contrapeso, L_b é o comprimento do braço de alavanca e ϕ é o ângulo inicial inferior do braço de alavanca com relação a vertical.

De posse dos valores dos componentes de torque, pode-se determinar T_{tas} , T_{tdas} , $T_{tab\theta}$ e $T_{tfe\theta}$ utilizando as Equações (2.7), (2.8), (2.9) e (2.10), respectivamente, acrescentando o valor de T_{cp} . O torque do contrapeso se opõe ao movimento de abertura e auxilia o fechamento, portanto, deve assumir sinal positivo no cálculo de T_{tdas} e $T_{tab\theta}$, e negativo em T_{tas} e $T_{tfe\theta}$. Ressalta-se que o cálculo de $T_{tab\theta}$, $T_{tfe\theta}$ e seus componentes deve ser refeito para todos os ângulos de abertura analisados.

A partir dos valores obtidos, é possível selecionar um sistema de atuação capaz de superar o torque máximo demandado durante o acionamento da válvula borboleta. A norma ANSI/AWWA C541-16 (*AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION*, 2016) ressalta a importância da correta determinação dos torques de operação para garantir a escolha de um sistema adequado a cada aplicação.

Além disso, conforme a norma ANSI/AWWA C504-15 (*AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION*, 2015), o cálculo do torque de projeto para o sistema de atuação (TPSA) é determinado pela multiplicação do maior torque requerido pela válvula por um fator de aplicação (Fa). O Quadro 2.4 recomenda valores de Fa para vários tipos de atuador em diferentes condições de operação.

Quadro 2.4 - Fatores de aplicação.

Tipo de atuador	Serviço	Fator de aplicação (Fa)
Cilindro hidráulico	<i>On/off</i> e posicionamento	1,25
Cilindro pneumático	<i>On/off</i>	1,25
Posicionador pneumático	<i>On/off</i> e posicionamento	1,50 a 2,00

Fonte: Adaptado de AWWA C504-15 (*AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION*, 2015).

Assim, de acordo com norma ANSI/AWWA C504-15 (*AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION*, 2015), o sistema de atuação selecionado deve ser capaz de superar o TPSA mesmo operando com suprimento de pressão mínimo. O tempo de abertura e fechamento total sugerido pela referência acima está entre 2 e 4 segundos por polegada do diâmetro nominal da válvula. Caso tempos menores forem desejados, torna-se necessário uma avaliação mais detalhada das instalações, a fim de evitar danos ao equipamento e a estrutura.

2.4 SISTEMAS PNEUMÁTICOS DE ATUAÇÃO

Como apresentado anteriormente, o torque necessário para o acionamento de válvulas do tipo borboleta é influenciado por diversos fatores, aumentando de forma proporcional ao aumento do diâmetro. Atualmente, os sistemas de atuação para válvulas borboleta mais utilizados são as rodas manuais e, principalmente, os sistemas hidráulicos.

De acordo com Lipták (2006), o atuador é a parte da válvula que responde à aplicação de um sinal, causando o movimento da válvula e, assim, modificando a vazão de fluido. Diferentemente dos sistemas convencionais e de acordo com a motivação para o desenvolvimento desta pesquisa, foram estudados mecanismos baseados em tecnologia pneumática capazes de serem utilizados para esta função.

Essencialmente, atuadores pneumáticos são elementos capazes de converter energia pneumática em energia mecânica (KRIVTS e KREJNIN, 2006). A tecnologia pneumática em si apresenta diversas vantagens, entre elas: alta confiabilidade, principalmente por empregar poucas peças móveis; facilidade de não necessitarem linhas de retorno; forças, torques e velocidades variáveis, abrangendo uma extensa faixa de aplicações; baixo custo e instalação e manutenção simples.

Conforme Saravanakumar, Mohan e Muthuramalingam (2017), atuadores pneumáticos costumam ser muito empregados nos campos da automação, robótica e manufatura. Essa tecnologia é muito útil em sistemas de manipulação física, movimento rápido de objetos mecânicos e também na montagem, monitoramento, empacotamento, empilhamento e fixação. Também, conforme Bollman (1997), estes são intensamente empregados no processamento de alimentos, setor agrícola e agropecuário, exploração mineral, indústria química e petroquímica, indústria metalúrgica, além de setores de móveis, madeira, papel, têxtil, couro, construção civil e transporte.

Entre os equipamentos pneumáticos comercializados atualmente, alguns são originalmente empregados para a atuação de válvulas de processo, enquanto outros foram concebidos para outras aplicações, porém apresentam potencial para esta utilização. Os sistemas de atuação a serem apresentados são aqueles os quais, utilizando uma fonte de ar comprimido, são capazes de movimentar válvulas de processo para qualquer posição entre totalmente fechada a totalmente aberta.

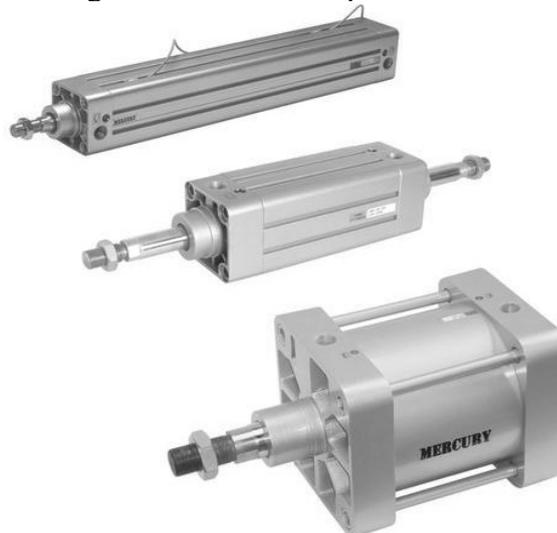
2.4.1 Atuadores lineares

Atuadores lineares, dentro da pneumática, são dispositivos capazes de realizar trabalho com um movimento linear em uma única direção, utilizando ar comprimido como fonte de energia.

2.4.1.1 Cilindros

Cilindros são um dos componentes básicos da pneumática. A Figura 2.7 apresenta exemplos de cilindros comerciais. Seu funcionamento é baseado no aumento de pressão de uma das câmaras devido a entrada de ar comprimido por uma porta, fazendo com que o conjunto êmbolo e haste se desloque em direção a câmara de menor pressão, produzindo trabalho mecânico. As vedações presentes no êmbolo e na haste evitam vazamentos de ar, o que impediria a compressão do ar nas câmaras (BEATER, 2007).

Figura 2.7 - Cilindros pneumáticos.



Fonte: IndiaMART (2019).

Atualmente, é possível encontrar atuadores com diversas configurações. A principal classificação está relacionada ao modo de operação. Em cilindros de simples ação, apenas um dos movimentos (avanço ou retorno) se dá pela força resultante do ar comprimido dentro da câmara. O movimento no sentido contrário deve ser realizado por uma mola, por gravidade ou por uma força externa. Já nos cilindros de dupla ação, tanto o avanço quanto o retorno são realizados pela pressurização das câmaras.

Estes componentes apresentam diversas vantagens, entre elas o custo moderado, o fato de serem compactos, simples, de fácil controle, permitirem longos cursos, possuírem rigidez moderada e a existência de opções para atuação de alta velocidade, conforme apresentado por Lipták (2006).

Para a aplicação em válvulas de acionamento linear, os cilindros podem ser instalados sem a necessidade de grandes adaptações, uma vez que já realizam um movimento compatível com o requerido por válvulas como gaveta, guilhotina e globo. Apesar de serem componentes de atuação linear, também é possível seu emprego em válvulas de acionamento rotativo (esfera, borboleta etc.) através de mecanismos do tipo biela manivela, como o da Figura 2.5, onde o cilindro faz o papel da biela e um braço de alavanca acoplado ao eixo da válvula representa a manivela para a transmissão de torque.

Modelos comerciais de cilindros pneumáticos costumam variar entre diâmetros de 10 a 320 mm. Trabalhando a uma pressão de 8 bar, pressão média para sistemas pneumáticos convencionais, estes equipamentos são capazes de entregar mais de 55 kN de força.

2.4.1.2 Atuadores de diafragma

Estes atuadores são semelhantes a atuadores pneumáticos convencionais. Da mesma forma, podem ser encontrados nas configurações de simples ação com retorno por mola ou de dupla ação. A escolha do tipo de configuração depende da posição requerida em caso de perda de pressão de suprimento (NESBITT, 2007). Conforme Dickenson (1999), a principal diferença está na construção do êmbolo, o qual é composto por dois discos e uma membrana flexível entre eles, responsável por vedar a passagem de ar entre as câmaras. A Figura 2.8 apresenta um modelo de atuador diafragma comercial associado a uma válvula globo.

A grande maioria desses equipamentos é de atuação linear, entretanto é possível encontrar alguns modelos que utilizam um mecanismo do tipo biela e manivela e assim transformam o movimento linear do conjunto em movimento rotacional. De acordo com Nesbitt (2007), inicialmente este mecanismo era uma adaptação para permitir a atuação de válvulas como a esfera e a borboleta, porém atualmente já existem atuadores com esse mecanismo incorporado internamente, protegido de poeira ou sujeiras que possam prejudicar seu funcionamento, aumentando a robustez do equipamento.

Figura 2.8 - Atuador diafragma associado a uma válvula globo.



Fonte: Adaptado de IMI Critical Engineering (2020).

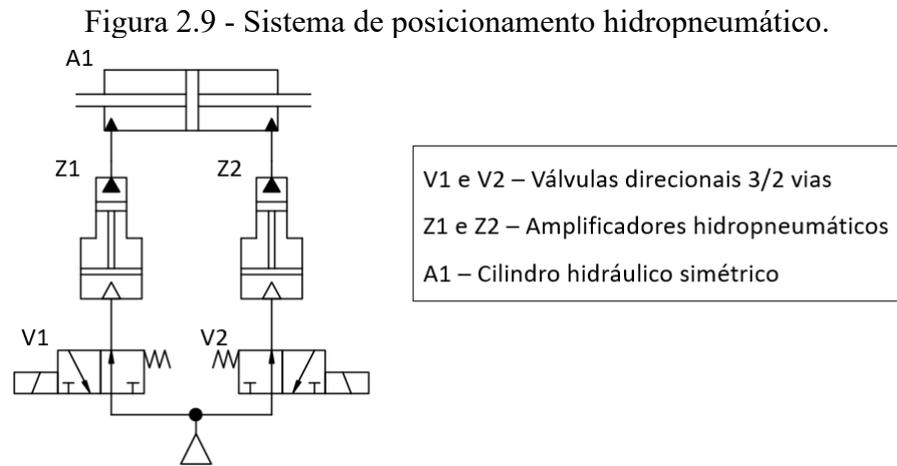
Para Lipták (2006), as principais vantagens destes atuadores são o baixo custo, a presença de mecanismo *fail-safe* caso necessário, além de serem compactos, simples e de controle excelente. O autor recomenda sua utilização para válvulas com diâmetro entre 12 e 200 mm. Também, conforme Nesbitt (2007), esses são mecanismos baratos e que não sofrem problemas associados à utilização de ar comprimido com presença de umidade, além de serem os preferidos das indústrias petroquímicas.

2.4.1.3 Atuadores hidropneumáticos

Em geral, os atuadores hidropneumáticos são dispositivos capazes de amplificar a pressão de trabalho através da razão de áreas da interface entre as câmaras que trabalham com o ar comprimido e com fluido hidráulico. Devido a esse artifício, esses equipamentos se tornam capazes de desempenhar esforços semelhantes ao de cilindros puramente hidráulicos, porém utilizando ar comprimido como fonte de potência.

Conforme Stewart (2002), é possível encontrar dispositivos que atuam como amplificador em apenas um sentido e outros que atuam de forma bidirecional. Esposito (2008) diz que estes mecanismos de amplificação de pressão são geralmente utilizados para cilindros que requeiram de pequenos a médios volumes de óleo em alta pressão. Como exemplo disso é possível citar o sistema de posicionamento hidropneumático proposto por Jesus (2008),

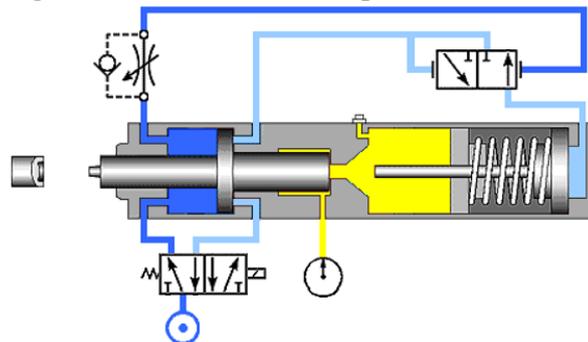
apresentado na Figura 2.9, onde o curso do atuador hidráulico é limitado pelo volume de fluido deslocado no curso dos amplificadores hidropneumáticos.



Fonte: Adaptado de Jesus (2008).

Diversas aplicações *on-off* de amplificadores hidropneumáticos são apresentados por Saggin (2018), entre eles o ilustrado na Figura 2.10, um atuador hidropneumático comercializado pela empresa TOX[®] PRESSOTECHNIK para aplicações de montagem, rebiteamento, conformação, perfuração, fixação etc. Neste equipamento, o avanço inicial é realizado somente pela ação da pressão pneumática sobre o êmbolo principal. Ao encontrar a superfície onde mais força é necessária, um conjunto de válvulas aciona o mecanismo intensificador.

Figura 2.10 - Cilindro hidropneumático TOX[®].



Fonte: Adaptado de Saggin (2018).

Apesar de poderem ser utilizados em diversas áreas da indústria, os componentes citados acima não são adequados para a aplicação em questão, uma vez que a demanda de força ocorre na totalidade ou em grande parte do curso de abertura das válvulas. Entretanto, já é possível encontrar equipamentos que se beneficiam da amplificação hidropneumática para o deslocamento de grandes cursos, como é o caso dos macacos hidropneumáticos.

Nesses componentes, como o apresentado na Figura 2.11, uma ou mais bombas pneumáticas, combinadas com um conjunto de válvulas de retenção, bombeiam fluido hidráulico ao atuador principal. Apesar de não atingirem grandes velocidades de avanço, são capazes de elevar cargas consideravelmente maiores do que componentes pneumáticos de dimensões semelhantes, aproximando-se da faixa de 500 kN.

Figura 2.11 - Macaco hidropneumático.

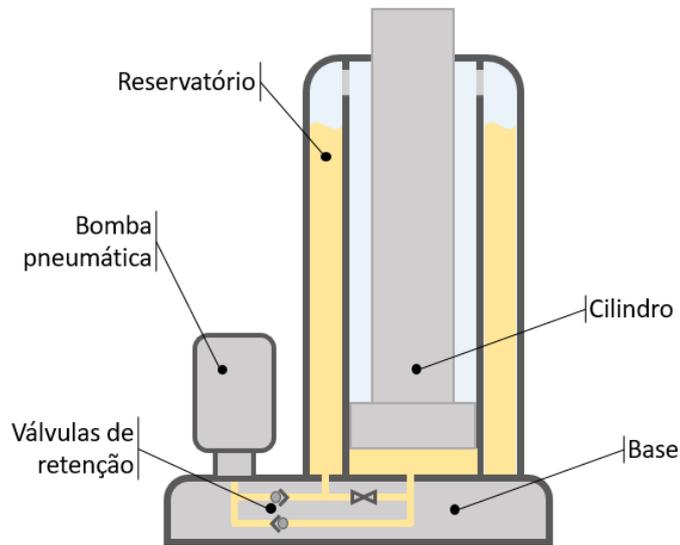


Fonte: Bovenau (2020).

Este equipamento possui um funcionamento muito semelhante aos macacos hidráulicos convencionais, porém o movimento alternado, comumente produzido de forma manual por uma alavanca para bombear o fluido, é substituído por bombas pneumáticas. Estas bombas são alimentadas por uma fonte de ar comprimido. Em seu interior, um conjunto embolo e haste movimenta-se de forma alternada para produzir o bombeamento. A haste desse conjunto atua em uma câmara hidráulica intermediária entre o reservatório e o cilindro. Esta razão de áreas entre o embolo e a haste pode facilmente passar de cem vezes, mecanismo que possibilita a amplificação de pressão no interior do cilindro.

No interior da base do equipamento, estão instaladas duas válvulas de retenção, uma para o cilindro e outra para o reservatório. Estas são responsáveis por direcionar a vazão de fluido produzida pelo movimento da bomba pneumática, succionando fluido do reservatório durante o recuo da bomba, e enviando fluido ao cilindro durante seu avanço. A Figura 2.12 ilustra, de forma simplificada, os componentes do macaco hidropneumático.

Figura 2.12 – Ilustração dos componentes do macaco hidropneumático.



Fonte: Próprio autor.

A amplificação de força nesse componente ocorre apenas durante seu avanço. O recuo é liberado pelo acionamento de uma válvula que permite a volta do fluido do cilindro ao reservatório, o qual se encontra confinado no próprio equipamento, em um volume externo à câmara principal do cilindro. Devido à ausência de força de retorno, esse deve ser realizado pela própria carga sendo elevada.

2.4.2 Atuadores rotativos

Estes dispositivos foram concebidos exclusivamente para o acionamento de válvulas de processo, sendo muito aplicados em válvula do tipo esfera e borboleta. Para sistemas rotativos de atuação em geral, Lipták (2006) apresenta as seguintes características: baixo custo, tamanhos variados, bom controle e opção de utilizar mecanismo *fail-safe*. Além disso, o autor comenta que podem ser utilizados para o acionamento de válvulas com diâmetros que variam entre 25 e 600 mm.

2.4.2.1 Atuadores pinhão cremalheira

Uma forma alternativa de converter o movimento linear de cilindros é o emprego de um mecanismo pinhão cremalheira (NESBITT, 2007). Em atuadores desse tipo a pressurização das câmaras realiza o movimento do conjunto êmbolo cremalheira, rotacionando o pinhão no

centro do equipamento. A Figura 2.13 apresenta diferentes tamanhos de atuadores deste tipo encontrados no mercado atualmente.

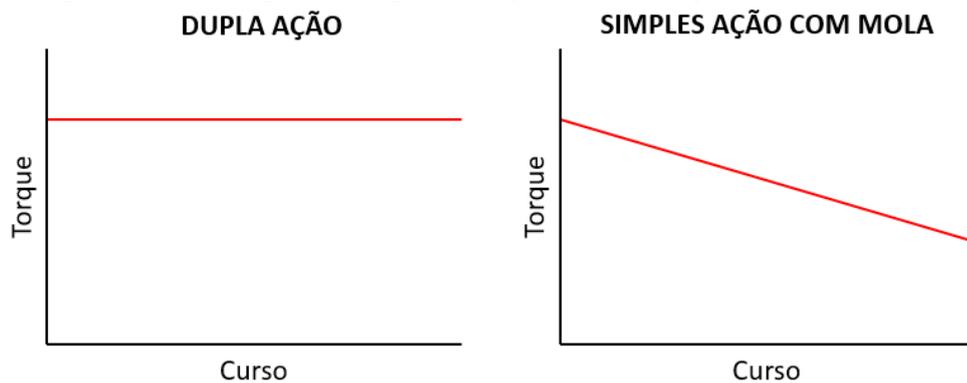
Figura 2.13 - Atuadores pinhão cremalheira.



Fonte: MKI Engineering (2019).

De acordo com Lipták (2006), o pinhão pode ser rotacionado por um único conjunto êmbolo/cremalheira ou por dois conjuntos, sendo que neste segundo caso, os conjuntos devem operar em sentidos opostos. Esses atuadores podem ser construídos para duas formas de operação: dupla ação ou simples ação com retorno por mola. O perfil de torque destes atuadores é apresentado na Figura 2.14.

Figura 2.14 - Torque desempenhado por atuadores pinhão cremalheira.



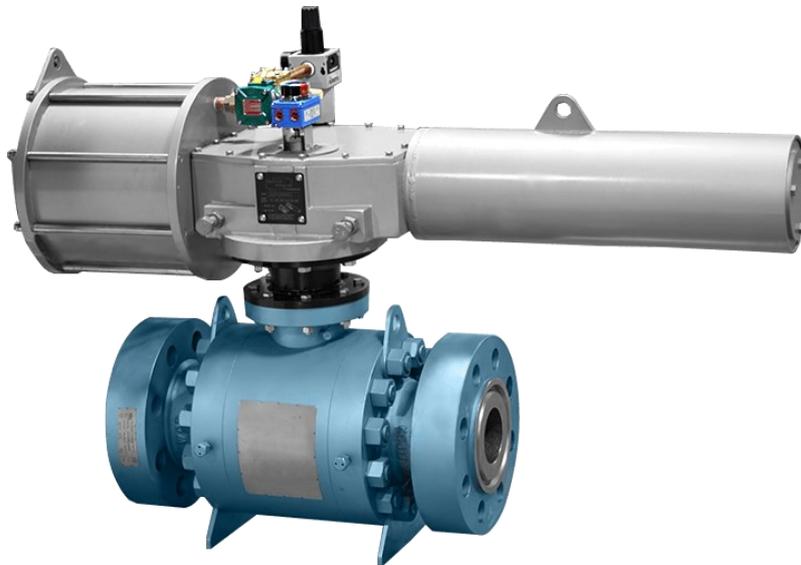
Fonte: Próprio autor.

Apesar de serem compactos e de fácil operação, o torque que atuadores deste tipo são capazes de entregar é limitado. Entre os modelos comercializados atualmente, é possível encontrar equipamentos que entregam torques próximos a 6,5 kNm.

2.4.2.2 Atuadores Scotch Yoke

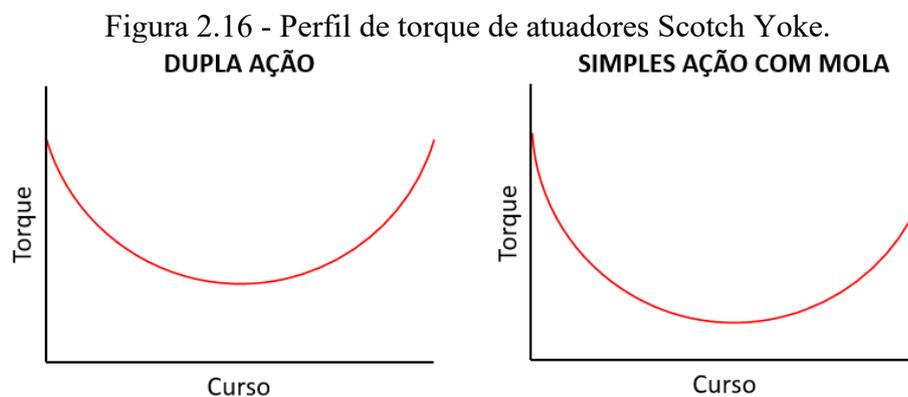
Assim como os atuadores pinhão e cremalheira, nos atuadores Scotch Yoke a pressurização da câmara interna movimentada um conjunto êmbolo e haste. Este movimento linear é transformado em movimento rotacional por um mecanismo interno do tipo Scotch Yoke, transmitindo o torque ao eixo da válvula a ser acionada (NESBITT, 2007). A Figura 2.15 apresenta um exemplo de atuador Scotch Yoke.

Figura 2.15 - Atuador Scotch Yoke simples ação associado a uma válvula esfera.



Fonte: Max-Air Technology (2020).

Estes dispositivos são tipicamente utilizados para válvulas de médio ou grande porte. Podem ser de dupla ação ou simples ação com retorno por mola. Devido ao mecanismo de transmissão, o torque entregue por este equipamento não é constante, variando durante o curso de atuação. A Figura 2.16 apresenta o perfil de torque de atuadores de dupla e simples ação.



Fonte: Próprio autor.

Comercialmente, estes equipamentos podem ser encontrados em uma extensa faixa de diâmetros, ultrapassando os 1100 mm, sendo capazes de entregar torques maiores do que 150 kNm no meio do curso e de 250 kNm nas extremidades.

2.4.2.3 Atuadores de palhetas

Neste tipo de atuador, conforme Nesbitt (2007), a câmara pneumática é dividida em duas partes por uma palheta com selo em ambos os lados. Pressurizando uma das câmaras a palheta se movimenta, rotacionando um quarto de volta. Esta rotação é transmitida à válvula sendo acionada pela prolongação do eixo de fixação da palheta. O retorno à posição inicial é realizado pela pressurização da câmara oposta. Caso um retorno de emergência, na falta de suprimento de ar, seja necessário, é possível adicionar uma unidade de *fail-safe* com uma mola de retorno.

Assim como os atuadores de pinhão e cremalheira, o torque se mantém constante durante todo o curso. Da mesma forma, com a adição do mecanismo de *fail-safe*, o torque reduz proporcionalmente ao avanço devido à compressão da mola. Alguns modelos comercializados atualmente são capazes de superar 40,5 kNm de torque. O componente descrito acima é apresentado na Figura 2.17.

Figura 2.17 - Atuador de palheta única.



Fonte: Kinetrol (2019).

São diversos os dispositivos com potencial de utilização para o acionamento de válvulas adutoras, cada um com características próprias, vantagens e desvantagens. Uma análise criteriosa é necessária para determinar qual o elemento que, avaliando os requisitos desejados, atenda melhor à aplicação.

3 PROJETO PILOTO

Este projeto envolve a instalação do sistema sendo desenvolvido em uma usina hidrelétrica como projeto piloto. Trata-se da válvula de adução da turbina auxiliar da usina hidrelétrica de Salto Grande em São Paulo, atualmente em concessão da empresa China Three Gorges Brasil. Esta unidade geradora é composta por uma turbina Francis horizontal e um gerador síncrono, conjunto que totaliza 438 kW de capacidade de geração. Na Figura 3.1 é apresentado o conjunto turbo gerador.

Figura 3.1 - Turbo gerador da unidade auxiliar da usina de Salto Grande – SP.



Fonte: Próprio autor.

Nesta unidade geradora, a vazão de água que vem do conduto forçado entra no caracol por uma tubulação sob a turbina. Após passar pelo rotor, a água sai pela tubulação à esquerda da Figura 3.1, localizada no centro do caracol. Logo a montante, próxima a entrada da turbina, está localizada a válvula de adução. A válvula instalada nesta unidade geradora é do tipo borboleta com 36” de diâmetro e de simples excentricidade, sendo o eixo deslocado para baixo do centro da válvula. Esta é apresentada na Figura 3.2.

Figura 3.2 - Válvula de adução, sistema de acionamento (a) e contrapeso (a).



Fonte: Próprio autor.

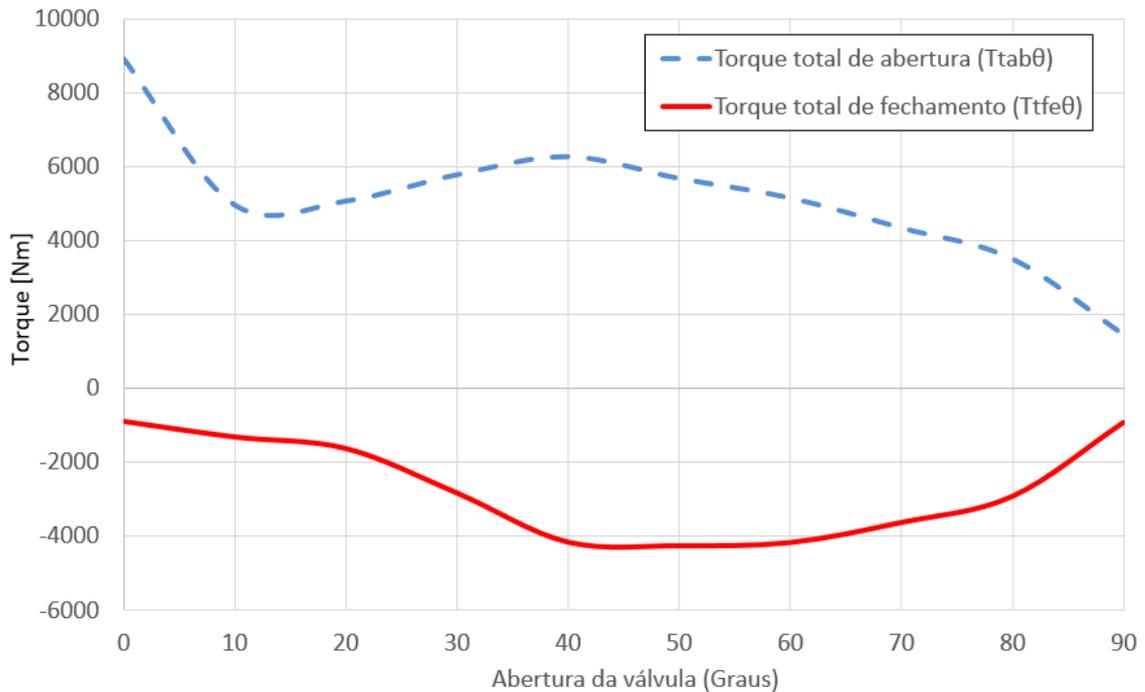
A válvula é equipada com um contrapeso de aproximadamente 290 kg em um braço de alavanca de 645 mm, conforme a Figura 3.2b. Além disso, possui um sistema de acionamento (Figura 3.2a) composto por um cilindro hidráulico de simples ação com 330 mm de diâmetro, o qual costumava trabalhar a uma pressão máxima de 20 bar, sendo capaz de entregar uma força máxima de 153 kN. Esta força é transmitida em forma de torque ao eixo da válvula através de um braço de alavanca de 250 mm de comprimento.

Atualmente, não existem registros do torque real necessário para realizar a abertura da válvula, apenas uma estimativa do torque máximo entregue pelo atual sistema de acionamento, que ultrapassa 38 kNm. Utilizando a metodologia recomendada pela norma AWWA M49 (*AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION*, 2017) apresentada anteriormente, foi possível estimar cada componente de torque envolvido no acionamento da válvula e, assim, conforme apresentado na Figura 3.3, determinar os perfis do torque total de abertura e do torque total de fechamento, considerando a plena operação da turbina.

Para que estes perfis pudessem ser calculados, diversas dimensões e especificidades da válvula tiveram que ser levantadas. Estes dados, bem como o processo de cálculo, são detalhados no Apêndice A. É importante frisar que os perfis de torque apresentados abaixo incluem o torque gerado pelo contrapeso, porém não levam em consideração o fator de

aplicação para sistemas pneumáticos de acionamento operando como *on-off*, o qual, conforme o Quadro 2.4, deve ser de 1,25.

Figura 3.3 - Perfis do torque total de abertura e de fechamento da válvula.



Fonte: Próprio autor.

Analisando o gráfico da Figura 3.3, é possível identificar que durante o curso de abertura, o ponto que demanda maior torque ocorre no início do desassentamento do disco. Além disso, o curso de fechamento ocorre sem o auxílio de mecanismos externos de acionamento, fato que acontece devido ao torque imposto pelo contrapeso e pela força exercida pela água sobre o disco da válvula.

Comparando a capacidade de 38 kNm do atual sistema, o torque requerido calculado é consideravelmente menor. Segundo informações da REIVAX S/A Automação e Controle, antigamente era de costume a adoção de atuadores com tamanho padrão ao invés de equipamentos personalizados para cada aplicação, o que em muitos casos resultava em um superdimensionamento. Entretanto, como primeira abordagem, optou-se por adotar o perfil acima, porém partindo de um torque inicial de 38kNm e assim assegurar o funcionamento do sistema. Após a instalação, através da medição de pressão interna do atuador selecionado, será possível estimar o torque real requerido e validar a metodologia apresentada anteriormente.

3.1 SELEÇÃO DA TECNOLOGIA PARA O SISTEMA DE ACIONAMENTO

Conforme Pinto e Fontenelle (2013), faz parte do processo de desenvolvimento de produto identificar e antecipar as necessidades do mercado. A partir delas, considerando as possibilidades e as restrições tecnológicas, chegar às especificações de projeto de um produto que a manufatura seja capaz de produzir. Nesta seção, são apresentadas as etapas correspondentes ao projeto informacional, conceitual e preliminar do equipamento.

3.1.1 Projeto informacional

De acordo com Back *et al.* (2008), o projeto informacional é a etapa onde são definidas as especificações de projeto do produto. Para isso, devem ser identificadas as necessidades dos usuários que, posteriormente, serão convertidas em requisitos de usuário. Estes são a base para a determinação dos requisitos de projeto, que aqui será realizada utilizando a primeira matriz do método QFD (*Quality Function Deployment*) denominada casa da qualidade.

Esta ferramenta de projeto deve ser aplicada de forma coletiva, abrangendo interessados de diversas áreas, visando obter uma visão ampla do projeto. Entretanto, nem sempre a participação desejada dos membros é possível. Nesta aplicação, mante-se a coletividade apenas em algumas das etapas, conforme será descrito a seguir.

3.1.1.1 Necessidades e requisitos dos usuários

Os clientes, também denominados usuários, são definidos por Back *et al.* (2008) como todas as pessoas ou organizações que de alguma forma apresentam interesse ou serão afetadas pelo produto durante seu ciclo de vida. Os autores afirmam que se deve considerar os usuários relacionados ao uso e a fabricação do mesmo, englobando tudo que atua direta ou indiretamente nas fases de vida do produto.

Ainda conforme Back *et al.* (2008), a necessidade do usuário expressa o que o consumidor deseja e espera do produto. Costuma ser apresentada em linguagem natural e livre, sem nenhuma forma de padronização.

Para a obtenção destas necessidades, foram aplicados questionários padronizados a cinco pessoas envolvidas direta ou indiretamente no projeto do novo sistema de acionamento, incluindo engenheiros mecânicos e de automação e controle, relacionados aos setores de projeto

mecânico, pesquisa e desenvolvimento, controle e vendas da empresa parceira. O Quadro 3.1 apresenta o agrupamento das necessidades levantadas. Estas são distribuídas entre nove categorias e são convertidas em requisitos dos usuários através da transcrição das necessidades.

Após a conversão em requisitos de usuário, estes foram avaliados pelos envolvidos que determinaram um grau de importância para cada um deles. Seguindo o modelo realizado por Pacheco (2011) e Pinto e Fontenelle (2013), o grau de importância associado a cada requisito variou entre 1 e 5. Por fim, fez-se a média das avaliações de cada item, arredondando o valor final para o próximo número inteiro superior.

Quadro 3.1 - Necessidades dos usuários e conversão para requisitos.

Necessidades dos usuários	Requisitos dos usuários
Não quebrar com frequência	Alta confiabilidade
Suportar ambientes úmidos	Alta resistência
Ser robusto	
Durável	Longa vida útil
Usar pouco ou nenhum óleo	Fontes alternativas de potência
Fácil acesso a peças de reposição	Priorizar a utilização de componentes padronizados
Usar componentes comerciais	
Barato	Baixo custo de fabricação
Não ocupar muito espaço	Sistema compacto
Abrir e fechar no tempo certo	Tempo de abertura e fechamento dentro do padrão
Efícaz	Desempenhe com precisão suas funções
Não tenha desperdícios com vazamento	Não tenha vazamentos
Funcione em qualquer condição	Funcione em todas as condições de operação da usina
Conforme as normas	Atenda aos requisitos exigidos pelas normas regulamentadoras cabíveis
Precisar de pouca manutenção	Baixa frequência de manutenção
Não ter grandes gastos com manutenção	Baixo custo de manutenção
Sem risco ao operador	Equipamento seguro
Fechar automaticamente em caso de pane	Equipamento com todos os dispositivos de proteção necessários
Sem risco ao sistema	
Reduzir qualquer possível impacto ambiental em caso de falha	Minimizar resíduos poluentes
Ecologicamente correto	
Operação simples	Facilidade de operação
Operar a distância	
Regular a velocidade em campo	Opção de regulagem manual de velocidade
Não fazer muito barulho	Baixo nível de ruído
Ser barato	Custo equivalente ou menor do que produtos tradicionais já comercializados

Fonte: Próprio autor.

3.1.1.2 Aplicação do desdobramento da função qualidade

Um importante aspecto que condiciona a aceitação de um produto no mercado está relacionado à qualidade. Para obter êxito, o produto deve possuir um nível de funcionalidade desejável e qualidade para atender as necessidades do consumidor dentro da função que lhe foi proposta. Segundo Pinto e Fontenelle (2013), essas condições podem ser buscadas através do método QFD (Desdobramento da Função Qualidade).

O QFD é um método aplicável a uma ampla variedade de produtos e serviços. Este objetiva gerenciar o processo de desenvolvimento de maneira a manter o foco sempre voltado para o atendimento das necessidades e desejos dos clientes (SANTOS *et al.*, 2017). Sendo assim, com base nos requisitos de usuário, aplicou-se a matriz casa da qualidade, parte do desdobramento da função qualidade, para determinar os requisitos de projeto a serem priorizados, os quais tem a finalidade de representar uma ou mais características do produto desejadas.

O Quadro 3.2 apresenta os requisitos de projeto adotados e uma breve descrição de cada um deles. Conforme Back *et al.* (2008), esta tradução dos requisitos de usuário em requisitos de projeto é, de fato, a primeira decisão sobre as características físicas do produto. Como resultado desse processo, costuma-se obter uma lista de parâmetros mensuráveis ligados às características finais do produto.

O Apêndice B apresenta a matriz, indicando o grau de relevância de cada requisito de usuário e sua relação com os requisitos de projeto. Para isso Back *et al.* (2008) recomenda a determinação do grau de importância relativo de cada requisito de usuário (Gi_{r_i}), que pode ser encontrado pela divisão do grau de importância absoluto do requisito (Gi_{abs_i}) pela somatória dos graus de importância absolutos de todos os requisitos ($\sum_j^n Gi_{abs_j}$):

$$Gi_{r_i} = \frac{Gi_{abs_i}}{\sum_j^n Gi_{abs_j}} \quad (3.1)$$

Então, é realizada a relação entre requisitos de usuário e de projeto atribuindo valores como os indicados abaixo, seguindo o apresentado por Kling e Carvalho (2001), Filho e Cheng (2007) e Santos *et al.* (2017).

- 0 → Grau nulo de relação
- 1 → Grau fraco de relação
- 3 → Grau médio de relação
- 9 → Grau forte de relação

Outros autores como Pacheco (2011) adotam os valores zero, um, dois e três para relação nula, fraca, média e forte, respectivamente. Entretanto, optou-se por seguir o apresentado anteriormente por se acreditar que assim é possível obter maior destaque dos requisitos mais relevantes.

Quadro 3.2 - Definição dos requisitos de projeto.

Requisitos de projeto	Descrições
Tempo médio entre falhas	Número de manutenções em um intervalo de tempo.
Custo de manutenção	Custo total de peças e mão de obra em manutenções.
Tempo de manutenção	Tempo necessário para realizar manutenções.
Custo de fabricação	Trata-se do custo total de fabricação, incluindo o custo dos componentes, mão-de-obra e demais custos envolvidos como estoque e logística.
Número de componentes	Quantidade de componentes que constituem o sistema.
Peso do equipamento	Relacionado às dimensões dos componentes do sistema.
Facilidade de fabricação	Trata-se da preferência por utilizar componentes comerciais de fácil aquisição e processos convencionais de manufatura.
Tecnologia pneumática	O sistema deve operar utilizando uma fonte de potência pneumática.
Faixa de trabalho	Atender a faixa de potência esperada (até 2MW).
Velocidade de atuação	É a velocidade requerida no acionamento da válvula adutora.
Vazamentos	Trata-se dos vazamentos em conexões, válvulas e outros componentes, além de vazamentos internos.
Operação remota ou em campo	O equipamento deve ser de fácil utilização. Ele deverá ser projetado para possibilitar a operação à distância, por supervisão, bem como possuir uma opção para ser operado manualmente em campo.
Vida útil	Tempo que o sistema fica em operação até que necessite ser substituído.
Preço do equipamento	O preço de venda do equipamento para o cliente deve ser viável.
Fechamento automático	Em caso de sinistro (falha no sistema ou queda de energia), a válvula adutora deverá fechar automaticamente.
Possuir dispositivos de segurança	O sistema deve contemplar meios de evitar sobrepressões ou falhas que possam resultar em acidentes com danos à usina e aos operadores.

Fonte: Próprio autor.

Assim, a partir da análise das correlações entre os requisitos de usuário e os requisitos de projeto realizada durante a aplicação da casa da qualidade, foram destacados alguns dos requisitos de projeto de maior relevância. Estes são apresentados no Quadro 3.3 juntamente ao modo de verificação e os possíveis riscos associados ao não atendimento dos requisitos.

Quadro 3.3 - Requisitos de projeto priorizados.

Requisito	Modo de verificação	Possíveis riscos
Fechamento automático (10,8)	Deve possuir componentes que permitam retorno automático.	Auto travamento, podendo gerar riscos às instalações em caso de falha do grupo gerador.
Tecnologia pneumática (10,5)	O equipamento deve utilizar ar comprimido como fonte de potência, reduzindo ou eliminando a presença de óleo.	Não atender ao diferencial que o produto se propõe a entregar.
Preço do equipamento (10,1)	O preço do equipamento deve ser inferior ou semelhante aos sistemas hidráulicos convencionais.	Dificuldade na introdução ao mercado e poucas vendas devido à baixa viabilidade financeira.
Velocidade de atuação (9,6)	O equipamento deve operar em uma velocidade capaz de realizar a abertura e o fechamento da válvula dentro do tempo esperado (abertura entre 60 e 180 segundos, fechamento controlado e ajustável).	Dificuldade na regulagem da velocidade, incapacidade de alcançar os tempos desejados e além de golpes de aríete durante o fechamento.
Operação remota ou em campo (9,3)	O arranjo do sistema deve possibilitar a operação a distância (supervisório), bem como o acionamento em campo.	Não se adequar ao sistema de operação da usina, necessitar operador para acionar manualmente.
Possuir dispositivos de segurança (7)	O sistema deve possuir dispositivos de limitação de pressão de operação.	Acidentes durante operação, danos à usina e ao próprio equipamento.
Faixa de trabalho (7)	Ser aplicável a diversas usinas hidrelétricas, até 2 MW de potência.	Não ser capaz de atender uma faixa considerável de usinas, tornando-se um produto pouco atrativo.
Tempo médio entre falhas (6,7)	Uso de tecnologias consolidadas, de alta confiabilidade e devidamente testadas.	Falhas frequentes do sistema, alta incidência de manutenção e risco de danos a usina.

Fonte: Próprio autor.

3.1.2 Projeto conceitual

Conforme Back *et al.* (2008), esta é a etapa onde o projeto do produto é iniciado, buscando, primeiramente estabelecer a estrutura funcional do produto, definindo a função global e as subfunções que este deve executar. Ao fim desta fase, um princípio de solução terá sido escolhido, tendo assim a primeira concepção do produto.

Através da análise de correlação entre os requisitos de usuário e de projeto, foram observados os requisitos de maior relevância ao produto. Após essa identificação, é necessário avaliar as soluções disponíveis de acordo com estes. Optou-se por realizar esta avaliação em duas etapas. Primeiro uma avaliação subjetiva e pontual de cada requisito. Em seguida, um quadro de avaliação é construído para que uma análise quantitativa possa complementar a tomada de decisão. Novamente, esta é uma etapa em que se recomenda a participação de diversos interessados no projeto, porém, neste caso, foi realizada de forma individual.

Assim, avaliando os requisitos destacados pelo Quadro 3.3, pode-se afirmar que alguns deles são atendidos de forma muito semelhante entre os componentes apresentados anteriormente. O tempo médio entre falhas e a segurança no uso são características presentes na grande maioria dos componentes comerciais como os citados anteriormente, tanto por estes atenderem a diversas regulamentações, quanto por terem sido testados antes de sua venda ser iniciada.

O fechamento automático é possível aplicando qualquer uma das soluções, já que nenhuma utiliza mecanismos auto travantes ou que impeçam que o contrapeso faça o retorno da válvula à posição fechada, sem a necessidade de uma fonte de potência. Entretanto, para que isso seja possível, componentes adicionais específicos para cada atuador são necessários, seja para bloquear a alimentação de ar, ou para permitir a despressurização das câmaras. Associado a isso, entra a operação remota ou em campo, de forma que utilizando válvulas direcionais e reguladoras de pressão e vazão adequadas, pode-se controlar o acionamento e a velocidade de atuação do sistema, tanto manual quanto remotamente por meio de um supervisor.

Analisando as características da aplicação, a criticidade relacionada à velocidade é associada a limitar a velocidade de abertura e fechamento a fim de evitar golpes de aríete no conduto forçado ou impactos da água sobre a turbina. Logo, todos os sistemas apresentados são capazes de atender ao recomendado para a aplicação, sendo que a velocidade de avanço e retorno pode ser controlada por válvulas reguladoras de vazão.

Para uma avaliação quanto à faixa de aplicação de cada solução apresentada, torna-se interessante a associação com o custo do equipamento, já que este aumenta de forma diferente em cada componente de acordo com sua capacidade. Tratando-se da aplicação neste projeto piloto, e considerando como força requerida a capacidade do sistema de atuação anteriormente instalado na unidade auxiliar, foram reunidos dados referentes ao custo de cada solução.

Neste levantamento de custos, não foram encontrados modelos de atuadores de pinhão cremalheira e de diafragma capazes de fornecer a força necessária. Com relação aos atuadores

de palhetas, não se achou no mercado nacional fabricantes ou fornecedores com modelos que superem o torque requerido, apesar de a nível mundial ser possível encontrá-los. Por esse quesito, os atuadores acima citados foram excluídos do restante da avaliação. O Quadro 3.4 apresenta os valores relativos de cada equipamento restante, de forma que o mais barato apresenta custo “1” e os demais apresentam valores proporcionais a este.

Quadro 3.4 - Custos relativos de cada solução avaliada.

Quantidade	Atuador	Custo relativo aproximado
1	Macaco hidropneumático	1
3	Cilindro pneumático de simples ação	13,3
1	Atuador Scotch Yoke	35,5

Fonte: Próprio autor.

Os valores no quadro acima são relativos apenas ao componente principal de atuação, sendo que os demais elementos como compressor, reservatório, filtros, mangueiras e válvulas representariam um montante similar nas diferentes soluções. Além disso, para os atuadores lineares, foi considerado o braço de alavanca atualmente instalado, devido ao pouco espaço no local onde a válvula adutora está instalada para que ele pudesse ser ampliado, o que aumentaria o torque efetivo.

Observa-se que os macacos hidropneumáticos ganham destaque na relação capacidade/custo. Soluções como um atuador Scotch Yoke ou os cilindros pneumáticos de Ø 320 mm (maior diâmetro comercial) são opções possíveis, porém com viabilidade econômica reduzida quando comparadas aos macacos, custando até 6,5 vezes o valor do componente hidropneumático. Ainda, estas outras soluções são pouco compactas, dificultando sua instalação e manutenção em ambientes como o desta aplicação, além de causarem uma má impressão visual, principalmente no caso dos cilindros pneumáticos, uma vez que seria necessário associar 3 destes para atingir a força necessária.

Todos os componentes citados utilizam uma fonte de energia pneumática e trabalham com pressões convencionais de componentes pneumáticos. Entre eles, o macaco hidropneumático é o único componente que utiliza óleo mineral, necessário para a amplificação de pressão e conseqüente redução dimensional em relação aos componentes puramente pneumáticos. Contudo, conforme já citado, o óleo presente nestes equipamentos fica confinado no interior do cilindro, diminuindo muito o volume utilizado quando comparado a sistemas hidráulicos e reduzindo drasticamente a possibilidade de vazamentos e contaminações.

Como forma de complementar e valorar os argumentos apresentados, o Quadro C.1 do Apêndice C apresenta uma análise quantitativa das soluções. Neste quadro os requisitos são agrupados entre requisitos técnicos ou econômicos. Requisitos que se enquadraram nos dois grupos foram adicionados em ambos.

Semelhantemente à casa da qualidade, a matriz é preenchida com valores, neste caso, entre zero e quatro. Estes valores correspondem ao peso da solução (P_s) com relação a cada requisito. Na sequência, é realizada a somatória do produto entre P_s e os pesos relativos (P_r) de cada requisito de projeto, obtendo o valor total para o grupo de requisitos técnicos (T_t) e para o grupo de requisitos econômicos (T_e), ou seja

$$T_{t_j} = \sum_{i=1}^n P_{s_{j_i}} \cdot P_{r_i} \quad (3.2)$$

e

$$T_{e_j} = \sum_{i=m}^p P_{s_{j_i}} \cdot P_{r_i}, \quad (3.3)$$

sendo n o último requisito de projeto do grupo técnico, m o primeiro requisito do grupo econômico e p o último do grupo econômico.

É feita então determinação do valor técnico relativo (R_t) e do valor econômico relativo (R_e) que, neste caso, é calculado pela divisão de cada valor observado T_t pelo valor ótimo de T_t . O mesmo procedimento é feito para o grupo de requisitos econômicos. A última etapa do quadro de avaliação envolve o cálculo da classificação hiperbólica (C_h) de cada solução, que consiste em

$$C_h = \sqrt{R_{t_j} \cdot R_{e_j}} \quad (3.4)$$

Ao fim da avaliação, cada solução obteve uma classificação hiperbólica distinta. Os valores encontrados são apresentados no Quadro 3.5 a seguir.

Quadro 3.5 - Classificação hiperbólica dos princípios de solução.

Princípios de solução	C_h
Macaco hidropneumático	0,85
Atuador Scotch Yoke	0,74
Cilindro pneumático	0,69
Atuador de palhetas	0,55
Atuador diafragma	0,41
Atuador pinhão cremalheira	0,41

Fonte: Próprio autor.

A solução que apresentou maior destaque na análise, ou seja, que obteve um valor mais próximo do ótimo, foi o macaco hidropneumático. Este foi seguido pelo atuador Scotch Yoke, cilindro pneumático e atuador de palhetas. Por fim, com a mesma classificação, ficaram o atuador diafragma e o atuador pinhão cremalheira.

Além de atender aos requisitos da aplicação tão bem quanto a tecnologia hidráulica utilizada atualmente, é necessário que o sistema aqui proposto seja comercialmente competitivo, razão pela qual acredita-se que o fator “preço do equipamento” tenha se destacado. Portanto, visando a facilidade de introdução deste equipamento no mercado como parte de um sistema completo de automação e controle de velocidade pneumático para pequenas centrais hidrelétricas, em linha ao apelo sustentável da proposta e considerando os fatores discutidos anteriormente, optou-se por utilizar a tecnologia hidropneumática.

Atualmente, estes componentes não são utilizados para este tipo de aplicação. Portanto, buscou-se contato com um fabricante a fim de discutir detalhes do produto e projetar pequenas alterações na estrutura do equipamento.

3.1.3 Projeto preliminar

A etapa denominada como projeto preliminar é destinada a analisar a viabilidade técnica e econômica e definir o leiaute final do produto, baseando-se nas especificações de projeto identificadas (BACK *et al.*, 2008). Nesta seção, são apresentadas as alterações propostas para o modelo inicial do equipamento em análise a fim de adequá-lo à aplicação.

3.1.3.1 Aprimoramento da solução escolhida

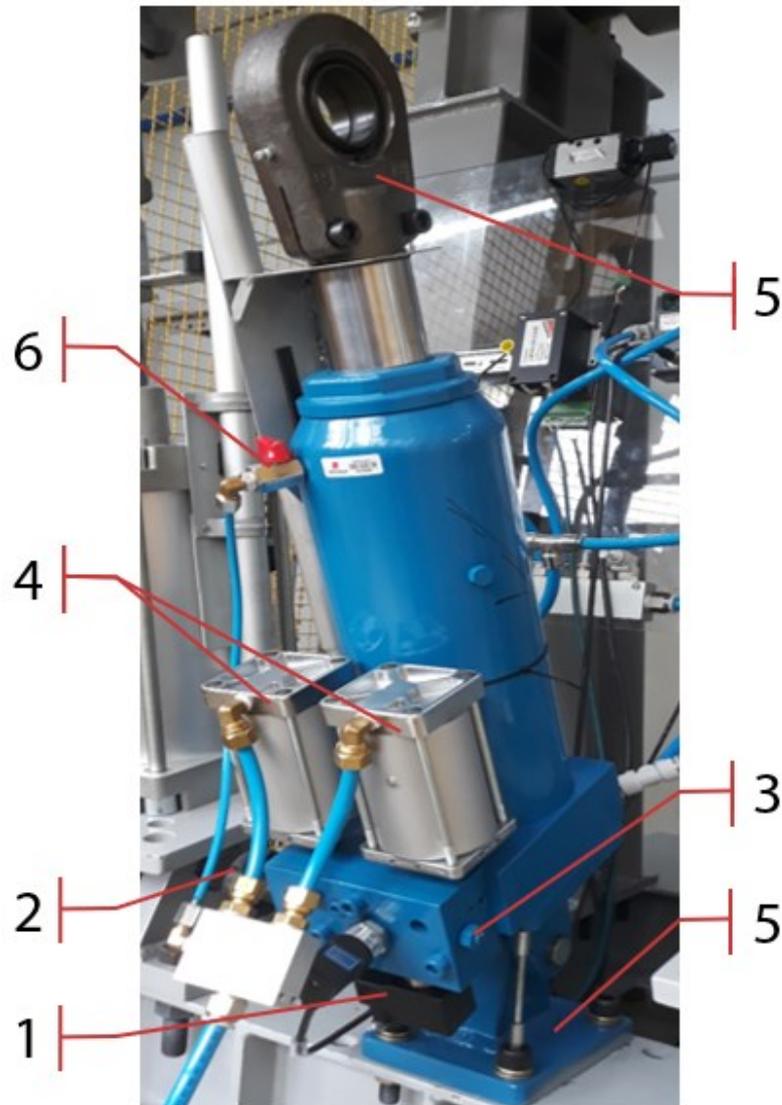
Conforme a análise anterior, os macacos hidropneumáticos mostraram grande potencial para a aplicação discutida. Entrando em contato com a empresa Bovenau, fabricante destes componentes, identificou-se um interesse mútuo em aprimorar algumas características dos macacos hidropneumáticos, adequando-os para a aplicação neste projeto e assim expandindo o portfólio da empresa.

O macaco adotado como base é o modelo MTP 30800 da própria empresa, apresentado anteriormente na Figura 2.11, sendo utilizado em alguns testes preliminares descritos no Capítulo 6. De forma geral, seus principais componentes são a bomba pneumática, as válvulas de retenção e de alívio, a válvula manual de retorno e o cilindro. A Figura 3.4 apresenta o primeiro protótipo com as alterações. Dentre as principais adequações propostas estão:

1. Automação do acionamento do retorno. Essa simples adequação permite com que o equipamento seja operado totalmente de forma remota. Esta funcionalidade é adicionada ao equipamento através da instalação de uma válvula hidráulica 2/2 vias de acionamento com acionamento por solenoide para controlar o retorno do fluido ao reservatório;
2. Implementação de uma manopla para a válvula manual de acionamento do retorno, agora utilizada apenas em redundância para emergências, a fim de facilitar a operação, excluindo a necessidade de ferramentas para realizar seu acionamento;
3. Adição de um dispositivo de controle de vazão para regular a velocidade de retorno. Dessa forma será possível controlar a velocidade de retorno e assim evitar fechamentos bruscos, capazes de gerar danos ao equipamento e às instalações;
4. Aumento da velocidade de avanço. Apesar de não ser um requisito descrito nas normas regulamentadoras, o incremento de velocidade faz com que o equipamento atinja velocidades semelhantes às entregues atualmente pelos sistemas puramente hidráulicos. Esse aumento de velocidade será realizado através da instalação de uma segunda bomba pneumática;
5. Adequação das fixações. A aplicação demanda uma instalação biarticulada, sendo assim, será adicionada uma ponteira rotulada à haste e uma fixação articulada na parte traseira do equipamento.

- Proposto pela própria fabricante, foi também implementada uma linha para a pressurização do reservatório de fluido, o que facilitaria a etapa de sucção de fluido das bombas pneumáticas e possivelmente contribuiria para o aumento da velocidade de avanço.

Figura 3.4 - Primeiro protótipo da nova versão do macaco hidropneumático.



Fonte: Próprio autor.

As demais características do equipamento se mantiveram inalteradas com relação ao modelo adotado como base. Nas próximas etapas, avaliou-se o comportamento do equipamento em modelos matemáticos e durante experimentos operando em condições semelhantes às encontradas em campo, a fim de avaliar a compatibilidade do equipamento com a aplicação.

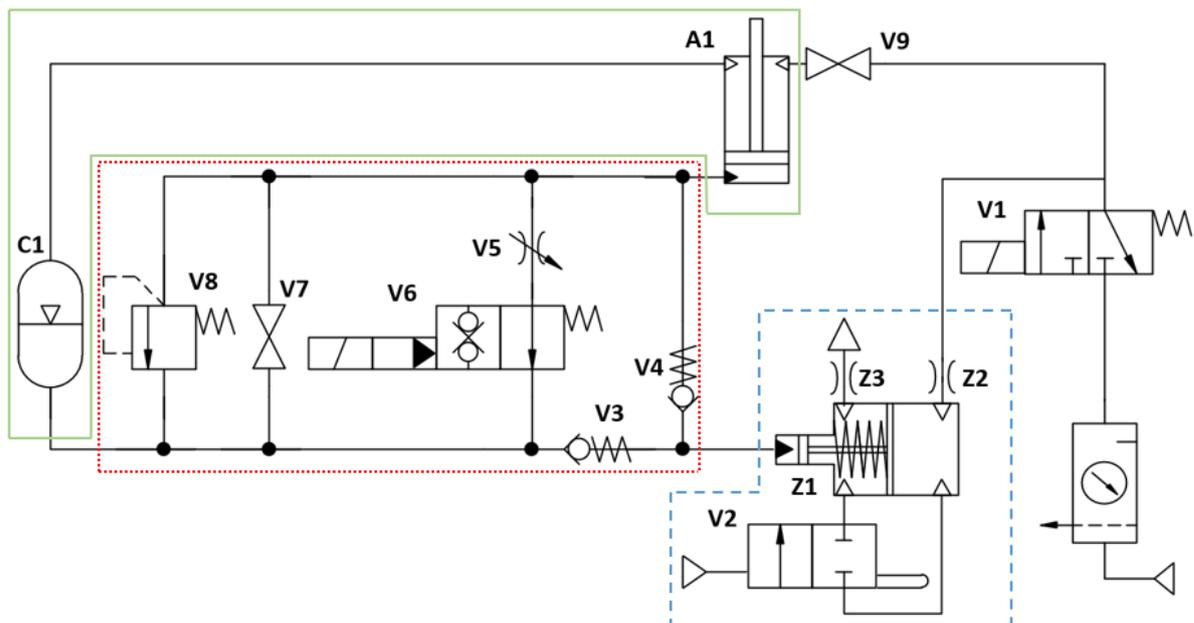
4 MODELAGEM MATEMÁTICA

Ferramentas de modelagem e simulação dinâmica ganharam espaço na indústria e em instituições de pesquisa nos últimos anos, tendência justificada pela crescente necessidade por equipamentos com níveis tecnológicos cada vez maiores. Um modelo matemático consiste em uma associação de equações que define o comportamento dinâmico de um sistema, seja elétrico, mecânico, térmico, pneumático, hidráulico, ou uma associação destes.

Como o próprio nome diz, o macaco hidropneumático a ser modelado envolve elementos da tecnologia hidráulica e da pneumática e, portanto, é necessário associar as especificidades de cada uma delas para reproduzir, da melhor forma possível, o comportamento do equipamento em estudo. Ambas as tecnologias já são bastante difundidas e estudadas dentro da engenharia no decorrer dos anos. Estudos realizados no LASHIP por Mendoza (2006), Oliveira (2009), Hené (2010) e Vigolo (2018) tratam da modelagem e dimensionamento de sistemas pneumáticos, enquanto Szpak (2008), Nostrani (2015) e Teixeira (2015) tratam da modelagem de componentes hidráulicos.

Este capítulo é destinado, de um modo geral, a apresentar a estratégia adotada para a construção do modelo matemático do macaco hidropneumático selecionado, porém com algumas abstrações. A Figura 4.1 mostra um diagrama completo do sistema modelado. Este modelo foi utilizado nas análises presentes neste trabalho.

Figura 4.1 - Diagrama do macaco hidropneumático.



Fonte: Próprio autor.

O conjunto de elementos circundado pela linha azul tracejada representa a bomba pneumática. O retângulo vermelho pontilhado contendo as válvulas hidráulicas representa a base do equipamento, enquanto os componentes circundados pela linha verde são o conjunto cilindro e reservatório. A válvula direcional V1 tem a finalidade de liberar ou bloquear o suprimento de ar do sistema. O componente Z1 é a representação aproximada de um amplificador de pressão de simples ação com retorno por mola que, associado à válvula direcional V2, opera como uma bomba pneumática para o fluido hidráulico. A válvula V2 está localizada no interior do êmbolo de Z1 e é o elemento responsável por conectar suas câmaras ao atingir o deslocamento de projeto, produzindo o movimento oscilatório para o bombeamento do óleo. Z2 e Z3 representam os orifícios de entrada e saída de ar da bomba pneumática, respectivamente.

As válvulas de retenção do tipo esfera V3 e V4 controlam a vazão de óleo, alternando entre o reservatório e o cilindro A1, de acordo com o sentido do movimento de Z1. A válvula V5 é uma válvula reguladora de vazão manual, utilizada para regular a velocidade de recuo do atuador A1, enquanto a válvula direcional de assento V6 bloqueia o retorno de fluido hidráulico ao reservatório quando em operação, e libera quando seu retorno é desejado. V7 é um registro manual com a mesma função de V6, sendo uma redundância em caso de falhas. Já V8 é uma válvula de alívio para controlar a pressão máxima no interior de A1. C1 representa o reservatório de óleo do equipamento, um volume confinado que circunda a camisa de A1 e é conectado com a câmara B (superior) deste. V9 é um registro utilizado para liberar ou bloquear a pressurização do reservatório.

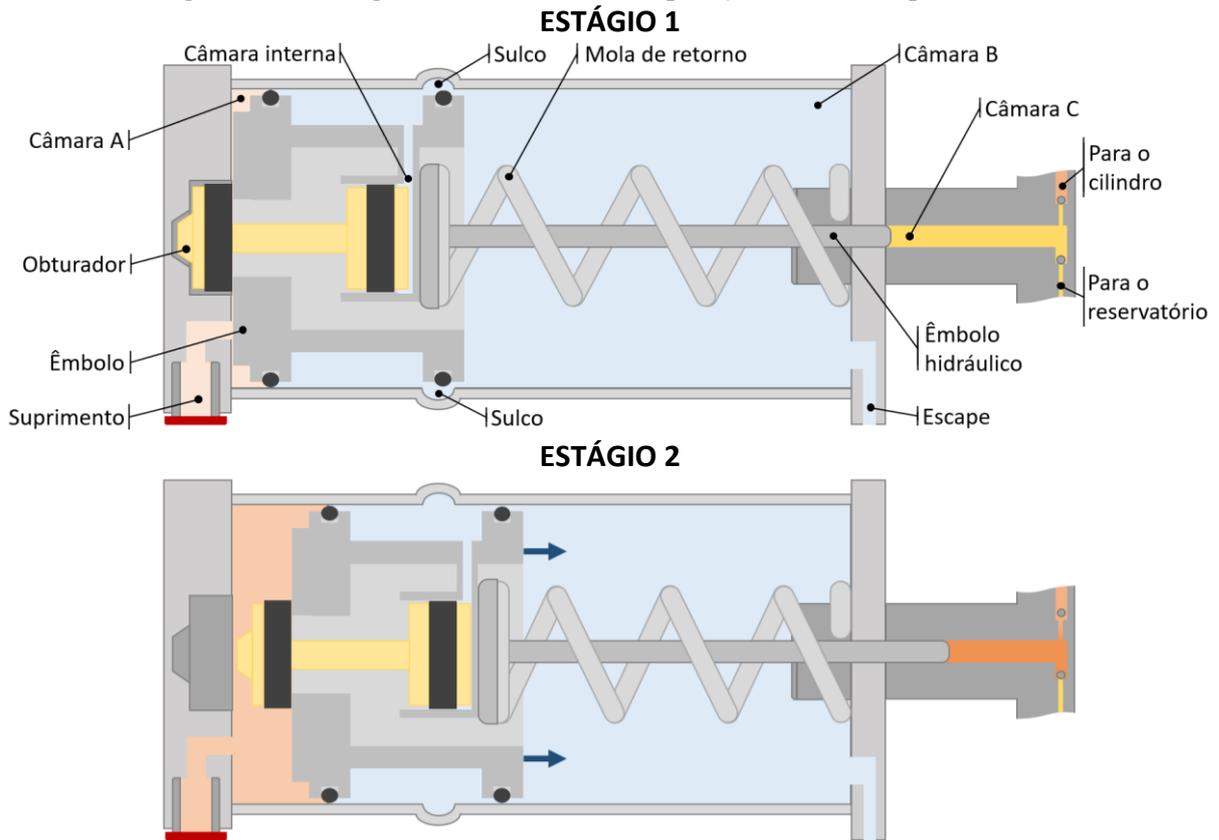
Alguns destes componentes não foram modelados por não interferirem no movimento que se deseja analisar, no caso, o avanço do atuador A1 e, conseqüentemente, a abertura da válvula adutora. As válvulas V5 e V6 são utilizadas apenas durante o recuo, sendo assim, foram desconsideradas. Da mesma forma, V7 é utilizada somente no retorno e apenas na condição de falha da V6. A princípio, V8 também foi abstraída, uma vez que esta é regulada para abrir apenas em pressões próximas de 350 bar, sendo que em carga máxima a pressão de A1 não deve ultrapassar 335 bar.

Apesar do fluido passar através dela, a válvula V1 não implica em perdas consideráveis de pressão, desde que totalmente aberta, situação considerada na modelagem. Além disso, a pressão ligeiramente antes da entrada de Z1 será monitorada nos testes posteriores, podendo ser reproduzida nas simulações. Dessa forma, V1 também pôde ser desconsiderada. V9 não implica em nenhuma perda de carga para o suprimento da bomba, por isso também foi abstraída.

4.1 BOMBA PNEUMÁTICA

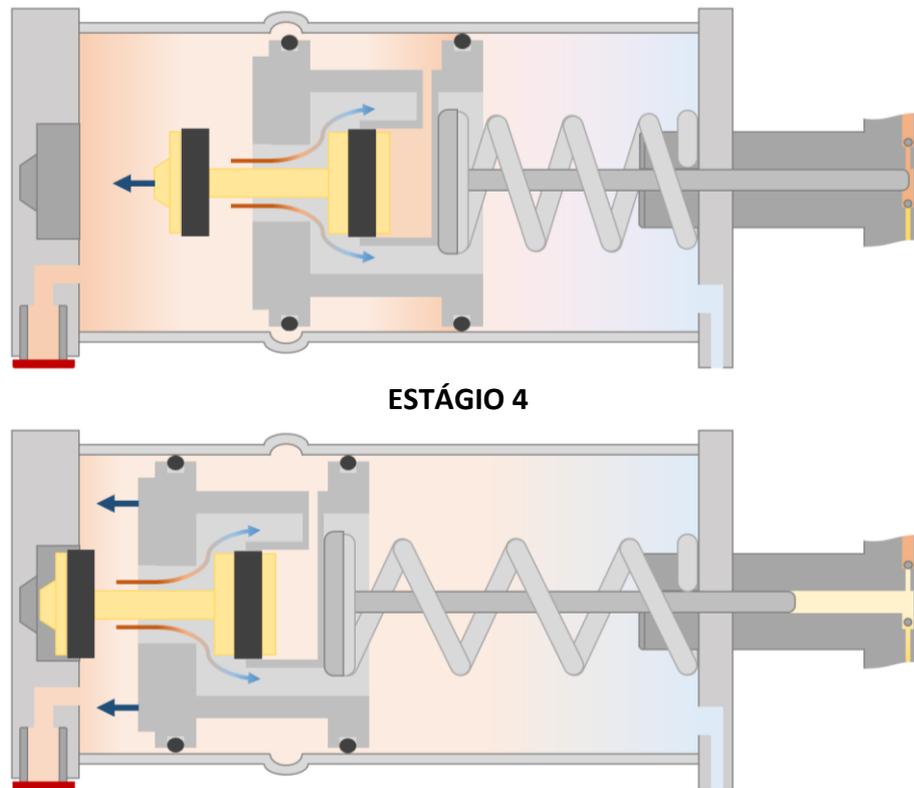
Como já apresentado anteriormente, a bomba pneumática é o elemento responsável por bombear o fluido hidráulico, trabalhando integralmente em regime oscilatório, quando em operação. Seu ciclo de operação consiste em quatro estágios, apresentados nas Figuras 4.2 e 4.3.

Figura 4.2 - Estágios 1 e 2 do ciclo de operação da bomba pneumática.



No estágio 1, onde o obturador está completamente fechado, a câmara A é pressurizada pelo suprimento de ar comprimido. Quando a força exercida pela pressão sobre o êmbolo supera a força de carga sobre a haste e a força da mola, no estágio 2, o conjunto avança bombeando o fluido hidráulico da câmara C para o cilindro principal do macaco hidropneumático.

Figura 4.3 - Estágios 3 e 4 do ciclo de operação da bomba pneumática.

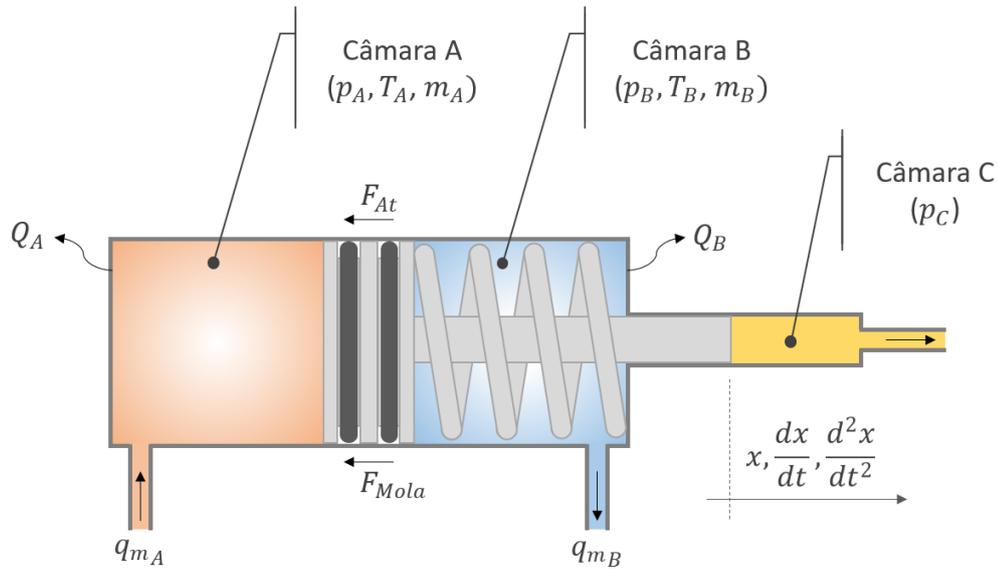


Fonte: Próprio autor.

O estágio 3 ocorre no momento em que a vedação encontra os sulcos laterais, permitindo a passagem de ar da câmara A para a câmara interna, promovendo a abertura do obturador. A sua abertura forma um orifício que interliga a câmara A e a câmara B, reduzindo a pressão em A e assim permitindo que a mola realize o retorno do conjunto, succionando fluido hidráulico do reservatório, caracterizando o estágio 4 do ciclo de bombeamento.

De certa forma, essa concepção de bomba se assemelha a um cilindro pneumático assimétrico de simples ação com retorno por mola, associado a uma câmara trabalhando com fluido hidráulico, tendo como êmbolo, a própria haste do atuador. A Figura 4.4 auxilia no entendimento da relação descrita acima.

Figura 4.4 - Representação da bomba pneumática e variáveis associadas.



Fonte: Próprio autor.

Sendo assim, para descrever o comportamento das variáveis de estado do componente, foi adotada a abordagem apresentada por Vigolo (2018) para cilindros pneumáticos. A dinâmica de pressões é essencialmente descrita pela equação da continuidade. As Equações (4.1) e (4.2) são aplicadas à câmara A e B, respectivamente.

$$\frac{dp_A}{dt} = \frac{p_A}{T_A} \cdot \frac{dT_A}{dt} + \frac{1}{V_{A0} + A_A x} \cdot \left(q_{m_A} \cdot T_A \cdot R - p_A \cdot A_A \cdot \frac{dx}{dt} \right) \quad (4.1)$$

$$\frac{dp_B}{dt} = \frac{p_B}{T_B} \cdot \frac{dT_B}{dt} + \frac{1}{V_{B0} + A_B(L - x)} \cdot \left(p_B \cdot A_B \cdot \frac{dx}{dt} - q_{m_B} \cdot T_B \cdot R \right) \quad (4.2)$$

sendo p , T e A a pressão, temperatura e a área do êmbolo para as câmaras A e B da bomba, respectivamente. V_{A0} e V_{B0} são os volumes mortos de A e B , q_{m_A} e q_{m_B} são, respectivamente, a vazão que entra em A e a vazão que sai de B , e L é o comprimento total do corpo da bomba. Quanto à dinâmica de temperaturas nas câmaras, dp_A/dt e dp_B/dt , adotou-se as Equações (4.3) e (4.4) para descreve-las:

$$\frac{dT_A}{dt} = \frac{\frac{\delta Q_A}{\delta t} - p_A \cdot A_A \cdot \frac{dx}{dt} + q_{m_A} (C_p \cdot T_{SC} - C_v \cdot T_A)}{C_v \cdot m_A} \quad (4.3)$$

$$\frac{dT_B}{dt} = \frac{\frac{\delta Q_B}{\delta t} + p_B \cdot A_B \cdot \frac{dx}{dt} + q_{m_B} (C_v \cdot T_B - C_p \cdot T_{SC})}{C_v \cdot m_B} \quad (4.4)$$

onde Q_A e Q_B são as trocas de calor entre o ambiente e as câmaras A e B , m_A e m_B são as massas de ar presentes nas câmaras A e B em um dado instante, C_p é o calor específico a pressão constante e C_v é o calor específico a volume constante.

A taxa de troca de calor da câmara com o ambiente externo, tanto dQ_A/dt quanto dQ_B/dt , pode ser estimada pela lei de resfriamento de Newton.

$$\frac{\delta Q}{\delta t} = \lambda \cdot A_s \cdot (T_{amb} - T_{cil}) \quad (4.5)$$

sendo λ o coeficiente global de troca de calor, A_s a área da superfície de troca de calor, T_{amb} e T_{cil} as temperaturas do ambiente e no interior do cilindro, respectivamente. Para reproduzir o movimento do conjunto êmbolo e haste, é aplicada a segunda lei de Newton:

$$M \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = p_A \cdot A_A - p_B \cdot A_B - p_C \cdot A_C - (x_{PC} + x) \cdot k - F_{at} + F_{contato} \quad (4.6)$$

onde M é a massa do conjunto, p_C e A_C são a pressão e a área do êmbolo da câmara C , k é a constante elástica da mola, x_{PC} é o seu deslocamento inicial ou pré-carga da mola e x é o deslocamento da mola. Além disso, F_{at} é a força de atrito entre o êmbolo e a camisa, e $F_{contato}$ é a força exercida pelos batentes de início e final de curso. Neste caso, a área do êmbolo da câmara C é equivalente a área da haste do conjunto.

4.1.1 Vazão mássica pelos orifícios

Neste estudo, o equacionamento da vazão mássica de fluidos compressíveis através de um orifício é baseado no apresentado por Andersen (1967), Vieira (1998) e Beater (2007) que consideram um regime de escoamento isentrópico através de um bocal arredondado. Sendo assim, a vazão mássica neste tipo de orifício é definida pelas Equações (4.7) e (4.8):

$$qm = Cd \cdot A_o \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_1}} \cdot \Psi \quad (4.7)$$

$$\Psi = \sqrt{\frac{\gamma}{(\gamma - 1)} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (4.8)$$

onde qm é a vazão mássica do fluido, Cd é o coeficiente de descarga, R é a constante universal dos gases e γ é a razão de calores específicos. A_o , p_1 , p_2 e T_1 são a área de passagem do orifício, a pressão à montante, a pressão a jusante e a temperatura a montante do orifício. Vieira (1998) propõe que:

$$\Psi = \Psi_{m\acute{a}x} \cdot w(a) \quad (4.9)$$

Baseando-se em dados observados em catálogos, adotou-se para a relação de pressão crítica, $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{critico}$, o valor de 0,3. Já para a relação de calores específicos, γ , adotou-se 1,4. Assim, obtém-se $\Psi_{m\acute{a}x} = 0,427$. Para determinar os valores de $w(a)$, Vieira (1998) adota os seguintes critérios propostos por Sanville (1971):

$$a_{real} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right) \quad \text{e} \quad b_{critico} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{critico}$$

$$\text{Para } \left(\frac{p_2}{p_1}\right) > b_{critico} \quad \rightarrow \quad w(a) = \sqrt{1 - \frac{(a-b)^2}{(1-b)^2}}$$

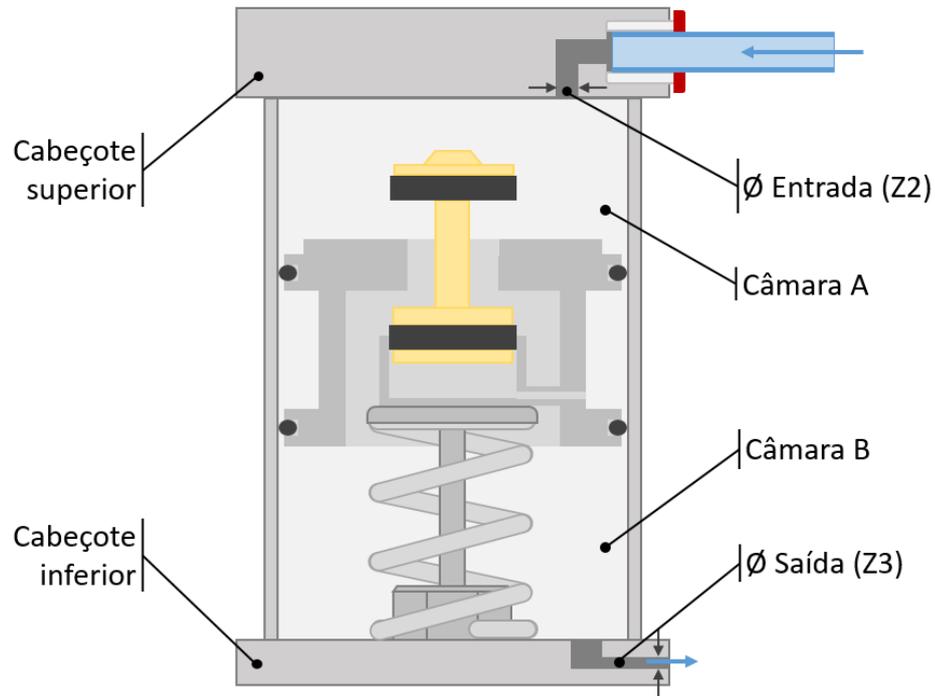
$$\text{Para } \left(\frac{p_2}{p_1}\right) \leq b_{critico} \quad \rightarrow \quad w(a) = 1$$

Dessa forma, a vazão para orifícios de componentes pneumáticos passa a ser descrita pela Equação (4.10), considerando a razão de pressões real a montante e a jusante (a_{real}), e a razão de pressões crítica ($b_{critico}$) que podem variar de acordo com as características construtivas do orifício.

$$qm = Cd \cdot A_o \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_1}} \cdot \Psi_{m\acute{a}x} \cdot w(a) \quad (4.10)$$

A área de passagem A_o pode variar de acordo com o orifício. Para os orifícios da bomba pneumática, esta é equivalente à área de uma circunferência. Na Figura 4.5 são identificados os orifícios de entrada (Z2) e de saída (Z3) de ar da bomba pneumática. Os diâmetros considerados foram obtidos medindo os canais internos aos cabeçotes da bomba.

Figura 4.5 - Orifícios de entrada e saída de ar da bomba pneumática.



Fonte: Próprio autor.

Já para a válvula V2, a área de passagem é equivalente a uma parcela da área lateral de um cilindro, formado entre o obturador e o êmbolo da bomba pneumática onde a válvula é incorporada, conforme a Figura 4.6.

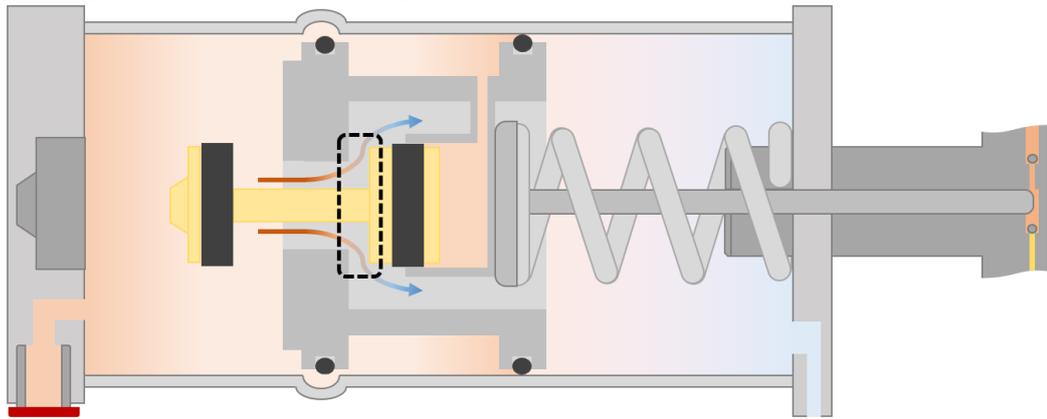
Figura 4.6 - Êmbolo da bomba pneumática, obturador da válvula V2 em destaque.



Fonte: Próprio autor.

Seu obturador é movimentado pela pressurização de uma câmara interna ao êmbolo através do ar da câmara A que chega até ela por saliências no corpo da bomba. A Figura 4.7 ilustra o movimento do obturador e a respectiva área de passagem formada (linha tracejada).

Figura 4.7 - Área de passagem de ar formada pela abertura do obturador.



Fonte: Próprio autor.

Entre o êmbolo e a parte do carter interna ao êmbolo existem batentes para que este mantenha uma área livre de passagem quando aberto. Entretanto, estes batentes tomam parte do perímetro por onde o ar passa, restando 250° da circunferência, de forma que a área de passagem pode ser expressa utilizando

$$A_o = \frac{250}{180} \cdot \pi \cdot r_a \cdot x_{ao} , \quad (4.11)$$

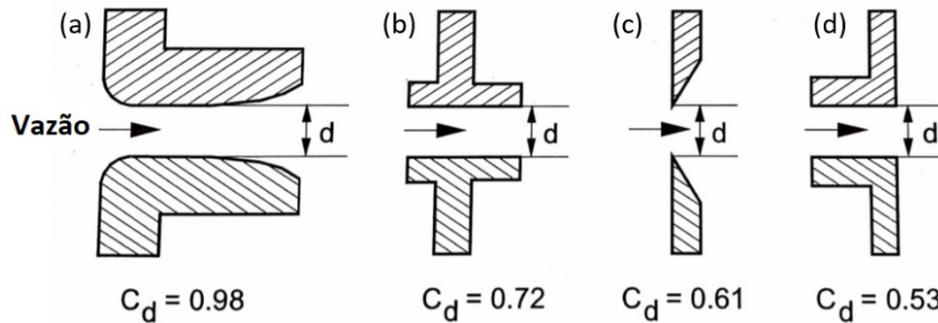
onde r_a é o raio do acento e x_{ao} é a distância entre o acento e o obturador. Visando facilitar a modelagem deste orifício, a dinâmica de movimento do obturador foi abstraída do modelo. Para representá-la foi utilizado um bloco *Relay*, sendo que o orifício se torna completamente aberto quando a vedação da esquerda (Figura 4.7) atinge os sulcos laterais, e é fechada imediatamente antes de o êmbolo encostar no fim de curso da esquerda, momento em que a vedação da direita encontra os sulcos. Para adicionar um pequeno atraso e amortecimento na resposta de vazão pelo orifício, foi adicionado o filtro de primeira ordem

$$\frac{1}{0,001s + 1} \quad (4.12)$$

Além disso, cada orifício apresenta um valor para Cd que varia com a sua forma construtiva (BEATER, 2007) e, em alguns casos, com a razão de pressões. Em resumo, conforme Andersen (1967), orifícios do tipo bocal (Figura 4.8a) possuem vazão reproduzível matematicamente e Cd é independente da razão de pressões. Orifícios com bordas em canto vivo (Figura 4.8c) também possuem vazão reproduzível, porém Cd é uma função da razão de

pressões. Os orifícios de borda quadrada (Figura 4.8d) também possuem C_d que varia com a razão de pressões, porém esta relação é difícil de ser reproduzida. Beater (2007) apresenta os valores da Figura 4.8 para alguns tipos de orifícios.

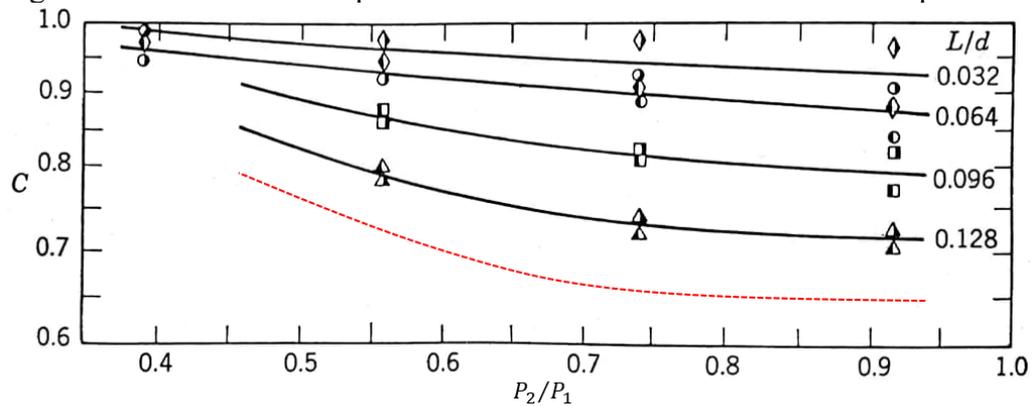
Figura 4.8 - Alguns tipos de orifícios e seus respectivos coeficientes de descarga.



Fonte: Adaptado de Beater (2007).

Dessa forma, o valor inicial de C_d adotado para os orifícios de entrada e saída da bomba pneumática foi equivalente ao da configuração (b) da figura acima, o qual mais se assemelha ao orifício real. Entretanto, nenhum dos modelos acima se aproxima do orifício de passagem de V2, que se assemelha a uma válvula de acento do tipo disco. Para este tipo de orifício, Andersen (1967) apresenta a Figura 4.9.

Figura 4.9 - Valores de C_d para válvulas de acento com obturador do tipo disco.



Fonte: Adaptado de Andersen (1967).

Neste caso, o coeficiente de descarga varia não somente com a razão de pressões, mas também com o curso de abertura da válvula. Para V2, onde L/d é próximo de 0,157, estimou-se a curva tracejada em vermelho. O valor inicial adotado foi de 0,7. Após a simulação apresentar padrões de comportamento coerentes, uma análise de sensibilidade foi feita no intuito de encontrar os valores de C_d mais adequados em que a resposta do sistema se aproximasse ainda mais dos valores obtidos experimentalmente.

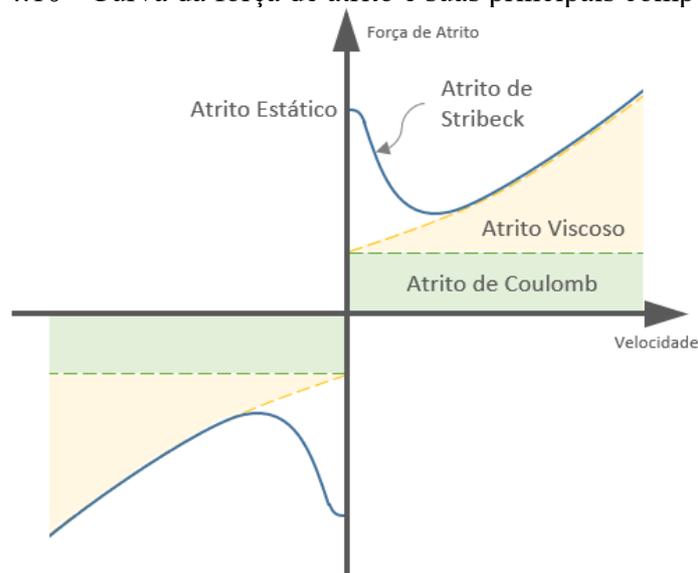
4.1.2 Modelo de atrito

A mais complexa não-linearidade presente nos atuadores pneumáticos é a força de atrito. Conhecer seu comportamento é importante para a precisão dos resultados do modelo matemático que representará o sistema. O atrito é um mecanismo pelo qual dois corpos desenvolvem forças entre suas superfícies gerando uma resistência ao deslizamento de um corpo sobre o outro. O motivo fundamental da sua existência está em forças de atração chamadas de “forças de adesão” que existem nas pequenas regiões de contato entre as superfícies deslizantes (ALVES *et al.*, 2018).

O atrito acontece, principalmente em decorrência da força produzida pelas vedações do êmbolo e da haste sobre a camisa do cilindro, o que evita que o ar comprimido passe de uma câmara para outra, ou para a atmosfera. Perondi (2002) apresenta vários fatores que influenciam a magnitude do atrito, entre eles a rugosidade das superfícies, o desgaste, a lubrificação, o material das vedações, o sentido do movimento e a velocidade do êmbolo.

Modelos de atrito tradicionais contemplam fatores como o atrito estático, atrito de Coulomb, atrito viscoso e o atrito de Stribeck, relacionando a força de atrito com outro parâmetro, normalmente a velocidade. Já modelos mais complexos podem incluir fatores dinâmicos, como a histerese, força de atrito estático variável e movimento de pré-deslizamento (VÍGOLO, 2018). A Figura 4.10 apresenta as curvas estáticas da força de atrito de um modelo tradicional e suas principais componentes.

Figura 4.10 - Curva da força de atrito e suas principais componentes.



Fonte: Adaptado de Valdiero (2005).

Idealmente, pode-se estimar o comportamento do atrito em atuadores através da construção de um mapa de atrito, como o apresentado anteriormente. Entretanto, para este processo é necessário atingir velocidades constantes de atuação. Esta condição torna inviável elaborar um mapa para a bomba pneumática, já que seu curso não passa de 25 mm, além do desafio para realizar a medição do seu deslocamento.

Uma vez que o cilindro hidráulico se desloca em um movimento intermitente, também não foi possível atingir o requisito de velocidade constante para a medição adequada dos parâmetros de atrito. Sendo assim, para que de alguma forma essa variável fosse considerada no sistema, em ambos os casos, um modelo simples de atrito viscoso foi adicionado à equação que define seu movimento

$$F_{at} = \mu \cdot \frac{dx}{dt} \quad (4.13)$$

Nesta, F_{at} é a variável de força de atrito viscoso, μ é o coeficiente de atrito e dx/dt é a velocidade do êmbolo. É importante salientar que, analisando a força total exercida pelo equipamento, a força de atrito, neste caso, representa uma parcela de menor relevância e por isso a adoção de um modelo simplificado não acarreta em grandes alterações nos resultados obtidos por simulação.

4.1.3 Batentes de final de curso

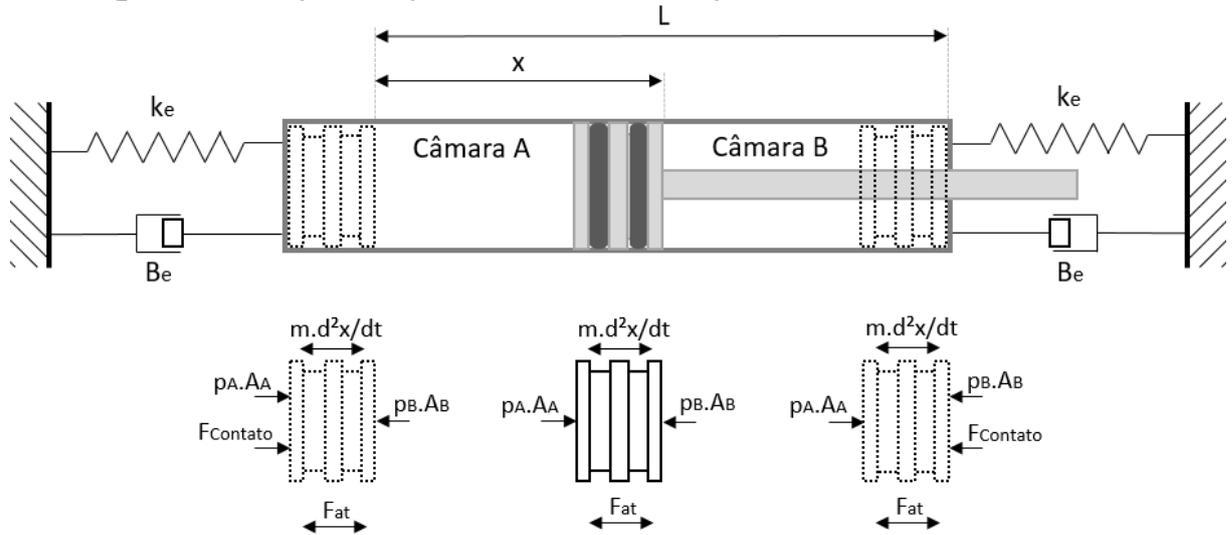
Ao atingir as extremidades do cilindro, a componente da força do batente ($F_{batente}$) é acrescentada à Equação (4.6), que diz respeito ao movimento do conjunto êmbolo-haste. A resistência gerada pelos batentes de final de curso não é entendida de forma trivial durante as simulações e deve ser modelada com prudência para gerar o comportamento esperado.

Assim como feito por Oliveira (2009) e Vigolo (2018), este fenômeno foi determinado utilizando a teoria da colisão elastoplástica. Conforme a Figura 4.11, o comportamento dos batentes de final de curso se assemelha ao de um conjunto massa-mola-amortecedor.

Dessa forma, a força exercida pelos batentes pode ser representada pela expressão a seguir, onde k_e é a constante elástica e B_e o coeficiente de amortecimento equivalente.

$$F_{batente} = \begin{cases} -k_e \cdot x - B_e \cdot v & se \ x < 0 \\ 0 & se \ 0 \leq x \leq L \\ -k_e \cdot (x - L) - B_e \cdot v & se \ x > L \end{cases} \quad (4.14)$$

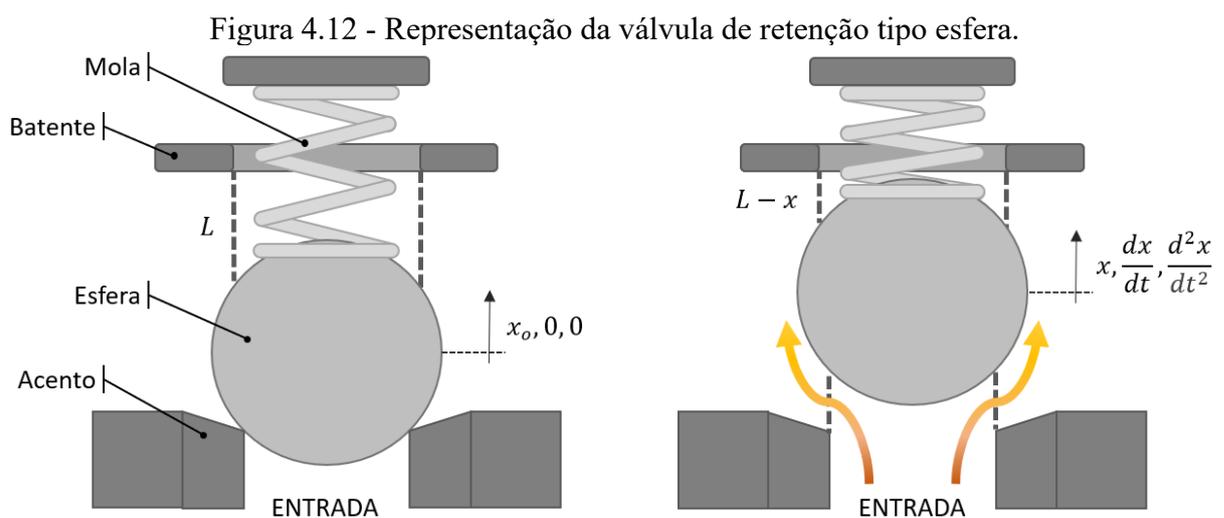
Figura 4.11 - Representação do modelo adotado para os batentes de final de curso.



Fonte: Adaptado de Oliveira (2009).

4.2 VÁLVULAS DE RETENÇÃO

A modelagem do comportamento das válvulas de retenção hidráulicas foi baseada na metodologia de Knutson e Van de Ven (2016). Esse tipo de válvula possui um elemento móvel interno que permite a livre passagem de fluido em um sentido e bloqueia no sentido inverso. Os autores citados consideram uma válvula com elemento móvel do tipo disco, enquanto neste trabalho as válvulas possuem esferas, como a da Figura 4.12. Em suma, a principal diferença se dá na área de passagem de fluido, detalhada na sequência.



Fonte: Próprio autor.

A abertura da válvula para a passagem de fluido ocorre com o deslocamento da esfera no sentido de compressão da mola. Este movimento é produzido pelas forças atuantes sobre a esfera e é definido por

$$M \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = F_{press\tilde{a}o} + F_{mola} + F_{batente} , \quad (4.15)$$

sendo M e x a massa e a posição do elemento móvel, respectivamente. Forças de escoamento e atrito foram desconsideradas. Dentre as componentes da Equação (4.15), a força exercida pela pressão do fluido ($F_{press\tilde{a}o}$) é calculada pela multiplicação entre a diferença de pressão a montante e a jusante da válvula (ΔP) e a área do orifício de entrada (A_o), conforme

$$F_{press\tilde{a}o} = \Delta P \cdot A_o \quad (4.16)$$

A força da mola (F_{mola}) é expressa por

$$F_{mola} = -k \cdot (x + x_{PC}) , \quad (4.17)$$

onde k é a constante elástica da mola da válvula e x_{PC} é o deslocamento inicial, ou pré-carga da mola da válvula. Já a força do acento e do batente de fim de curso do elemento móvel, $F_{batente}$, assim como na bomba pneumática, é representada pelo conjunto de expressões da Equação (4.14), adotando valores apropriados de k_e e B_e .

Para calcular a vazão volumétrica do fluido, considerado incompressível, através da válvula de retenção, modelada como um orifício, utiliza-se

$$q_v = C_d \cdot A_o \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta p|}{\rho}} \cdot \text{sign}(\Delta p) + A_{esf} \cdot \frac{dx}{dt} , \quad (4.18)$$

na qual A_o é a área de passagem, C_d é o coeficiente de descarga e ρ é a massa específica do fluido. É acrescida também a parcela referente ao deslocamento de fluido gerado pelo movimento da esfera, sendo A_{esf} a área da seção da esfera dx/dt a velocidade desta. Adequando a equação para a válvula de retenção entre o reservatório e a bomba, tem-se

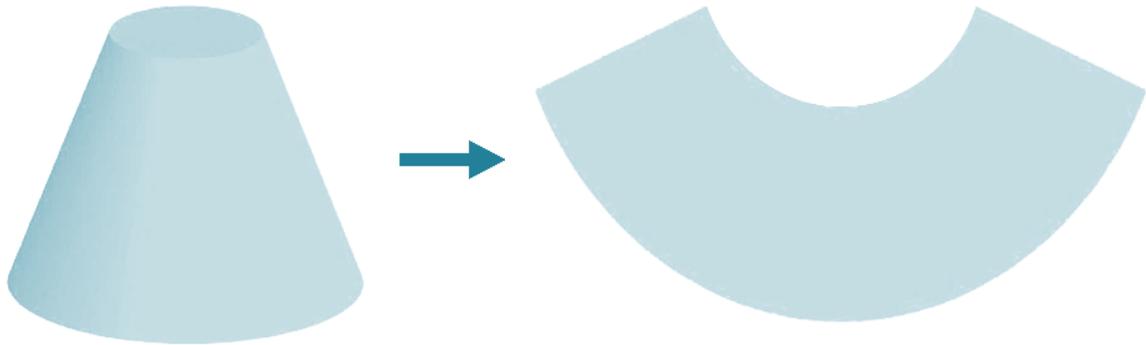
$$q_v = C_d \cdot A_o \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_C - p_r|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_C - p_r) + A_{esf} \cdot \frac{dx}{dt} , \quad (4.19)$$

sendo p_C a pressão na câmara C da bomba hidropneumática e p_r a pressão do reservatório hidráulico. Para a vazão através da válvula entre a bomba e o cilindro hidráulico, deve ser utilizado

$$q_v = C_d \cdot A_o \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_A - p_C|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_A - p_C) + A_{esf} \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (4.20)$$

considerando p_A a pressão na câmara A do cilindro hidráulico. Por se tratarem de válvulas de retenção com elemento móvel tipo esfera, a área de passagem A_o é uma função do diâmetro do orifício de entrada, do diâmetro da esfera e do deslocamento da mesma. Neste tipo de válvula a área de passagem gerada pelo deslocamento da esfera é equivalente ao tronco de um cone, como o da Figura 4.13. Este é formado entre centro da esfera e a região de contato da mesma com o acento, seccionado na parte superior pelo raio da esfera.

Figura 4.13 - Representação da área de passagem das válvulas de retenção.



Fonte: Próprio autor.

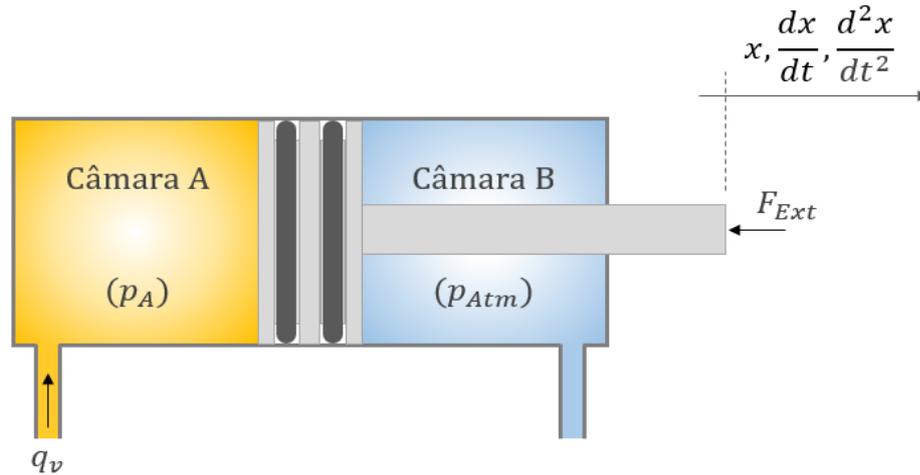
Considerando que o diâmetro da esfera, D_{esf} , é maior ou igual ao diâmetro do orifício de entrada, D_o , Andersen (1967) apresenta

$$A_o = \frac{\pi \cdot D_o^2}{4} \cdot \frac{\left(\frac{2 \cdot x}{D_o} + \sqrt{\frac{D_{esf}^2}{D_o^2} - 1} \right)^2 + 1 - \frac{D_{esf}^2}{D_o^2}}{\sqrt{\left(\frac{2 \cdot x}{D_o} + \sqrt{\frac{D_{esf}^2}{D_o^2} - 1} \right)^2 + 1}} \quad (4.21)$$

4.3 CILINDRO HIDRÁULICO

O cilindro hidráulico presente no equipamento é do tipo assimétrico de simples ação, com retorno por gravidade ou força externa, como o da Figura 4.14. Este é o responsável por transmitir a força à alavanca conectada ao eixo da válvula de adução.

Figura 4.14 - Representação do cilindro hidráulico do sistema hidropneumático.



Fonte: Próprio autor.

A Equação (4.22), conhecida como equação da continuidade, conforme apresentado por Linsingen (2016) e aplicada em estudos como o de Nostrani (2015) e Szpak (2008), determina que a diferença de vazão de entrada (q_{v1}) e saída (q_{v2}) de um dado volume de controle deve ser igual a taxa de variação deste volume no tempo, acrescido da parcela correspondente à compressão ou expansão do fluido naquele volume.

$$q_{v1} - q_{v2} = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (4.22)$$

Nesta equação, V é o volume da câmara e β é módulo de compressibilidade. A partir desta, considerando o volume da câmara igual ao volume morto (V_o), mais o produto da área do êmbolo (A_E) e o deslocamento do mesmo (x), é possível determinar a dinâmica de pressão na câmara A do cilindro, expressa por

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\beta}{(V_o + x \cdot A_E)} \cdot \left[(q_{v1} - q_{v2}) - \frac{dx}{dt} \cdot A_E \right] \quad (4.23)$$

O módulo de compressibilidade reproduz a variação da massa específica do fluido com a pressão. Conforme Szpak (2008), destaca-se a utilização do módulo de compressibilidade efetivo (β_e), o qual considera o efeito da dilatação e contração das paredes do cilindro e das tubulações, além do ar presente no fluido hidráulico.

Assim como na bomba pneumática, o movimento do conjunto êmbolo e haste é determinado pela equação da segunda Lei de Newton, na qual o produto da massa do conjunto (M) e sua aceleração é igual ao somatório das forças de carga (F_{ext}), de atrito (F_{at}), dos batentes ($F_{batente}$) e da força gerada no êmbolo pelas pressões das câmaras

$$M \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = p_A \cdot A_A - p_B \cdot A_B - F_{at} - F_{ext} + F_{batente} \quad (4.24)$$

Da mesma forma como foi aplicado para a bomba pneumática e para as válvulas de retenção, o conjunto de expressões da Equação (4.14) é adotando para definir a força dos batentes, utilizando valores apropriados de k_e e B_e .

4.4 RESERVATÓRIO

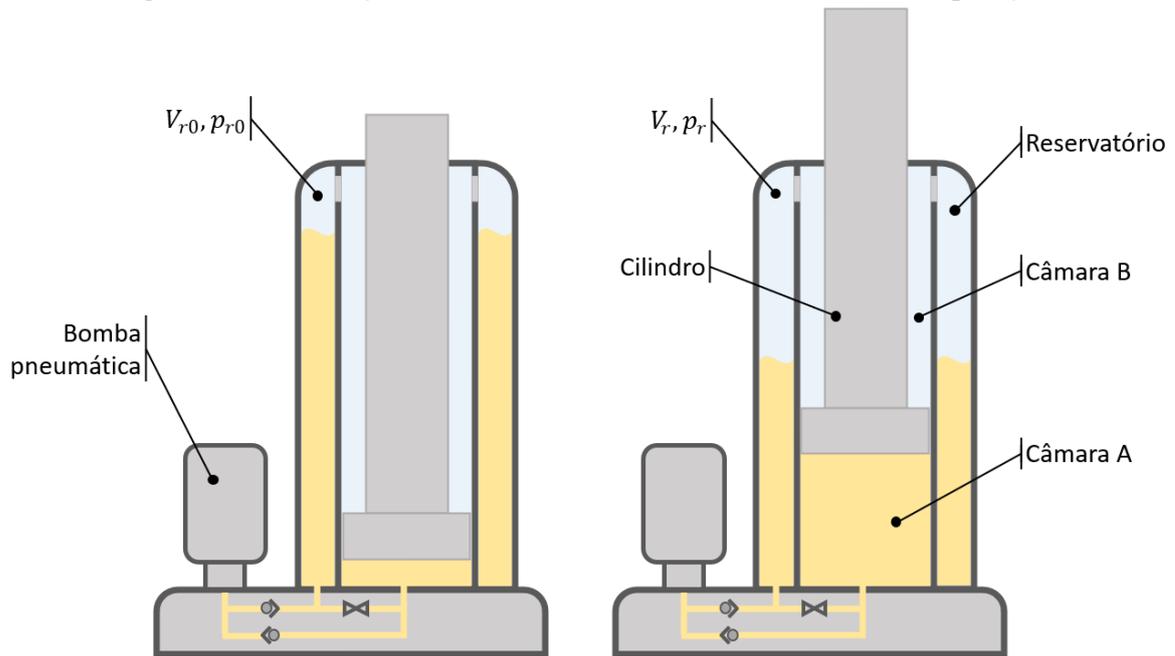
Como já comentado anteriormente, o óleo contido no reservatório está confinado. Dessa forma, não há comunicação com o ambiente externo, assim como qualquer entrada ou saída do ar, interligando-se apenas com a câmara superior do cilindro. Inicialmente, na posição totalmente recuado, a pressão do ar presente no reservatório é equivalente a atmosférica.

Conforme a Figura 4.15, durante a operação de avanço do cilindro, o fluido hidráulico é suprido pela bomba pneumática para a câmara de baixo do cilindro, aumentando o volume ocupado pelo ar no reservatório. Simultaneamente, o avanço do êmbolo reduz o volume no reservatório proporcionalmente ao produto da área anelar do êmbolo na câmara superior e o deslocamento deste.

A variação de volume do ar no reservatório (V_r) é determinada por

$$V_r = V_{r0} + x \cdot (A_A - A_B) \quad (4.25)$$

Figura 4.15 - Variação do volume de ar no reservatório durante operação.



Fonte: Próprio autor.

Esta variação faz com que a pressão do reservatório também se altere. Por ser um movimento lento, é possível considerá-lo um processo isotérmico e, assim, estimar a pressão interna de acordo com a expansão ou compressão do volume de ar do reservatório a partir de

$$V_{r0} \cdot p_{r0} = V_r \cdot p_r, \quad (4.26)$$

sendo V_{r0} e p_{r0} o volume e a pressão iniciais do ar no reservatório, V_r e p_r o volume e a pressão em cada nova posição do êmbolo, x o deslocamento, A_A e A_B a área do êmbolo na câmara A (inferior) e na câmara B (superior) respectivamente.

4.5 CONSIDERAÇÕES

A implementação das equações descritas anteriormente foi realizada no ambiente de simulação do software MATLAB/Simulink[®], utilizando uma representação por diagrama de blocos. Este é apresentado em detalhes no Apêndice C. No mesmo apêndice encontra-se a relação dos parâmetros e relações matemáticas utilizadas na simulação. Os parâmetros dimensionais foram obtidos por meio de medições do macaco hidropneumático modelo MTP 30800 da empresa Bovenau ou fornecidos pela própria fabricante.

Parâmetros, como as constantes elásticas das molas, foram estimados através de testes realizados no próprio laboratório. Variáveis, como a razão crítica de pressões, a constante dos gases, as constantes relacionadas a troca de calor, a viscosidade do fluido, a constante elástica e o coeficiente de amortecimento dos batentes, foram determinados com base em referências bibliográficas.

Outros parâmetros, como os coeficientes de descarga, também foram baseados em valores encontrados na bibliografia, entretanto estes foram ajustados no decorrer da execução dos experimentos em bancada.

5 BANCADA DE ENSAIO

Para a validação dos modelos matemáticos e da eficácia dos sistemas propostos neste projeto, se tornou necessário a realização de experimentos. Entretanto, não há atualmente no LASHIP bancadas de ensaios capazes de reproduzir os esforços encontrados na aplicação real, sendo identificada a necessidade de ser projetada uma nova plataforma de testes.

Essa deveria ser flexível o suficiente para atender a todos os sistemas sendo estudados nesse projeto, bem como futuros ensaios com equipamento semelhantes. Por outro lado, a plataforma também deveria ser robusta o suficiente para suportar as elevadas cargas requeridas, sem deformações que pudessem interferir nos resultados dos ensaios.

Diversos formatos e configurações foram considerados durante a fase inicial. Entretanto, por questões dimensionais ou pela dificuldade que trariam para montagem e substituição de componentes, muitas delas acabaram sendo descartadas. A estrutura final, bem como o sensoramento, a unidade de potência hidráulica e a rede de ar comprimido são detalhados a seguir.

5.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA PCD

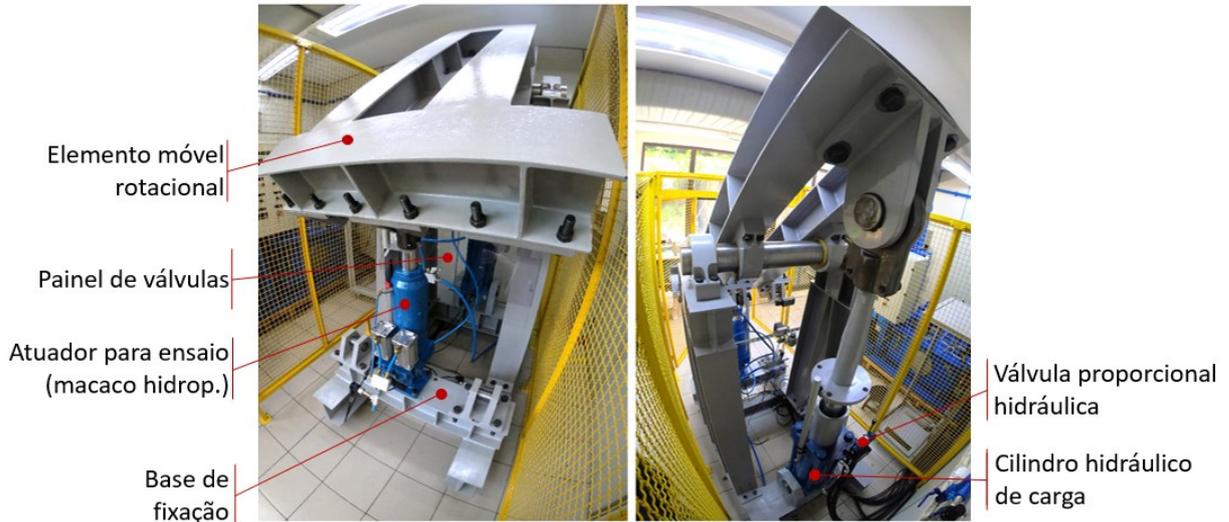
A bancada denominada Plataforma de Carregamento Dinâmico (PCD) levou esse nome devido a sua capacidade de aplicar perfis de força controlados durante todo o seu curso de operação. A mesma foi idealizada, dimensionada e projetada pela equipe do projeto, com dedicação especial do Eng. Gregori P. Conterato e auxílio do Eng. Talles A. B. Spada, do M. Eng. Vinícius Vigolo e dos colaboradores da Reivax S/A Automação e Controle. Esta bancada foi viabilizada pela parceria firmada entre o LASHIP e as empresas Reivax e CTG Brasil para o desenvolvimento do projeto de pesquisa e desenvolvimento ao qual este estudo faz parte.

A plataforma é composta por dois sistemas independentes, interligados por um elemento móvel rotacional na parte superior. Em uma extremidade está instalado o atuador hidráulico, responsável por exercer a carga requerida para os testes, enquanto na outra são instalados os atuadores a serem ensaiados. A Figura 5.1 apresenta mais detalhes do equipamento.

A assimetria dos braços de alavanca formados entre o eixo com o cilindro hidráulico, e o eixo com o dispositivo sendo ensaiado ampliou a gama de atuadores possíveis de serem ensaiados, uma vez que a relação de deslocamento entre o cilindro hidráulico e o atuador sendo

ensaiado se aproxima de 1,7, suportando até três atuadores de Ø 320 mm simultaneamente, com comprimento total entre 675 a 1375 mm. Além disso, essa configuração permite fácil acesso a todos os componentes e simplifica a substituição dos mesmos.

Figura 5.1 - Plataforma de carregamento dinâmico.



Fonte: Próprio autor.

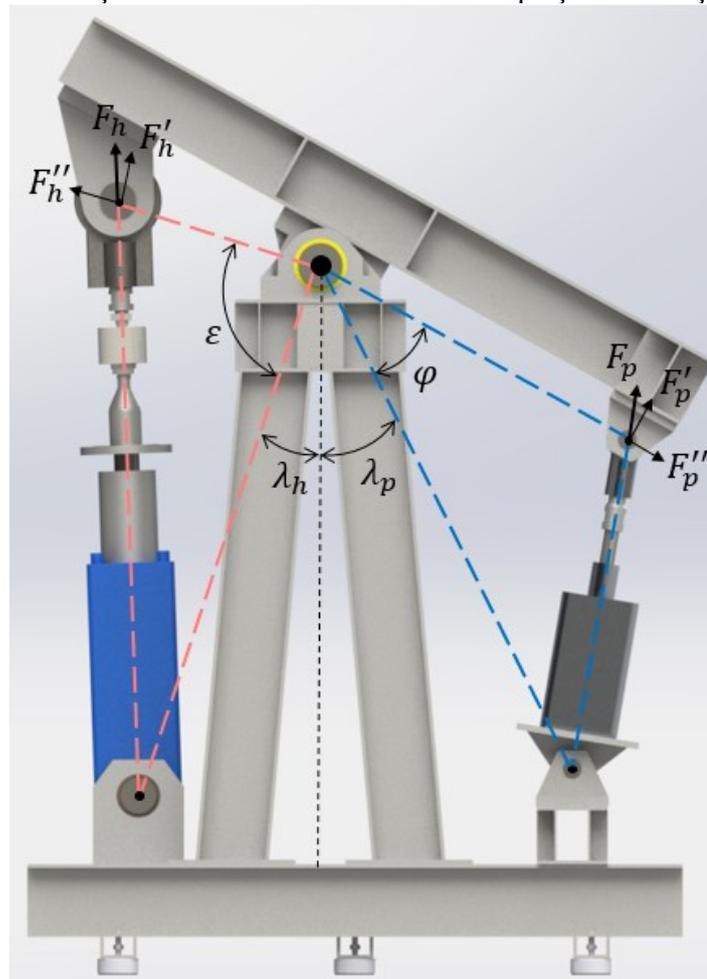
Nesse formato, a bancada é capaz de fornecer um perfil de carregamento em ambas as direções, controlado por uma válvula proporcional de pressão na câmara inferior do cilindro hidráulico, e uma reguladora de pressão convencional na câmara superior, entregando uma carga superior a 150 kN sobre o atuador sendo ensaiado.

Através das relações geométricas da bancada, é possível determinar a força efetiva sendo aplicada sobre o atuador sendo ensaiado a partir de

$$|F_p| = \sqrt{F_h'' (\sin(\varepsilon + \lambda_h - 90) + \cos(\varepsilon + \lambda_h - 90)) + F_p'' (\sin(\varphi + \lambda_p - 90) + \cos(\varphi + \lambda_p - 90))} \quad (5.1)$$

A Figura 5.2 relaciona as variáveis presentes na Equação (5.1) com as dimensões físicas do equipamento.

Figura 5.2 - Indicação das variáveis utilizadas na equação de relação de forças.



Fonte: Próprio autor.

5.2 INSTRUMENTAÇÃO E AQUISIÇÃO DE DADOS

Para a validação do modelo matemático, diversas variáveis importantes tiveram que ser monitoradas durante a execução dos testes. Para isso, foram instalados transdutores de pressão, temperatura e deslocamento linear e rotacional, tanto na bancada quanto nas fontes de potência hidráulica e pneumática e atuadores. O Quadro 5.1 a seguir apresenta informações sobre os sensores utilizados e descreve a variável monitorada por cada um deles.

O transdutor 1 foi instalado diretamente no reservatório de ar comprimido, enquanto o número 2 logo após a válvula redutora de pressão de suprimento de ar. Os transdutores 3 e 4 foram instalados nos blocos de válvulas de baixa e de alta pressão (nas vias de suprimento), respectivamente. O transdutor 5 foi acoplado a um orifício destinado a medição de pressão, no cabeçote da câmara B do cilindro hidráulico, enquanto a pressão da câmara A foi monitorada pelo transdutor 6, presente na válvula proporcional de pressão, montado junto ao cilindro.

O transdutor de pressão 7, assim como no cilindro hidráulico, também foi instalado em um orifício destinado para esta função, na base do macaco hidropneumático. O termopar 8 foi resinado em um niple e acoplado a um bloco de distribuição de ar no painel de válvulas. O transdutor 9 foi instalado em um orifício no reservatório de óleo da unidade hidráulica e permanece submerso, próximo ao fundo. Os transdutores de posição 9 e 10 foram instalados de forma semelhante, fixando o transdutor no corpo do atuador e o imã em um suporte fixo na haste. Já o transdutor 12 foi acoplado a um orifício no centro do eixo de rotação do elemento móvel superior da bancada.

Quadro 5.1 - Lista de variáveis monitoradas e respectivos transdutores utilizados.

Nº	Variável monitorada	Sensor			
		Fabricante	Modelo	Faixa de medição	Incerteza
1	Pressão do reservatório de ar	Wika	A10	0 a 16 bar	$\leq \pm 1 \%$
2	Pressão de suprimento de ar	Wika	A10	0 a 16 bar	$\leq \pm 1 \%$
3	Pressão do suprimento hidráulico de baixa pressão	Wika	A10	0 a 16 bar	$\leq \pm 1 \%$
4	Pressão do suprimento hidráulico de alta pressão	Wika	A10	0 a 160 bar	$\leq \pm 1 \%$
5	Pressão na câmara B (retorno) do cilindro hidráulico	Wika	A10	0 a 160 bar	$\leq \pm 1 \%$
6	Pressão na câmara A (avanço) do cilindro hidráulico	Atos	VRP RZGO-REB-P-NP-033/100/PE	0 a 100 bar	$\leq \pm 1 \%$
7	Pressão na câmara principal do macaco hidropneumático	Wika	A10	0 a 400 bar	$\leq \pm 1 \%$
8	Temperatura do ar de suprimento	Omega	SA1XLK-72	-160 a 400 °C	$\leq \pm 1 \%$
9	Temperatura do óleo no reservatório	-	PT 100	- 50 a 300 °C	$\leq \pm 1 \%$
10	Posição do atuador hidráulico	Baluff	BTL6-A/C/E/G500-M	500 mm	$\pm 200 \mu\text{m}$
11	Posição do macaco hidropneumático	Baluff	BTL6-A/C/E/G500-M	500 mm	$\pm 200 \mu\text{m}$
12	Posição angular do elemento móvel da bancada	Hohner	6426 4032 0014	90°	$\pm 0,1 \%$

Fonte: Próprio autor.

Para realizar a aquisição dos dados obtidos com os transdutores, realizar a conversão dos sinais e fornecer alimentação para os mesmos, um painel de controle e monitoramento foi elaborado. Este é apresentado na Figura 5.3.

Figura 5.3 - Painel de controle e monitoramento da bancada de ensaios.



Fonte: Próprio autor.

Para receber os dados optou-se por utilizar um conjunto da *National Instruments*, o controlador *CompactRIO* (CRIO) e o *software Labview*. Este sistema fornece recursos de processamento de alto desempenho, possui módulos de entradas e saídas com condicionamento de sinais específicos para sensores e ferramentas que o tornam ideal para aplicações de monitoramento e controle.

O hardware é do modelo NI-9053 com 4 slots para módulos da série C. Dois slots estão equipados com módulos do modelo NI-9381 que possui oito entradas e saídas analógicas, taxa de amostragem de 20 kHz em uma resolução de 8 bits. O terceiro slot é preenchido com um módulo NI-9403, o qual possui 32 portas digitais que podem ser utilizadas como entrada ou saída de sinal. O último módulo utilizado é o NI-9210, o qual possibilita a conexão de até quatro termopares, com taxa de amostragem de 14 Hz e 24 bits de resolução.

Todos os sinais dos transdutores passaram por isoladores onde foram convertidos para sinais de 0 a 5 V, sinal de entrada aceito pelo hardware da *National Instruments*. Utilizando o *Labview*, foi construído um diagrama para que os dados fossem tratados, salvos e monitorados visualmente durante a execução dos testes.

5.3 SISTEMA DE AR COMPRIMIDO

O sistema de ar comprimido foi dimensionado para suprir as necessidades dos ensaios relacionados ao acionamento da válvula de adução aos sistemas testados para o regulador de velocidade. Conforme apresentado na Figura 5.4 a seguir, compõem o sistema um compressor Schulz SRP 4008E com motor de 7,5 HP de potência, fornecendo 595 NL/min de ar comprimido e podendo operar a uma pressão máxima de saída de 11,5 bar. O reservatório selecionado é o Schulz modelo SCS 220, com capacidade de armazenamento de 220 litros.

Figura 5.4 - Sistema de geração e armazenamento de ar comprimido.



Fonte: Próprio autor.

Para manter a qualidade do ar, um pós-filtro para 0,01 μm e um filtro de carvão ativado, ambos do modelo FS 0050 da Schulz, foram instalados entre o compressor e o reservatório. Na tomada de ar principal, foi adicionada uma válvula reguladora de pressão da Puma Airtac modelo TFR-12 para 4500 NL/min. Toda a tubulação da rede de distribuição foi construída com tubo PPR de \varnothing 40 mm e \varnothing 32 mm.

5.4 UNIDADE HIDRÁULICA

A unidade de potência e condicionamento hidráulico foi produzida pela empresa Bucher e projetada de acordo com os requisitos solicitados. A mesma é equipada com duas motobombas de engrenagens de 3 e 7,5 CV, ambas fornecendo até 14,2 L/min de vazão, limitadas a 70 e 135 bar, respectivamente. Ela é também equipada com um reservatório para

até 320 L e dois acumuladores tipo bexiga de 50 L, um para cada linha de pressão. A Figura 5.5 apresenta o equipamento descrito acima.

Figura 5.5 - Unidade de potência e condicionamento hidráulico.



Fonte: Próprio autor.

A interface de tomada de pressão é composta por dois blocos individuais, cada um composto por duas válvulas redutoras de pressão associadas a uma válvula direcional 4/2 vias e uma proporcional 4/3 vias.

6 ANÁLISE EXPERIMENTAL

Nesse capítulo são apresentados os resultados obtidos através das simulações com o modelo matemático e pelos ensaios na bancada de testes. A avaliação teórico-experimental ocorreu em duas principais etapas. A primeira teve como referência o macaco hidropneumático convencional, tendo como objetivo entender seu funcionamento e validar o modelo matemático.

Na segunda fase, o macaco hidropneumático com as alterações propostas na Seção 3.1.3.1, nomeado CR15000, foi testado na bancada PCD onde parâmetros operacionais puderam ser levantados para confirmar sua aplicabilidade, além de dados para uma segunda análise com o modelo matemático adaptado. Os procedimentos de ensaio, a correspondência entre modelo e experimento, e os resultados obtidos são apresentados a seguir.

6.1 PRIMEIRA ETAPA – VALIDAÇÃO TEÓRICO-EXPERIMENTAL

Após os primeiros resultados do modelo matemático apresentarem comportamentos condizentes com a dinâmica de funcionamento do equipamento modelado, iniciou-se o refinamento de alguns parâmetros utilizados que foram baseados apenas em referências bibliográficas. Para isso, os primeiros testes foram realizados.

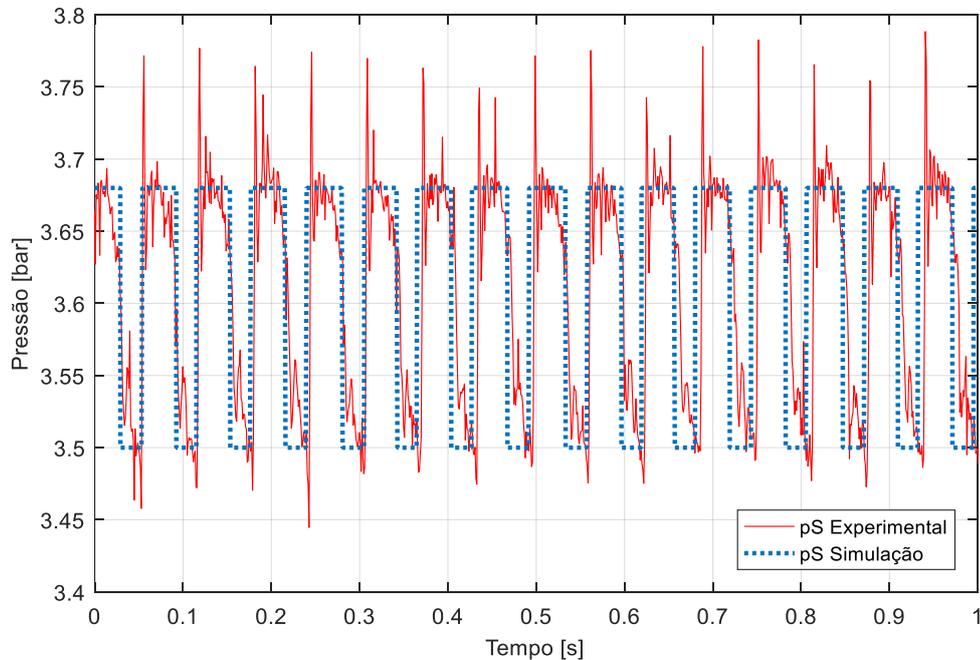
Para adquirir os dados necessários, utilizou-se um macaco hidropneumático da empresa Bovenau, modelo MTP 30800, como o apresentado anteriormente na Figura 2.11. O equipamento foi instrumentado, permitindo o monitoramento da pressão nas duas câmaras da bomba pneumática, a pressão de suprimento próxima ao orifício de entrada da bomba e o deslocamento do atuador. As variáveis supracitadas podem ser observadas na Figura 4.2 e Figura 4.14, respectivamente.

Nessas condições, diversas movimentações de avanço e retorno foram avaliadas. O primeiro ponto observado foi que a pressão de suprimento na entrada da bomba pneumática não se mantinha constante como havia sido considerado na modelagem. Entre os possíveis motivos para essa variação estão a dinâmica de regulação de pressão da válvula na tomada de ar, além do aumento da perda de carga na tubulação e nas conexões relativo ao aumento de vazão quando o obturador da bomba é aberto.

Na tentativa de amenizar o efeito dessa variação, foi implementado no modelo uma função baseada no sentido do deslocamento do êmbolo pneumático, alternando entre dois níveis de pressão aproximados através do experimento. A Figura 6.1 apresenta a medição

experimental de pressão e a resposta da função de pressão de suprimento adotada no modelo. Contudo, esta oscilação de pressão mante-se inferior a 0,2 bar em média, o que não causou alterações consideráveis entre modelagem e experimento.

Figura 6.1 - Pressão de suprimento experimental e em simulação.



Fonte: Próprio autor.

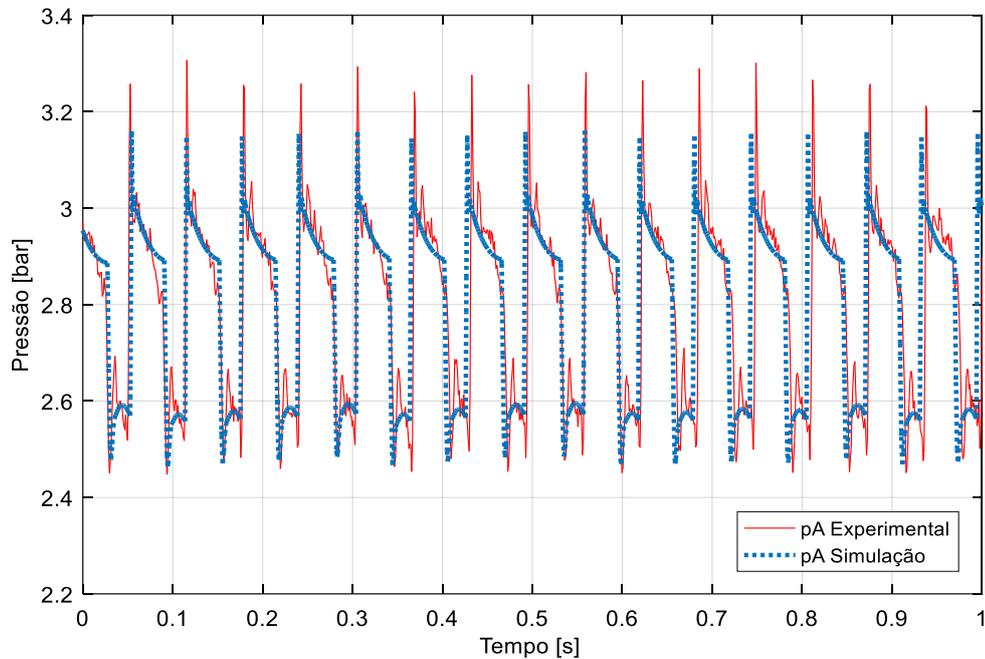
O próximo passo foi realizar uma análise a fim de estimar o atrito viscoso e os coeficientes de descarga para cada orifício da bomba. Observou-se que a variação desses parâmetros afetava todas as características do ciclo de operação, entre elas, a amplitude das oscilações das pressões internas, o nível médio e o perfil de variação das pressões, além da frequência do ciclo de bombeamento.

A primeira análise iniciou com o valor de 0,72 para os coeficientes de descarga dos orifícios de entrada e saída da bomba e 0,7 para o orifício interno produzido pela abertura do obturador. O valor inicial adotado para o atrito viscoso foi de 200 Ns/m. Por fim, os valores que geraram a resposta mais próxima aos dados obtidos em experimentos foram 0,72 para o coeficiente de descarga do orifício de entrada, 0,75 para o orifício interno e 0,76 para o orifício de saída, além de 135 Ns/m para o atrito viscoso.

A Figura 6.2 e a Figura 6.3 a seguir apresentam resultados experimentais da dinâmica de pressão nas câmaras A e B da bomba, respectivamente. Nelas é também apresentada a resposta do modelo matemático. Tanto experimento quanto simulação foram conduzidos com pressão de suprimento regulada e com o cilindro hidráulico livre para se movimentar, sem carga

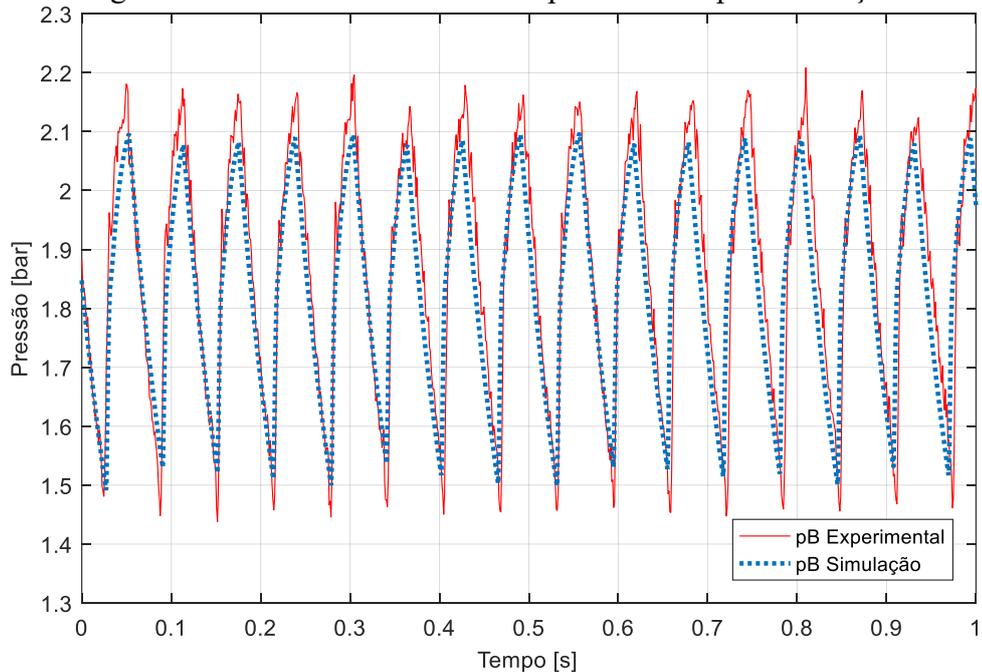
aplicada, iniciando na posição totalmente fechado. É importante lembrar que o movimento cíclico do êmbolo que produz as variações de pressão é realizado automaticamente devido à forma construtiva da bomba hidropneumática. A descrição completa da operação deste componente foi apresentada anteriormente na seção 4.1, sendo ilustrada pela Figura 4.2.

Figura 6.2 - Pressão na câmara A experimental e por simulação.



Fonte: Próprio autor.

Figura 6.3 - Pressão na câmara B experimental e por simulação.



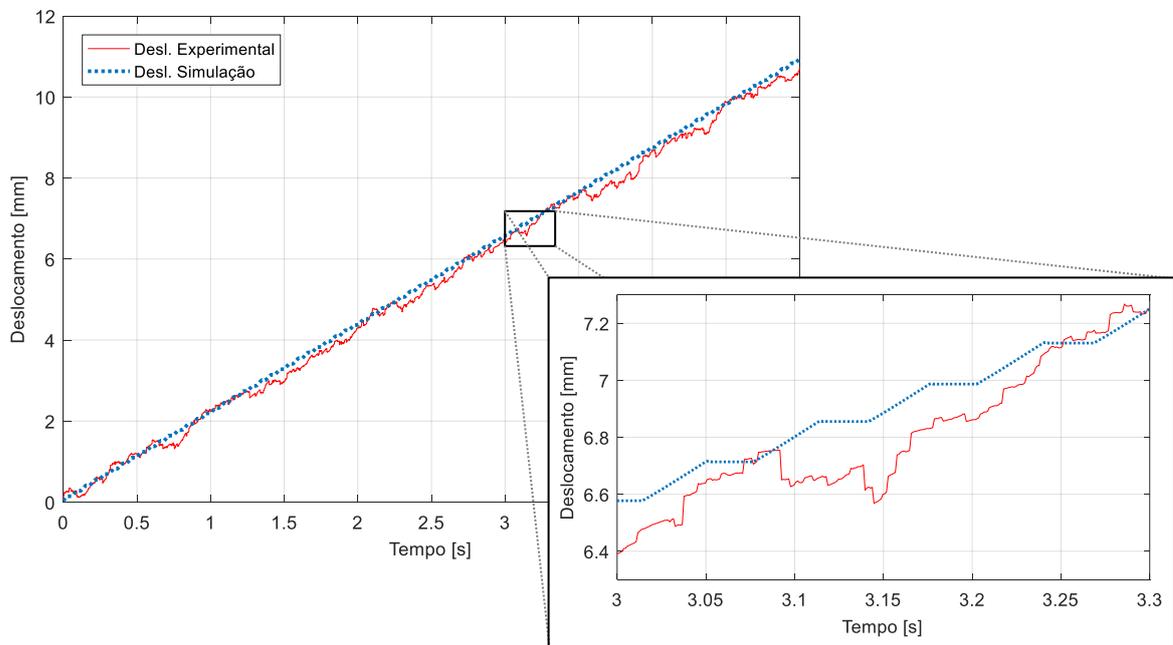
Fonte: Próprio autor.

A dinâmica das pressões pode ser mais facilmente entendida quando se considera o movimento do êmbolo e do obturador. Com o obturador fechado e o êmbolo recuado, a pressão A aumenta rapidamente até que a força da pré-carga da mola, a força de carga na haste, a pressão em B sobre o êmbolo e o atrito sejam vencidos. Assim que o movimento é iniciado, as forças resistentes ao movimento aumentam. Entretanto, o volume na câmara A cresce, fazendo com que a pressão que estava se elevando abruptamente, começa a reduzir gradualmente. Simultaneamente, a pressão na câmara B começa a reduzir devido à vazão constante pelos orifícios de saída.

No momento em que a vedação encontra os ressalto laterais e o obturador é aberto, permitindo a comunicação entre as câmaras, a pressão em A cai rapidamente até o início do movimento de retorno, enquanto, em uma variação mais suave, B se eleva.

Com relação ao deslocamento do macaco hidropneumático, a medição experimental apresentou um pouco de ruído devido à vibração do macaco em operação, porém ainda é possível verificar que a inclinação da rampa de deslocamento obtida através de simulação se aproxima muito da experimental, conforme apresentado na Figura 6.4.

Figura 6.4 - Deslocamento experimental e por simulação.



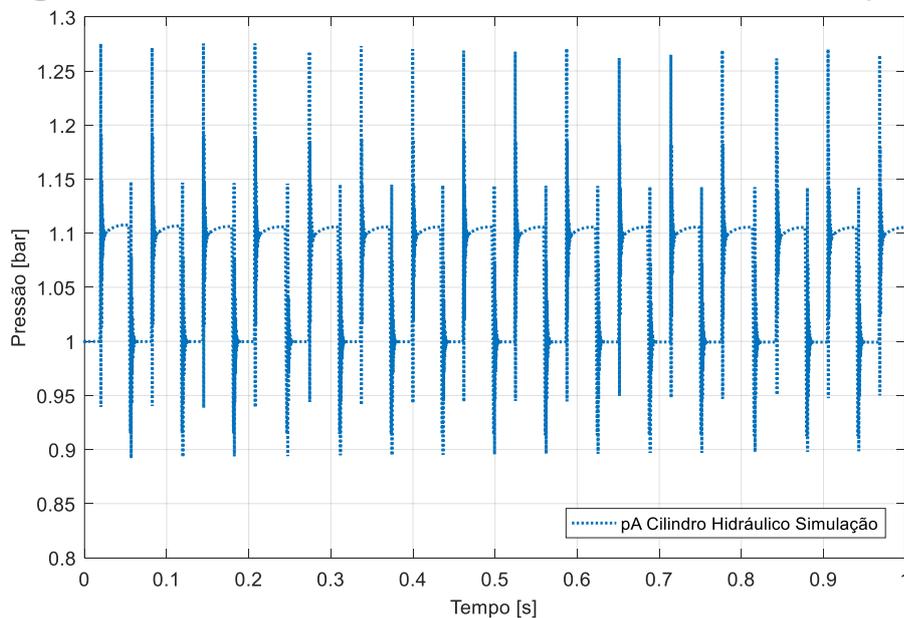
Fonte: Próprio autor.

No detalhe da Figura 6.4, é possível identificar, observando o deslocamento da simulação, os passos do movimento de avanço produzidos por cada ciclo de bombeamento da bomba pneumática.

As pressões nas câmaras hidráulicas e o deslocamento do êmbolo da bomba pneumática não puderam ser medidos experimentalmente, pois o equipamento não possuía pontos para medição e não foram identificadas regiões onde pudessem ser feitos orifícios para a instalação de transdutores sem danificar algum elemento ou impedir seu funcionamento. Contudo, devido a certeza sobre as dimensões dos componentes e a compressibilidade extremamente baixa da parte hidráulica, principalmente quando comparado à pneumática, a compatibilidade entre resultados experimentais e de simulação referente às pressões da bomba e o deslocamento do macaco hidropneumático foram considerados suficientes para demonstrar a validade do modelo desenvolvido.

Ainda assim, são apresentadas a seguir as dinâmicas de outras variáveis obtidas por simulação. Como mostrado na Figura 6.5, a pressão na câmara de avanço do cilindro aumenta até superar as forças resistivas e produzir a elevação da carga. Ao fim de cada degrau, a pressão é reduzida ao valor necessário apenas para sustentar a força de carga, sendo mantida pela válvula de retenção V3 entre a bomba e o cilindro.

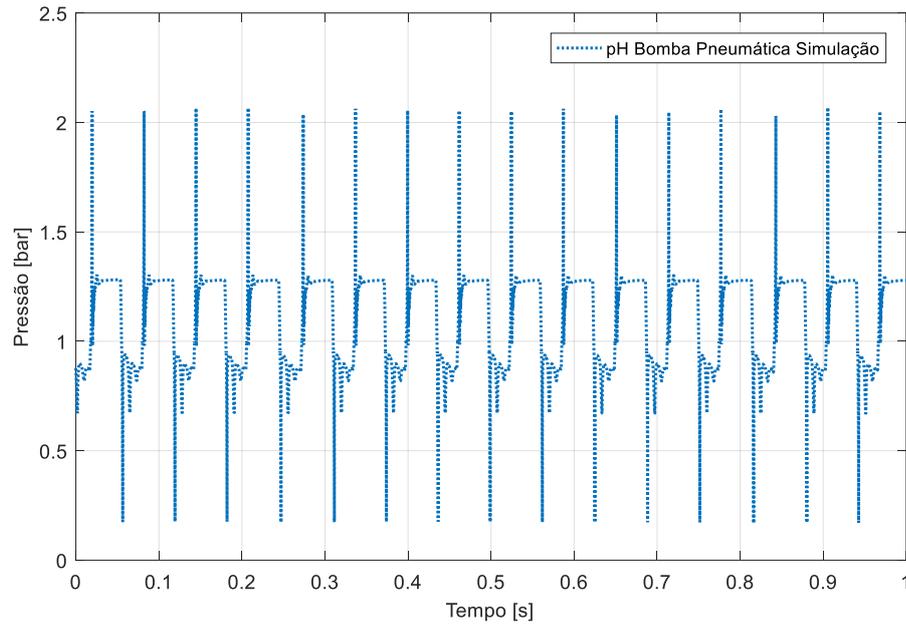
Figura 6.5 - Pressão na câmara A do cilindro hidráulico em simulação.



Fonte: Próprio autor.

A oscilação produzida pela bomba pneumática é o movimento que produz a vazão de fluido para o cilindro hidráulico. Conforme a modelagem (Figura 6.6), a variação de pressão no interior da câmara hidráulica entre as válvulas de retenção indica as etapas de sucção de fluido do reservatório, com pressão abaixo da atmosférica, e envio de fluido ao atuador, com pressão superior a presente na câmara do cilindro.

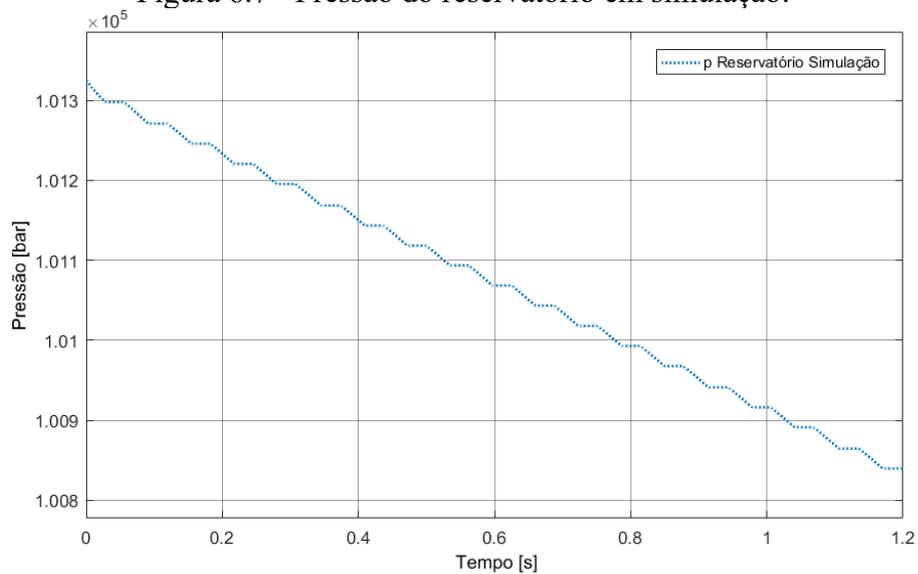
Figura 6.6 - Pressão na câmara hidráulica da bomba pneumática em simulação.



Fonte: Próprio autor.

Uma vez que o reservatório não possui meios de comunicação com o ambiente externo, a variação de óleo presente nele e o avanço do êmbolo fazem com que sua pressão interna varie durante operação. Como pode ser observado na Figura 6.7, o avanço do êmbolo provoca um aumento de volume da câmara A proporcionalmente maior do que a redução de volume da câmara B (interligada com o reservatório), de forma que a pressão interna do reservatório cai. Entretanto, esta variação de pressão não causa maiores dificuldades no processo de bombeamento de óleo.

Figura 6.7 - Pressão do reservatório em simulação.

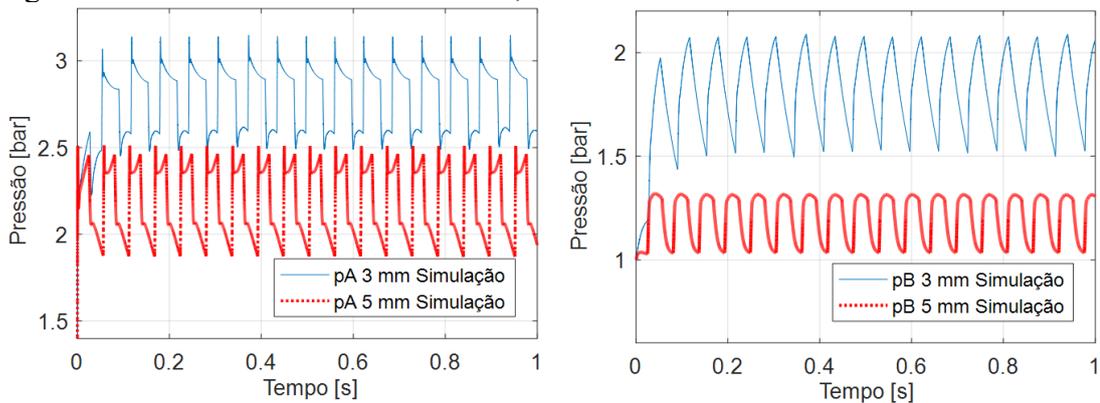


Fonte: Próprio autor.

Dada a validação do modelo matemático, este poderá ser usado como uma importante ferramenta no projeto de futuros macacos hidropneumáticos, auxiliando no entendimento de seu funcionamento e no efeito de cada alteração em sua performance.

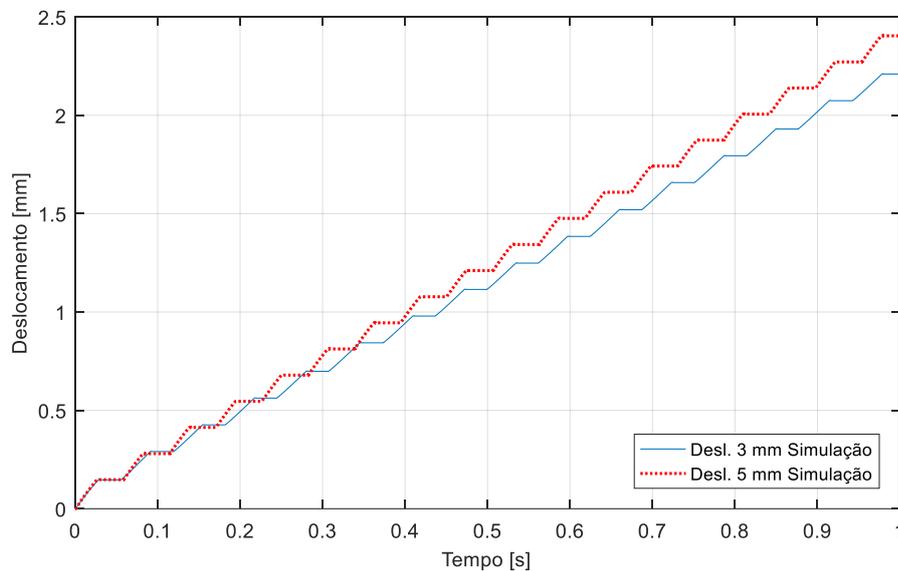
Uma possível alteração já identificada é a ampliação dos orifícios de saída de ar da bomba pneumática. A Figura 6.8 e a Figura 6.9 a seguir confrontam os resultados obtidos através de simulação entre o modelo regular e o modelo com a alteração do diâmetro dos orifícios de saída.

Figura 6.8 - Pressões nas câmaras A e B, com orifícios de saída de \varnothing 3 mm e \varnothing 5 mm.



Fonte: Próprio autor.

Figura 6.9 - Deslocamento do cilindro, orifícios de saída de \varnothing 3 mm e \varnothing 5 mm.



Fonte: Próprio autor.

Em resultados de simulação, o aumento dos orifícios de \varnothing 3 mm para \varnothing 5 mm acarreta na redução da pressão média nas câmaras, redução na força resistiva ao avanço do êmbolo da bomba relacionada ao produto da pressão da câmara e a área do êmbolo e, conseqüentemente, diminuição do tempo de cada ciclo de bombeamento.

De forma geral, a alteração resultou em um aumento aproximado de 8,8 % na velocidade de avanço do equipamento, considerando a condição de ausência de carga. Esse resultado evidencia que ainda há possibilidades de aprimoramento nos componentes do macaco hidropneumático, os quais podem ser identificados mais facilmente através do modelo matemático desenvolvido.

6.2 SEGUNDA ETAPA – VALIDAÇÃO OPERACIONAL

Nesta fase, o novo macaco hidropneumático, com as alterações descritas da seção 3.2.1, foi instalado e testado na bancada PCD. Os ensaios contemplaram a utilização de diferentes configurações de operação, alternando entre o uso de uma ou duas bombas e a pressurização ou não do reservatório. Assim foram analisadas as velocidades de avanço e de retorno controlado, além dos vazamentos internos pelas válvulas. Os resultados obtidos são apresentados a seguir.

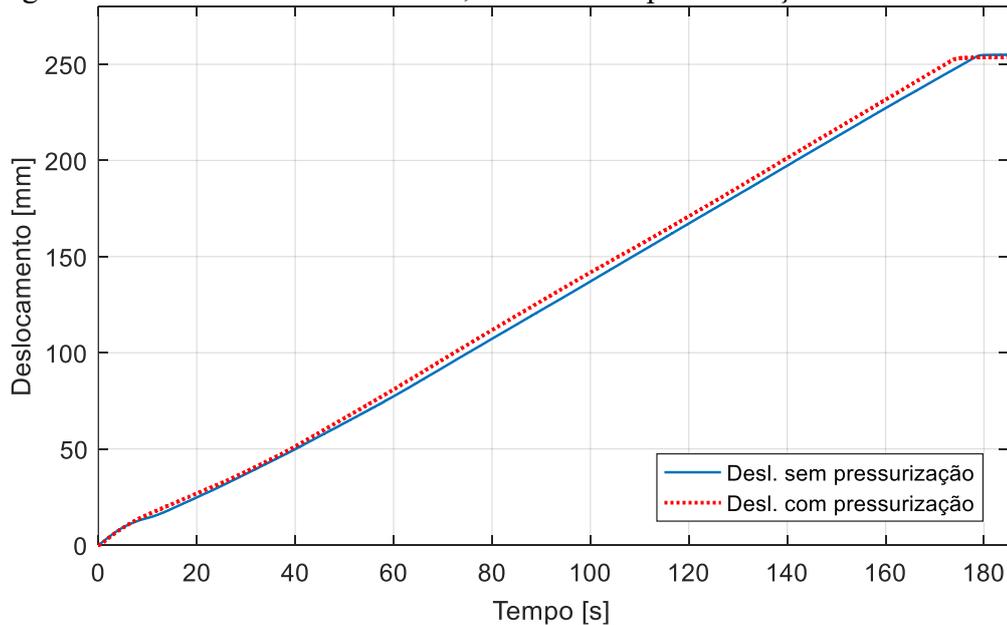
No início dos testes, foi identificado um defeito de fábrica da válvula hidráulica proporcional de pressão que estava sendo utilizada na bancada para produzir o perfil de carga desejado. Este defeito impossibilitou a reprodução fiel da carga da aplicação. Então optou-se por utilizar a carga máxima de operação durante os testes, sendo controlada por uma válvula reguladora de pressão convencional ligada a câmara A do atuador hidráulico da bancada. Esta foi ajustada para manter a pressão próxima de 70 bar, produzindo uma força sobre o macaco de aproximadamente 150 kN.

Além disso, o curso completo do macaco de 355 mm não pode ser totalmente executado devido a limitações no alcance da bancada, assim os testes iniciaram na posição de 100 mm. Apesar disso, conforme observado nos testes sem carga, o comportamento do macaco é regular durante todo o curso, ou seja, mantém um ciclo de operação muito semelhante em qualquer posição que esteja trabalhando. A fim de melhorar a visualização dos resultados, a posição inicial foi deslocada para zero nos gráficos apresentados.

Nos primeiros testes utilizou-se apenas uma bomba pneumática, carga nominal e pressão de suprimento pneumático regulada em 7 bar, sem a pressurização do reservatório. Em seguida, mantendo as mesmas condições anteriores, a válvula V9 foi aberta, acionando a pressurização do reservatório. A Figura 6.10 apresenta os dados experimentais de deslocamento para as duas configurações.

Nesta situação, a velocidade de avanço sem a pressurização do reservatório foi de aproximadamente 1,42 mm/s, enquanto nos testes em que o reservatório estava interligado com o suprimento de ar, ficou em torno de 1,45 mm/s, acréscimo de 2 %. Dessa forma, o equipamento realizaria seu curso completo de abertura de 355 mm em 250 e 245 segundos, sem e com a pressurização do reservatório, respectivamente.

Figura 6.10 - Teste com uma bomba, com e sem a pressurização do reservatório.

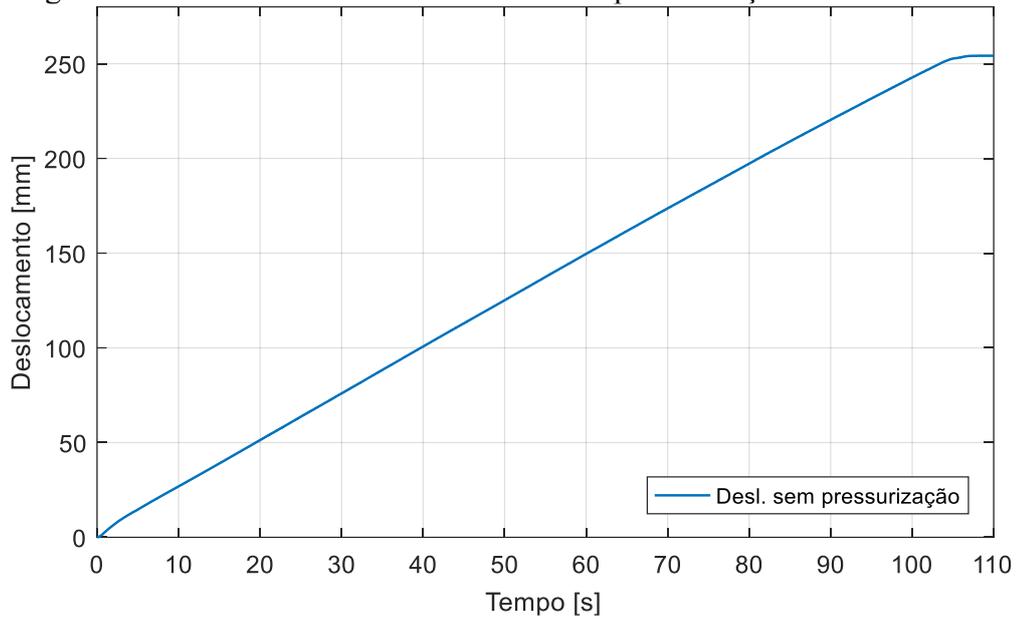


Fonte: Próprio autor.

Em seguida, a segunda bomba foi conectada ao suprimento e repetiram-se os testes descritos anteriormente. Entretanto, houve uma variação entre os diversos testes utilizando a pressurização do reservatório, por isso estes são apresentados e comentados separadamente. Os dados referentes ao deslocamento utilizando duas bombas, sem a pressurização do reservatório são apresentados na Figura 6.11.

Com esta configuração, o macaco foi capaz de desempenhar uma velocidade de avanço de aproximadamente 2,37 mm/s, concluindo assim a abertura completa em 149,5 segundos, uma redução em torno 40 % quando comparado aos testes com uma bomba pneumática. Idealmente, deveria ser observada uma redução de 50 %, uma vez que a capacidade de bombeamento do equipamento foi duplicada.

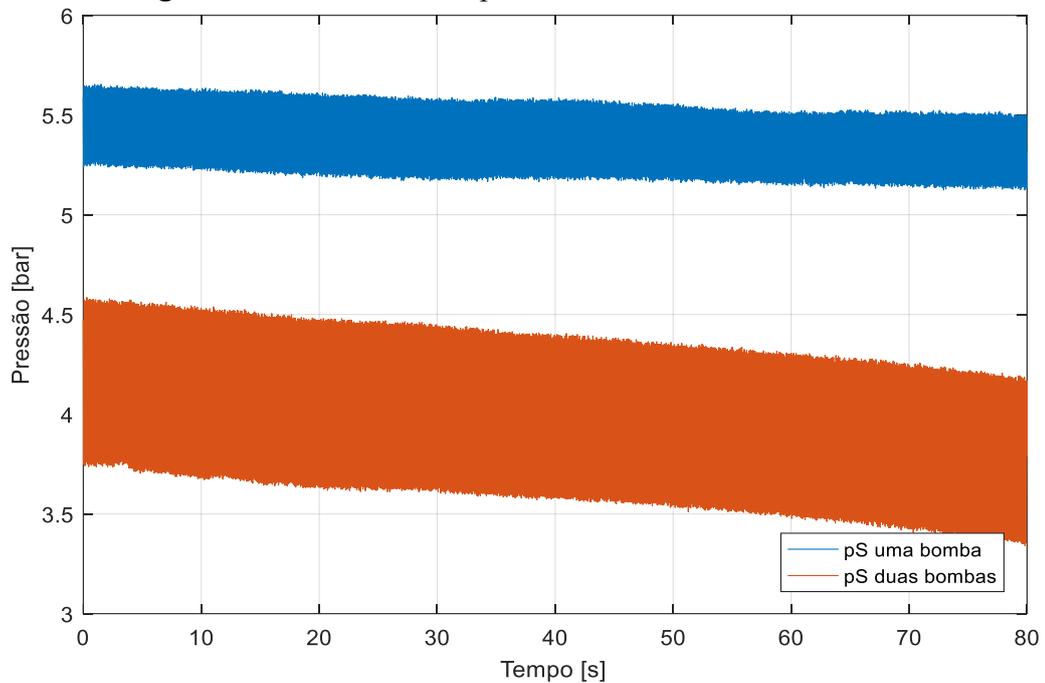
Figura 6.11 - Teste com duas bombas e sem a pressurização do reservatório.



Fonte: Próprio autor.

Entretanto, conforme a Figura 6.12, o sistema de suprimento de ar não foi capaz de manter a pressão na entrada das bombas quando comparada a pressão nos testes utilizando apenas uma bomba devido à baixa vazão do compressor, fato que pode ter gerado essa perda de rendimento.

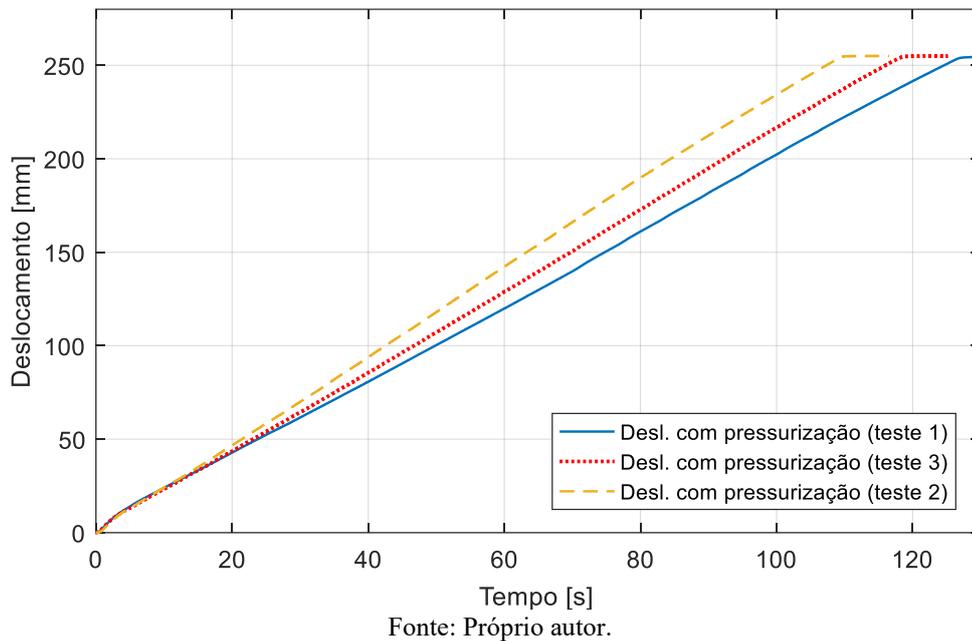
Figura 6.12 - Pressão de suprimento com uma e duas bombas.



Fonte: Próprio autor.

Mesmo tendo observado durante os testes com uma única bomba que a pressurização do reservatório não produz um aumento considerável na velocidade do equipamento, era esperado que esse pequeno ganho fosse observado também nos testes com duas bombas. Contudo, os testes utilizando essa funcionalidade apresentaram resultados erráticos e com grande variação entre eles. A Figura 6.13 apresenta três testes sequenciais realizados nas mesmas condições e que apresentaram resultados distintos.

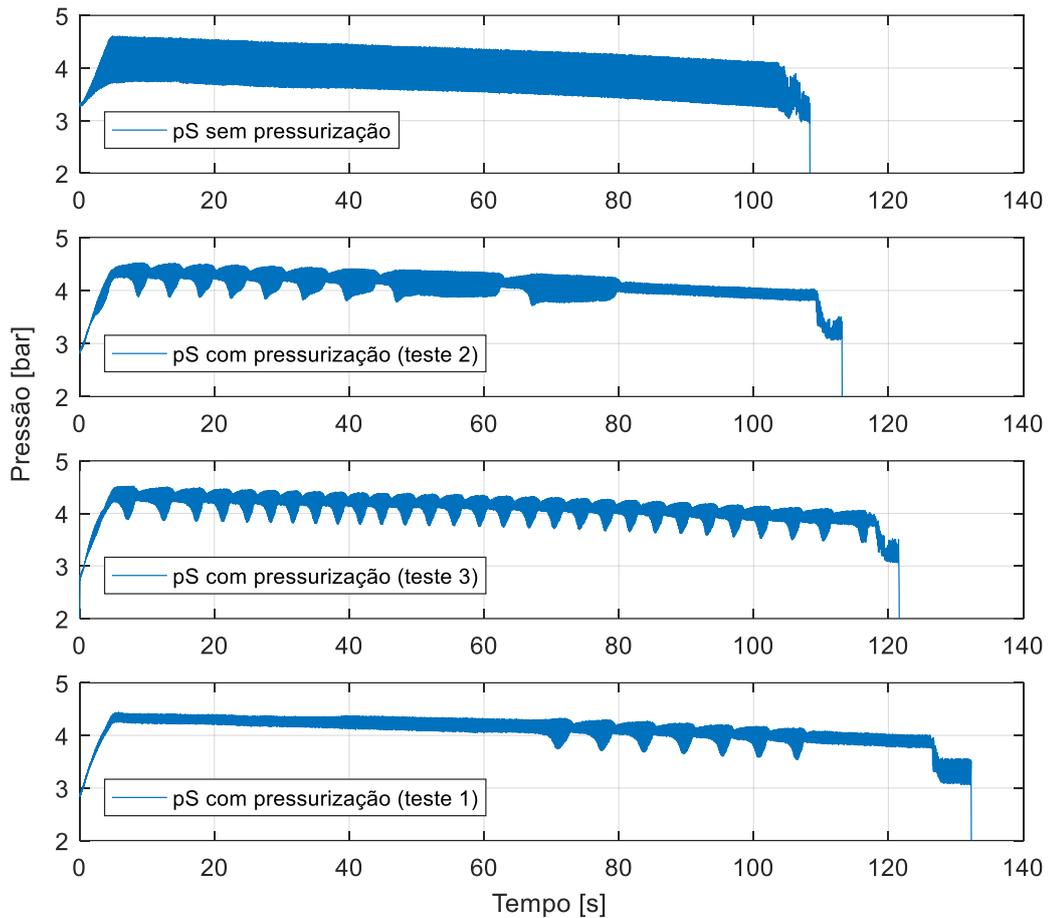
Figura 6.13 - Testes com duas bombas e com a pressurização do reservatório.



Essa divergência ocorreu porque a frequência de bombeamento das bombas não se manteve sincronizada como no teste sem a pressurização. Uma forma de observar este fenômeno é pela variação da pressão de suprimento próxima a entrada das bombas, como apresentado pela Figura 6.14

Nos testes sem a pressurização do reservatório, a oscilação dessa pressão é constante durante todo o curso e apresenta uma amplitude maior, uma vez que as bombas estão trabalhando sincronizadas. Nessa condição, quando estão bombeando fluido para o cilindro, não há orifícios que conectem a câmara A da bomba com a atmosfera e a pressão sobe rapidamente. Já na etapa de sucção do reservatório, ambas as bombas estão conectadas com a atmosfera, reduzindo a pressão na câmara A e facilitando o recuo do êmbolo da bomba.

Figura 6.14 - Pressões de suprimento nos testes com duas bombas.



Fonte: Próprio autor.

Já nos testes com o reservatório pressurizado, observa-se que a amplitude das oscilações varia de forma não linear, sem padrões, durante o curso de abertura, momentos em que os ciclos de operação das bombas variam entre sincronizados e alternados/defasados. Quando não estão trabalhando em sincronia, as bombas perdem eficiência. Neste caso, ambas as etapas, bombeamento e sucção, são prejudicadas, uma vez que enquanto uma bomba está tentando pressurizar a câmara A para bombear fluido, a outra está liberando ar para a atmosfera durante seu retorno. Esta condição dificulta a pressurização da câmara A da bomba que está enviando fluido para o cilindro e também reduz a área de saída de ar na etapa de sucção da outra bomba em comparação com a condição de ambas as bombas trabalhando em sincronia.

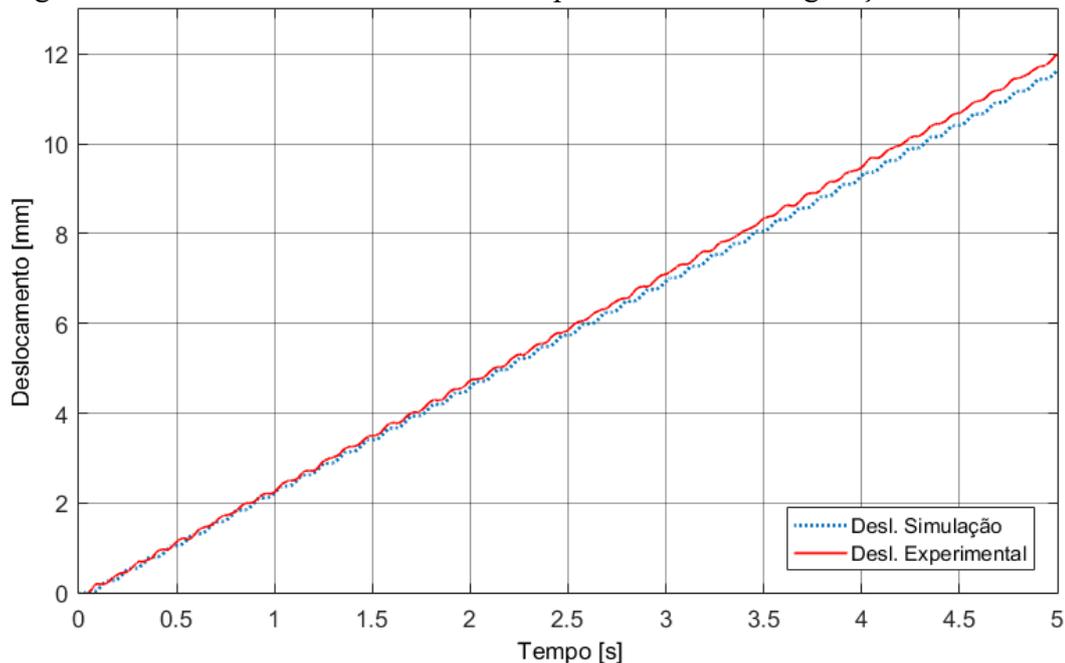
Sendo assim, a opção de utilizar duas bombas, sem a pressurização do reservatório mostrou-se mais satisfatória, com velocidade superior ao emprego de apenas uma bomba e melhor eficiência quando comparada a opção utilizando a pressurização. Além disso, a não utilização da pressurização exclui o único elemento que poderia acarretar em um vazamento de

óleo para o ambiente ou para a linha de pressão pneumática em caso de manuseio inadequado do equipamento.

Tendo sido selecionada a melhor configuração, o modelo matemático validado anteriormente foi modificado, adicionando mais uma bomba pneumática, trabalhando em sincronismo com a primeira. Foi também adicionada a carga de 153 kN, seguindo o carregamento aplicado durante os testes experimentais. O deslocamento obtido através da simulação é apresentado na Figura 6.15 a seguir, juntamente com os dados obtidos experimentalmente.

Como observado, a velocidade média em simulação é de 2,32 mm/s, uma diferença de aproximadamente 2 % da obtida experimentalmente. Esta pequena variação foi considerada aceitável, reafirmando a validade do modelo e aumentando a confiabilidade dos dados obtidos através dele.

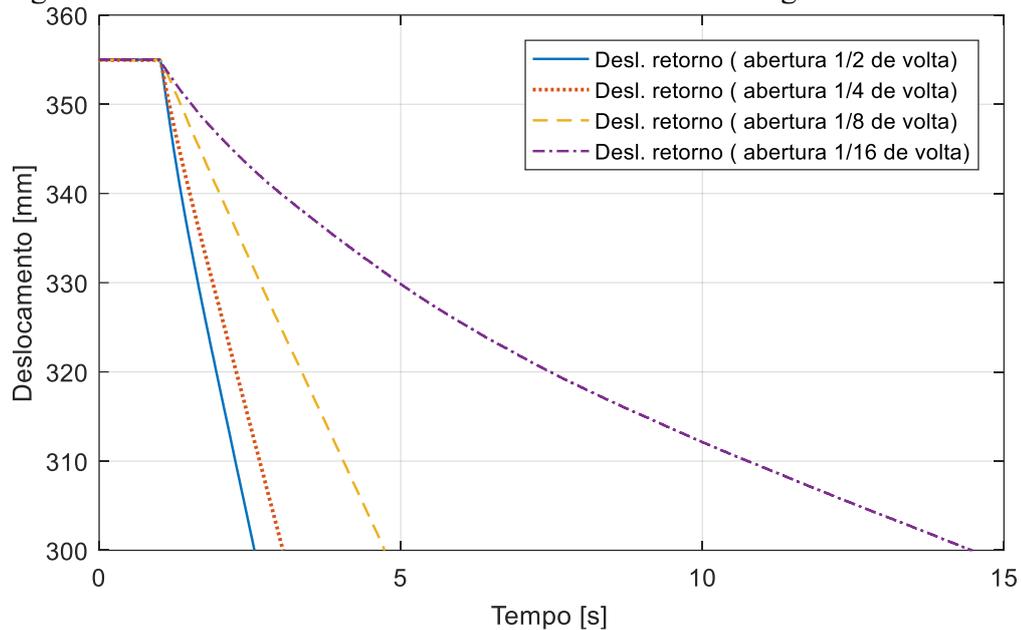
Figura 6.15 - Deslocamento simulado e experimental da configuração selecionada.



Fonte: Próprio autor.

Mesmo já tendo selecionado a opção considerada mais adequada, outros testes foram realizados. Um deles está relacionado ao controle da velocidade de retorno, obtido através da regulagem da vazão de retorno ao reservatório. A Figura 6.16 a seguir apresenta deslocamentos de retorno com a carga nominal e diferentes aberturas da válvula reguladora de vazão, aproximadamente 1/2, 1/4, 1/8 e 1/16 de volta.

Figura 6.16 - Retorno com diferentes aberturas na válvula reguladora de vazão.

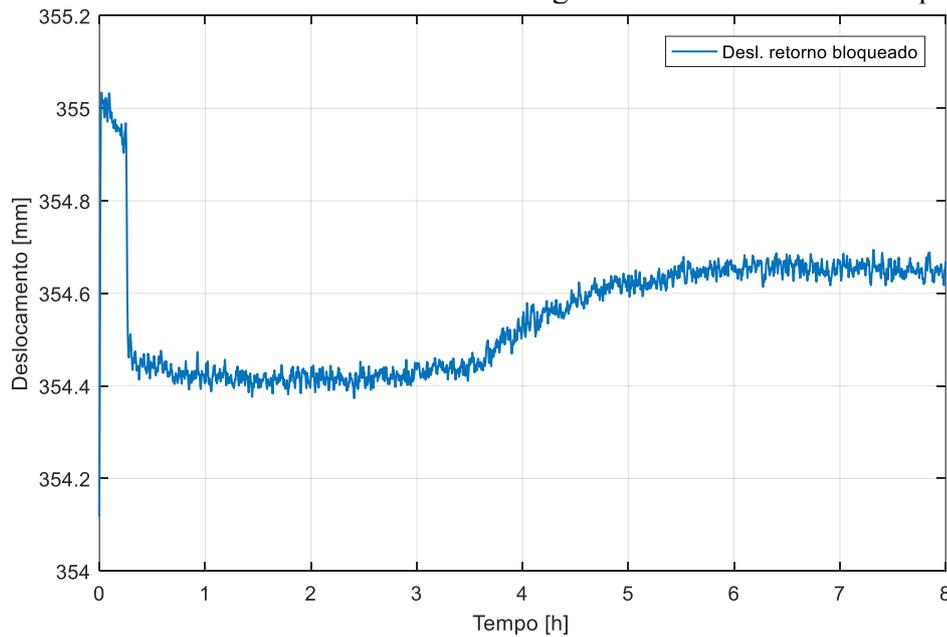


Fonte: Próprio autor.

Mesmo com a presença de uma chaminé de equilíbrio na tubulação de adução da central hidrelétrica, é de extrema importância que o retorno não ocorra abruptamente, evitando a ocorrência de danos graves à estrutura da usina. A válvula reguladora de vazão de retorno permite bons ajustes da velocidade de recuo, atendendo inclusive ao requisito de fechamento da norma ANSI/AWWA C504-15 (*AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION*, 2015) de 2 a 4 segundos por polegada do diâmetro nominal da válvula. Neste caso, com o ajuste de 1/16 de volta, o tempo de fechamento total com carga nominal deve ser pouco mais de 140 segundos, muito próxima da margem de 4 mm por polegada do diâmetro. Maiores velocidades são facilmente obtidas com o ajuste da abertura da válvula, como indicado na figura anterior.

Além disso, foram analisados os vazamentos internos pela válvula de retenção (V4) e pelas válvulas que liberam o retorno do macaco (V6 e V7). O intuito desta avaliação é estimar a periodicidade de reposição da posição de abertura da válvula de adução, para controle de operação e para auxiliar na detecção de possíveis falhas ao longo do tempo. A Figura 6.17 apresenta os dados obtidos.

Figura 6.17 - Deslocamento de recuo sobre carga nominal com retorno bloqueado.



Fonte: Próprio autor.

Como já apresentado anteriormente, a posição de abertura total é o ponto onde há menos carga sobre o macaco. Entretanto, optou-se por testar na condição máxima de carga de 153 kN. Avaliando os dados apresentados na figura anterior, o equipamento teve um recuo de 0,6 mm nos primeiros 20 minutos, e nas horas seguintes não foram observados outros recuos. Por outro lado, o equipamento retomou parte da posição, talvez por dilatação ou deformação da bancada, uma vez que a carga e a posição do cilindro hidráulico de carga se mantiveram estáveis.

O recuo máximo antes do acionamento da reposição varia entre cada usina, porém costuma ficar na faixa de 30 mm, não necessitando mais do que uma única reposição diária, conforme indicado pela Reivax S/A Automação e Controle. Assim, o equipamento mostrou-se adequado, uma vez que este não apresentou sequer um deslocamento mínimo para estimar uma periodicidade de reposição, finalizando 8 horas de teste 0,35 mm abaixo da posição inicial.

6.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS

No intuito de representar o comportamento dinâmico do equipamento, foi construído um modelo matemático utilizando o ambiente de simulação MATLAB/Simulink[®]. A validação do modelo apresentada neste capítulo comprova a semelhança entre os resultados experimentais e os obtidos através de simulações.

Entre as suposições que justificam algumas diferenças nas pressões da bomba pneumática, na frequência de bombeamento e, conseqüentemente, no deslocamento do cilindro hidráulico, pode-se citar a simplificação do modelo de atrito adotado no equacionamento da bomba e oscilações na pressão de suprimento produzidas pela dinâmica da válvula reguladora de pressão presente na tomada de ar, não reproduzidas com total semelhança no modelo. Contudo, essas pequenas divergências não afetam a avaliação final da dinâmica de operação do sistema.

Na sequência, ensaios experimentais realizados na bancada de testes avaliaram deslocamento, tempos de abertura e fechamento, vazamentos internos e os sistemas de segurança do equipamento em condições de carregamento similares ao presente na aplicação do projeto piloto. Os sistemas de retorno automático em caso de desenergização e o acionamento manual redundante do retorno funcionaram de acordo com o solicitado nas normas de referência. Os testes desses sistemas não foram apresentados graficamente devido a sua simplicidade, baseados em repetidos recuos provocados pela desenergização da válvula hidráulica ou pela abertura do manipulô.

Quanto ao tempo de abertura, apesar de não ser um requisito normatizado, foi possível atingir a marca de 149,5 segundos, frente aos 250 segundos do macaco hidropneumático convencional com apenas uma bomba. Devido ao vazamento interno praticamente insignificante, os testes realizados não foram suficientes para estimar o tempo entre cada reposição de fluido, resultado que se mostrou atrativo, indicando baixos níveis de vazamento interno.

Entre os resultados obtidos e observando dados de outras usinas de porte semelhante, fornecidos pela empresa Reivax S/A Automação e Controle, o equipamento mostrou-se eficaz e em concordância com o esperado para a aplicação, propiciando um tempo de abertura dentro da faixa usual de 60 a 180 segundos e certamente com tempo de reposição superior a um dia.

7 CONCLUSÕES

A pesquisa apresentada nessa dissertação teve o objetivo de propor uma solução inovadora para o acionamento de válvulas de adução em pequenas centrais hidrelétricas utilizando uma fonte de potência pneumática.

Inicialmente, foram levantados os parâmetros da usina que comportaria o projeto piloto e, através da metodologia apresentada na Seção 2.3.2.1, foi estimado o torque necessário para realizar o acionamento da válvula adutora em questão. Na sequência, diversos atuadores comerciais foram avaliados segundo critérios estabelecidos a partir das necessidades apresentadas pelos interessados no projeto. Pela avaliação já apresentada anteriormente, optou-se pela utilização de um macaco hidropneumático.

Analisando o equipamento selecionado, foram propostas e aplicadas alterações essenciais para sua ótima utilização nesta aplicação. Estas alterações resultaram em um aumento de custo de fabricação. Entretanto, o macaco hidropneumático manteve a liderança na avaliação de custo relativo, sendo o cilindro pneumático de simples ação três vezes mais caro e o atuador Scotch Yoke, 8 vezes.

A validação do modelo matemático do equipamento foi primordial para o entendimento da dinâmica do componente, além de servir como ferramenta para auxiliar em seu dimensionamento para novas aplicações. Também é de grande valor na identificação de possíveis melhorias e avaliação do impacto de mudanças de projeto em seu funcionamento.

Com a mesma importância, a análise experimental da eficácia do equipamento foi essencial na viabilização de um sistema completo de automação e controle de velocidade para PCHs utilizando tecnologia pneumática, objetivo maior do projeto de pesquisa e desenvolvimento da CTG Brasil em parceria com a empresa Reivax S/A Automação e Controle, do qual o trabalho desta dissertação faz parte.

O equipamento apresentou bom desempenho, com dimensões pequenas quando comparado às outras opções analisadas, e melhor relação de custo. Além disso, baseando-se em dados das empresas parceiras, pode-se considerar que o sistema é capaz de garantir a força necessária para o acionamento das válvulas de adução de usinas dentro da faixa de potência proposta, de até 2 MW.

Alguns tópicos importantes relacionados à pesquisa realizada poderão ser aprofundados em trabalhos futuros. Entre eles, pode-se citar uma avaliação mais detalhada do atrito da bomba pneumática e principalmente do cilindro hidráulico, considerando o atrito

estático e de Coulomb. Além disso, pode-se realizar uma análise a respeito de possíveis melhorias nas bombas pneumáticas ou uma avaliação da viabilidade de sua substituição por bombas de dupla ação, possivelmente tornando o equipamento mais eficiente. Poderiam ser realizados também, testes prolongados a fim de avaliar o vazamento interno e assim determinar com maior precisão o tempo médio de reposição de fluido.

Outro ponto importante é a troca do fluido hidráulico por óleo sintético biodegradável, devendo-se avaliar a compatibilidade das vedações e se há influência das condições do ambiente de trabalho. Pode-se, também, estudar uma forma de aplicar a tecnologia hidropneumática para o acionamento de válvulas de operação linear, como o caso de válvulas globo, gaveta e guilhotina, ampliando, assim, sua área de aplicação.

REFERÊNCIAS

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. Atlas de Energia elétrica do Brasil, 3 ed. Brasília : Aneel, 2008. Disponível em: <http://www.aneel.gov.br/documents/656835/14876406/2008_AtlasEnergiaEletricaBrasil3ed/297ceb2e-16b7-514d-5f19-16cef60679fb>. Acesso em: 28 de Ago. de 2019.

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. Banco de Informações de Geração, 2019. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.cfm>>. Acesso em: 27 de Ago. de 2019.

ALÉ, J. V. Turbinas Hidráulicas. Rio Grande do Sul: PUCRS, 2001. cap. 1.

ALVES, M. R.; GEOGEN, R.; SOUZA, M. G.; STEIN, E. O. et al. Identificação experimental dos parâmetros de atrito em atuadores pneumáticos de uma bancada para testes de controle de força. Salão do Conhecimento Unijuí, 2018, 5 p.

AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION. ANSI/AWWA C504-15: Rubber- Seated Butterfly Valves. Estados Unidos, 2015.

AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION. ANSI/AWWA C541-16: Hydraulic and Pneumatic Cylinder and Vane-Type Actuators for Valves and Slide Gates. Estados Unidos, 2016.

AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION. AWWA M49: Quarter-Turn Valves: Head Loss, Torque, and Cavitation Analysis. Estados Unidos, 2017.

AMORIM, J. C. C. Curso segurança em barragens: Módulo 1 - Barragens: aspectos legais, técnicos e socioambientais. 71 p. 2019.

ANDERSEN, B. W. The Analysis and Design of Pneumatic Systems. 1 ed. New York: John Wiley & Sons, 1967.

BACK, N.; OGLIARI, A.; DIAS, A.; SILVA, J. C. Projeto integrado de produtos: planejamento, concepção e modelagem. São Paulo: Editora Manole Ltda, 2008.

BEATER, P. Pneumatic drives - System design, modelling and control. Berlim, Alemanha: Springer, 2007.

BOLLMAN, A. Fundamentos da Automação Industrial Pneutrônica. 1 ed. São Paulo: ABHP, 1997. 278 p.

Bovenau. Macacos Hidráulicos MTP 30800 - MTP30. 2020. Disponível em: <<http://www.bovenau.com.br/index.php/macacos-hidraulicos-mtp/>>. Acesso em: 20 fev. 2020.

Bray. TM-1050 Resilient Seated Butterfly Valves - Technical Manual. Disponível em: <<https://resources.bray.com/en/technical-manuals-english/tm-1050-resil>>. Acesso em: 09 maio 2019.

CÂMARA DE COMERCIALIZAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA. Fontes. Disponível em: <https://www.ccee.org.br/portal/faces/pages_publico/onde-atuamos/fontes?_adf.ctrl-state=11avdxk52a_1&_afLoop=412989100783152#!%40%40%3F_afLoop%3D412989100783152%26_adf.ctrl-state%3D11avdxk52a_5>. Acesso em: 27 Ago. 2019.

COZ, F.; SÁNCHEZ, T.; VIANI, B.; SEGURA, J. et al. Manual de mini y microcentrales hidráulicas. 1 ed. Lima, Perú: Intermediate Technology Development Group Perú, 1995.

DICKENSON, T. C. Valves, piping & pipelines handbook. 3 ed. Kidlington, Inglaterra: Elsevier Advanced Technology, 1999.

DOLL, M.; NEUMANN, R.; SAWODNY, O. Dimensioning of pneumatic cylinders for motion tasks. International Journal of Fluid Power, 2015.

ELETOBRÁS. Diretrizes para estudos e projetos de Pequenas Centrais Hidrelétricas. 2000.

EOM, K. Performance of butterfly valves as a flow controller. Journal of Fluids Engineering, Vol. 110, 4 p., 1988.

ESPOSITO, A. Fluid power with applications. 7 ed. Pearson Prentice Hall, 2008.

FILHO, L. D. R. d. M.; CHENG, L. C. QFD na garantia da qualidade do produto durante seu desenvolvimento - Caso em uma empresa de materiais. Produção, Vol. 17, n. 3, 20 p., 2007.

HENÉ, M. D. Estudo teórico-experimental do ponto de operação e proposição de método de dimensionamento para sistemas pneumáticos. 2010. 166 p. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

HENN, É. A. L. Máquinas de fluido. 3 ed. Santa Maria: Editora UFSM, 2012. 496 p.

HISA - Grupo WEG. Turbinas Hidráulicas. Disponível em: <https://www.weg.net/catalog/weg/BR/pt/Gera%C3%A7%C3%A3o%2C-Transmiss%C3%A3o-e-Distribui%C3%A7%C3%A3o/Turbinas-Hidr%C3%A1ulicas/Turbinas-Hidr%C3%A1ulicas/p/MKT_HISA_HYDRAULIC_TURBINES>. Acesso em: 20 fev. 2020.

HUANG, C.; KIM, R. H. Three-Dimensional Analysis of Partially Open Butterfly Valve Flows. Journal of Fluids Engineering, Vol. 118, n. 3, 6 p., 1996.

IndiaMART. Mercury Pneumatic Cylinder. Índia. Disponível em: <<https://www.indiamart.com/proddetail/pneumatic-cylinder-14034462588.html>>. Acesso em: 20 fev. 2020.

JESUS, S. N. P. Controlador de posição linear hidro-pneumático. 2008. 124 p. Tese (Doutorado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.

JEYAPRAKASH, K.; ARIFFUDEEN, M. M.; SELVAKUMAR, J.; KARTHIK, V. Prediction of flow coefficient and hydrodynamic torque coefficient in butterfly valve. Middle-East Journal of Scientific Research, 22, 5 p., 2014.

JÚNIOR, A. G. M. A Turbina de Fluxo Cruzado (Michell - Banki) Como Opção Para Centrais Hidrelétricas de Pequeno Porte. 2000. 177 p. Dissertação (Mestrado) -, Universidade de São Paulo, São Paulo.

KIM, C. K.; YOON, J. Y. Experimental study for flow characteristics of eccentric butterfly valves. *Journal of Process Mechanical Engineering*, 6 p., 2014.

Kinetrol. The most reliable 1/4 turn pneumatic actuator on the market today. Disponível em: <<https://www.kinetrolusa.com/index.cfm>>. Acesso em: 20 fev. 2020.

KLING, M.; CARVALHO, M. C. M. Diagnóstico e soluções para a competitividade: a matriz da qualidade no Quality Function Deployment. *Revista de Ciências Empresariais, Políticas e Sociais*. Rio Grande do Sul: Editora ULBRA: 12 p. 2001.

KNUTSON, A. L.; VEN, J. D. V. Modelling and experimental validation of the displacement of a check valve in a hydraulic piston pump. *International Journal of Fluid Power*, Vol. 17, n. 2, 11 p., 2016.

KRIVTS, I. L.; KREJNIN, G. V. Actuating systems for automatic equipment - Structure and design. Estados Unidos: CRC Press, 2006.

LINSINGEN, I. v. Fundamentos de Sistemas Hidráulicos. 5 ed. Florianópolis: Editora da UFSC, 2016. 398 p.

LIPTÁK, B. G. Instrument Engineer's Handbook - Process control and optimization. 4 ed. Estados Unidos: CRC Press, 2006. 2387 p.

Max-Air Technology. Scotch Yoke Actuator Trunnion Ball Valve. Disponível em: <<https://www.maxairtech.com/scotch-yoke-actuated-trunnion-ball-valve/>>. Acesso em: 20 fev. 2020.

MECHANICAL INVENTIONS. Advantages and Disadvantages of Hydroelectric Power – Facts, 2014. Disponível em: <<http://mechanicalinventions.blogspot.com/2014/05/Hydroelectric-power-facts.html>>. Acesso em: 28 Ago. 2019.

MENDOZA, Y. E. A. Desenvolvimento de um sistema servopneumático para regulação de velocidade de turbinas em pequenas centrais hidrelétricas. 2006. 143 p. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

MKI Engineering. Actuator. Disponível em: <<http://www.mki-eng.com.my/actuator/>>. Acesso em: 20 fev. 2020.

MOORE, P.; PU, J. S. Pneumatic Servo Actuator Technology. *IEE Colloquium*, 6 p., 1996.
MORRIS, M. J.; DUTTON, J. C. Aerodynamic torque characteristics of butterfly valves in compressible flow. *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 111, 8 p., 1989.

NASERADINMOUSAVI, P.; NATARAJ, C. Nonlinear mathematical modeling of butterfly valves driven by solenoid actuators. *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 35, 2010.

NESBITT, B. Handbook of Valves and Actuators: Valves Manual International. 1 ed. Butterworth-Heinemann, 2007.

NOSTRANI, M. P. Estudo teórico-experimental de um posicionador utilizando hidráulica digital de chaveamento rápido: estudo de caso em bancada de ensaios para turbinas eólicas. 2015. 169 p. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

OGAWA, K.; KIMURA, T. Hydrodynamic characteristics of a butterfly valve - Prediction of torque characteristics. ISA Transactions, Vol. 34, n. 4, 7 p., 1995.

OLIVEIRA, L. G. Determinação de pontos de operação para conjuntos válvula-cilindro pneumáticos. 2009. 190 p. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

PACHECO, M. I. Projeto teórico-experimental de uma furadeira hidráulica. 2011. 195 p. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

PEREIRA, G. M. Projeto de usinas hidrelétricas: passo a passo. 1 ed. São Paulo: Oficina de Textos, 2015.

PINTO, R. S.; FONTENELLE, M. A. M. Desdobramento da função qualidade - QFD no processo de desenvolvimento de produtos: uma aplicação prática. XXXIII Encontro Nacional de Engenharia de Produção, 2013, Bahia. 16 p.

Process Systems. Butterfly Valves. 2020. Disponível em: <<https://www.valvesonline.com.au/references/flow-rates/butterfly-valves/>>. Acesso em: 2 abr. 2019.

SAGGIN, A. Desenvolvimento de atuador hidropneumático para uso como fixador de peças em sistemas de posicionamento de máquinas automáticas. 2018. 68 p. Dissertação (Mestrado) - Departamento Acadêmico de Metal Mecânica, Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, Florianópolis.

SANTOS, L. D. P. G.; MACEDO, N. C.; ARAUJO, D. O.; SOUZA, J. P. A. Aplicação do QFD para avaliação da qualidade dos processos em uma equipadora de som automotivo. XXXVII Encontro Nacional de Engenharia de Produção, 2017, Santa Catarina. 17 p.

SANVILLE, F. E. A new method of specifying the flow capacity of pneumatic fluid power valves. Second Fluid Power Symposium, 1971, Inglaterra. 11 p.

SARAVANAKUMAR, D.; MOHAN, B.; MUTHURAMALINGAM, T. A review on recent research trends in servo pneumatic positioning systems. Precision Engineering, Vol. 49, 12 p., 2017.

SARPKAYA, T. Torque and Cavitation Characteristics of Butterfly Valves. Journal of Applied Mechanics, Vol. 28, n. 4, 8 p., 1961.

SCHREIBER, G. P. Usinas hidrelétricas. 3 ed. São Paulo: Editora Blucher, 1987. 238 p.

SOSNOSKI, A. S. K. B. Produção de energia por mini e micro hidrelétricas na rede de distribuição de água. 2015. 167 p. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo.

STEWART, H. L. Pneumática e hidráulica. 3 ed. Editora Hemus, 2002.

STOLL, K. New Development in Pneumatics. In: Proceedings of the Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control, 2001, Hangzhou, China. 7 p.

SZPAK, R. Análise teórico-experimental do comportamento das pressões em posicionadores hidráulicos. 2008. 143 p. (Mestrado), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

TAYLOR, J. D.; SINOPOLI, B.; MESSNER, W. Nonlinear modeling of butterfly valves and flow rate control using the circle criterion bode plot. American Control Conference, 2010, Baltimore, USA. 6 p.

TEIXEIRA, P. L. Análise teórico experimental de prensa dobradeira hidráulica controlada por bomba-motor com velocidade variável. 2015. 154 p. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

TELLES, P. C. S. Tubulações Industriais - Materiais, projeto, montagem. 10 ed. LTC, 2001.

TRINDADE, G. H.; SPERLING, E.; BOURBON, F. Geração de Energia Elétrica no Brasil. 2017. 36 slides. Disponível em: <https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/4139710/mod_resource/content/1/OI%20-%20Gera%C3%A7%C3%A3o%20de%20Energia%20-%20vSemin%C3%A1rio.pdf>. Acesso em: 27 Ago. 2019.

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

VCW Válvulas. Products. Disponível em: <<http://vcwvalvulas.com.br/en/products/>>. Acesso em: 13 fev. 2020.

VIGOLO, V. Estudo teórico-experimental para auxílio no dimensionamento de sistemas de atuação pneumáticos. 2018. 170 p. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

APÊNDICE A - Procedimento de cálculo dos torques de acionamento da válvula de adução

Quadro A.1 - Determinação dos torques de acionamento da válvula de adução.

Dados Gerais		
Potência Turbina	438	kW
η_t	0,656	-
Queda d'água	18,5	m
Diâm. Válvula	36	in
Centro de gravidade	Acima	-
Dd	900	mm
De	110	mm
Cg	35	mm
ϵ_2	35	mm
Me	115	kg
Md	285	kg
Υ	90	graus
ΔH_{max}	18,50	mca
Vazão	3,68	m ³ /s
Vmax	5,60	m/s
Kv90	0,20	-
Ksys	11,36	-
ΔP_{max}	181429,50	Pa

Constantes e coeficientes		
Csc	2800	N/m
Csp	0,00051	N/m/Pa
Cusc	2800	N/m
Cusp	0,00051	N/m/Pa
Cse	2000	N/m
Cf	0,25	-

Contrapeso		
Braço de alavanca (Lb)	0,645	m
Comprimento	430	mm
Diâmetro	330	mm
Volume	0,036778	m ³
Densidade	7860,0	kg/m ³
Massa (Mcp)	289,07	Kg
Torque	1829,10	Nm

Cálculos preliminares					
Abertura [graus]	Kv θ	V θ [m/s]	$\Delta H_{v\theta}$ [mca]	$\Delta P_{v\theta}$ [Pa]	Ct θ
0	-	0,00	18,50	181429,50	0,0000
10	415238,40	0,03	18,50	181424,53	0,0126
20	163,79	1,44	17,30	169658,26	0,0140
30	40,67	2,64	14,46	141801,52	0,0251
40	12,23	3,92	9,59	94048,68	0,0505
50	4,91	4,72	5,58	54735,49	0,0809
60	2,20	5,17	3,00	29389,77	0,1394
70	0,95	5,43	1,42	13955,41	0,2384
80	0,40	5,55	0,63	6215,27	0,4010
90	0,20	5,60	0,32	3143,37	0,0000

Quadro A.1 - Determinação dos torques de acionamento da válvula de adução (continuação).

Torques atuando sobre a válvula adutora [Nm]									
Abertura [graus]	Torque do rolamento (Trθ)	Torque do centro de gravidade (Tcgθ)	Torque dinâmico (Tdbθ)	Torque do selo do cubo e da vedação (Tse)	Torque de assentamento (Tas)	Torque de desassentamento (Tdas)	Torque hidrostático (Th)	Torque de excentricidade do eixo (Texc)	
0	1600,52	0,00	0,00	220,00	2342,95	2342,95	412,99	4039,72	
10	1600,48	-16,99	1666,46	-	-	-	-	-	
20	1497,55	-33,47	1731,53	-	-	-	-	-	
30	1253,88	-48,93	2594,67	-	-	-	-	-	
40	836,17	-62,90	3462,36	-	-	-	-	-	
50	492,28	-74,96	3228,09	-	-	-	-	-	
60	270,57	-84,74	2986,66	-	-	-	-	-	
70	135,56	-91,95	2425,36	-	-	-	-	-	
80	67,86	-96,37	1816,90	-	-	-	-	-	
90	40,98	-97,85	0,00	-	-	-	-	-	

Torques Totais [Nm]			
Torque total de assentamento (Ttas)	Torque total de desassentamento (Tdas)	Torque total de abertura (Tabθ)	Torque total de fechamento (Ttfθ)
536,75	7790,19		
		0	-756,62
		10	-1327,30
		20	-1638,24
		30	-2838,64
		40	-4165,43
		50	-4262,98
		60	-4178,12
		70	-3635,57
		80	-2930,99
		90	-934,53

Torques de acionamento da válvula adutora [Nm]

Fonte: Próprio autor.

APÊNDICE B - Matriz casa da qualidade e quadro

Quadro B.1 - Matriz casa da qualidade para o projeto piloto.

Nível esperado	Requisitos de projeto															Peso médio atribuído pelos envolvidos	Peso relativo
	↑	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↑	↑	↑	↓	↓	↓	↓		
Unidade	S	\$	S	\$	Qtd.	g	Facilidade de fabricação	Tecnologia pneumática	Faixa de trabalho	Velocidade de atuação	m/s	m/s	Operação remota ou em campo	Vida útil	Preço do equipamento	Fechamento automático	Possuir dispositivos de segurança
Desdobramento da Qualidade																	
Alta confiabilidade	9	3	3	1	3	0	0	3	0	0	3	0	0	1	1	9	1
Alta resistência	3	1	1	3	0	1	0	3	0	0	3	0	0	9	1	0	1
Longa vida útil	1	0	0	0	0	0	0	3	0	0	0	0	0	9	9	0	0
Fontes alternativas de potência	0	0	0	1	1	3	1	9	9	6	0	1	1	1	3	0	0
Priorizar a utilização de componentes padronizados	3	3	1	9	3	1	9	0	9	3	1	0	0	3	3	0	1
Baixo custo de fabricação	0	0	0	9	3	0	0	3	0	0	0	0	0	9	0	0	0
Sistema compacto	1	1	1	0	9	9	0	1	0	0	1	3	0	0	3	0	0
Tempo de abertura e fechamento dentro do padrão	0	0	0	1	0	1	0	1	1	9	1	3	0	0	1	0	3
Desempenhe com precisão suas funções	0	0	0	0	0	0	0	3	9	9	0	3	0	0	1	9	3
Não tenha vazamentos	1	1	0	0	1	0	0	1	0	0	9	0	0	0	1	0	3
Funcione em todas as condições de operação da usina	3	0	0	1	0	9	0	3	9	9	0	9	0	0	9	9	0
Atenda aos requisitos exigidos pelas normas regulamentadoras cabíveis	1	0	0	1	0	3	0	0	1	9	0	3	0	0	1	9	9

Figura B.1 - Matriz casa da qualidade para o projeto piloto (continuação).

Requisitos de usuário	Requisitos de projeto													Peso médio atribuído pelos envolvidos	Peso relativo										
	↑	↓	\$	\$	↓	↑	↓	↑	↓	↑	↓	↑	↓			↑	↓	↑	↓						
Nível esperado	S	S	S	S	Qtd.	g	↑	-	↑	N	m/s	↑	↓	m³/s	-	↑	S	↓	-	↓	-	-	-		
Unidade	S	\$	S	\$	Qtd.	g	↑	-	↑	N	m/s	↑	↓	m³/s	-	↑	S	↓	-	↓	-	-	-	-	
Desdobramento da Qualidade	Tempo médio entre falhas	9	3	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Baixa frequência de manutenção	9	3	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Baixo custo de manutenção	0	9	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Equipamento seguro	3	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Equipamento com todos os dispositivos de proteção necessários	3	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	3	0	3	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Minimizar resíduos poluentes	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Facilidade de operação	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Opção de regulagem manual de velocidade	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Baixo nível de ruído	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Custo equivalente ou menor do que produtos tradicionais já comercializados	0	0	0	1	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		201,2	92,68	48,78	146,3	107,3	139	50	312,2	208,5	287,8	147,6	276,8	130,5	302,4	323,2	208,5	2983							
	Peso absoluto	6,7	3,1	1,6	4,9	3,6	4,7	1,7	10,5	7,0	9,6	4,9	9,3	4,4	10,1	10,8	7,0	100							
	Peso relativo																								
		82																							100

Fonte: Próprio autor.

APÊNDICE C - Quadro de avaliação

Quadro C.1 - Quadro de avaliação das soluções propostas.

Quadro de Avaliação													
Requisitos de projeto	j= P _r	1		2		3		4		5		6	
		P ₅₁ .Pr	P ₅₁ .Pr	P ₅₂ .Pr	P ₅₂ .Pr	P ₅₃ .Pr	P ₅₃ .Pr	P ₅₄ .Pr	P ₅₄ .Pr	P ₅₅ .Pr	P ₅₅ .Pr	P ₅₆ .Pr	P ₅₆ .Pr
		Análise Técnica											
1	10,8	4	43,2	4	43,2	4	43,2	4	43,2	4	43,2	4	43,2
2	10,5	4	42	4	42	2	21	4	42	4	42	4	42
3	9,6	3	28,8	3	28,8	2	19,2	3	28,8	3	28,8	3	28,8
4	9,3	3	27,9	3	27,9	3	27,9	3	27,9	3	27,9	4	37,2
5	7	4	28	4	28	4	28	4	28	4	28	4	28
6	7	2	14	0	0	4	28	0	0	4	28	1	7
7	6,7	3	20,1	3	20,1	3	20,1	3	20,1	3	20,1	3	20,1
Valor técnico total		T _{t1}	204	T _{t2}	190	T _{t3}	187,4	T _{t4}	190	T _{t5}	218	T _{t6}	206,3
Valor técnico relativo		R _{t1}	0,84	R _{t2}	0,78	R _{t3}	0,77	R _{t4}	0,78	R _{t5}	0,89	R _{t6}	0,85
		Análise Econômica											
8	10,1	2	20,2	0	0	4	40,4	0	0	1	10,1	0	0
9	7	2	14	0	0	4	28	0	0	4	28	2	14
10	6,7	3	20,1	3	20,1	3	20,1	3	20,1	3	20,1	3	20,1
Valor econômico total		T _{e1}	54,3	T _{e2}	20,1	T _{e3}	88,5	T _{e4}	20,1	T _{e5}	58,2	T _{e6}	34,1
Valor econômico relativo		R _{e1}	0,57	R _{e2}	0,21	R _{e3}	0,93	R _{e4}	0,21	R _{e5}	0,61	R _{e6}	0,36
Classificação hiperbólica		H _{r1}	0,69	H _{r2}	0,41	H _{r3}	0,85	H _{r4}	0,41	H _{r5}	0,74	H _{r6}	0,55

Fonte: Próprio autor.

APÊNDICE D - Modelo matemático do macaco hidropneumático.

Neste apêndice são apresentados os parâmetros, as relações matemáticas e o diagrama de blocos que compõem o modelo matemático em MATLAB/Simulink do macaco hidropneumático elaborado neste trabalho.

%%%%%%%%% PARÂMETROS DO SISTEMA HIDROPNEUMÁTICO %%%%%%%%%

clc

clear all

close all

global b Po R Topa Topb To Ts Pt Lp Ke Be Cv Cp Aepa Aepb Vopa Vopb Dep Dhp h0 pS1 pS2

global Ra Ahp Lhb Kmola_retorno PCmola_retorno y Doe Dos Cde Cdin Cds Aoe Aoin Aos nos Psi

global Bp Dport Aport Desf Aesf xpl Mesf kmola_r kmola_c Ks Cs xymax

%%%%%%%%%% Parâmetros gerais componentes pneumáticos %%%%%%%%%

Po=1.01325e5; %% Pressão normal [Pa]
 Pt=1.01325e5; %% Pressão atmosférica [Pa]
 Ts=293; %% Temperatura ambiente [K]
 Topb=293; %% Temperatura Inicial Câmara B [K]
 Topa=293; %% Temperatura Inicial Câmara A [K]
 To=293; %% Temperatura CNTP [K]
 Cv=720; %% Calor específico a volume constate [J/kg.K]
 Cp=1005; %% Calor específico a pressão constate [J/kg.K]
 R=288; %% Constante universal dos gases [J/kgK]

%%%%%%%%%% Parâmetros dos orifícios %%%%%%%%%

Doe = 0.005; %% Diâmetro do orifício de entrada [m]
 Aoe = (pi/4)*(Doe^2); %% Área do orifício de entrada [m²]
 Cde = 0.72; %% Coeficiente de descarga do orifício de entrada

 Aoin = (250/180)*pi*0.0074*0.002; %% Área do orifício interno [m²]
 Cdin = 0.7; %% Coeficiente de descarga do orifício interno

 Dos = 0.003; %% Diâmetro dos orifícios de saída [m]
 nos = 4; %% Quantidade de orifícios de saída
 Aos = (pi/4)*(Dos^2); %% Área dos orifícios de saída [m²]
 Cds = 0.76; %% Coeficiente de descarga do orifício de saída

 y = 1.4; %% Relação de calores específicos
 b = 0.30; %% Razão de pressão crítica teórica
 Psi = 0.427; %% Fator Psi máximo

%%%%%%%%%% Parâmetros da bomba pneumática %%%%%%%%%

Dep = 0.070; %% Diâmetro do êmbolo [m]
 Dhp = 0.0058; %% Diâmetro da haste [m]
 Lp = 0.068; %% Curso [m]
 Ahp=(pi/4)*(Dhp^2); %% Área da haste [m²]
 Aepa=(pi/4)*(Dep^2); %% Área do êmbolo câmara A [m²]

```

Aepb=(pi/4)*(Dep^2)-Ahp;      %% Área do êmbolo câmara B [m²]
Ra = Aepb/Aepa;              %% Razão de áreas
Vopa = Aepa*0.002;           %% Volume morto da câmara A [m³]
Vopb = 0;                    %% Volume morto da câmara B [m³]

h0 = 163.96;                 %% Coeficiente global de transferência de calor [w/K.m²]
Bp = 135;                    %% Atrito viscoso [N.s/m]

Kmola_retorno = 6000;        %% Constante elástica da mola [N/m]
PCmola_retorno = 0.05;      %% Pré-carga da mola [m]

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Parâmetros dos batentes de fim de curso %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Ke = 9800000000;            %% Rigidez [N/m]
Be = 500000;                %% Coeficiente de amortecimento de fim de curso [N/m/s]

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Cálculo da massa do conjunto haste e êmbolo pneumático %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

eE = 0.025;                 %% Espessura do êmbolo [m]
rhoE = 1150;                 %% Massa específica do conjunto êmbolo e pistão [kg/m³]
VolT = Aepa*eE + Lp*Ahp;    %% Volume total do conjunto êmbolo + haste atuador assimétrico [m³]
mT = VolT*rhoE;             %% Massa do conjunto êmbolo + pistão [kg]

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Definição das condições iniciais %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

xi = 0;                      %% Posição inicial da bomba pneumática
Popa = Pt;                   %% Pressão inicial na câmara A
Popb = Pt;                   %% Pressão inicial na câmara B
Mopa = (Pt*Vopa)/(R*Topa);   %% Massa inicial de ar na câmara A
Mopb = (Pt*(Vopb+Aepb*Lp))/(R*Topb); %% Massa inicial de ar na câmara B

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Parâmetros gerais componentes hidráulicos %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Beh = 1.4e9;                 %% Bulk modulus
rho = 840;                   %% Densidade do fluido hidráulico [kg/m²]

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Parâmetros câmara hidráulica da bomba %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Lha = Lp;                    %% Curso do êmbolo hidráulico [m]
Deha = Dhp;                  %% Diâmetro do êmbolo hidráulico [m]
Aeha = (pi/4)*(Deha^2);     %% Área do êmbolo hidráulico[m²]
Vha = Aeha*Lp;              %% Volume da câmara hidráulica [m³]
Voha = Aeha*0.020;          %% Volume morto [m³]

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Parâmetros câmara hidráulica B %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

B = 12000;                   %% Coeficiente de atrito viscoso [N.s/m]
Lhb = 0.35;                  %% Curso do cilindro hidráulico [m]
Dehb = 0.075;               %% Diâmetro do cilindro hidráulico [m]
Dhhb = 0.068;               %% Diâmetro da haste do cilindro hidráulico [m]
Aehb = (pi/4)*(Dehb^2);     %% Área do cilindro hidráulico [m²]
Ahhb = (pi/4)*(Dhhb^2);     %% Área da haste do cilindro hidráulico [m²]
Aohb = Aehb-Ahhb;           %% Diferencial de áreas do cilindro hidráulico [m²]
Vohb = Aehb*0.010;         %% Volume morto do cilindro hidráulico [m³]

```

```
Vehh = Aehb*0.031+(Ahhb/2)*Lhb; %% Volume do conjunto êmbolo e haste [m³]
Mhb = Vehh*7860; %% Massa do conjunto êmbolo e haste [kg]
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Parâmetros válvulas de retenção %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
Cd = 0.38; %% Coeficiente de descarga
Dport = 0.0045; %% Diâmetro do orifício de entrada [m]
Aport = (pi/4)*(Dport^2); %% Área do orifício de entrada [m²]
Desf = 0.00556; %% Diâmetro da esfera [m]
Aesf = (pi/4)*(Desf^2); %% Área da circunferência da esfera [m²]
xpl = 0.0015; %% Pré-carga da mola [m]
Mesf = (4*pi*((Desf/2)^3)/3)*7860; %% Massa da esfera da válvula [kg]
kmola_r = 80; %% Coef. elástico da mola da retenção do reservatório [N/m]
kmola_c = 120; %% Coef. elástico da mola da retenção do cilindro [N/m]

xrmax = 0.0035; %% Deslocamento máximo da esfera [m]
Ks = 1e9; %% Rigidez do assento [N/m]
Cs = 1e4; %% Coeficiente de amortecimento do assento [N.s/m]
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Algoritmo para reproduzir a pressão de suprimento %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
function saida=alg_Ps(v)
global dx pS1 pS2
persistent pS
```

```
dx = v(1); %% Velocidade [m/s]
```

```
if dx >= 0
    pS = pS1;
end
```

```
if dx < 0
    pS = pS2;
end
```

```
saida=pS;
end
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Algoritmo para calcular a pressão do reservatório %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
function saida=alg_pRes(v)
persistent xh Vh VoRes Ah V1 P1
```

```
Vh = v(1); %% Volume da câmara do cilindro hidráulico [m³]
xh = v(2); %% Posição do êmbolo hidráulico [m]
```

```
VoRes = 1.700807e-3;
Ah = 1.30062e-3;
```

```
V1 = VoRes + Vh - Ah*xh;
```

```
P1 = (1.01325e5*VoRes)/V1;
```

```
saida=P1;
end
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Algoritmo para o cálculo da temperatura na câmara A %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
function saida=alg_Eq_Energia_A(v)
```

```

global Ts Cp Cv Aepa Dep h0
persistent a Ppa Qma Ta x mA Et dTa Q W Ein u dx h As Tb Ppb os

Ta = v(1);    %% Temperatura na câmara A [k]
Ppa = v(2);   %% Pressão na câmara A [Pa]
Qma = v(3);   %% Vazão mássica na câmara A [kg/s]
x = v(4);     %% Posição do atuador [m]
dx = v(5);    %% Velocidade de deslocamento [m/s]
mA = v(6);    %% Massa de ar na câmara A [kg]
Tb = v(7);    %% Temperatura na camara B [K]
Ppb = v(8);   %% Pressão na camara B [Pa]
pS = v(9);    %% Pressão de suprimento [Pa]

%% Vazão mássica entrando na câmara A
if Qma >= 0
    h = Cp*Ts;
    a=Ppa/pS;
    if a>1.01
        h = Cp*Ta;
    end
end

%% Vazão mássica saindo da câmara A
if Qma < 0
    h = Cp*Ta;
    a=Ppb/Ppa;
    if a>1.01
        h = Cp*Tb;
    end
end

%% Determinação do fluxo de Calor
As = (pi*Dep*x + pi*Dep*Dep/4); %% Área externa do cilindro + tampa
Q=h0*As*(Ts-Ta);

%% Determinação do Trabalho produzido pelo atuador
W = Ppa*Aepa*dx;

%% Determinação das Energias Específicas
Ein = h*Qma;

%% Determinação do Primeiro termo do regime transiente
u = Cv*Ta;
Et = u*Qma;

%% Determinação da variação da temperatura
dTa = (Q-W+Ein-Et)/(mA*Cv);

saida=dTa;
end

```

%%%%%%%%% Algoritmo para calcular a variação da temperatura na câmara B %%%%%%%%%

```
function saida=alg_Eq_Energia_B(v)
global Pt Cp Cv Lp Aepb Dep h0 Ts
persistent Ppb Ta Tb x mb Et dTb Q W Ein dx u h As Qmb Ppa a

Ppb = v(1);    %% Pressão na câmara B [Pa]
Qmb = v(2);    %% Vazão mássica na câmara B [kg/s]
Ta = v(3);     %% Temperatura na tubulação A [K]
mb = v(4);     %% Massa de ar na câmara B [kg]
dx = v(5);     %% Velocidade de deslocamento [m/s]
x = v(6);      %% Posição do atuador [m]
Tb = v(7);     %% Temperatura na câmara B [k]
Ppa = v(8);    %% Pressão na câmara A [Pa]

%%%%%%%% Vazão mássica entrando na câmara B %%%%
if Qmb <= 0
    h = Cp*Ta;
    a = Ppb/Ppa;
    if a>1.01
        h = Cp*Tb;
    end
end

%%%%%%%% Vazão mássica saindo da câmara B %%%%
if Qmb > 0
    h = Cp*Tb;
    a = Pt/Ppb;
    if a>1.01
        h = Cp*Ts;
    end
end

%%%%%%%% Determinação do fluxo de Calor %%%%
As = ((pi*Dep*(Lp-x))+pi*Dep*Dep/4); %% Área externa do cilindro + tampa
Q=h0*As*(Ts-Tb);

%%%%%%%% Determinação do Trabalho produzido pelo atuador %%%%
W = Ppb*Aepb*dx;

%%%%%%%% Determinação das Energias Específicas %%%%
Ein = h*Qmb;

%%%%%%%% Determinação do Primeiro termo do regime transiente %%%%
u = Cv*Tb;
Et = u*Qmb;

%%%%%%%% Cálculo da variação da temperatura %%%%
dTb = (Q+W-Ein+Et)/(mb*Cv);

saida=dTb;
end
```

%%%%%%%%% Algoritmo para o cálculo da vazão pelo orifício de entrada da câmara A da bomba %%%%%%%%%%

```
function saida=alg_valvula_orificios_entrada_simples(v)
global R Ts Aoe b Cde Psi
persistent p1 Ppa qmA1 T1 A wa a pS
```

```
pS = v(1);    %% Pressão suprimento
Ppa = v(2);   %% Pressão na câmara A
```

%%%%%%%% Vazão mássica pelo orifício %%%%

```
p1 = pS;
T1 = Ts;
a = Ppa/pS;
A = Aoe;
if a>1
    p1 = Ppa;
    T1 = Ts;
    a = pS/Ppa;
    A = -Aoe;
end
```

%%%%%%%% Definição de w(a) %%%%

```
if a<=b
    wa=1;
end
if a>b
    wa= sqrt(1-(((a-b)/(1-b))^2));
end
```

% Definição de qmB1

```
qmA1=Cde*A*p1*(sqrt(2/(R*T1)))*Psi*wa;
```

```
saida=qmA1;
end
```

%%%%%%%%% Algoritmo para o cálculo da vazão pelo orifício interno da bomba %%%%%%%%%%

```
function saida=alg_valvula_interna(v)
global R Ts Aoin b Cdin Psi
persistent p1 a xp Ppa qmA2 Ta T1 A Ppb wa qm_vaz Ppam
```

```
Ppa = v(1);    %% Pressão na câmara A
Ta = v(2);     %% Temperatura na câmara A
xp = v(3);     %% Sinal pneumático de posição
Ppb = v(4);    %% Pressão na câmara B
```

%%%%%%%% Vazão mássica pelo orifício %%%%

```
if xp == 1
    p1 = Ppa;
    T1 = Ta;
    a = Ppb/Ppa;
    A = Aoin;
    if a>1
        p1 = Ppb;
        T1 = Ts;
        a = Ppa/Ppb;
        A = -Aoin;
    end
end
```

```

end

if xp == 0
    p1 = Ppa;
    T1 = Ta;
    a = Ppb/Ppa;
    A = 0;
end

%%%% Definição de w(a) %%%
if a<=b
    wa=1;
end

if a>b
    wa= sqrt(1-(((a-b)/(1-b))^2));
end

%%%% Vazamento %%%
Ppam = (Ppa - 1.025e5)/1.025e5;

if Ppam >= 1.474
    qm_vaz = (1.53*Ppam*Ppam+0.54*Ppam-4.11)*(Ppa/(R*Ta*60000));
end

if Ppam < 1.474
    qm_vaz = 0;
end

%%%% Definição de qmA1 %%%
if xp == 1
    qmA2 = Cdin*A*p1*(sqrt(2/(R*T1)))*Psi*wa;
end

if xp == 0
    qmA2 = qm_vaz;
end

saida=qmA2;
end

```

%%%%%%%%% Algoritmo para o cálculo da vazão pelo orifício de saída da câmara B da bomba %%%%%%%%%

```

function saida=alg_valvula_orificios_saida(v)
global R Ts Pt nos Aos b Cds Psi
persistent p1 a Ppb qmB1 Tb T1 A wa

Ppb = v(1);    %% Pressão na câmara B
Tb = v(2);    %% Temperatura na câmara B

%%%% Vazão mássica pelo orifício %%%
p1 = Ppb;
T1 = Tb;
a = Pt/Ppb;
A = Aos;

if a > 1
    p1 = Pt;

```

```

T1 = Ts;
a = Ppb/Pt;
A = -Aos;
end

%%% Definição de w(a) %%%
if a <= b
    wa = 1;
end
if a > b
    wa = sqrt(1-(((a-b)/(1-b))^2));
end

%%% Definição de qmB1 %%%
qmB1 = nos*Cds*A*p1*(sqrt(2/(R*T1)))*Psi*wa;

saida = qmB1;
end

```

%%%%%%%%% Algoritmo para o cálculo da força de impacto bomba pneumática %%%%%%%%%

```

function saida=alg_forca_impacto_pneum(v)
global Lp Ke Be
persistent x dx Fr

x = v(1);    %% Posição do êmbolo [m]
dx = v(2);   %% Velocidade do êmbolo [m/s]

%%% Caso onde o êmbolo se encontra entre os batentes %%%
if x>=0 && x<=Lp
    Fr = 0;
end

%%% Caso onde o êmbolo encontra o batente da posição zero %%%
if x<0
    Fr = Ke*x+Be*dx;
end

%%% Caso onde o êmbolo encontra o batente da posição final %%%
if x>Lp
    Fr = Ke*(x-Lp)+Be*dx;
end

saida=Fr;
end

```

%%%%%%%%% Algoritmo para o cálculo da força de impacto cilindro hidráulico %%%%%%%%%

```

function saida=alg_forca_impacto_hidraulico(v)
global Ke Be Lhb
persistent x dx Fimph

x = v(1);    %% Posição do êmbolo [m]
dx = v(2);   %% Velocidade do êmbolo [m/s]

%%% Caso onde o atuador se encontra entre os batentes %%%
if x>=0 && x<=Lhb

```

```

    Fimph = 0;
end

%%% Caso onde o atuador encontra o batente da posição zero %%%
if x<0
    Fimph = Ke*x+Be*dx;
end

%%% Caso onde o atuador encontra o batente da posição final %%%
if x>Lhb
    Fimph = Ke*(x-Lhb)+Be*dx;
end

saida=Fimph;
end

```

%%%%%%%%% Algoritmo para o cálculo da força de impacto válvula de retenção %%%%%%%%%%

```

function saida=alg_forca_impacto_valv(v)
global Ks Cs xrmax
persistent x dx Fimpr

x = v(1); %% Posição da esfera [m]
dx = v(2); %% Velocidade da esfera [m/s]

%%% Caso onde a esfera se encontra entre os batentes %%%
if x>=0 && x<=xrmax
    Fimpr = 0;
end

%%% Caso onde a esfera encontra o batente da posição zero %%%
if x<0
    Fimpr = Ks*x+Cs*dx;
end

%%% Caso onde a esfera encontra o batente da posição final %%%
if x>xrmax
    Fimpr = Ks*(x-xrmax)+Cs*dx;
end

saida=Fimpr;
end

```

%%%%%%%%% Algoritmo para o cálculo da área de passagem da válvula de retenção %%%%%%%%%%

```

function saida=alg_area_retencao_livro(v)
global Dport Desf
persistent x Apass

x = v(1); %% Posição da esfera [m]

Apass = (pi/4)*(Dport^2)*(((2*x/Dport)+((((Desf^2)/(Dport^2))-1)^(1/2))))^2)+1-
((Desf^2)/(Dport^2))/((((2*x/Dport)+((((Desf^2)/(Dport^2))-1)^(1/2))))^2)+1)^(1/2));

saida=Apass;
end

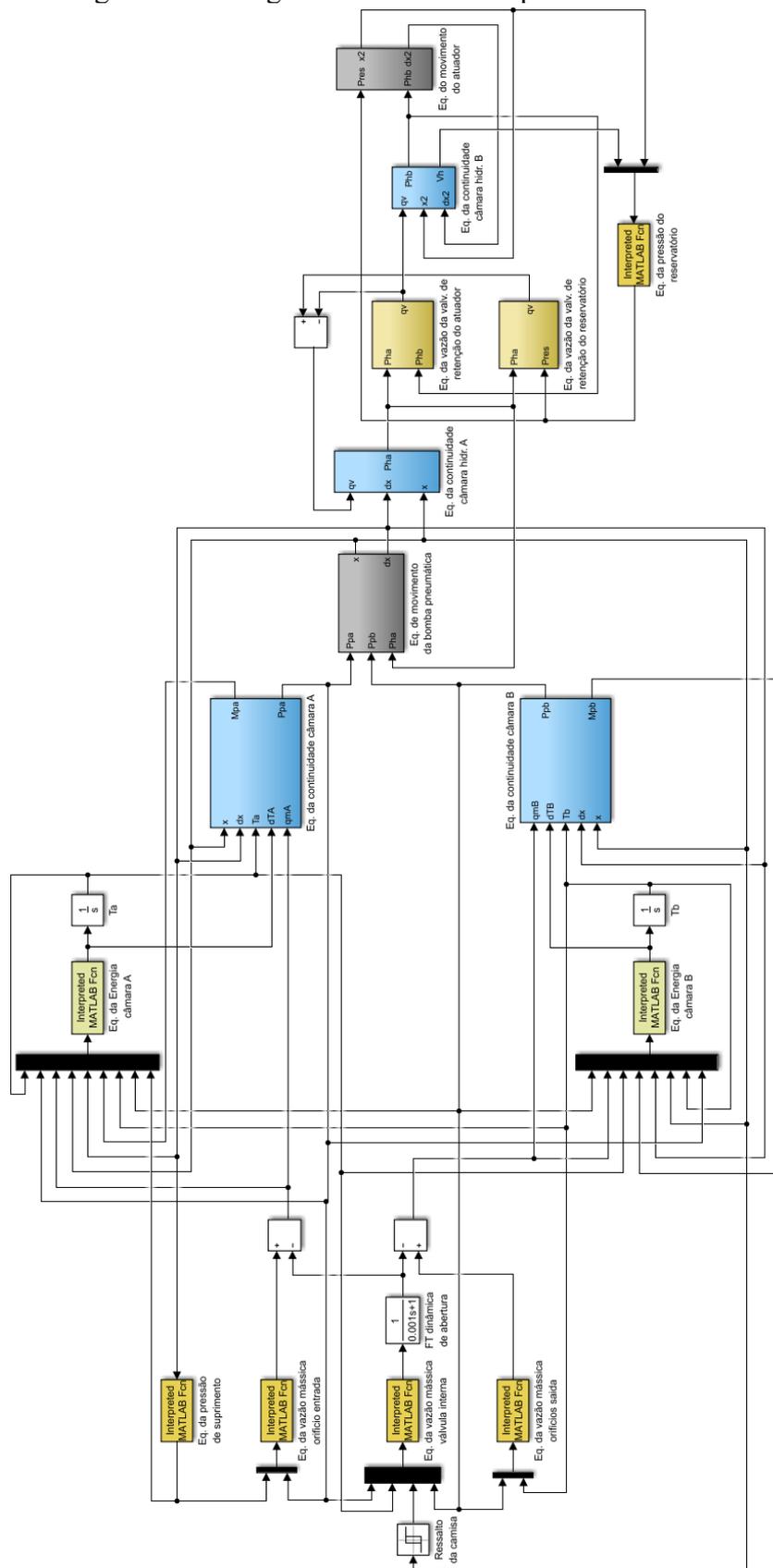
```

Quadro D.1 - Lista de parâmetros não dimensionais adotados na simulação.

Parâmetro	Valor
Pressão atmosférica (Pt)	$1,01325 \times 10^5$ Pa
Temperatura ambiente (Ts)	293 K
Temperatura inicial da câmara A (Topa)	293 K
Temperatura inicial da câmara B (Topb)	293 K
Calor específico a volume constante (Cv)	720 J/kgK
Calor específico a pressão constante (Cp)	1005 J/kgK
Constante universal dos gases (R)	288 J/kgK
Coefficiente de descarga do orifício de entrada da bomba pneumática (Cde)	0,72
Coefficiente de descarga do orifício interno da bomba pneumática (Cdin)	0,7
Coefficiente de descarga do orifício de saída da bomba pneumática (Cds)	0,76
Relação de calores específicos (γ)	1,4
Razão de pressão crítica (b)	0,3
Fator Psi máximo (Psi)	0,427
Coefficiente global de transferência de calor (h0)	163,96 w/Km ²
Atrito viscoso da bomba pneumática (Bp)	135 Ns/m
Constante elástica da mola da bomba pneumática (Kmola_retorno)	6000 N/m
Pré-carga da mola da bomba pneumática (PCmola_retorno)	0,05 m
Rigidez dos batentes de fim de curso (Ke)	$9,8 \times 10^9$ N/m
Coefficiente de amortecimento dos batentes de fim de curso (Be)	5×10^5 N/m/s
Bulk Modulus (Beh)	$1,4 \times 10^9$ Pa
Densidade do fluido hidráulico (ρ)	840 kg/m ³
Atrito viscoso do cilindro hidráulico (B)	12000 Ns/m
Coefficiente de descarga das válvulas de retenção (Cd)	0,38
Constante elástica da mola da válvula de retenção do reservatório (kmola_r)	80 N/m
Constante elástica da mola da válvula de retenção do cilindro (kmola_c)	120 N/m
Pré-carga das molas das válvulas de retenção (xpl)	0,0015 m
Rigidez do assento das válvulas de retenção (Ks)	1×10^9 N/m
Coefficiente de amortecimento dos assentos das válvulas de retenção (Cs)	1×10^4 Ns/m

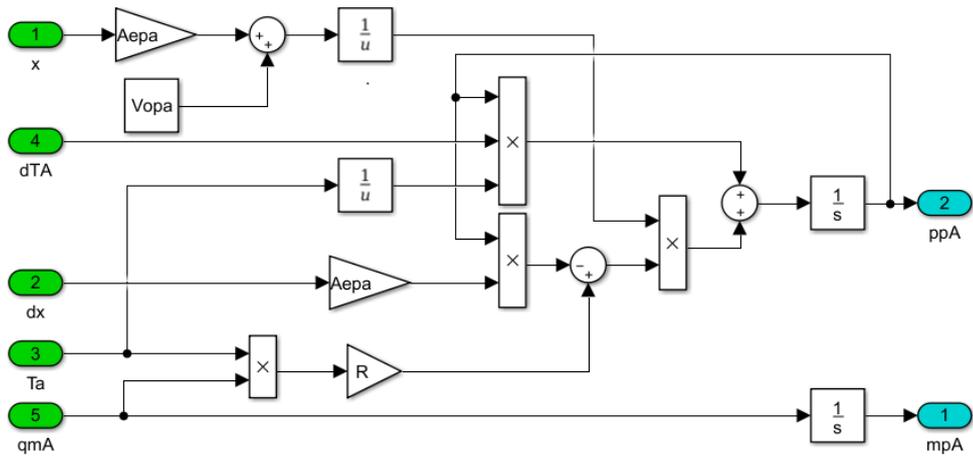
Fonte: Próprio autor.

Figura D.1 - Diagrama de blocos completo do sistema.



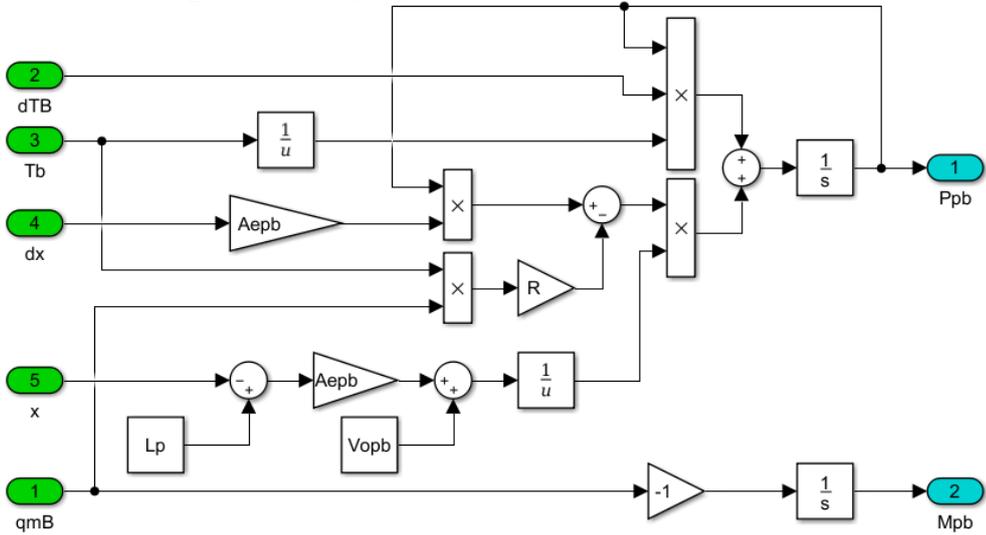
Fonte: Próprio autor.

Figura D.2 - Equação da continuidade da câmara A.



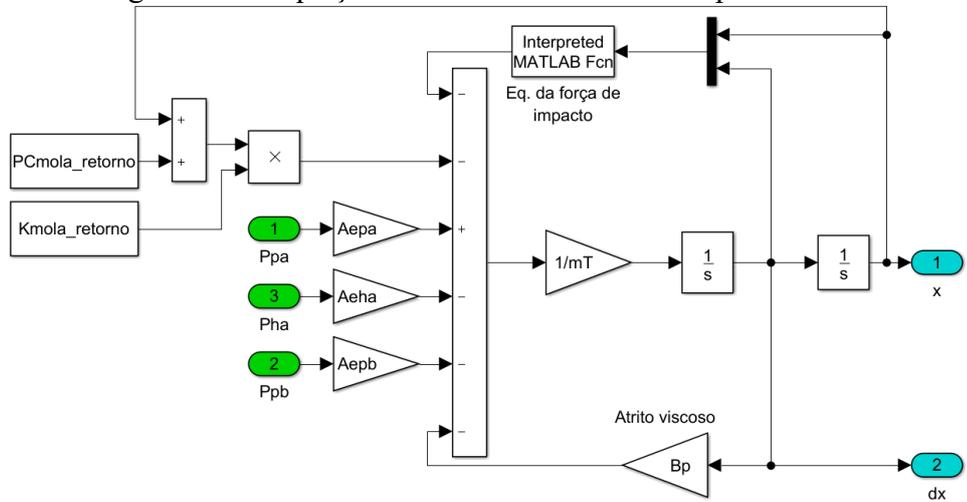
Fonte: Próprio autor.

Figura D.3 - Equação da continuidade da câmara B.



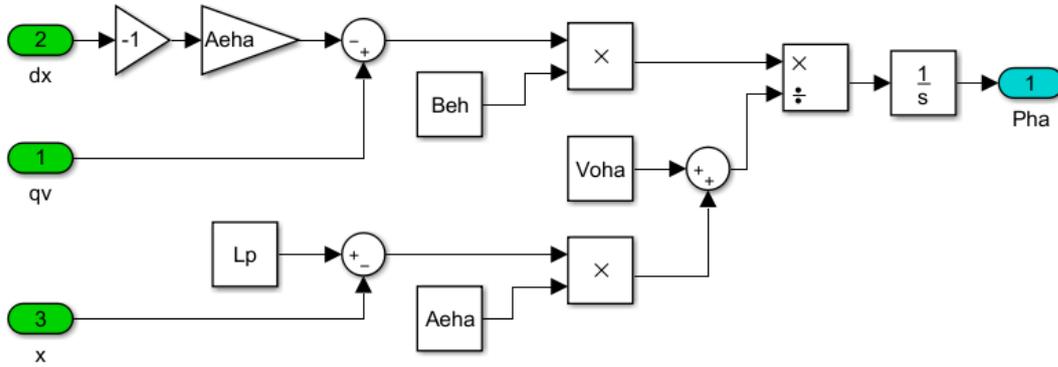
Fonte: Próprio autor.

Figura D.4 - Equação do movimento da bomba pneumática.



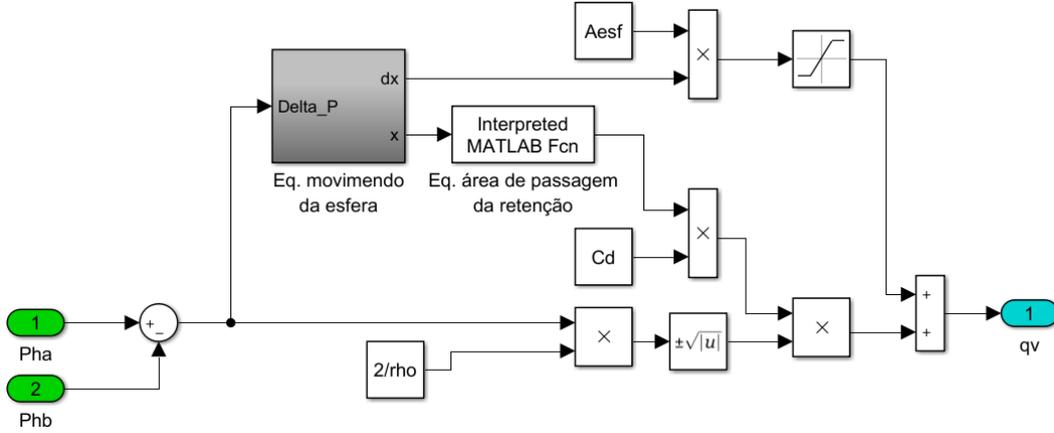
Fonte: Próprio autor.

Figura D.5 - Equação da continuidade da câmara hidráulica da bomba.



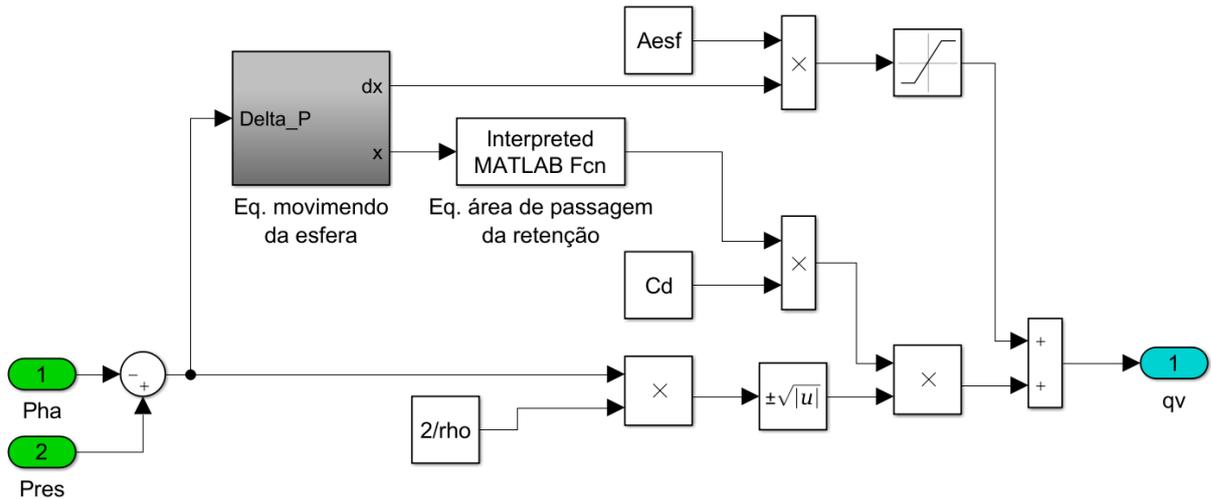
Fonte: Próprio autor.

Figura D.6 - Equação da vazão da válvula de retenção entre bomba e atuador.



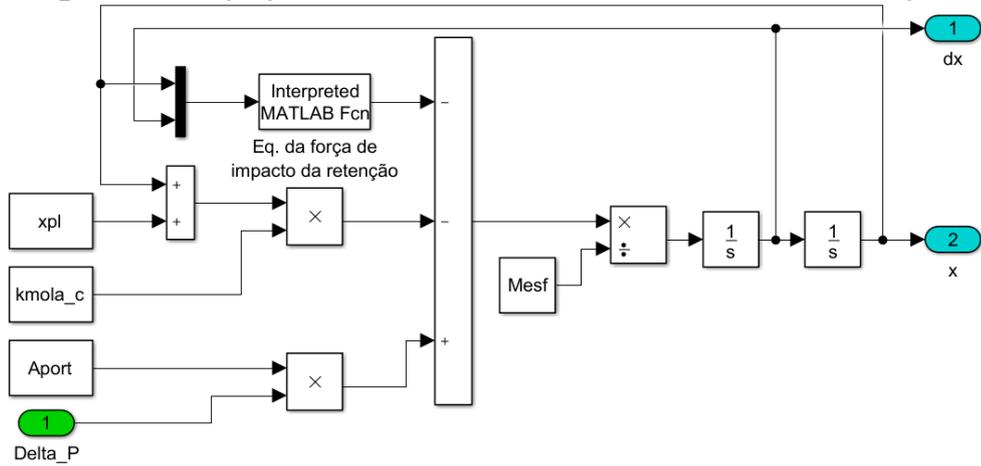
Fonte: Próprio autor.

Figura D.7 - Equação da vazão da válvula de retenção entre bomba e reservatório.



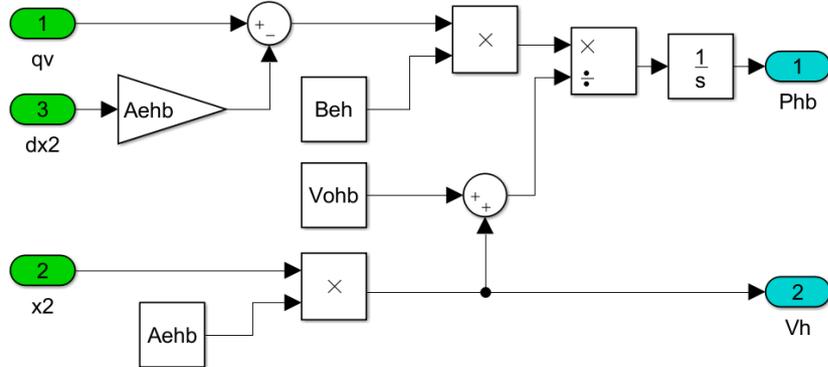
Fonte: Próprio autor.

Figura D.8 - Equação do movimento da esfera das válvulas de retenção.



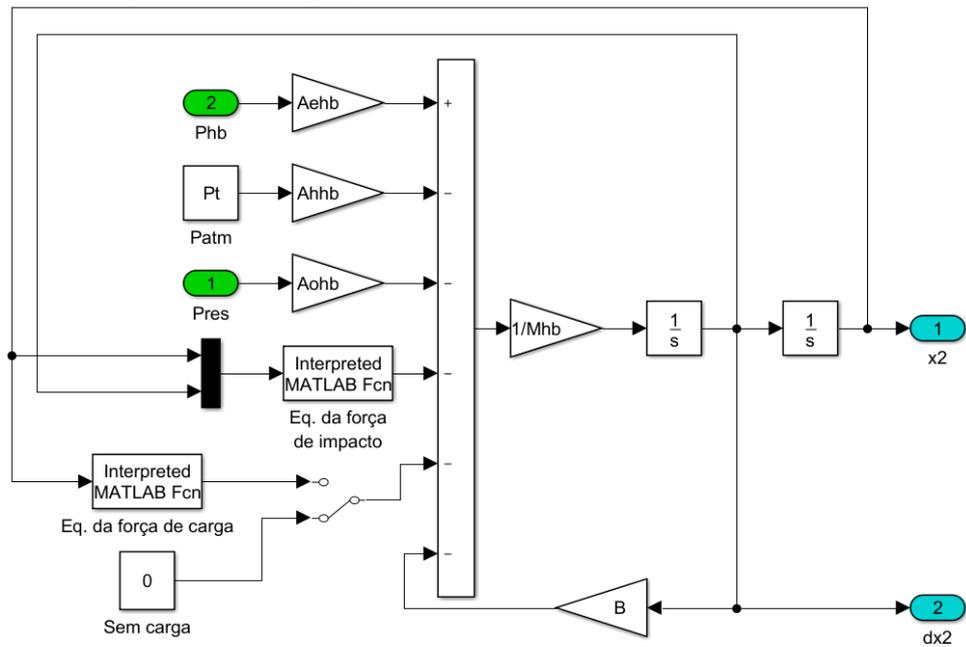
Fonte: Próprio autor.

Figura D.9 - Equação da continuidade do atuador hidráulico.



Fonte: Próprio autor.

Figura D.10 - Equação do movimento do atuador hidráulico.



Fonte: Próprio autor.

ANEXO A - Dados para o cálculo dos torques de acionamento da válvula de adução

Quadro A.2 - Exemplo de valores do coeficiente de vazão (Cv).

		Exemplo de Valores do Coeficiente de Vazão (Cv)																							
		Diâmetro (in)																							
Abertura (Graus)		2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	40	42	44
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
10	0,1	0,2	0,3	0,5	0,8	2	3	4	5	6	8	11	14	17	22	26	30	35	45	51	51	60	84	350	455
20	5	8	12	17	29	45	89	151	234	338	464	615	791	965	1222	1434	1663	1912	2387	2697	3021	4183	4095	5365	
30	12	20	22	36	61	95	188	320	495	715	983	1302	1674	2042	2587	3036	3522	4050	4791	5414	6063	8395	9040	11840	
40	24	37	39	78	133	205	408	694	1072	1549	2130	2822	3628	4426	5605	6578	7630	8142	8736	9872	11055	15307	17108	22400	
50	45	65	70	139	237	366	727	1237	1911	2761	3797	5028	6465	7887	9989	11723	12599	13152	13788	15580	17449	24159	27150	30600	
60	64	98	116	230	392	605	1202	2047	3162	4568	6282	8320	10698	13052	16528	19397	20036	20411	20613	23293	26086	36166	43640	51200	
70	90	144	183	364	620	958	1903	3240	5005	7230	9942	13168	16931	20655	26157	29263	30482	31226	31395	35476	39731	55084	70500	92300	
80	125	204	275	546	930	1437	2854	4859	7507	10844	14913	19752	25396	30983	39236	46047	46899	47562	48117	54372	60895	84425	106890	140000	
90	135	220	302	600	1022	1579	3136	5340	8250	11917	16388	21705	27908	34048	43116	50600	58696	63328	68250	77123	86375	119750	117500	154000	

Fonte: Adaptado de Process Systems (2020).

Quadro A.3 - Valores recomendados de C_{sc} .

Valores típicos de C_{sc} (N/m)			
Tipo de válvula	Baixo	Médio	Alto
Esfera	1750	4200	7000
Borboleta	1050	2800	6300

Fonte: Adaptado de AWWA M49 (AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION, 2017).

Quadro A.4 - Valores recomendados de C_{sp} .

Valores típicos de C_{sp} (N/m/kPa)			
Tipo de válvula	Baixo	Médio	Alto
Esfera	2,03	3,05	6,6
Borboleta	-0,51	0,51	1,27

Fonte: Adaptado de AWWA M49 (AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION, 2017).

Quadro A.5 - Valores recomendados de C_{se} .

Valores típicos de C_{se}		
Baixo	Médio	Alto
440	2000	3110

Fonte: Adaptado de AWWA M49 (AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION, 2017).

Quadro A.6 - Valores recomendados de C_f .

Valores típicos de C_f			
Material	Baixo	Médio	Alto
Metálico	0,125	0,25	0,35
Não metálico	0,07	0,12	0,25

Fonte: Adaptado de AWWA M49 (AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION, 2017).

Quadro A.7 - Valores recomendados de C_t .

Abertura (graus)	C_t
0	0
10	0,0126
20	0,014
30	0,0251
40	0,0505
50	0,0809
60	0,1394
70	0,2384
80	0,401
90	0

Fonte: Adaptado de Bray (2019).