

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

CONSTRUÇÃO DE UM MECANISMO PARA O CONTROLE DE UMA VÁLVULA DIRECIONAL
HIDRÁULICA E TESTE DE MODELO MATEMÁTICO

por

Marcos Hespanhol Portella

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, 14 novembro de 2013



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

CONSTRUÇÃO DE UM MECANISMO PARA O CONTROLE DE UMA VÁLVULA DIRECIONAL
HIDRÁULICA E TESTE DE MODELO MATEMÁTICO

por

Marcos Hespanhol Portella

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Thamy Cristina Hayashi
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Fabiano Disconzi Wildner

Comissão de Avaliação:

Prof.

Prof.

Prof.

Porto Alegre, 14 de novembro de 2013.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu pai Jorge Portella pelo incentivo, pelas brilhantes conversas e pela ajuda decisiva na caminhada que me trouxe até aqui.

À minha mãe Elaine Hespanhol pelo extremo carinho e dedicação de sempre.

À minha avó Maria Luiza pela preocupação, rezas e promessas.

Ao meu avô Diomedes, *in memoriam*, pelo exemplo de vida e extrema honestidade.

Ao meu irmão Vinícius pelas conversas que me fazem crescer cada vez mais.

Aos grandes amigos que fiz durante o período acadêmico: Carlos Boher, Jerônimo Santos, Rafael Calegari, Diego Soares e Felipe Dalpiaz, que tornaram esta longa caminhada até aqui menos massante e torturante.

À minha namorada Pâmela Seyffert pelo amor, carinho, incentivo e dedicação.

Aos funcionários da Hidrosistemas Ind. e Com. de Equipamentos Hidráulicas Ltda que me ensinaram muito sobre a Engenharia colocada em prática.

Por último agradeço à vida, por ser tão desafiante e encantadora.

PORTELLA, M.H.; **Construção de um Mecanismo para o Controle de uma Válvula Direcional Hidráulica e Teste de Modelo Matemático**. 2013. 18f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

RESUMO

Com o intuito de desenvolver uma válvula direcional hidráulica com controle proporcional e baixo custo, construiu-se um mecanismo para comandar o posicionamento do carretel da válvula selecionada, esta originalmente acionada por uma alavanca. Tal controle de posicionamento possibilitou a realização de ensaios experimentais da válvula no Laboratório de Hidráulica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), onde obteve-se os dados necessários para o conhecimento das curvas de resposta da válvula em estudo. Utilizou-se uma modelagem matemática baseada no emprego da equação da vazão através dos orifícios da válvula, em função do deslocamento do carretel, das pressões de suprimento e das pressões de carga de um atuador rotativo, levando-se em conta o cálculo do coeficiente de vazão e do coeficiente de vazão-pressão para cada situação de operação analisada. A partir dos experimentos realizados com a válvula, pode-se avaliar o grau de equivalência dos resultados obtidos com o modelo matemático, quando comparados aos resultados experimentais. De acordo com a análise, não obteve-se uma boa correlação para todas as situações de operação propostas pelo experimento, visto que o modelo matemático utilizado não considerou algumas características construtivas da válvula. Tais particularidades da válvula foram descobertas ao longo do processo experimental e de validação do modelo matemático, também descritas neste trabalho.

PALAVRAS-CHAVE: Mecanismo de controle, Válvula proporcional, Modelagem matemática, Experimentos laboratoriais.

PORTELLA, M.H. **Construction of a Mechanism for the Control of a Hydraulic Directional Valve and Test of Mathematical Model**. 2013. 18p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

ABSTRACT

In order to develop a hydraulic directional valve with proportional control and low cost, was built up a mechanism to control the positioning of the valve spool selected, this originally operated by a lever. Such a motion control enabled the experimental testing of the valve in the Hydraulics Laboratory of the Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), which was obtained necessary data to the knowledge of the response curves of the valve under study. Was used a mathematical modeling based on the use of the equation of flow through the valve orifices, depending on the displacement of the spool, of the pressure supply and the pressure load of a rotary actuator, by taking into account the calculation of the flow coefficient and pressure-flow coefficient for each operating situation analyzed. From the experiments performed with the valve, it was possible to assess the degree of equivalence of the results obtained with the mathematical model when compared to experimental results. According to the analysis, there wasn't obtained a good correlation for all operating conditions proposed by experiment, because the mathematical model did not consider some constructive characteristics of the valve. Such valve features had been discovered throughout the process and experimental validation of the mathematical model, also described this work.

KEYWORDS: Control Mechanism, Proportional Valve, Mathematical Modeling, Laboratory Experiments.

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
3.1. Fonte de Energia ou Unidade de Potência.....	2
3.2. Válvulas de Controle Direcional.....	2
3.3. Atuador Hidráulico.....	4
4. METODOLOGIA	4
5. MODELAGEM MATEMÁTICA.....	7
5.1. Equações da Dinâmica do Carretel.....	7
5.2. Equações da Vazão nos Orifícios da Válvula.....	8
5.3. Equações do Movimento do Motor Hidráulico.....	10
6. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	10
6.1. Resultados Experimentais.....	10
6.2. Simulação do Modelo.....	11
6.3. Hipóteses para a Parcial Correspondência do Modelo Matemático Proposto.....	14
7. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS.....	15
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15
A. APÊNDICE I.....	16
B. APÊNDICE II	17
C. APÊNDICE III.....	18

1. INTRODUÇÃO

Nas aplicações que necessitam de grandes forças, torques ou de ambos, muitas vezes exigindo um pequeno tempo de resposta, é inevitável recorrer a sistemas de controle hidráulicos à óleo [Watton, 2012]. Uma característica particularmente importante é que eles quase sempre possuem uma razão peso-energia mais competitiva quando comparados com sistemas acionados eletricamente. Além disso, é uma escolha inerente para máquinas móveis e fábricas.

Válvulas proporcionais e servoproporcionais hidráulicas costumam ter um valor de mercado elevado, principalmente, quando trata-se de válvulas com alta capacidade de vazão, motivo pelo qual muitos projetos hidráulicos de menor grau de otimização acabam abdicando de métodos de controle mais sofisticados. A principal motivação deste trabalho é o desafio de desenvolver um mecanismo de controle com baixo custo para uma válvula direcional hidráulica com alta capacidade de vazão, por meio do levantamento experimental das características da válvula aliado à utilização de um modelo matemático satisfatório.

2. OBJETIVOS

O trabalho tem como objetivo a construção de um mecanismo de controle proporcional para uma válvula direcional hidráulica, bem como a modelagem matemática do sistema operando em conjunto.

Com o conhecimento das curvas de resposta da válvula, bem como os coeficientes de vazão-pressão e ganhos de vazão, proporcionais ao deslocamento do carretel de comando, tem-se então os parâmetros necessários para o desenvolvimento de um controle dinâmico do atuador hidráulico que se deseja operar.

Para a caracterização das curvas de resposta da válvula fez-se o uso do Laboratório de Hidráulica da UFRGS, onde contou-se com uma unidade hidráulica didática da Bosch Rexroth para a alimentação da válvula direcional em estudo e, um motor hidráulico de engrenagens com deslocamento volumétrico conhecido como sendo o atuador do sistema.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo Watton, 2012, sistemas hidráulicos podem variar significativamente, tanto na complexidade do circuito quanto na estratégia operacional. Porém, alguns requisitos funcionais básicos são comuns a todos os sistemas, bem como uma fonte de energia (bomba), uma forma de distribuir a energia (tubos de aço e mangueiras flexíveis), uma forma de controlar o sistema fluidomecânico (válvulas de controle de pressão e de escoamento) e uma forma de proporcionar o acionamento de carga (cilindros ou motores). Na Figura 3.1 é demonstrado um circuito hidráulico com tais componentes básicos, no qual a válvula direcional é responsável pela determinação do sentido de giro do motor e por proporcionar uma recirculação do óleo à tanque, evitando aquecimentos indesejados pela válvula de alívio em situações de repouso do atuador. O filtro tem como função garantir a limpeza do óleo contra partículas sólidas, nocivas ao equipamento hidráulico por gerarem desgaste e conseqüentemente perdas de rendimento [Merritt, 1967]. A válvula limitadora de pressão tem como finalidade limitar a pressão do sistema a um valor máximo desejado, respeitando as limitações de cada projeto.

As principais características dos elementos demonstrados serão abordadas no decorrer deste capítulo, já que farão parte do circuito hidráulico da bancada de testes utilizada para a caracterização da válvula direcional hidráulica em estudo.

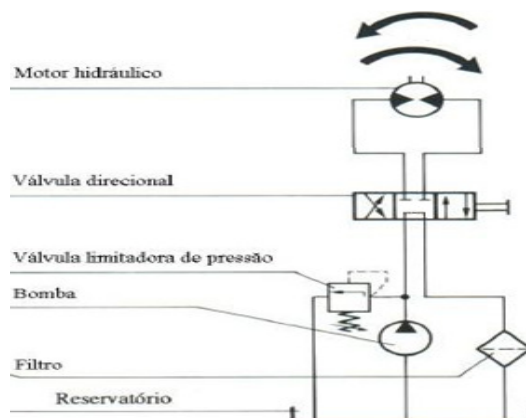


Figura 3.1. – Circuito Hidráulico Básico para Acionamento de um Atuador (Moreira, 2012).

3.1. Fonte de Energia ou Unidade de Potência

Dimensionada para uma dada potência necessária à execução de uma dada tarefa, a fonte de energia é garantida por uma bomba de deslocamento positivo. Para aplicações estáticas essa bomba normalmente é acionada por um motor elétrico; para aplicações móveis o acionamento geralmente está conectado ao ponto de tomada de força, normalmente de um motor a diesel [Watton, 2012]. Existem muitos tipos de bombas de deslocamento positivo, que operam sob um dos três princípios – engrenagem rotativa, palhetas rotativas ou deslocamento de pistões, que podem estar dispostos de forma radial ou axial. As bombas de engrenagens tendem a ser mais baratas e de menor potência no mercado. Já as bombas de palhetas e de pistões são respectivamente para médias e altas potências, sendo as de pistões compatíveis com pressões na ordem de 1000 bar. Neste trabalho se fará o uso de uma bomba de engrenagens e pressões não superiores a 50 bar.

3.2. Válvulas de Controle Direcional

As válvulas de controle direcional abrem e fecham passagens, controlando a direção do fluxo de óleo no sentido desejado, ou seja, o seu percurso dentro de um circuito hidráulico [Moreira, 2012].

Tais válvulas são classificadas quanto ao número de posições de comando, número de vias de trabalho, tipo de acionamento e configuração geométrica.

Tratando-se de configuração geométrica, as mais comuns são as de carretel deslizante, seguida das de placa deslizante ou rotativa, de obturador de disco e de bocal-palhetas [Linsingen, 2008]. Neste trabalho utilizou-se uma válvula direcional de carretel deslizante para o comando de um atuador hidráulico.

Quanto ao número de posições de comando, as válvulas direcionais hidráulicas usualmente possuem duas ou três posições. No caso da válvula possuir três posições de comando, tem-se então uma posição intermediária, também conhecida como posição central da válvula [Moreira, 2012].

Referente ao número de vias, usualmente trabalha-se com duas, três ou quatro vias. Para todos os casos tem-se pelo menos uma via de suprimento de vazão e pressão proveniente de uma fonte de energia e pelo menos uma via de trabalho, na qual o fluido será direcionado. Em válvulas com três vias tem-se uma entrada de pressão, uma via de trabalho e uma via que comunica o tanque. Em válvulas com quatro vias tem-se uma entrada de pressão, duas vias de trabalho e uma comunicando com o tanque. A válvula utilizada no presente trabalho possui quatro vias úteis e três posições, onde na posição intermediária o pórtico de pressão é inteiramente conectado com o pórtico de retorno a tanque, ao mesmo tempo em que as vias de trabalho permanecem bloqueadas. Este tipo de posição central também é conhecido como centro de circulação ou *tandem*, pois a vazão hidráulica pode circular livremente para o

reservatório evitando aquecimentos indesejados. Tal simbologia pode ser observada na Figura 3.2.

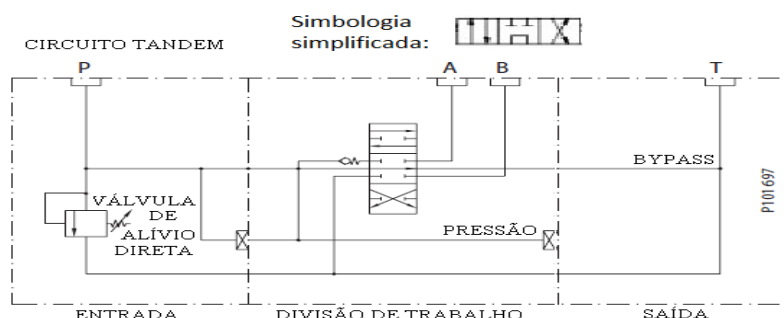


Figura 3.2. – Válvula Tandem ou de circulação com 4 Vias e 3 Posições (Adaptado de Valmova, “**Directional Control Valves Technical Information**”, <http://www.valmova.com>).

As válvulas também podem variar de acordo com o tipo de centro, no que diz respeito à diferença entre a largura do ressalto do carretel e o comprimento do rebaixo no corpo da válvula por onde passa o óleo. Se a largura do ressalto de bloqueio é menor que a da abertura radial de passagem do fluido, a válvula é denominada centro aberto (*underlapped*). Uma válvula de centro crítico (*zero lapped*) possui ressalto de bloqueio com largura igual à largura de passagem (idealmente). As válvulas de centro fechadas ou com sobrepassamento (*overlapped*) possuem carretel com ressalto de bloqueio maior que a largura da abertura radial quando a válvula está em posição neutra [Perondi, 2010]. As variações típicas de vazões volumétricas para cada tipo de centro de uma válvula direcional, em função do deslocamento do carretel de controle na região próxima à sua posição neutra/central, podem ser observadas na Figura 3.3.

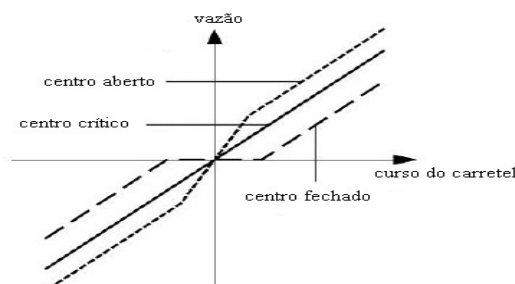


Figura 3.3. – Curvas típicas da variação de vazão para os diferentes tipos de centro em função do deslocamento do carretel de controle (Perondi, 2010).

A válvula direcional utilizada neste trabalho possui um centro do tipo fechado ou com sobrepassamento, ou seja, possui carretel com ressalto de bloqueio maior que a largura da abertura radial quando a válvula está em posição neutra, impossibilitando a passagem de óleo do pórtico de pressão para os pórticos de trabalho “A” e “B” da válvula.

Quanto à forma de acionamento, as válvulas direcionais podem ser acionadas de diversas maneiras, tais como: ação muscular (botões, pedais, alavancas ou manoplas); mecanicamente (roletes, cames, gatilhos, molas, etc.); hidráulica ou pneumaticamente (através de pressão de pilotagem); eletricamente (eletroímãs ou solenoides) ou pela combinação de dois ou mais métodos de acionamento.

No presente trabalho é utilizado um sistema mecânico composto por um fuso, uma porca, um acoplamento da porca com o carretel e uma base de montagem, ou seja, tem-se um sistema de controle do posicionamento do carretel, permitindo um ajuste de avanço proporcional ao giro do fuso, este acionado manualmente. Tal mecanismo proposto torna possível o controle de intensidade de vazão nos pórticos da válvula e das pressões que regem o sistema em que a válvula se encontra acoplada. Tal controle é imprescindível para uma boa coleta de dados experimentais que serão utilizados no modelo matemático.

3.3. Atuador Hidráulico

Atuadores hidráulicos podem ser do tipo linear (cilindros hidráulicos) ou do tipo rotativo (motores hidráulicos), sendo estes encarregados de transformar a energia hidráulica em energia mecânica.

No caso de atuadores lineares, a força de acionamento é diretamente proporcional à pressão e à área sobre a qual esta atua. Quanto à velocidade, esta é proporcional à vazão disponibilizada e à área efetiva do êmbolo na câmara do cilindro que se deseja direcionar o fluido [Cundiff, 2002].

Referente aos motores hidráulicos, estes possuem uma construção semelhante à construção das bombas hidráulicas. Consistem basicamente de uma carcaça com conexões de entrada e saída e de um conjunto rotativo ligado a um eixo [Moreira, 2012]. São muito encontrados em guindastes, esteiras, perfuradoras, máquinas operatrizes, dentre outras. Classificam-se em: motores hidráulicos de vazão fixa (engrenagens, palhetas, pistões – radiais e axiais) e motores de vazão variável (palhetas, pistões – radiais e axiais). Caracterizam-se pela rotação, torque e limite de pressão de operação que variam de um para outro.

O motor de engrenagem, atuador utilizado para a realização da parte experimental deste trabalho, desenvolve torque devido à pressão aplicada nas superfícies dos dentes das rodas dentadas. Elas giram em conjunto e engrenadas, porém apenas uma está ligada ao eixo do motor que disponibiliza o torque de saída. Invertendo a direção do fluxo, inverte-se a rotação do motor. O deslocamento de um motor de engrenagem é fixo e é igual ao volume entre dois dentes multiplicado pelo número de dentes [Moreira, 2012]. Dentre as principais vantagens de um motor de engrenagens está a simplicidade e sua maior tolerância à sujeira, porém, possuem menor eficiência em relação a outros modelos. Tal atuador hidráulico pode ser observado na Figura 3.4.

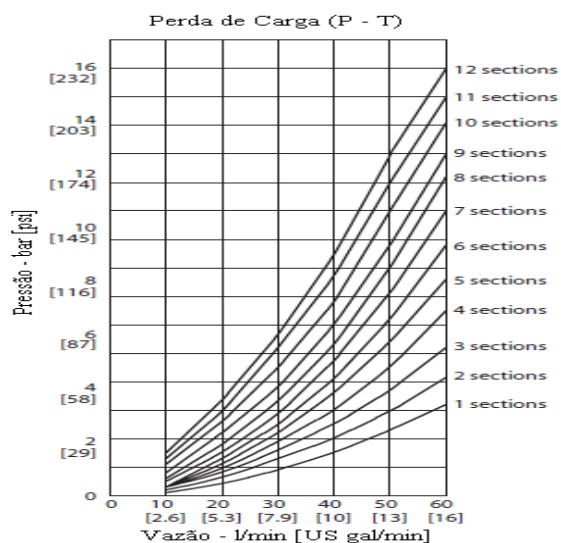


Figura 3.4. – Motor Hidráulico de Engrenagens (Boschrexroth - Manual Técnico, 2003)

4. METODOLOGIA

Para a escolha da válvula, considerou-se como pré requisito um modelo de baixo custo e com elevada capacidade de vazão, normalmente contemplados nas válvulas direcionais conhecidas comercialmente como “Comando Mobil”. Optou-se por um Comando Mobil modelo CH60, amplamente utilizado em equipamentos da “Linha Mobil”, ou seja, aplicações móveis (veículos que possuem equipamentos hidráulicos incorporados tais como máquinas agrícolas, tratores, retroescavadeiras, colheitadeiras, aeronaves, etc.). Este modelo é capaz de direcionar uma vazão de óleo de até 60 litros por minuto sem gerar perdas de cargas significantes para a maioria dos sistemas hidráulicos, conforme pode ser observado na Figura 4.1.a) na curva referente a válvulas CH60 com uma alavanca (1 sections).

Com o aumento da capacidade de controle de acionamento do carretel proposto, pode-se obter uma melhoria na operação, um aumento na segurança durante a execução do trabalho ou até mesmo ganhos no volume de produção de uma máquina que contenha um comando móbil tipicamente acionado por alavanca. Tal modelo CH 60 pode ser observado conforme Figura 4.1.b)



a) Perdas de carga na posição central

b) Comando Mobil CH60

Figura 4.1. – Comando Mobil CH60 com Carretel tipo “tandem” (Adaptado de Valmova, “**Directional Control Valves Technical Information**”, <http://www.valmova.com>).

Com a válvula definida, realizou-se um estudo de possibilidades de mecanismos para realizar o comando do carretel da válvula direcional hidráulica, visando a simplicidade de construção deste acionamento aliada a um baixo custo e uma resolução de posicionamento na ordem de centésimos de milímetros. Considerou-se algumas opções de mecanismo, tais como o de quatro barras, sistema com engrenagem e cremalheira, came e seguidor e fuso com castanha. Levando-se em conta os recursos disponíveis, a geometria do entorno da válvula e a preferência por uma linearidade do movimento, optou-se pela utilização de um fuso trapezoidal comercial com diâmetro de 11 mm, comprimento de 150 mm e passo de 2 mm com castanha em bronze revestida com poliacetal. Esta configuração permitiu um bom alinhamento do sistema, que possui um curso útil de 15,56 mm, sendo 7,78 mm para cada lado de acionamento do carretel da válvula.

Para diminuir os esforços sobre mecanismo do fuso e facilitar a operação manual do mesmo, removeu-se a mola que atuava no carretel, antes responsável por sua centralização na posição intermediária, obtendo-se um alívio de 150N de força no seu acionamento. Tal alteração não provocará efeito negativo sobre o posicionamento ou sobre a rigidez de acionamento do carretel, visto que o mesmo será exclusivamente posicionado por meio do comando exercido sobre o mecanismo proposto, bem como sua rigidez em qualquer posição intermediária. O mecanismo de controle elaborado, bem como a disposição dos componentes montados pode ser observado na Figura 4.3.

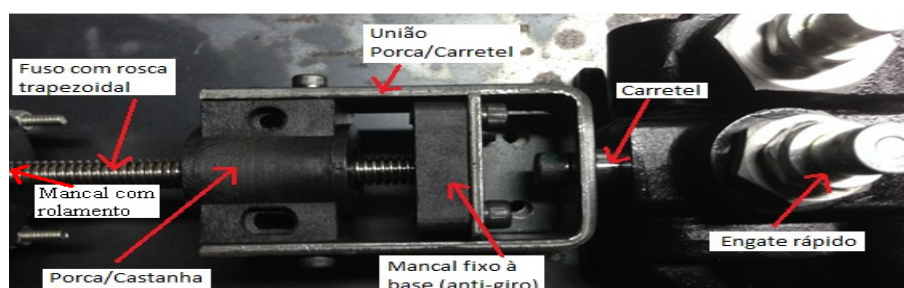
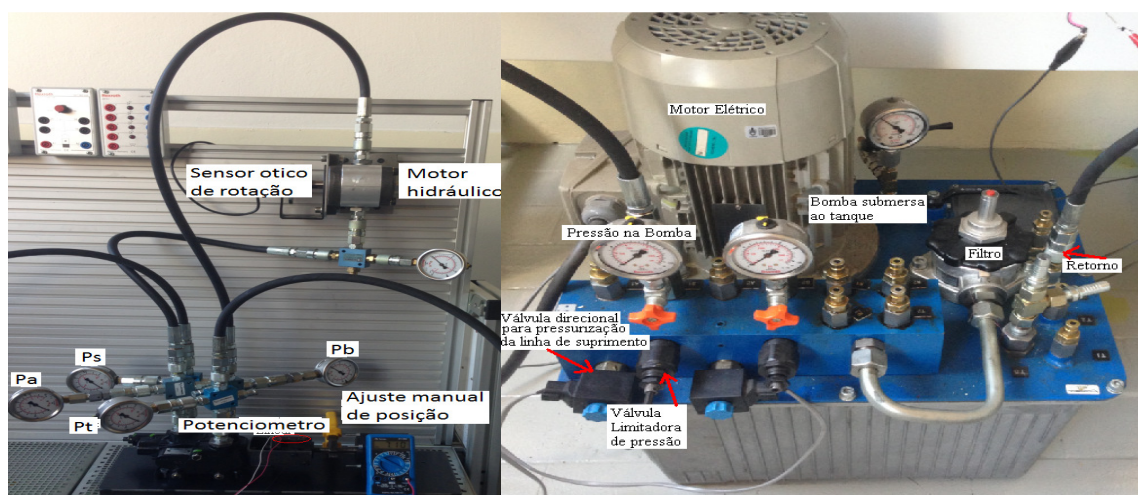


Figura 4.3. – Fuso com Rosca Trapezoidal e Castanha Acoplada ao Carretel.

Projetou-se e fabricou-se o sistema de ligação da castanha com o carretel da válvula, de modo que a castanha movimente-se linearmente em conjunto com o carretel sem transmitir o movimento de giro, já que o mancal de apoio dianteiro do fuso também fará a função “anti-giro”. Quanto às conexões de óleo da válvula direcional hidráulica, procurou-se manter os

mesmos engates rápidos utilizados nas bancadas didáticas do Laboratório, facilitando assim as montagens e possibilitando o aproveitamento das mangueiras já disponíveis. Para facilitar a leitura do deslocamento do carretel, instalou-se um potenciômetro do tipo linear de 10 k Ω com curso útil de 30 mm, fixo na estrutura e na porca móvel. O sinal proveniente do potenciômetro varia entre 1,165V à 3,54V para uma corrente aplicada de 0,5 mA, respectivamente para as duas extremidades de avanço e recuo do carretel. Todo o conjunto é montado sobre uma base metálica para garantir boa rigidez e alinhamento. O protótipo montado junto ao aparato experimental e a unidade hidráulica utilizada para o suprimento de óleo da válvula em análise podem ser observados nas Figuras 4.4.a) e 4.4.b).



a) Protótipo montado com aparato experimental b) Unidade hidráulica utilizada
 Figura 4.4. – Aparato experimental para caracterização da válvula em estudo.

Durante o experimento, monitorou-se o deslocamento do carretel da válvula com um paquímetro cuja incerteza de medição é de 0,02 mm, medindo-se as distâncias relativas entre o deslocamento do carretel e a parte fixa da estrutura de montagem. Posteriormente, converteu-se as distâncias medidas em distâncias de deslocamento efetivo do carretel para os cálculos da modelagem matemática.

Mediram-se as pressões nos quatro pórticos da válvula em análise com manômetros hidráulicos com escala de 0-100 bar de pressão com resolução de até 0,5 bar e incerteza de medição de 1 bar. A rotação do motor hidráulico, esta diretamente proporcional à vazão direcionada ao seu trabalho, mediu-se com um tacômetro digital ótico com resolução de 0,1 rotações por minuto e incerteza de medição de 5 rotações por minuto.

Partindo-se com o carretel da válvula na posição central, mediram-se as curvas de resposta de vazão a partir da rotação do motor hidráulico e a pressão nos quatro pórticos da válvula em diversos pontos do deslocamento do carretel. Repetiu-se três vezes tais medições para quatro diferentes pressões ajustadas na válvula limitadora de pressão da unidade hidráulica, gerando quatro configurações distintas de resposta no sistema, sendo que em cada uma delas considerou-se a média e o desvio padrão dos três valores de amostragem para cada ponto da curva traçada. Somando-se todos os pontos medidos para todas as curvas tem-se um valor superior a 600 amostras.

O conjunto de equações que descreverão o processo abordado neste trabalho compõe a modelagem matemática, descrita no próximo capítulo, apresentada dentro de um nível mínimo de detalhamento exigido com o intuito de representar o processo da forma mais real possível. A modelagem escolhida para a válvula fundamenta-se na aplicação dos conceitos da mecânica dos fluidos, avaliando-se o escoamento que ocorre nos orifícios da válvula em função do deslocamento do carretel, das pressões de suprimento que chegam efetivamente na tomada de pressão da válvula e das pressões de carga do motor hidráulico, este montado para girar livremente.

5. MODELAGEM MATEMÁTICA

5.1 Equações da Dinâmica do Carretel

Este capítulo trata da modelagem matemática do mecanismo automatizado construído – esta realizada com o intuito de viabilizar uma possível implementação de um motor de passo para o controle do giro do fuso. Será abordado as principais características da válvula direcional hidráulica quando utilizada para comandar o giro de um motor hidráulico de engrenagens com deslocamento fixo.

A dinâmica do carretel pode ser dividida entre a dinâmica do mecanismo do fuso e a dinâmica mecânica do carretel. A Figura 5.1 mostra o diagrama de corpo livre do eixo-fuso.

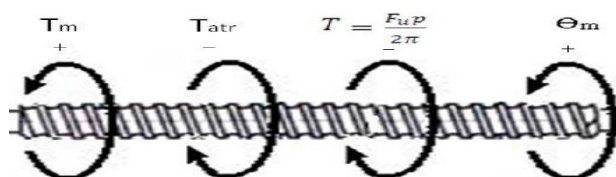


Figura 5.1. - Desenho esquemático com a representação dos torques atuantes no fuso (Menuzzi, 2011).

Com a utilização da lei do equilíbrio dinâmico e desprezando-se efeitos de folga entre a porca e o fuso, obtém-se as relações matemáticas utilizadas na modelagem matemática do mecanismo de acionamento do carretel:

$$\sum T = I_w \cdot \ddot{\Theta}_m \quad (5.1)$$

$$T_m - B_\theta \cdot \ddot{\Theta}_m - T = I_w \cdot \ddot{\Theta}_m \quad (5.2)$$

$$T_m = I_w \cdot \ddot{\Theta}_m + B_\theta \cdot \dot{\Theta}_m + \frac{F_u \cdot p}{2\pi} \quad (5.3)$$

onde T_m é o torque aplicado para o giro do fuso medido em [N.m], I_w é o momento de inércia de todo o conjunto em rotação (fuso e eixo-motor) medido em [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$], B_θ é o coeficiente de amortecimento viscoso do eixo medido em [N.s/m], p é o passo do fuso medido em [m], F_u é a força de reação da massa deslocada pelo fuso medida em [N.m] e Θ_m é o ângulo de giro do fuso medido em [rad]. O torque devido à força de reação da massa deslocada sobre o fuso é dado pela Equação (5.4):

$$T = \frac{F_u \cdot p}{2\pi} \quad (5.4)$$

A força necessária para movimentar a parte móvel da válvula pode ser obtida com a aplicação da 2ª Lei de Newton ao sistema de forças no carretel de controle, mostrado na Figura 5.2. No diagrama de corpo livre do carretel da válvula desprezam-se as forças de escoamento do fluido e a força de atrito estático.

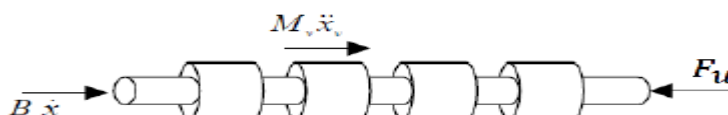


Figura 5.2. – Diagrama de corpo livre do carretel da válvula.

Da mesma forma, pode-se deduzir as equações da dinâmica do movimento linear do carretel:

$$M_v \cdot \ddot{x} + B_v \cdot \dot{x}_v = F_u \quad (5.5)$$

onde B_v é o amortecimento viscoso do carretel medido em [Ns/m], M_v é a massa do carretel medida em [kg], x_v o deslocamento linear do carretel e da castanha do fuso medido em [m].

Desprezando efeitos de folga no sistema dinâmico, a relação entre o deslocamento linear do carretel e o giro do fuso poderia ser descrita como:

$$x_v = \frac{p}{2\pi} \cdot \theta_m \quad (5.6)$$

Substituindo as derivadas da Equação 5.6. na Equação 5.5. e combinando este resultado com a Equação 5.3., resulta em uma única equação diferencial que representa o torque aplicado para o giro do fuso, dada por:

$$T_m = \ddot{\theta}_m \left(I_w + M \left(\frac{p}{2\pi} \right)^2 \right) + \dot{\theta}_m \left(B_\theta + B_v \left(\frac{p}{2\pi} \right)^2 \right) \quad (5.7)$$

5.2. Equações da Vazão nos Orifícios da Válvula

Considerando que a válvula utilizada neste trabalho possui um êmbolo do tipo “tandem” simétrico, na posição centrada do carretel ($x_v = 0$) tem-se os pórticos “A” e “B” de alimentação do atuador hidráulico bloqueados, enquanto toda a vazão fornecida pela bomba permanece direcionada para o tanque, através da ligação entre os pórticos “P” (pressão) e “T” (tanque) da válvula hidráulica. A pressão de suprimento “Ps” suportada pela bomba neste instante equivale apenas à perda de carga de circulação da vazão da bomba entre os pórticos “P” e “T” da válvula e pelo trajeto do óleo entre a válvula e a unidade hidráulica.

Quando o carretel se desloca para uma posição $x_v \neq 0$ ter-se-á duas etapas distintas quanto à distribuição de vazão nos orifícios da válvula, de acordo com o estágio de avanço ou recuo do carretel. A primeira etapa, que compõe o primeiro estágio de deslocamento do carretel, pode ser dividida em dois casos diferentes de vazão nas 4 vias de ligação da válvula, de acordo com o avanço ou recuo do carretel:

- Avanço $x_v > 0$: P ↔ A alimentação
 B ↔ T retorno
 P ↔ T parcialmente bloqueada
- Recuo $x_v < 0$: P ↔ B alimentação
 A ↔ T retorno
 P ↔ T parcialmente bloqueada

Da mesma forma, se obtém a relação de ligação das 4 vias do carretel para o segundo estágio de deslocamento:

- Avanço $x_v > 0$: P ↔ A alimentação
 B ↔ T retorno
 P ↔ T bloqueado
- Recuo $x_v > 0$: P ↔ B alimentação
 A ↔ T retorno
 P ↔ T bloqueado

No primeiro estágio de deslocamento do carretel parte da vazão de suprimento ainda é desviada à tanque. Nesta etapa de aumento de vazão nos pórticos “A” ou “B”, progressiva ao deslocamento x_v , é onde se tem um maior controle proporcional sobre a válvula, devido à uma menor sensibilidade do ganho de vazão versus deslocamento do carretel. Durante este estágio de deslocamento, para o avanço do carretel, por exemplo, a distribuição de vazão entre o pórtico “T” e o pórtico “A” de alimentação do atuador é dada pelo equilíbrio entre a pressão de circulação do óleo de “P” para “T” e pela pressão de suprimento necessária para que o óleo

passa do p3rtico “P” para o “A”, realizar um trabalho no atuador e passar do p3rtico “B” para o p3rtico “T” da v3lvula direcional.

No segundo est3gio de abertura da v3lvula a sensibilidade da vaz3o versus deslocamento do carretel aumenta significativamente, pois o p3rtico “P” passa a n3o comunicar mais ao p3rtico “T”. Para o avanço do carretel, por exemplo, a distribuiç3o da vaz3o fornecida pela bomba que vai para o atuador ou retorna para tanque atrav3s da v3lvula de al3vio 3 dada pelo equil3brio entre 3 press3o m3xima do sistema, ajustada na v3lvula de al3vio, e a press3o de suprimento, que corresponde ao somat3rio da perda de carga necess3ria para a vaz3o de 3leo da bomba passar do p3rtico “P” para “A” ($\Delta p_{P \leftrightarrow A}(t)$) [Pa], realizar o trabalho do atuador (p_{Δ}) [Pa] e retornar 3 tanque passando do p3rtico “B” para o “T” ($\Delta p_{B \leftrightarrow T}(t)$) [Pa] da v3lvula direcional. Neste est3gio, quando a press3o de suprimento descrita pela Equaç3o 5.8. for menor que a press3o m3xima regulada na v3lvula de al3vio, toda a vaz3o disponibilizada pela bomba ser3 ent3o utilizada para a realizaç3o do trabalho no atuador.

$$p_s = \Delta p_{P \leftrightarrow A}(t) + p_{\Delta} + \Delta p_{B \leftrightarrow T}(t) \quad (5.8)$$

A press3o diferencial p_{Δ} e a vaz3o $J(t)$ [m³/s] direcionada para realizar trabalho no atuador hidr3ulico dependem do carregamento mec3nico aplicado ao sistema e as press3es $\Delta p_{P \leftrightarrow A}$ e $\Delta p_{B \leftrightarrow T}$ que dependem da abertura x_v [m] da v3lvula e se relacionam com a vaz3o $J(t)$ de forma n3o linear [Perondi, 2010].

A pr3xima etapa consiste em reescrever a Equaç3o 5.8. em termos da vaz3o volum3trica para posteriormente realizar-se a linearizaç3o. De acordo com o princ3pio da continuidade, a vaz3o de um fluido incompress3vel ao longo de um conduto 3 uniforme. Denominado a 3rea de passagem a jusante pelo orif3cio da v3lvula como A_0 , a diferença de press3o entre a entrada e sa3da do orif3cio como Δp , a massa espec3fica do fluido como ρ , o coeficiente de descarga como C_d e a vaz3o que passa pelo orif3cio como J , temos:

$$J = C_d A_0 \sqrt{2\Delta p / \rho} \quad (5.9)$$

Quando aplica-se um deslocamento conhecido x_v ao carretel, a seç3o de passagem pode ser dada por:

$$A_0 = x_v(t).L \quad (5.10)$$

onde L [m] 3 a largura (fixa) do orif3cio de passagem, normalmente especificada pelo per3metro do carretel e $x_v(t)$ consiste da sua dimens3o vari3vel. A partir da Equaç3o 5.9. e da Equaç3o 5.10., chega-se na Equaç3o 5.11:

$$J(x_v, p) = C_d L x_v(t) \sqrt{2\Delta p / \rho} \quad (5.11)$$

Substituindo a Equaç3o 5.8. na Equaç3o 5.11., obt3m-se:

$$J(t) = f(x_v, p\Delta) = K_d x_v \sqrt{(P_s - |P_{\Delta}|)/2} \quad (5.12)$$

Utiliza-se o valor da press3o de carga em m3dulo, pois este varia de sinal de acordo com o sentido de giro do motor hidr3ulico.

A fim de linearizar-se a Equaç3o 5.12. que estabelece uma relaç3o n3o linear entre a vaz3o e a press3o diferencial da vaz3o que passa pelo carretel da v3lvula, pode-se aplicar uma aproximaç3o por s3rie de Taylor em torno de x_v , obtendo-se:

$$J_{\delta} = K_q x_{v\delta} + K_c p_{\delta} \quad (5.13)$$

onde K_q 3 o ganho de vaz3o, K_c 3 o coeficiente de vaz3o-press3o e K_p 3 o ganho de press3o, dados pelas express3es:

$$K_c = - \frac{\partial J}{\partial p\Delta} = K_d \frac{x_v}{\sqrt{\frac{p_s - p\Delta}{2}}} > 0 \quad (5.14)$$

$$K_q = \frac{\partial J}{\partial x} = K_d \sqrt{\frac{p_s - p\Delta}{2}} > 0 \quad (5.15)$$

$$K_p = \frac{K_q}{K_c} \quad (5.16)$$

5.3. Equações do Movimento do Motor Hidráulico

O motor utilizado para a realização do experimento - modelo AZMF da Rexroth - possui um deslocamento fixo de oito centímetros cúbicos por rotação e a equação que representa a velocidade de giro levando em conta a vazão que passa pelas engrenagens é dada por:

$$J = \frac{V_g \cdot n}{1000 \cdot \mu_{vol}} \quad (5.17)$$

onde J representa a vazão em [l/min], V_g representa o deslocamento nominal do motor em [cm^3/rot], n representa a frequência de giro em [min^{-1}] e $\mu_{vol} = 0,95$ é o rendimento volumétrico fornecido pelo fabricante. A potência disponível no eixo é dada pela Equação 5.18. fornecida pelo fabricante:

$$P = \frac{Q \cdot \Delta P}{600 \cdot \mu_{total}} \quad (5.18)$$

onde P é a potência disponível no eixo, dado em [Kw], ΔP é a diferença de pressão entre a entrada e a saída dada em [bar] e $\mu_{total} = 0,85$ que equivale ao rendimento total dado pelo fabricante.

6. RESULTADOS E DISCUSSÃO

6.1. Resultados Experimentais

A Figura 6.1. representa a frequência de giro do motor hidráulico com os desvios padrões para três valores de amostragem, proporcional à abertura do carretel para quatro diferentes pressões ajustadas na válvula de alívio da unidade hidráulica.

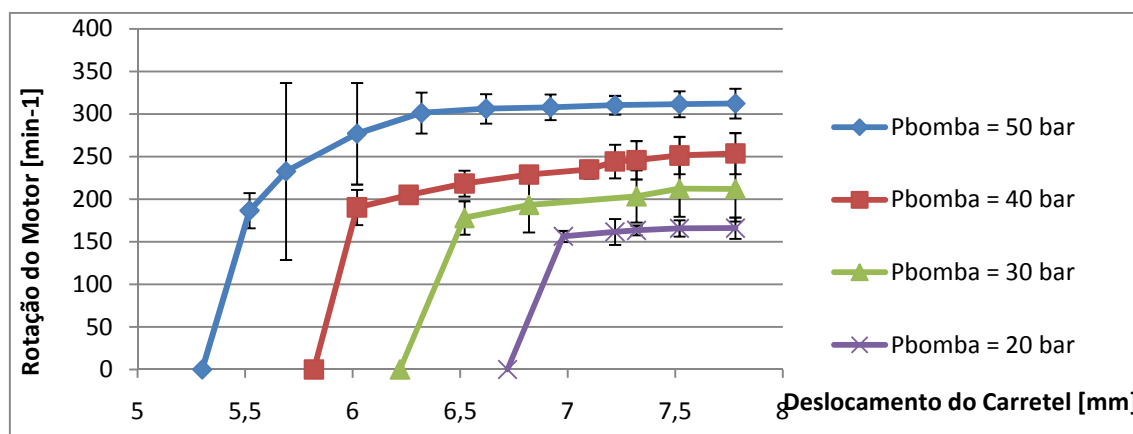


Figura 6.1. – Resultado experimental da frequência de giro do motor hidráulico em relação ao deslocamento do carretel da válvula direcional.

Percebe-se que com o aumento da pressão fornecida pela unidade hidráulica os valores de rotação tornam-se maiores para um determinado deslocamento do carretel X_v , isto ocorre

devido ao aumento de P_s na tomada de pressão da válvula e conseqüentemente devido ao aumento do ganho de vazão K_q na válvula.

Inicialmente obteve-se os ganhos K_q e K_c para a regulagem de cinquenta bar na unidade hidráulica, utilizando-se a Equação 5.14 e a Equação 5.15 de duas formas distintas: pela inclinação da reta tendência de cada coeficiente e ponto a ponto para cada ponto de amostragem do gráfico. Os resultados das duas técnicas de cálculo dos coeficientes K_c e K_q podem ser observados na Figura 6.2.a) e 6.2.b) pela inclinação da reta de tendência e na Figura 6.3.a) e 6.3.b) calculados ponto a ponto a partir dos dados amostrais, esta mostrando para todas as quatro pressões ajustadas na unidade hidráulica. A Figura 6.2.a) e 6.2.b) apresentam os gráficos da vazão J versus deslocamento do carretel X_v e da vazão J versus pressão de trabalho P_Δ do motor hidráulico, utilizados para a obtenção dos ganhos K_q e K_c , respectivamente.

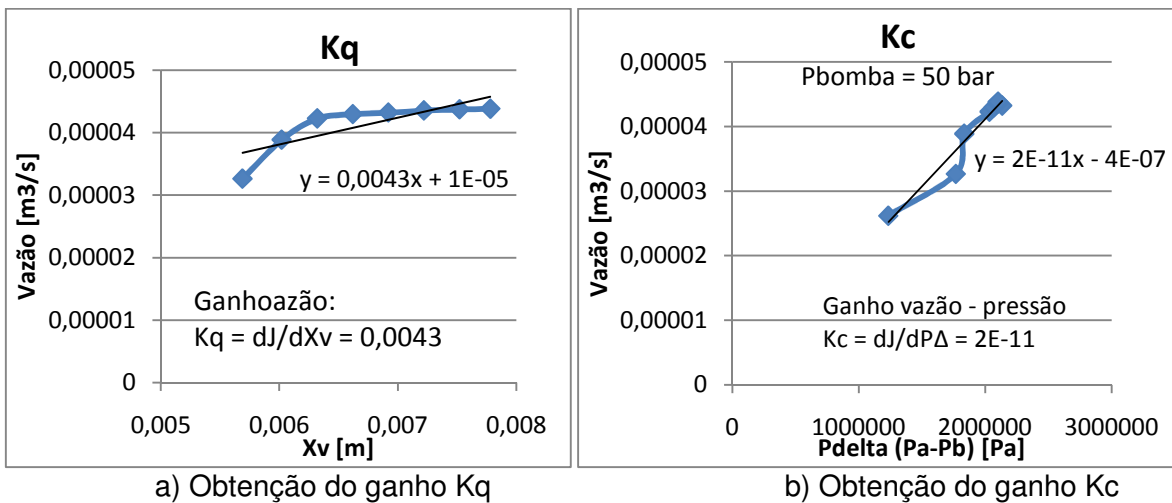


Figura 6.2.- Gráficos para obtenção dos coeficientes fixos da válvula direcional pela inclinação da reta tendência.

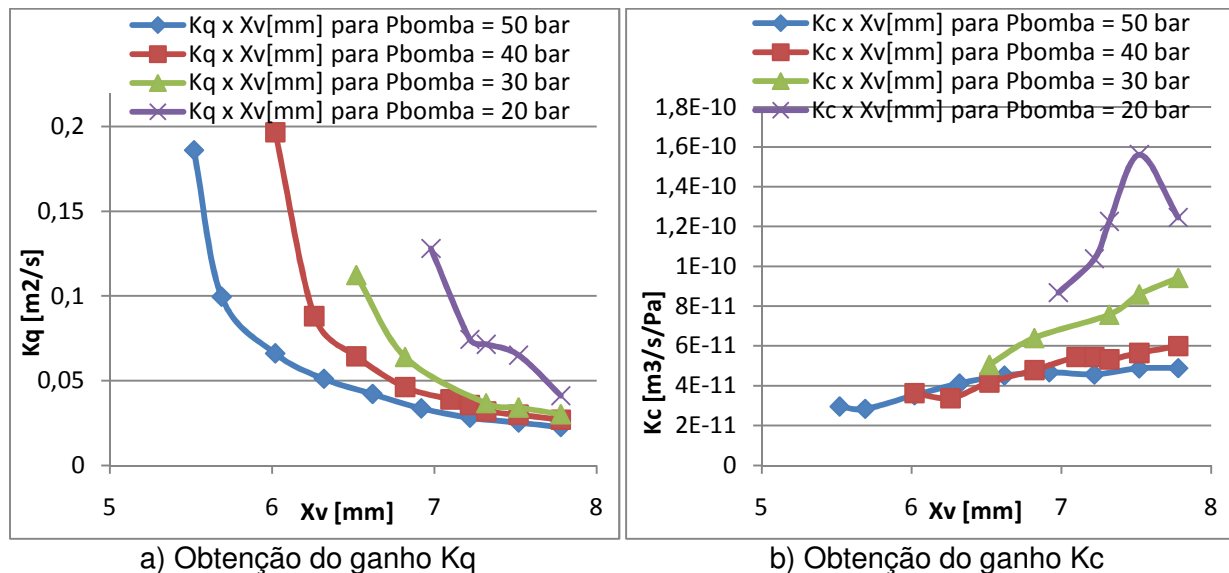


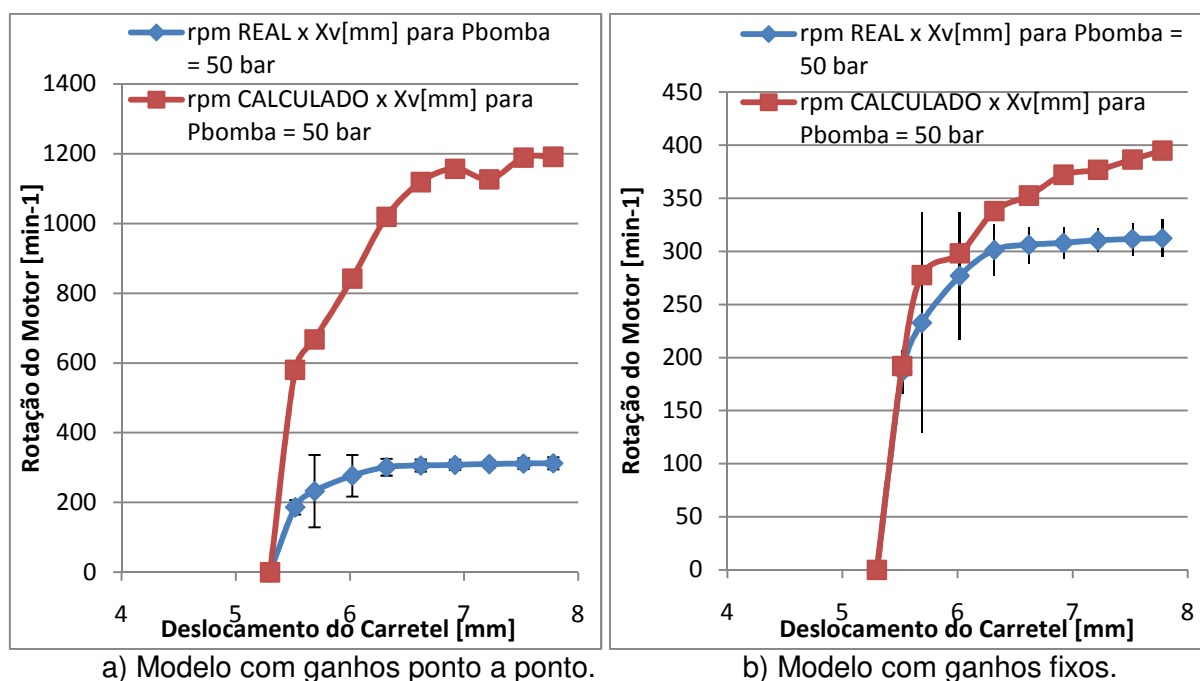
Figura 6.3.- Gráficos dos coeficientes da válvula direcional obtidos ponto a ponto.

Para minimizar erros no cálculo dos coeficientes não considerou-se os valores da primeira amostra imediatamente após do motor hidráulico partir, por serem mais distantes do comportamento médio da válvula em relação ao restante dos pontos medidos para a condição de operação ajustada em 50 bar. Para as demais regulagens de pressão utilizaram-se todos os

pontos medidos, já que tais pressões de operação não sofrem influência sobre a região de transição da válvula, esta descrita no capítulo 5.2.

6.2. Simulação do Modelo

Com os coeficientes determinados pelas duas técnicas de cálculo abordadas anteriormente, pode-se então aplicar a expressão linearizada do modelo matemático proposto, dada pela Equação 5.13., e comparar os resultados dos modelos com os obtidos experimentalmente. As Figuras 6.4.a) e 6.4.b) representam os resultados obtidos com o modelo linearizado em vermelho e os valores obtidos em laboratório na cor azul para os dois métodos distintos de cálculo dos ganhos K_c e K_q .



a) Modelo com ganhos ponto a ponto.

b) Modelo com ganhos fixos.

Figura 6.4. – Teste do modelo matemático linearizado levando em conta os dois métodos de cálculo para os ganhos K_c e K_q .

Pode-se observar na Figura 6.4.b) que para uma primeira faixa de rotação do motor hidráulico o modelo linearizado possui uma correspondência satisfatória dos valores de rotação para um determinado deslocamento do carretel conhecido, não ultrapassando os limites impostos pelas retas que determinam os desvios padrões dos dados amostrais de rotação. Considerou-se os valores de desvio padrão para a variação da rotação do motor ao invés da sua incerteza medição, pois o desvio padrão das amostras de rotação, para cada ponto de deslocamento do carretel medido, é significativamente maior em relação à incerteza de medição do tacômetro (incerteza de ± 5 rpm), ou seja, preferiu-se fazer uma análise mais conservadora para a comparação dos resultados finais. Porém, como também pode ser observado, conforme a progressão do avanço do carretel e da rotação, os resultados do modelo matemático passam a divergir dos valores obtidos experimentalmente. Na figura 6.4.a) o modelo possuiu uma diferença significativa nos resultados obtidos em relação aos dados amostrais. Tal diferença pode ser justificada principalmente explicada pelas significativas variações dos ganhos K_c e K_q da válvula quando obtidos ponto a ponto, devido às não linearidades da válvula [Carmo, 2003].

Com a utilização da metodologia de cálculo mais eficiente que utiliza os valores constantes para os ganhos da válvula, obteve-se os valores de K_c e K_q também para as outras três faixas de pressões estipuladas no experimento, conforme pode ser observado na Figura 6.5.

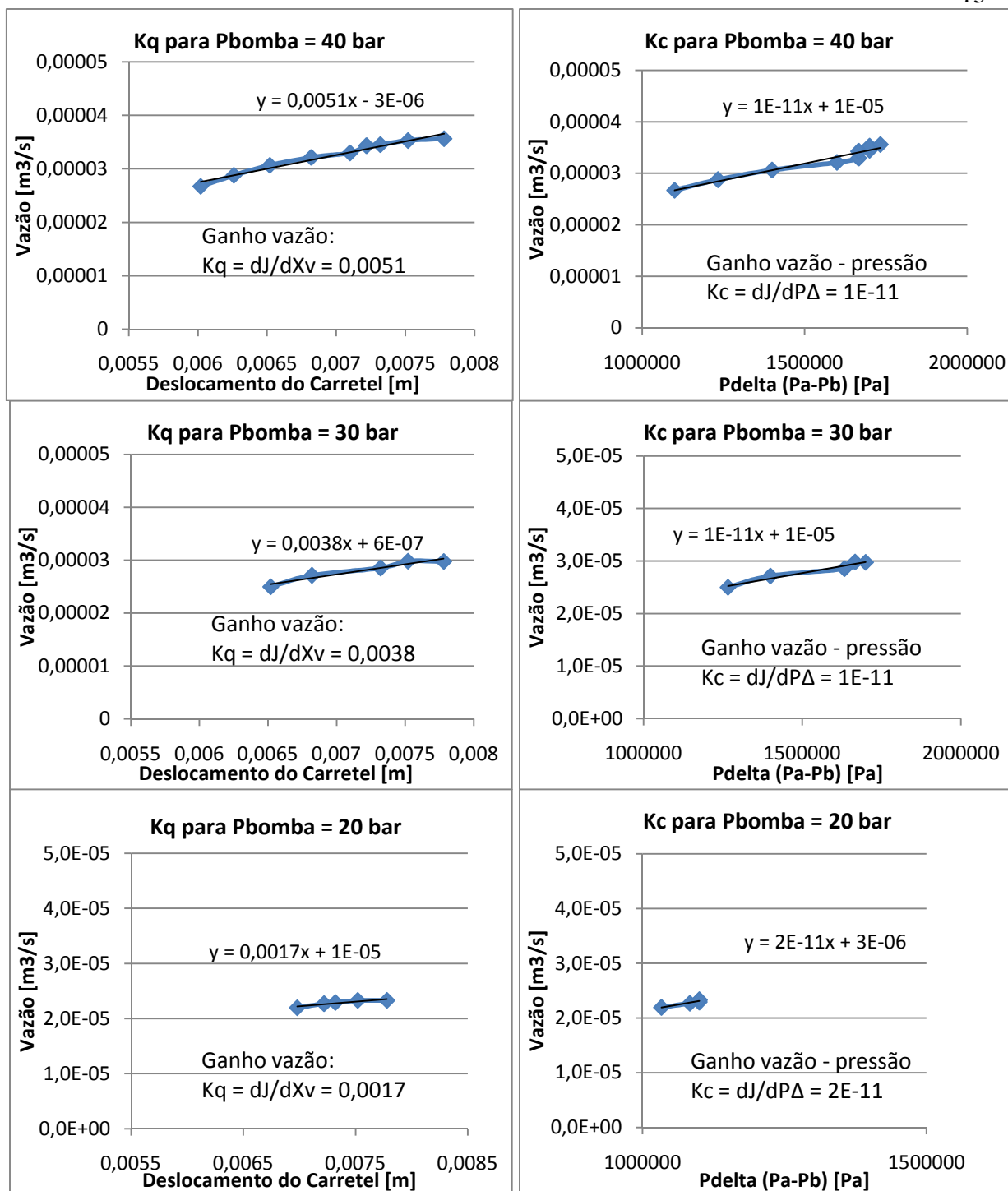


Figura 6.4.- Obtenção dos ganhos Kq e Kc da válvula em análise para as pressões estipuladas no experimento utilizando o método da inclinação da reta de tendência à curva do gráfico.

Com os ganhos calculados, repetiu-se o cálculo do modelo matemático proposto anteriormente para cada faixa de pressão (20, 30 e 40 bar), conforme pode ser verificado nos gráficos da Figura 6.5. Quanto aos resultados obtidos pelo modelo matemático que leva em conta os coeficientes Kc e Kq calculados ponto a ponto, estes também podem ser verificados no Apêndice I para todas as pressões utilizadas no processo experimental.

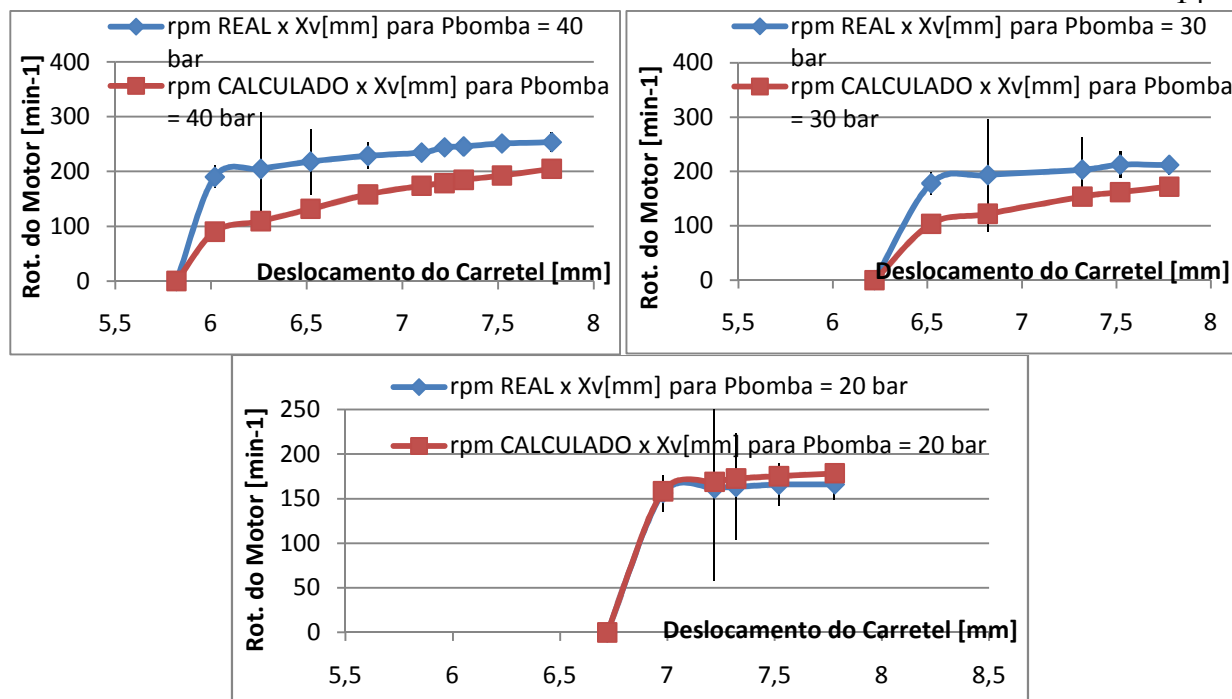


Figura 6.5.-Resultados do modelo matemático proposto para as diferentes pressões de análise.

Conforme pode-se observar na Figura 6.5, para uma pressão ajustada na unidade hidráulica em 20 bar, o modelo matemático possui uma correspondência satisfatória se considerado os desvios padrões dos valores de rotação medidos experimentalmente. Porém, a pressão ajustada em 20 bar na unidade hidráulica gera frequências de rotações que se aproximam dos valores de desvio padrão medidos experimentalmente. Isto ocorre devido à instabilidade de rotação do motor hidráulico para esta faixa de operação, característico em motores hidráulicos de engrenagens. Para valores de pressão de 40 e 30 bar ajustados na unidade hidráulica o modelo matemático apresenta boa correlação para apenas alguns pontos do gráfico, demonstrando uma correspondência parcial em relação aos valores obtidos experimentalmente.

6.3. Hipóteses para a Parcial Correspondência do Modelo Matemático Proposto

Dentre as hipóteses que poderiam justificar a parcial validação do modelo matemático proposto, deve-se considerar as características do carretel em estudo, bem como suas ligações internas entre os pórticos de pressão e tanque, cujo fechamento ocorre de maneira progressiva ao longo de um significativo deslocamento do carretel de controle. Esta comunicação faz com que haja um balanço de pressão entre a perda de carga da vazão de óleo que retorna ao tanque e à que efetivamente é direcionada à tomada de trabalho da válvula. Tal característica não foi encontrada nas bibliografias dedicadas à válvulas direcionais com controle proporcional.

Outra hipótese é a faixa de vazão disponível na unidade hidráulica do laboratório (em torno de 4 litros por minuto), sendo esta significativamente distante da vazão nominal da válvula em análise (60 litros por minuto). Referente ao motor hidráulico, este também opera em parte dos experimentos fora de sua rotação nominal, estipulada pelo fabricante entre 250 e 3000 rotações por minuto. Deve-se contar também com a folga entre o carretel e o corpo da válvula, cuja magnitude não se tem conhecimento, podendo gerar níveis de vazamento internos não compatíveis às válvulas com controle proporcional.

Deve-se considerar a impossibilidade de obtenção do coeficiente de pressão K_p da válvula pelo método proposto, já que o êmbolo em estudo não permite que a pressão de suprimento conecte-se simultaneamente com as duas vias de trabalho da válvula. Tal impedimento impossibilita a realização do método experimental para obtenção do ganho K_p , onde faz-se o bloqueio das duas vias de trabalho, aplica-se uma pressão de suprimento

conhecida e desloca-se o carretel partindo-se de sua posição central para medir-se a diferença de pressão progressiva entre os pórticos de trabalho da válvula. Pode-se verificar tal tentativa insatisfatória de obtenção do ganho K_p no Apêndice II. A inclinação da curva que origina o ganho de pressão possui forte dependência com os vazamentos internos da válvula, onde quanto maior o vazamento, menor o ganho de pressão, podendo resultar em baixo desempenho do sistema [Merritt, 1967].

Erros e incertezas de medição atreladas ao mecanismo de controle construído e às medições de pressão, rotação e deslocamento do carretel também devem ser considerados, conforme abordado no Apêndice III deste trabalho para o cálculo da vazão nos orifícios da válvula.

7. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

No presente trabalho construiu-se um mecanismo de controle para uma válvula direcional hidráulica originalmente acionada por alavanca, o que possibilitou o teste do modelo matemático proposto que emprega a equação da vazão em orifícios para válvulas direcionais proporcionais.

Os resultados do modelo matemático proposto não possuíram total correspondência em relação aos valores obtidos em laboratório, já que este não contempla algumas particularidades da válvula explicadas no decorrer deste trabalho e descobertas ao longo do desenvolvimento dos experimentos.

Trabalhos futuros devem realizar um estudo ainda mais aprofundado sobre o funcionamento da válvula direcional abordada neste trabalho, para avaliar a possibilidade de bloquear internamente a ligação entre os pórticos de pressão e tanque, impedindo que ocorra o balanço de pressão entre as tomadas P, T, e A ou B, explicado ao longo do capítulo 5.2. Recomenda-se também a instalação de um medidor de vazão na linha de trabalho da válvula para um melhor controle do fluxo de óleo. Como sugestão, pode-se desenvolver um sistema de controle automatizado em malha aberta ou fechada para a válvula, já que o mecanismo de controle construído já conta com uma espera para acoplar-se um motor de passo.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BoschRexroth, “**Coletânea de Formulas Hidráulicas**”, Manual Técnico, 11p, 2003.
- Carmo, P. F.; “**Proposta de modelo para descrição da vazão em válvulas direcionais proporcionais, com efeito de vazamento**”, Dissertação de mestrado – UFSC, 134p., 2003.
- Cundiff, J.; “**Fluid Power Circuits and Controls**”, CRC Press LLC, 1ª edição, 2002.
- Linsingen, I.V.; “**Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**”, UFSC, 3ª edição, 2008.
- Menuzzi, O.; “**Modelagem Matemática da não Linearidade de Folga em uma Transmissão Mecânica Tipo Fuso**”, Dissertação de mestrado – UNIJUÍ, 2011.
- Merritt, H.E.; “**Hydraulic Control System**”, John Wiley & Sons Inc., Vol. 1, 1967.
- Moreira, I.; “**Sistemas Hidráulicos Industriais**”, SENAI-SP, 2ª edição, 2012.
- Perondi, E.A.; Notas de Aula: “**Introdução ao Controle de Sistemas Mecânicos**”, 3ª edição, 2010.
- Valmova, “**Directional Control Valves Technical Information**”, <http://www.valmova.com>. Acessado em 27/09/2013.
- Watton, J.; “**Fundamentos de Controle em Sistemas Fluidomecânico**”, LTC, 1ª edição, 2012.

A. APÊNDICE I

Referente os resultados obtidos com o modelo matemático que leva em conta os ganhos K_c e K_q calculados para cada ponto medido experimentalmente, consta na Figura A.1. os gráficos que comparam tais resultados com os valores obtidos em laboratório, para todas as pressões utilizadas na realização do experimento.

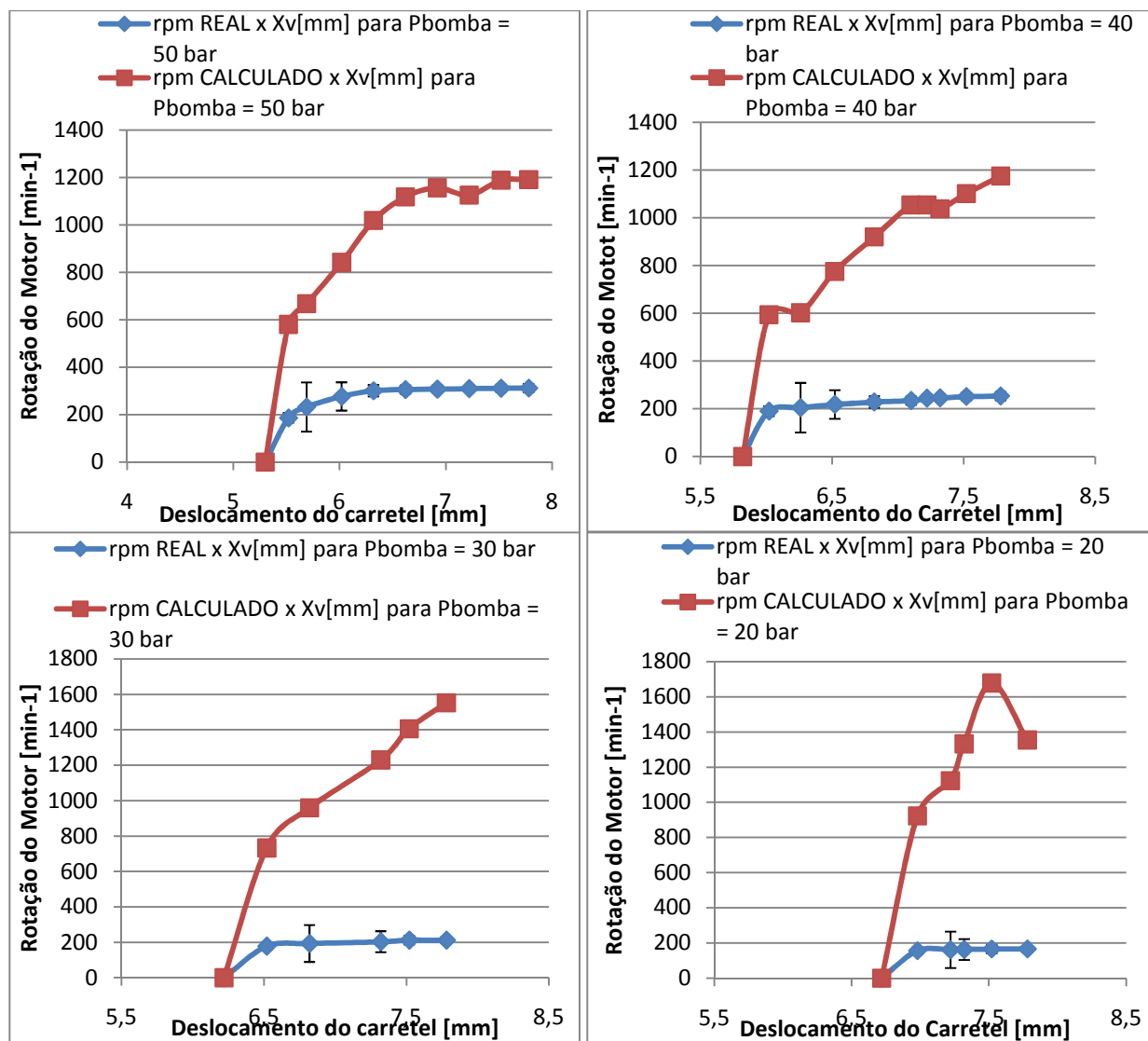


Figura A.1.- Resultados do modelo matemático proposto para as diferentes pressões de análise, levando em conta os ganhos K_c e K_q calculados ponto a ponto.

Pode-se observar que a modelagem matemática que considera o cálculo dos ganhos para cada ponto obtido experimentalmente possui um desvio consideravelmente maior em relação ao modelo que leva em conta o cálculo dos ganhos K_c e K_q utilizando-se a inclinação da reta tendência do gráfico de obtenção dos respectivos coeficientes, válido para todas as faixas de pressão testadas.

B. APÊNDICE II

Pode-se verificar a dificuldade de correlação entre os dados obtidos experimentalmente para a obtenção do coeficiente de pressão K_p através da Figura B.1.; que demonstra uma instabilidade das pressões nas tomadas de trabalho da válvula quando efetuado o procedimento para a obtenção do ganho K_p conforme explicado no capítulo 6.3.

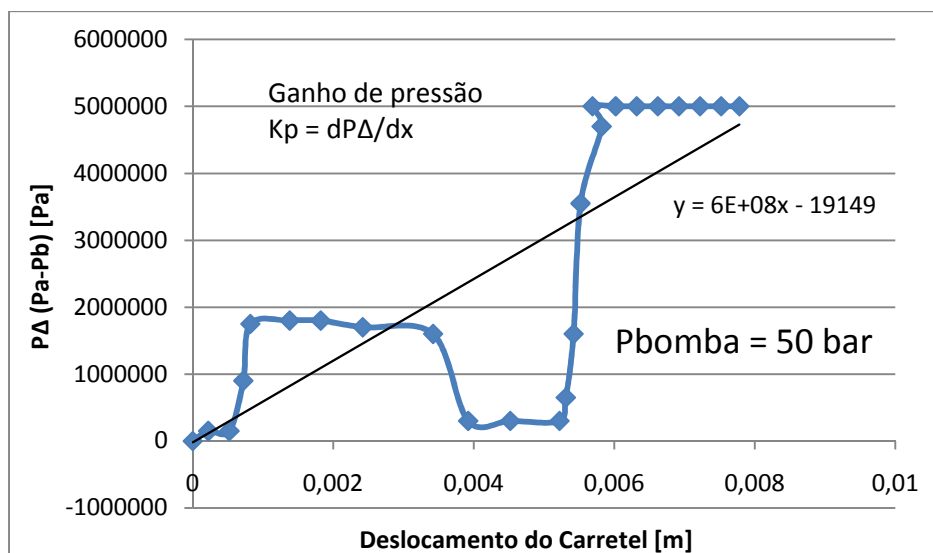


Figura B.1.- Resultado da tentativa experimental para obtenção do ganho K_p

Para fins de comparação com os resultados experimentais obtidos com a válvula estudada neste trabalho, abaixo encontra-se uma curva característica de uma válvula proporcional comercial da BoschRexroth de 4/3 vias, que apresenta o comportamento esperado para a determinação do ganho de pressão K_p

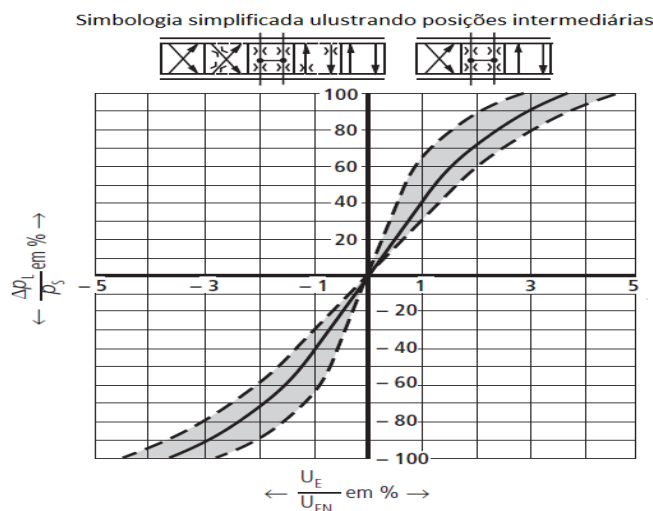


Figura B.2. – Curva característica do ganho de pressão de uma válvula proporcional comercial da BoschRexroth (adaptado de BoschRexroth, 2003).

Analisando-se a Figura B.2., percebe-se uma maior correlação entre os dados da pressão diferencial entre as tomadas de trabalho da válvula e o sinal de comando do posicionamento do carretel, possibilitando-se traçar uma reta tendência da curva cuja inclinação descreverá de forma mais precisa o valor do ganho de pressão K_p .

C. APÊNDICE III

Consta abaixo a Tabela C.1. correspondente aos valores obtidos de incertezas de medição para a média de cada valor de vazão calculado pelo modelo matemático proposto que diz respeito à Equação 5.12. Para tanto, aplicou-se o método de Kline & McClintock conforme Equação C.1., sendo f função de N variáveis independentes com uma incerteza de $\pm \Delta w_i$ para cada variável x_i .

$$\Delta w_f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x_1} \cdot \Delta w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} \cdot \Delta w_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_N} \cdot \Delta w_N\right)^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \cdot \Delta w_i\right)^2} \quad (C. 1)$$

Tabela C.1.- Valores das incertezas dos resultados obtidos no cálculo da vazão.

Pbomba [Pa]	Xv [m]	Ps-PΔ [Pa]	incerteza composta para o cálculo da vazão Δ [m3/s]	incerteza convertida em rpm
5000000	0,0053	3066666,667	#DIV/0!	
5000000	0,00552	2766666,667	3,79237E-06	28,44280802
5000000	0,00569	2733333,333	2,11405E-06	15,85539615
5000000	0,00602	2700000	1,5896E-06	11,92201637
5000000	0,00632	2533333,333	1,45063E-06	10,8797465
5000000	0,00662	2466666,667	1,41028E-06	10,57711451
5000000	0,00692	2333333,333	1,34841E-06	10,11307763
5000000	0,00722	2366666,667	1,27462E-06	9,559643208
5000000	0,00752	2300000	1,31936E-06	9,895194128
5000000	0,00778	2300000	1,30279E-06	9,7709063
4000000	0,00582	2133333,333	#DIV/0!	#DIV/0!
4000000	0,00602	2166666,667	4,03546E-06	30,26592476
4000000	0,00626	2300000	1,95348E-06	14,65106396
4000000	0,00652	2166666,667	1,6566E-06	12,42446466
4000000	0,00682	1933333,333	1,51122E-06	11,33413432
4000000	0,0071	1833333,333	1,56825E-06	11,76190444
4000000	0,00722	1833333,333	1,53557E-06	11,5167839
4000000	0,00732	1800000	1,47637E-06	11,07275497
4000000	0,00752	1800000	1,53355E-06	11,5016606
4000000	0,00778	1766666,667	1,59171E-06	11,93782505
			#DIV/0!	
3000000	0,00622	1666666,667	#DIV/0!	#DIV/0!
3000000	0,00652	1333333,333	2,57666E-06	19,324967
3000000	0,00682	1200000	2,04761E-06	15,35708591
3000000	0,00732	1066666,667	2,02915E-06	15,2186146
3000000	0,00752	1033333,333	2,2516E-06	16,88700568
3000000	0,00778	1000000	2,42839E-06	18,21290259
			#DIV/0!	
2000000	0,00672	833333,3333	#DIV/0!	#DIV/0!
2000000	0,00698	766666,6667	3,35584E-06	25,16879174
2000000	0,00722	716666,6667	2,99142E-06	22,43567796
2000000	0,00732	700000	3,38049E-06	25,35369309
2000000	0,00752	666666,6667	4,11445E-06	30,85838804
2000000	0,00778	700000	3,22015E-06	24,15109564