

DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE ENSINO PARA ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE UM ATUADOR HIDRÁULICO LINEAR SUBMETIDO A VARIAÇÃO DA POSIÇÃO ANGULAR

Daniel Evaldt Scheffer¹

Richard de Medeiros Castro²

Resumo: Atuadores hidráulicos lineares são equipamentos que transformam energia hidráulica em energia mecânica. Analiticamente os esforços destes componentes são calculados pelo modelo ideal de funcionamento, o que não ocorre na prática. Neste estudo se analisa o comportamento de um atuador linear, submetido a um carregamento constante e com a variação da posição angular. Os métodos utilizados para avaliar este comportamento foram o experimental e a simulação em um ambiente multiportas, *AMESim Student Edition®*. Para simulação experimental foi desenvolvida uma bancada de ensino instrumentada, avaliando por meio de uma programação desenvolvida no software *LabView®* os valores de pressão, força, velocidade, vazão e rendimentos. Para uma carga constante de 95 kg as pressões resultantes sobre o atuador variaram de 3,3 a 35 bar, correspondentes a variação da posição angular do atuador. nos resultados o rendimento mecânico máximo de 76,4%, influenciado pela variação da velocidade do sistema e do atrito entre as guias lineares. O modelo de simulação desenvolvido apresentou o mesmo comportamento do sistema físico ensaiado, com uma diferença média de pressão 20% inferior para cada posição angular. Por meio da programação desenvolvida consegue-se uma fácil manipulação da bancada, assim como a visualização simplificada dos resultados. Como ferramenta de ensino a bancada didática permitirá a aplicação prática dos conceitos teóricos abordados em sala de aula, facilitando a compreensão dos acadêmicos.

Palavras-Chave: Atuador Hidráulico Linear. *AMESim*. Bancada Didática. Variação Angular. LabView.

1 INTRODUÇÃO

Um sistema hidráulico é um conjunto de elementos físicos convenientemente associados que, utilizando um fluido como meio de transferência de energia, permite a transmissão e controle de forças e movimentos. A introdução de

¹ Graduando em Engenharia de Mecânica. Ano 2021-2. E-mail: danielscheffer_tc@hotmail.com

² Professor do Cento Universitário UniSATC. E-mail: Richard.castro@satc.edu.br

sistemas deste tipo é muito comum em diversos setores como, por exemplo, industrial e aeroespacial, devido a sua baixa relação peso/potência, resposta rápida a execução de movimentos em sentidos opostos, além de diversas características referentes a segurança que a utilização deste tipo de sistema oferece (LINSINGEN, 2013). Dentre os equipamentos que compõem um sistema hidráulico encontram-se os atuadores hidráulicos lineares, equipamentos responsáveis por transmitir a energia aplicada ao fluido em uma força de atuação linear (TEIXEIRA, 2015).

A compreensão dos limites de operação e o modo de comportamento de qualquer equipamento, quando submetido a diferentes níveis de esforços, é de suma importância, visando extrair deste o maior rendimento e vida útil possível, além da segurança na operação realizada. No caso dos atuadores hidráulicos lineares mediante a forma de aplicação, ficam constantemente suscetíveis a variação dos esforços. Pode-se citar por exemplo a sua utilização em implementos rodoviários basculantes ou plataformas elevatórias, onde durante seu movimento a posição angular de atuação está em constante mudança, acarretando diferentes níveis de carga atuando sob este equipamento.

Para fim acadêmico, a análise deste comportamento comumente é realizada por meio de métodos analíticos, e algumas vezes, de forma experimental. Contudo, com a evolução dos métodos de ensino aprendizagem, cada vez mais a introdução de bancadas de ensino nestes ambientes é aplicada.

As bancadas de ensino são ferramentas didáticas eficazes para a formação completa do aluno em diversos níveis (FABIÀN, 2017). Porém, é característica fundamental o desenvolvimento de um projeto voltado a conteúdos de suma importância para a disciplina de conhecimento específico. A inserção destas ferramentas no âmbito escolar traz diversos benefícios para os acadêmicos. Aproximação entre teoria e a prática; iniciativa para resolução de problemas encontrados nos experimentos; aplicação do conhecimento adquirido em sala de aula, entre outros aspectos (PANDINI *et al.*, 2017).

Com o intuito de avaliar o comportamento de um atuador hidráulico linear desenvolveu-se a uma bancada instrumentada. Avaliando por meio de um programa desenvolvido dentro do software LabVIEW® a variação nos dados de pressão, vazão e velocidade durante seu deslocamento, submetido a um carregamento constante variando sua posição angular. Por meio destes, avaliar o modelo de comportamento

do atuador e com isso determinar seus rendimentos mecânico e volumétrico. Além disso, obteve-se a validação de um modelo físico desenvolvido no software *AMESim®* que representa o circuito hidráulico da bancada.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 MODELAMENTO DE UM ATUADOR HIDRÁULICO LINEAR

Atuadores hidráulicos são equipamentos de movimentos lineares responsáveis por transformar a energia hidráulica aplicada sob um fluido confinado dentro de suas câmaras em energia mecânica (LINSINGEN, 2013).

Os atuadores hidráulicos lineares são submetidos as mais diversas condições operacionais, passando por fases classificadas como, regime permanente, na qual a velocidade se torna constante e a pressão não sofre variação significativa. E a fase de regime transiente, onde a mudança abrupta da variação de pressão, bem como as características dos elementos constituintes do sistema e o módulo de compressibilidade do fluido afetam de maneira significativa o comportamento do sistema e devem ser consideradas para o dimensionamento de um sistema hidráulico (LINSINGEN, 2013).

2.1.1 Pressão

A definição de pressão, segundo Melconian (2018), é a relação existente entre uma força aplicada a uma determinada área, expressada na Eq. 1.

$$P = \frac{F}{A} \quad (1)$$

Onde:

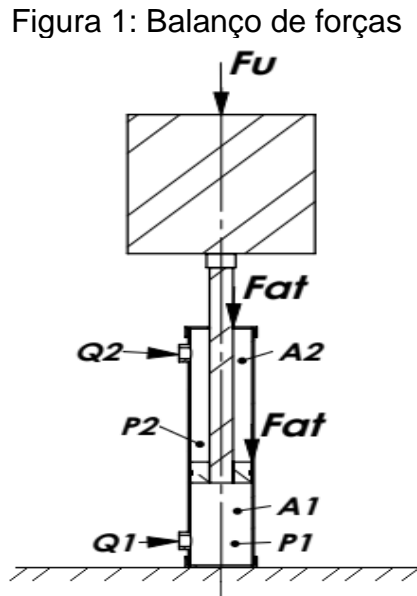
P = pressão (Pa);

F = força (N);

A = área (m²).

2.1.1 Equação geral do movimento

A resistência enfrentada pelo movimento de um atuador hidráulico linear é definida por um balanço de forças resistivas aplicadas e geradas sobre o sistema, e é demonstrado na Fig. 1.



Fonte: Do autor (2021).

De maneira geral, a força útil (F_u) representada na Fig. 1 pode ser de tração ou compressão, já as forças de atrito entre as vedações do cilindro (F_{at}) são invariavelmente resistivas e podem ser agregadas a um único valor (LINSINGEN, 2013). Realizando um balanço de forças no atuador hidráulico obtém-se a Eq. 2.

$$\sum F = p_1 A_1 - p_2 A_2 - F_{at} \pm F_u \tag{2}$$

Onde:

F = força (N);

p_1 = pressão da câmara 1 (Pa);

p_2 = pressão da câmara 2 (Pa);

A_1 = área do êmbolo (m^2);

A_2 = área da camisa (m^2);

F_{at} = força de atrito (N);

F_u = força útil da carga (N).

Por meio da aplicação da segunda lei de Newton pode-se obter a relação das forças inerciais de um atuador hidráulico linear, em função da aceleração (LINSINGEN, 2013). A Eq. 3, demonstra esse comportamento.

$$\sum F = M \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (3)$$

Onde:

F = força inercial (N);

M = massa aplicada ao sistema (kg);

d^2x/dt^2 = aceleração (m/s^2).

Fazendo a substituição da Eq. 2 na Eq. 3 obtém-se a equação geral para movimento linear de um atuador hidráulico, representado na Eq. 4.

$$p_1 A_1 - p_2 A_2 - F_{at} \pm F_u = M \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (4)$$

2.1.2 Determinação da força útil resultante

Uma força é representada pela ação de um corpo sobre o outro e geralmente é caracterizada por seu ponto de aplicação, sua intensidade, direção e sentido (BEER *et. Al*, 2009).

A força útil da carga, definida pelo peso aplicado sobre um atuador hidráulico, pode ser variável dependendo do tipo de montagem, e é determinada através da Eq. 5.

$$F_u = m \cdot g \quad (5)$$

Onde:

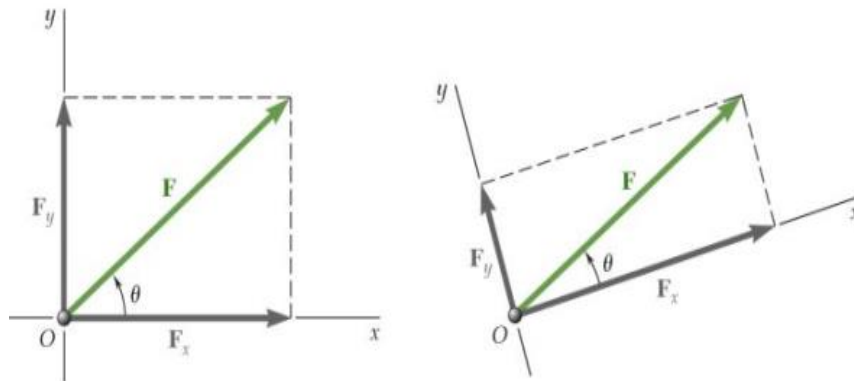
F_u = força útil da carga (N);

m = massa (kg);

g = aceleração da gravidade (m/s^2).

Em muitos casos a aplicação da força não será colinear ao corpo, fazendo-se necessária a decomposição desta em componentes. A Fig. 2 demonstra exemplos da decomposição de uma força aplicada nos eixos x e y.

Figura 2: Decomposição de forças



Fonte: Adaptado de Beer *et. Al*, (2009).

Como demonstrado na Fig. 2, as componentes da força possuem relação com o ângulo de inclinação desta, medido em sentido anti-horário a partir eixo positivo de X (BEER *et. Al*, 2009). Desta forma, as componentes F_x e F_y podem ser determinadas através das Eq. 6 e Eq. 7, respectivamente.

$$F_{u_x} = F_u \cdot \cos\theta \quad (6)$$

$$F_{u_y} = F_u \cdot \sen\theta \quad (7)$$

Onde:

F_u = força útil da carga (N);

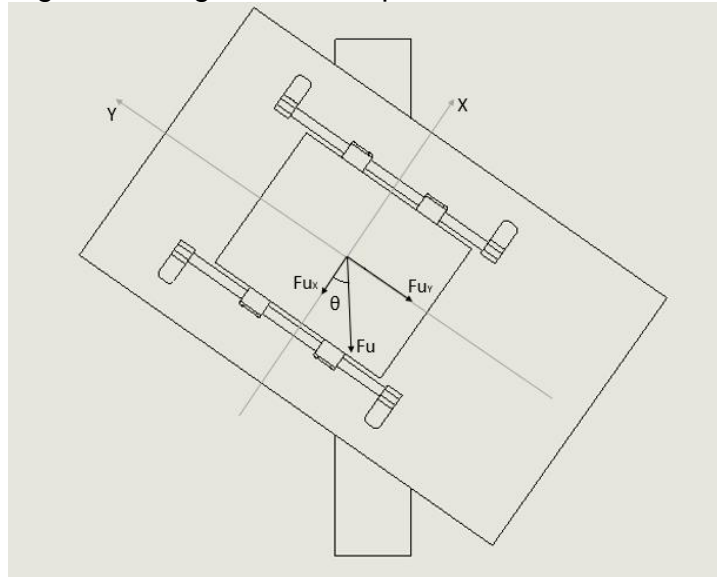
F_x = componente de força no eixo x (N);

F_y = componente de força no eixo y (N);

θ = ângulo de inclinação ($^\circ$).

Para a determinação da força aplicada é necessário desenvolver um diagrama de corpo livre envolvendo toda a estrutura do sistema, exemplo deste demonstrado na Fig. 3.

Figura 3: Diagrama de corpo livre.



Fonte: Do autor (2021).

Através da análise da Fig. 3, e substituindo a Eq. 6 na Eq. 4 define-se a equação geral do movimento de um atuador linear quando este for montado em qualquer posição angular expressada na Eq. 8.

$$p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 - F_{at} \pm F_u \cdot \text{sen}\theta = M \frac{d^2x}{dt^2} \quad (8)$$

2.1.3 Equação da continuidade para regime transiente

O princípio da equação da continuidade, abordado por De Negri (2001), indica que para um volume de controle, o fluxo líquido de massa que o atravessa é igual a variação de massa no interior deste. Para análise em regime transiente de um sistema hidráulico admite-se como variável a massa específica do fluido, ou seja, o fluido é compressível. Desta forma a equação da continuidade para regime transiente é descrita na Eq. 9.

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (9)$$

Onde:

Q_1 = vazão de entrada (m³/s);

Q_2 = vazão de saída (m³/s);

dV/dt = variação do volume (m^3/s);

V = volume deslocado (m^3);

β = coeficiente de compressibilidade (m^2/N);

dp/dt = variação pressão (Pa/s).

O coeficiente de compressibilidade β evidencia o efeito da variação da massa específica do fluido com o aumento da pressão (DE NEGRI, 2001). Segundo Linsingen (2013), o aumento da pressão sob um fluido confinado requer um aumento de volume de fluido deslocado, que apesar de ser pequeno em muitos casos, se a variação de pressão ocorre de forma muito rápida, esse volume pode ser muito elevado.

A vazão é definida em função do produto da velocidade pela área, descrito na Eq. 10.

$$Q = v \cdot A \quad (10)$$

Onde:

Q = vazão (m^3/s);

v = velocidade (m/s);

A = área (m^2).

2.1.4 Equação de Bernoulli

A equação de Bernoulli aborda a conservação de energia de um sistema. Por meio dela se analisa os efeitos da variação da pressão, da carga cinética e da carga gravitacional (FILHO *et. Al*, 2017). Na sua forma geral é expressa pela Eq. 11.

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho g h_1 = p_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \rho g h_2 \quad (11)$$

Onde:

p_1 : pressão de entrada (Pa);

ρ : densidade (kg/m^3);

v_1 : velocidade de entrada (m/s);

g : aceleração da gravidade (m/s²);

h_1 : altura de entrada (m);

p_2 : pressão de saída (Pa);

v_2 : velocidade de saída (m/s);

h_2 : altura de saída (m).

2.1.5 Rendimento de um atuador hidráulico

Os cilindros hidráulicos possuem um elevado rendimento, e muitas vezes é descrito como unitário. Entretanto, como em qualquer outro tipo de máquina hidráulica existem perdas causadas em função das perdas por fugas de fluido e pelo atrito mecânico, (LINSINGEN, 2013). O rendimento volumétrico de um atuador hidráulico linear pode ser obtido através da Eq. 12.

$$\eta_v = \frac{A \cdot v}{Q_1} \quad (12)$$

Onde:

η_v = rendimento volumétrico (---);

A = área (m²);

v = velocidade (m/s);

Q_1 = vazão de entrada (m³/s).

A relação entre a força exercida pela carga e a força aplicada ao embolo do atuador representa o rendimento mecânico hidráulico deste, expresso na Eq. 13.

$$\eta_{mh} = \frac{F_u}{p_1 \cdot A} \quad (13)$$

Onde:

η_{mh} = rendimento mecânico hidráulico (---);

F_u = força útil da carga (N);

p_1 = pressão de entrada (Pa);

A = área (m²).

O rendimento global é atributo da potência útil de saída definido pela Eq.

14.

$$\eta_g = \frac{F_u \cdot v}{p_1 \cdot Q_1} \quad (14)$$

Onde:

η_g = rendimento global;

F_u = força útil resultante (N);

v = velocidade (m/s);

p_1 = pressão de entrada (Pa);

Q_1 = vazão de entrada (m³/s).

2.2 AQUISIÇÃO E TRATAMENTO DE DADOS

As leituras das grandezas físicas são feitas por equipamentos de medição classificados como sensores ou transdutores. Para Fialho (2007), estes equipamentos são dispositivos eletrônicos destinados a monitorar as variáveis do processo por meio de impulsos elétricos ou variação da intensidade de um sinal.

Visando resultados condizentes com a realidade torna-se necessário o levantamento da curva de ajuste dos instrumentos de medição, com objetivo de determinar a função de transferência e as características dinâmicas de todo o sistema (LEÓDIDO, 2011).

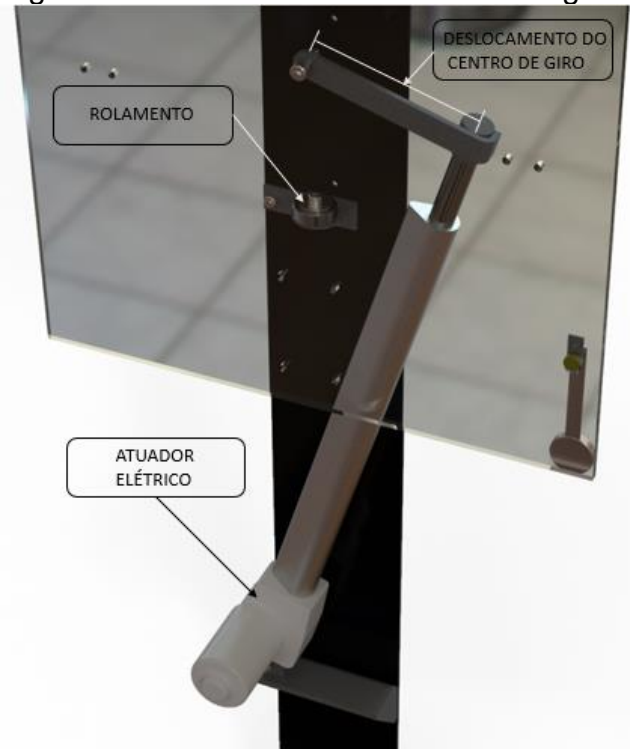
O *LabVIEW*® trata-se de um software de programação gráfica que permite a análise de dados coletados em tempo real através dos equipamentos de medição (BITTER, MOHIUDDIN, NAWROCKI, 2017). É possível através deste software a introdução da análise matemática ou numérica com intuito de resolver as equações para verificar os termos desejados e observar o comportamento do sistema (NATIONAL INSTRUMENTS, 2021). Esta análise torna-se mais rápida e eficiente com o uso de placas de aquisição de dados, responsável por realizar a supervisão dos dados coletados e os valores demonstrados em um computador (INÁCIO, 2019).

3 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

3.1 POSICIONAMENTO ANGULAR

A bancada existente no Laboratório de Automação e Simulação de Sistemas Pneumáticos e Hidráulicos (LASPHI), permite realizar os ensaios com uma variação de angular a cada 15°. Com intuito de facilitar o deslocamento desta e de eliminar qualquer risco durante sua operação foi desenvolvido um mecanismo de giro que permitiu o posicionamento automatizado dentro da faixa de giro de 180° realizado por esta. Por meio do software *SolidWorks®* desenvolveu-se um modelo 3D do mecanismo, no qual foi possível projetar todas as peças constituintes do conjunto bem como coletar as medidas para fixação destes na bancada. O modelo do mecanismo é apresentado na Fig. 4.

Figura 4: Modelo 3D do mecanismo de giro



Fonte: Do autor (2021).

Para desenvolver o mecanismo de giro apresentado na Fig. 4 utilizou-se um atuador elétrico do fabricante Linear com 500mm de curso e com tensão de alimentação de 12 V. Com intuito de atingir um giro de 180° percebeu-se a necessidade de deslocar a haste do centro de giro da bancada. Além disso, realizou-

se a instalação de um rolamento para evitar a inclinação desta e o choque com as partes moveis, visto que esta é fixada somente em seu centro de giro.

3.2 SELEÇÃO E LEVANTAMENTO DA CURVA DE AJUSTE DOS SENSORES

Baseado na equação geral do movimento de um atuador hidráulico linear submetido a qualquer posição angular, Eq. 8, definiu-se os equipamentos necessários para a aquisição dos dados pertinentes ao estudo. As grandezas monitoradas foram as seguintes: pressão, vazão volumétrica, deslocamento e inclinação. Por meio destas, foram listados os equipamentos necessários, e posteriormente instalados na bancada. A especificação de cada equipamento pode ser observada no quadro 1.

Quadro 1: Equipamentos de medição utilizados

TRANSDUTOR DE PRESSÃO	Transdutor de pressão GEFTRAN, modelo TK-N-1-E-B01C-M-V, tensão de alimentação de 15 a 30V, faixa de operação de 0 a 100bar, sinal de saída de 0 a 10V.
RÉGUA POTENCIOMÉTRICA	Régua potenciométrica LEMAQS, modelo KTC 225mm - 5k Ohms, tensão de alimentação de 5 V, sinal de saída de 0 a 5V.
POTÊNCIOMETRO	Potênciometro linear 100k Ohms, tensão de alimentação 5V, sinal de saída de 0 a 5V.
SENSOR DE FLUXO	Sensor de fluxo AISH, modelo OF06ZAT, tensão de alimentação de 7 a 24V, faixa de operação de 30 a 3000 lpm, sinal de saída 1,2ml/p, pressão de operação inferior a 1,2MPa

Fonte: Do autor (2021).

Como forma de garantir resultados condizentes com os valores instantâneos de cada grandeza, é de caráter crucial realizar o procedimento de levantamentos das curvas de ajuste de cada sensor, com estas faz-se a conversão dos impulsos elétricos nas grandezas físicas desejadas, apresentados no quadro 1. O objetivo é definir a função de transferência destes, as quais posteriormente foram introduzidas no programa que foi desenvolvido no software *LabVIEW®*.

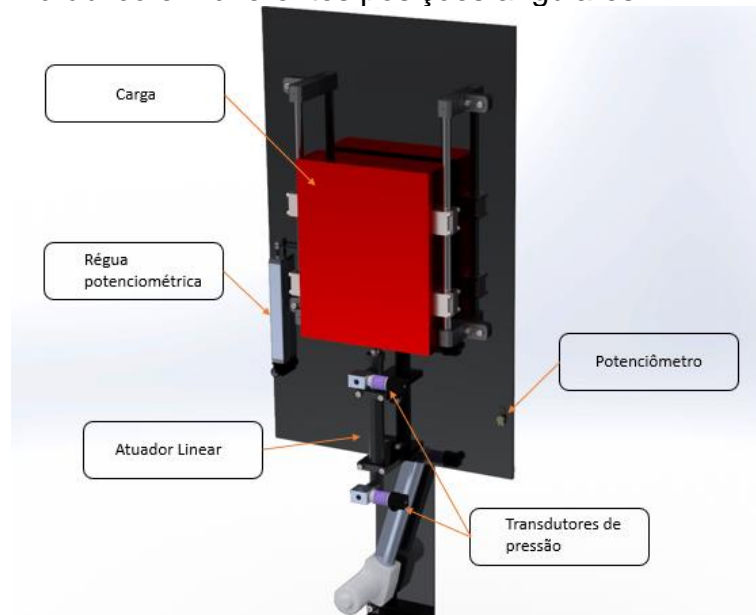
Para levantamento das curvas de ajuste de cada sensor fora utilizado uma fonte de alimentação ICEL PS5000 0 a 30 V, sendo os dados adquiridos através de uma placa de aquisição de dados da *National Instruments®* modelo DAQ USB-6001. Pela disponibilidade da variação da tensão na fonte foi possível realizar o

levantamento das curvas de ajuste de cada sensor utilizando-se a tensão de operação permitida pelo fabricante.

3.3 MODELO 3D DA BANCADA

Com o desenvolvimento do mecanismo de giro e a seleção dos equipamentos de medição necessários para o estudo, se definiu as posições para instalação dos mesmos, apresentados em um modelo CAD 3D desenvolvido na Fig. 5.

Figura 5: Bancada didática para teste de um atuador hidráulico em diferentes posições angulares.



Fonte: Do autor (2021).

Na Fig. 5 é apresentado o modelo final da bancada, bem como os itens que a compõem e que são fundamentais para análise do comportamento do atuador hidráulico.

3.4 REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS E AQUISIÇÃO DOS DADOS

O primeiro passo para a realização dos ensaios foram as definições de ajuste para a bomba. Os valores definidos em uma primeira etapa foram adquiridos por meio do cálculo analítico utilizando as das Eq. 8 e Eq. 10, as quais permitiram

selecionar os dados de vazão e pressão máxima a qual o sistema hidráulico estaria submetido.

Após uma primeira etapa de ensaios verificou-se a necessidade de elevar os valores obtidos anteriormente. Desta maneira realizou-se um novo ajuste para bomba, definindo-se para o sistema hidráulico uma vazão de 2,5 lpm e uma pressão máxima de 42 bar.

Por meio da placa de aquisição de dados da *National Instruments®*, DAQ USB 6001, foi possível coletar e tratar os dados dos sensores e enviá-los ao software *LabView®*, os quais podem ser acompanhados através do uso de um computador no programa desenvolvido para o monitoramento da bancada.

Para conciliar a velocidade de aquisição dos dados com a veracidade destes foram definidas algumas restrições durante este processo.

- Com intuito de eliminar qualquer tipo de interferência o equipamento responsável por permitir a visualização destes dados deve estar desconectado da rede elétrica, visto que a frequência desta pode interferir nos dados de aquisição dos sensores;
- Por se tratar de uma carga relativamente grande comparada ao espaço para deslocamento do atuador e com isso gerando uma velocidade alta quando a força da carga é positiva ao movimento, a aquisição de dados neste período foi desconsiderada;
- Os ensaios devem ser realizados utilizando o ponto de fixação para cada posição angular permitida. Tendo em vista que o mecanismo responsável por realizar o giro da bancada é composto por dois pontos de fixação articulados, e que durante a movimentação da carga pode-se gerar um momento e alteração na posição angular selecionada.
- A posição angular da bancada é medida a partir do eixo X, estando limitada a 90° no sentido anti-horário, posicionando a carga em sentido positivo ao movimento de avanço do atuador, e 90° no sentido horário, posicionando a carga em sentido negativo ao movimento de avanço do atuador.

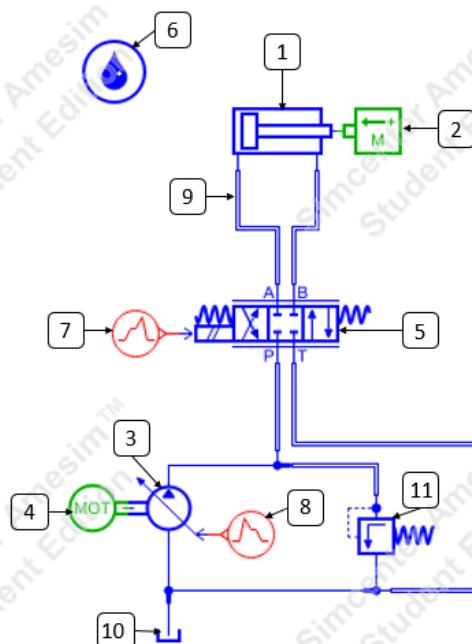
Os dados adquiridos durante a realização dos ensaios foram importados ao software *Excel®*, o qual permitiu visualizar a variação dos esforços sofridos pelo atuador com a mudança da posição angular da bancada, bem como determinar os rendimentos cabíveis ao sistema hidráulico.

Com os dados adquiridos foi possível realizar a comparação dos resultados experimentais com os dados analíticos. E ainda visando uma definição mais aproximada destes, inseriu-se as perdas de carga na equação geral do movimento. Dois fatores foram levados em consideração para definição destes resultados. Os valores obtidos por meio dos dados adquiridos pelos transdutores de pressão. Também se calculou por meio da equação de Bernoulli, o aumento da pressão gerado pela variação da velocidade de deslocamento do atuador. A parcela referente a energia potencial gravitacional foi desconsiderada tendo em vista que o ganho por altura é relativamente baixo ou até mesmo 0.

3.5 ELABORAÇÃO DE UM MODELO FÍSICO DO SISTEMA HIDRÁULICO NO SOFTWARE AMESIM®

Para validar os resultados obtidos de forma experimental com os de simulação, desenvolveu-se um modelo físico do sistema hidráulico no software *AMESim*®. Para isso, foram necessários introduzir o maior número possível de características, de modo que representassem o modelo real ensaiado. A Fig. 6 apresenta o modelo físico elaborado a partir do sistema hidráulico da bancada.

Figura 6: Modelo correspondente ao circuito hidráulico



Fonte: Do autor (2021).

Para elaboração do modelo apresentado na Fig. 6, foram utilizadas variáveis que correspondem aos componentes da bancada, descritos na tabela 1. Para determinar o comportamento dinâmico do atuador hidráulico linear, foram realizadas as simulações com alteração da posição angular de atuação do item 2, correspondente ao valor da massa aplicada sobre o atuador.

Devido a utilização de uma bomba com deslocamento variável este item também foi alterado durante as simulações, visto que o conceito da bomba de deslocamento variável é utilizar somente a energia necessária para realizar a função desejada.

Tabela 1 – Componentes do sistema hidráulico

Item	Descrição	Parâmetros	
1	Atuador hidráulico	Diâmetro do êmbolo	28 mm
		Diâmetro da haste	12,7 mm
		Comprimento	200 mm
2	Carga	Massa	95 kg
3	Bomba hidráulica com deslocamento variável	Deslocamento volumétrico	0,2239 a 1,1924 cm ³ /rot
4	Motor elétrico trifásico de indução	Velocidade angular	1740 rpm
5	Valvula de controle direcional	-	-
6	Óleo hidráulico	Massa específica	874 kg/m ³
		Viscosidade cinemática	45,9 cSt
7	Sinal para acionamento da valvula	-	40 / -40
8	Sinal para controle da bomba	-	0 / 1
9	Tubulação	Diâmetro interno	9 mm
		Comprimento	10 m
10	Reservatório	-	-
11	Válvula de alívio	Pressão	42 bar

Fonte: Do autor (2021).

Os dados apresentados na Tab. 1 foram adquiridos por meio de medições realizadas na bancada e por catálogos de fabricantes dos equipamentos que a constituem. Para a simulação não foram definidos valores de perda de carga causados pelo atrito entre as vedações do cilindro e vazamentos internos do sistema. É importante frisar que a massa deslocada pelo atuador na bancada física é direcionada por guias lineares, a força de atrito deste movimento não foi parametrizada nas simulações.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

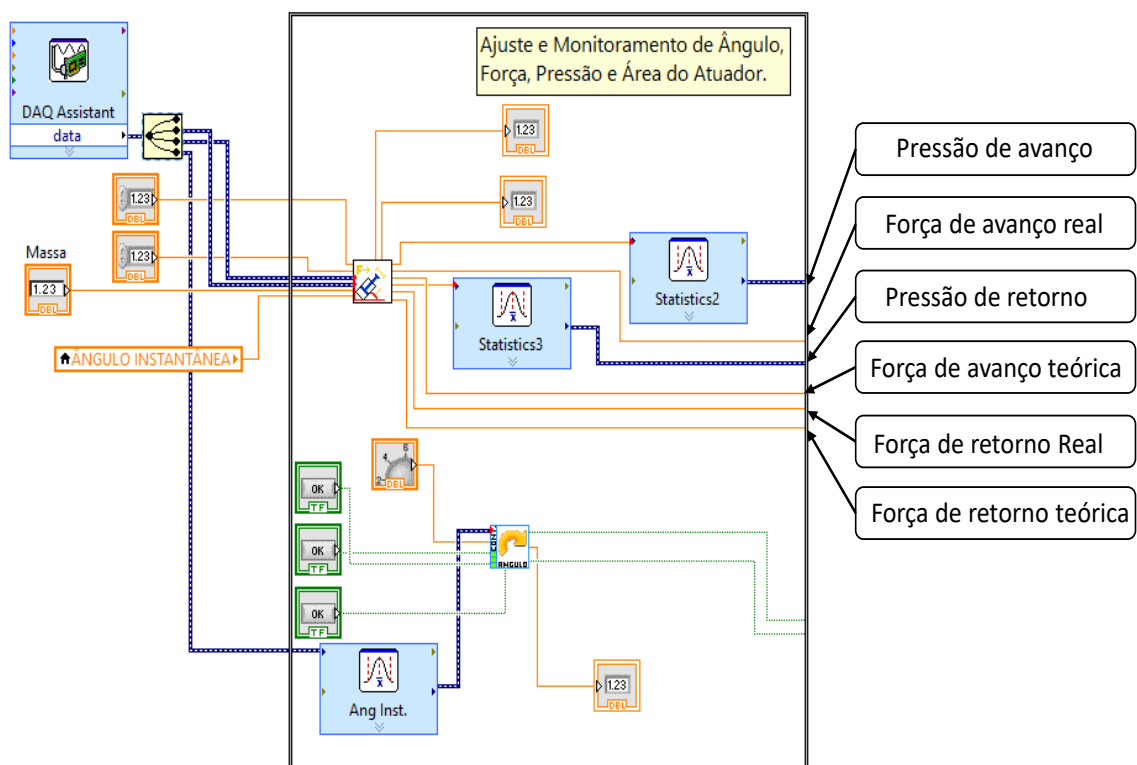
4.1 SUPERVISÓRIO DA BANCADA NO LABVIEW®

4.1.1 Programação em diagrama de blocos

Mediante a definição dos dados que seriam foco do estudo, desenvolveu-se um programa no software LabView®. Neste, foram inseridas as equações matemáticas modeladas anteriormente. Por meio da leitura e interpretação dos dados fornecidos pelos sensores apresenta-se o comportamento em tempo real do atuador hidráulico ensaiado na bancada.

Juntamente ao painel frontal do programa existe toda uma lógica de programação que permite a aquisição, tratamento e apresentação destes resultados. Na programação em diagrama de blocos insere-se todo o modelamento matemático juntamente com blocos pré-existentes que auxiliam na obtenção dos resultados. Um exemplo da programação é apresentado na Fig. 7.

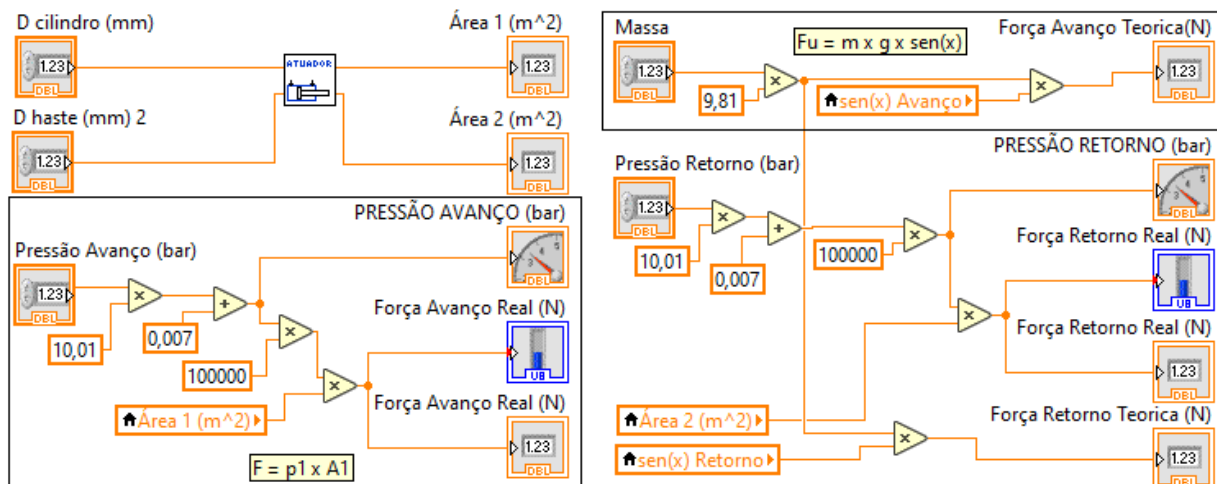
Figura 7: Programa principal para ajuste e monitoramento de ângulo, força, pressão e área do atuador hidráulico.



Fonte: Do autor (2021).

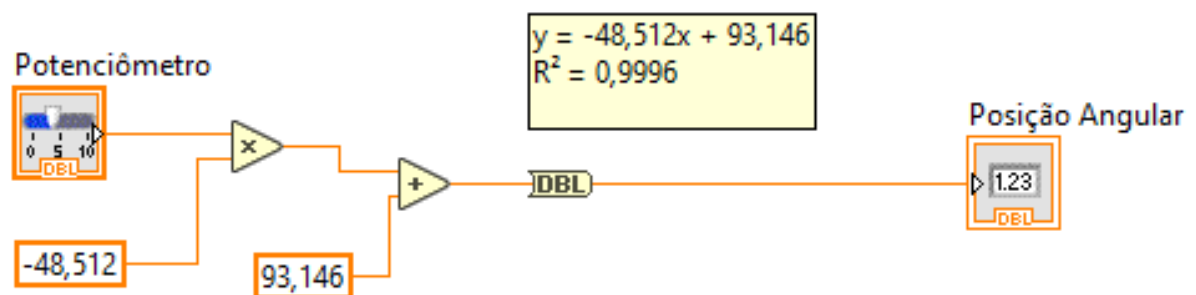
Por meio da programação apresentada na Fig. 7 foi possível enviar as informações de posição angular, força e pressão para o painel frontal. Simultâneo a este programa, funcionam alguns subprogramas que estão recebendo os dados dos transdutores de pressão e do potenciômetro. Estes programas são apresentados na Fig. 8 e Fig. 9.

Figura 8: Subprograma para aquisição dos dados de pressão e força.



Fonte: Do autor (2021).

Figura 9: Subprograma de ajuste do potenciômetro para aquisição da posição angular.



Fonte: Do autor (2021).

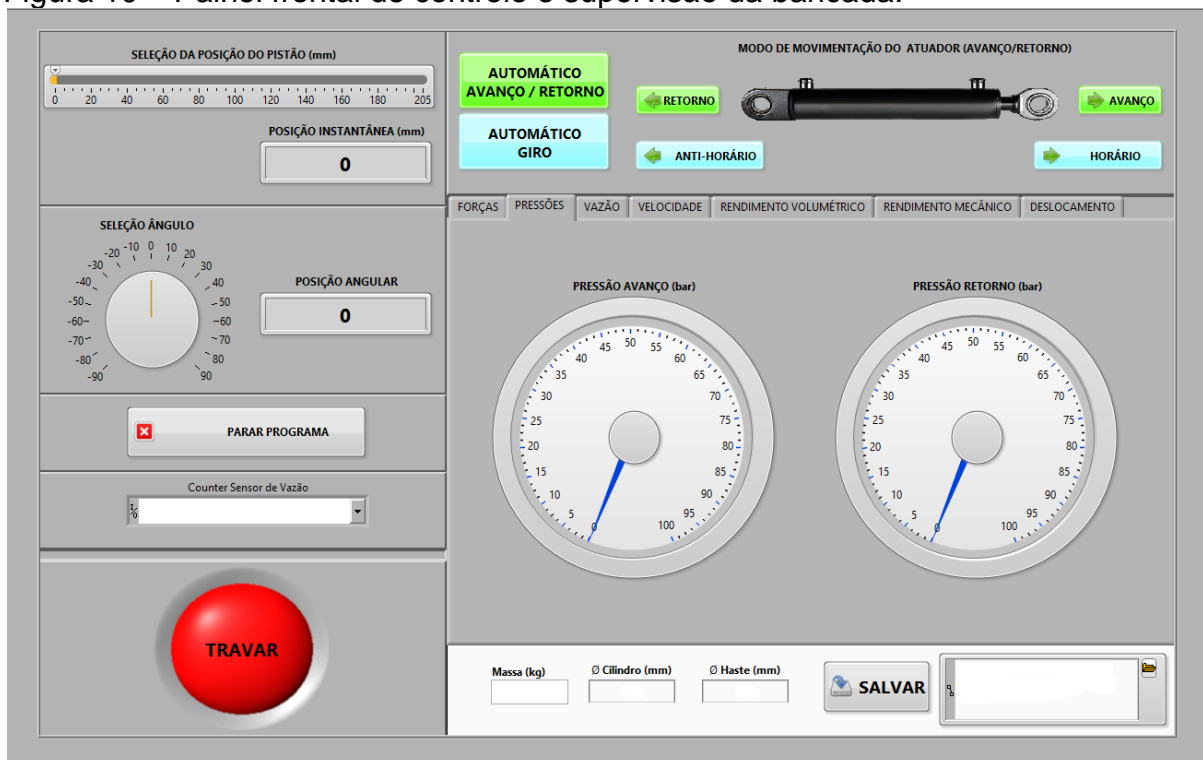
Com a introdução das Eq. 1 e Eq. 7 no subprograma da Fig. 8, foram adquiridos os valores de força e pressão para cada uma das posições ensaiadas.

Na Fig. 9 é realizado a inserção da equação de ajuste do potenciômetro. Por meio desta, foi possível realizar a conversão dos dados de tensão elétrica em um dado de posição angular, correspondente a posição do atuador hidráulico.

4.1.2 Painel frontal

O supervisor foi desenvolvido para facilitar a visualização completa dos dados adquiridos durante a realização dos ensaios. Buscou-se uma distribuição homogênea dos componentes e a eliminação da sobreposição de informações. A Fig. 10 apresenta o painel frontal do programa que o usuário terá acesso.

Figura 10 – Painel frontal de controle e supervisão da bancada.



Fonte: Do autor (2021).

Com o painel frontal, obtém-se o controle e visualização dos dados. Dentre as funções realizadas pela tela do painel frontal, controla-se o avanço e retorno do atuador hidráulico e o posicionamento angular da bancada. Estas funções podem ser realizadas manualmente ou automaticamente. Na seleção do modo automático, os valores devem ser definidos para realizar o movimento. Com isso ocorre por meio da programação uma comparação entre os dados fornecidos pelo potenciômetro e pela régua potenciométrica. Havendo discrepância entre os valores os equipamentos se movimentam até que se consiga uma igualdade entre estes.

A análise dinâmica do movimento do atuador é observada alterando-se as janelas na parte central direita do painel frontal, por meio destas é possível visualizar

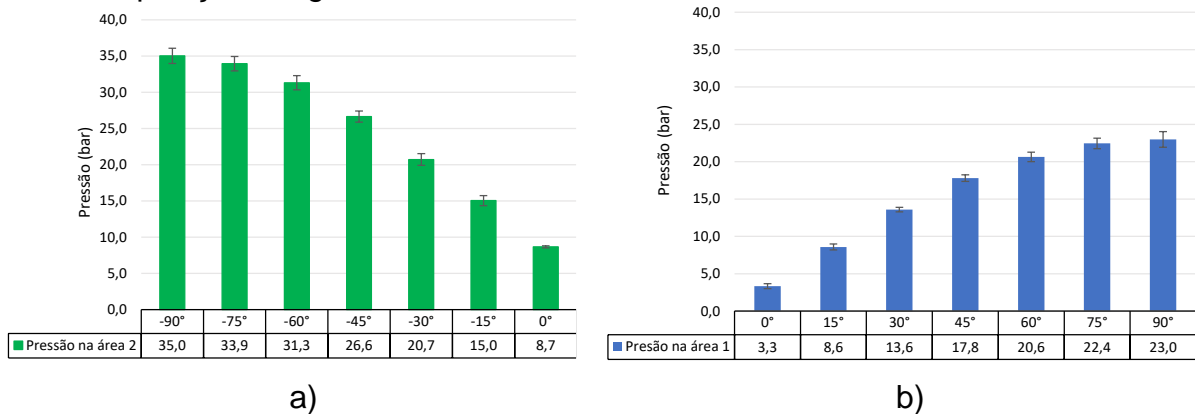
em tempo real os esforços sofridos pelo atuador, bem como os dados de vazão, velocidade, rendimentos e deslocamento.

4.2 COMPORTAMENTO DO ATUADOR HIDRÁULICO

4.2.1 Variação da pressão

O primeiro ponto avaliado com os dados extraídos da bancada foi a variação da pressão para as diferentes posições angulares. Os dados apresentados nas Fig. 11-a e Fig. 11-b demonstram os resultados obtidos através dos ensaios realizados entre -90° e 90° avaliando os esforços quando a carga é oposta ao movimento do cilindro.

Figura 11 – a) Variação da pressão média atuante na área 2 do atuador em diferentes posições angulares. b) Variação da pressão média atuante na área 1 do atuador em diferentes posições angulares.



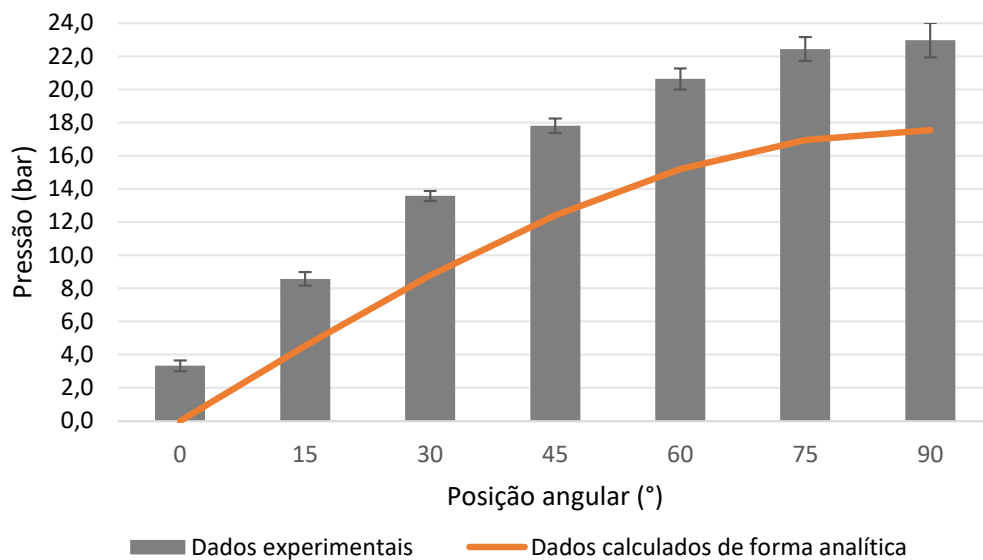
Fonte: Do autor (2021).

A pressão sob o atuador apresentou comportamento proporcional a variação da força aplicado a este. Segundo (DONKOV, 2019) e (BEER *et. Al*, 2009) quando a força não é colinear ao sentido do movimento apenas uma parcela desta influencia a ação.

Embora a carga para ambos os casos seja a mesma, há uma variação nos valores para cada posição angular em seu respectivo sentido oposto. Isto ocorre devido a diferença das áreas do atuador e é definida pela Eq. 1. A pressão sofrida pela área 2 do atuador chega aos 35,0 bar, enquanto sob a área 1 o valor é de 23,0 bar.

Ao comparar os dados extraídos da bancada com os calculados analiticamente percebe-se uma diferença entre eles. O cálculo analítico trata-se de um modelo ideal de funcionamento, o que não ocorre em equipamentos reais. Na Fig. 12 observa-se os diferenciais de pressão para cada posição angular.

Figura 12: Comparação do modelo ideal de funcionamento com o modelo apresentado pelo atuador da bancada.



Fonte: Do autor (2021).

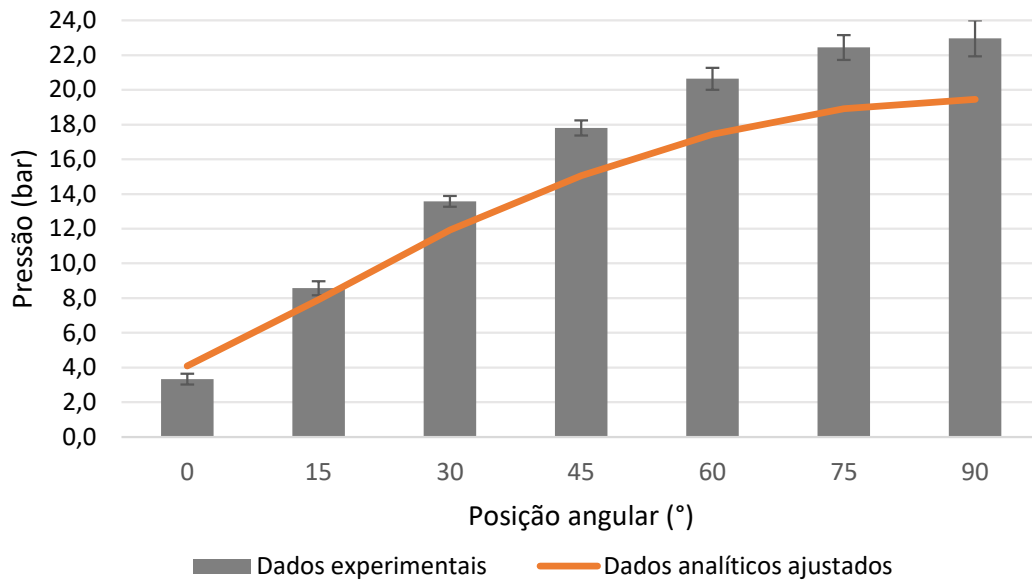
Observando a Fig. 12 percebe-se que o atuador ensaiado na bancada apresentou o mesmo comportamento obtido por meio dos cálculos analíticos. Porém, é nítida a diferença dos valores de pressão adquiridos pelo método experimental, quando comparado ao modelo ideal calculado. A variação nos resultados ocorre de maneira não linear, observando uma diferença de 3,3 bar para a posição 0° e uma diferença de 5,5 bar para a posição 90°.

Linsingen (2013), aborda a existência de perdas de cargas geradas através dos equipamentos e as forças de atrito atuando de forma contrária ao movimento. Essas perdas são responsáveis pelo aumento da pressão em um sistema real quando em funcionamento. Um estudo aprofundado sobre a atuação das forças de atrito pode ser observado em (VALDIERO, 2005) e (JAISWAL, SOPANEM e MIKKOLA, 2021).

Considerando os dados de perda de carga geradas pelos equipamentos constituinte do sistema hidráulico da bancada, e, pela variação da velocidade do

atuador, obteve-se uma curva de pressão ajustada para o método analítico. Os resultados obtidos são apresentados na Fig. 13.

Figura 13: Comparação do modelo analítico ajustado com o modelo apresentado pelo atuador da bancada.



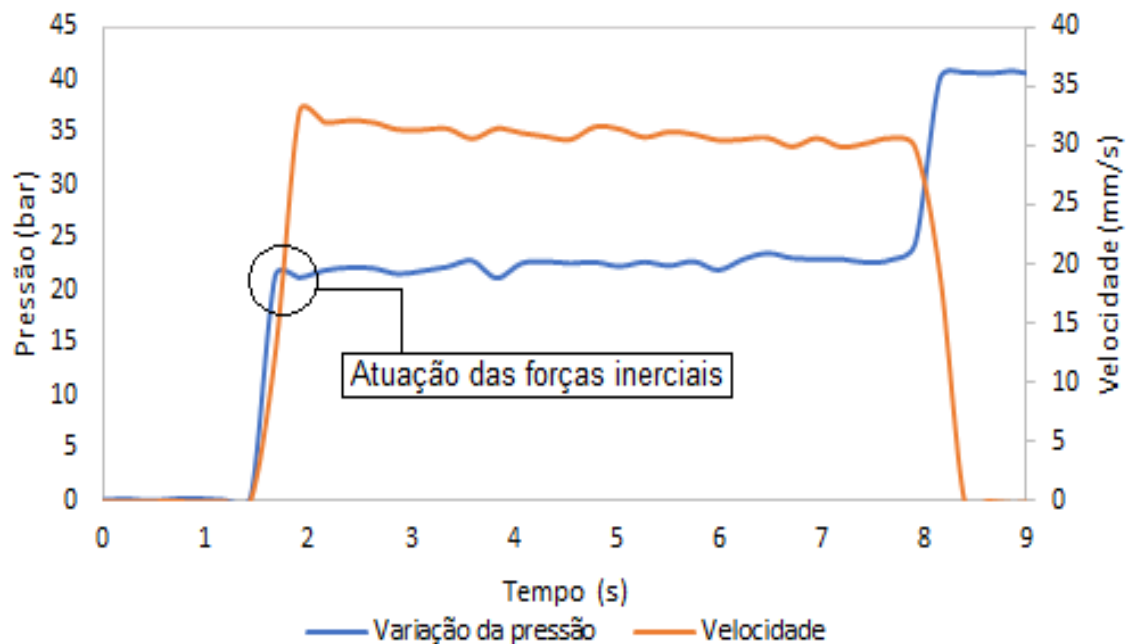
Fonte: Do autor (2021).

Analisando a figura 13, percebe-se que a curva calculada analiticamente com a inserção dos fatores de ajuste está mais próxima dos valores experimentais obtidos. Com a inserção das perdas de carga a qual o sistema está submetido reduziu-se a variação da pressão encontrada entre os dois modelos. Percebe-se que a 90° a diferença passa a ser de 3,5 bar. Para a posição 0° graus obteve-se um valor maior do que o experimental. A justificativa deste está na variação dos dados obtidos de forma experimental. No entanto, reduziu-se para 0,8 bar a diferença entre os dados que anteriormente atingia um valor de 3,3 bar.

4.2.2 Forças Inerciais

As forças inerciais são responsáveis por grandes variações de pressão em sistemas hidráulicos. Em alguns casos desconsiderá-las pode acarretar falhas nos projetos. A Fig. 14 apresenta o efeito causado pela influência da força inercial no movimento do atuador hidráulico linear.

Figura 14: Comparação das forças inerciais em função da velocidade



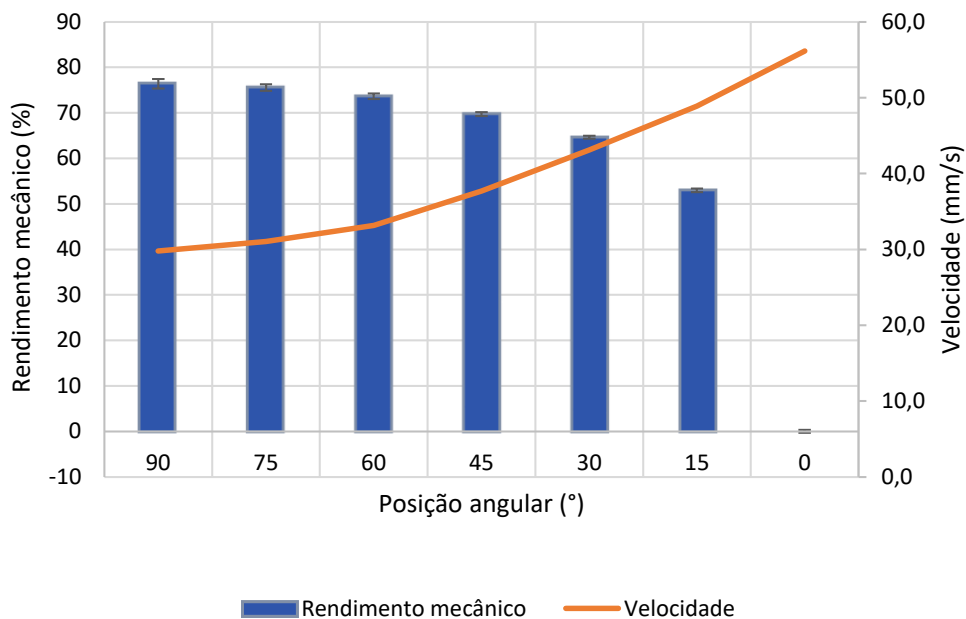
Fonte: Do autor (2021).

O início do movimento do atuador é marcado por um pico de pressão gerado pelas forças inerciais existentes. Durante esta fase o sistema encontra-se em regime transiente. Analisando a Fig. 14 percebe-se que ao atingir a pressão mínima necessária para movimentar a massa ocorre uma queda na pressão. Neste momento analisando a curva da velocidade nota-se que a aceleração tende a zero e a velocidade começa a se estabilizar iniciando a fase de regime permanente. Ao atingir o final do deslocamento a pressão no sistema atinge o valor máximo adotado na válvula de alívio e a velocidade tende a zero. A variação ocorrida neste caso não gera problemas ao sistema. No entanto, (DEBOER, YAO, 2001), indicam que as forças inerciais são fatores muito influentes em sistemas de controle de velocidade.

4.2.2 Rendimento mecânico

O rendimento mecânico de um equipamento é a capacidade de conversão de energia com o mínimo de perdas possíveis (GUSTINA, 2020). Com os dados extraídos da bancada, foi possível realizar a análise do rendimento mecânico do atuador hidráulico linear apresentado na Fig. 15.

Figura 15: Comparação do rendimento mecânico em função da velocidade.



Fonte: Do autor (2021).

A relação entre a força útil exercida pela carga e a força aplicada ao embolo resulta no rendimento mecânico de um atuador hidráulico, isto é o que define a Eq. 13. Para o caso do atuador hidráulico ensaiado dois fatores foram fortes influenciadores na definição deste resultado, a velocidade e a força de atrito gerada pelas guias lineares.

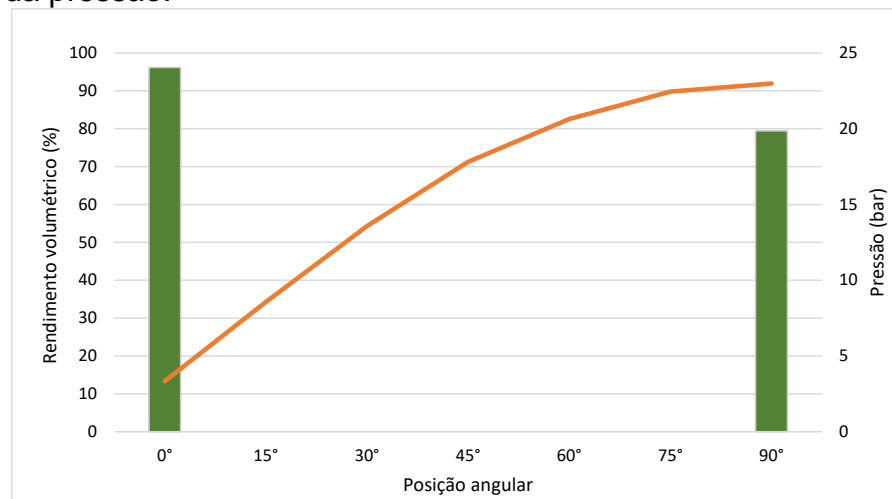
Skorek (2018) aborda estes dois fatores como principais geradores de perdas de carga em um atuador hidráulico. Analisando a Fig. 15 pode-se perceber que o rendimento mecânico é inversamente proporcional a velocidade de deslocamento, atingindo 76,4 % na menor velocidade exercida. Em contrapartida quando este se aproxima de 0° e sua velocidade aumenta o rendimento diminui. É válido lembrar que com a aproximação da posição horizontal a força útil aplicada ao cilindro tende a zero, e todo este valor é transmitido as guias lineares. Com isso a força de atrito nestes pontos tende a aumentar, dificultando o movimento deste e fazendo com que o rendimento mecânico chegue a 0%.

4.2.3 Rendimento volumétrico

Teoricamente em equipamentos hidráulicos todo fluido deslocado deve ser aproveitado, entretanto devido a vazamentos internos existentes isso não ocorre na

prática. O rendimento volumétrico define a razão entre a proporção de fluido deslocado e a quantidade utilizada, Eq. 12. Para o atuador hidráulico os resultados obtidos são apresentados na Fig. 16

Figura 16 – Comparação do rendimento volumétrico em função da pressão.



Fonte: Do autor (2021).

O aumento da pressão sob o óleo hidráulico confinado dentro de uma das câmaras de um cilindro acaba incidindo no aumento do vazamento interno por conta das folgas existente entre as vedações. Com isso, parte do fluido deslocado acaba vazando de uma câmara para outra reduzindo a eficiência volumétrica do atuador. A análise do comportamento do atuador hidráulico comprova esta característica. O rendimento volumétrico chega a 96% quando a pressão é baixa, o contrário ocorre com o aumento da pressão quando este reduz para 79,4%.

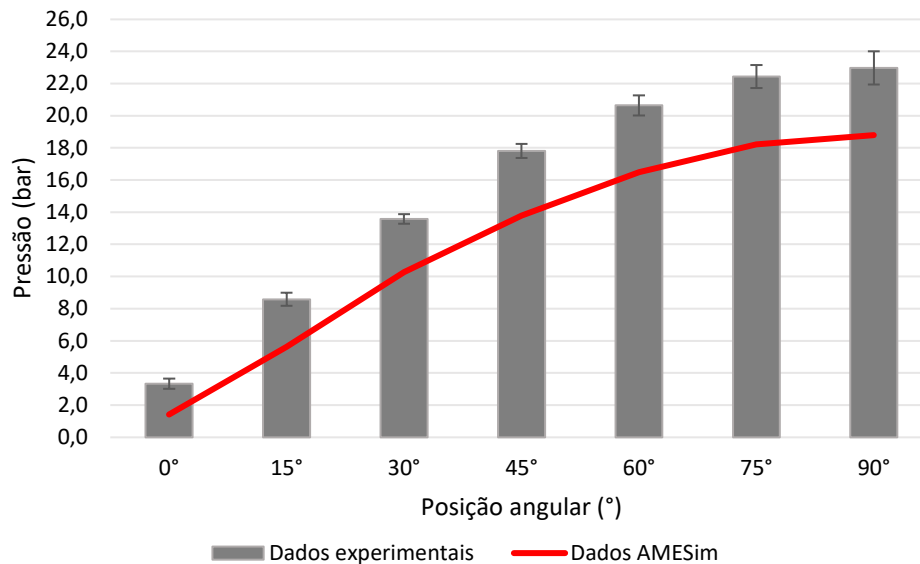
Durante a análise do rendimento volumétrico da bancada, o sensor de fluxo apresentou grande instabilidade nos resultados expressados. A explicação para tal variação foi definida em função da baixa taxa de fluxo que circula por este, dificultando a aquisição dos dados. Por isto, validou-se as posições em que se obteve um melhor comportamento.

4.3 SIMULAÇÃO AMESim®

Para comprovar a eficácia da bancada de ensino e validar o modelo físico do sistema hidráulico, apresentado na Fig. 6, realizou-se a simulação computacional,

extraindo os dados da variação da pressão para cada posição simulada. Os resultados obtidos são expressos na Fig. 17.

Figura 17: Comparação dos resultados AMESim® com os dados experimentais.



Fonte: Do autor (2021)

Os resultados obtidos através da simulação computacional apresentaram o mesmo comportamento dos resultados experimentais da bancada. Percebe-se que o diferencial de pressão entre os resultados tende a aumentar conforme a aproximação com a posição vertical, aproximando-se dos 20% em 90°. Diversos fatores têm influência sobre este resultado, pode-se destacar alguns que não foram parametrizados. A variação da força de atrito entre as guias lineares e as vedações do pistão, a variação da temperatura do fluido durante os ensaios e o coeficiente de vazamento interno do atuador.

Os resultados extraídos do software são o mais próximo possível de uma curva de operação ideal para o sistema da bancada. Segundo Bin (2021), *AMESim®* pode fornecer orientação teórica confiável para execução de projetos hidráulicos.

5 CONCLUSÕES

Por meio da bancada de ensino para análise de um atuador hidráulico submetido a variação da posição angular chegou-se as seguintes conclusões.

A variação da posição angular da bancada acarretou diferentes níveis de carregamento sob o atuador hidráulico. Com essa variação foi possível obter o modelo de comportamento deste fazendo a análise em 13 posições diferentes. Os resultados obtidos apresentaram um aumento no diferencial de pressão em cerca de 7 vezes para a área 1 e 4 vezes para a área 2, por meio de um giro de 90° para cada situação.

A velocidade apresentou forte influência nos dados de rendimento mecânico. Os dados analisados entre 30 e 50 mm/s apresentaram uma redução de 24 % deste.

O ajuste realizado na curva de variação de pressão obtida pelo método analítico, resultou em uma aproximação dos resultados. Reduzindo a diferença em 75% para o caso da posição 0°.

Os resultados obtidos por meio do software *AMESim®*, demonstraram-se equivalente aos adquiridos na bancada de forma experimental. Validando sua utilização como uma excelente ferramenta no dimensionamento de projetos hidráulicos. Salienta-se a importância da definição correta dos parâmetros de entrada. E ainda, justificando a importância do modelamento das forças de atuação contrária ao movimento de um atuador, buscando resultados mais satisfatórios.

Com o supervisor desenvolvido no LabVIEW® foi possível visualizar de forma rápida e prática os dados adquiridos por meio dos sensores instalados. Além de apresentar uma dinâmica de funcionamento aplicada a qualquer usuário garantindo um controle total da bancada.

O levantamento das curvas de ajuste de cada sensor são cruciais para garantir a transformação de impulsos elétricos recebidos por estes em dados de saída condizentes com o real comportamento das unidades analisadas.

A utilização das guias lineares apresentou influência nos resultados obtidos, a força de atrito pelo peso da carga aplicado a esta gerou uma variação no comportamento do atuador hidráulico.

A bomba hidráulica do sistema apresentou variação na vazão durante os ensaios. Com o aumento pressão esta reduziu-se proporcionalmente, variando entre 0,32 e 2 lpm, influenciando na velocidade de deslocamento do atuador.

Como ferramenta de ensino a bancada permitirá uma aplicação prática dos conteúdos abordados em sala de aula. Além da disciplina de sistemas hidráulicos, outra que se familiarizam com os conceitos construtivos podem utilizá-la. Seu uso

auxilia na compreensão dos fenômenos envolvidos no movimento de um atuador hidráulico linear. ser utilizada por acadêmicos em qualquer nível de conhecimento.

Para trabalhos futuros sugere-se uma melhoria na aquisição dos dados de vazão volumétrica, a fim de analisar com mais detalhes o rendimento volumétrico.

REFERÊNCIAS

BEER, Ferdinand P.; JOHNSTON, E. Russell; MAZUREK, David F. **Mecânica Vetorial para Engenheiros-: Estática**. McGraw Hill Brasil, 2009.

BELHOT, Renato V.; FIGUEIREDO, Reginaldo S.; MALAVÉ, Cesar O. O uso da simulação no ensino de engenharia. In: **Congresso Brasileiro de Ensino de Engenharia, XXIX COBENGE**. sn, 2001. p. 445-451.

BIN, M. E. N. G. et al. Theoretical and experimental investigation on novel 2D maglev servo proportional valve. **Chinese Journal of Aeronautics**, v. 34, n. 4, p. 416-431, 2021.

BITTER, Rick; MOHIUDDIN, Taqi; NAWROCKI, Matt. **LabVIEW: Advanced programming techniques**. Segunda Edição. CRC press, 2017.

DEBOER, Christopher C.; YAO, Bin. Velocity control of hydraulic cylinders with only pressure feedback. In: **ASME international mechanical engineering congress and exposition**. ASME New York, USA, 2001. p. 1-9.

DE NEGRI, V. J., 2001, **Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle**: Parte III – Sistemas Hidráulicos para Controle – Apostila de graduação e Pós-graduação, Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Departamento de Engenharia Mecânica, Florianópolis-SC, 78 p.

DONKOV, Viktor et al. Investigation of the fault tolerance of digital hydraulic cylinders. In: **Proceedings of the 16th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland**. 2019. p. 22-24.

FABIÁN, Gabriel Gonçalves. **Desenvolvimento de bancada didática voltada ao estudo de Sistemas pneumáticos**. 2017.

FIALHO, Arivelto Bustamante,. **Automação hidráulica: projetos, dimensionamento e análise de circuitos**. 5. ed. São Paulo: Livros Érica, 2007. 284 p.

GUSTINA, Lucas Dela et al. OTIMIZAÇÃO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA ENSINO DE SISTEMAS HIDRÁULICOS NOS CURSOS DE ENGENHARIA. **Revista de Ensino de Engenharia**, v. 39, 2020.

INÁCIO, Luiz Fernando Feltrin. **Projeto e implementação de uma bancada de testes para avaliação das curvas de operação de um motor hidráulico sob resistência por frenagem**. Térmica e fluidos, 2019.

JAISWAL, Suraj; SOPANEN, Jussi; MIKKOLA, Aki. Efficiency comparison of various friction models of a hydraulic cylinder in the framework of multibody system dynamics. **Nonlinear Dynamics**, p. 1-19, 2021

LEÓDIDO, Leonardo Moreira. **Contribuição a calibração dinâmica de transdutores de pressão em altas pressões**. 2011.

LINSINGEN, Irlan von. **Fundamentos de sistemas hidráulicos** / Irlan von Linsingen. 4.ed.rev.- Florianópolis : Ed. da UFSC, 2013

NATIONAL INSTRUMENTS . Disponível em: <https://www.ni.com/pt-br/innovations/white-papers/17/use-labview-to-gain-insights-from-measurement-data.html> . Acesso em 12 de maio de 2021.

MELCONIAN, Sarkis. **Sistemas Fluidomecânicos–Hidráulica e Pneumática**. Saraiva Educação SA, 2018.

PANDINI, MM *et. al.* **Projeto de bancada didática de sistemas de automação industrial para o ensino de engenharia**. Transações da IEEE na América Latina , v. 15, n. 8, pág. 1384-1391, 2017.

SILVA FILHO, Joilson Bentes da et al. Desenvolvimento de um Tubo de Venturi acoplado a um Reservatório para Medição da Vazão e Pressão de Fluidos utilizando a Equação de Bernoulli. 2017.

SKOREK, Grzegorz. Study of losses and energy efficiency of hydrostatic drives with hydraulic cylinder. **Polish Maritime Research**, 2018.

TEIXEIRA, José Miguel Mesquita. **Efeito do esforço transversal em cilindros hidráulicos usados em aplicações estruturais**. 2015.

VALDIERO, Antonio Carlos et al. Controle de robôs hidráulicos com compensação de atrito. 2005.

AGRADECIMENTOS

A Deus por sempre me dar forças para seguir na busca pelos meus objetivos. A minha família por todo o apoio ofertado durante esta etapa da minha vida. Aos amigos pela compreensão nos momentos de falta. Ao meu orientador e aos colaboradores do LASPHI por todo apoio e dedicação.