

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

MODELAGEM MATEMÁTICA E ANÁLISE EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA HIDRÁULICO  
COM CONTROLE REALIMENTADO

por

Ivan Antonello Milanesi

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, junho de 2015.



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

MODELAGEM MATEMÁTICA E ANÁLISE EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA HIDRÁULICO  
COM CONTROLE REALIMENTADO

por

Ivan Antonello Milanesi

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. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Fabiano Disconzi Wildner

Comissão de Avaliação:

Prof. Mario Roland Sobczyk Sobrinho

Prof. Eduardo André Perondi

Prof. Rafael Antônio Comparsi Laranja

Porto Alegre, 12, junho 2015

## AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, minha irmã e minha namorada por toda a força e motivação que recebi.

Agradeço a toda minha família e amigos, os quais me apoiaram durante esta jornada.

Agradeço a Deus por tudo que já fez e estará fazendo por mim.

MILANESI, I.A.; Modelagem Matemática e Análise Experimental de um Sistema Hidráulico com Controle Realimentado. 2015.19p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

## RESUMO

Sistemas hidráulicos que exigem precisão em suas aplicações fazem o uso de servoválvulas ou válvulas proporcionais. Como estas apresentam um elevado preço de mercado, este trabalho tem como objetivo desenvolver um sistema de controle realimentado de posição de um atuador hidráulico, tendo como ponto de partida uma válvula de baixo custo comandada por um fusô. Tanto na válvula como no atuador foram acoplados sensores de posicionamento para determinação da vazão. Este sistema é gerenciado por uma plataforma de *hardware* e software Arduino através de um algoritmo de programação. A calibração foi feita por meio de testes de funcionalidade, o que permitiu controlar a válvula bem como realizar o posicionamento preciso do atuador, de modo que a posição pré-determinada fosse alcançada com diminuição progressiva do desvio. Com o desenvolvimento de um modelo matemático para cálculo do coeficiente de vazão-pressão e ganho de vazão foram determinadas as vazões experimentais, o que permitiu a comparação dos resultados teóricos com experimentais, os quais apresentaram significativa correspondência.

**PALAVRAS-CHAVE:** Sistema hidráulico, Controle de posição, Modelagem matemática e Resultados experimentais.

MILANESI, I.A.; Mathematical Modeling and Experimental Analysis of a Hydraulic System Provided Feedback. 2015. 19p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

## **ABSTRACT**

Hydraulic systems that require precision in any activity use of servo-valve, or proportional valve. As these valves have a high market price, the aim of this work was to develop a feedback position control system of a hydraulic cylinder, starting with a low cost valve driven by a screw. Positioning sensors were attached in the valve and in the hydraulic cylinder, to determine the flow rate. This system was managed by a Arduino hardware and software platform by a programming code. The calibration of the system was realized by functionality tests, allowing to control the valve as well as to perform the positioning of the accurate hydraulic cylinder, so that the pre-determined position was achieved with progressive deviation decrease. By developing a mathematical model to calculate the pressure-flow coefficient and flow coefficient, the experimental flow rates were determinate. These determinations allowing comparing the theoretical and experimental results, which showed significant correlation.

**KEYWORDS:** Hydraulic systems, Position control, Mathematical modeling and Experimental results.

## ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVOS .....	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
3.1. Unidade de Potência Hidráulica .....	2
3.2. Válvulas de Controle Contínuo Direcional .....	2
3.4. Sistemas de Controle .....	3
3.5. Controladores (Arduino) .....	4
3.6. Sensores de Posição .....	4
4. METODOLOGIA.....	4
4.1. Controle e Monitoramento da Válvula e Atuador .....	4
4.2. Programação do Controle Realimentado de Posicionamento .....	6
5. MODELAGEM MATEMÁTICA .....	7
5.1. Equação da Vazão da Válvula.....	8
5.1.1. Cálculo dos Ganhos $K_c$ e $K_q$ .....	10
5.2. Modelagem do Atuador Assimétrico .....	10
5.3. Modelagem do sistema de fuso .....	11
5.4. Função de transferência .....	11
6. RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	12
6.1. Resultados do Controle de Posição .....	12
6.2. Resultados Experimentais e Teóricos das Vazões.....	12
6.3. Análise de Erros .....	14
7. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS .....	14
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	15
A. APÊNDICE I.....	16
B. APÊNDICE II.....	17
C. APÊNDICE III.....	18
D. APÊNDICE IV .....	19

## 1. INTRODUÇÃO

Sistemas hidráulicos são utilizados em máquinas-ferramentas, sistemas de controle de aeronaves e outras operações similares. Esta ampla aplicabilidade se deve à alta força, precisão, reversão de movimento com suavidade e partida rápida que o sistema hidráulico proporciona aos atuadores hidráulicos [Ogata, 2010]. Na aplicação do controle de posição se faz uso de válvulas de controle direcional onde a complexidade e o modo construtivo depende de sua aplicação. Por isso, conhecer as características de uma válvula é essencial para garantir que não ocorram problemas tanto no desempenho da válvula quanto no do sistema [Merritt, 1967]. Para operações que exigem precisão no movimento a interface entre o equipamento elétrico e o atuador hidráulico é feita pela servoválvula, ou válvula proporcional. Estes dispositivos são utilizados para obtenção de respostas rápidas e precisas [De Negri, 1997]. Como estas válvulas são de alto custo devido ao seu sistema de controle e também por apresentarem alta precisão construtiva e operacional, este trabalho se propõe a desenvolver e aplicar o controle de posição de um atuador através de uma válvula direcional modificada para realizar o controle proporcional.

Pode-se assumir que o carretel de controle da válvula (e outros tipos de obturador) pode assumir infinitas posições entre o fechamento e a abertura total, ou ainda, se deslocar com velocidade variável, controlada por funções preestabelecidas. Em resumo, as válvulas de controle contínuo são caracterizadas pela ação proporcional de seus elementos internos a um sinal de entrada, produzindo uma resposta como de saída que é proporcional ao sinal de entrada [Linsingen, 2001]. Com o auxílio de *hardware* e *software* Arduino, caracterizado pelo seu baixo custo de compra, pode-se monitorar o carretel de uma válvula e um atuador, e produzir um sinal de resposta que comanda um motor de passo que está ligado no carretel da válvula que comanda o atuador.

Com a utilização deste sistema de controle realizou-se programação e construção de um sistema de controle em malha fechada e a sua modelagem matemática, tendo como ponto de partida uma válvula proporcional hidráulica acionada por um fuso acoplado ao carretel, a qual foi projetada e construída por Portella, 2013, onde este autor já iniciou um estudo de suas características, e tornou possível que este trabalho fosse realizado.

## 2. OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo o desenvolvimento e a implementação de um controle realimentado de posição de um atuador hidráulico, utilizando uma válvula de controle direcional e um sistema de controle, que aplica e monitora sinais. Através de testes deseja-se verificar a funcionalidade e as características do sistema a fim de possibilitar novos estudos e aprimoramentos.

Através da modelagem matemática e com a análise das curvas de vazão versus deslocamento do carretel, as quais foram obtidas experimentalmente e utilizando um modelo matemático desenvolvido neste trabalho através dos valores teóricos de ganho de vazão e dos coeficientes vazão-pressão, torna-se possível a análise e comparação dos resultados obtidos com os de outros trabalhos já desenvolvidos com esta mesma válvula.

Considera-se a possibilidade de fazer o seu uso futuro em equipamentos hidráulicos, os quais utilizam apenas válvulas de controle direcional, que muitas vezes exigem precisão e cuidado especial do operador do sistema, por exemplo, escavadeiras ou caminhões muque. Sua aplicação pode também vir a viabilizar a utilização de sistemas de controle direcional continuamente variável em máquinas ferramentas para aumentar sua precisão sem elevar significativamente seu preço de venda.

## 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo De Negri et alli, 1997, mecanismos de controle de posição hidráulicos podem ter seus princípios de funcionamento através do acompanhamento mecânico-hidráulico ou

eletro-hidráulico, sendo estes comandados por sinais de baixo consumo de energia que controlam com precisão os movimentos de atuadores hidráulicos. Esses dispositivos possuem grande versatilidade devido à sua variedade de configurações e, principalmente, devido à variedade de algoritmos utilizados para processamento de sinais.

### 3.1. Unidade de Potência Hidráulica

Sistemas hidráulicos podem variar tanto na complexidade do circuito quanto na lógica operacional. Alguns requisitos básicos que fazem parte desta lógica, são: fonte de energia hidráulica, distribuição da energia (mangueiras ou tubos de aço), método de controle do sistema fluido mecânico (válvulas de controle de pressão e escoamento) e a forma da realização do trabalho (atuadores hidráulicos) [Watton, 2012].

Máquinas de potência fluídica dividem-se em dois tipos: as de deslocamento positivo e as centrífugas [Henn, 2006]. Neste trabalho fez-se o uso de uma bomba de deslocamento positivo (bomba de engrenagens) para o abastecimento do sistema hidráulico, a qual faz a troca de energia do fluido através do confinamento em câmaras formadas pela carcaça da máquina e um elemento de movimento alternativo ou rotativo. Durante seu funcionamento, a variação de energia estática é feita pela mudança de volume destas câmaras. Este tipo de bomba tem predomínio quase que exclusivo em aplicações de hidráulica [Henn, 2006].

Alguns componentes básicos tem como objetivo manter o funcionamento do sistema como um todo, dentre eles estão: as válvulas de alívio, que estão presentes nas linhas de pressão, e garantem que picos de pressão não causaram danos no sistema hidráulico; o reservatório, que irá manter o suprimento de fluido garantindo que ar não entre no sistema; o filtro deve ser usado para retirar partículas de materiais não pertencentes ao fluido hidráulico e garantir a integridade dos componentes contra o atrito [Merritt, 1967].

Os atuadores constituem a parte do sistema hidráulico onde toda a atividade visível ocorre. Estes se dividem basicamente em dois tipos: rotativo e linear. Os atuadores lineares podem ser classificados dependendo das características construtivas. Os modelos mais comuns são: de simples ação, de dupla ação, de haste dupla e telescópica. Os atuadores hidráulicos lineares transformam energia hidráulica em energia mecânica, através da pressão aplicada no embolo do cilindro hidráulico. Assim, uma dada força proporcional à diferença de pressão é obtida na haste do atuador [Parker, <http://www.parkerstoretaubate.com.br>].

### 3.2. Válvulas de Controle Contínuo Direcional

Na década de 1940, durante a II Guerra Mundial, surgiram as servoválvulas, devido a exigências por novas tecnologias. Durante a década de 1950 esta tecnologia foi implantada na área espacial e, progressivamente, foi transferida para a automação e controle industrial como máquinas ferramentas, máquinas injetoras, sopradoras, entre outras [De Negri 2001].

As servoválvulas que estão hoje no mercado dividem-se em dois ou um estágio, onde esta é acionada por um motor de torque conectado diretamente no carretel da válvula. Este tipo de válvula tem certa limitação na capacidade de escoamento, que pode levar a problemas de instabilidade da válvula em algumas aplicações. Já, as de duplo estágio tem o torque do motor amplificado por força hidráulica, podendo superar forças provindas do escoamento, atrito, forças devido a acelerações e vibrações [Merritt, 1967]. Ambas são acionadas por dispositivos eletromecânicos chamados “motor torque” ou motor linear, dependendo se o movimento do motor é rotativo ou linear. Ambos são constituídos de um ímã permanente que produz um campo magnético sobre uma armadura envolta de duas bobinas. Assim, ao circular corrente nas bobinas, a armadura é polarizada e cada extremidade é atraída por um polo e repelida por outro [De Negri, 2001]

Outra variação de válvulas de controle contínuo direcional são as válvulas proporcionais, que surgiram na década de 1970 para atender dois campos distintos de aplicação: hidráulica móbil e industrial. Estas válvulas surgiram frente a necessidades de conseguir as mesmas características funcionais das servoválvulas, porém com custos mais



baixos e adequação dos componentes frente à contaminação do equipamento, entre outras razões [De Negri, 2001]. A diferenciação entre válvulas proporcionais e servoválvulas é feita pelo tipo de acionamento do carretel da válvula, onde nas proporcionais este acionamento é feito por solenóides. Outra diferenciação são as características construtivas. As válvulas proporcionais também podem ser de um ou dois estágios [Linsingen, 2001]. Segundo De Negri, 2001, as válvulas proporcionais chegaram a tal ponto de sofisticação, através dos solenóides proporcionais, incorporação de sistema de realimentação da posição do carretel, uso de LVDT e utilização de circuitos eletrônicos dedicados, que não se pode afirmar que uma válvula proporcional não possa substituir uma servoválvula em alguma aplicação que necessite precisão no deslocamento de um atuador [De Negri, 2001].

O tipo mais comum de servoválvulas ou válvula direcional proporcional para transmitir potência a um atuador são as de carretel deslizante (*spool*), sendo este tipo de acionamento classificado pelo número de ressaltos de bloqueios do carretel deslizante e pela quantidade de vias de passagem do fluxo. Quando existe o controle nas duas direções, as válvulas direcionais são sempre de 3 ou 4 vias. Válvulas direcionais também são classificadas pela largura do ressalto de bloqueio em relação à de passagem, os três tipos são: centro aberto, centro crítico e centro fechado [Merritt, 1967]. A Figura 3.1 mostra relação da vazão em uma válvula direcional com o deslocamento do carretel. Para este trabalho fez-se o uso de uma válvula direcional de carretel deslizante, a qual possui quatro vias e três posições. Na posição intermediária a válvula liga o pórtico de pressão ao reservatório e suas vias de trabalho ficam fechadas. Este tipo de válvula evita que ela fique constantemente sob pressão na posição intermediária e é classificada como *tandem*. O carretel da válvula possui um ressalto de bloqueio maior que a abertura de passagem de fluido no corpo da válvula, o que lhe classifica como centro fechado.

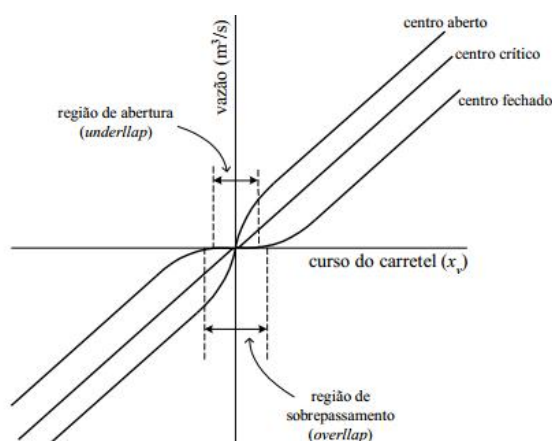


Figura 3.1 Curvas típicas dos ganhos de vazão para diferentes centros (Perondi, 2010).

### 3.4. Sistemas de Controle

O sistema denominado “controle em malha fechada” faz uso do controle com realimentação de sinal para reduzir o desvio (diferença entre referência e saída controlada) através da verificação do sinal de realimentação. Já sistemas de malha aberta são aqueles em que a saída não exerce nenhuma função de controle no sistema. Assim, o sinal de saída não precisa ser realimentado, pois o controle não necessita verificá-lo. Uma vantagem dos sistemas em malha fechada é a sua resposta a distúrbios externos e a variações internas nos parâmetros do sistema. Deste modo, torna-se possível utilizar componentes relativamente baratos para obter o controle preciso de determinado sistema, ao passo que isto não é possível nos sistemas de malha aberta [Ogata, 2011].

Sistemas em malha fechada utilizam controladores para determinar o erro e produzir um sinal de controle, que deverá reduzir o desvio para valores quase nulos [Perondi, 2010].

Segundo Ogata, 2010, o controlador mais usado na prática é o PID, o qual utiliza integral e a derivada do desvio, além de uma constante de proporcionalidade do sinal de desvio.

### 3.5. Controladores (Arduino)

Arduino é uma plataforma de desenvolvimento que utiliza um microcontrolador, onde se programa um código de controle. O sistema de programação do Arduino é aberto e qualquer profissional pode utiliza-lo com distintos propósitos, fazendo o uso de uma programação específica que é similar à programação em “C”. O Arduino é chamado de plataforma de computação física ou embarcada, portanto, é um sistema que pode interagir com o seu ambiente por meio de *hardware* e *software* [McRoberts, 2011]. Ele apresenta uma grande versatilidade para realizar controles ou processar dados e, por isso, se torna adequado para uso neste trabalho.

A biblioteca de programação do Arduino apresenta diversos códigos prontos para controle de motores. Desta se fez o uso para controle de um motor de passo. McRoberts, 2011, afirma que o Arduino é uma placa frágil e pode ser danificada quando conectadas a fontes de tensão elevadas. Assim para controle de motores CC ou motores de passo, deve-se ligar estes a uma fonte de tensão externa.

### 3.6. Sensores de Posição

Segundo De Negri et alli, 1997, existem diversos tipos de sensores de posição, sendo que cada um deles utiliza um princípio construtivo diferente, que pode ser: indutivo (conhecido como LVDT – *Linear Variable Differential Transformer*), capacitivo, magnético, óptico, resistivo, entre outros. Através de um divisor de tensão (potenciômetro) é possível implementar um sensor de posição na haste de um atuador. A Figura 3.2 mostra de forma esquemática esta implementação. Assim, no momento em que a haste do atuador se deslocar, existirá uma diferença de tensão ( $V_f$ ). Esta variação é monitorada e permite determinar o deslocamento ou a posição do atuador através da diferença de potencial entre uma extremidade do potenciômetro (polo positivo ou terra) e a que varia sobre o curso do potenciômetro.

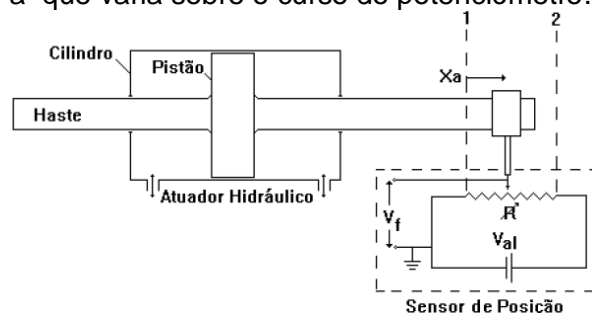


Figura 3.2. - Representação da utilização de um Potenciômetro aplicado como sensor de posição em um atuador de dupla ação de haste passante (De Negri et ali, 1997).

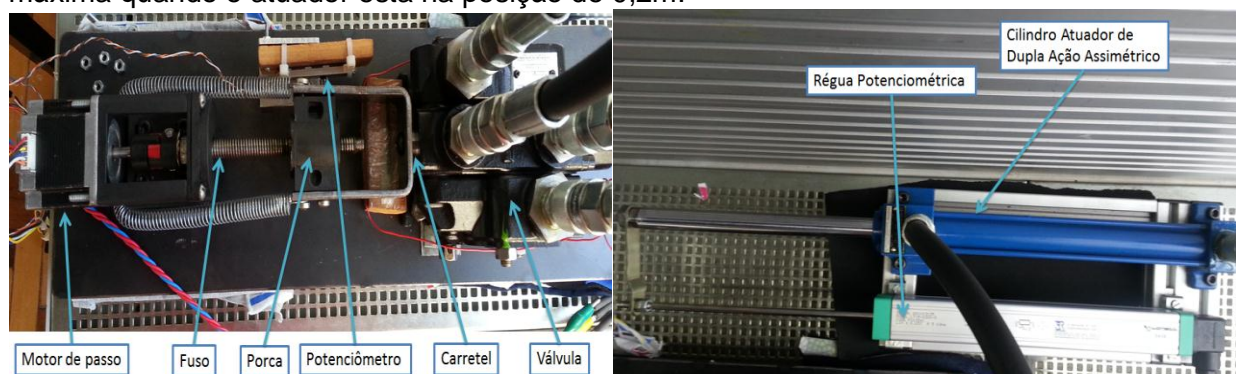
## 4. METODOLOGIA

Nesta sessão é apresentado o modo de acionamento da válvula, o qual é feito através de um motor de passo. Também é mostrado o modo de aquisição de dados de posição para realizar o controle de posição de um atuador hidráulico.

### 4.1. Controle e Monitoramento da Válvula e Atuador

O mecanismo de acionamento da válvula foi projetado e fabricado por Portella, 2013, o qual iniciou o trabalho de desenvolvimento e fabricação do sistema de comando de uma válvula, modelo Comando Mobil CH60 Valmova, comandada a partir de um fuso e porca com passo de 0,002m. Para realizar o acionamento do fuso, acoplou-se um motor de passo, Nema

23 com torque de 10 N.m e tensão de 12 V, que, ao girar transforma o deslocamento rotativo em deslocamento linear no carretel. Este mecanismo é apresentado na Figura 4.1. a). Na Figura 4.1. b), é apresentado o atuador hidráulico de dupla ação assimétrico, que tem áreas de 0,000491 e 0,000353 m<sup>2</sup> com curso máximo de 0,2 m. Nele está acoplada uma régua potenciométrica, marca Gerfran modelo LT69 com curso máximo de 0,2m e 5 k $\Omega$  de resistência máxima quando o atuador esta na posição de 0,2m.



a) Sistema de acionamento da válvula      b) Cilindro atuador e régua potenciométrica  
 Figura 4.1. – Sistema com válvula e cilindro atuador.

Na implementação do sistema de acionamento da válvula e monitoramento, tanto do carretel como do atuador, utilizou-se um Arduino UNO, apresentado na Figura 4.2., que mostra um desenho esquemático dos componentes elétricos do sistema de acionamento do motor de passo e leitura de um potenciômetro. Para o acionamento do motor de passo, utilizaram-se transistores do modelo TIP 31 C, pois este modelo apresenta o ganho de corrente suficiente para acionamento do motor, garantindo que a corrente do sinal que sai do Arduino para a base do transistor, seja suficiente para garantir a corrente que vai do coletor para o emissor que aciona o motor, o qual está ligado a uma fonte de tensão externa através dos transistores, pois picos de corrente podem danificar o Arduino quando o motor estiver sendo acionado. Outra vantagem deste modelo de transistor é sua frequência de acionamento de 3MHz, a qual garante que os pulsos de acionamento do motor respondam a sequência de acionamento correta, já que o acionamento do motor de passo é feito com pulsos que chegam a frequência de 20kHz .

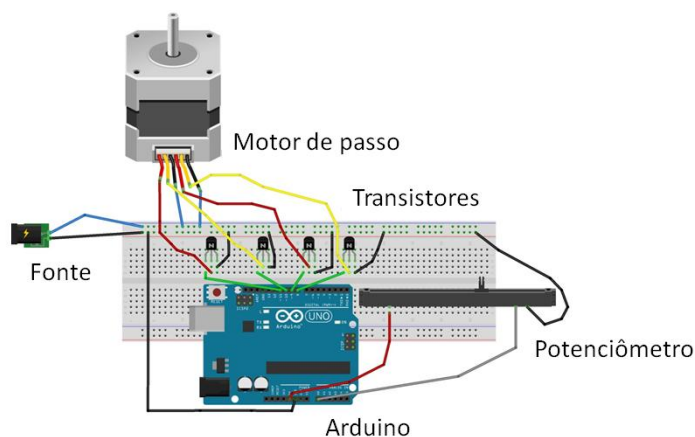


Figura 4.2. – Montagem em bancada do sistema de do motor de passo e leitura do potenciômetro.

No controle do motor de passo utilizou-se uma biblioteca de programação específica chamada “*smotor*”, a qual controla o motor através de pulsos sequenciados nas saídas digitais do Arduino. Após montado o sistema elétrico e o sistema de controle, realizou-se testes com uma pressão de 20 bar, visando a obtenção de vazões controladas para facilitar o comando do atuador. O primeiro teste realizado foi o de velocidade máxima de rotação do motor sem estar acoplado à válvula. Para este primeiro teste, programou-se o controle para girar o motor na

rotação mínima permitida pela biblioteca, que é de 1 rpm e assim iniciar uma sequência crescente de velocidades até atingir a máxima. O motor apresentou um limite máximo de 100 rpm, acima dessa velocidade o motor apresentou falhas no sincronismo dos passos, pois os pulsos que acionam o motor não seguiram a ordem sequencial que realiza o giro no motor. É fundamental que essa sequência seja seguida corretamente para o motor funcionar. O segundo teste foi a determinação de um valor seguro para o motor girar sem falhas, quando acoplado a válvula. Para isso, realizou-se um decremento da velocidade máxima e chegou-se à velocidade de 95 rpm. Nesta velocidade, o motor não apresentou falha, tendo em vista que esta velocidade poderia ser alterada caso o motor viesse apresentar alguma futura falha.

Para adquirir as informações do posicionamento do carretel, instalou-se um potenciômetro linear, de resistência máxima de 12 k $\Omega$ , na base da válvula. O cursor do potenciômetro foi acoplado à porca do fuso, possibilitando que o deslocamento linear do carretel variasse a resistência do potenciômetro. Desta forma a posição do carretel foi monitorada através de uma entrada analógica de sinal. Para determinar os valores de máximo e mínimo da *Zona Morta* se comandou a válvula até que o atuador começasse a avançar, realizando-se o mesmo procedimento para o recuo do atuador.

#### 4.2. Programação do Controle Realimentado de Posicionamento

A programação para controle de posição do atuador foi realizada através da implementação da biblioteca chamada "PID v1.0.1" [Arduino], a qual é utilizada para controle de ganhos proporcionais, integrais ou derivativos. Como o trabalho visa ao teste de funcionalidade do sistema, utilizou-se apenas variações no ganho proporcional. Esta biblioteca fornece um sinal de controle através de uma saída digital, que varia de 0 a 5 volts, utilizando um *byte*, ou seja, divididos em 256 valores de tensão de aproximadamente 0,02 volts cada. Estes valores de tensão foram convertidos em velocidades de rotação. Assim se tomou o valor da saída PWM (valores que variam de 0 a 255 adimensionais) para realizar o controle de velocidade de rotação do motor. Para leitura da posição do atuador, instalou-se uma régua potenciométrica na extremidade do atuador (apresentada na Figura 4.2.b).). Assim, determinou-se um sinal de realimentação (desvio) da posição do atuador.

Para o comando da válvula de modo que o atuador avançasse e parasse na posição ou recuasse caso passasse da posição, dividiu-se o sinal de controle da abertura da válvula em dois. Desta forma, a válvula é comandada pelo motor para realizar o avanço do atuador e conforme o atuador avança para a posição escolhida o controle é calculado para o motor deslocar o carretel para a posição neutra. Durante o comando de abertura da válvula, verificou-se que a velocidade de giro do motor era elevada, pois a válvula não era fechada a tempo para que o atuador parasse na posição, devido à elevada vazão e ao motor possuir velocidade máxima limitada. Assim iniciou-se uma série de testes com a pressão de 20 bar para encontrar um valor aceitável de velocidade máxima do motor para abertura da válvula. Depois de testadas velocidades para o motor, partindo de 1 rpm, limitou-se a velocidade de abertura em no máximo 9 rpm, podendo o motor assumir velocidades menores. Para o fechamento da válvula, manteve-se como limite máximo 95 rpm, de forma a poder assumir valores menores dependendo do desvio do sinal de controle.

Determinou-se a posição de 100mm do curso do atuador como objetivo de posicionamento, tendo o atuador um curso total de 200mm. Para leitura da posição do atuador, utilizou-se uma entrada de dados analógica do Arduino, a qual é computada constantemente para cálculo do desvio de posição. A leitura analógica do Arduino é feita através de 10 *bits*, (1024 unidades adimensionais), totalizando uma diferença de tensão de 5 V, ou seja, cada unidade de medida analógica equivale a aproximadamente 0,0049 V. Para chegar na posição escolhida o atuador deveria alcançar a medida analógica de aproximadamente 511 unidade adimensionais, aproximadamente 100mm. Definiu-se esta posição por ser o meio do curso do atuador e assim facilitar a análise dos resultados. A aquisição de dados foi feita com um intervalo de 0,3 segundos.

Durante os testes, percebeu-se a presença de ruído elétrico que provinham do inversor de frequência de acionamento da bomba e a vibração da bancada, devido o acionamento do motor de passo. Para sanar essa dificuldade, implementou-se um circuito de filtro passa-baixas, onde um capacitor de  $23\mu\text{F}$  foi acoplado em paralelo com os potenciômetros, fazendo com que os picos de ruído fossem cortados dos sinais, tanto da leitura do carretel como do atuador. No Apêndice I é apresentado um gráfico dos sinais adquiridos antes da instalação dos capacitores.

Determinou-se um intervalo para o posicionamento final do atuador manter a válvula fechada caso a posição estabelecida fosse alcançada. Este intervalo foi estabelecido em  $100 \pm 1\text{mm}$  (504 a 517 unidade adimensionais). Para valores de posição fora deste intervalo, o sistema não apresentou estabilidade no posicionamento final do atuador. A Figura 4.3 apresenta o algoritmo, o qual realiza o controle de posição do atuador. Quando se realiza a leitura do atuador para verificar seu posicionamento, se determina o comando da válvula, o qual consiste em três condições. A primeira condição é se o atuador estiver antes da posição de 99mm. Com isso o controle irá aplicar uma velocidade de rotação para o motor de passo que abrirá a válvula com uma velocidade de 9 a 1 rpm, equivalente à variação de sinal PWM entre 255 (medida adimensional) que é o sinal máximo até 230 que é o sinal mínimo para a abertura do comando de avanço. Quando o sinal PWM for menor que 229, inicia-se o comando de fechamento da válvula, com velocidade de 95 a 1 rpm. A segunda condição acontece quando o atuador estiver após 101mm. O sistema de controle ocorre da mesma maneira, porém, a aplicação do sinal com o ganho ocorre tendo como referência de posição inicial 200 mm do curso do atuador, ou seja, o controle simplesmente inverte a referência inicial para poder aplicar o ganho no sentido de recuo do atuador. A terceira condição é na posição  $100 \pm 1\text{mm}$ , o controle simplesmente tenderá a manter o carretel centrado dentro da Zona Morta da válvula, evitando que o atuador se desloque.

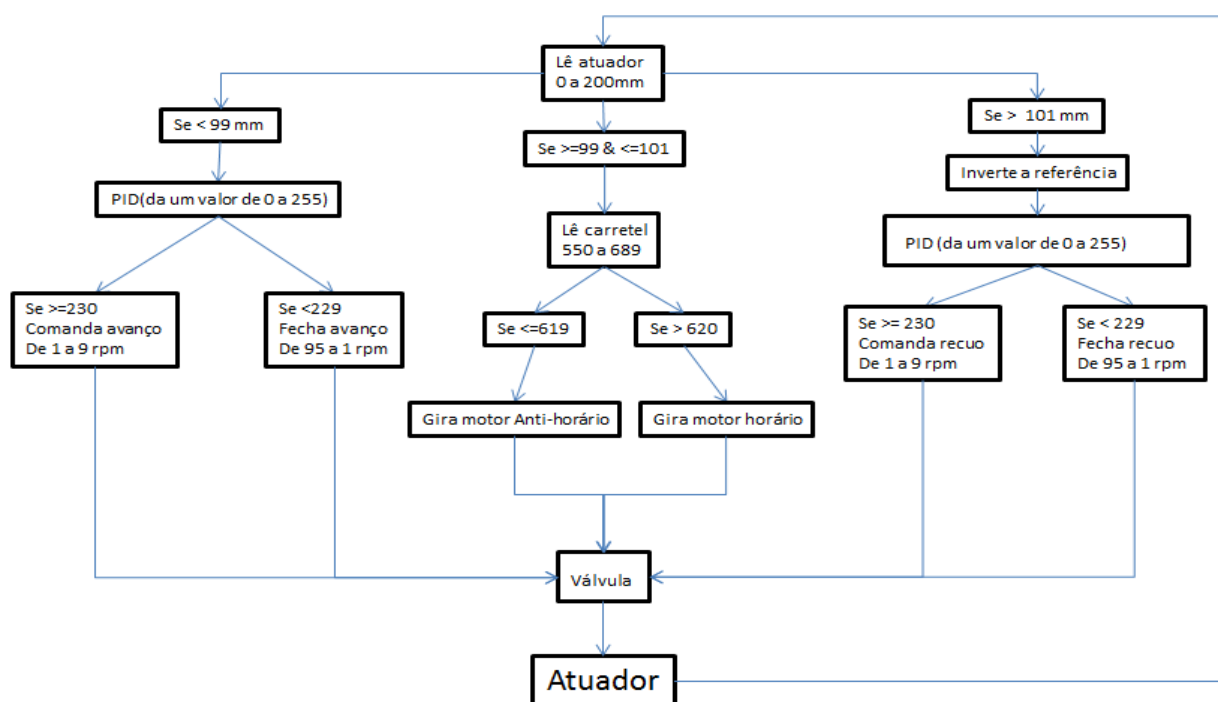


Figura 4.3. – Algoritmo do programa que realiza o comando da válvula.

## 5. MODELAGEM MATEMÁTICA

Neste trabalho, a modelagem matemática e a implementação do controle realimentado decorreram paralelamente. Porém para entendimento do modelo se torna apropriado apresentar a modelagem após a Seção 4.

### 5.1. Equação da Vazão da Válvula

A Figura 5.1 apresenta de modo ilustrativo as variáveis empregadas para análise de uma válvula direcional de 4 vias de centro fechado. Segundo Carmo, 2003, a zona de sobreposição do carretel é um dos fatores que determinam a Zona Morta da válvula, a qual traz a redução dos vazamentos internos (vazão que ocorre devido à diferença de pressão entre os orifícios e a folga radial). O mesmo autor considera que a vazão no orifício de passagem só irá acontecer quando a sobreposição deixar de existir, ou seja, quando o orifício de controle começar a abrir.

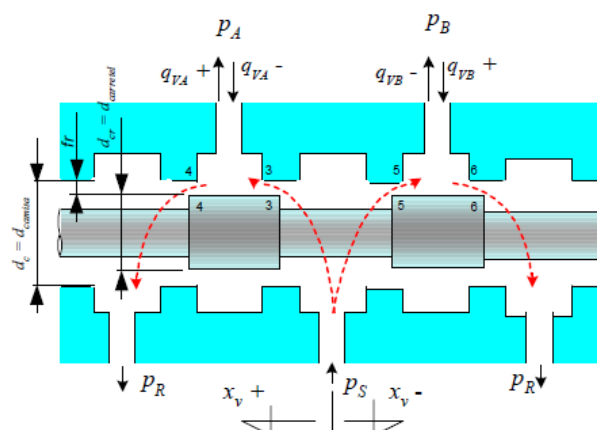


Figura 5.1 Válvula direcional de centro fechado (Carmo, 2003).

Segundo De Negri, 2001, com aplicação da equação de Bernoulli, a qual considera que a energia ao longo de um escoamento se conserva, com isso, a equação pode ser aplicada para determinar a vazão de controle através dos orifícios da válvula, considerando um fluido em regime permanente e um escoamento unidirecional e incompressível. Desprezando a diferença de altura e considerando que a área a jusante é muito maior que a área do orifício de controle, a velocidade de entrada a jusante do orifício pode ser desprezada. Tendo em vista que a área da *vena contracta* não é mensurável, se aplica o termo  $C_d$  (coeficiente de descarga de um orifício). Com estas simplificações aplicadas na equação de Bernoulli, a equação da vazão de controle em um orifício é expressa pela Equação 5.1.

$$q_v = C_d A_0 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (5.1)$$

onde o termo  $A_0$  representa a área de passagem do fluido, que é dada pela abertura do carretel. Esta área é expressa pela Equação 5.2. O termo  $C_d$ , que expressa o coeficiente de descarga de um orifício, é obtido experimentalmente. Já, o termo  $\Delta p$  representa a diferença de pressão entre os dois lados do orifício e o termo  $\rho$  é a densidade do fluido. Esta equação é um modelo não linear da vazão através de um orifício, que, segundo Carmo, 2003, é a mais utilizada para descrever a vazão através de uma válvula. O mesmo autor afirma que esta equação não considera as folgas radiais, e os cantos arredondados do carretel do pórtico da válvula, além de desprezar os vazamentos internos.

$$A_0 = x_v(t) l \quad (5.2)$$

A equação anterior representa variação da área de passagem do fluido quando aplicado um deslocamento  $x_v(t)$  no carretel, o termo  $l$  representa a largura efetiva de passagem da vazão, que segundo Perondi, 2010, na maioria dos casos das válvulas de carretel deslizante este termo é representado pela circunferência da câmara da válvula. Assim, substituindo a Equação 5.2 em 5.1 e isolando os termos  $C_d$ ,  $x_v$ ,  $l$  e  $\sqrt{\frac{2}{\rho}}$  se obtém a Equação 5.3 que define o coeficiente de descarga.

$$K_d \equiv C_d l \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (5.3)$$

Reescrevendo a Equação 5.1 em função de  $K_d$  obtém-se:



$$q_v = K_d x_v \sqrt{\Delta p} \quad (5.4)$$

Segundo Perondi, 2010, através do método das malhas aplicado no circuito elétrico equivalente ao hidráulico, o qual é apresentado pela Figura 5.2, formado por uma válvula, um atuador e uma fonte de suprimento e desprezando as perdas de carga no restante da tubulação, obtém-se a Equação 5.5, que corresponde ao comportamento dinâmico do sistema.

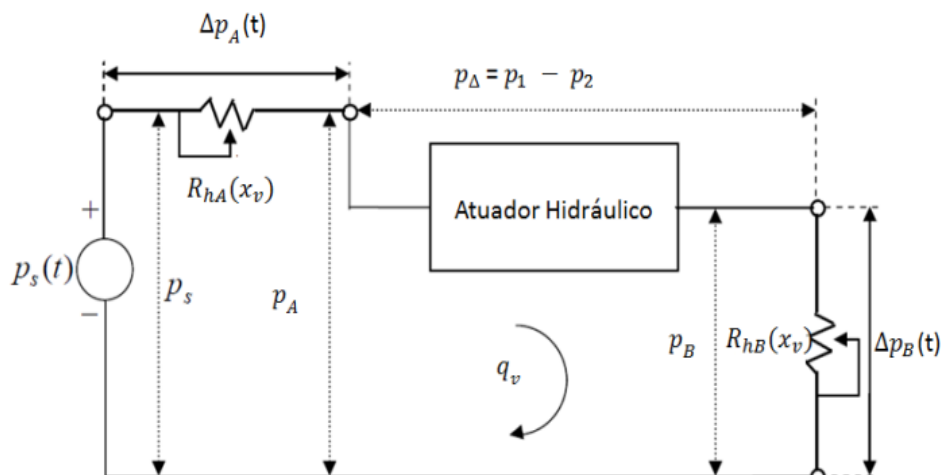


Figura 5.2. – Circuito elétrico equivalente ao sistema hidráulico (Adaptado de Perondi, 2010).

$$p_s = \Delta p_A + p_\Delta + \Delta p_B \quad (5.5)$$

onde o termo  $p_s$  é a pressão de suprimento do sistema hidráulico,  $\Delta p_A$  e  $\Delta p_B$  correspondem à diferença de pressão nos orifícios de passagem A e B da válvula, respectivamente, decorrentes das resistências hidráulicas  $R_{hA}$  e  $R_{hB}$  e o termo  $p_\Delta$  é a diferença de pressão nas câmaras de um atuador hidráulico.

Considerando uma válvula com comportamento simétrico, tem-se as perdas de carga em ambos os orifícios iguais. A equação 5.4 pode ser escrita da seguinte maneira:

$$q_v = K_d x_v \sqrt{\frac{p_s - |p_\Delta|}{2}} \quad (5.6)$$

Segundo De Negri, 2001, a Equação 5.6 permite a obtenção da vazão em função do deslocamento  $x_v$  do carretel e como não pode ser utilizada com as ferramentas de análise da teoria de controle linear, o autor sugere a linearização da equação. A Equação 5.7 apresenta a linearização da Equação 5.6 em torno do ponto central de operação.

$$q_v = K_q x_v - K_c p_\Delta \quad (5.7)$$

Com a equação linearizada obtêm-se os seguintes termos:

$$K_q = \frac{\partial q_v}{\partial x_v} = K_d \sqrt{\frac{p_s - |p_\Delta|}{2}} \quad (5.8)$$

$$K_c = -\frac{\partial q_v}{\partial p_\Delta} = K_d \frac{x_v}{\sqrt{\frac{p_s - |p_\Delta|}{2}}} \quad (5.9)$$

onde  $K_q$  que é chamado de ganho de vazão e  $K_c$  é o coeficiente de vazão-pressão. Carmo, 2003, afirma que o ganho de vazão é fornecido nos catálogos dos fabricantes de válvulas direcionais proporcionais através de um gráfico de vazão versus tensão ou deslocamento do carretel, onde este ganho é obtido pelo coeficiente angular. Já, o coeficiente de vazão-pressão representa o vazamento interno da válvula e é um número relativamente menor que o ganho de vazão, este é determinado através do vazamento que está associado à válvula e da pressão em que ocorre. O catálogo da válvula utilizada no trabalho não fornece os gráficos necessários para determinação dos ganhos, porém oferece um gráfico de vazão versus perda de carga entre os terminais do pórtico (P) e do tanque (T), o qual é mostrado na Figura 5.3, tornando possível a determinação experimental dos ganhos se esta perda de carga for aproximada para os terminais A e B.

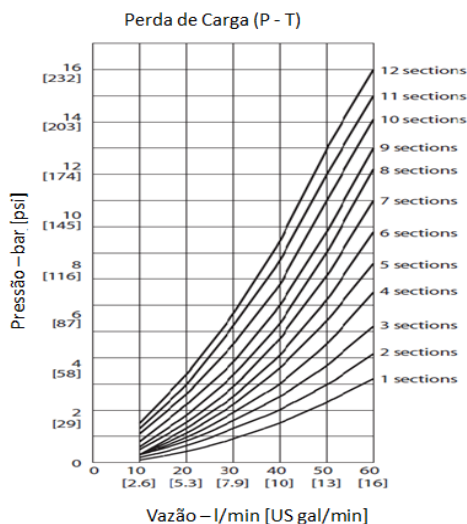


Figura 5.3. – Perda de carga na posição central x Vazão (Adaptado de Valmova).

### 5.1.1. Cálculo dos Ganhos $K_c$ e $K_q$

Para determinar o ganho de vazão e o coeficiente de vazão pressão, primeiramente isolou-se o termo  $K_d$  da Equação 5.6, obtendo a seguinte equação:

$$K_d = \frac{q_v}{x_v \sqrt{\frac{p_s - p_\Delta}{2}}} \quad (5.10)$$

Para determinar  $q_v$  realizou-se o monitoramento da posição do atuador  $\Delta y$  com uma taxa de aquisição de 33,3Hz, o qual determina o  $\Delta t$ , e com a área do embolo fornecido pelo catálogo, chegou-se a seguinte função:

$$q_v = \frac{\Delta y}{\Delta t} A_1 \quad (5.11)$$

Segundo Portella, 2013, a vazão disponível na bomba utilizada para suprimento da válvula é de 4 litros por minuto. Com esta informação não foi possível realizar a verificação do gráfico para “1 sections” mostrado na Figura 5.2, pois o gráfico é truncado no ponto de vazão de 10 (litros por minuto). Assim, utilizou-se uma curva de tendência e determinou-se a perda de carga da válvula em 0,25 bar (25000 Pa). Como o gráfico apresenta a perda de carga entre P e T, estas foram aproximadas para os terminais A e B da válvula, fornecendo um valor para  $p_\Delta$ . Para determinar os valores das pressões de suprimento para testes, utilizou-se os mesmos valores usados por Portella, 2013, os quais são: 20, 30, 40 e 50 bar, para fins de comparação dos resultados.

Como foi utilizado um cilindro atuador assimétrico, os dados de vazão foram obtidos apenas para o avanço do atuador, que tem área  $A_1$  de 0,000491 m<sup>2</sup>. Utilizando a Equação 5.11 para determinar as vazões e substituindo seus valores na Equação 5.10 e utilizando as Equações 5.8 e 5.9 para cálculo dos ganhos, determinam-se valores de vazões experimentais com o uso da Equação 5.7.

## 5.2. Modelagem do Atuador Assimétrico

Através da Segunda Lei de Newton, determina-se a força necessária para movimentar o êmbolo de um cilindro hidráulico, mostrado na Figura 5.4.. Esta força é expressa da seguinte forma:

$$F = (p_1 A_1) - (p_2 A_2) = M \frac{d^2 x^A}{dt^2} + C \frac{dx^A}{dt} \quad (5.12)$$

A parcela da equação  $(p_1 A_1) - (p_2 A_2)$  determina a força hidráulica  $F$  oriunda da diferença de pressões em cada lado do embolo. O termo  $C$  corresponde ao coeficiente de atrito viscoso. A parcela  $M$  é a massa total do sistema e é expressa pela seguinte equação:

$$M = M_e + M_c + M_f \quad (5.13)$$



onde o termo  $Me$  corresponde à massa do embolo e da haste do atuador,  $Mc$  corresponde à massa da carga externa que é movida pelo atuador e o termo  $Mf$  corresponde à massa efetiva do fluido deslocado.

Em um cilindro assimétrico as áreas do embolo são diferentes. O cilindro utilizado no trabalho tem uma relação de área de 1,389. Utilizando esta relação e reescrevendo a Equação 5.12, em função da área  $A_1$ , obtém-se a seguinte equação:

$$F = (p_1 - \frac{p_2}{1,389})A_1 = M \frac{d^2x^A}{dt^2} + C \frac{dx^A}{dt} \quad (5.14)$$

Szpak, 2008, afirma que para a modelagem de um atuador assimétrico de dupla ação, as vazões nas câmaras do cilindro não serão iguais em regime permanente, uma vez que suas áreas são diferentes. O mesmo autor afirma que, para um dado volume de controle (VC), a diferença entre a vazão que entra e a vazão que sai deste VC é igual à taxa de variação do volume com o tempo somada à parcela que corresponde à expansão ou compressão do fluido. Esta afirmação é apresentada na forma da Equação 5.15. A Figura 5.4. mostra um atuador assimétrico de dupla ação e as variáveis que fazem parte da modelagem matemática.

$$q_{v1} - q_{v2} = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \frac{dp}{dt} \quad (5.15)$$

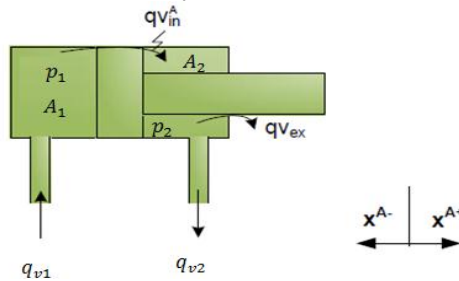


Figura 5.4 – Atuador assimétrico de dupla ação (adaptado de Szpak, 2008).

Desconsiderando os vazamentos internos  $qv_{in}^A$ , e a parcela  $\frac{V}{\beta} \frac{dp}{dt}$  da Equação 5.15, pois esta tende a um valor relativamente inferior as demais, pode-se descrever a vazão pela Equação 5.16 (considerando as simplificações) é apresentada a vazão que entra no cilindro:

$$q_{v1} = A_1 \frac{dx^A}{dt} \quad (5.16)$$

Do mesmo modo é apresentada a vazão que sai do cilindro na Equação 5.17.

$$q_{v2} = A_2 \frac{dx^A}{dt} \quad (5.17)$$

Assim, usando as equações 5.16 e 5.17 são definidas as vazões em cada câmara de um cilindro assimétrico. Algumas considerações de  $\beta$  são apresentadas no Apêndice IV.

### 5.3. Modelagem do sistema de fuso

Como o fuso está acoplado diretamente ao carretel da válvula, este deve se relacionar diretamente ao  $x_v$ . O fuso utilizado neste trabalho possui passo  $p$  de 0,002 m por revolução e  $\theta_m$  relaciona-se com o deslocamento do carretel pela seguinte equação:

$$x_v(t) = \frac{p}{2\pi} \theta_m(t) \quad (5.18)$$

### 5.4. Função de transferência

Isolando o termo  $p_\Delta$  da Equação 5.7 e substituindo na Equação 5.14, obtém-se a Equação 5.19 para o avanço do atuador:

$$M \frac{d^2x^A}{dt^2} + \left( C + \frac{A_1}{K_c} \right) \frac{dx^A}{dt} = x_v A_1 \frac{K_q}{K_c} \quad (5.19)$$

Substituindo a Equação 5.18 em 5.19 obtém-se a expressão abaixo:

$$M \frac{d^2x^A}{dt^2} + C_1 \frac{dx^A}{dt} = C_2 \theta_m(t) \quad (5.20)$$

onde os termos  $C_1$  e  $C_2$  são:  $C_1 \equiv C + \frac{A_1^2}{K_c}$ ,  $C_2 \equiv \frac{p}{2\pi} A_1 \frac{K_q}{K_c}$ .

Para obter a equação para recuo do atuador basta substituir os termos  $A_1$  por  $A_2$ .

Aplicando a transformada de Laplace na Equação 5.20, se determina a seguinte função de transferência:

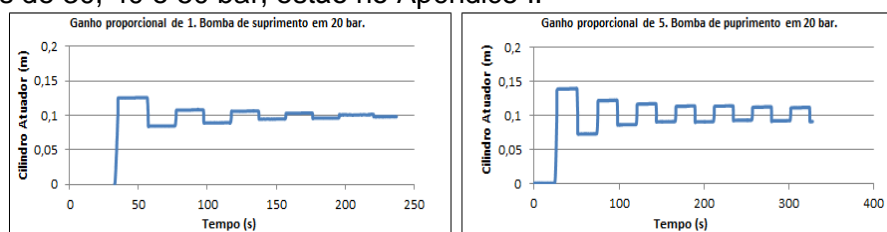
$$\frac{X^A(s)}{X_v(s)} = \frac{C_2/M}{s^2 + C_1 s/M} \quad (5.21)$$

onde esta equação representa o sistema de fuso, válvula e atuador em malha aberta.

## 6. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 6.1. Resultados do Controle de Posição

Para fins de verificação da funcionalidade do sistema de controle, realizaram-se dois ensaios para diferentes pressões, onde o atuador deveria alcançar a posição de 0,1m. Os ganhos proporcionais foram estabelecidos, um com valor unitário e outro com valor igual a cinco. Os ensaios a 20 bar são apresentados nas Figuras 6.1 a) e 6.1 b). Os demais ensaios com pressões de 30, 40 e 50 bar, estão no Apêndice I.



a) Gráfico de posicionamento com ganho proporcional 1

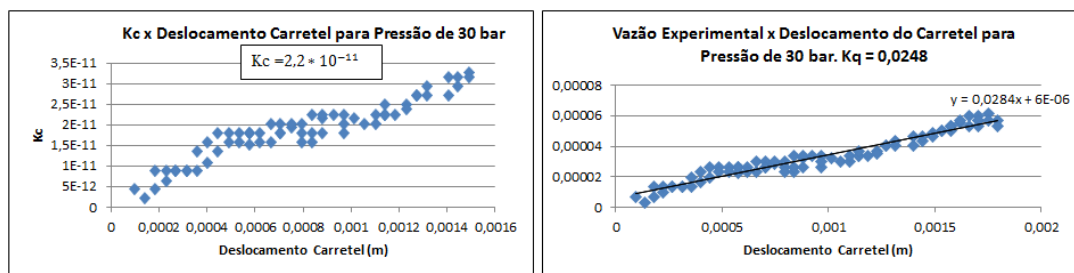
b) Gráfico de posicionamento com ganho proporcional 5

Figura 6.1. – Gráficos do controle de posição com controle realimentado do erro.

Em ambos os gráficos, percebe-se que o atuador avançou e passou da posição estabelecida. Mas, como o sistema possui o controle de posição, o atuador recua e o desvio de posicionamento se torna menor com o passar do tempo. Percebe-se nos gráficos um comportamento subamortecido de segunda ordem. Na Figura 6.1. a) o atuador tendeu à posição estabelecida após 10 avanços e recuos, e, após isso, a válvula foi comandada para a posição central. No gráfico da Figura 6.1 b) o atuador tendeu à redução do desvio de posicionamento, porém, o sistema de controle não conseguiu manter uma posição final definitiva, possivelmente devido ao ganho aplicado ao erro ser maior que o máximo possível para não entrar em oscilação. Como o atuador alcança a posição final pré-estabelecida, na Figura 6.1. a), pode-se considerar que o sistema atende as expectativas, bem como o aumento do valor do ganho proporcional causa sua instabilidade. Para as demais pressões, o controle não manteve o posicionamento final, possivelmente devido à calibração do sistema ter sido feita em 20 bar.

### 6.2. Resultados Experimentais e Teóricos das Vazões

Obteve-se os melhores resultados experimentais e teóricos das vazões com a bomba de suprimento em 30 bar. A seguir são apresentados esses resultados. A Figura 6.2. a) apresenta a variação do ganho  $k_c$  em função do deslocamento do carretel e o valor médio de todos os pontos, os quais foram utilizados para cálculo da vazão teórica referente a uma pressão de 30 bar. A Figura 6.2. b) apresenta o gráfico da vazão experimental em função do deslocamento do carretel da válvula e a reta de tendência, cujo coeficiente angular determina o ganho  $k_q$  para cálculo da vazão teórica (pressão de 30 bar). Os gráficos de  $K_q$  e  $K_c$  para outras pressões de testes são apresentados no Apêndice II.



a) Variação do ganho  $K_c$  e valor médio      b) Determinação do ganho  $K_q$   
 Figura 6.2. - Ganhos  $K_c$  e  $K_q$

No Gráfico do ganho  $K_c$ , os valores calculados ponto a ponto aumentam conforme o deslocamento do carretel. No gráfico que determina o  $K_q$ , a vazão teórica mostrada ponto a ponto seguiu a tendência de uma reta. A Tabela 5.1 apresenta uma comparação dos resultados de  $K_c$  e  $K_q$  obtidos neste trabalho e os obtidos por Portella, 2013, através do método que utiliza a inclinação da reta tendência à curva do gráfico (vazão versus deslocamento do carretel e o versus pressão diferencial). Em ambos os trabalhos utilizou-se a mesma bomba, a mesma unidade de suprimento à mesma pressão de teste.

Tabela 5.1. – Comparação entre ganhos do presente trabalho e os obtido por Portella, 2013.

Pressão [bar]	Portella, 2013		Este Trabalho	
	$K_c [m^5/N]$	$K_q [m^2/s]$	$K_c [m^5/N]$	$K_q [m^2/s]$
20	2,00E-11	0,0017	2,60E-11	0,0193
30	1,00E-11	0,0038	2,20E-11	0,0284
40	1,00E-11	0,0051	1,70E-11	0,0298
50	2,00E-11	0,0043	1,30E-11	0,0329

Percebesse que os valores de  $K_c$  obtidos nos dois trabalhos se mantiveram na ordem de  $10^{-11}$ , o que condiz com valores encontrados na literatura [Szpak, 2008]. Na comparação dos valores de  $K_q$ , percebesse uma grande diferença nos valores que, em alguns casos, chega a ser de até 10 vezes. Isso se deve, possivelmente, ao fato que Portella, 2013, utilizou um atuador rotativo de engrenagens para medir a vazão, o qual possuía consideráveis vazamentos internos para pequenos deslocamentos do carretel. Já, neste trabalho, se fez o uso de um atuador cilíndrico, onde os vazamentos internos podem ser considerados nulos. Outro fato que explica a diferença de valores, é que Portella, 2013, mediu a perda de carga, e neste trabalho foi feita uma aproximação do valor da perda de carga.

Carmo, 2003, afirma que entalhes no carretel de válvulas produzem ganhos de vazão maiores, tornando o controle de vazões menores mais difíceis, pois pequenos movimentos no carretel causam grande impacto na vazão de saída. Como o carretel da válvula deste trabalho possui entalhes circulares, torna o que o autor afirma condizente com a dificuldade de obter os ganhos, pois conseguiu-se trabalhar apenas com pequenos deslocamentos do carretel, visto que a válvula possui uma vazão elevada frente ao tamanho do atuador.

A Figura 6.3 apresenta a vazão medida experimentalmente e a vazão calculada a partir do modelo proposto e com a utilização dos ganhos para uma pressão de suprimento de 30 bar em relação ao deslocamento do carretel. No Apêndice III são apresentados outros gráficos de vazão experimental e vazão teórica para diferentes pressões de 20, 30, 40 e 50 bar.

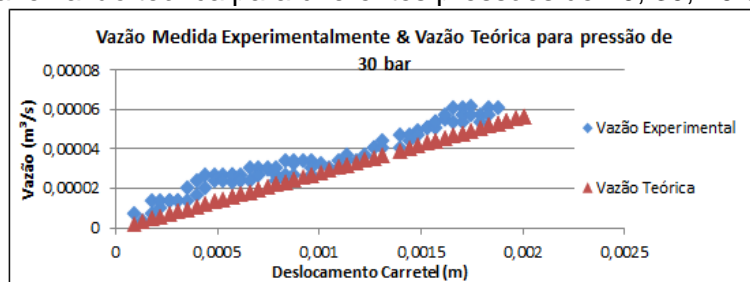


Figura 6.3. - Vazão Experimental e Vazão calculada.

Percebe-se que na Figura 6.3 tanto a vazão experimental como a vazão teórica são crescentes, conforme o deslocamento do carretel. Porém, a vazão experimental apresenta um desvio médio de aproximadamente 37% em relação à vazão teórica.

### 6.3. Análise de Erros

A régua potenciométrica possui resistência máxima de  $5k\Omega$  e curso total de 200mm e uma linearidade independente  $\pm 0,05\%$  e a leitura analógica do Arduino divide-se em 1024 (unidades adimensionais) em relação aos 200mm de curso do atuador. Aplicando a linearidade independente para o posicionamento de 200mm, obtém-se uma incerteza de  $\pm 0,1\text{mm}$  para a leitura do posicionamento. Para o posicionamento final obtém-se uma incerteza de  $100 \pm 1,1\text{mm}$ . Verifica-se que a incerteza do posicionamento é inferior a do limite definido para posicionamento final.

Os dados obtidos durante os experimentos apresentaram ruídos, mesmo após instalação do capacitor, que apenas diminuiu o pico dos ruídos, porém não os eliminou por completo. Isto pode ser comprovado se observado o gráfico da Figura 6.2. b), onde uma determinada quantidade de pontos ficou acima e abaixo da reta de tendência. Este fato ajuda a justificar a diferença entre as vazões teóricas e as experimentais.

Cada passo do motor tem  $1,8^\circ$ , proporcionando assim um deslocamento no fuso de  $0,00001\text{m}$ , pois o mesmo tem passo de  $0,002\text{m}$  por revolução. Como o deslocamento angular ocorre de forma descontínua, isto pode ter influenciado na diferença entre as vazões teóricas e experimentais. Durante a realização dos testes, percebeu-se que a estrutura que segura o motor de passo sofre com esforços axiais, devido à transformação do movimento rotacional do motor para deslocamento longitudinal no carretel da válvula, o que deforma a estrutura (que é de plástico). Este fato contribuiu para a diferença entre as vazões teóricas e experimentais.

## 7. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Neste trabalho fez-se uso de ferramentas de fácil acesso para controle e aquisição de dados tanto do carretel da válvula acionado por um fuso, como de um cilindro atuador. Isto tornou possível o desenvolvimento e implementação de um sistema de controle de posição realimentado com o desvio de posicionamento. Esse sistema pode ser considerado como efetivo, pois o objetivo de posicionar o cilindro atuador na posição de 100mm, foi atendido dentro da faixa de  $\pm 1\text{mm}$  e dentro das incertezas de medições de  $\pm 0,10\text{m}$ , sendo o posicionamento final definido como  $100 \pm 1,1\text{mm}$ .

Através do modelo matemático desenvolvido, percebeu-se como o sistema de controle é afetado por interferências internas e externas, tais como, o ruído elétrico e vibração da bancada. Fatos como a deformação da estrutura de acionamento da válvula, devido ao torque exigido para seu comando, e a simplificação de resultados interferem na obtenção dos ganhos e das vazões teóricas.

Para trabalhos futuros, existe a necessidade de substituição do motor de passo por outro com velocidade máxima superior, e, assim, obter respostas mais precisas. Outra possibilidade de trabalho futuro é a aplicação de uma interface de controle e operação e o aprimoramento da programação desenvolvida.

## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Arduino Playground, “**Arduino PID Library by Brett Beauregard**”, <http://www.playground.arduino.cc>. Acessado em 10/03/2015.

Carmo, F.F.; “**Proposta de Modelo para Descrição da Vazão em Válvulas Direcionais Proporcionais, com Efeito de Vazamento**”. Florianópolis: Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina, 2003.

De Negri, V.J.; Attié, S.S.; Toledo, L.B.; “**Controle de Posição Utilizando Servoválvulas e Válvulas Proporcionais Eletro-hidráulicas**”, Revista ABHP, São Paulo: ABHP, nov./dez./1997. n. 106. p. 15-18.

De Negri, V.J.; “**Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle PARTE III – Sistemas Hidráulicos para Controle**”, Florianópolis: Apostila do curso de Pós-graduação da Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina, 2001.

Henn, E.A.L.; “**Máquinas de Fluido**”, Editoraufsm, 2ª edição, 2006.

Linsinge, I.V.; “**Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**”, Editora da UFSC, 1ª edição, 2001.

McRoberts, M.; “**Arduino Básico**”, Novatec, 1ª edição, 2011.

Merritt, H.E.; “**Hydraulic Control Systems**”, John Wiley & Sons Inc, Vol. 1, 1967.

Ogata, K.; “**Engenharia de Controle Moderno**”, Prentice Hall, Brasi, 5ª edição, 2010.

Parker, “**Tecnologia Hidráulica Industrial**”, <http://www.parkerstoretaubate.com.br>. Acessado em 17/03/2015.

Perondi, E.A.; Notas de Aula: “**Introdução ao Controle de Sistemas Mecânicos**”, 3ª edição, 2010.

Portella, M.H.; “**Construção de um Mecanismo para o Controle de uma Válvula Direcional Hidráulica e Teste de Modelo Matemático**”, [Trabalho de conclusão de curso], UFRGS, Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, 2013.

Szpak, R.; “**Análise Teórico-Experimental do Comportamento das Pressões em Posicionadores Hidráulicos**” Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.

Valmova, “**Directional Control Valves Technical Information**”, <http://www.valmova.com>. Acessado em 23/04/2015.

Watton, J.; “**Fundamentos de Controle em Sistemas Fluido Mecânicos**”, LTC, 1ª edição, 2012.

## A. APÊNDICE I

Referente aos ensaios feitos com o controle de posição com realimentação do erro de posicionamento, posição determinada em 0,1 m.

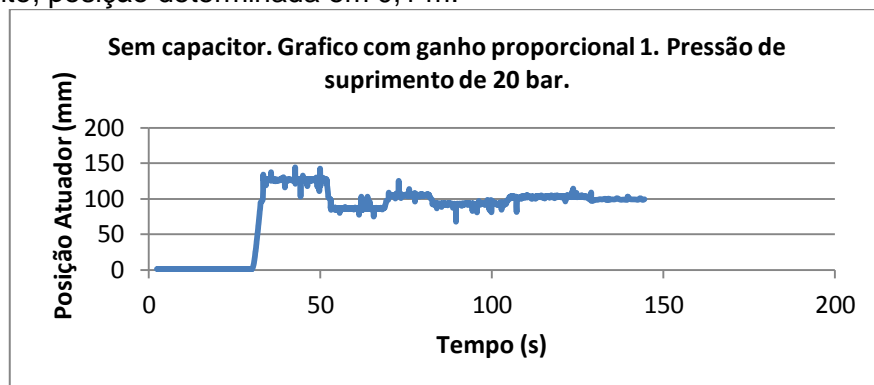


Figura A.1 – Controle de posição sem filtro.

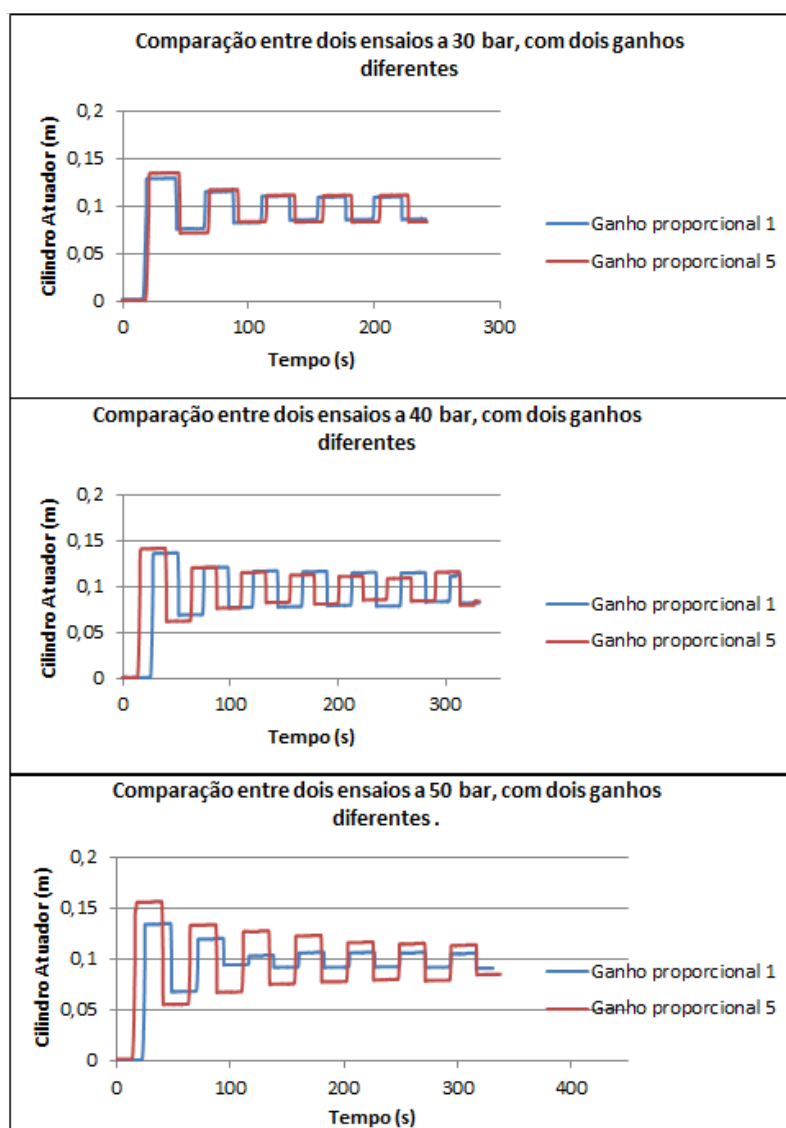


Figura A.2 – Gráficos de controle de posição para pressões de 30, 40 e 50 bar.

## B. APÊNDICE II

Referente aos ganhos  $K_c$  e  $K_q$  obtidos através de medições experimentais em intervalos de tempos de 0,03s, e aproximações da perda de carga no sistema, estas apresentadas no texto. A Figura B.1. mostra os gráficos obtidos para todas as pressões as quais foram feito os ensaios. Observa-se que os ganhos não seguem fielmente um valor constante, estes apresentam desvios de valores, isso se deve possivelmente a imperfeições construtivas da válvula ou possivelmente pela faixa de vazão da bomba de suprimento ser inferior a vazão que a válvula suporta.

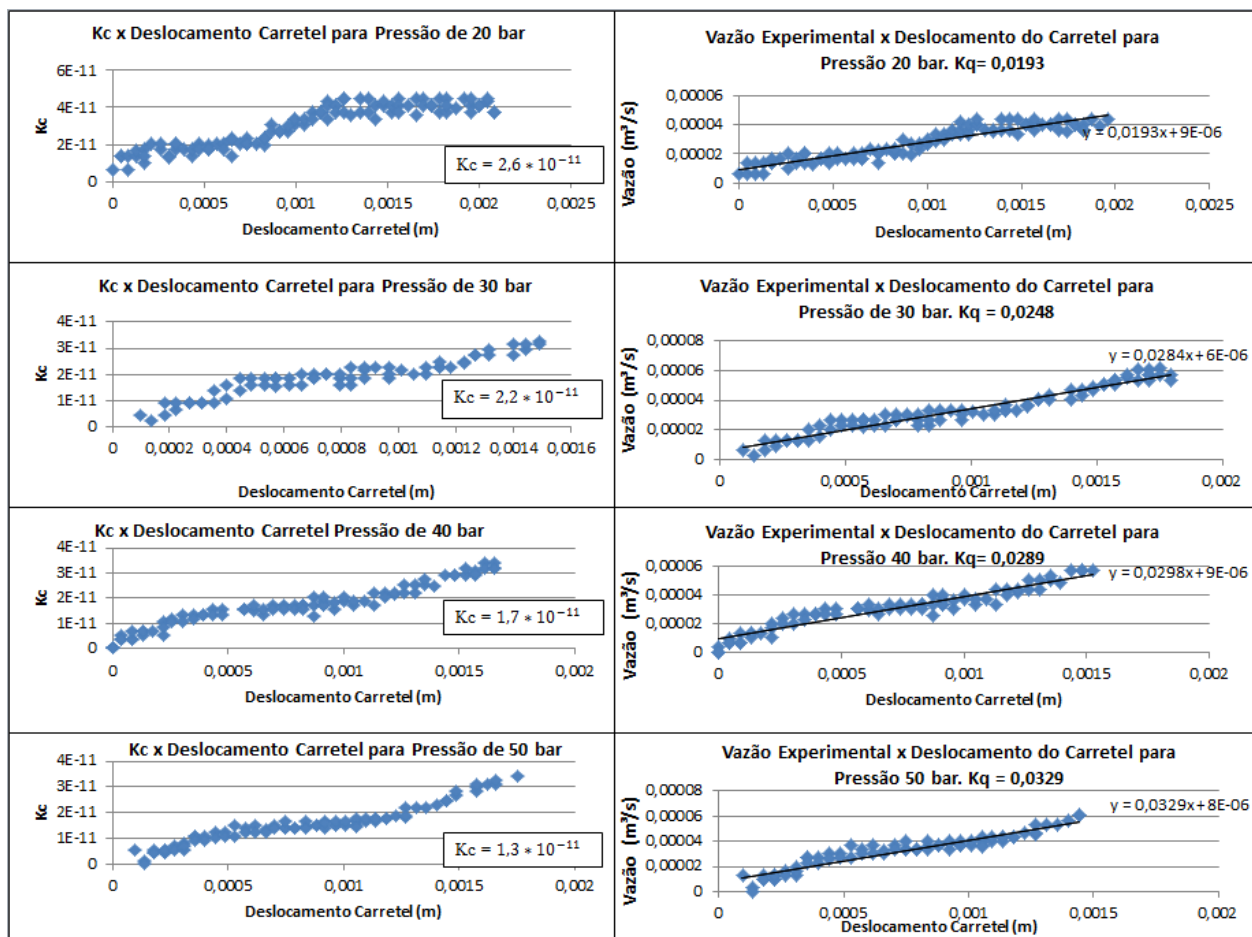


Figura B.1 – Ganhos  $K_c$  e  $K_q$  obtidos ponto a ponto para todas as pressões de ensaio.

## C. APÊNDICE III

Referente às vazões experimentais medidas em intervalos de tempo de 0,03s e ao cálculo das vazões teóricas. Comparando os gráficos da Figura C.1. entre a vazão experimental e teórica se percebe que em ambos existe um aumento da vazão com o deslocamento do carretel. Nota-se a existência de uma diferença de valores entre a vazão experimental e teórica que é apresentada na figura como Desvio Médio.

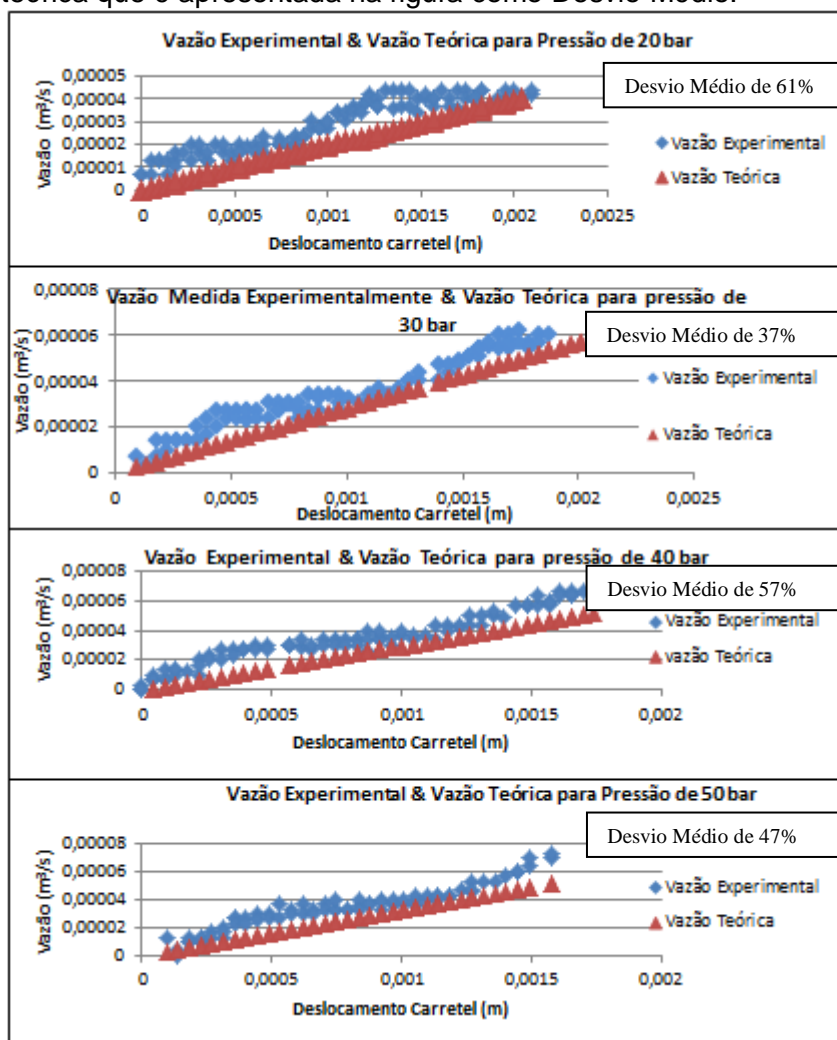


Figura C.1 - Vazões medidas e calculada a partir dos ganhos com os ganhos.



## D. APÊNDICE IV

O módulo de elasticidade  $\beta$  faz a compensação do efeito da pressão sobre a variação da massa específica do fluido, porém, pode-se fazer o uso do módulo de elasticidade efetivo  $\beta_e$  em diversas situações reais, pois o mesmo considera o efeito da dilatação das tubulações e paredes do cilindro e a presença de ar no fluido hidráulico [De Negri, 2001]. Desconsiderando os vazamentos internos  $qv_{in}^A$  e através da Equação D.1 (equação da continuidade) é apresentada a vazão que entra no cilindro:

$$q_{v1} = A_1 \frac{dx^A}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} \quad (D.1)$$

Do mesmo modo é apresentada a vazão que sai do cilindro:

$$q_{v2} = A_2 \frac{dx^A}{dt} - \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dp_2}{dt} \quad (D.2)$$

Onde o termo  $V_1$  e  $V_2$  representam respectivamente, os volumes internos das câmaras 1 e 2, sendo representados da seguinte forma:

$$V_1 = V_{10} + A_1 x^A \quad (D.3)$$

$$V_2 = V_{20} - A_2 x^A \quad (D.4)$$