



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

Nelson Walter da Silva Neto

METODOLOGIA DE DIMENSIONAMENTO DE ACUMULADORES HIDRÁULICOS
PARA CONTROLE DE FORÇA

Florianópolis

2021

Nelson Walter da Silva Neto

METODOLOGIA DE DIMENSIONAMENTO DE ACUMULADORES HIDRÁULICOS
PARA CONTROLE DE FORÇA

Dissertação submetida ao Programa de pós-graduação
da Universidade Federal de Santa Catarina para a
obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Victor Juliano De Negri, Dr.
Coorientador: Prof. Job Angel Ledezma Pérez, Dr.

Florianópolis

2021

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

Silva Neto, Nelson Walter da
Metodologia de dimensionamento de acumuladores
hidráulicos para controle de força / Nelson Walter da
Silva Neto ; orientador, Victor Juliano De Negri,
coorientador, Job Angel Ledezma Pérez, 2022.
82 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2022.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Dimensionamento . 3.
Acumulador Hidráulico . 4. Metodologia . 5. Controle de
Força. I. De Negri, Victor Juliano . II. Pérez, Job Angel
Ledezma . III. Universidade Federal de Santa Catarina.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Nelson Walter da Silva Neto

METODOLOGIA DE DIMENSIONAMENTO DE ACUMULADORES HIDRÁULICOS
PARA CONTROLE DE FORÇA

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

Prof. Yesid Ernesto Asaff Mendoza, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Antonio Carlos Valdiero, 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, Dr. Eng.
Coordenador do Programa

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

Florianópolis, 2021

Dedico esse trabalho a minha Família, a minha esposa e meus amigos por todo apoio durante o processo de construção.

AGRADECIMENTOS

Deus, obrigado por colocar tantas pessoas boas em meu caminho, quanta gratidão eu tenho a todos que de alguma forma contribuíram e me ajudaram nesta caminhada. A minha família agradeço por todo amor e apoio. Vocês acreditaram neste sonho, assim como eu.

Aos amigos do Laship, obrigado pelo companheirismo, pelas contribuições, pelo apoio e por estarem sempre presentes. Em especial, agradeço a Thales e Gregori, pela partilha e amizade.

Aos amigos que fiz em Floripa, muito obrigado!

Finalizo com meu carinho especial aos professores Victor e Job, grandes educadores e mentores, tenho vocês como referência e sou grato por tudo. Que um dia eu possa retribuir conhecimento para outras pessoas tendo vocês como inspiração.

“Faça o seu melhor, na condição que você tem, enquanto você não tem condições melhores, para fazer melhor ainda!” (Mário Sergio Cortella).

RESUMO

Os atuadores hidráulicos são utilizados em diversas aplicações na indústria devido a sua capacidade para trabalhar com grandes forças, pouca vibração e baixa inércia. O controle de força é muito empregado na área industrial, móbil, aeronáutica, robótica, entre outras. Na robótica, por exemplo, utiliza-se o sistema hidráulico com o controle de força na interação entre o sistema e um ambiente desconhecido. Pesquisadores normalmente descrevem a importância de um acoplamento flexível entre o atuador e o meio para isolar as dinâmicas dos sistemas e se ter uma saída de força estável e robusta. Este aumento da complacência é uma das formas de resolver os problemas de estabilidade inerentes ao controle de força. O objetivo principal é apresentar uma metodologia para o cálculo do volume e da pré-carga de acumuladores a fim de facilitar o seu dimensionamento e seleção para a aplicação em controle de força. O método de dimensionamento é aplicado em um sistema de controle de força utilizando acumuladores hidráulicos, no qual busca-se diminuir o módulo de compressibilidade efetivo do fluido hidráulico e, assim, substituir o efeito elástico obtido quando molas mecânicas são utilizadas. Posteriormente, é elaborado o modelo dinâmico do sistema e montado em uma bancada experimental. Empregando um controle PID, resultados de simulação e experimentais são comparados, comprovando a eficácia do sistema proposto para controle de força.

Palavras-chave: Controle de força. Acumulador hidráulico. Dimensionamento. Módulo de compressibilidade. PID.

ABSTRACT

Hydraulic actuators are used in several applications in industry due to their ability to work with large forces, low vibration and low inertia. Force control is widely used in industrial, mobile, aeronautic, and robotic applications, among others. In robotics, for example, the hydraulic system is used with force control in the interaction between the system and an unknown environment. Researchers often describe the importance of a flexible coupling between the actuator and the medium to isolate the system dynamics and have a stable and robust force output. This increased compliance is one way to solve the stability problems inherent in force control. The main objective is to present a methodology for calculating the volume and preload of accumulators in order to facilitate their sizing and selection for force control application. The sizing method is applied to a force control system using hydraulic accumulators in which the aim is to decrease the effective compressibility modulus of the hydraulic fluid and thus replace the elastic effect obtained when mechanical springs are used. Subsequently, the dynamic model of the system is elaborated and assembled on an experimental bench. Employing a PID control, simulation and experimental results are compared, proving the effectiveness of the proposed system for force control.

Keywords: Force control. Hydraulic accumulator. Sizing. Bulk modulus. PID.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Diagrama canal-agência de um sistema hidráulico genérico.....	21
Figura 2 - Circuito hidráulico típico subdividido nas quatro unidades.	22
Figura 3 - Servoválvula hidráulica do tipo bocal-defletor.....	23
Figura 4 - Classificação quanto ao tipo de centro das válvulas.....	24
Figura 5 - Curvas típicas dos ganhos de vazão para diferentes centros	24
Figura 6 - Deslocamento positivo da bobina $UCsp \geq 0$	26
Figura 7 - Deslocamento negativo da bobina $UCsp < 0$:	26
Figura 8 - Detalhe das vazões e pressões no interior do cilindro	28
Figura 9 - Forças atuantes no cilindro hidráulico	30
Figura 10 - Representação gráfica do modelo de atrito viscoso variável.....	31
Figura 11- Acumuladores hidráulicos	32
Figura 12 – Acumulador carregado por peso	33
Figura 13 - Acumuladores com mola	33
Figura 14 - Tipos de acumuladores a gás	34
Figura 15 – Separação Gás/ Fluido Hidráulico nos acumuladores.....	34
Figura 16 – Volume útil no acumulador.....	35
Figura 17 - Equivalente hidráulico da mola hidráulica	36
Figura 18 - Rigidez dentro das câmaras	37
Figura 19 - Rigidez hidráulica em cada câmara	38
Figura 20 - Curva de resposta ao degrau unitário do sistema de segunda ordem.....	41
Figura 21 - Resposta ao degrau unitário de um sistema de segunda ordem.....	42
Figura 22 - Esquema do sistema de aquisição de dados.....	43
Figura 23 - Bancada experimental.....	44
Figura 24 - Circuito hidráulico para testes de controle de força	44
Figura 25 – Distribuição de força no atuador	48
Figura 26 - Estados estáveis do gás no acumulador	51
Figura 27 – Fluxograma com a metodologia de dimensionamento simplificada.....	59
Figura 28 –Atuador Hidro-Elástico Puro usando acumuladores	61
Figura 29 – Simulação com diferentes volumes de acumulador: a) Acumulador de 0,16 L; b) Acumulador de 0,32 L; c) Acumulador de 0,5 L.	64
Figura 30 – Resultado de força experimental e por simulação.....	65
Figura 31 – Dinâmica das Pressões	66

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Efeito de cada parâmetro em um circuito com realimentação de laço fechado	40
Tabela 2 - Especificações técnicas dos componentes hidráulicos	45
Tabela 3 - Valores referência de pré carga	50
Tabela 4 – Correlação da rigidez hidráulica com o ganho proporcional.....	57
Tabela 5 - Dimensões de acumuladores do tipo membrana do fabricante Hydac.....	63

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LASHIP	Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina

LISTA DE SÍMBOLOS

ALFABETO GREGO

γ	Relação dos calores específicos do gás	[-]
β	Módulo de compressibilidade	[N/m ²]
β_0	Módulo de compressibilidade do fluido hidráulico	[N/m ²]
β_C	Módulo de compressibilidade do contendor de fluido hidráulico	[N/m ²]
β_e	Módulo de compressibilidade efetivo do fluido hidráulico	[N/m ²]
β_g	Módulo de compressibilidade do gás	[N/m ²]
β_{acc}	Módulo de compressibilidade do acumulador	[N/m ²]
ξ	Coefficiente de amortecimento do sistema	[-]
ξ_H	Coefficiente de amortecimento da válvula hidráulica	[-]
ξ_e	Coefficiente de amortecimento do meio	[-]
ρ	Massa específica do óleo hidráulico	[kg/m ³]
ρ_0	Massa específica do ar nas condições de referência ambiente	[kg/m ³]
ω	Frequência de trabalho	[rad/s]
ω_n	Frequência natural do sistema	[rad/s]
ω_{ne}	Frequência natural do meio	[rad/s]
ω_{nH}	Frequência natural da válvula hidráulica	[rad/s]
τ	Constante de tempo	[s]

ALFABETO LATINO

A_A	Área do êmbolo na câmara A do cilindro hidráulico	[m ²]
A_B	Área do êmbolo na câmara B do cilindro hidráulico	[m ²]
A_U	Área útil do êmbolo do cilindro hidráulico	[m ²]
B_e	Coefficiente de atrito viscoso constante do meio	[Ns/m]
D_e	Diâmetro do êmbolo do cilindro hidráulico	[N/m ²]
D_h	Diâmetro da haste do cilindro hidráulico	[N/m ²]
D_{tub}	Diâmetro do tubo hidráulico	[N/m ²]
f_v	Coefficiente de atrito viscoso variável hidráulico	[Ns/m]
f_{vmin}	Coefficiente de atrito mínimo hidráulico	[Ns/m]

f_{vmax}	Coeficiente de atrito máximo hidráulico	[Ns/m]
F_{at}	Forças de atrito atuantes no cilindro hidráulico	[N]
F_e	Força externa	[N]
F_H	Força hidráulica	[N]
K	Ganho estático do sistema	[-]
K_P	Ganho proporcional	[-]
K_d	Ganho derivativo	[-]
K_i	Ganho integral	[-]
K_{eq}	Rigidez equivalente	[N/m]
K_H	Rigidez hidráulica	[N/m]
K_S	Rigidez do sensor de força	[N/m]
K_{qu_0}	Ganho de vazão por tensão	[m ³ /(s.V)]
L	Curso total da haste do cilindro hidráulico	[m]
M_e	Massa do meio	[kg]
M_t	Massa total a ser deslocada pelo cilindro hidráulico	[kg]
n	Coeficiente politrópico	[-]
p_0	Pressão de pré-carga do gás interno do acumulador hidráulico	[Pa]
p_A	Pressão na câmara A do cilindro hidráulico	[Pa]
p_{atm}	Pressão atmosférica absoluta	[Pa]
p_B	Pressão na câmara B do cilindro hidráulico	[Pa]
p_c	Pressão de carga hidráulica	[Pa]
p_s	Pressão de suprimento hidráulico	[Pa]
q_{vA}	Vazão de entrada à câmara A	[m ³ /s]
q_{vB}	Vazão de saída da câmara B	[m ³ /s]
q_{vin}	Vazamento interno entre as câmaras do cilindro hidráulico	[m ³ /s]
t_p	Tempo do pico máximo	[s]
t_s	Tempo de assentamento	[s]
U_N	Tensão nominal de controle da válvula hidráulica	[V]
V_{0Acc}	Volume do acumulador hidráulico	[m ³]
V_A	Volume da câmara A do cilindro hidráulico	[m ³]
V_B	Volume da câmara B do cilindro hidráulico	[m ³]
R	Constante universal dos gases	[J/(Kg·K)]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	MOTIVAÇÃO	18
1.2	OBJETIVO GERAL	19
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	19
2	REVISÃO BIBLIOGRAFICA	20
2.1	MODELAGEM MATEMÁTICA E SISTEMAS HIDRÁULICOS	20
2.2	SERVOVÁLVULA	22
2.2.1	EQUAÇÃO DO MOVIMENTO DO CARRETEL DA VÁLVULA	25
2.2.2	EQUAÇÃO DA VAZÃO DE CONTROLE DA VÁLVULA	26
2.3	ATUADOR SIMÉTRICO	28
2.4	ACUMULADORES HIDRAULICOS	31
2.5	RIGIDEZ HIDRÁULICA DO SISTEMA	35
2.6	CONTROLE CLÁSSICO PARA SISTEMAS DINÂMICOS	39
3	CIRCUITO DE CONTROLE DE FORÇA E BANCADA EXPERIMENTAL	
	43	
3.1	DESCRIÇÃO DA BANCADA DO SISTEMA HIDRÁULICO UTILIZADO	43
3.2	DESCRIÇÃO DO SOFTWARE UTILIZADO	46
4	MÉTODO PARA DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE	
	ACUMULADORES	47
4.1	BASE MATEMÁTICA PARA O DIMENSIONAMENTO	47
4.1.1	PRÉ CARGA	47
4.1.2	VOLUME	50
4.2	CORREÇÃO DO VOLUME COM A RIGIDEZ HIDRÁULICA E COM O GANHO PROPORCIONAL	55
4.3	MÉTODO PARA DIMENSIONAMENTO	58
5	RESULTADOS	61
5.1	SIMULAÇÃO E ANÁLISE DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS	61

6	CONCLUSÕES.....	67
6.1	DIRETRIZES PARA TRABALHOS FUTUROS	68
	REFERÊNCIAS	69
	APÊNDICE A – PARÂMETROS DO MODELO.....	76
	APÊNDICE B – MODELO EM DIAGRAMA DE BLOCOS.....	79
	APÊNDICE C – CÓDIGO DOS MODELOS	80

1 INTRODUÇÃO

Os seres humanos têm a capacidade de se adaptar e interagir com mudanças externas de ambientes e dinâmica interna, ajustando a força e a impedância dos membros. Essa habilidade permite que as pessoas realizem uma variedade de tarefas complexas, exigindo um controle fino da força e um controle preciso da impedância (FRANKLIN et al., 2003).

Diversas pesquisas relacionadas ao controle de força mostram a necessidade da inclusão de um acoplamento flexível entre a haste do cilindro hidráulico e o meio externo com o intuito de isolar suas respectivas dinâmicas. Desta forma, tenta-se diminuir o efeito externo sobre o cilindro sendo possível controlar as forças aplicadas de forma mais estável e robusta (PLUMER, 2007; LAMMING, PLUMMER e HILLIS, 2010).

Pelas propriedades do fluido hidráulico e por meio da compressibilidade é esperado um efeito de mola no sistema. Este efeito é diretamente relacionado com a rigidez da transmissão hidráulica e, conseqüentemente, pode ser moldado pela adição de componentes capacitivos hidráulicos, resultando em um atuador elástico.

O uso de elementos hidráulicos capacitivos favorece o acúmulo de energia em sistemas hidráulicos. A capacitância hidráulica representa a capacidade de um componente de armazenar energia em forma de pressão hidráulica e define-se como a variação da pressão de um fluido confinado devido a variação do volume do mesmo. O valor da capacitância é inversamente proporcional ao valor do módulo de compressibilidade (WATTON, 2009).

Além do acumulador ser um elemento capacitivo, adicioná-lo a um sistema hidráulico oferece inúmeras vantagens, o que resulta em uma economia substancial de energia e aumento da vida útil do sistema. As aplicações que necessitam de uma grande quantidade de energia por períodos limitados de tempo podem se beneficiar de seu uso ao dimensionar bombas menores, energia instalada do sistema mais baixa, menor aquecimento, baixa fadiga e manutenção e instalação simples (DTA, 2015).

Encontra-se diversas aplicações para os acumuladores hidráulicos e diferentes formas de dimensioná-los. Normalmente são utilizados para armazenar energia, absorver choques, manter a pressão, compensar temperatura, diminuir a vibração, reserva de emergência, compensação de dilatação, entre outras aplicações (WATTON, 2009; LISINGEN, 2016).

Ledezma (2018) apresentou o emprego de solução puramente hidráulica para controle de força no qual empregou mangueiras flexíveis para adicionar elasticidade ao sistema em controle de força. Com o mesmo intuito, a presente dissertação, terá como objetivo elaborar um procedimento de dimensionamento de acumuladores hidráulicos para o uso em controle de força.

1.1 MOTIVAÇÃO

Ledezma (2012) dissertou sobre alternativas que viabilizam a substituição da mola mecânica, apresentando uma metodologia de análise e seleção de acoplamentos flexíveis dos tipos mecânico e hidráulico aplicáveis ao controle de força. Propôs mudanças no circuito hidráulico a fim de conseguir melhores resultados na saída de força controlada. Uma grande vantagem observada nesta substituição é que permitiu uma ligação direta entre o atuador e o meio, facilitando sua montagem prática no uso industrial e com um controle de força mais estável e robusto.

Em simulações dinâmicas é possível observar que com componentes hidráulicos, como válvula reguladora de vazão, há a redução da sensibilidade do sistema às mudanças no sinal de controle, e os componentes de maior capacitância hidráulica como mangueiras e acumuladores possuem a finalidade de baixar o valor do módulo de compressibilidade do fluido e assim conseguir maior estabilidade no controle dinâmico de força.

É comum a presença de acumuladores nos sistemas hidráulicos, por exemplo: Núñez (2019) analisa o comportamento de um sistema eólico integrado a um sistema de armazenamento hidráulico com acumuladores do tipo bexiga como unidade de backup para mitigar quedas de tensão. He *et al.*, (2021) propõe um projeto de uma turbina eólica hidráulica com multi-acumulador para suavizar a potência de saída, P. Yang *et al.*, (2021) estuda a otimização do tamanho dos acumuladores para serem aplicados em sistema de freio de aeronave civil, Kussaba (2021) sugere os acumuladores em processo de forjamento para avaliar a influência da força de atrito.

Dando continuidade, em sua tese Ledezma (2018) estabeleceu uma metodologia de seleção de mangueiras de alta expansão volumétrica, comprovou a eficácia do método por meio de experimentos e mostrou o ganho na estabilidade no controle dinâmico de força utilizando elementos unicamente hidráulicos. Outro dispositivo hidráulico sugerido em sua tese foi a inclusão de acumuladores em cada câmara do cilindro. O uso de

acumuladores em controle de força, como foi dito, é interessante pois são elementos capacitivos e armazenam energia em forma de pressão, aproveitando a alta compressibilidade do gás existente em seu interior.

Tendo em vista todas as contribuições na academia utilizando acumuladores hidráulicos, espera-se mitigar problemas relacionados ao controle de força e apresentar uma metodologia de dimensionamento.

1.2 OBJETIVO GERAL

Realizar o estudo do controle de força em atuadores hidráulicos utilizando acumuladores como meio de modificação da rigidez hidráulica, bem como propor um método para dimensionamento de acumulador para esta aplicação.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Propor inserção de acumuladores para modificação da rigidez hidráulica do cilindro;
- Desenvolver método para o dimensionamento de acumulador hidráulico a partir da rigidez do sistema;
- Simular, dinamicamente, o sistema hidráulico de controle de força;
- Validar, experimentalmente, o sistema de controle de força hidráulico.

2 REVISÃO BIBLIOGRAFICA

2.1 MODELAGEM MATEMÁTICA E SISTEMAS HIDRÁULICOS

A modelagem matemática objetiva representar um fenômeno real por meio de equações, permitindo explicar e propiciar o entendimento dos problemas e, por fim, possibilitando a tomada de decisões de forma assertiva em linguagem do mundo real (BURAK, 1992).

Biembengut (1997) coloca que a modelagem matemática é o processo envolvido na obtenção de um modelo. Sob alguns aspectos, pode ser considerado um processo artístico, uma vez que, para elaborar um modelo, além de conhecimento apurado de matemática, o modelador deve ter intuição e criatividade para interpretar o contexto, discernir sobre o conteúdo matemático que melhor se adapta a realidade e senso lúdico para jogar com as variáveis envolvidas.

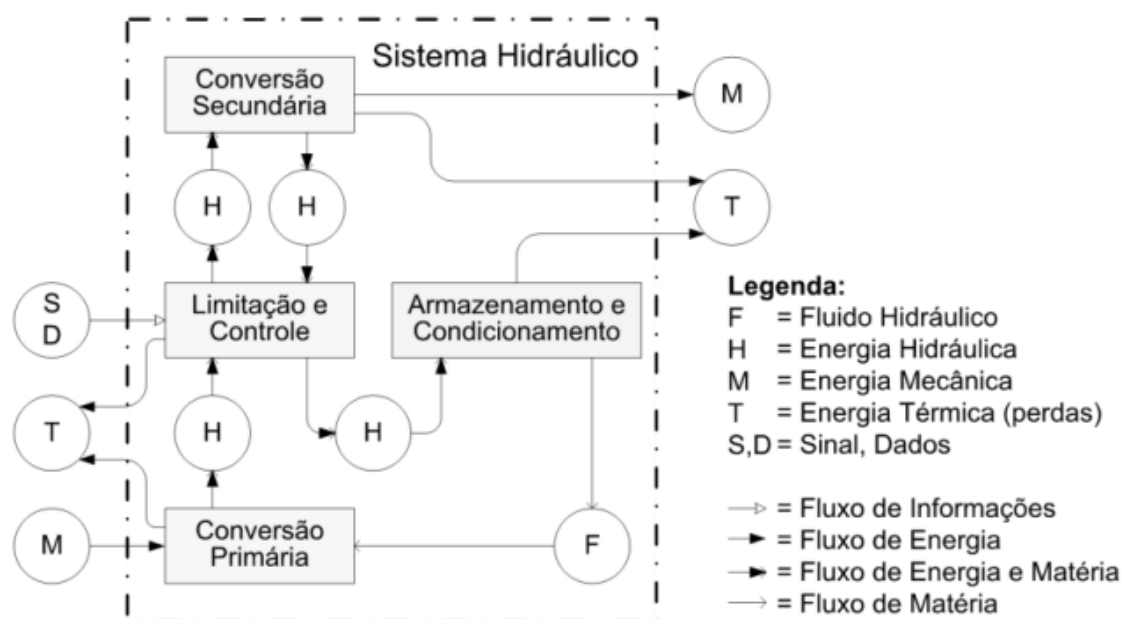
Bassanezi (2015) descreve modelo matemático como um conjunto de símbolos e relações matemáticas que representam o objeto pesquisado, bem como englobam a reflexão de uma porção da realidade, na expectativa de sua compreensão e explicação, por meio dos recursos disponíveis e variáveis selecionadas.

Modelos matemáticos então, representam a realidade por meio de uma ou mais equações e algoritmos em que a representação matemática produz relações quantitativas entre um conjunto de variáveis de entrada e um conjunto de variáveis de saída, ou seja, uma descrição quantitativa da reação do sistema a determinadas condições. Neste trabalho é feita a modelagem matemática de um sistema hidráulico.

Os sistemas hidráulicos possuem características que os tornam especialmente recomendados para uma série de aplicações, por se tratar de um conjunto de elementos físicos convenientemente associados que utilizam um fluido como meio de transferência de energia, permitindo a transmissão e controle de forças e movimentos. (LINSINGEN, 2016)

Dentro de um sistema hidráulico há elementos físicos, que individualmente ou em associação, formam quatro unidades classificadas como: unidade de armazenamento e condicionamento, unidade de conversão primária, unidade de limitação e controle e unidade de conversão secundária. Estas unidades ligam-se via fluxo de energia, matéria, como demonstrado na Figura 1 (LINSINGEN, 2016).

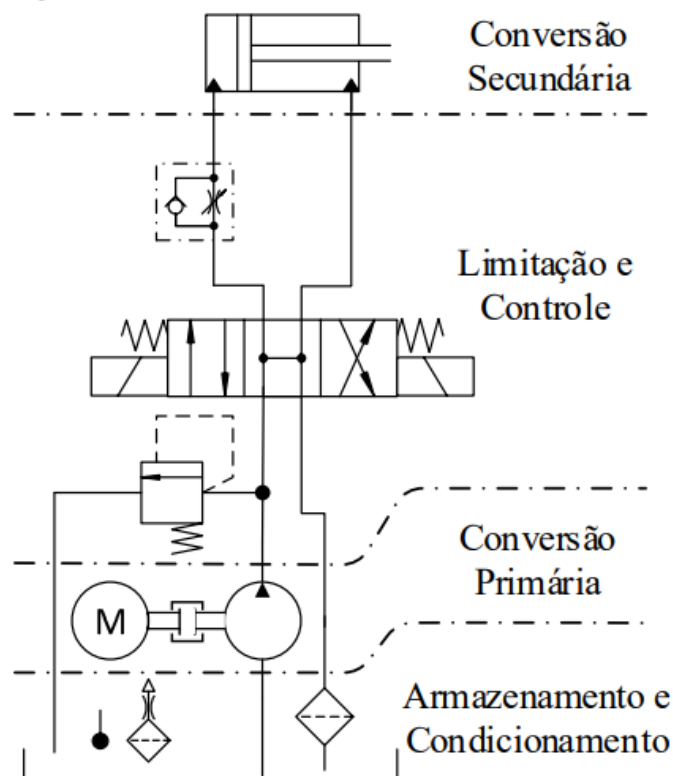
Figura 1 - Diagrama canal-agência de um sistema hidráulico genérico



Fonte: Linsingen (2016).

Expandindo-se as agências do diagrama da Figura 1, são identificados os componentes hidráulicos que as compõem. A Figura 2 representa um exemplo de sistema hidráulico típico.

Figura 2 - Circuito hidráulico típico subdividido nas quatro unidades.



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

Este capítulo tem como objetivo apresentar a modelagem matemática e uma breve revisão bibliográfica dos principais componentes de um sistema hidráulico.

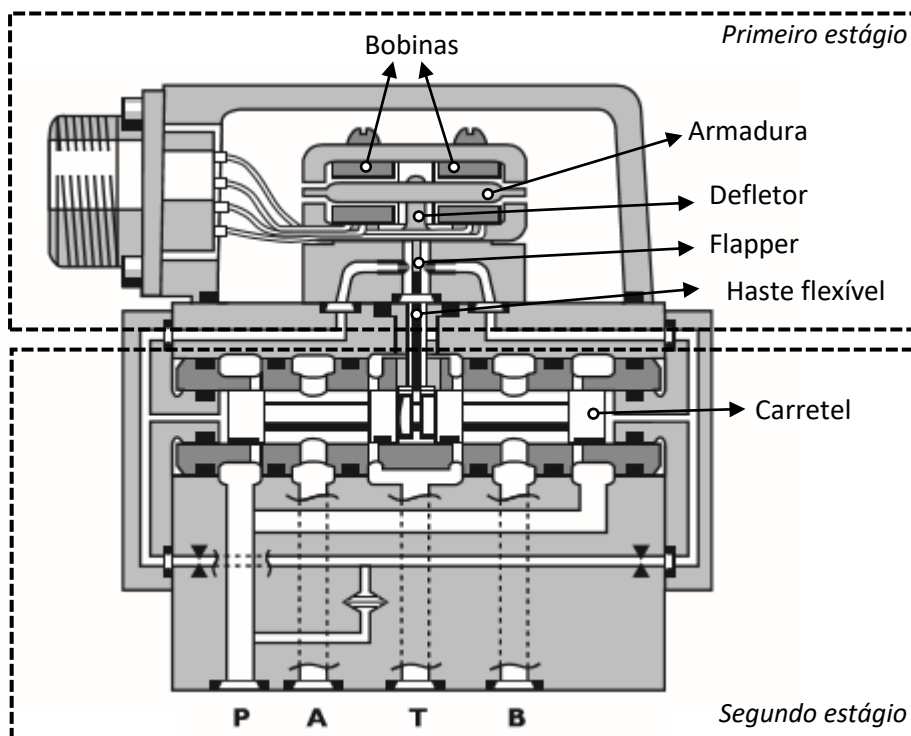
2.2 SERVOVÁLVULA

As válvulas de controle proporcional são caracterizadas pela ação proporcional de seus elementos internos a um estímulo de entrada, tendo como resposta, um sinal de saída hidráulico proporcional ao sinal recebido (LINSINGEN, 2016). Como será apresentado posteriormente, neste trabalho é utilizada uma servoválvula do tipo bocal defletor de dois estágios, onde a posição do carretel é realimentada de forma mecânica por meio de uma haste flexível. É possível realizar o controle proporcional da vazão de carga pela posição do carretel (LEDEZMA,2012; MOOG, 2007).

A servoválvula da Figura 3 é dividida em dois estágios. O primeiro é composto por um motor de torque comandado por duas bobinas elétricas que acionam uma haste flexível e comanda o segundo estágio. O carretel do segundo estágio, cuja posição controla a vazão de fluido pelas quatro vias principais da válvula, é movimentado por

duas vias internas de óleo em que as pressões são comandadas pela haste flexível do primeiro estágio.

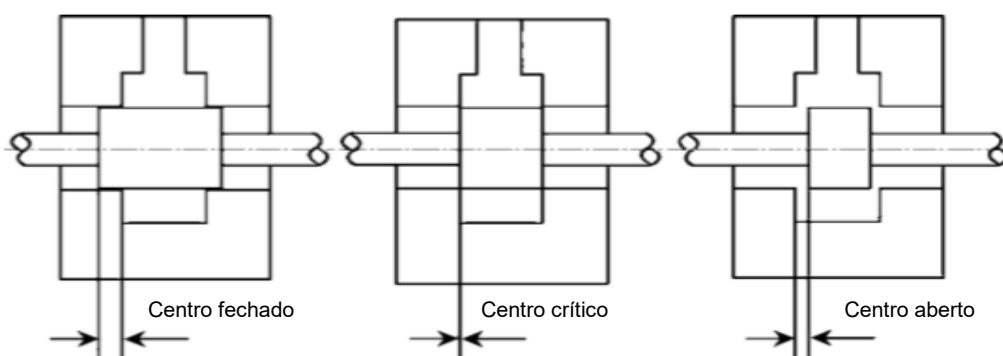
Figura 3 - Servoválvula hidráulica do tipo bocal-defletor.



Fonte: Adaptado de MOOG (2007).

As válvulas hidráulicas direcionais possuem características distintas, como por exemplo, o tipo de construção do centro da válvula. Tem-se três possíveis configurações de centro: aberto, crítico ou fechado. Esta classificação é feita por meio da diferença entre largura do pórtico e do ressalto do carretel (*spool*). Se a largura do pórtico for menor que do ressalto, configura-se como centro aberto (*underlapped*). As válvulas de centro fechado têm largura do pórtico maior que do ressalto (*overlapped*). Já as válvulas de centro crítico (*zero lapped*) tem uma região idêntica à largura do canal, o que se aproxima de uma condição de configuração ideal de válvulas como pode ser visto na Figura 4.

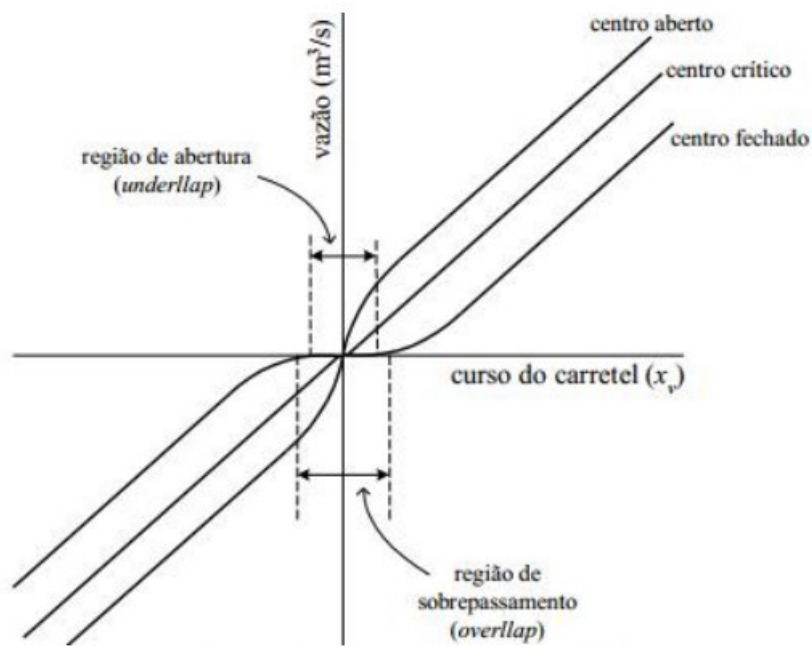
Figura 4 - Classificação quanto ao tipo de centro das válvulas



Fonte: Adaptado de RABBIE (2009).

As variações de vazões volumétricas para cada tipo de centro em função do deslocamento do carretel de controle na região próxima à posição central são iguais à inclinação da curva de vazão pelo descolamento do carretel e podem ser observadas na Figura 5, onde se avalia o ganho de vazão (K_q) por uma determinada diferença de pressão sobre a válvula (FURST e DE NEGRI, 2002).

Figura 5 - Curvas típicas dos ganhos de vazão para diferentes centros



Fonte: PERONDI (2010).

A válvula direcional utilizada neste trabalho, de acordo com os dados fornecidos pelo fabricante MOOG, é do tipo centro critico, onde espera-se um comportamento com ganhos lineares de vazão (LISINGEN, 2016; MOOG, 2007)

2.2.1 EQUAÇÃO DO MOVIMENTO DO CARRETEL DA VÁLVULA

As servoválvulas são componentes complexos e possuem características não-lineares que são significativas em seu funcionamento. Essas não-linearidades podem ser produzidas por efeitos elétricos, mecânicos e hidráulicos, tais como: torque mecânico produzido durante a deflexão da mola, histerese magnética produzido por meio das forças magnéticas das bobinas do motor de torque, mudanças no coeficiente de descarga do orifício em função da pressão e o sentido da vazão de fluido dentro dos bocais e nas laterais do carretel (LEDEZMA, 2018).

Para simplificar o modelo dinâmico da válvula pode-se utilizar uma função genérica de primeira, segunda ou terceira ordem, em que a escolha depende de cada projeto, suas características e necessidades (MERRIT, 1967; DE NEGRI, 2001).

Neste trabalho, por simplificação do projeto, será utilizado uma função de segunda ordem. Essa simplificação é aceitável pois a frequência natural da válvula é geralmente muito maior do que os outros componentes do circuito hidráulico e não afeta a representatividade do modelo para controle de força (LEDEZMA, 2018). A função proposta aproxima a relação dinâmica entre um sinal de controle de entrada (U_C) e o deslocamento do carretel, que é representado aqui por uma tensão equivalente (U_{Csp}), tal que:

$$U_C = \frac{1}{\omega_{nv}^2} \frac{d^2 U_{Csp}}{dt^2} + \frac{2\xi_v}{\omega_{nv}} \frac{dU_{Csp}}{dt} + U_{Csp} \quad 2.1$$

onde:

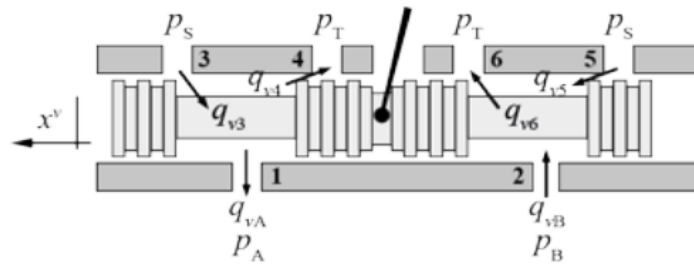
ω_{nv} = Frequência natural;

ξ_v = Coeficiente de amortecimento.

2.2.2 EQUAÇÃO DA VAZÃO DE CONTROLE DA VÁLVULA

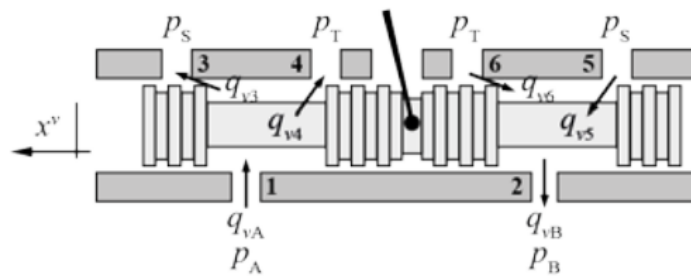
As figuras 6 e 7 representam o esquema de uma servoválvula de quatro vias com centro crítico. É possível modelar a equação da vazão da válvula conforme trabalhos anteriores (FURST &, DE NEGRI, 2002; MURARO, 2010; DESTRO, 2014; GALLONI, 2015)

Figura 6 - Deslocamento positivo da bobina $U_{Csp} \geq 0$



Fonte: Adaptado de Moog (2001)

Figura 7 - Deslocamento negativo da bobina $U_{Csp} < 0$:



Fonte: Adaptado de Moog (2001)

O comportamento das vazões dentro da válvula pode ser descrito conforme as figuras 7 e 8, onde aplica-se a equação de Bernoulli a cada orifício de controle da válvula tem-se (FURST e DE NEGRI, 2002):

Para $U_{Csp} \geq 0$:

$$q_{v3} = \text{sign}(p_A - p_T) \left(K_{v3} \frac{U_{Csp}}{U_{Cn}} + K_{vin3} \right) \sqrt{|p_S - p_A|} \quad 2.2$$

$$q_{v4} = \text{sign}(p_A - p_T) K_{vin4} \sqrt{|p_A - p_T|} \quad 2.3$$

$$q_{v5} = \text{sign}(p_S - p_B) K_{vin5} \sqrt{|p_S - p_B|} \quad 2.4$$

$$q_{v6} = \text{sign}(p_B - p_T) \left(K_{v6} \frac{U_{Csp}}{U_{Cn}} + K_{vin6} \right) \sqrt{|p_B - p_T|} \quad 2.5$$

Para $U_{Csp} < 0$:

$$q_{v3} = \text{sign}(p_S - p_A) K_{vin3} \sqrt{|p_S - p_A|} \quad 2.6$$

$$q_{v4} = \text{sign}(p_A - p_T) \left(K_{v4} \frac{U_{Csp}}{U_{Cn}} + K_{vin4} \right) \sqrt{|p_A - p_T|} \quad 2.7$$

$$q_{v5} = \text{sign}(p_S - p_B) \left(K_{v5} \frac{U_{Csp}}{U_{Cn}} + K_{vin5} \right) \sqrt{|p_S - p_B|} \quad 2.8$$

$$q_{v6} = \text{sign}(p_B - p_T) K_{vin6} \sqrt{|p_B - p_T|} \quad 2.9$$

Em que:

$$q_{vA} = q_{v3} - q_{v4} \quad 2.10$$

$$q_{vB} = -(q_{v5} - q_{v6}) \quad 2.11$$

A servoválvula em questão é uma válvula de quatro vias com centro crítico, orifícios simétricos e casados, hipóteses estas que geralmente são considerados para modelar o segundo estágio da válvula. Tendo o número de porta $i = 3$ a 6 , o coeficiente de vazão em cada porta corresponde ao coeficiente de vazão parcial ($K_{vi} = K_{vp}$). Analogamente, o coeficiente de vazamento interno em cada porta corresponde ao coeficiente de vazamento interno parcial ($K_{vin i} = K_{vinp}$) (PEREIRA, 2006; PEREIRA *et al.*, 2008; SZPAK *et al.*, 2010).

Os sinais de controle enviados para a servoválvula em estudo são sinais de corrente. Entretanto, considera-se a existência de uma conversão de sinais entre o equipamento de controle e a servoválvula, que é o caso mais comum. A partir desta consideração, este trabalho assume que o sinal enviado para a válvula é um sinal em tensão. Considera-se também que o coeficiente de vazamento parcial (K_{vp}) e ganho de vazamento interno (K_{vinp}) podem ser, inicialmente, obtidos a partir dos dados do catálogo usando as seguintes equações:

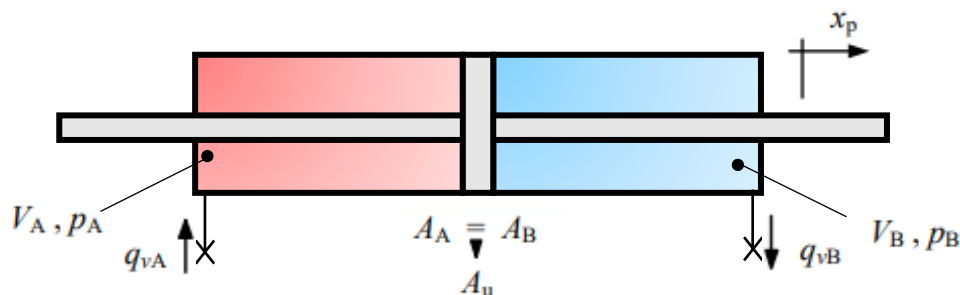
$$K_{vp} = \frac{q_{nv}}{\sqrt{2\Delta p_{tn}}} \quad 2.12$$

$$K_{vinp} = \frac{q_{vin}}{\sqrt{2\Delta p_{in}}} \quad 2.13$$

2.3 ATUADOR SIMÉTRICO

O comportamento dinâmico deste componente pode ser descrito com base em duas dinâmicas principais: hidráulica e mecânica. A dinâmica hidráulica dentro das câmaras de cilindro é descrita usando a equação de continuidade, a qual se baseia no princípio da conservação de massa. Além disso, a dinâmica mecânica utiliza a equação do movimento, que é com base na segunda lei de Newton, para descrever o movimento da haste do cilindro. É importante destacar que o cilindro utilizado durante os experimentos e modelados nesta seção é uma dupla ação simétrica, o que simplifica a modelagem matemática, especialmente durante o processo de obtenção do modelo linear.

Figura 8 - Detalhe das vazões e pressões no interior do cilindro



Fonte: Autor

Considerando a Figura 8 e com base no princípio da conservação da massa (MERRIT, 1967), as equações da continuidade nas linhas A e B são

$$q_{vA} = \frac{dV_A}{dt} + \frac{V_A}{\beta_e} \frac{dp_A}{dt} \quad 2.14$$

$$q_{vB} = \frac{dV_B}{dt} - \frac{V_B}{\beta_e} \frac{dp_B}{dt} \quad 2.15$$

onde:

V_A = Volume da câmara A do atuador

V_B = Volume da câmara B do atuador;

β_e = Modulo de compressibilidade efetiva do fluido;

Os volumes V_A e V_B variam linearmente com a posição da haste do atuador hidráulico (x_p) e são descritos como:

$$V_A = V_{A0} + A_A x_p \quad 2.16$$

e

$$V_B = V_{B0} + A_B(L - x_p) \quad 2.17$$

onde V_{A0} e V_{B0} são chamados de volumes mortos e estão associados ao volume de fluido dentro de tubos ou mangueiras que são acoplados a cada cilindro câmara, e L representa o curso do cilindro. Por outro lado, $A_A = A_B = A_U$ representa a área de cada lado do pistão, que neste caso, e devido à simetria do cilindro é chamada de área útil do pistão A_U .

A equação do movimento é dada a partir da segunda lei de Newton. Em relação à Figura 9, a equação que representa o movimento da haste do cilindro simétrico é dada por:

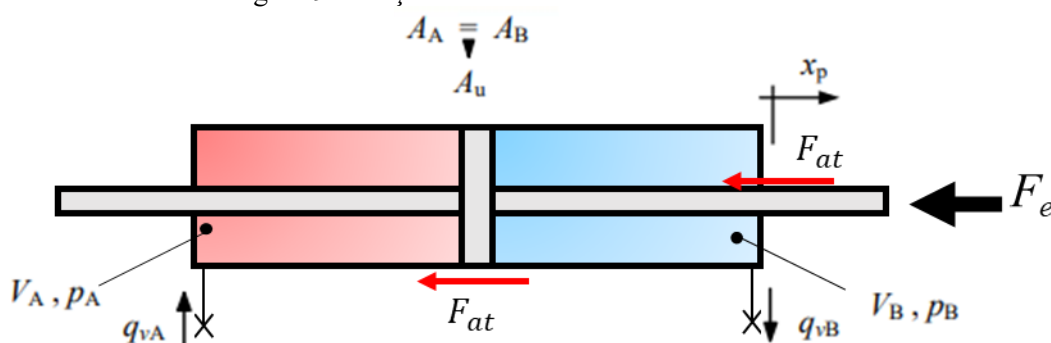
$$A_A p_A - A_B p_B = A_U(p_A - p_B) = M_t \frac{d^2 x}{dt^2} + F_{at} + F_e \quad 2.18$$

onde:

A_U = Área útil do êmbolo [m^2];

M_t = Massa total a ser deslocada: A soma da massa do êmbolo, massa da haste, massa do fluido confinado na câmara, massa acoplada ao cilindro hidráulico [kg];

Figura 9 - Forças atuantes no cilindro hidráulico



Fonte: Autor

A variável F_{at} , na Equação (2.18), inclui os efeitos dos atritos na carga e nos selos de vedação mecânica na haste e no êmbolo do cilindro. Considerando que a dinâmica do meio é linear, estável e de fase mínima, observa-se que o único componente não-linear, dentro da equação anterior, é o correspondente a essas forças. O atrito é um fenômeno multifacetado que exibe muitas características não-lineares que afetam o desempenho geral do sistema (VALDIERO, 2005). As características da força de atrito dependem de vários fatores, como posição e velocidade do pistão, temperatura do óleo na câmara, viscosidade do fluido, pressão de carga, rugosidade das superfícies de contato, formato e até mesmo do material da vedação. (PERONDI, 2002; VALDIERO, 2005; TRAN et al., 2012).

Para determinar melhor os efeitos produzidos pelo atrito no sistema, precisa-se de um modelo matemático que o represente. No entanto, não existe um modelo universal de atrito e vários modelos foram sendo apresentados no decorrer do tempo (CANUDAS DE WIT *et al.*, 1995; GOMES e ROSA, 2003; MAKKAR, DIXON, et al., 2005). Um dos modelos de atrito utilizado nas pesquisas dentro do Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) é o modelo proposto por Gomes e Rosa (2003), também conhecido como o modelo de atrito viscoso variável. Neste modelo, a força de atrito é representada como:

$$F_{at} = f_v \frac{dx_i^A}{dt} \quad 2.19$$

onde:

f_v = coeficiente de atrito viscoso variável [Ns/m];

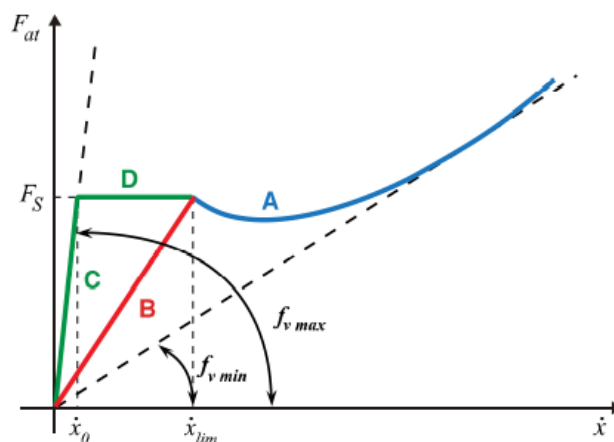
$\frac{dx_i^A}{dt}$ = velocidade de deslocamento da haste do cilindro hidráulico [m/s], tal que o subíndice *i* define o sentido da velocidade, podendo ser positivo (p) ou negativo (n).

Geralmente as equações lineares de movimento dos cilindros hidráulicos só levam em consideração forças de atrito com coeficiente constante. Porém, esta aproximação não é suficiente para baixas velocidades, visto que nessa região o coeficiente de atrito viscoso cresce significativamente (SOHL e BOBROW, 1999). Tendo em vista que o valor do coeficiente de atrito viscoso é variável, ele pode ser representado como um parâmetro cuja magnitude se encontra dentro de uma faixa de valores conhecida ou aproximada ($[f_{vmin}, f_{vmax}]$), tal como pode ser observado na Figura 10.

Esta suposição possibilita que a Equação (2.18) se torne linear, obtendo-se:

$$A_U(p_A - p_B) = A_U p_C = M_t \frac{d^2 x}{dt^2} + f_v \frac{dx^A}{dt} + F_e \quad 2.20$$

Figura 10 - Representação gráfica do modelo de atrito viscoso variável



Fonte: Adaptado de Machado (2003)

2.4 ACUMULADORES HIDRAULICOS

Os acumuladores hidráulicos são componentes mecânicos simples cuja finalidade é armazenar energia hidráulica para ser utilizado como fonte auxiliar ou principal de energia. O princípio de funcionamento dos acumuladores é baseado na quantidade de

fluido acumulado e mantida sob uma determinada pressão, decorrente da ação de força gravitacional, de uma mola ou de um gás (LINSINGEN, 2016).

São normalmente utilizados para armazenar energia, absorver choques, manter a pressão, compensar temperatura, diminuir a vibração, reserva de emergência, compensação de dilatação, entre outras aplicações (WATTON, 2009; LISINGEN, 2016).

Existem diferentes tipos construtivos de acumuladores, os quais são utilizados em diversas aplicações na área da hidráulica. Apresentam-se no mercado em diferentes faixas de pressão e estão disponíveis em materiais diversos e para cada tipo de aplicação, é necessário avaliar as variáveis que influenciarão em seu correto dimensionamento e adequada seleção. A Figura 14 ilustra os diferentes tipos de acumuladores.

Figura 11- Acumuladores hidráulicos

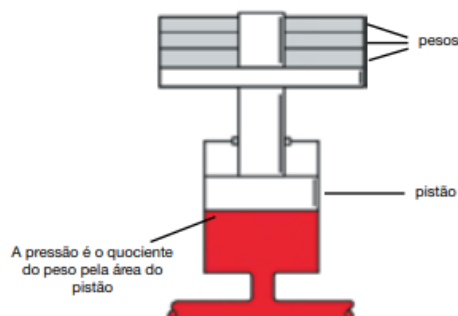


Fonte: HYDAC (2014)

Os principais tipos de acumuladores que são encontrados no mercado são os acumuladores carregado por peso ou de peso morto, acumuladores com mola e os acumuladores a gás.

Um acumulador carregado por peso, Figura 1Figura 12, aplica uma força ao líquido por meio de carga com grandes pesos. Como os pesos não se alteram, os acumuladores carregados por peso são caracterizados pela pressão, que é constante durante todo o curso do pistão. Não são muito populares por causa do seu tamanho e da inflexibilidade na montagem (PARKER, 2012).

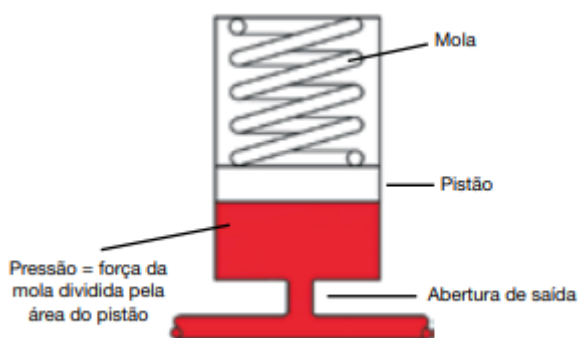
Figura 12 – Acumulador carregado por peso



Fonte: PARKER (2012)

O acumulador com molas é composto por: carcaça de um cilindro, pistão móvel e uma mola. A mola aplica a força ao pistão, o que resulta pressão do fluido. Quando o líquido é bombeado para o acumulador, a pressão no acumulador é determinada pela taxa de compressão da mola. Em alguns acumuladores deste tipo, a pressão da mola pode ser ajustada por meio de um parafuso de regulagem, trabalhando assim, a uma pressão variável. Os acumuladores tipo mola são mais flexíveis do que os acumuladores por peso. Eles são menores e podem ser instalados em qualquer posição (PARKER, 2012).

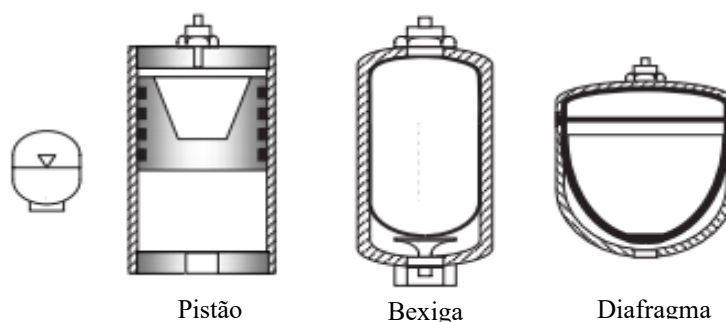
Figura 13 - Acumuladores com mola



Fonte: PARKER (2012)

Os acumuladores a gás são os mais difundidos na literatura por se mostrarem versáteis em função das suas características operacionais. A Figura 14 ilustra os três tipos de acumuladores a gás, quais seja: por pistão, bexiga e por diafragma.

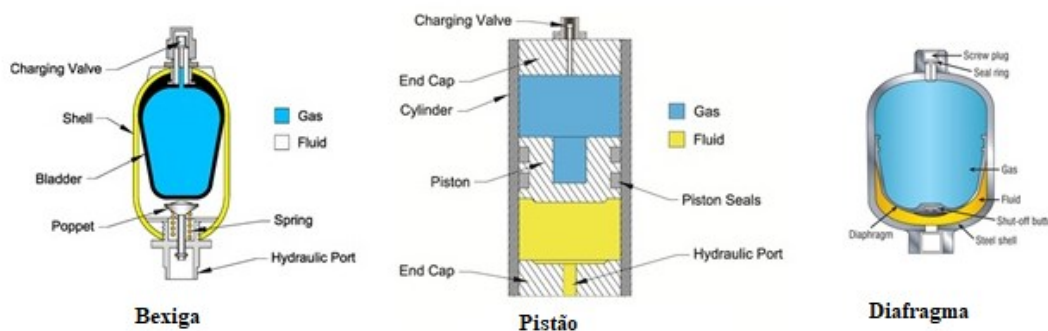
Figura 14 - Tipos de acumuladores a gás



Fonte: adaptado de WATTON (2009)

Estes acumuladores são compostos por um lado de líquido e um lado de gás com uma membrana como elemento separador estanque ao gás, como pode ser visto na Figura 15. A energia é armazenada pela compressão do gás nitrogênio. A parte de líquido está em contato com o circuito hidráulico de modo que, quando aumenta a pressão do mesmo, o acumulador de membrana comprime o gás. Quando a pressão hidráulica cai, o volume de gás comprimido se expande e com isto desloca o fluido acumulado de volta para o circuito hidráulico.

Figura 15 – Separação Gás/ Fluido Hidráulico nos acumuladores



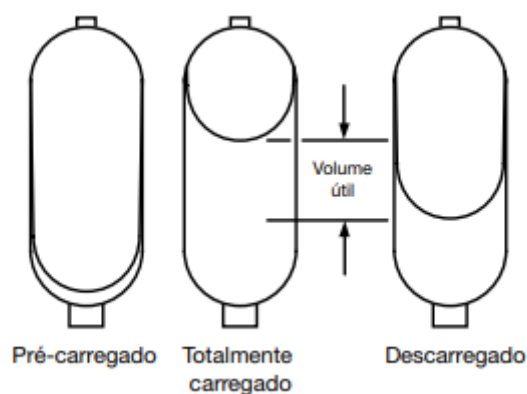
Fonte: adaptado MARINHO (2009)

Resumidamente, o acumulador tipo pistão é composto por uma carcaça e um pistão móvel. O gás que ocupa o volume acima do pistão onde fica comprimido pela pressão do fluido hidráulico. Quando o acumulador fica cheio, a pressão do gás se iguala à pressão do sistema. Já os acumuladores do tipo Bexiga e Diafragma usam um elastômero para fazer a separação. No acumulador tipo Bexiga consiste em uma bexiga de borracha sintética dentro de uma carcaça de metal. A bexiga é enchida com gás comprimido. Uma válvula do tipo assento, localizada no orifício de saída, fecha o orifício

quando o acumulador está completamente vazio e evita que a bexiga seja extrudada para o sistema e no acumulador do tipo diafragma geralmente tem uma forma esférica dividida em dois hemisférios de metal, que são separados por meio de um diafragma de borracha sintética (PARKER, 2012; HYDAC, 2014).

Os acumuladores operam em pressões máxima e mínima. Em outras palavras, um acumulador é carregado ou cheio com fluido até que uma pressão máxima seja alcançada e é recarregado a uma pressão mais baixa depois que o trabalho é executado, como pode ser visto na Figura 16. O volume líquido que é descarregado entre as duas pressões compõe o volume útil do acumulador (PARKER, 2012).

Figura 16 – Volume útil no acumulador



Fonte: PARKER (2012)

A pressão do gás (nitrogênio seco), que está presente no acumulador é a sua pré-carga. Quanto maior a pré-carga, menor é a quantidade de líquido que o acumulador retém. Vale ressaltar que isto não significa que o volume útil é diminuído.

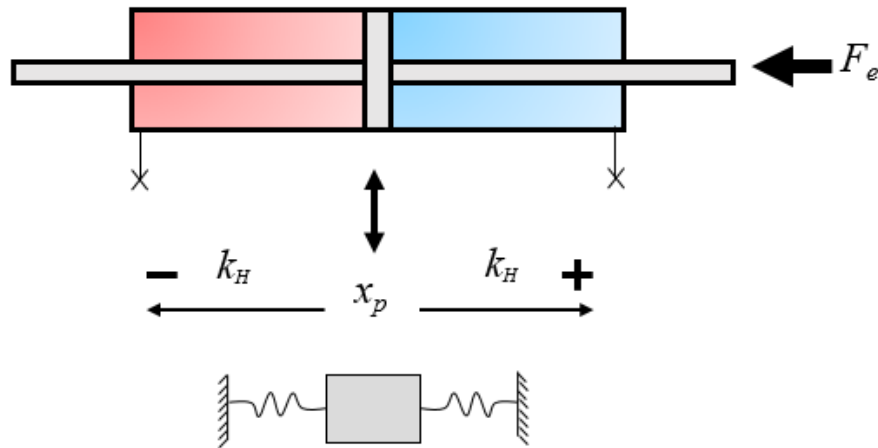
2.5 RIGIDEZ HIDRÁULICA DO SISTEMA

A rigidez de um corpo pode ser descrita como a sua resistência à deformação sob a aplicação de uma força, a qual é a função da forma, das condições de contorno e das características dos materiais que constituem o corpo (CLAYTON, 2011).

Em uma mola linear simples, a força necessária para provocar uma unidade de alongação é denominada a rigidez da mola. O óleo dentro de cada câmara introduz um comportamento equivalente à de uma mola, como ilustrado na Figura 17. Com base na

teoria de controle linear, é possível encontrar a rigidez hidráulica pelo cálculo da frequência natural do cilindro (WATTON, 2009).

Figura 17 - Equivalente hidráulico da mola hidráulica



Fonte: Adaptado de Ledezma (2018)

A equação que define o parâmetro de rigidez hidráulica é (WATTON, 2009):

$$K_H = \frac{A_A^2 \cdot \beta_e}{V_A} + \frac{A_B^2 \cdot \beta_e}{V_B}, \quad 2.21$$

onde:

K_H = rigidez hidráulica [N/m],

A_A = área da câmara A [m²],

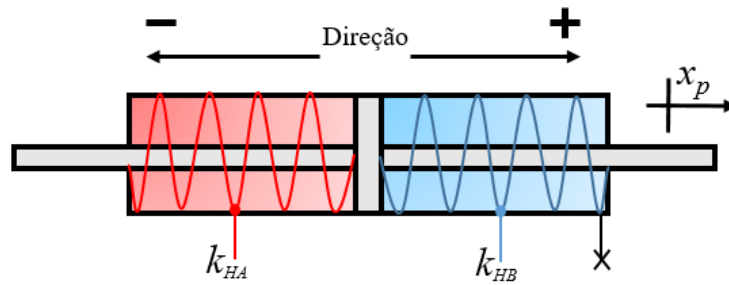
A_B = área da câmara B [m²],

V_A = volume da câmara A [m³],

V_B = volume da câmara B [m³],

A Figura 18 representa a rigidez dentro da câmara do cilindro.

Figura 18 - Rigidez dentro das câmaras



Fonte: Adaptado de Ledezma (2018).

Uma vez que o cilindro em análise é simétrico ($A_A = A_B = A$), a Equação 2.21 pode ser reescrita como:

$$K_H = \beta_e A^2 \left(\frac{1}{V_A} + \frac{1}{V_B} \right), \quad 2.22$$

e o volume nas câmaras é dado por:

$$V_A = V_{A0} + A_A \cdot x_P, \quad 2.23$$

e

$$V_B = V_{B0} + A_B \cdot (L - x_P), \quad 2.24$$

onde:

V_{A0} = volume morto da câmara A [m^3],

V_{B0} = volume morto da câmara B [m^3],

x_P = deslocamento da haste do cilindro [m],

L = comprimento [m],

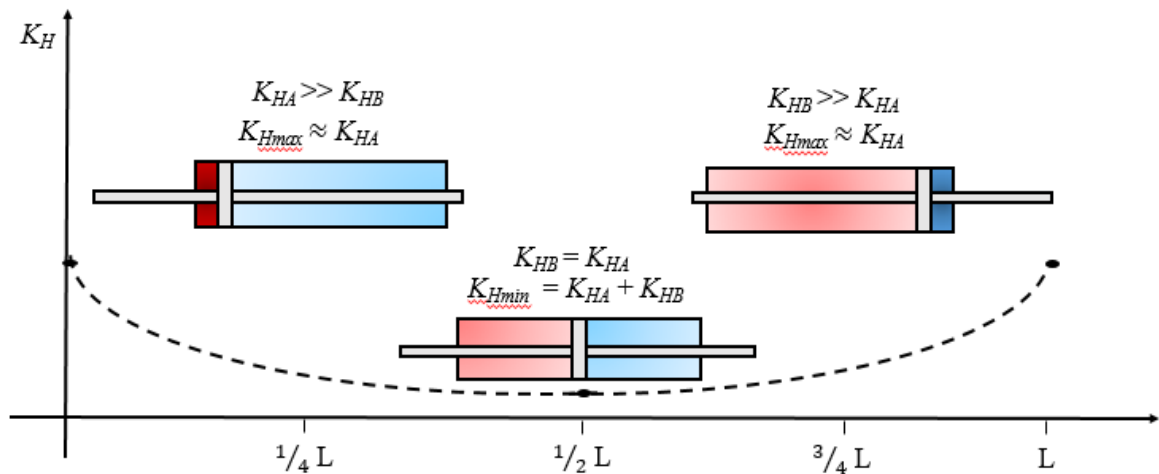
Substituindo as equações (2.23) e a equação (2.24) na Equação (2.22) e considerando que o volume morto da câmara A é igual ao da câmara B ($V_{A0} = V_{B0} = V_0$), tem-se que:

$$K_H = \beta_e A^2 \left(\frac{1}{V_0 + A_A \cdot x_P} + \frac{1}{V_0 + A_B \cdot (L - x_P)} \right), \quad 2.25$$

É sabido que o óleo dentro de cada câmara introduz um comportamento equivalente a uma mola e a cada vez que o pistão se move, o valor da rigidez de cada câmara também muda. Quando em um dos extremos, a rigidez hidráulica da câmara domina o valor da soma na Equação (2.25) e a rigidez hidráulica total assume seu valor máximo. Estes valores máximos da rigidez hidráulica podem ser obtidos quando o pistão se encontra no início ou no fim do curso, ou seja, quando $x_p = 0$ ou $x_p = L$, e a rigidez hidráulica mínima é obtida quando o pistão se encontra no centro do atuador, $x_p = \frac{L}{2}$. A

Figura 19 representa um exemplo da rigidez em função do curso do atuador.

Figura 19 - Rigidez hidráulica em cada câmara



Fonte: Adaptado de Ledezma (2018).

A partir da Equação (2.25) é possível encontrar a rigidez hidráulica máxima e mínima. Substitui-se V_0 por V_{acc} para representar a soma do volume de óleo confinado na tubulação acoplada a cada câmara do cilindro e o volume de fluido hidráulico do acumulador:

$$K_{Hmax} = \frac{\beta_e A^2 (AL + 2V_{acc})}{V_{acc} (AL + V_{acc})}, \text{ quando } x_p = 0 \text{ ou } x_p = L, \quad 2.26$$

e

$$K_{Hmin} = \frac{4\beta_e A^2}{AL + 2V_{acc}}, \text{ quando } x_p = \frac{L}{2}, \quad 2.27$$

2.6 CONTROLE CLÁSSICO PARA SISTEMAS DINÂMICOS

A engenharia de controle baseia-se em controlar determinadas variáveis em um sistema, sendo possível determinar os sinais adequados a serem aplicados a partir da saída desejada e do conhecimento do processo. Os sistemas de controle são classificados em sistemas de controle em malha fechada e em malha aberta. Basicamente a diferença entre esses sistemas está na forma em que o controle opera para produzir a saída desejada. Pode ser usado em qualquer campo da engenharia e da ciência, tais como: sistemas de veículos espaciais, sistemas robóticos, de manufatura ou qualquer outro processo que envolva controle de temperatura, pressão, viscosidade, vazão e umidade (OGATA, 2010).

A introdução de um controlador em um determinado sistema visa a modificação de sua dinâmica, manipulando a relação entrada/saída através da atuação sobre um ou mais dos seus parâmetros, com o objetivo de satisfazer certas especificações com relação a sua resposta (OGATA 2010). Os parâmetros do sistema que sofrem uma ação direta do controlador são denominados de variáveis manipuladas, enquanto os parâmetros no qual se deseja obter as mudanças que satisfaçam as dadas especificações, denominam-se variáveis controladas.

Neste estudo será utilizado um controle PID (Proporcional, integral e derivativo) devido suas características simples que são suficientes para muitos problemas de controle.

O PID tem a capacidade de eliminar compensações de estado estacionário por meio de ação integral e também antecipar o futuro por meio da ação derivativa. A finalidade do controlador é comparar o valor real da saída da planta com a entrada de referência e fornecer um sinal de controle que reduzirá o erro a zero ou ao mais próximo de zero possível (OGATA, 2010). Neste sentido, será conveniente analisar as três ações básicas de controle utilizadas na indústria e a sua contribuição para a resposta de um sistema:

- Ação proporcional
- Ação integral
- Ação derivativo

Um controlador proporcional de ganho K_p tem o efeito de reduzir o tempo de resposta, quando comparado a um controle simples do tipo ligado-desligado, e irá também reduzir, mas nunca eliminar, o erro de estado estacionário. O controlador integral (ganho K_i) irá eliminar completamente o erro de estado estacionário, mas poderá tornar a

resposta do sistema mais lenta e aumentar a sobrepassagem numa resposta transiente (degrau). O controlador derivativo (ganho K_d) é tipicamente utilizado para aumentar a agilidade (diminuir um pouco o tempo de resposta) e a estabilidade do sistema, reduzindo a sobrepassagem na resposta transiente, mas tende a ser problemático em sistemas com sensores com algum nível de ruído, devido a sensibilidade da derivada nestes casos (Muniz,2017). A Tabela 1 resume o efeito de cada parâmetro em um circuito com realimentação de laço fechado.

Tabela 1 - Efeito de cada parâmetro em um circuito com realimentação de laço fechado

RESPOSTA	RISE TIME	OVERSHOOT	SETTLING TIME	STEADY-STATE ERROR
Kp	Reduz	Aumenta	Pouco efeito	Reduz
Ki	Reduz	Aumenta	Aumenta	Elimina
Kd	Pouco efeito	Reduz	Reduz	Não muda

Fonte: Muniz (2017)

Sistemas de controle são projetados para realizar tarefas específicas. Os requisitos impostos no sistema de controle são geralmente dados pelas especificações de desempenho. Estas especificações podem ser obtidas em termos de requisitos de resposta transitória (máximo sobressinal e tempo de acomodação na resposta à entrada em degrau) e de requisitos em regime estacionário (erro estacionário para uma entrada em rampa), ou podem ser obtidos pela resposta em frequência. Vale ressaltar que as especificações de um sistema de controle devem ser dadas antes do início do processo de projeto (OGATA, 2010).

A função de transferência de um sistema de segunda ordem, em que o comportamento dinâmico é descrito em termos de dois parâmetros ξ e ω_n . pode ser definida por

$$C(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2}, \quad 2.28$$

onde:

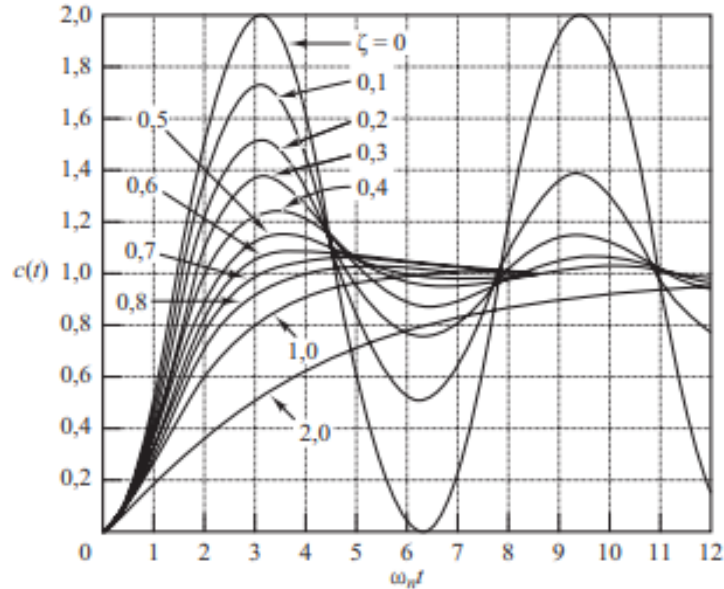
$C(s)$ = função de transferência de malha fechada;

ω_n = frequência natural do sistema [rad/s];

ξ = coeficiente de amortecimento.

As características de desempenho são especificadas, geralmente, em termos da resposta de um sistema de segunda ordem à entrada de um degrau unitário. A Figura 20 mostra as curvas das respostas ao degrau unitário de um sistema de segunda ordem.

Figura 20 - Curva de resposta ao degrau unitário do sistema de segunda ordem



Fonte: OGATA (2010)

O tempo de subida, o instante de pico e o tempo de acomodação fornecem informações sobre a velocidade da resposta transitória. Essas informações auxiliam determinar se a velocidade e a natureza da resposta degradam ou não o desempenho do sistema

A Figura 21 indica graficamente a resposta ao degrau unitário de um sistema de segunda ordem que, antes de atingir o regime permanente, apresenta oscilações amortecidas. Nesta figura, tem-se:

t_d = Tempo de atraso;

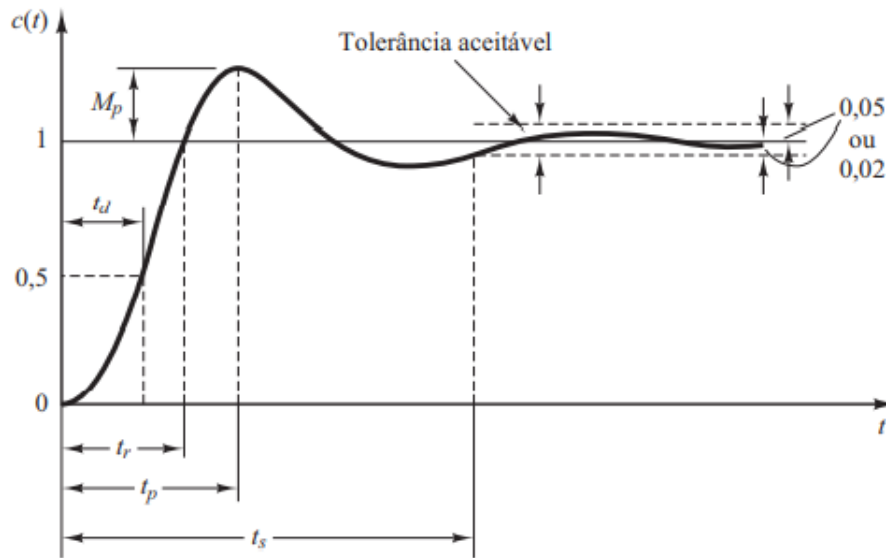
t_r = Tempo de subida;

t_p = Tempo de pico;

t_s = Tempo de acomodação;

M_p = Máximo sobressinal (ou apenas sobressinal);

Figura 21 - Resposta ao degrau unitário de um sistema de segunda ordem



Fonte: Ogata (2010)

As especificações no domínio de tempo apontadas pela Figura 21 são muito importantes pois fornecem respostas temporais aceitáveis, onde é possível modificar até a que a resposta transitória seja satisfatória (OGATA, 2010).

A seguir são descritas as equações do tempo de pico, tempo de subida de subida, máximo sobressinal e tempo de acomodação.

Tempo de pico:

$$t_p = \frac{\pi}{\omega_d}, \quad 2.29$$

Tempo de subida:

$$t_r = \frac{1}{\omega_d} \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{\omega_d}{-\sigma} \right) = \frac{\pi - \beta}{\omega_d}, \quad 2.30$$

Tempo de acomodação:

Critério de 2%:

$$t_s = 4T = \frac{4}{\sigma} = \frac{4}{\zeta \omega_n},$$

Critério de 5%:

$$t_s = 3T = \frac{3}{\sigma} = \frac{3}{\zeta \omega_n}, \quad 2.31$$

Máximo sobressinal:

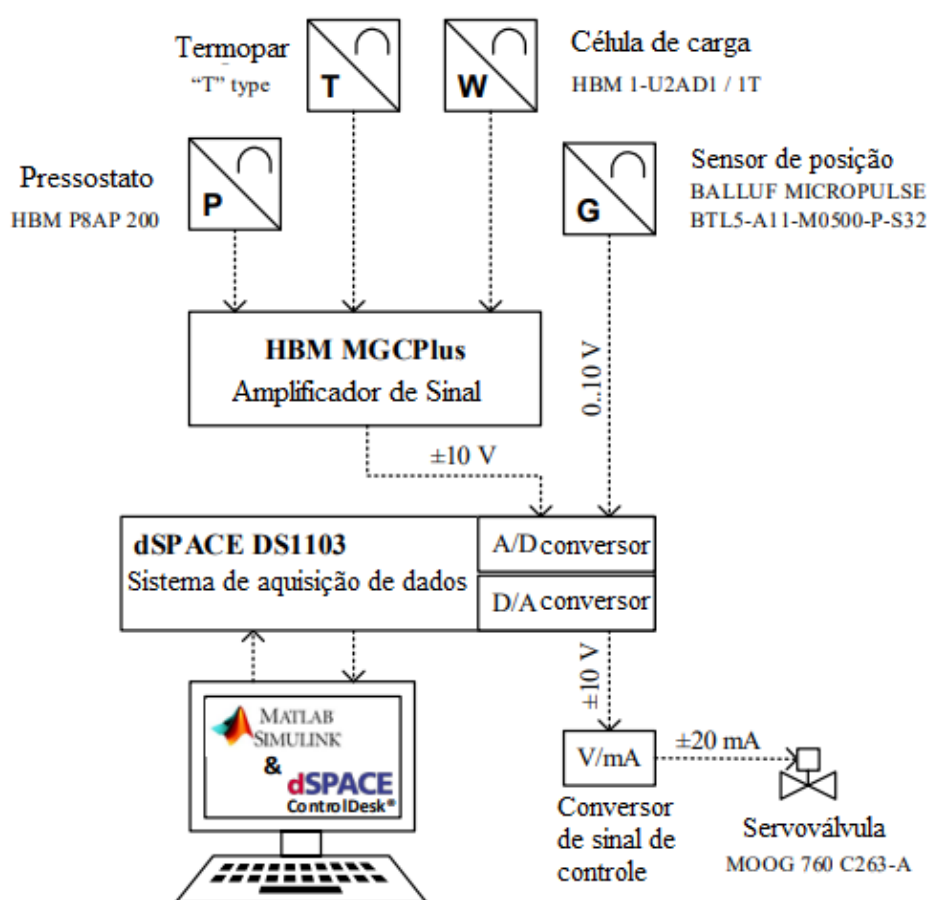
$$M_p = c(t_p) - 1 = -e^{\zeta \omega_n (\pi / \omega_d)} \left(\cos \pi + \frac{\zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \operatorname{sen} \pi \right) \quad 2.32$$

3 CIRCUITO DE CONTROLE DE FORÇA E BANCADA EXPERIMENTAL

3.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA DO SISTEMA HIDRÁULICO UTILIZADO

Este tópico tem como objetivo apresentar a bancada experimental e as especificações técnicas dos componentes hidráulicos utilizados em sua montagem. A Figura 22 mostra o diagrama de aquisição de dados da bancada em questão.

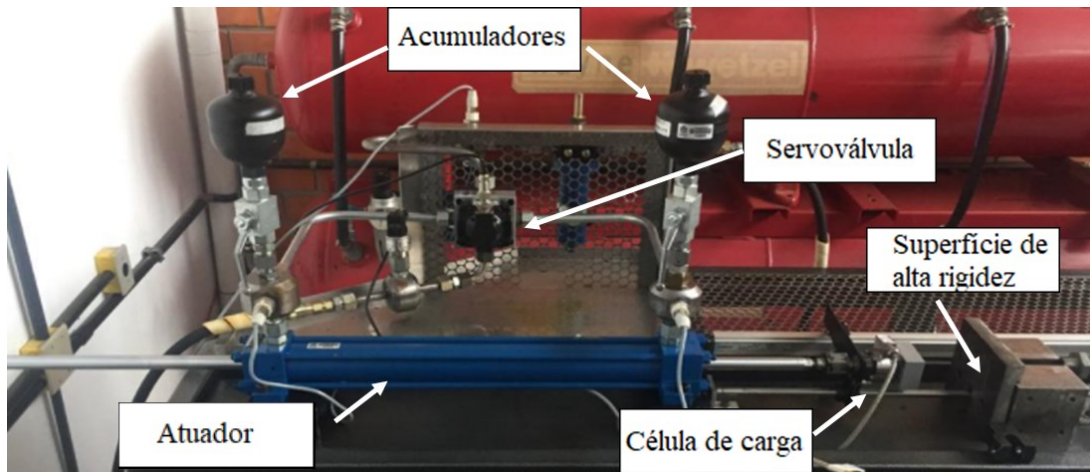
Figura 22 - Esquema do sistema de aquisição de dados



Fonte: Adaptado de Lerdezma (2018)

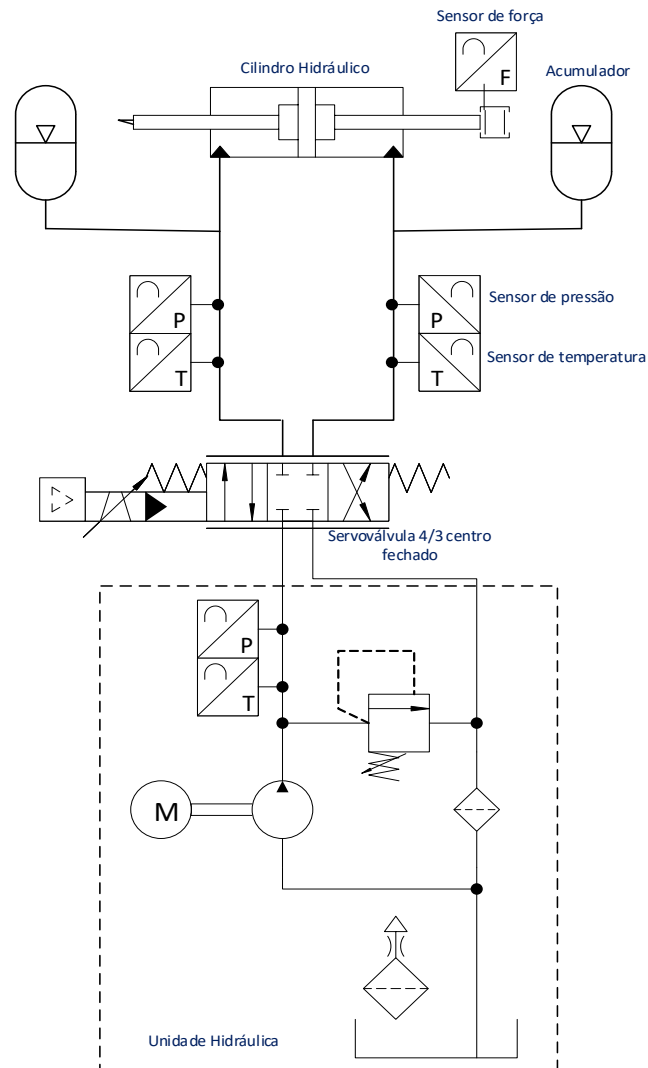
A Figura 23 apresenta o circuito hidráulico montado para realizar os ensaios de controle de força utilizando acumuladores hidráulicos. Esta bancada foi montada no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) e a Figura 24 representa o diagrama hidráulico da bancada equivalente.

Figura 23 - Bancada experimental



Fonte: Autor

Figura 24 - Circuito hidráulico para testes de controle de força



Fonte: Autor

A Tabela 2 contém as especificações técnicas de todos os componentes hidráulicos e elétricos utilizados na bancada montada.

Tabela 2 - Especificações técnicas dos componentes hidráulicos

COMPONENTES HIDRÁULICO	
Unidade Hidráulica de Potência	MODELO: BOSCH – REXROTH ABMUP-10-20A AZPF005 N BKPV200 NMN
	$q_{pn} = 1.6 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ (9.8 L/min)
Cilindro simétrico de dupla ação	MODELO: BOSCH – REXROTH CGT3 MS2 50/22- 500/Z1X/B1
	$D_p = 0.05 \text{ m}$
	$D_r = 0.022 \text{ m}$
	$L = 0.5 \text{ m}$
Servoválvula 4/3, centro fechado	Modelo: MOOG 760 C263-A
	$q_{vn} = 6.31 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ at $7 \times 10^6 \text{ Pa}$ (10 gpm at 1000 psi)
	$q_{vin} = 2.52 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ to $3.84 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ at $2.068 \times 10^7 \text{ Pa}$ (0.4 gpm to 0.61 gpm at 3000 psi) de pressão piloto ou pressão de operação
	$q_{tare} = 1.64 \times 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s}$ at $2.068 \times 10^7 \text{ Pa}$ (0.26 gpm at 3000 psi) da pressão piloto ou pressão de operação
	$\omega_{nv} = 1099 \text{ rad/s}$ at $\pm 40\%$ (175 Hz at $\pm 40\%$) of opening valve
	$\xi_v = 0.9$ at $\pm 40\%$ of opening valve
SENSORES	
Célula de carga	Modelo: HBM 1-U2AD1-1t
	Capacidade Máxima: 1000 Kg
	Máxima deflexão at max. load: $< 1 \times 10^{-4} \text{ m}$
	Sensibilidade: 2mV/V
Transdutor de pressão absoluta	Histerese erro: $< \pm 0.05\%$
	Modelo: HBM P8AP-200
	Measuring span: $2 \times 10^7 \text{ Pa}$ (200 bar)
	Sensibilidade: 2mV/V $\pm 2\%$
	Repetibilidade: $\pm 0.1\%$

Sensor de temperatura	Tipo do Sensor: Termopar “T”	
	Range de temperatura: -200 °C to 200 °C	
	Precisão: ± 1 °C or $\pm 0.75\%$	
AQUISIÇÃO DE DADOS		
Sistema de aquisição de dados	Modelo: dSPACE DS1103 with CLP1103 Connector panel	
	ADC converter:	Canais: 16 multiplexed channels
		Resolução: 16-bits
I/O Voltagem: $\pm 10V$ com $\pm 5mV$ de offset erro		
Sistema Amplificador de Sinal	Modelo: HBM MGCPlus with AB22A display and control panel	
	Modulo Amplificador: ML801B multichannel amplifiers with AP809 and AP810i connectors	
	I/O modulo: ML78B multicanais with AP809 and AP78 conectores	
Modulo de conversão de sinal	Modelo: MOOG Z123-507 020	
	Conversão de Sinal: de $\pm 10V$ a ± 20 mA e vice versa	

Fonte: Catálogos dos fabricantes.

3.2 DESCRIÇÃO DO SOFTWARE UTILIZADO

O software utilizado nas simulações e no experimento foi o software *Matlab®/Simulink®*. Trata-se de um software interativo de alta performance voltado para o cálculo numérico. O software *Matlab®/Simulink®* integra análise numérica, cálculo com matrizes, processamento de sinais e construção de gráficos em ambiente fácil de usar onde problemas e soluções são expressos somente como eles são escritos matematicamente, ao contrário da programação tradicional

O *Simulink*, desenvolvido pela companhia *MathWorks*, é uma ferramenta para modelagem, simulação e análise de sistemas dinâmicos. Sua interface primária é uma ferramenta de diagramação gráfica por blocos e bibliotecas customizáveis de blocos. O software oferece alta integração com o resto do ambiente *MATLAB*. *Simulink* é amplamente usado em teoria de controle e processamento digital de sinais para projeto e simulação multi-domínios.

4 MÉTODO PARA DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE ACUMULADORES

4.1 BASE MATEMÁTICA PARA O DIMENSIONAMENTO

4.1.1 PRÉ CARGA

A pré-carga dos acumuladores será analisada por meio da pressão de carga do sistema, onde se leva em consideração a força externa máxima e mínima para o controle de força e as condições operacionais.

Neste tópico serão apresentadas as equações que modelam o comportamento do cilindro hidráulico em regime permanente como uma particularização do comportamento dinâmico para possibilitar o dimensionamento da pré carga do acumulador.

Como descrito anteriormente, é possível obter a relação entre as forças de inércia, as forças devidas à pressão, as forças de atrito e demais forças relacionadas ao sistema por meio da aplicação da segunda lei de Newton, ou seja

$$\sum F = M \frac{d^2x}{dt^2}, \quad 4.1$$

Para este dimensionamento, a segunda lei de Newton em regime permanente, a velocidade e a aceleração serão nulas, portanto, a equação se reduz à:

$$(A_A \cdot p_A) - (A_B \cdot p_B) - F_e - F_{at} = 0, \quad 4.2$$

onde:

p_A = Pressão da câmara A,

A_A = Área equivalente ao volume deslocado pelo êmbolo na câmara A,

p_B = Pressão da câmara B,

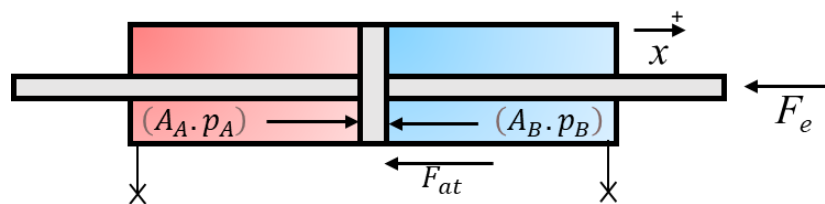
A_B = Área equivalente ao volume deslocado pelo êmbolo na câmara B,

F_E = Força externa,

F_{at} = Força de atrito.

A Figura 25 representa a distribuição de forças de acordo com a Equação (4.2).

Figura 25 – Distribuição de força no atuador



Fonte: Autor

A pressão de carga representa a pressão útil para vencer as cargas presentes e é definida a partir da relação de áreas dos cilindros hidráulicos. Define-se a pressão de carga (p_C) como sendo igual à diferença de pressão das câmaras do cilindro (para cilindro simétrico de dupla ação $A_A = A_B = A_u$).

$$p_C = p_A - p_B, \quad 4.3$$

Neste caso, a Equação (4.2) pode ser reescrita como:

$$(p_C \cdot A_u) - F_e - F_{at} = 0, \quad 4.4$$

Sistemas hidráulicos convertem a energia mecânica de um motor elétrico ou motor de combustão interna em pressão e vazão de fluidos que podem realizar uma quantidade específica de trabalho. De maneira geral, a quantidade de perda mecânica é primariamente uma função das propriedades de viscosidade e lubrificidade do fluido, ou seja, as perdas mecânicas são mais altas quando a viscosidade do fluido é alta e as perdas volumétricas são mais altas quando a viscosidade do fluido é baixa (MOBIL, 2015).

Considera-se uma eficiência mecânica (n_{mec}) para simular o comportamento da força de atrito para esta aplicação.

Sendo assim, a Equação (4.4) pode ser reescrita como:

$$(p_C \cdot A_u) \cdot n_{mec} = F_e, \quad 4.5$$

Isolando a pressão de carga da Equação (4.5) em função da força externa máxima e mínima tem-se:

$$p_{cmax} = \frac{F_{emax}}{A_u \cdot n_{mec}} \quad e \quad p_{cmin} = \frac{F_{emin}}{A_u \cdot n_{mec}} \quad 4.6$$

No caso de válvulas de 4 vias simétrica operando com cilindro simétrico, a pressão de carga descrita na Equação (4.6) pode ser representada em função da pressão da via e a pressão de suprimento, onde se tem:

$$p_A = \frac{p_S + p_C}{2} \quad e \quad p_B = \frac{p_S - p_C}{2}, \quad 4.7$$

onde:

p_A = Pressão da câmara A,

p_B = Pressão da câmara B,

p_S = Pressão de suprimento.

Tendo as pressões definidas, pode-se colocar em função da força máxima e mínima da linha. Rescrevendo a Equação (4.7) para pressão máxima das câmaras A e B e pressão mínima das câmaras A e B.

$$p_{Amax} = \frac{p_S + p_{Cmax}}{2} \quad e \quad p_{Amim} = \frac{p_S + p_{Cmin}}{2}, \quad 4.8$$

$$p_{Bmax} = \frac{p_S - p_{Cmin}}{2} \quad e \quad p_{Bmin} = \frac{p_S - p_{Cmax}}{2}, \quad 4.9$$

Substituindo a pressão de carga máxima e mínima da Equação (4.6) nas equações (4.8) e (4.9):

$$p_{Amax} = \frac{p_S + \frac{F_{emax}}{A_u \cdot n_{mec}}}{2} \quad e \quad p_{Amim} = \frac{p_S + \frac{F_{emin}}{A_u \cdot n_{mec}}}{2}, \quad 4.10$$

$$p_{Bmax} = \frac{p_S - \frac{F_{emin}}{A_u \cdot n_{mec}}}{2} \quad e \quad p_{Bmin} = \frac{p_S - \frac{F_{emax}}{A_u \cdot n_{mec}}}{2}, \quad 4.11$$

A seleção da pressão de pré-carga define a capacidade de armazenagem do acumulador. Os acumuladores geralmente são pré-carregados com 90% da pressão mínima necessária e são dimensionados considerando as mudanças de pressão esperadas durante o ciclo de trabalho do circuito. Isso permite o cálculo da alteração no volume usando as leis dos gases, expansão isotérmica ou adiabática, quando apropriado (WATTON, 2009).

Para atingir um aproveitamento otimizado do volume de armazenagem, fabricantes recomendam a pressão de pré-carga como mostrado na Tabela 3.

Tabela 3 - Valores referência de pré carga
Valores recomendados de pré carga

Para armazenagem de energia	$p_0 = 0,9. p_s$
Para absorção de choques	$p_0 = 0,6 \text{ até } 0,9. p_m$ (p_m = pressão operacional média)
Para amortecimento de pulsação	$p_0 = 0,8. p_s$

Fonte : HYDAC (2014)

Portanto, no dimensionamento do acumulador para controle de força, a pré-carga recomendada será em função da pressão mínima de cada linha para respeitar o princípio operacional dos acumuladores, sendo assim, tem-se que:

$$p_{0A} = 0,9. p_{Amin} \text{ e } p_{0B} = 0,9. p_{Bmin}, \quad 4.12$$

onde:

p_{0A} = Pressão de pré carga da câmara A;

p_{0B} = Pressão de pré carga da câmara B.

4.1.2 VOLUME

Para o dimensionamento do volume do acumulador será usado como base o cálculo da rigidez hidráulica e a equações dos gases ideais, onde espera-se ter um controle mais estável e robusto.

Qualquer equação que relacione pressão, temperatura e volume específico de uma substância é chamada de equação de estado. A equação de estado para substâncias

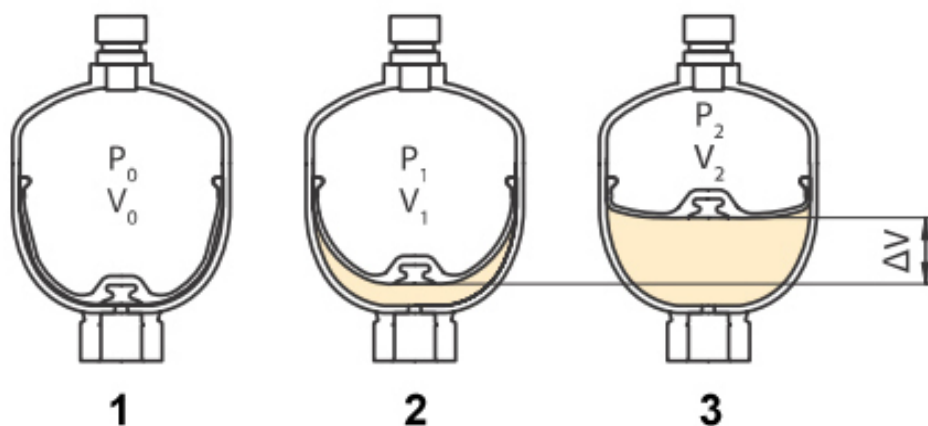
na fase gasosa mais simples e mais conhecida é a equação de estado do gás ideal. Essa equação prevê o comportamento pressão-volume-temperatura de um gás com bastante precisão dentro de uma determinada região (ÇENGEL,2013).

O comportamento de acumuladores a gás pode ser descrito por intermédio da lei de Boyle, onde pode-se observar que a pressão dos gases é inversamente proporcional ao seu volume, ou seja:

$$P = R \left(\frac{T}{V} \right), \quad 4.13$$

A Figura 26 representa os três estados estáveis do gás em um acumulador.

Figura 26 - Estados estáveis do gás no acumulador



Fonte Adaptado de HYDAC (2014)

No primeiro estado (1) da Figura 26, p_{0g} é a pressão de pré-carga de nitrogênio e V_{0g} é o volume real de gás, o qual indica a capacidade máxima do acumulador. Neste momento a pressão hidráulica é menor que à pressão de pré-carga. No segundo estado (2) p_{1g} caracteriza a pressão mínima de trabalho, e V_{1g} o volume de gás na pressão p_{1g} . Por fim, no terceiro estado (3), p_2 representa a pressão máxima de trabalho e V_2 o volume de gás na pressão p_2 .

A relação entre pressão e volume de gás em cada um dos estados, pode ser expressa por:

$$p_{0g} \cdot V_{0g}^n = p_{1g} \cdot V_{1g}^n = p_{2g} \cdot V_{2g}^n, \quad 4.14$$

ou

$$p_{og}^{\frac{1}{n}} \cdot V_{og} = p_{1g}^{\frac{1}{n}} \cdot V_{1g} = p_{2g}^{\frac{1}{n}} \cdot V_{2g}, \quad 4.15$$

O índice g da equação acima indica que o fluido em questão está no estado gasoso e o n mostra a relação de calores específicos que, para um processo adiabático, é 1,4.

A partir da equação (4.15) é possível obter o volume no estado 1 e no estado 2, como:

$$\left(\frac{p_{og}}{p_{1g}}\right)^{\frac{1}{n}} \cdot V_{og} = V_{1g} \quad e \quad \left(\frac{p_{og}}{p_{2g}}\right)^{\frac{1}{n}} \cdot V_{og} = V_{2g}. \quad 4.16$$

Conforme ilustra a Figura 26, a variação do gás no acumulador é dada pela diferença dos estados 2 e 1 (Equação 4.16) e que a variação do volume de fluido hidráulico dentro do acumulador pode ser considerada como o oposto da variação do gás, ou seja:

$$\Delta V_g = (V_{2g} - V_{1g}), \quad 4.17$$

$$\Delta V_l = -\Delta V_g = (V_{1g} - V_{2g}), \quad 4.18$$

onde o índice l representa o fluido no estado líquido, ou seja, o fluido hidráulico.

Substituindo a equação (4.16) na equação (4.18), tem-se que:

$$\Delta V_l = \left(\frac{p_{og}}{p_{1g}}\right)^{\frac{1}{n}} \cdot V_{og} - \left(\frac{p_{og}}{p_{2g}}\right)^{\frac{1}{n}} \cdot V_{og}, \quad 4.19$$

Manipulando a Equação (4.19) para ter a relação da variação de fluido hidráulico no acumulador em função das pressões do gás, obtém-se:

$$\Delta V_l = V_{og} \cdot \left(\left(\frac{p_{og}}{p_{1g}} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_{og}}{p_{2g}} \right)^{\frac{1}{n}} \right), \quad 4.20$$

Por sua vez, o módulo de compressibilidade (β) representa a capacidade que tem um fluido hidráulico de resistir a uma compressão uniforme. Define-se como a variação de pressão (ΔP) necessária para produzir uma variação de volume (ΔV) em um volume inicial (V) (WATTON, 2009).

$$\beta = -\frac{\Delta p}{\Delta V/V}, \quad 4.21$$

onde o sinal negativo indica que um incremento na pressão produz um decréscimo no volume do fluido.

A análise dos efeitos de compressibilidade é usualmente realizada utilizando o chamado módulo de compressibilidade que nada mais é que a recíproca da compressibilidade (LINSINGEN, 2016).

$$\beta_l = -V_o \left(\frac{\partial p}{\partial V} \right)_T, \quad 4.22$$

A Equação (4.22) pode ser reescrita para encontrar o módulo de compressibilidade do acumulador, tendo como V_{og} o volume de gás no acumulador e p_g a variação da pressão do gás no volume de gás no acumulador V_g , ou seja

$$\beta_{acc} = -V_{og} \left. \frac{\partial p_g}{\partial V_g} \right|_T, \quad 4.23$$

Fazendo-se uma aproximação da Equação (4.23) e considerando que a variação do volume de gás é oposta a variação de volume do líquido, tem-se que:

$$\beta_{acc} \cong V_{og} \frac{\Delta p_g}{\Delta V_l}, \quad 4.24$$

Substituindo-se a Equação (4.20) na Equação (4.24) e tendo que $\Delta p_g = p_{2g} - p_{1g}$:

$$\beta_{acc} = \frac{V_{og}(p_{2g} - p_{1g})}{V_{og} \cdot \left(\left(\frac{p_{og}}{p_{1g}} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_{og}}{p_{2g}} \right)^{\frac{1}{n}} \right)}, \quad 4.25$$

Sendo assim, o módulo de compressibilidade do acumulador é dado por:

$$\beta_{acc} = \frac{(p_{2g} - p_{1g})}{\left(\left(\frac{p_{og}}{p_{1g}} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_{og}}{p_{2g}} \right)^{\frac{1}{n}} \right)}, \quad 4.26$$

Quando um sistema hidráulico fechado é submetido a variação de pressão, o volume de líquido tende a diminuir em função da sua compressibilidade (LINSINGEN,2016). O módulo de compressibilidade efetivo leva em consideração os efeitos da expansão da tubulação e do cilindro e também o efeito que produz o ingresso de gás no óleo e é dado por:

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{1}{\beta_l} + \frac{1}{\beta_c}, \quad 4.27$$

onde:

β_e = Módulo de compressibilidade efetivo;

β_l = Módulo de compressibilidade dos fluidos hidráulicos;

β_c = Módulo de compressibilidade devido a expansão da tubulação e do cilindro

Como a expansão volumétrica do acumulador é muito maior que a expansão nas tubulações/cilindro, considera-se $\beta_c = \beta_{acc}$. Logo, rearranjando a Equação (4.27), tem-se que:

$$\beta_e = \frac{\beta_l \cdot \beta_{acc}}{\beta_l + \beta_{acc}}, \quad 4.28$$

O valor do β_{acc} é muito maior que o β_l , sendo assim, a Equação (4.28) pode ser simplificada, assumindo-se que:

$$\beta_e \cong \beta_{acc}, \quad 4.29$$

Substituindo a Equação (4.26) na equação (4.29) é possível obter a equação do módulo de compressibilidade efetiva em função das pressões máximas e mínimas do sistema, ou seja:

$$\beta_e = \frac{(p_{2g} - p_{1g})}{\left(\left(\frac{p_{og}}{p_{1g}} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_{og}}{p_{2g}} \right)^{\frac{1}{n}} \right)}, \quad 4.30$$

Por fim, substituindo a Equação (4.30) na Equação (2.27), é possível obter o volume do acumulador em função das pressões e da rigidez mínima do sistema.

$$V_{acc} = \frac{2(p_{2g} - p_{1g})}{\left(\left(\frac{p_{og}}{p_{1g}} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_{og}}{p_{2g}} \right)^{\frac{1}{n}} \right)} \cdot \frac{A^2}{K_{Hmin}} - \frac{AL}{2}, \quad 4.31$$

4.2 CORREÇÃO DO VOLUME COM A RIGIDEZ HIDRÁULICA E COM O GANHO PROPORCIONAL

Conforme a proposta apresentada por Ledezma (2018), a rigidez hidráulica de um sistema de controle de força pode ser associada ao ganho proporcional do controlador por intermédio de:

$$K_{Hmin} = \frac{K_S A^2}{K_S \tau_d (K_{c0} + AK_p K_{qu0}) - A^2} \quad 4.32$$

onde:

- $\tau_d =$ Constante de tempo desejada
 $K_S =$ Rigidez equivalente do sensor de força
 $K_{qU0} =$ Ganho de vazão por tensão

A Equação (4.32) descrita por Ledezma (2018) tem origem na modelagem linear apresentada no Capítulo 2. O comportamento do sistema hidráulico é definido pela interação de três tipos de dinâmicas diferentes:

- Dinâmica eletromagnética relacionada ao movimento do carretel;
- Dinâmica hidráulica, que descreve o comportamento do fluido por meio da válvula e dentro dos tubos e das câmaras do atuador;
- Dinâmica mecânica relacionada ao movimento do pistão;

Ledezma (2018) mostra uma função de transferência de quinta ordem, que compreende a interação entre todas essas dinâmicas, incluindo a dinâmica de carga, mas sendo difícil avaliar a influência de cada dinâmica sem ser por meio de simulação. Por isso, em sua tese há uma proposta de descrever o sistema por meio da seguinte função de transferência:

$$\frac{F_e(s)}{U_c(s)} = \left(\frac{K_{qU0}K_{eq}/A_u}{s + K_{c0}K_{eq}/A_u^2} \right) \left(\frac{d_0}{s^2 + d_1s + d_0} \right) \left(\frac{e_0}{s^2 + e_1s + e_0} \right), \quad 4.33$$

onde:

$$\begin{aligned}
 d_0 &= (K_H + K_S)/M, \\
 d_1 &= f_v/M, \\
 e_0 &= \omega_{nv}^2, \\
 e_1 &= 2\xi_v\omega_{nv}^2, \\
 K_{eq} &= K_S K_H / (K_S + K_H),
 \end{aligned}$$

Ledezma (2018) dissertou sobre a influência de cada parcela da Equação (4.33), onde conclui que o polo real, que é relativo as dinâmicas hidráulicas, é o dominante e que a Equação (4.33) pode ser reduzida a:

$$\frac{F_e(s)}{U_c(s)} = \left(\frac{K_{qU_0}K_{eq}/A_u}{s + K_{c_0}K_{eq}/A_u^2} \right), \quad 4.34$$

e a função de transferência em malha fechado resulta em:

$$\frac{F_e(s)}{U_c(s)} = \frac{G(s)(K_{qU_0}K_{eq}/A_u)}{s + K_{c_0}K_{eq}/A_u^2 + G(s)(K_{qU_0}K_{eq}/A_u)}, \quad 4.35$$

A especificação de desempenho em malha fechada pode ser definida como:

$$\frac{F_e(s)}{F_{ref}(s)} = \frac{K_{ss}}{(\tau_d s + 1)} \quad 4.36$$

Substituindo-se a Equação (4.36) na Equação (4.35), tem-se a rigidez hidráulica de um sistema de controle de força associada ao ganho proporcional do controlador, que resulta na Equação (4.32) apresentada anteriormente.

Por simplificação, a rigidez hidráulica é baseada na Equação (2.27) e que pode ser considerado como um parâmetro incerto, pois varia entre dois limites conhecidos.

É possível dizer que o processo de seleção de acumuladores usando a Equação (4.31) pode ser iterativo, correlaciona a rigidez hidráulica com o ganho proporcional. Por exemplo, se a rigidez hidráulica calculada resultar em um acumulador hidráulico superdimensionado ou fora dos padrões dos fabricantes, o ganho proporcional pode ser diminuído, resultando uma rigidez mais alta e conseqüentemente um volume de acumulador menor. A tabela 4 exemplifica esta correlação.

Tabela 4 – Correlação da rigidez hidráulica com o ganho proporcional

	K_p	K_{Hmin}	V_{acc}
1	1	592,5918	127,46
2	0,1	$5,92 \times 10^3$	12,39
3	0,01	$5,92 \times 10^4$	0,88
4	0.0053	$1,107 \times 10^5$	0,28

Fonte: Autor

Reescrevendo a Equação (4.31) tem-se que:

$$K_{Hmin} = \frac{4A_u^2(p_{1g} - p_{2g})}{\left(\left(\frac{p_{og}}{p_{1g}}\right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_{og}}{p_{2g}}\right)^{\frac{1}{n}}\right)(AL + 2V_{acc})} \quad 4.37$$

O K_{Hmin} pode ser calculado com base em um volume de acumulador pré-selecionado e o ganho proporcional para atingir a resposta de malha fechada necessária pode ser calculado por:

$$K_p = \frac{1}{K_{qu0}} \left(\frac{A_u(K_{min} + K_S)}{\tau_d K_H K_S} - \frac{K_{c0}}{A_u} \right) \quad 4.38$$

4.3 MÉTODO PARA DIMENSIONAMENTO

A Figura 27 representa um fluxograma com as etapas de dimensionamento do acumulador hidráulico para o uso em controle de força onde é possível dimensionar o acumulador para o uso em controle de força e também validar se um acumulador existente atende os requisitos de projeto especificado.

A primeira etapa consiste na obtenção dos dados do sistema (a), os quais inclui os dados técnicos do cilindro (A_u, L), dados da servoválvula (K_{qu}, K_{c0}, q_{vn}), unidade de potência (q_{pn}), do óleo (β_0) e do ambiente (K_S).

A segunda etapa (b) está relacionada com as especificações de desempenho dinâmico. Nesta etapa é definida a constante de tempo (τ_d) usada como requisito de desempenho. Em Ledezma (2018), a especificação de desempenho foi dada por:

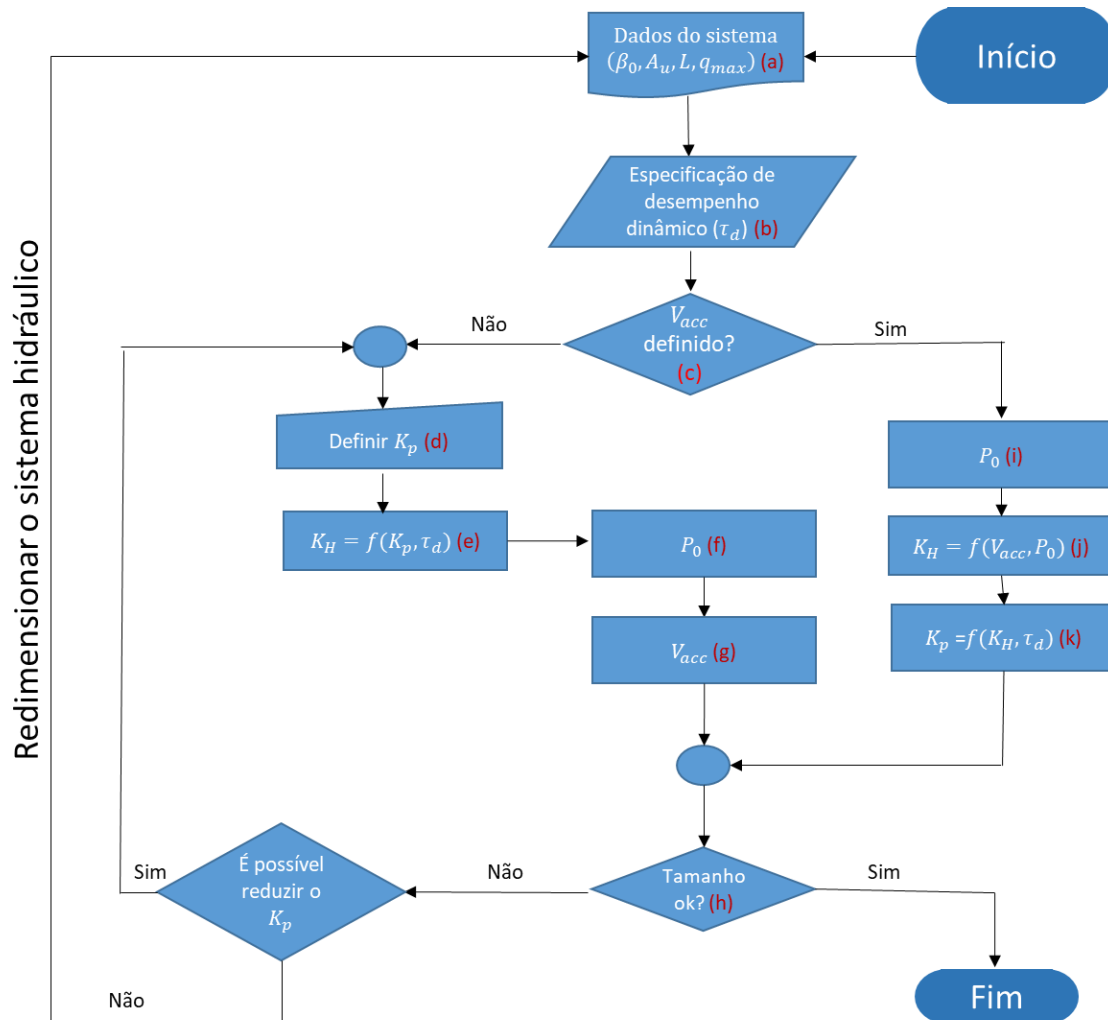
$$\frac{F_e(s)}{F_{ref}(s)} = \frac{K_{ss}}{(\tau_d s + 1)} \quad 4.39$$

onde K_{ss} é o ganho no estado estacionário e τ_d é a constante de tempo desejada.

Também nesta etapa são levantados dados do tempo de acomodação (τ_s) e demais parâmetros para ser usado no processo do projeto do controlador. É possível definir um único tempo de acomodação para ser usado na seleção de acumuladores e no processo de

controle. O valor de (τ_d) pode ser calculado a partir do valor de (τ_s) , conforme visto no capítulo 3.

Figura 27 – Fluxograma com a metodologia de dimensionamento simplificada



Fonte: Autor

A terceira etapa (c) consiste na definição do acumulador, se já possui um volume definido ou não.

A quarta etapa (d) é a definição do K_p . Esta etapa é muito importante para que se estabeleça um valor inicial para este loop. É recomendado que se inicie este loop iterativo com um valor unitário.

A quinta etapa (e) é o cálculo da rigidez hidráulica, com base na Equação (4.32).

As etapas seguintes, (f) e (g), são orientadas conforme as equações (4.12) e (4.31), onde obtém-se valores de referência para a seleção de um acumulador por meio da pressão de pré-carga e a estimativa para o seu volume.

A etapa (h) é a etapa de verificação, destinada a confirmar o tamanho do acumulador e se o acumulador selecionado atende as especificações de desempenho anteriormente descrita. Caso não atenda, uma questão é levantada: é possível reduzir o Kp ? Em caso positivo, é feita a redução do Kp e volta para a etapa (d), caso negativo, será necessário revisar os dados levantados do sistema e uma possível otimização para dimensionar novamente o acumulador.

As etapas (i), (j), (k) seguem o raciocínio para caso já se tenha um valor determinado do volume, neste caso, é necessário avaliar se o tamanho do acumulador e os possíveis valores da pré carga se conectam, seguindo por um cálculo da rigidez hidráulica em função do volume e da pré carga (Equação (4.37)) e pelo cálculo do ganho proporcional em função da rigidez e da constante de tempo (Equação (4.38)). Por fim, é feito novamente a verificação descrita na etapa (h).

Este método é aplicável para todos os tipos de acumuladores a gás (acumulador de pistão, membrana ou bexiga), pois os princípios de funcionamento são parecidos e por sua vez, o processo de seleção é igual.

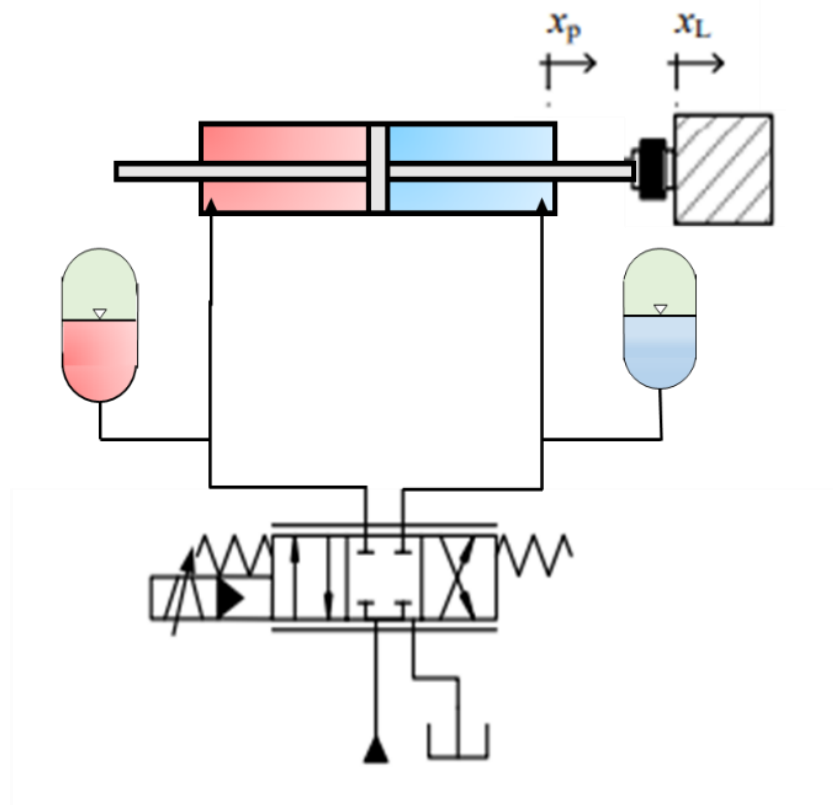
5 RESULTADOS

Neste capítulo será demonstrado a aplicabilidade do método de dimensionamento e a seleção do acumulador proposto. A aplicabilidade foi comprovada por meio de simulações e experimentos realizados na bancada de teste Ybitú (Figura 22 e Figura 24).

5.1 SIMULAÇÃO E ANÁLISE DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS

O circuito proposto do Atuador Hidro-Elastico Puro usando acumuladores está representado na Figura 28.

Figura 28 –Atuador Hidro-Elastico Puro usando acumuladores



Fonte Adaptado de Ledezma (2018)

Pesquisas de controle de força em atuadores hidráulicos utilizam em seus experimentos um tempo de assentamento variando de 100 ms a 800 ms e com referência de força variando de 500 N a 4000 N (AHN *et al.*, 2008; SIVASELVAN *et al.*, 2008; YANG *et al.*, 2008; NAKKARAT E KUNTANAPREEDA, 2009; KARPENKO E

SEPEHRI, 2012, LEDEZMA *et al.*, 2018). Para este estudo, foi considerado o tempo de assentamento de 200 ms como especificações do desempenho dinâmico e referência de força de 0 N a 5000 N.

Com os valores de força estabelecidos, é possível determinar a pré-carga dos acumuladores por meio da Equação (4.12), onde resulta em uma pré-carga de 32,77 bar ($p_0 = 32,77$ bar).

O valor da constante de tempo τ_d com base na Equação (4.39) e de acordo com as especificações de desempenho esperada, foi atribuído um valor de aproximadamente 50 ms. Todos os parâmetros utilizados podem ser encontrados na Tabela 2.

A vazão máxima dentro do sistema hidráulico é determinada entre os valores da vazão nominal da bomba e o da válvula. Sendo assim, a vazão máxima do sistema é definida pela vazão nominal da bomba ($q_{pn} = 1,6 \times 10^{-4}$ m³/s).

Depois de definido o K_p para iniciar o loop iterativo e o K_h foi possível calcular o volume útil do acumulador (Equação (4.31)), onde, depois de algumas interações, encontrou-se um valor de $2,8082 \times 10^{-5}$ m³, equivalente a aproximadamente 0,28 L. Esta interação foi exemplificada na Tabela 4 onde correlaciona o K_p com o K_h para encontrar o volume do acumulador.

É selecionado pela Tabela 4 um volume de acumulador comercial próximo ao calculado. Após a seleção é necessário verificar se atende as especificações de desempenho.

Tabela 5 - Dimensões de acumuladores do tipo membrana do fabricante Hydac

3.1.2 Dimensões

Volume nominal ¹⁾ [l]	Relação de pressão permitida $p_2 : p_0$	Série	Número de identificação de aprovação U		R [mm]	ØD [mm]	Peso [kg]	Q ²⁾ [l/min]	Conexão de fluido standard										Figura
			Pressão operacional permitida [bar]						Forma AK					Forma AB					
			aço carbono	Aço Inox.					F ISO 228	ØG [mm]	L [mm]	B 1 [mm]	sext. SW	F ISO 228	H DIN 13	L [mm]	B 2 [mm]	sext. SW	
0,075	8 : 1	250	250	—	91	64	0,7	38	G 1/2	—	14	21	30	não disponível					1
0,16	8 : 1	210	210	180	103	74	0,8	38	G 1/2	—	14	21	30	não disponível					1
		300	300	—	108	78	1,1												
0,32	8 : 1	210	210	160	116	93	1,3	95	G 1/2	—	14	21	30	não disponível					1
		300	300	—	120	96	1,8												
0,5	8 : 1	160	160	—	130	102	1,3	95	G 1/2	—	14	21	30	G 1/2	M33x1,5	14	37	41	1
		210	210	—	133	105	1,7												
0,6	8 : 1	330	330	—	151	115	3,3	95	G 1/2	34	14	21	41	G 1/2	M33x1,5	14	37	41	1
		350	350	—	130	121	3,5												
0,7	8 : 1	100	100	—	151	106	1,8	95	G 1/2	34	14	21	41	G 1/2	M33x1,5	14	37	41	1
0,75	8 : 1	140	140	—	142	116	1,8	95	G 1/2	34	14	21	41	G 1/2	M33x1,5	14	37	41	1
		210	210	140	147	121	2,8												
		250	250	—	152	126	3,6					26	15			42	41	3	
		330	330	—	140	126	4												
1	8 : 1	200	200	—	159	136	3,6	95	G 1/2	34	14	21	41	G 1/2	M33x1,5	14	37	41	1
		250	250	—	192	126	4,4												
	4 : 1	330	330	—	169	126	4,8					26	15			42	41	4	
1,4	8 : 1	140	140	—	173	145	3,9	95	G 1/2	34	14	21	41	G 1/2	M33x1,5	14	37	41	1
		210	210	—	178	150	5,4												
		250	250	—	185	153	5,9					33	15			42	41	3	
		330	330	—	172	155	7,6												
2	8 : 1	100	100	100	190	160	4	150	G 3/4	44	16	28	46	G 3/4	M45x1,5	16	33	46	1
		210	210	—	198	167	6,6												
	4 : 1	250	250	—	232	153	7,4					43	42			46	2		
2,8	4 : 1	210	210	—	250	167	8,2	150	G 3/4	44	16	28	46	G 3/4	M45x1,5	16	33	46	2
		250	250	—	250	170	7,8												
	6 : 1	330	330	—	237	172	11					43	42			46	4		
3,5	4 : 1	250	210	—	306	170	11,2	150	G 3/4	44	16	28	46	G 3/4	M45x1,5	16	33	46	2
		330	330	—	274	172	13,8												
4	4 : 1	50	—	50	294	158	5	150	G 3/4	44	16	44	46	G 3/4	M45x1,5	16	33	46	2
		250	—	180	306	170	11,2												

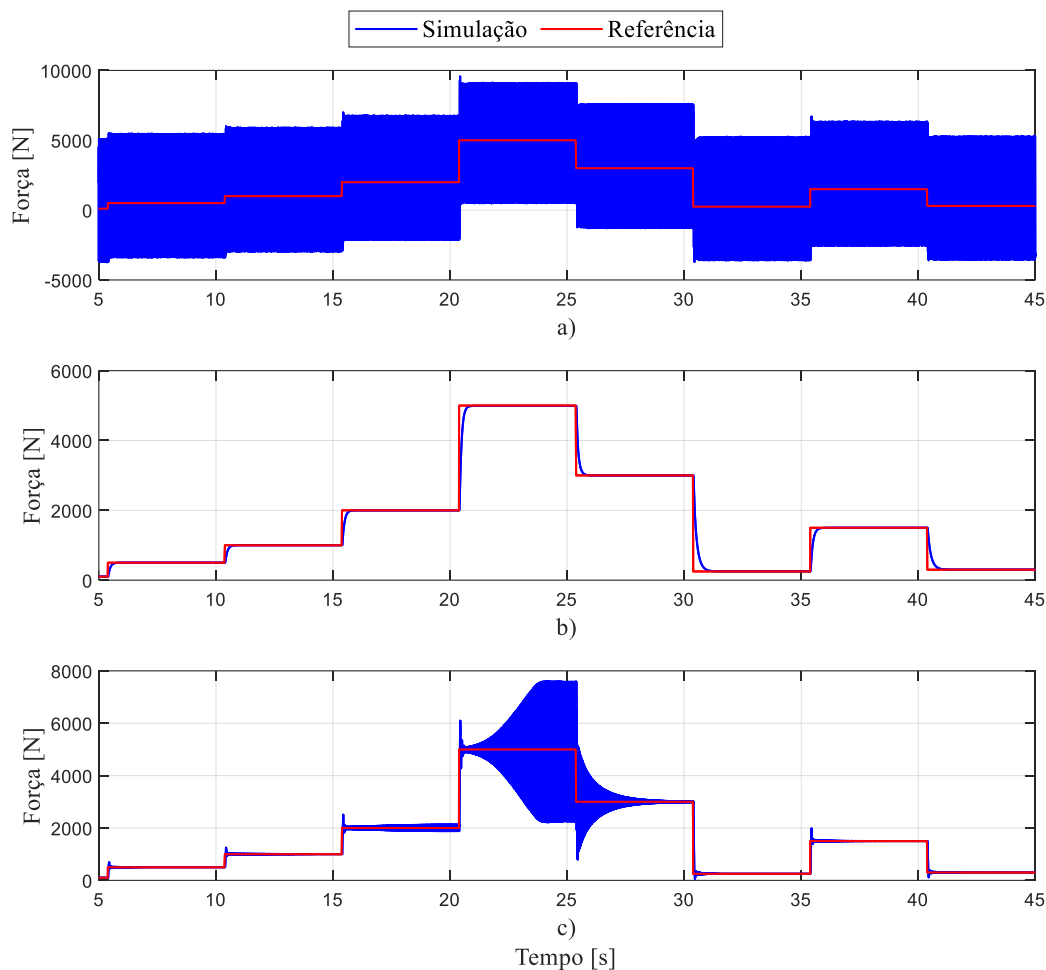
¹⁾ outros sob consulta²⁾ vazão máxima do fluido operacional

Fonte: Hydac (2014)

Foi selecionado um acumulador com um volume nominal de 0,32 litros. Tendo este volume, é possível recalculer o K_h pela Equação 4.37 e o K_p pela Equação 4.38. Para o volume de 0,32, os valores calculados foram: $K_h = 1,07 \times 10^5$ e $K_p = 0,0056$.

A Figura 29 simula o comportamento do sistema com diferentes volumes de acumuladores, para esta simulação foi utilizado o volume de 0,16L, 0,32L e 0,5L representados pelas partes a), b) e c) respectivamente e um $K_p = 0,005$.

Figura 29 – Simulação com diferentes volumes de acumulador: a) Acumulador de 0,16 L; b) Acumulador de 0,32 L; c) Acumulador de 0,5 L.



Fonte: Autor

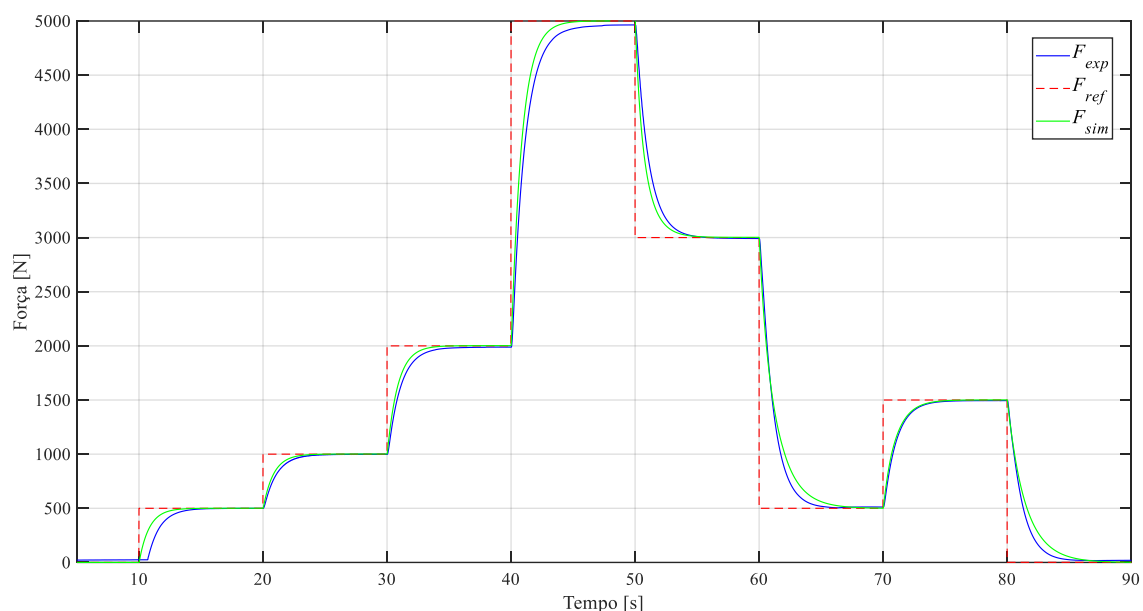
É possível concluir que para este sistema, apenas o acumulador comercial de 0,32 litros atende (Figura 29, b)), pois o mesmo foi selecionado a partir dos parâmetros K_h e K_p os quais respeita toda metodologia anteriormente mencionada. O acumulador de volume nominal 0,16 litros (Figura 29 a)) deixa o sistema instável pois não atende a rigidez solicitada, ou seja, deixando o sistema com baixo amortecimento. Já o acumulador de volume nominal 0,5 litros (Figura 29, c)) desestabiliza o controle pois diminui a rigidez hidráulica, assim, para altas pressões fica difícil controlar devido a lentidão de resposta do sistema.

O uso do controlador PID justifica-se pela necessidade de obter um sistema a malha fechada estável. A popularidade de controladores PID pode ser atribuída em parte ao seu desempenho robusto em uma ampla gama de condições de funcionamento e em parte à sua simplicidade funcional, que permite uma maior acessibilidade para operá-los de uma forma simples e direta (BEGA et al., 2006). A técnica de controle aplicada foi o

Proporcional (P). Essa técnica é o algoritmo de controle mais usado na indústria e tem sido utilizado em todo o mundo para sistemas de controle industrial. Neste trabalho, o valor do ganho proporcional selecionado para o controle é um ganho proporcional de 0,005 tanto no modelo quanto nos testes experimentais.

Na Figura 30 apresenta-se a resposta de saída de força do sistema hidráulico com uma referência de força definida com vários degraus de diferentes magnitudes. A fim de mostrar que o modelo usado para simulação teve uma boa representatividade do sistema real, resultados em força de simulação e experimentais são comparados nesta figura.

Figura 30 – Resultado de força experimental e por simulação



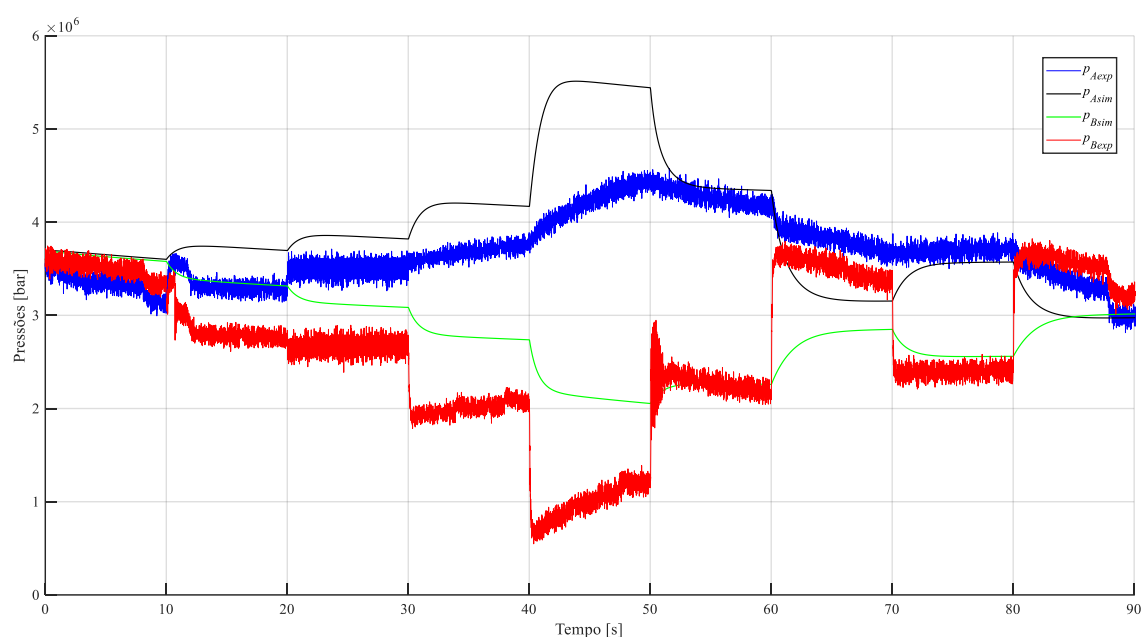
Fonte: Autor

É possível observar na Figura 30 que a resposta de saída de força possui um comportamento suave decorrente do uso dos acumuladores hidráulicos. Na pesquisa inicial do PHEA – Atuador Hidro-Elastico Puro realizada em Ledezma (2018), foram utilizadas mangueiras com grande elasticidade, onde, obteve-se resultados semelhantes, mas com pequenas oscilações no controle de força.

A Figura 31 representa a dinâmica das pressões medida nos experimentos e resultantes de simulações dinâmicas. Como pode ser observado, há uma divergência nos valores em regime permanente das pressões. Este comportamento é explicado devido as diferenças nas incertezas paramétricas utilizados no modelo dinâmico não-linear com os encontrados na bancada de testes. No modelo são utilizados parâmetros fixos de

vazamentos, no entanto o vazamento real das servoválvulas varia com a posição do carretel, tendo seu valor máximo quando o carretel se encontra em seu centro, conforme mostrado em Cruz (2018). Outra hipótese para esta divergência de valores é decorrente do modelo de atrito utilizado no modelo, onde o mesmo pode não representar todas as não-linearidades do atrito real presente no atuador. Porém, o comportamento de ambas as curvas apresenta a mesma tendência, sendo esta satisfatória, visto que a representatividade do sistema real de força foi similar ao modelo.

Figura 31 – Dinâmica das Pressões



Fonte: Autor

Conforme visto acima, o trabalho concentrou-se no dimensionamento de acumuladores hidráulico para o uso em controle de força. Uma análise matemática detalhada foi realizada a fim de demonstrar, através de equações matemáticas e experimentos, que é possível ter uma redução controlada da impedância de saída de um atuador hidráulico usando componentes compatíveis com a hidráulica.

6 CONCLUSÕES

O presente trabalho de mestrado propôs uma metodologia de dimensionamento de acumuladores hidráulicos para fins de aplicação em controle de força. O uso de acumuladores hidráulicos foi investigado com o intuito de avaliar o comportamento mais elástico no sistema.

Foi proposto um conjunto de equações em duas linhas de raciocínio para selecionar o acumulador ideal de acordo com os requisitos de projetos inicialmente detalhado.

Os modelos matemáticos não-lineares, assim como os modelos lineares, do sistema hidráulico foram desenvolvidos. Os modelos não-lineares foram utilizados para a realização das simulações e os modelos lineares serviram para o dimensionamento dos acumuladores. Viu-se que é possível obter uma solução hidráulica empregando acumuladores capaz de controlar um sistema de controle de força sobre um meio estático com rigidez elevada.

Para validar essa metodologia, mostrou-se os resultados de simulação computacional e simulação experimental, além do dimensionamento do acumulador em questão. Os resultados do controle de força, bem como a validação experimental do modelo, foram realizados na bancada de testes Ybitú no LASHIP. O modelo foi capaz de reproduzir o comportamento obtido experimentalmente. Sua aplicabilidade foi demonstrada durante as experiências, obtendo bons comportamentos de resposta à força.

Sendo assim, o presente trabalho incluiu:

- Uma metodologia de análise e seleção de acumuladores hidráulicos aplicável ao controle de força;
- Propor mudanças no circuito hidráulico a fim de conseguir melhores resultados na saída de força controlada: inclusão de um componente de uma maior capacitância hidráulica (acumuladores) com a finalidade de baixar o valor do módulo de compressibilidade do fluido e conseguir maior estabilidade no controle dinâmico de força.

Alguns tópicos importantes relacionados à pesquisa realizada poderão ser aprofundados em trabalhos futuros. Entre eles, analisar de forma mais detalhada a resposta experimental com outros modelos de acumuladores.

Finalmente, pode se considerar que os objetivos iniciais mencionados foram atingidos e concluir que a metodologia desenvolvida é aplicável para esta finalidade e, por fim, completar que o uso dos acumuladores hidráulicos é eficaz para serem utilizados como elemento complacente associado as câmaras do atuador para aplicações em controle de força.

6.1 DIRETRIZES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Realizar novos estudos de possíveis acoplamentos flexíveis do tipo hidráulico aplicável ao controle de força
- Realizar mudança do tipo de acumulador hidráulico e realizar uma análise crítica da comparação no tempo de resposta dos acumuladores.
- Projetar controladores mais robustos e comparar com as técnicas QFT e PID em busca de uma solução cada vez mais estável para controle dinâmico de força.

REFERÊNCIAS

AHN, K. K. et al. **Online self-tuning fuzzy porportional-integral-derivative control for hydraulic load simulator**. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, v. 222, n. 2, p. 81-95, Mar. 2008. ISSN 0959-6518.

BASSANEZI, R. C. **Ensino-aprendizagem com modelagem matemática: uma nova estratégia**. Editora Contexto, 2002.

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

BIEMBENGUT, M. S. **Qualidade no ensino de matemática na engenharia: uma proposta curricular e metodológica**. 1997. 196 p. Tese (Doutorado em Engenharia de Produção) – Departamento de Engenharia de Produção e Sistemas, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1997.

BURAK, D. **Modelagem matemática: ações e interações no processo de ensino aprendizagem**. Tese de Doutorado. Campinas, Unicamp, 1992, 62 p.

ÇENGEL, Y.A. 2013. **Mecânica dos Fluidos - Fundamentos e Aplicações**, McGraw-Hill Interamericana do Brasil Ltda, 819 p.

CANUDAS DE WIT, C., OLSSON, H., ASTROM, K. J AND LINSCHINSKY, P. “**A New Model for Control of Systems with Friction**,” IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 40, No. 3, 1995, pp. 419-425. doi:10.1109/9.376053

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

DE NEGRI, V. J. **Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle: Parte III - Sistemas Hidráulicos para Controle**. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, p. 80. 2001.

DESTRO, M. **Análise de Condições Operacionais Críticas em Posicionadores Eletro-Hidráulicos**. 2014. 138 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.

DTA. **Hydraulic Accumulators**. Damen Technical Agencies, 2015.

FRANKLIN, D.W., BURDET, E., OSU, R., KAWATO, M., MILNER, T.E.: **Functional significance of stiffness in adaptation of multijoint arm movements to stable and unstable dynamics**. *Experimental Brain Research* 151(2), 145–157 (2003)

FURST, F. L.; DE NEGRI, V. J. **Projeto de Sistemas Hidráulicos de Controle e Posição**. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, p. 112. 2002

GALLONI, A. **Modelling and energy assessment of a switched inertance hydraulic system for pitch control**. *Iniversità degli studi di Modena e Reggio Emilia. Dipartimento di Ingegneria “Enzo Ferrari”*. 2015.

GOMES, S. C. P.; ROSA, V. S. D. **A New Approach to Compensate Friction in Robotic Actuators**. *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics & Automation*. Taipei: IEEE. 2003. p. 622 - 627.

HE, C., WANG, J., WANG, R., & ZHANG, X. (2021). **Research on the characteristics of hydraulic wind turbine with multi-accumulator**. *Renewable Energy*, 168, 1177–1188. doi:10.1016/j.renene.2021.01.001

HYDAC. **Tecnologia de acumuladores catálogo**, 2014, https://www.hydac.com.br/wp-content/uploads/P3000-2-06-16_Speichertechnik-2.pdf. Acessado em 06/07/2021

KUSSABA, L. L. **Investigação da influência do atrito sobre as forças de forjamento no processo de recalque.** 2021.

LAMMING, C. P. G.; PLUMMER, A. R.; HILLIS, A. J. **Analysis of Robust Electrohydraulic Force Control.** In: 7th IFK, 2010, Aachen, Germany. Germany: Apprimus, 2010. p.1-12

LEDEZMA, J. A. **Controle robusto de força em atuadores hidráulicos aplicando a teoria de realimentação quantitativa.** Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, p. 205, 2012.

LEDEZMA, J. A. **Force Control of Hydraulic Actuators using Additional Hydraulic Compliance.** Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. p. 157, 2018. <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2018.5339>

LEDEZMA, J. A.; DE PIERI, E. R.; DE NEGRI, V. J. **Force control of hydraulic actuators using additional hydraulic compliance (submitted).** Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering, 2018.

LISINGEN, I. von. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos.** 5th. Florianópolis, SC, Brazil: UFSC, 2016. 398 p. ISBN 978-85-328-0792-2.

_____. **760 Series - Servovalves - ISO 10372 Size 04.** MOOG. East Aurora, NY, USA. 2007. (CDL6335 Rev G 500-213 807)

MACHADO, C. L. D. **Compensação de Atrito em Atuadores Hidráulicos utilizando Redes Neurais.** Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, SC, p. 100. 2003.

MARINHO. **Como Efetuar a Pré-Carga de um Acumulador Hidráulico,** 2009. <https://hidraulicaepneumatica.com/como-efetuar-a-pre-carga-de-um-acumulador-hidraulico/>. Acessado em 28/10/2021

MAKKAR, C. et al. **A New Continuously Differentiable Friction Model for Control Systems Design**. Proceedings of the IEEE/ASME International Conference on Advance Intelligent Mechatronics. Monterey: IEEE. 2005. p. 600 - 605.

MERRIT, H. E. **Hydraulic Control Systems**. USA: John Wiley & Sons, 1967. 358 p.

MOBIL. **Eficiência hidráulica**, 2015.
https://www.mobilindustrial.com.br/media/2793/pit_4820a_technical-resources-technical-topics-hydraulic-efficiency_rev-wjs-24072018_v1.pdf. Acessado em 28/10/2021.

MOOG. **Electrohydraulic Valves... A Technical Look**. MOOG Industrial Controls Division. East Aurora, NY, USA, p.1-24. 2007. (CDL6566)

MURARO, I. **Estudo das Características Comportamentais de Válvulas Proporcionais e seus Efeitos nos Posicionadores Eletro-Hidráulicos**. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, p. 200. 2010

MUNIZ, Sérgio R. **Controladores PID**. IFSC/USP, 2017. Disponível em: https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/4132451/mod_resource/content/0/Resumo_controladores_PID.pdf. Acesso em: 9 set. 2021.

NAKKARAT, P.; KUNTANAPREEDA, S. **Observer-based backstepping force control of an electrohydraulic actuator**. Control Engineering Practice, v. 17, n. 8, p. 895-902, Aug. 2009. ISSN 0967-0661.

NÚÑEZ, MARÍA FERNANDA LEÓN. **Modelación y simulación matemática de un aerogenerador utilizando acumulación hidráulica tipo vejiga como respaldo para mitigar huecos de tensión**. 2019. UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA, [S. l.], 2019.

OGATA, K. **Modern Control Engineering**. Fifth Edition. USA: Prentice-Hall, 2010. 894 p. ISBN 978-0-13-615673-4.

P. YANG ; Y. HAN ; R. LI ; X. LIU ; Y. SHANG (2021) **Research on hydraulic accumulator size of brake system of typical civil aircraft.** doi.org/10.1049/icp.2021.0155

PARKER. **ACUMULADORES HIDRÁULICOS**, 2012. https://www.parker.com/static_content/literature/Brazil/M2001_2_P_14.pdf Acessado em 19/05/2021

PEREIRA, P. I. I. **Theoretical and experimental analysis controllers for hydraulic systems.** 2006. 163 p. M. S. thesis (M. Sc. in Mechanical Engineering). Postgraduate Prog. in Mech. Eng., Fed. Univ. Santa Catarina, Brazil

PEREIRA, P. I. I.; GUENTHER, R.; DE NEGRI, V. J. **Tracking control in hydraulic actuators using slow proportional directional valves.** In: MIYAGI, P. E.; HORIKAWA, O., et al (Ed.). ABCM Symposium Series in Mechatronics. Brazil: ABCM, v.3, 2008. p.66-75.

PÉREZ , Marta Pérez. **Estudio y documentacion de una bomba y acumulador hidráulico para máquina dinámica de ensayos.** 2018. Universidad Politécnica de Madrid, [S. l.], 2018.

PERONDI, E. A. **Controle Não-Linear em Cascata de um Servoposicionador Pneumático com Compensação do Atrito.** Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, p. 196. 2002.

PENKO, M.; SEPEHRI, N. **Electrohydraulic force control design of a hardware-in-the-loop load emulator using a nonlinear QFT technique.** Control Engineering Practice, v. 20, n. 6, p. 598-609, June 2012. ISSN 09670661.

P. YANG ; Y. HAN ; R. LI ; X. LIU ; Y. SHANG (2021) **Research on hydraulic accumulator size of brake system of typical civil aircraft.** doi.org/10.1049/icp.2021.0155

PLUMMER, A. R. **Robust electrohydraulic force control**. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, v. 221, n. 4, p. 717-731, June 2007. ISSN 0959-6518

RABIE, M. G. **Fluid Power Engineering**. USA: McGraw-Hill, 2009. 420 p. ISBN 978-0-07-162606-4.

SIVASELVAN, M. V. et al. **Dynamic Force Control with Hydraulic Actuators Using Added Compliance and Displacement Compensation**. **Earthquake Engineering & Structural Dynamics**, v. 37, n. 15, p. 1785 - 1800, Dezembro 2008.

SOHL, G. A.; BOBROW, J. E. **Experiments and Simulations on the Nonlinear Control of a Hydraulic Servosystem**. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, v. 7, n. 2, p. 238 - 247, Março 1999.

SZPAK, R.; RAMOS FILHO, J. R. B.; DE NEGRI, V. J. **Theoretical and experimental study of the matching between proportional valves and symmetric and asymmetric cylinders**. In: 7th IFK, 2010, Aachen, Germany. Germany: Apprimus, 2010. p.155- 166.

TRAN, X. B.; HAFIZAH, N.; YANADA, H. **Modeling of dynamic friction behaviors of hydraulic cylinders**. **Mechatronics**, v. 22, n. 1, p. 65-75, 2012. ISSN 0957-4158.

VALDIERO, A. C. **Controle de Robôs Hidráulicos com Compensação de Atrito**. 2005. 177 pp. p. Tese de Doutorado (Doutor em Engenharia Mecânica). Programa de 154 Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

WATTON, J. **Fundamentals of Fluid Power Control**. USA: Cambridge University, 2009. 494 p. ISBN 978-0-511-60436-2. WATTON, J.; TADMORI, M. J. A comparison of techniques for the analysis of transmission line dynamics in electrohydraulic control systems. **Applied mathematical modelling**, v. 12, n. 5, p. 457-466, 1988. ISSN 0307-904X.

YANG, H.; XU, Y.; SUN, W. **New strategy of nonlinear PD controller for hydraulic force system under large variation of load stiffness**. Proceedings of the IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics. Xi'an: IEEE. 2008. p. 699 - 703.

APÊNDICE A – PARÂMETROS DO MODELO

```

global Kv3 Kv4 Kv5 Kv6 Kvin3 Kvin4 Kvin5 Kvin6 aux3 aux4
aux5 aux6 beta Uo M Keq dly wn E

% %% Sistema hidraulico
% -----
% Unidade de potencia
% -----

pSn      = 70e5;% Pressão de nominal de suprimento [Pa]
pTn      = 00e5;% Pressão nominal do reservatorio [Pa]
dptn     = pSn - pTn;

% -----
% Propriedades do bluido hidráulico
% ISO-VG 46
% -----

rho      = 857;% Densidade [kg/m3]
v_k      = 46;% Viscosidade cinematica [cSt]

Bo = 1.47e9;% bul modulus oleo [Pa]

% -----
% Tubulação
% -----

Ec       = 2e11;% Modulo de elasticidade [N/m2]
mu       = 0.3;% Coeficiente de Poisson .
IDp      = 10.5e-3;% Diametro interno [m]
ODp      = 16e-3;% Diametro externo [m]
Lp       = 0.35;% tamanho da tubulação [m]
Ap       = (IDp/2)^2*pi;% Area [m2]
Vp       = Ap*Lp;% Volume [m3]

Bp       = Ec/(2*((ODp^2 + IDp^2)/(ODp^2 - IDp^2) + mu));
% bulk modulus [Pa]

% -----
%Accumulador
% -----

acc=1;
n=1.4;
V0_acc= 3.2e-4;%Volume
P0_acc= (pSn/2);%Pre carga

% -----

```

```

% Modulo de compressibilidade efetivo
% -----

Ba      = 1.4*pSn;% Módulo de massa de ar assumindo (pS)
pressão de trabalho [Pa]
r_air   = 1e-3;% Relação do volume de ar preso dentro da
linha

beta    = 1/(1/Bo + 1/Bp + r_air/Ba);% Modulo de
compressibilidade efetivo [Pa]

% -----
% Cilindro de dupla ação
% REXROTH CGT3 MS2 50/22-500 /Z1X/B1 CHDTWW
% -----

Dcp     = 0.050; % Diâmetro do pistão [m]
Dcr     = 0.022; % Diâmetro da haste [m]
L       = 0.5; % Comprimento [m]
M       = (5.8 + (14.6*L));% Massa [kg]
A       = ((Dcp/2)^2-(Dcr/2)^2)*pi; % Area do pistao [m2]
Aa      = A;% Area do pistao - Lado A[m2]
Ab      = A;% Area do pistao - Lado B [m2]

% -----
% Servovalvula
% MOOG 760 C263-A
% -----

Un      = 10;% Sinal de controle nominal [V]
Qncat   = 10;% Vazão nominal [gpm] (Catalog data)
Qncat   = Qncat * 3.7854 / 60e3;% Vazão nominal [m^3/s]
Qn      = 5.57e-4;% Vazão experimental [m3/s]
Qin     = 9.313e-6;% vazamento interno[m^3/s]
Pqin    = 70e5;% pressão de teste[Pa]
wn      = 2*175*pi;% Frequência natural [rad/s] @ ±40%
input signal
E       = 0.9;% Damping coefficient @ ±40% input signal
Kv      = (Qn/sqrt(dptn)); % [m^3/(s*Pa^1/2)]
Kvp     = Kv*sqrt(2);% [m^3/(s*Pa^1/2)]
Kvinp   = ((Qin)/sqrt(2*Pqin));% [m^3/(s*Pa^1/2)]
Uop     = 0.078; % Tensão[V]
Uon     = -0.05;
dly     = 15e-3;% delay [s]

aux = 95;% Curva de vazamento interno
aux3 = aux;
aux4 = aux;
aux5 = aux;
aux6 = aux;

```

```

% % Ideal case
% Kv3      = Kvp;
% Kv4      = Kvp;
% Kv5      = Kvp;
% Kv6      = Kvp;
% Kvin3    = Kvinp;
% Kvin4    = Kvinp;
% Kvin5    = Kvinp;
% Kvin6    = Kvinp;

% % based optimization / Qvin validator modified
Kvin3 = 2.35e-9;
Kvin4 = 2.2e-9;
Kvin5 = 1.7e-9;
Kvin6 = 2.35e-9;

Kv3    = 3.2e-7;
Kv4    = 2.5e-7;
Kv5    = 2e-7;
Kv6    = 4e-7;

% -----
% Celula de carga
% HBM 1-U2AD1 / 1T
% -----

xlc    = 0.1e-3;% Max. deflecção @ 1 Tn [m]
Flc    = 1000 * 9.8;% Max. force [N]
Klc    = (Flc / xlc);% Aprox. load cell rigidez [N/m]

% -----
% Environment
% -----

Vao    = Vh;% % Volume morto camara A [m^3]
Vbo    = Vh;% % Volume morto camara B [m^3]
Ke     = 5.4e7;% Rigidez do ambiente [N/m]
Ks     = Ke*Klc/(Ke+Klc);% Rigidez do ambiente detectada
pelo atuador [N/m]
Kh     = 4*beta*A^2/(A*L+2*Vao)% Rigidez hidraulica @
center position [N/m]
Keq    = Kh*Ks/(Kh+Ks);% Rigidez equivalente [N/m]
Cex    = 0;

```

APÊNDICE B – MODELO EM DIAGRAMA DE BLOCOS

Figura B.1 – Modelo geral do sistema

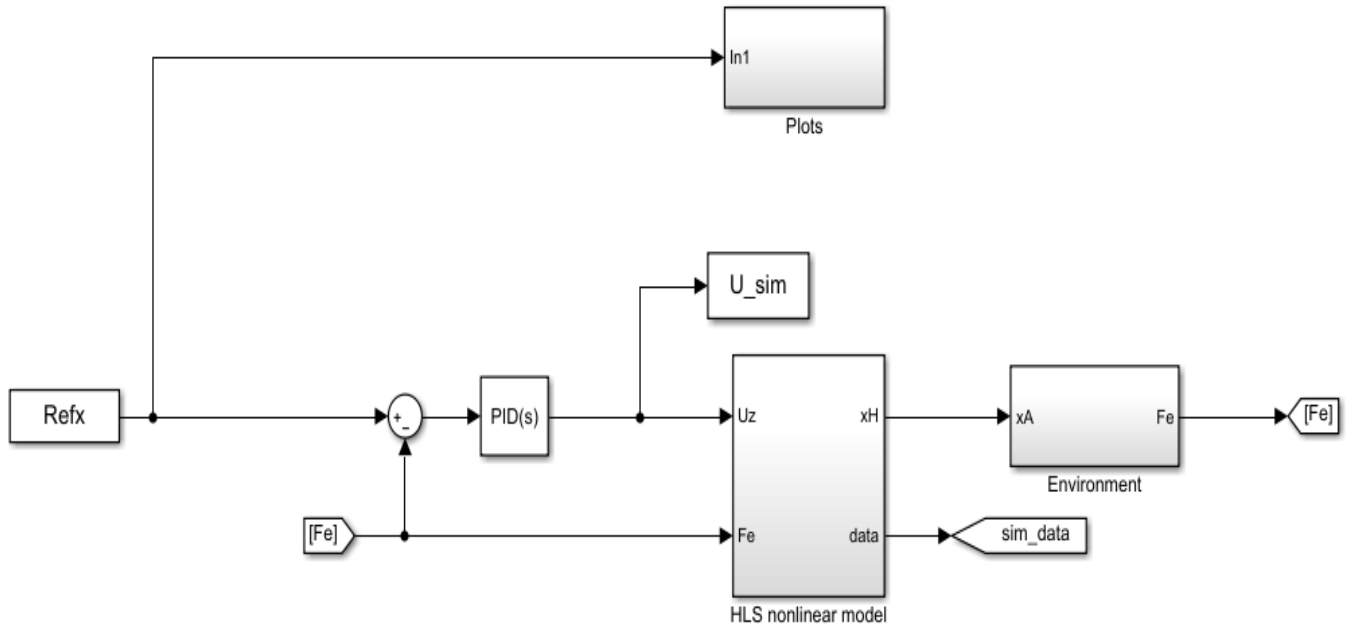
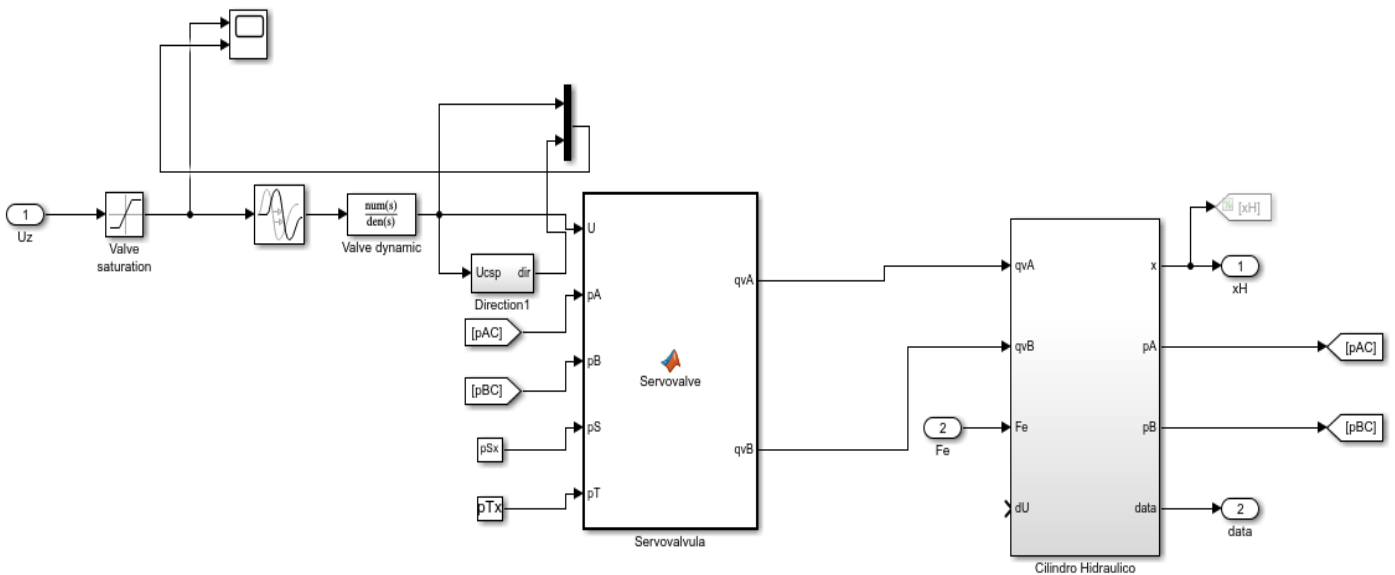


Figura B.2 – Modelo do sistema não linear



APÊNDICE C – CÓDIGO DOS MODELOS

C.1 MODELO DA SERVOVÁLVULA

```
function [qvA , qvB] = Servovalve(U, Un, pA, pB, pS,
pT,Kv3, Kv4, Kv5, Kv6, aux3, aux4, aux5, aux6, Kvin6,
Kvin5, Kvin4, Kvin3)

U_ = U;
if U_ >= 0

qv3 = (Kv3*(U_/Un) + (Kvin3 * sech(aux3*U_/Un))) * sign(pS-
pA)*sqrt(abs(pS-pA));
qv4 = (Kvin4 * sech(aux4*U_/Un))*sign(pA-pT)*sqrt(abs(pA-
pT));
qv5 = (Kvin5 * sech(aux5*U_/Un))*sign(pS-pB)*sqrt(abs(pS-
pB)) ;
qv6 = (Kv6*(U_/Un) + (Kvin6 * sech(aux6*U_/Un))) * sign(pB-
pT)*sqrt(abs(pB-pT));
else
qv3 = (Kvin3 * sech(aux3*U_/Un)) * sign(pS-pA)*sqrt(abs(pS-
pA));
qv4 = (Kv4*(abs(U_)/Un) + (Kvin4 * sech(aux4*U_/Un))) *
sign(pA-pT)*sqrt(abs(pA-pT));
qv5 = (Kv5*(abs(U_)/Un) + (Kvin5 * sech(aux5*U_/Un))) *
sign(pS-pB)*sqrt(abs(pS-pB));
qv6 = (Kvin6 * sech(aux6*U_/Un)) * sign(pB-pT)*sqrt(abs(pB-
pT));

end

qvA = (qv3 - qv4);
qvB = (qv6 - qv5);
```

C.2 MODELO DA ATUADOR

C.2.1 EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE

```
function [dpA,dpB] = fcn(x, dx, qvA, qvB, pA, pB, Vao, Vbo,
Aa, Ab, L, beta, n, V0_acc, P0_acc, acc)

%pC = pA - pB; % Pressao de carga [Pa]
P0 = P0_acc;
V0 = V0_acc;
%qvex = Cex * pC;
dpa = 0;
dpb = 0;

if acc == 0
```



```

%          /          \
%          |          beta          | /
% dpA = | ----- | | qvA - Aa*dx - qvex |
%          | Va0 + Aa*x | \
%          \          /

dpa = (beta/(Vao + Aa*x)) * (qvA - Aa*dx);

%          /          \
%          |          beta          | /
% dpB = | ----- | | Ab*dx + qvex - qvB |
%          | Vb0 + Ab*(L - x) | \
%          \          /

dpb = (beta/(Vbo + Ab*(L-x))) * (Ab*dx - qvB);

elseif acc == 1

CA_A = (Vao + Aa*x) / beta; %
Capacitancia hidráulica do atuador [m^3/Pa]
CAC_A = (V0*P0^(1/n))/(n* (pA+1e5)^( (n+1)/n)); %
Capacitancia hidráulica do acumulador [m^3/Pa]
CA_B = (Vbo + Ab*(L-x)) / beta; %
Capacitancia hidráulica do atuador [m^3/Pa]
CAC_B = (V0*P0^(1/n))/(n* (pB+1e5)^( (n+1)/n)); %
Capacitancia hidráulica do acumulador [m^3/Pa]
CT_A = CA_A + CAC_A; %
Capacitancia total em A
CT_B = CA_B + CAC_B; %
Capacitancia total em B

%          /          \
%          |          1          | /
% dpA = | ----- | | qvA - Aa*dx - qvex |
%          | CT_A | \
%          \          /

dpa = CT_A^-1 * (qvA - Aa*dx);

%          /          \
%          |          1          | /
% dpB = | ----- | | Ab*dx + qvex - qvB |
%          | CT_B | \
%          \          /

dpb = CT_B^-1 * (Ab*dx - qvB);
end

dpA = dpa;
dpB = dpb;

```

C.2.1 EQUAÇÃO DO MOVIMENTO

```
function [ddxH, FH, FMddx] = Movement_Eq(dU,  
pA, pB, Fat, Fe, M, A)  
  
ddxH = (1/M)*(((pA-pB)*A) - Fe - Fat); % Aceleração [m/s2]  
FH = (pA-pB)*A; % Força hidráulica [N]  
FMddx = M*ddxH;
```