

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
ENGENHARIA DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO
CAMPUS CORNÉLIO PROCÓPIO

JÔNATAS COLOMBO DOMINGUES

**SINTONIA DE CONTROLADOR PID DE SISTEMA SERVOPNEUMÁTICO DE
POSICIONAMENTO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CORNÉLIO PROCÓPIO
2019

JONATAS COLOMBO DOMINGUES

**SINTONIA DE CONTROLADOR PID DE SISTEMA SERVOPNEUMÁTICO DE
POSICIONAMENTO**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina TCC 2, do curso de Engenharia de Controle e Automação da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel.

Orientador: Prof. Me. Luiz Otávio Corrêa
Coorientador: Prof. Dr. Rodrigo Rodrigues Sumar

CORNÉLIO PROCÓPIO
2019

JÔNATAS COLOMBO DOMINGUES

**SINTONIA DE CONTROLADOR PID DE SISTEMA SERVOPNEUMÁTICO DE
POSICIONAMENTO**

Trabalho de conclusão de curso apresentado às 16:40hs do dia 15/04/2019 como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro de Controle e Automação no programa de Graduação em Engenharia de Controle e Automação da Universidade Tecnológica Federal do Paraná. O candidato foi arguido pela Banca Avaliadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Avaliadora considerou o trabalho aprovado.

Prof(a). Me(a). Luiz Otávio Corrêa (Orientador)

Prof(a). Dr(a). Rodrigo Rodrigues Sumar (Coorientador)

Prof(a). Dr(a). Luiz Fransisco Sanches Buzachero (Membro)

Prof(a). Me(a). Conrado Di Ramo (Membro)

A folha de aprovação assinada encontra-se na coordenação do curso.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu orientador Prof. Me. Luiz Otávio Corrêa, pela sabedoria com a qual me guiou nesta trajetória.

Ao meu colega de sala André Mário dos Reis dos Santos pelo companheirismo no desenvolvimento dos nossos trabalhos de conclusão de curso.

A Secretaria do Curso, pela cooperação.

Gostaria de deixar registrado também, o meu reconhecimento à minha família, pois acredito que sem o seu apoio e confiança seria muito difícil vencer este desafio.

Enfim, a todos que acreditaram e contribuíram para a realização desta pesquisa.

RESUMO

DOMINGUES, JONATAS COLOMBO. **SINTONIA DE CONTROLADOR PID DE SISTEMA SERVOPNEUMÁTICO DE POSICIONAMENTO**. 2019. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Engenharia de Controle e Automação. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio, 2019.

Este trabalho apresenta os resultados do estudo para sintonia de um controlador PID para um sistema de controle de posicionamento pneumático através da análise de uma planta experimental desenvolvida no Laboratório de Hidráulica e Pneumática da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR Câmpus Cornélio Procópio - PR. A planta constitui de um atuador de dupla ação sem haste, uma válvula direcional proporcional e um *kit* de controlador PID. Através da sistemática estudada projetam-se computacionalmente os valores para os ganhos no controlador e realiza-se experimentalmente o projeto, observando os parâmetros físicos e as características da planta a fim de se garantir a validade do modelo de controle proporcional para a dinâmica do sistema. Os dados obtidos são do comportamento da tensão de alimentação da válvula sob a ação do controlador e a resposta do atuador para tais condições. No desenvolvimento laboratorial comprovou-se a confiabilidade do projeto na obtenção de uma resposta consistente para o posicionamento do cilindro sem haste pela a modelagem adotada para o sistema e através da identificação da planta se obteve uma função de transferência adequada ao sistema real. Foi possível observar a interferência de efeitos eletromecânicos sobre o sistema e a necessidade de uma análise mais refinada que a de um modelo linear para trabalhos futuros.

Palavras-chave: Sistema de posicionamento. Modelagem. PID.

ABSTRACT

DOMINGUES, JONATAS COLOMBO. **PID CONTROLLER SYNTHONY OF SERVOPNEUMATIC POSITIONING SYSTEM.** 2019. Final project (Undergraduation) – Control and Automation Engineering. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Cornélio Procópio, 2019.

This work presents the results of the study of a PID controller for a pneumatic position control system through the analysis of an experimental plant developed at the Hydraulic and Pneumatic Laboratory of the Federal Technological University of Paraná - UTFPR Câmpus Cornélio Procópio - PR. The plant consists of a double acting actuator without rod, a proportional directional valve and a PID controller kit. Through the systematics studied the values for gains in the controller are projected computationally and the project is carried out experimentally, observing the physical parameters and the characteristics of the plant in order to guarantee the validity of the proportional control model for the dynamics of the system. The data obtained are the behavior of the supply voltage of the valve under the action of the controller and the response of the actuator to such conditions. In the laboratory development the reliability of the project was verified in obtaining a consistent response for the positioning of the rodless rod by the modeling adopted for the system and through the identification of the plant a proper transfer function was obtained to the real system. It was possible to observe the interference of electro-mechanical effects on the system and the need for a more refined analysis than a linear model for future work.

Keywords: Positioning system. Modeling. PID.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	7
1.1	Justificativa	8
1.2	Objetivos	8
1.3	Procedimentos Metodológicos	9
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	9
2.1	Sistema	9
2.2	Modelagem	12
2.2.1	Escoamento em orifícios de controle	12
2.2.2	Compressibilidade de fluidos em sistemas	13
2.2.3	Escoamento incompressível através de orifícios	15
2.2.4	Escoamento compressível através de orifícios na válvula	16
2.2.5	Equação de continuidade no atuador	18
2.2.6	Leis de Newton	21
2.2.7	Forças de atrito no atuador	22
3	MODELO LINEAR DE 3ª ORDEM	28
3.1	Modelo Não-linear do Posicionador	31
3.1.1	Vazão mássica através da válvula	31
3.1.2	Abertura parcial da válvula	33
4	SINTONIA DO CONTROLADOR	37
4.1	Projeto do Controlador.....	38
4.2	Bancada de testes	47
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	52
	REFERÊNCIAS.....	55
	APENDICE A - Sintonia do PID pelo método de <i>Root Locus</i>	57
	APENDICE B - Identificação do sistema na bancada	60
	APENDICE C – Exemplo de folha de aula com o circuito	63

1 INTRODUÇÃO

Com o desenvolvimento tecnológico do nosso cotidiano aplicações que exijam precisão e confiabilidade caracterizam um importante setor do ambiente industrial. Nos campos da automação e robótica destacam-se os sistemas que utilizam a pneumática, isto é, são sistemas com a energia armazenada e transmitida pelo ar comprimido em acionamentos lineares ou rotativos através da utilização de atuadores. Por ser de baixo custo de investimento, fácil manutenção, robustez dos componentes, fácil implantação e, principalmente, uma tecnologia limpa, que não polui o meio ambiente.

A modelagem matemática dos atuadores pneumáticos é mais complexa se comparada aos outros tipos de acionamentos, pois apresenta grandes limitações no controle, devido as não linearidades, tais como a compressibilidade do ar, a vazão mássica nos orifícios da válvula e a zona morta, além do atrito entre as partes móveis e as vedações do atuador que também exibem características não lineares, tornando difícil o controle do sistema, como afirma VIECELLI (2014).

Dessa maneira, o desafio consiste na análise da situação problema concreta conforme suas características reais e transcrevê-lo segundo modelos matemáticos, nos quais é possível de forma viável estudar diferentes estratégias de controle que sejam eficientes e assim obter resultados experimentais satisfatórios.

Este trabalho busca implantar no processo um controlador com ganho proporcional, que permita ajustar a dinâmica do sistema conforme o modelo proposto, comparando as respostas obtidas experimentalmente com as simulações realizadas.

O desenvolvimento realizado no Laboratório de Hidráulica e Pneumática da UTFPR Câmpus de Cornélio Procópio utiliza-se da planta de testes com o módulo do controlador proporcional e demais componentes para a abordagem proposta neste trabalho. Sendo o primeiro trabalho que integra as áreas da engenharia mecânica e de controle e automação tornando possível associar as técnicas estudadas nas aulas teóricas e o ambiente prático, como ocorre em plantas industriais.

1.1 Justificativa

Este é o primeiro trabalho desenvolvido para um modelo prático implementável de um sistema de um controlador proporcional servopneumático dos equipamentos a serem adquiridos pelo Laboratório de Hidráulica e Pneumática. Futuros colegas de curso poderão usar deste modelo e da planta didática para expandir os horizontes na automação através de implementações em procedimentos de modelagem matemática de sistemas contínuos hidráulicos e pneumáticos.

Outro ponto importante está na aproximação de modelos matemáticos para plantas industriais buscando adequar tecnologias que agreguem novas possibilidades às estratégias de controle estudadas que unam conceitos e busquem melhor eficiência do processo atendendo aos requisitos estimados.

1.2 Objetivos

O objetivo geral do trabalho consiste na sintonização de um controlador proporcional para um sistema de posicionamento servopneumático, utilizando-se de diferentes variáveis de processo manipulando faixas de tensão no controlador que irá atuar sobre a válvula, a fim de controlar a posição do cursor.

Em caráter específico:

- Realizar a revisão bibliográfica dos sistemas pneumáticos;
- Analisar os modelos apresentados nos trabalhos de VIEIRA (1998), BAVARESCO (2007), FIORI (2014), SANTOS (1996) e RIBEIRO (2014);
- Coletar os parâmetros utilizados no modelo adotado;
- Sintonizar o controlador proporcional em sistema de controle que é composto por um atuador pneumático linear de dupla ação sem haste, uma válvula direcional proporcional, um módulo de controlador na plataforma com componentes FESTO;
- Simular no ambiente Simulink/MatLab os ganhos para o controlador no circuito pneumático com ganhos distintos para entrada ao degrau unitário;

- Comparar os resultados simulados dos sistemas com os obtidos experimentalmente e analisar o comportamento da planta para esse tipo de controle.

1.3 Procedimentos Metodológicos

Adota-se uma metodologia composta de duas etapas para o desenvolvimento deste trabalho. A primeira etapa consistiu em uma revisão bibliográfica dos sistemas de posicionamento servopneumático e suas características lineares e não-linearidades analisando os modelos matemáticos, simulando os circuitos adotados para que se viabilize a obtenção dos dados experimentais, avaliando a viabilidade de implementação no trabalho de conclusão de curso (TCC 2).

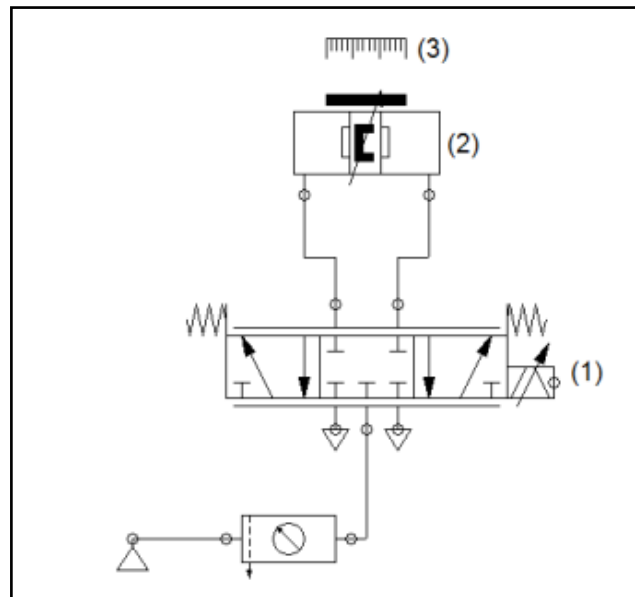
Na segunda etapa colocou-se em prática o modelo matemático adotado e após, buscou-se na obtenção dos parâmetros de controle experimentalmente na planta sugerida. Tal controle é ajustado no módulo de controlador PID (FESTO) com as projeções teóricas simuladas no *software* MatLab.

2 REVISAO BIBLIOGRAFICA

2.1 Sistema

O sistema proposto para desenvolvimento deste trabalho baseia-se no esquema da Figura 1, retomado do trabalho de RIBEIRO (2014), que representa adequadamente o sistema projetado como sendo um circuito pneumático composto por uma válvula direcional proporcional (1), um atuador linear de dupla ação sem haste (2) e o transdutor de posição acoplado ao sistema (3).

Figura 1 – Diagrama representativo do sistema analisado.



Fonte: RIBEIRO (2014).

Os componentes utilizados são apresentados no quadro 1, abaixo, com as suas devidas especificações e também estão relacionados todos os demais componentes do sistema.

Quadro 1 – Elementos do circuito pneumático.

Componentes – FESTO
Válvula direcional centro fechado 5/3 vias acionado por solenóide proporcional para sinal de entrada de 0 a 10 Vdc, sensor LVDT incorporado
Atuador linear de dupla ação sem haste, diâmetro 25 mm e curso 450 mm, com amortecimento de fim de curso, êmbolo magnético para detecção de sensores e guia de esferas recirculantes. DGPL-25-450-PPV-A-B-KF-SH
Placa controlador de PID, alimentação 24 VDC, entrada para valor de referência de -10 a +10 VDC; entrada de sinal de set point, faixa de -10 a +10 VDC; fonte de 15 VDC para alimentação de sensores; ajuste dos parâmetros de proporcional, integral e derivativo separados e com uso de potenciômetro de multivoltas, ajuste individual de ganho para cada parâmetro; ajuste de offset; chave seletora de sinal de saída para 0 a 10 VDC ou -10 a +10 VDC; 06 pontos de tomada de sinal para visualização de valores.
Placa de conexão analógica para até 04 entradas em tensão e 04 em corrente, 2 saídas analógicas, através de bornes de 4 mm e tipo banana.
Cabo de comunicação I/O analógica para uso com o EasyPort.
EasyPort DA interface de comunicação entre o computador e o equipamento, com 08 entradas digitais e 08 saídas digitais, com indicação óptica através de leds; conector DB15 para 04 entradas

analógicas de 0 a 10 VDC e 02 saídas analógicas de 0 a 10 VDC. Interface com 01 entrada e 01 saída óptica para comunicação. Seletor para visualização dos valores analógicos através de display LCD. Conector padrão centronics de 24 vias, conector padrão DB15 e conector USB com cabo de comunicação com computador pessoal. Alimentação 24 VDC. Protocolo de comunicação via padrão OPC.
--

Sensor potenciométrico linear, curso de 450 mm, sinal de saída analógico faixa de 0 a 10 VDC, alimentação 24 VDC.

Sensor analógico de pressão, alimentação 24 VDC, sinal de saída de 0 a 10 VDC, faixa de pressão de 0 a 10 bar.
--

Fonte: Autoria própria.

O atuador linear de dupla ação sem haste, da Figura (1), opera com uma carga acoplada ao cursor do êmbolo e apresenta um comportamento linear da força de atrito dado à natureza de sua construção. O atrito pela presença da haste é desconsiderado e as áreas das câmaras do cilindro são iguais. A partir da relação entre a vazão mássica e as áreas das câmaras do atuador é possível equacionar as seguintes variáveis para o sistema: a posição, a velocidade e a aceleração do êmbolo do atuador.

A pressão de fornecimento da rede ar do Laboratório (P_s) pode não ser constante, o que pode inserir instabilidade ao sistema.

Considerando os seguintes parâmetros:

- Massa acoplada ao atuador (M);
- Forças externas aplicadas ao atuador (F_e);
- Força de atrito no atuador (F_{at});
- Pressão de suprimento (P_s);
- Pressão atmosférica (P_{atm}).

Dentre todas as variáveis consideradas acima, destacam-se pela complexidade a vazão mássica e a força de atrito no atuador, tais fenômenos físicos definem o comportamento não linear característico de sistemas servopneumáticos. Para o desenvolvimento do modelo.

Os pontos a serem observados e analisados são os efeitos da compressibilidade do ar nos sistemas pneumáticos. O equacionamento da vazão mássica na válvula e a busca pelos parâmetros na equação de vazão, alguns obtidos através dos dados dos componentes fornecidos pelo fabricante.

2.2 Modelagem

A modelagem matemática procura simular diversos fenômenos físicos utilizando uma sistemática que envolve diversas áreas do conhecimento. O fenômeno físico, em estudo, é representado por um sistema de equações, que é aproximado por métodos numéricos.

Os fenômenos físicos podem ser de diversas naturezas e o desafio consiste na representação deles em modelos matemáticos próximos as suas particularidades. Por exemplo, a partir da simulação estrutural até o escoamento de um fluido através de orifícios, ou mesmo em circuitos elétricos para que se aproxime um modelo para a planta real. Qualquer simulação numérica passa pelo desenvolvimento de um *software* que contemple as necessidades e os objetivos requeridos.

Esses programas precisam ser eficientes e adaptados à arquitetura do computador e ao problema em questão. Muitos processos podem ser simulados com softwares disponíveis, mas mesmo nas áreas nas quais as simulações numéricas são amplamente utilizadas, existem tópicos de pesquisa ativos, tais como a otimização, o controle de qualidade de aproximação e a redução do tempo de execução.

O equacionamento matemático dos fenômenos físicos fundamentais que ocorrem em sistemas de posicionamento pneumáticos é comumente abordado em diversas áreas da engenharia, apresentado em inúmeras publicações técnicas relacionadas ao tema. Dessa forma, serão apresentados brevemente os conceitos básicos adotados para o equacionamento e o desenvolvimento do modelo linear para a planta sugerida e as considerações para um modelo não linear para a mesma, sendo abordadas profundamente nos trabalhos de VIEIRA (1998).

2.2.1 Escoamento em orifícios de controle

A compressibilidade dos fluidos trata-se de um fenômeno, amplamente abordado em literatura na mecânica dos fluidos, com estudos dos efeitos práticos sobre os quais os sistemas pneumáticos estão sujeitos.

A análise matemática do escoamento incompressível de fluidos permite comparar as implicações de se considerar ou não tal característica no escoamento através de orifícios, para tanto se considerou neste trabalho o ar como um fluido compressível.

2.2.2 Compressibilidade de fluidos em sistemas

O ar comprimido, fluido pneumático de trabalho, apresenta como uma característica a capacidade de sofrer uma deformação contínua quando submetido a esforços de cisalhamento. Entretanto, o volume ocupado quando submetido a uma variação da pressão têm-se a característica usualmente denominada compressibilidade do fluido, como afirma VIEIRA (1998). Pode-se analisar esse fenômeno através da análise da massa específica, em função da temperatura e pressão.

Segundo LINSINGEN (2001), considerando-se $\rho = \rho(p, T)$ uma aproximação linear para pequenas variações de pressão e temperatura, a variação da massa específica pode ser descrita pela equação abaixo:

$$d\rho = \left[\frac{\partial \rho}{\partial p} \right]_T dp + \left[\frac{\partial \rho}{\partial T} \right]_p dT \quad (1)$$

Adotando um estado inicial (ρ_i, p_i, T_i) , pode se escrever da forma a seguir:

$$\rho - \rho_i = \left[\frac{\partial \rho}{\partial p} \right]_T (\rho - \rho_i) + \left[\frac{\partial \rho}{\partial T} \right]_p (T - T_i) \quad (2)$$

A massa específica dada pela relação $\rho = \frac{m}{V}$, podemos reorganizar as derivadas parciais, linearizando e adotando k e τ obtém se as equações (3),(4) e (5):

$$\rho = \rho_i (1 + k(p - p_i) + \tau(T - T_i)) \quad (3)$$

$$k = \frac{-1}{V_i} \left[\frac{\partial V}{\partial p} \right]_T \quad (4)$$

Trata-se da variação do volume em dependência da pressão, a temperatura constante, ou seja, k é o coeficiente de compressibilidade isotérmico do fluido. Conforme a seguinte equação (5).

$$\tau = \frac{1}{V_i} \left[\frac{\partial V}{\partial T} \right]_p \quad (5)$$

A variação do volume em função da temperatura a uma dada pressão constante, de modo que τ é o coeficiente de expansão térmica isobárica escrita na equação (5). O módulo da compressibilidade (β) define a rigidez do fluido, denominado por alguns autores como módulo de elasticidade, mostrado na equação (6).

$$\beta = -V_i \left[\frac{\partial p}{\partial V} \right]_\tau \quad (6)$$

Para Fox (2010), a denominação *Bulk Modulus* é para o caso do escoamento isentrópico de gás ideal e é o valor instantâneo da pressão na câmara do atuador, o termo γ é a relação entre os calores específicos do gás. Dado pela equação abaixo.

$$\beta = \gamma p_{abs} \quad (7)$$

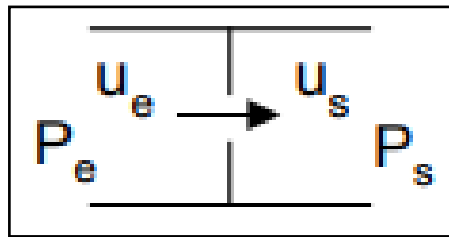
Conforme VIEIRA (1998), os principais efeitos da baixa rigidez do ar, ou seja, elevada compressibilidade em sistemas de posicionamento, são variações ativas na resposta do sistema, propiciando o atraso no movimento do êmbolo no atuador quando a válvula é acionada, ou quando há variação da carga no atuador têm-se a variação da posição e a velocidade instável no êmbolo. Tais ocorrências previstas demarcam o efeito negativo da compressibilidade do ar em sistemas pneumáticos.

O interesse nessa seção está em analisar a forma que o fluido escoar através de um orifício, comparando-se o comportamento incompressível e compressível, para observar os efeitos na dinâmica do sistema de forma análoga, uma vez que não foram realizados estudos sobre as dimensões internas da válvula.

2.2.3 Escoamento incompressível através de orifícios

O escoamento incompressível de fluidos pode ser representado pelo equacionamento de ANDERSEN (1967) apresentado no trabalho de VIEIRA (1998), no orifício de controle com pressões e volumes de entrada (U_e, P_e) e saída (U_s, P_s), como mostra a Figura (2).

Figura 2 – Orifícios de controle.



Fonte: VIEIRA (1998).

O equacionamento (10) correlaciona vazão mássica em função da área do orifício de controle, entre as câmaras de entrada e saída, e a massa específica em razão das pressões, oriundas das equações (8) e (9).

$$P_e = P_s + \frac{\rho_s u_s^2}{2} \quad (8)$$

$$u_s = \sqrt{\frac{2(P_e - P_s)}{\rho_s}} \quad (9)$$

$$\dot{m} = A_1 \sqrt{2\rho_s(P_e - P_s)} \quad (10)$$

Os equacionamentos acima consideram o fluido incompressível, ideal para sistemas hidráulicos, onde é pertinente tal consideração. Porém, no sistema pneumático não é possível desconsiderar a compressibilidade, ou seja, se faz necessário o cálculo da vazão mássica, através do orifício de controle para um fluido compressível, tema a ser abordado com mais detalhes na próxima seção.

2.2.4 Escoamento compressível através de orifícios na válvula

Baseado no trabalho de VIEIRA (1998) que retoma ANDERSEN (1967), ao se considerar o escoamento em um bocal convergente, escoamento permanente, sem atrito, um processo isentrópico e um gás ideal a pressão de entrada (P_e) será escrita conforme a equação (11).

$$P_e = \left[1 - \frac{(\gamma-1)u_s^2}{2\gamma RT_e} \right]^{\frac{-\gamma}{(\gamma-1)}} P_S \quad (11)$$

E para FOX & MCDONALD (2010) a relação entre as pressões de entrada e saída, de forma semelhante à definição abaixo, na equação (12).

$$\frac{P_e}{P_s} = \left[1 - \frac{(\gamma-1)u_s^2}{2\gamma RT_s} \right]^{\frac{-\gamma}{(\gamma-1)}} \quad (12)$$

Para um processo isentrópico:

$$T_s = T_e \left(\frac{P_e}{P_s} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \quad (13)$$

Verifica-se a seguinte relação da temperatura de saída do orifício de controle (T_s) em relação da temperatura de entrada (T_e), em razão das pressões de entrada e saídas no mesmo, como mostra a equação (13).

Manipulando-se as equações anteriores para evidenciar a velocidade do escoamento à saída do orifício de controle (u_s), mostrada na equação (14).

$$u_s = \left\{ \frac{2\gamma RT_e}{(\gamma-1)} \left[1 - \left(\frac{P_e}{P_s} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \right] \right\}^{1/2} \quad (14)$$

A vazão mássica é descrita pela equação (15), em termos da massa específica, da área e da velocidade de escoamento.

$$\dot{m} = \rho_s A_{orif} u_s \quad (15)$$

Para o processo isentrópico, como na equação (13), a relação entre as massas específicas em função das pressões de entrada e saída, poderá ser escrita na forma da equação (16).

$$\rho_s = \rho_e \left(\frac{P_e}{P_s} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (16)$$

Para gases ideais a pressão pode ser escrita como na equação (17).

$$P = \rho RT \quad (17)$$

Reescrevendo para massa específica de entrada (18) e de saída (19).

$$\rho_e = \frac{P_e}{RT_e} \quad (18)$$

$$\rho_s = \frac{P_e}{RT_e} \left(\frac{P_s}{P_e} \right)^{1/\gamma} \quad (19)$$

Reescrevendo a equação da vazão mássica em função das razões (18) e (19) tem-se a equação (20).

$$\dot{m} = \frac{A_{orif} P_e}{\sqrt{T_e}} \left\{ \frac{2\gamma}{(\gamma-1)R} \left[\left(\frac{P_s}{P_e} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_s}{P_e} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{\gamma}} \right] \right\}^{1/2} \quad (20)$$

Portanto, ao se considerar a compressibilidade do escoamento através de orifícios, a vazão mássica torna-se uma função da razão das pressões através do orifício, e não mais uma função da diferença entre estas pressões, como é a relação válida para escoamento considerado incompressível. Derivando se em relação às pressões e igualando a zero, na equação (21), determina-se o valor da velocidade para a vazão mássica máxima através do orifício, considerando $dP = P_s/P_e$.

$$\frac{d\dot{m}}{dP} = 0 \quad (21)$$

Para o ponto crítico teórico.

$$\left(\frac{P_s}{P_e}\right)_{critico} = \left[\frac{2}{\gamma+1}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (22)$$

A velocidade crítica teórica é a própria velocidade do som no fluido a uma temperatura da saída do orifício de controle (T_s).

$$u_{critico} = \sqrt{\gamma RT_s} \quad (23)$$

Segundo VIEIRA (1998), as razões de pressões que são inferiores à razão de pressões críticas da vazão mássica (22) decrescem, apesar da velocidade do escoamento continuar aumentando com a progressiva redução da razão de pressões, tendo em vista que a massa específica do fluido decresce uma taxa superior a do aumento da velocidade.

Para os componentes disponíveis no mercado em condições reais de escoamento, a equação da vazão mássica obtida pelas relações nessa seção descreve satisfatoriamente o escoamento do ar, desde que a razão de pressões seja superior à razão de pressões críticas.

As próximas seções apresentarão como serão consideradas as variações da área de passagem do orifício de controle em função da tensão aplicada na válvula e a relação da área deste orifício com a capacidade de vazão da válvula.

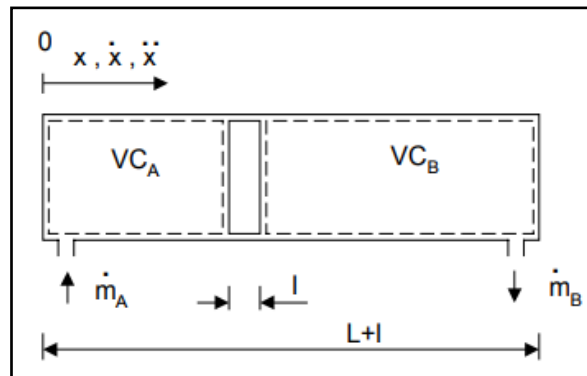
2.2.5 Equação de continuidade no atuador

O princípio da conservação na equação (24).

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC}^1 \rho dV + \int_{SC}^1 \rho u dA = 0 \quad (24)$$

Na equação (23) o primeiro termo representa a variação de massa dentro do volume de controle e o segundo representa o fluxo de massa através da superfície de controle. A soma das quantidades de massa dentro do volume de controle (VC_A e VC_B) com as que saem deve ser nula, segundo VIEIRA (1998) *apud* FOX (1985). Adotando o diagrama abaixo para o atuador da Figura (3).

Figura 3 – Volumes de controle no atuador pneumático sem haste.



Fonte: VIEIRA (1998).

Definidos os volumes de controle para as câmaras A e B do atuador, desprezando as perdas por vazamentos internos e externos. Para o volume A.

$$\frac{\delta}{\delta t}(\rho_A V_A) = \dot{m}_{eA} - \dot{m}_{sA} = \dot{m}_A \quad (25)$$

Os termos \dot{m}_{eA} e \dot{m}_{sA} representam o somatório da vazão mássica que entra e que sai do volume de controle, respectivamente, representados na equação (25). Considerando não haver vazamentos, estes termos são representados exclusivamente pela vazão mássica que entra na câmara A do atuador.

A derivada de $(\rho_A V_A)$ representa a variação da massa no interior do volume de controle em função da variação temporal da massa específica e volume do fluido. Dessa forma da equação (26).

$$\frac{\delta}{\delta t}(\rho_A V_A) = \rho_A \frac{dV_A}{dt} + V_A \frac{d\rho_A}{dt} = \rho_A \frac{dV_A}{dt} + V_A \frac{d\rho_A}{dP_A} \frac{dP_A}{dt} \quad (26)$$

Na equação (27) VIEIRA (1998) *apud* MERRITT(1967) define o *isothermal bulk modulus* (β).

$$\beta = \rho \frac{dP}{d\rho} \quad (27)$$

Para um sistema isotérmico tem-se que $\beta = P$ e no caso de isentrópico $\beta = P\gamma$, substituindo na expressão da vazão mássica na câmara A da equação (10) na equação (28).

$$\dot{m}_A = \rho_A \frac{dV_A}{dt} + V_A \frac{d\rho_A}{dP_A} \frac{dP_A}{dt} \quad (28)$$

A pressurização e a despressurização nas câmaras podem ser considerados fenômenos politrópicos, para a pressurização o coeficiente de processo politrópico é igual a 1,2 e no caso da despressurização 1,4, sendo um isentrópico, segundo VIEIRA(1998) *apud* WIKANDER (1988). Para o caso de estudo, assume-se que seja um processo isentrópico.

O volume na câmara e sua variação no tempo em função da posição e velocidade do êmbolo do atuador, a massa específica do fluido em função da pressão e temperatura, são escritos das formas a seguir.

$$V_A = Ax + V_{A0} \quad (29)$$

$$\frac{dV_A}{dt} = A\dot{x} \quad (30)$$

$$\rho_A = \frac{P_A}{RT_A} \quad (31)$$

A equação (32) reúne a variação da pressão da câmara A no atuador em função da posição e velocidade do êmbolo, a pressão e temperatura da câmara do atuador e a vazão mássica entrando na câmara.

$$\dot{P}_A = \frac{\gamma}{(Ax + V_{A0})} (\dot{m}_A RT_A - P_A A \dot{x}) \quad (32)$$

Analisando semelhantemente para o volume B, as equações (33) a (36) realizam a mesma análise realizada para a câmara A.

$$\frac{\delta}{\delta t} (\rho_B V_B) = \dot{m}_{eB} - \dot{m}_{sB} = -\dot{m}_B \quad (33)$$

$$V_B = A(L - x) + V_{B0} \quad (34)$$

$$\frac{dV_B}{dt} = -A \dot{x} \quad (35)$$

$$\rho_B = \frac{P_B}{RT_B} \quad (36)$$

A equação (37) mostra a derivada em relação ao tempo da pressão na câmara B no atuador, que pode ser escrita como se representa a seguir.

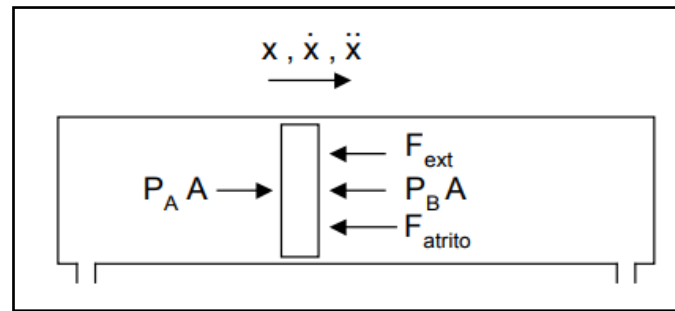
$$\dot{P}_B = \frac{\gamma}{(A(x-L) - V_{B0})} (\dot{m}_B RT_B - P_B A \dot{x}) \quad (37)$$

A equação da continuidade aplica-se às câmaras do atuador onde ocorre a compressão e descompressão contínuas do ar, variando a quantidade de massa no processo. Dessa forma aplica-se a equação da conservação da massa no volume de controle no atuador, demonstrado no equacionamento desta seção.

2.2.6 Leis de Newton

As reações que ocorrem no êmbolo do atuador são analisadas pelos conceitos da dinâmica dentro dos estudos da mecânica clássica. Através da Segunda Lei de Newton, a somatória de forças é igual ao produto da massa por sua aceleração.

Figura 4 – Reações no êmbolo do atuador pneumático sem haste.



Fonte: VIEIRA (1998).

A somatória das forças, equação (38), escrita em função da massa e a aceleração do corpo escrito são representadas abaixo.

$$\sum F = M\ddot{x} \quad (38)$$

Aplicando-se ao sistema do diagrama, resulta em:

$$\ddot{x} = \frac{P_A A - P_B A - F_{ext} - F_{atrito}}{M} \quad (39)$$

A dinâmica do êmbolo está descrita pela aceleração na equação (39), sendo $P_A A$ e $P_B A$ termos da pressão nas câmaras do atuador, F_{ext} força aplicada ao êmbolo e F_{atrito} força de atrito no atuador, analisada na próxima seção o modelo para o cilindro utilizado neste trabalho.

2.2.7 Forças de atrito no atuador

O atrito na câmara do atuador é a não linearidade presente nos servomecanismos pneumáticos, pois a grandeza desse fenômeno é representativa em relação à ordem das demais estimadas para o êmbolo do atuador. Pode-se considerar em alguns casos a maior força ali atuante como explica SANTOS (1996).

A força de atrito ocorre por fatores na construção dos dispositivos, sendo algumas delas a forma do material de vedação, a dureza do material de vedação, a rugosidade das paredes internas do cilindro do atuador, associados às

características dinâmicas do atuador como a velocidade de deslocamento do êmbolo, o gradiente de pressões entre as câmaras do atuador e a lubrificação do ar utilizado no sistema.

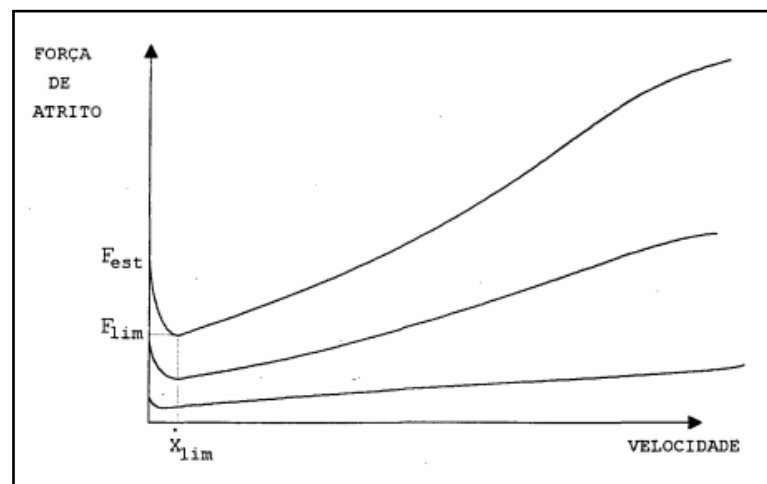
O comportamento dinâmico e a modelagem matemática da força de atrito são observados em duas situações. Na primeira, para atuadores com hastes, onde o atrito é a soma das parcelas devido ao atrito do anel de vedação com o corpo do cilindro e o atrito da haste também com o corpo do cilindro.

Na segunda, para atuadores sem haste, a força de atrito é a soma das parcelas devido ao atrito do cursor com o corpo do cilindro, ao atrito no rolamento e ao atrito no êmbolo do pistão. A análise a seguir pode ser considerada para ambos os casos.

No trabalho realizado por SANTOS (1996), tem-se uma análise completa do atrito em relação às vedações dos dispositivos pneumáticos e propõe um modelo baseado em resultados experimentais realizados. Inicialmente, é proposta a experimentação em um sistema hidráulico/pneumático para se determinar a grandeza da força de atrito.

O sistema consiste no acionamento pelo cilindro hidráulico que atua sobre os dois cilindros pneumáticos, a fim de superar o atrito destes permitindo impor ao sistema velocidades reduzidas obtendo-se a influência da carga em cada cilindro isoladamente. A curva experimental obtida deste ensaio para as forças de atrito em função das velocidades está apresentada na Figura (5) a seguir.

Figura 5 – Força de atrito para variações constantes de pressões.



Fonte: SANTOS (1996).

Na curva acima, as variáveis \dot{x}_{lim} e \dot{x}_{med} são as velocidades no ponto de partida (limite) e no ponto medido, as F_{lim} , F_{med} e F_{est} são as forças de atrito para cada faixa de operação (limite/medida/estático) para $\dot{x} = \dot{x}_{lim}$, atrito no ponto médio e o atrito estático. Quando a velocidade é constante considera-se um comportamento constante para a variação de pressões (ΔP) na câmara, para $\dot{x} > \dot{x}_{lim}$ a razão da inclinação para velocidades crescentes se dá de forma quadrática e para $\dot{x} < \dot{x}_{lim}$ a mesma condição de velocidade se torna parabólica.

As equações a seguir permitem o cálculo da força de atrito para termos da velocidade, equações (40) e (41). As variações na pressão e o diâmetro da vedação, nas quais d_{med} é o diâmetro do cilindro no ponto medido e d é de vedação.

$$f(\dot{x}) = \frac{F_{est}(\Delta P_{med}) - F_{lim}(\Delta P_{med})}{F_{lim}(\Delta P_{med}) - F(\Delta P_0)} \left(1 - \frac{\dot{x}}{\dot{x}_{lim}}\right)^2 + 1, \quad \dot{x} \leq \dot{x}_{lim} \quad (40)$$

$$f(\dot{x}) = \frac{F_{est}(\Delta P_{med}, \dot{x}_{med}) - F_{lim}(\Delta P_{med})}{[F_{lim}(\Delta P_{med}) - F(\Delta P_0)] \sqrt{\frac{\dot{x}_{med}}{\dot{x}_{lim}} - 1}} \sqrt{\frac{\dot{x}}{\dot{x}_{lim}} - 1} + 1, \quad \dot{x} \geq \dot{x}_{lim} \quad (41)$$

A força de atrito pode ser escrita na forma da equação (42).

$$F_{atr} = \frac{d}{d_{med}} \left[F(\Delta P_0) + \Delta P f(\dot{x}) \frac{F_{lim}(\Delta P_{med}) - F(\Delta P_0)}{\Delta P_{med}} \right] \quad (42)$$

É necessário que se conheçam os valores para cada força de atrito nos casos particulares de velocidades, como mostrou o trabalho desenvolvido por SANTOS (1996). Nesse trabalho se considerou também diferentes tipos de vedações para o cilindro, adotando-se dois modelos um do tipo copo NBR com diferentes durezas para um cilindro de alumínio e outro do tipo êmbolo completo NBR.

Para o primeiro caso, houve um aumento da dureza da superfície que influenciou na diminuição da grandeza da força de atrito, no outro caso, a pouca interferência devido a variação na dureza. Em materiais rugosos há a diminuição da força de atrito devido ao aumento da lubrificação nas paredes, acúmulo de fluidos na superfície do metal.

Outro ponto está nos dois tipos de atritos presentes na superfície de contato dos atuadores, sendo eles o estático e o viscoso representados nas equações (43) e (44).

$$F_{est} = \mu_{est} F_N \quad (43)$$

$$F_{vis} = \mu_{visc} F_N \quad (44)$$

Os coeficientes de atrito estático (μ_{est}) e de atrito viscoso (μ_{visc}) consideram o tipo de material, a superfície, o lubrificante, a temperatura de atuação, a umidade do ar, as pressões entre áreas das câmaras, a força normal atuante, e para o viscoso a velocidade e as condições do lubrificante.

Em função da velocidade do êmbolo o comportamento da força de atrito no atuador está suscetível a três gradientes de pressão entre as câmaras.

O trabalho realizado por SANTOS (1996) consiste em um modelo para determinação da força de atrito em atuadores sem haste a partir das curvas obtidas e descreve o comportamento da força de atrito para velocidades de menores que 0,3 m/s. A extrapolação feita possibilitou a representação matemática da força de atrito em função de velocidades de até 3,0 m/s. Na tabela a seguir especificam-se cada caso avaliado.

Tabela 1 – Resultados experimentais para a função da força de atrito

Faixas de pressão	Velocidade e F_{atr}
$0 \leq (P_A - P_B) \leq 2 \text{ (} 10^5 \text{N/m}^2 \text{)}$	$0 \leq \dot{x} \leq 0,6 \text{ (m/s)}$
	$F_{atr} = 91,6\dot{x} + 30$
	$0,6 \leq \dot{x} \leq 3 \text{ (m/s)}$
$2 \leq (P_A - P_B) \leq 2,5 \text{ (} 10^5 \text{N/m}^2 \text{)}$	$F_{atr} = 2,08\dot{x} + 83,75$
	$0 \leq \dot{x} \leq 0,4 \text{ (m/s)}$
	$F_{atr} = 175\dot{x} + 40$

$$0 \leq \dot{x} \leq 0,4 \text{ (m/s)}$$

$$F_{atr} = 3,85\dot{x} + 108,5$$

$$2,5 \leq (P_A - P_B) \leq 3 \text{ (} 10^5 \text{ N/m}^2\text{)}$$

$$0 \leq \dot{x} \leq 0,4 \text{ (m/s)}$$

$$F_{atr} = 200\dot{x} + 70$$

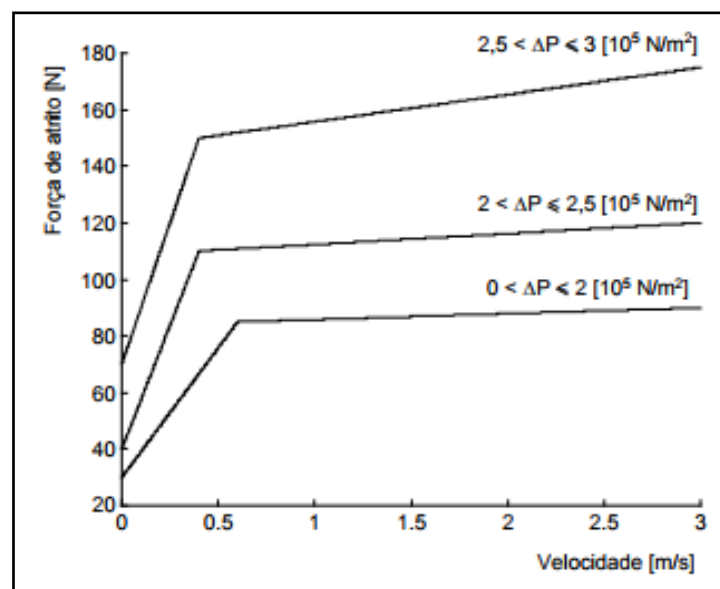
$$0,4 \leq \dot{x} \leq 3 \text{ (m/s)}$$

$$F_{atr} = 9,6\dot{x} + 146,15$$

Fonte: SANTOS (1996).

Entretanto, o modelo de SANTOS (1996) fica limitado a uma descrição descontínua do comportamento da força de atrito em função das pressões nas câmaras do atuador sensível a abruptas variações da intensidade da força de atrito e velocidade do êmbolo. Não sendo fidedigno ao experimento realizado por ESCHMANN (1992) base da modelagem de SANTOS (1996).

Figura 6 – Curva da força de atrito para faixas de pressões.



Fonte: SANTOS (1996).

Através da comparação das curvas abordadas no trabalho de SANTOS (1996) na Figura (6), culmina-se na curva de Stribeck sintetizada por VIRVALO (1995), Figura (7).

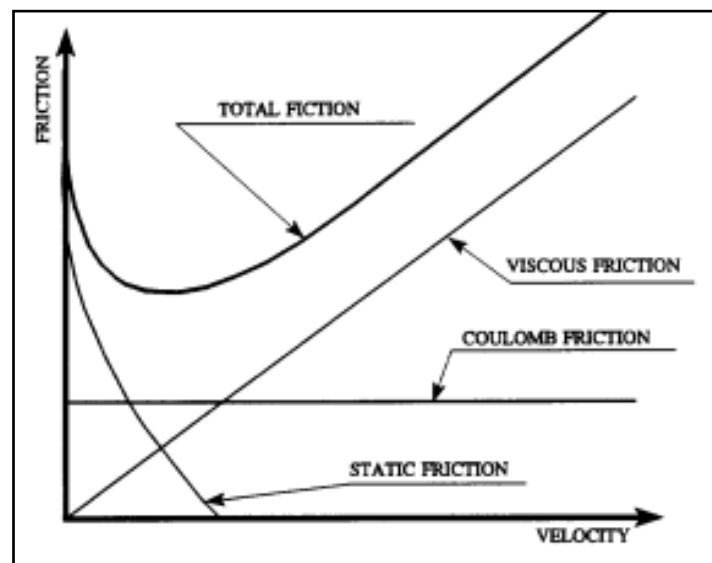
Bastante conhecida nas áreas de estudo da tribologia, estudo do atrito nas superfícies, possível de analisar a influência das componentes da força de atrito em atuadores pneumáticos com haste ou sem.

Neste trabalho utilizou-se o estudo realizado por SANTOS (1996) para analisar a resposta obtida da ação de controle ao atrito da câmara do cilindro e como o controlador deverá corrigir o amortecimento para cada momento da Figura (7). Em suma, conforme aumentou-se a velocidade do êmbolo dentro da camisa do cilindro a fricção viscosa aumenta, a estática diminui e a de Coulomb mantém-se constante e a fricção total aumenta, adicionando várias não-linearidades ao modelo, que não serão aprofundadas neste trabalho, porém experimentalmente facilmente observáveis.

SANTOS (1996) *apud* VIRVALO (1995) demonstra que em função das características construtivas, a força de atrito estática é bastante reduzida, não havendo o ponto de inflexão típico apresentado na Figura (6). Desta forma a resultante apresenta um comportamento próximo ao linear.

O autor propõe outros trabalhos para o estudo da força de atrito nessa planta, que poderão ser desenvolvidos por outros colegas de curso para aprimorar os estudos de posicionamento.

Figura 7 – Curva de Stribeck.



Fonte: SANTOS (1996).

Portanto, foram apresentados acima todos os aspectos importantes para a construção de um modelo para o sistema, a partir daqui será definida a bancada que será adquirida e os passos para implementação do controle.

3 MODELO LINEAR DE 3ª ORDEM

Encontra-se em literatura científica as características do comportamento dinâmico dos atuadores pneumáticos e as não-linearidades presentes no sistema. A seguir, será abordada a modelagem matemática segundo VIRVALO (1989) para um sistema de 3ª ordem tradicionalmente utilizado para os atuadores hidráulicos e, de maneira simplificada os atuadores pneumáticos.

Tendo em vista as características de dinâmicas de um sistema pneumático, como a elevada compressibilidade do ar, a elevada amplitude dos vazamentos internos da válvula e o comportamento não linear da vazão mássica através da válvula, tem-se um bom ponto de partida para o projeto do controlador no sistema de posicionamento em malha fechada e sua aplicação permite a utilização da teoria clássica de controle. Descrevendo o sistema numa função de transferência de malha aberta $G(s)$.

$$G(s) = \frac{K_{qa} \omega_n^2}{s(s^2 + 2\xi \omega_n s + \omega_n^2)} \quad (45)$$

O termo K_{qa} representa o ganho de velocidade em malha aberta, ω_n é a frequência natural do sistema e ξ é a taxa de amortecimento do sistema. A determinação do modelo matemático linear consiste na quantificação adequada destes três parâmetros.

Uma das formas de se calcular o valor da frequência natural do atuador pneumático, em questão, foi proposto por VIRVALO (1989) retomando TONYAN (1985), é mostrado na equação (46).

$$\omega_n = \sqrt{\frac{A_c^2 \beta}{V_1 M} + \frac{A_h^2 \beta}{V_2 M}} \quad (46)$$

No interior das câmaras do atuador como isentrópico e que a pressão absoluta média nestas câmaras seja igual a dois terços da pressão de suprimento da válvula, descreve-se o *Bulk modulus* (β) como na equação seguinte.

$$\beta = \frac{2\gamma P_s}{3} \quad (47)$$

Os termos A_c e A_e , utilizados na equação (46), são as áreas do êmbolo do atuador e área da coroa circular em função do diâmetro do êmbolo e da haste. No caso, o atuador sem haste essas áreas são iguais. V_1 e V_2 são os volumes das câmaras A e B do atuador e suas tubulações. M é a massa acoplada no atuador junto a sua própria massa.

O ganho da velocidade em malha aberta K_{qa} pode ser obtido conforme a razão abaixo.

$$K_{qa} = \frac{Q_N P_{atm} \sqrt{\frac{P_{sup\ man}}{3\Delta P}}}{\frac{2}{3}(P_{sup} U_{max} A)} \quad (48)$$

Q_N é a vazão nominal da válvula [m^3/s], P_{atm} pressão atmosférica absoluta [bar], P_{sup} pressão de suprimento absoluta [bar], $P_{sup\ man}$ pressão de suprimento manométrica [bar], U_{max} sinal de referência máximo para a válvula [V], o A é a área do atuador [m^2] e ΔP a perda de carga total na válvula [bar].

A perda de carga total na servoválvula pode ser assumida como um terço da pressão de suprimento. Assim a razão da velocidade pode ser escrita como.

$$K_{qa} = \frac{Q_N P_{atm}}{\frac{2}{3}(P_{sup} U_{max} A)} \quad (49)$$

A taxa de amortecimento do sistema (ξ) só poderia ser determinada de forma experimental, porém apresenta um baixo valor, na ordem de 0,02 a 0,2. Dessa forma propõe-se um valor aproximado de 0,15. VIRVALO (1989) também afirma que tanto o amortecimento quanto a frequência natural não são constantes, devido à ação das pressões de suprimento, das câmaras, temperatura do ar, variações na posição do atuador, o atrito do atuador entre outros. Tais fatores determinam a

limitação de se utilizar apenas um modelo linear para representar o posicionamento servopneumático.

Escrevendo as expressões em variáveis de estado como mostra no trabalho de BAVARESCO (2007), tem se que:

$$\dot{y}_1 = y_2 \quad (50)$$

$$\dot{y}_2 = y_3 \quad (51)$$

Sendo,

$$\dot{y}_3 = -\omega_n^2 y_2 - 2\xi\omega_n y_3 + K_q \omega_n^2 U_T \quad (52)$$

A frequência natural dada por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{2\gamma P_s}{3M} \left(\frac{A^2}{V_{A0} + Ay_1} + \frac{A^2}{V_{B0} + Ay_1} \right)} \quad (53)$$

Aproximando se a frequência natural para uma equação polinomial de quarto grau:

$$\omega_n = A_1 y_1^4 + B_1 y_1^3 + C_1 y_1^2 + D_1 y_1 + E_1 \quad (54)$$

VIRVALO (1989) apresenta duas formas de se representar o modelo linear de 3ª ordem e, neste trabalho, adota-se o modelo da equação (45), com algumas formas de determinação da taxa de amortecimento, da frequência natural do sistema, entre outros termos da dinâmica do modelo.

Nota-se, então, a dependência da própria construção da planta, como por exemplo, a pressão de suprimento, a posição que o êmbolo, a abertura da válvula. Sendo necessária a análise destes comportamentos, discussão a ser realizada nas próximas seções, como tais fenômenos são elementos que conferem não linearidades ao sistema que foram reunidos na esfera do modelo não linear do posicionador.

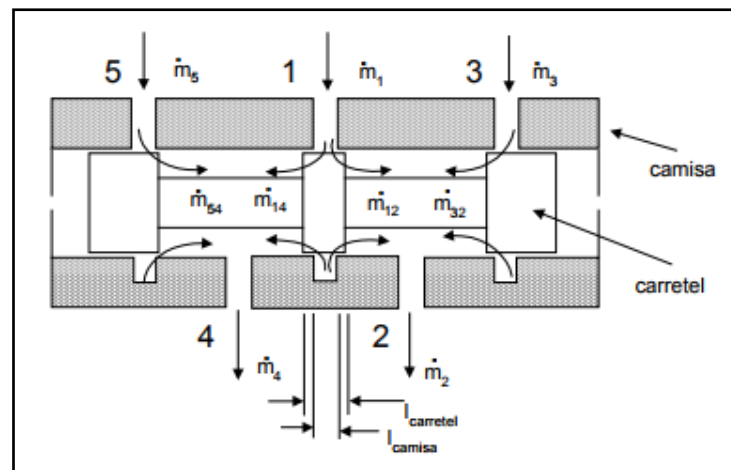
3.1 Modelo não-linear do Posicionador

Neste tópico serão consideradas algumas não-linearidades que podem ocorrer no sistema proposto dentre tantas outras presentes, em um sistema dinâmico servoposicionador pneumático.

3.1.1 Vazão mássica através da válvula

Segundo VIEIRA (1998), o comportamento dinâmico de uma válvula de 5/3 vias, pode ser representado pela Figura (8).

Figura 8 – Esquemático do escoamento interno de uma válvula.



Fonte: VIEIRA (1998).

A alimentação se dá através do bocal 1, os bocais 2 e 4 são as conexões com as câmaras do atuador e os bocais 3 e 5 são os retornos, tanto para o escape do atuador quanto para vazamentos internos que são liberados. Pode-se observar através da Figura (8), que a construção da válvula determina a seção geométrica de escoamento, ou seja, o comportamento do suprimento cedido ao atuador.

A posição do carretel de comando e sua largura do ressalto, a largura do entalhe da camisa e a folga diametral entre o carretel e a camisa do cilindro, são as características expressas pelo autor que influem no escoamento interno da válvula.

VIEIRA (1998) adota o termo “orifício de controle da servoválvula” que por definição abrange os referentes bocais e o escoamento através deles pela seção anular entre o carretel e a camisa, esse fenômeno de escoamento aproxima-se do

que ocorre em um orifício. A válvula apresenta cinco orifícios de controle listados na tabela a seguir.

Tabela 2 – Orifícios de controle.

Orifícios de controle	Seção anular de escoamento entre
A_{12}	O suprimento e a saída 2.
A_{14}	O suprimento e a saída 4.
A_{32}	O escape 3 e a saída 2.
A_{54}	O escape 5 e a saída 4.

Fonte: VIEIRA (1998).

A vazão mássica do escoamento do fluido compressível, sob influência do fator ψ , produto dos calores específicos dos gases, através do orifício de controle pode ser expressa como:

$$\dot{m} = A_{or\acute{f}icio} P_e \sqrt{\frac{2}{RT_e}} \psi_{m\acute{a}x} w(a) \quad (55)$$

Sendo,

$$a = \left(\frac{P_s}{P_e}\right) \quad (56)$$

$$b = \left(\frac{P_s}{P_e}\right)_{cr\acute{it}ico} \quad (57)$$

Para $a > b$:

$$w(a) = \sqrt{1 - \frac{(a-b)^2}{(1-b)^2}} \quad (58)$$

E para $a \leq b$:

$$w(a) = 1 \quad (59)$$

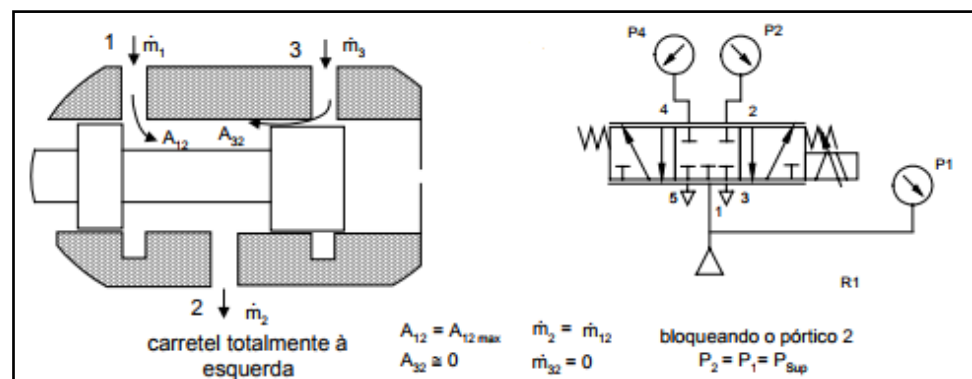
De maneira sucinta foi exposta a vazão mássica através da válvula de controle considerando a área do orifício $A_{\text{orifício}}$ que deve ser obtida pelo catálogo dos componentes, VIEIRA (1998) propõe um método para determinação experimental dos coeficientes representativos de vazão do componente pneumático.

Neste trabalho não foram realizados os ensaios, pois considerou-se os resultados de VIEIRA (1998) para a definição da estratégia de sintonia do controlador, abordado no próximo tópico do trabalho, que trata da abertura e fechamento da válvula para ação de controle.

3.1.2 Abertura parcial da válvula

A análise feita por VIEIRA (1998) sobre os efeitos dos vazamentos internos e o movimento do carretel mostrado nas figuras a seguir.

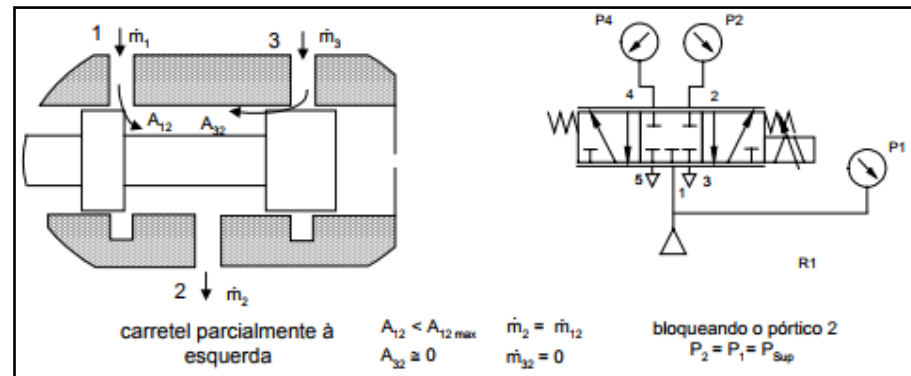
Figura 9 – Posição do carretel deslocado à esquerda.



Fonte: VIEIRA (1998).

Quando o carretel é totalmente deslocado para a esquerda, como mostra a Figura (9), a abertura de orifícios de controle que restringirão a passagem do ar nas câmaras (A_{12} , A_{32}), a A_{12} é muito maior que na A_{32} , pode se aproximar que $A_{12} = A_{12\text{máx}}$ e a área A_{32} é nula. Portanto a pressão em regime permanente é igual à pressão na alimentação (bocal 1).

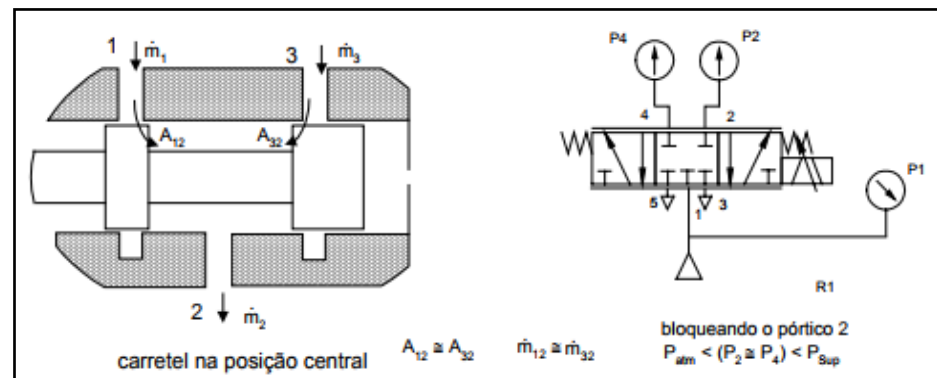
Figura 10 – Posição do carretel deslocado parcialmente à esquerda.



Fonte: VIEIRA (1998).

Conforme o carretel é deslocado para a direita A_{12} reduz gradualmente, enquanto A_{32} permanece obstruída, como mostra a Figura 10. Ao bloquear o bocal 2 a pressão em regime permanente é igual à pressão de suprimento $P_2 = P_1 = P_{\text{sup}}$. Deslocando-se um pouco mais à direita, centralizando-o, nota-se que a pressão se reduz gradativamente, como mostra a Figura (11).

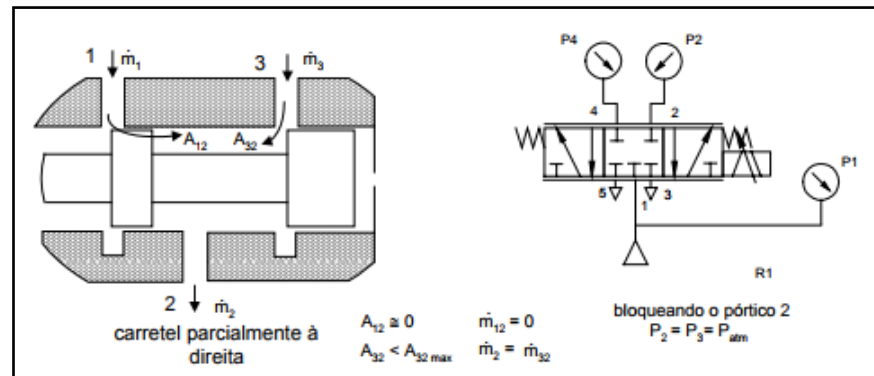
Figura 11 – Posição do carretel centralizado.



Fonte: VIEIRA (1998).

A partir desta posição do carretel, deslocando-o um pouco mais à direita, na Figura (12), a contribuição de \dot{m}_{32} na composição de \dot{m}_2 torna-se considerável, crescendo com o deslocamento do carretel. Ao mesmo tempo a contribuição de \dot{m}_{12} na composição de \dot{m}_2 é reduzida.

Figura 12 – Posição do carretel deslocado parcialmente à direita.



Fonte: VIEIRA (1998).

Para SANTOS (1996) o efeito da abertura parcial da servoválvula é analisado sobre dois parâmetros. O primeiro a abertura geométrica do orifício que é diretamente proporcional à posição do carretel e a tensão de referência, descrita pela equação.

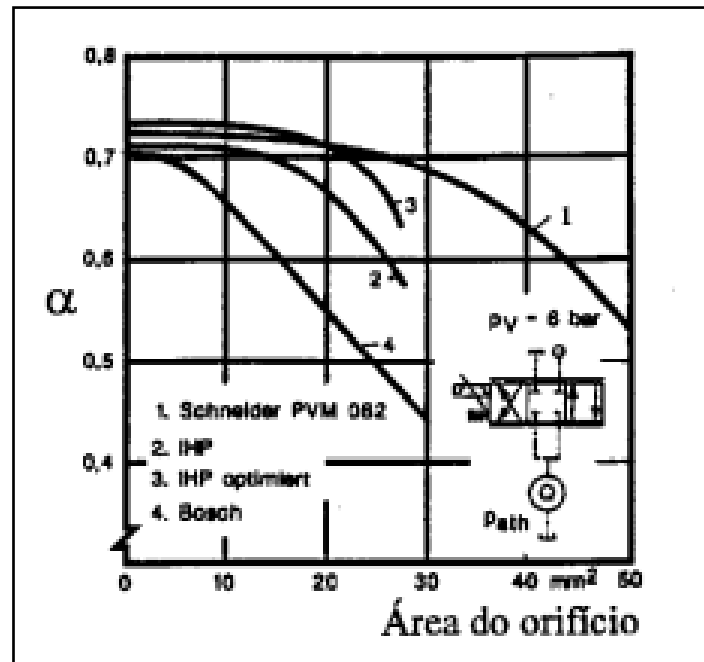
$$\frac{A_v}{A_v \max} = \frac{y}{y \max} = \frac{U}{U_{\max}} \quad (60)$$

O segundo na determinação da vazão mássica realizada através do escoamento com o fator de correção α , que define as perdas devido à contração e as irreversibilidades. Como mostra a equação (61).

$$\dot{m} = \alpha A_v P_s \sqrt{\frac{2}{RT_1}} \psi_{\max} w(a_1) \quad (61)$$

Define-se o fator de correção α em função da área de abertura do orifício e o tipo de válvula utilizada, apresentada na Figura (13).

Considera-se a situação mostrada na Figura (11), carretel no centro, SANTOS (1996) basea-se no exposto por VIRVALO (1989), desconsidera o fato de que a vazão através de cada bocal de trabalho da válvula é devida à composição da vazão através de dois orifícios de controle, ou seja, considera que há um único orifício de controle atuando sobre esta vazão. Esta hipótese estabelece uma forma mais simples e de fácil manipulação matemática.

Figura 13 – Fator de Correção α .

Fonte: VIEIRA (1998) apud SCHOLZ (1990).

VIEIRA (1998) adota que este fato pode ser desprezado quando a servoválvula opera com o carretel de comando na posição central, Figura (11), que é a condição de operação típica nas aplicações em malha aberta.

Porém, este fenômeno deve ser representado quando o carretel de comando está posicionado em torno do centro do curso, sendo a condição predominante nas aplicações de posicionamento em malha fechada quando o atuador está próximo da posição desejada, condição estável.

Até aqui foram levantadas diferentes abordagens para elementos pontuais presentes neste projeto segundo a combinação dos mesmos para definir uma mesma estratégia de controle.

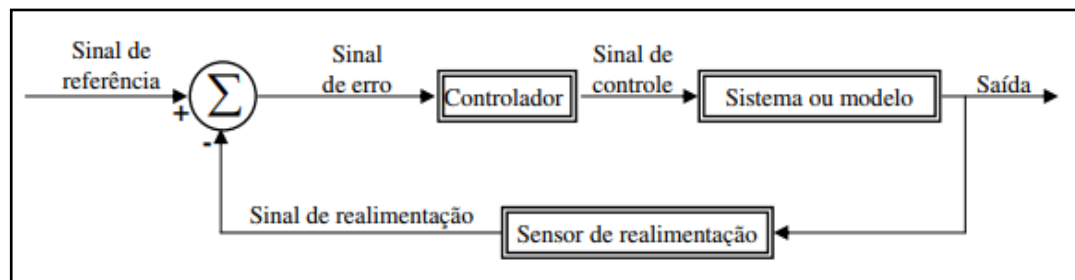
Cada trabalho citado aqui está intimamente ligado ao outro, dessa forma a intenção desse trabalho é implementar o modelo linear de VIRVALO (1989), utilizando as informações levantadas por VIEIRA (1998) e dos demais autores para a bancada de ensaio do Laboratório da UTFPR – CP. As próximas seções tratam do controlador e do ambiente que será utilizado para tanto.

4 SINTONIA DO CONTROLADOR

Dentre os clássicos problemas abordados no curso de Engenharia de Controle e Automação têm-se dois casos de sistemas de controle em malha aberta e o de malha fechada que se diferenciam pela existência ou não de subsistemas de realimentação, em sistemas de malha fechada o sinal de controle é determinado pela avaliação de erros entre o sinal de saída de referência como afirma BAVARESCO (2007).

O diagrama básico de um sistema em malha fechada é mostrado na Figura (14), abaixo.

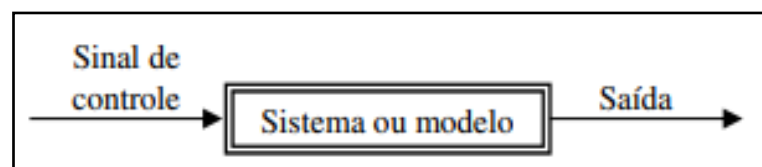
Figura 14 – Diagrama de um sistema de controle em malha fechada.



Fonte: BAVARESCO (2007).

O controle em malha aberta consiste na entrada de um sinal de controle pré-determinado, estimando que a saída seja estável dentro do comportamento estimado. Não há mecanismos de acompanhamento do processo, apenas se avalia o sinal de saída independente da ação de controle ao longo do tempo, como analisa BAVARESCO (2007), conforme a Figura (15).

Figura 15 – Diagrama de um sistema de controle em malha aberta.



Fonte: BAVARESCO (2007).

BAVARESCO (2007) *apud* OGATA (1995) destaca as vantagens do controle em malha fechada, pelo fato que a realimentação torna a resposta do

sistema relativamente insensível às perturbações externas e as variações internas dos parâmetros do sistema sendo assim um controle robusto.

Quanto à estabilidade, o sistema em malha aberta é menos problemático, ao contrário do sistema em malha fechada, que ao se tentar corrigir os erros pode ocasionar oscilações de amplitude constantes ou crescentes em relação ao tempo.

Neste trabalho constatou-se que os efeitos físicos interferem diretamente na dinâmica do sistema e conseqüentemente o sistema torna-se não-linear, ou seja, sai do ambiente controlado da teoria e se aproxima da realidade do chão de fábrica.

Portanto, o projeto do controlador deverá compreender as características não-lineares do sistema para que não se perca a sensibilidade aos efeitos destas e aprimore o modelo de forma a representar efetivamente o circuito, no intuito de definir uma lei de controle que atue sobre o sistema para atingir um regime de trajetórias de estado desejadas para o posicionamento do cursor.

4.1 Projeto de controlador PID

Devido à disponibilidade de um módulo controlador PID da FESTO este trabalho propõe sintonizar um controlador PID através do lugar das raízes (*Root Locus*) (OGATA, 1995). No decorrer do curso estudamos os efeitos das ações de controle e os efeitos delas sobre a planta, como afirma Kagueyama (2011).

A ação proporcional provoca uma reação do sistema proporcional ao erro presente, ou seja, em um controlador, cuja ação de controle é proporcional, a relação entre a saída do controlador e o sinal de erro atuante, que é a entrada do controlador, é dada por um ganho simples, e funciona essencialmente como um amplificador com um ganho ajustável. Um aumento da ação proporcional geralmente ocasiona melhora na precisão do sistema em malha fechada. A ação integral proporciona melhora na precisão do sistema em regime permanente, pois ela atua de acordo com uma taxa proporcional ao erro atuante, ou melhor, seu sinal de controle é um sinal proporcional à integral do erro. A ação derivativa consiste na aplicação de um sinal de controle proporcional à derivada do sinal de erro, é tida como antecipatória, podendo proporcionar melhora na velocidade do sistema em malha fechada, e só apresenta influência em condições transitórias: um sinal estabilizado em regime permanente possui erro constante cuja derivada não existe. A partir desse momento, só têm atuação a parcela proporcional do controle. (Kagueyama, 2011. p. 1).

Como afirma KAGUEYAMA (2011) a ação proporcional interfere na resposta transitória do sistema a fim de diminuir o tempo de subida (T_R) amortizando

o erro permanente. Pode-se generalizar um sinal de controle $u(t)$ proporcional ao erro $E(t)$, trabalhando numa amplitude entre o máximo $u_{m\acute{a}x}(t)$ e mínimo do sinal $u_{m\acute{a}x}(t)$, como mostra a equação (62).

$$u(t) = KE(t) \quad (62)$$

A segunda ação, a integral, melhora a precisão da resposta em relação ao erro de regime permanente, mas pode degradar a resposta transitória do sistema. Uma vez que, o sinal de controle é proporcional à integral do erro $E(t)$ e inversamente proporcional ao tempo integral (T_i), mostrado na equação (63).

$$u(t) = \frac{1}{T_i} \int_0^t E(\tau) d(\tau) \quad (63)$$

Em suma, a ação integral adiciona um pólo na função de transferência do sistema em malha aberta próximo à origem afetando a estabilidade e a velocidade de resposta do sistema, dessa forma não se utiliza o controle puramente integral, mas sim uma combinação com a ação proporcional.

Como afirma KAGUEYAMA (2011) *apud* (ASTROM; HAGGLUND, 1995), a principal ação do controle integral  assegurar que a saída do processo tenha o valor requerido (próximo ao de referência), o ganho proporcional geralmente provoca um sinal de erro, diferente de zero. Com a ação integral, um erro positivo vai levar a um aumento do sinal de controle, e um erro negativo leva a uma diminuição do sinal de controle independente do módulo do valor do erro.

A ação derivativa atua na estabilidade em malha fechada do sistema melhorando-a, convencionalmente se diz uma característica que antecipa a acomodo do sistema. Sendo o sinal de controle expresso na equação (64).

$$u(t) = T_d \frac{dE(t)}{dt} \quad (64)$$

O controlador integral age junto ao proporcional tornando o sistema viável, se fosse meramente derivativo, seria muito sensível a ruídos de alta frequência, sendo extremamente instável.

De forma geral, a resposta no domínio do tempo do controlador é descrito na equação (65) e a função de transferência $G(S)$ no plano S na equação (66).

$$u(t) = K \left[E(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t E(\tau) d(\tau) + T_d \frac{dE(t)}{dt} \right] \quad (65)$$

$$G_c(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (66)$$

O efeito buscado com este controlador consiste na adição de pólos e zeros a fim de se obter a controlabilidade do sistema. Outras técnicas podem ser utilizadas para a sintonia do controlador, por exemplo, o projeto pelo Lugar das Raízes, Tyreus e Luyben, Chien-Hrones-Reswick, entre outras, que podem ser exploradas por outros trabalhos.

O modelo adotado para experimentação na bancada é o modelo linear de terceira ordem VIRVALO (1989), abordado no tópico 3 deste trabalho, com a função de transferência da equação (45).

Adicionando aos critérios de projeto um valor de tempo de pico (T_p) compensado igual a dois terços do tempo do sistema não compensado, uma ultrapassagem percentual de 20% e o erro estacionário nulo a uma entrada do tipo degrau unitário, tais condições são sugestões didáticas.

A função de transferência do sistema $G(s)$, calculada pelos métodos apresentados por VIEIRA (1998), utilizada na sintonia do controlador PID pela técnica de *Root-Locus* é dada pela equação (67).

$$G(s) = \frac{1.0926}{s^3 + 20.939s^2 + 685.07s} \quad (67)$$

O controlador PID aproximado para um valor de ultrapassagem de 30%, cuja obtenção é descrita no APÊNDICE A, é mostrado na forma da equação abaixo:

$$G_{PID \text{ técnica}}(s) = \frac{0.79s^2 + 7.9069s + 0.079}{s} \quad (68)$$

Porém no ensaio em bancada esse controlador não estabilizava o sistema, denotando que ainda não era um modelo adequado às condições da bancada, pois as características do sistema não comportam exatamente esses valores sendo que as aproximações matemáticas adotadas para a compensação derivativa e integral não atuaram efetivamente no sistema, isto é, não se completam na compensação.

Então ao analisar os cálculos e testando experimentalmente a sensibilidade conforme algumas das características estudadas diretamente na planta adotou-se a uma margem de ganhos aceitável que garantisse a resposta estável do sistema. Esses valores estão transcritos na forma da equação (69).

$$G_{PID \text{ bancada}} (s) = \frac{1.9s^2 + 5.70s + 0.08}{s} \quad (69)$$

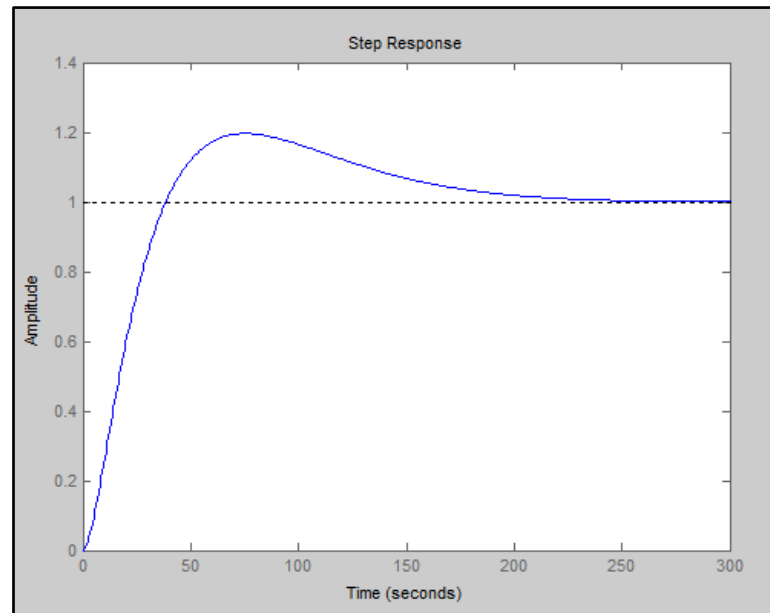
Os ganhos para cada ação de controle são $K_p = 5,70$ (proporcional), $K_d = 1.9$ (derivativa) e $K_i = 0.08$ (integral), valores confiáveis obtidos experimentalmente. Portanto, a função de transferência de malha fechada calculada ($M_c(s)$) para o sistema compensado utilizando os ganhos PID experimentais é:

$$M_c(s) = \frac{2.07601s^2 + 6.22803s + 0.0874109}{s^4 + 20.939s^3 + 687,146s^2 + 6.22803s + 0.0874109} \quad (70)$$

A Figura (16) mostra a saída do sistema controlado, percebe-se que satisfaz o critério do valor de ultrapassagem de 20%, porém a acomodação é lenta, superior a 5 minutos, o que comprovado experimentalmente, isto é a planta tem uma resposta estável para o controlador PID.

Após a experimentação realizou-se a identificação do sistema, o procedimento é descrito no APÊNDICE B, através dos dados coletados da variação de tensão no sensor potenciométrico e do sinal de saída do controlador PID através da interface do *Easyport*.

Figura 16 – Resposta ao degrau do sistema calculado.



Fonte: Autoria própria.

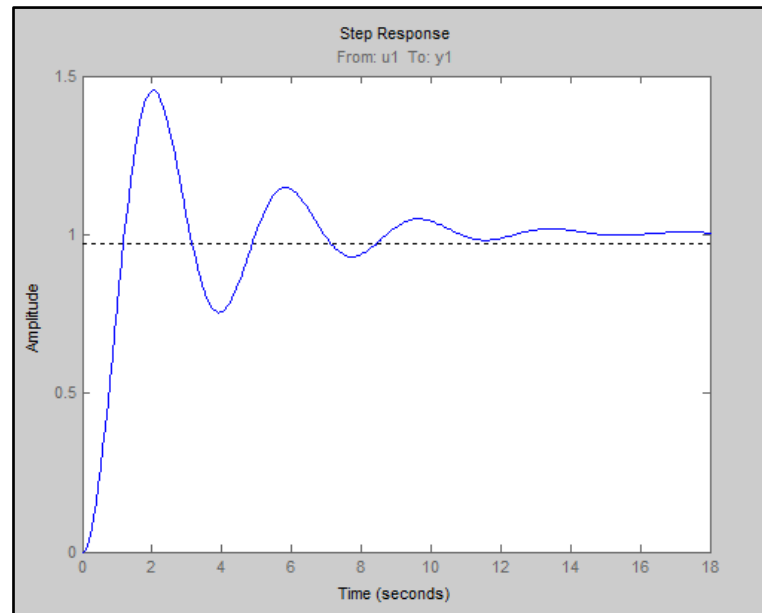
Assim, obteve-se a função de transferência aproximada ($M_a(s)$), na forma:

$$M_a(s) = \frac{2.077s^2 + 3.973s + 0.03367}{s^4 + 2.023s^3 + 3.7s^2 + 3.951s + 0.03467} \quad (71)$$

Ao comparar as funções (70) e (71) é evidente há divergências na grandeza dos valores para os coeficientes de cada situação, pois as considerações matemáticas sobre as não linearidades do sistema real levam a resultados diferentes para cada parcela da função, porém deve-se analisar o comportamento do sistema para os ganhos calculados para o controlador, que permitem uma identificação correta do sistema que é próxima da realidade, o que valida a análise do sistema aplicando as técnicas estudadas ao longo do curso.

A curva da resposta do sistema identificado para uma entrada em degrau, Figura (17), está com um valor de ultrapassagem de 50%, adotado a partir dos testes realizados, uma margem maior de tolerância tornou-se mais adequada às condições dos experimentos.

Figura 17 – Resposta ao degrau do sistema identificado.



Fonte: Autoria própria.

Ao analisarmos as curvas das duas situações descritas acima, percebe-se a melhora no desempenho do sistema, sendo caracterizada pela melhora no tempo de amortecimento, na parcela de *overshoot* e nos tempos de pico e acomodação, efeitos adquiridos pelas ações de controle esperadas.

O controlador foi devidamente aproximado e apresentou uma resposta satisfatória para o projeto, então se procedeu para a análise da atuação deste projeto no deslocamento do cilindro, lido no sensor potenciométrico associado ao cursor da bancada e no monitoramento das tensões de alimentação da válvula.

Durante os testes realizados na operação da bancada observou-se a necessidade da aquisição de dados quanto à relação da tensão no sensor potenciométrico e as leituras de pressão realizadas pelo sensor analógico de pressão disponível no Laboratório, permitindo acompanhar as condições do suprimento de ar e suas variações para diferentes condições de funcionamento.

Na tabela (3), apresentam-se os dados coletados experimentalmente, nos quais as variações de tensão para cada faixa de deslocamento do cilindro e de suprimento, limitadas pelas características dos componentes.

Tabela 3 – Monitoramento dos sensores da bancada.

Sensor potenciométrico		Sensor de pressão	
Posição (mm)	Tensão (V)	Pressão (bar)	Tensão (V)
88	0,92	1	1,58
129	1,80	2	2,44
164	2,56	3	3,40
199	3,32	4	4,38
237	4,18	5	5,38
268	4,88	6	6,23
274	4,96	7	7,25
322	6,20	8	8,48
366	6,99		
416	8,06		
450	8,83		

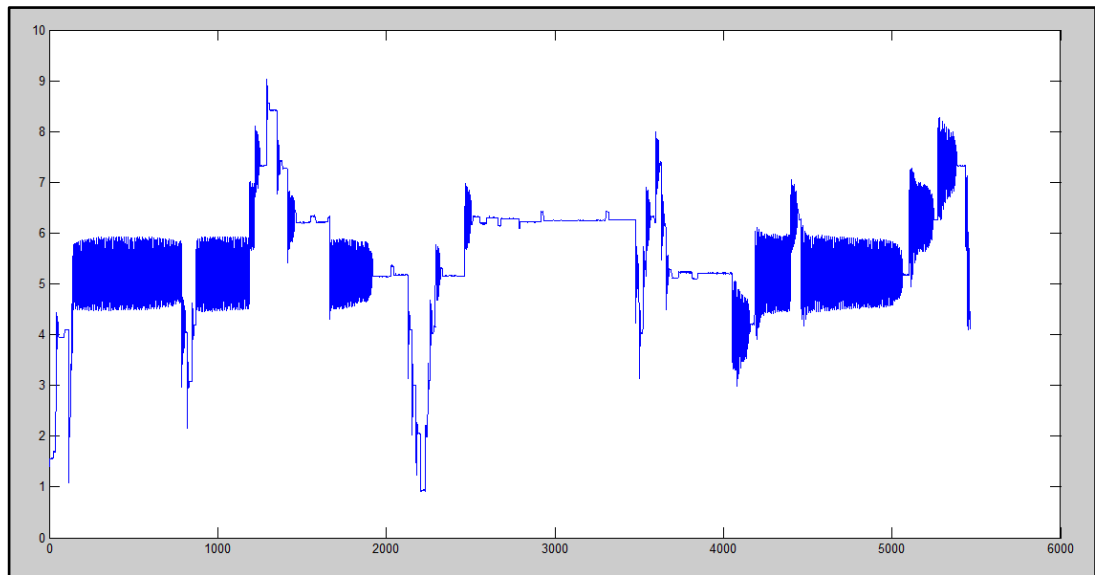
Fonte: Autoria própria.

No APÊNDICE C, pode-se observar que cada canal na placa analógica foi configurado da seguinte maneira, o canal 0 é a fonte DC; o canal 1 é o sensor potenciométrico; o canal 2 é a válvula proporcional; o canal 3 é o sensor de pressão.

A variação de tensão no sensor potenciométrico conforme a atuação do controlador pode ser monitorada no canal 1 e é mostrada na Figura (18). É necessário que se avalie a oscilação da curva para cada valor de tensão associada a um deslocamento do cursor na régua, ou seja, a posição média em 5V correspondente a 225 mm na régua acoplada ao sensor, a posição inicial 1V para 0 mm e a leitura de 9V no sensor seria a posição limítrofe de 450 mm.

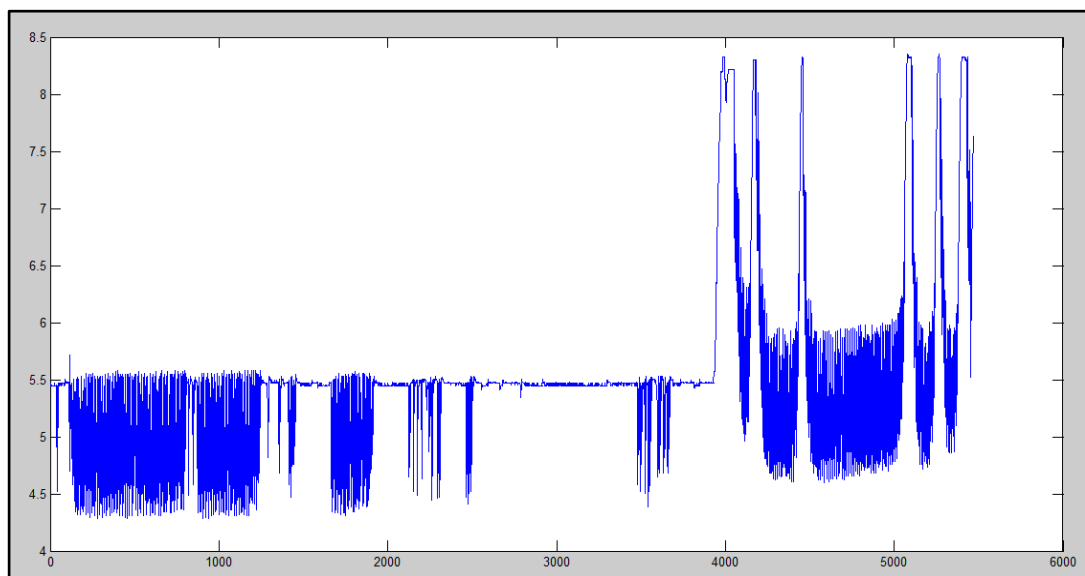
Na Figura (19) observa-se a variação de tensão no sensor de pressão no intervalo de 4 a 8 bar. A instabilidade de suprimento foi detectada a cada ação de controle realizada na válvula. De maneira simplificada, para cada operação da válvula há uma oscilação na leitura da pressão até que se atinja a estabilidade do sistema.

Figura 18 – Variação da tensão no sensor potenciométrico.



Fonte: Autoria própria.

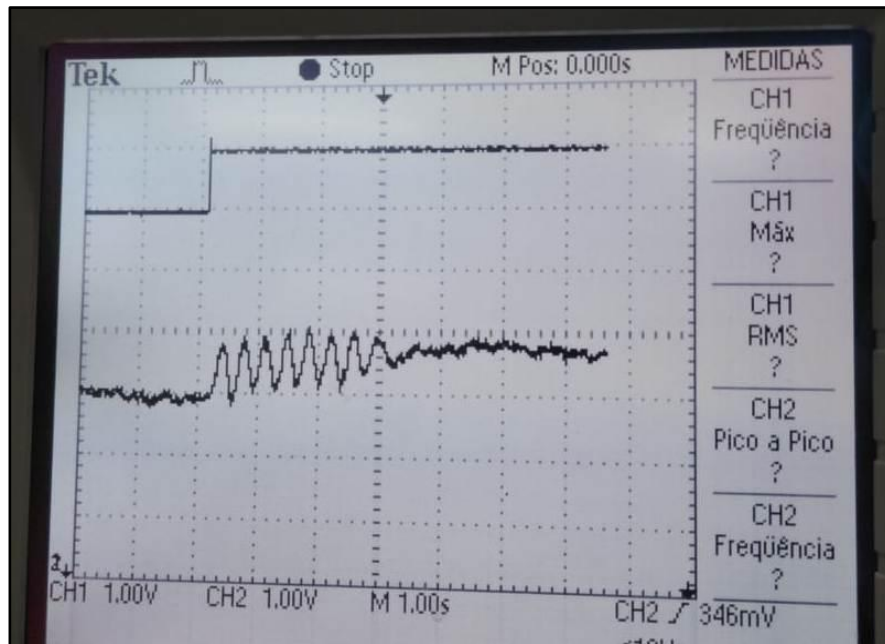
Figura 19 – Variação da tensão no sensor de pressão.



Fonte: Autoria própria.

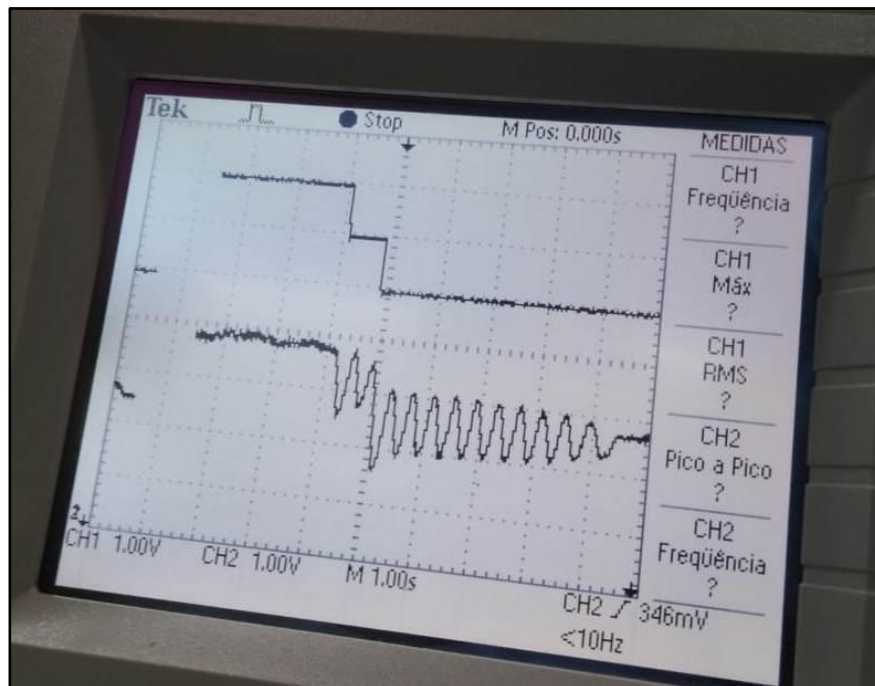
O espaço amostral é de aproximadamente 5469 amostras e em cada um dos casos é necessário a conversão da variável de 16 bits lida pelo EasyPort para os valores de tensão que é a variável de controle. Por tratar-se dos primeiros dados obtidos na bancada a transcrição dos dados realizou-se de forma simplificada nas curvas como recurso para a análise.

Figura 20 – Resposta do sistema para entrada de 5V.



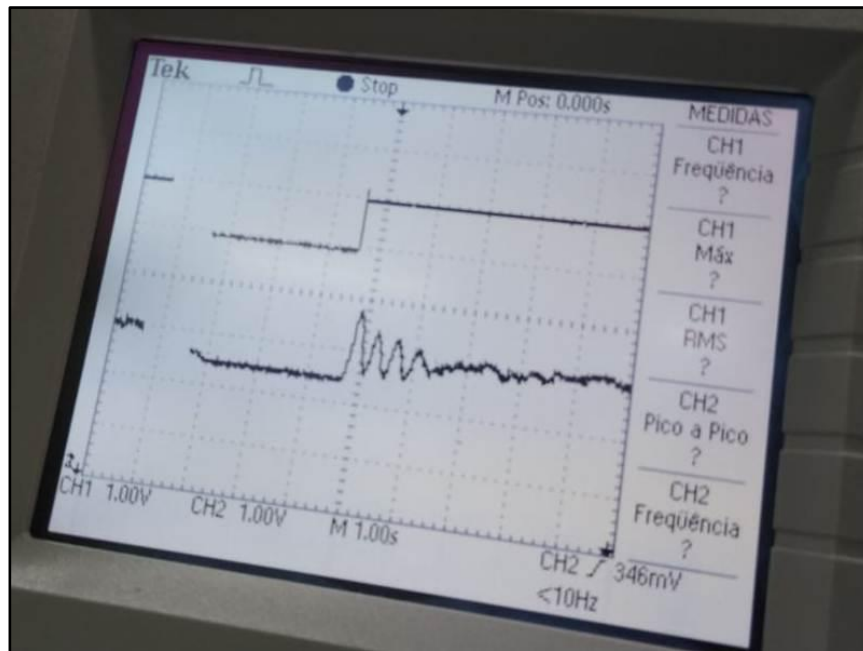
Fonte: Autoria própria.

Figura 21 – Resposta do sistema para redução de valores da entrada.



Fonte: Autoria própria.

Figura 22 – Resposta do sistema para entrada acima de 5V.



Fonte: Autoria própria.

As Figuras (20), (21) e (22) mostram as leituras realizadas na saída da válvula e na fonte de alimentação adquiridas em tempo através de um osciloscópio. Foi possível analisar a resposta do circuito para diferentes momentos de incitação do sistema. Nota-se também a interferência pelos ruídos nos canais além da estabilização dos sinais pela ação do compensador.

4.2 Bancada de Testes

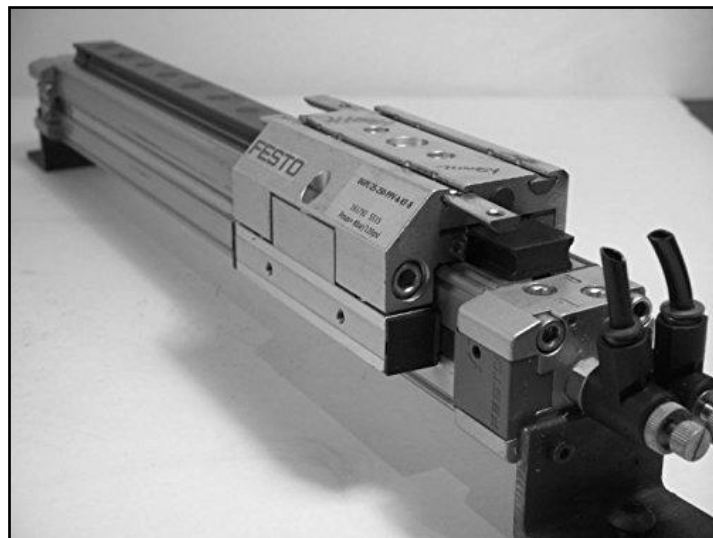
Neste tópico apresenta-se a abordagem experimental desenvolvida na segunda etapa do trabalho de conclusão de curso, sendo elaborada de forma prática uma bancada adquirida pela instituição UTFPR Câmpus Cornélio Procópio.

O sistema proposto neste trabalho circunda um servoposicionador pneumático composto por uma válvula de controle e um cilindro atuador, sendo um sistema que permite posicionar uma carga em um determinado ponto do curso do atuador ou seguir uma trajetória variável em função do tempo. Ao contrário da pneumática convencional, restringe o posicionamento do atuador linear a pontos discretos bem definidos, por exemplo, totalmente avançado ou recuado.

De maneira analítica, subdividiu-se o procedimento experimental em três categorias de componentes conforme suas funções. A primeira, os componentes pneumáticos, a segunda o sistema de medições e a terceira, a última a aquisição de dados. Todas as três compõem o sistema em malha fechada do sistema.

Nos componentes pneumáticos, que são descritos na tabela 1, tem-se como atuador do sistema um cilindro de dupla ação sem haste diâmetro 25 mm e curso 450 mm, com amortecimento de fim de curso, êmbolo magnético para detecção de sensores e guia de esferas recirculantes, mostrado na Figura (23).

Figura 23 – Atuador linear de dupla ação sem haste FESTO DGPL series.

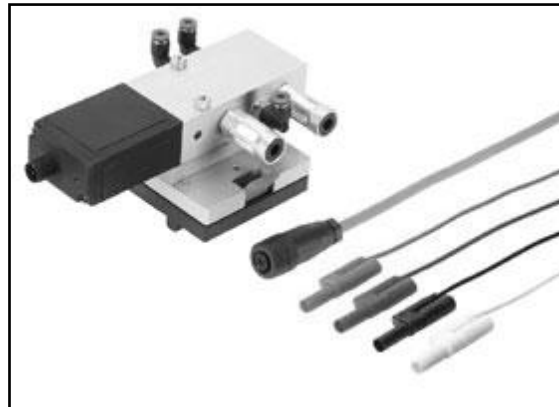


Fonte: Catálogo do Fabricante.

A válvula direcional, representada na Figura (24) de centro fechado 5/3 vias e acionada por solenóide proporcional para sinal de entrada de 0 a 10 VDC. Este determinará a passagem de ar para o cilindro através da abertura da válvula sob uma tensão elétrica aplicada ao solenóide.

Assim a tensão de alimentação torna-se a variável de controle do sistema, ou seja, variando-se a tensão nas bobinas do solenóide desloca-se o carretel permitindo a passagem de ar para a câmara de entrada do cilindro e variando a saída de ar do cilindro.

Figura 24 – Válvula direcional centro fechado 5/3 vias FESTO.



Fonte: Catálogo do Fabricante.

O controlador poderá ser implementado através da placa controladora PID FESTO com alimentação 24 VDC, entrada para valor de referência de -10 a +10 VDC, entrada de sinal de set point, faixa de -10 a +10 VDC, fonte de 15 VDC para alimentação de sensores; ajuste dos parâmetros de proporcional, integral e derivativo separados e com uso de potenciômetro de multivoltas, ajuste individual de ganho para cada parâmetro e ajuste de offset que será ajustada segundo os parâmetros estimados durante o desenvolvimento do decorrer do projeto.

Figura 25 – Placa controlador PID FESTO.



Fonte: Catálogo do Fabricante.

A aquisição de dados será realizada pela placa EasyPort DA da Figura 25, que possui software para gerenciamento e aquisição de dados e módulos de acoplamento para o MatLab/Simulink. Esse acoplamento permite a análise do sistema de controle e ainda a captura dos dados das medições em tempo real como banco de dados utilizável no MatLab, permitindo sua manipulação e a análise detalhada dos resultados obtidos.

O sensor potenciométrico linear, o transdutor de posição acoplado ao cursor do atuador, associa uma tensão a uma posição do sensor que realimentará o controlador como o status do cursor. A alimentação do sistema é realizada através da placa de conexão analógica descrita no quadro (1), como todos os componentes aqui citados. Conforme as figuras abaixo.

Figura 26– EasyPort da FESTO.



Fonte: Catálogo do Fabricante.

Figura 27 – Sensor potenciométrico linear da FESTO.



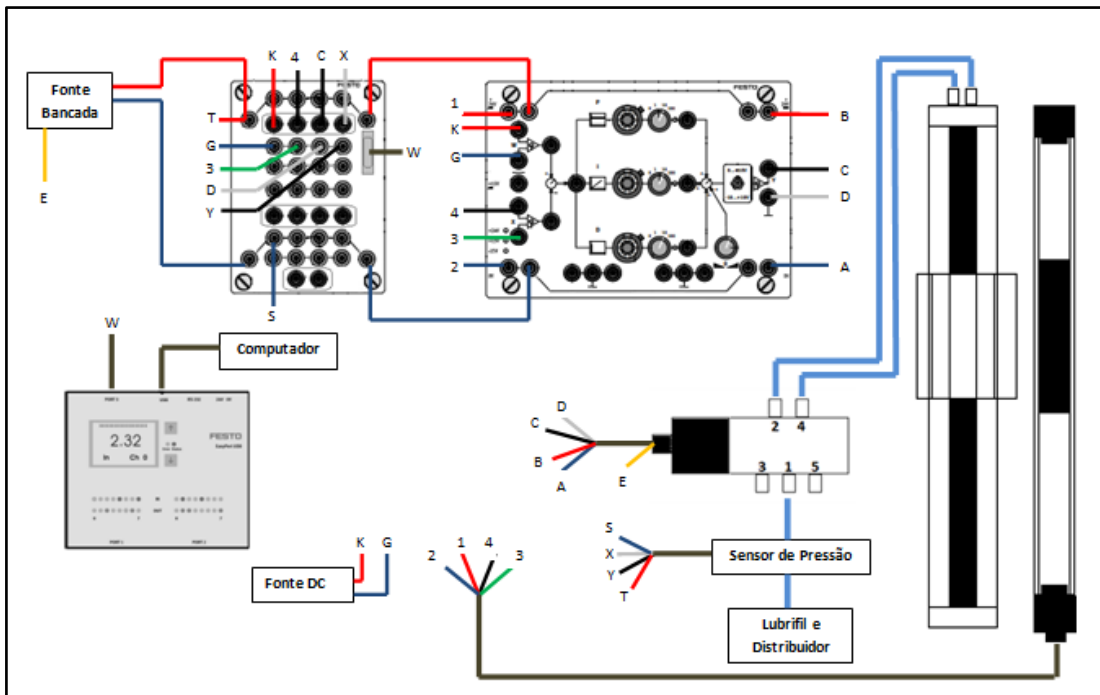
Fonte: Catálogo do Fabricante.

Nesta seção, foram apresentados os componentes do Laboratório de Hidráulica e Pneumática da Instituição, a próxima seção reunirá algumas das características já disponíveis na *internet* e na literatura consultada importantes para o modelo de VIRVALO (1998).

A bancada para realizar o ensaio e, também, outras mais implementações de circuitos eletropneumáticos utilizando o controlador proposto nesta seção está representado no esquemático na Figura (28).

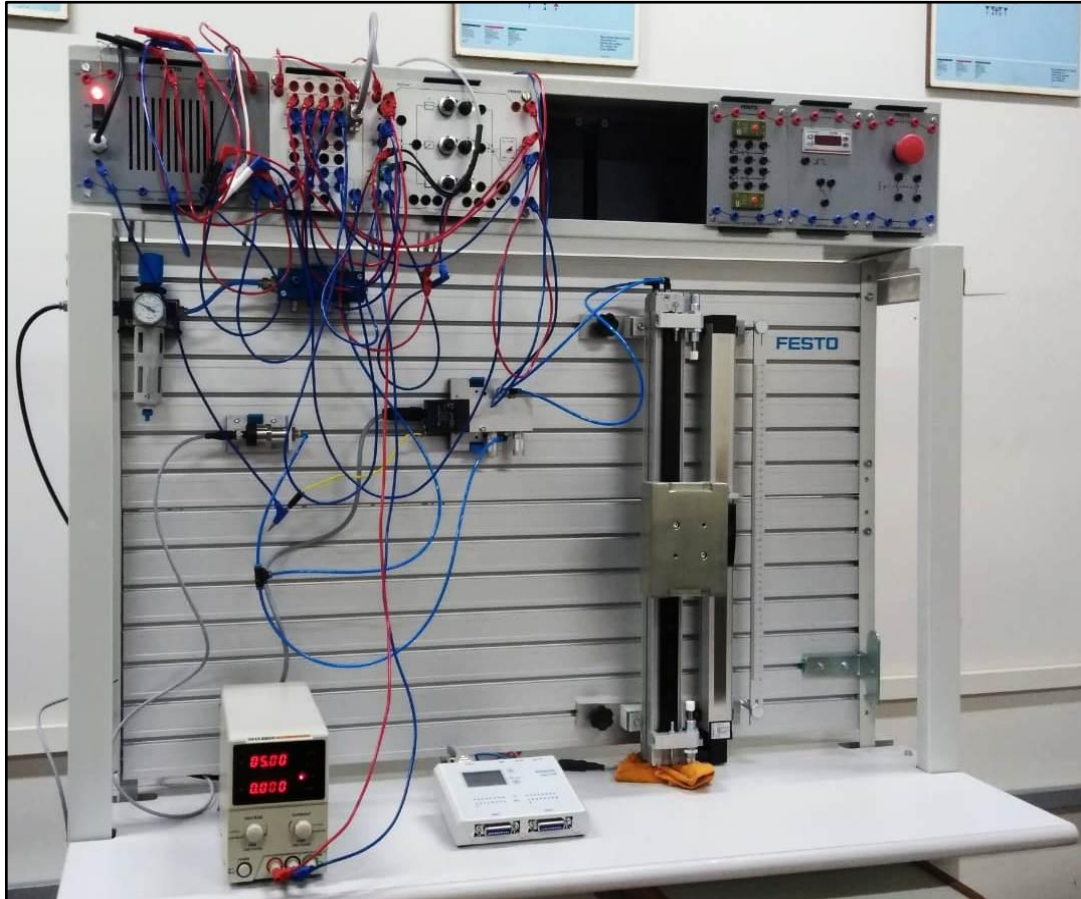
O APÊNDICE C apresenta um exemplo da folha aula utilizada para exercícios no Laboratório na disciplina de Hidráulica e Pneumática.

Figura 28 – Diagrama simplificado da bancada.



Fonte: Autoria própria.

Figura 29 – Bancada de ensaios.



Fonte: Autoria própria.

A Figura (29) mostra a bancada montada empregando os componentes do laboratório para as atividades de eletropneumática proporcional. Uma planta intercambiável para ensaios que englobem testes relativos ao tema de sistemas controlados para servoposicionamento, que permita ensaios para teste de componentes embasados numa instrumentação confiável.

Uma vez que se têm componentes com uma compreensão maior dos detalhes de operação é possível projetar outros tipos de ensaios que envolvam aspectos não abordados neste trabalho.

A revisão teórica elaborada para o desenvolvimento deste estudo foi de utilidade para a definição do tipo de sistema que pode ser implementado na atual condição da bancada, sendo necessária uma posterior abordagem quanto a características da válvula, abordadas nas seções 2.2 a 2.2.4, o atrito no atuador, seção 2.2.5.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho tinha como objetivo principal o projeto da sintonia de um controlador proporcional de uma planta servopneumática de posicionamento atuando sobre a tensão de alimentação da válvula proporcional para controle da posição do cursor do cilindro sem haste.

Os resultados obtidos ao longo do desenvolvimento do projeto até a conclusão dos ensaios são satisfatórios quanto à confiabilidade do sistema, a resposta do controlador aos critérios de projeto e valida o esforço despendido da equipe do laboratório de Hidráulica e Pneumática da UTFPR Câmpus de Cornélio Procopio.

Analisando o fruto do trabalho elaborado é possível levantar pontos importantes nos quais podem promover um crescimento não só pessoal como também acadêmico e profissional para situações de projeto e execução prática.

A modelagem adotada para este projeto, um modelo linear de 3ª segundo o estudo realizado por VIRVALO (1989) e demais referências, apresentou como uma característica importante as aproximações matemáticas para eventos não lineares da construção dos componentes e da dinâmica do sistema que ficaram evidentes na validação do modelo pela identificação do sistema, o que leva a necessidade de

estudos sobre tais circunstâncias que podem direcionar a uma análise precisa do sistema.

Ao realizar os ensaios constatou-se que apesar das divergências detectadas na identificação do sistema com o modelo matemático o projeto atingiu os resultados esperados na primeira etapa deste trabalho.

O objetivo do controle de posicionamento é o resultado mais satisfatório deste trabalho, como mostra os dados coletados, a tensão especificada pelo fabricante quanto a pontos definidos do cursor, posição inicial, central e limítrofe corresponderam com as leituras realizadas. E conseqüentemente corresponderam às expectativas.

O ponto crítico do sistema notado está na posição central da válvula, para uma tensão de 5V para estabilizar o cursor em 225 mm tal situação leva a válvula à sua zona morta que é a faixa na qual a estrutura é levada ao limite, pois o controlador deve corrigir os níveis de tensão para compensar a variação do sistema. Tais variações são de uma ordem não quantificadas, apenas aproximadas para faixas aceitáveis, que instabilizam o circuito.

A estratégia de controle realizada pelo PID permitiu como afirma KAGUEYAMA (2011), observar que a ação proporcional interfere na resposta transitória do sistema a fim de diminuir o tempo de subida amortizando o erro permanente. A ação integral, melhora a precisão da resposta em relação ao erro de regime permanente, mas pode degradar a resposta transitória do sistema. E a ação derivativa atua na estabilidade do sistema em malha fechada melhorando-a, convencionalmente se diz uma característica que antecipa a acomodação do sistema. Todas essas ações de controle foram observadas e testadas repetidamente, até a comprovação a validade do controlador.

É importante ressaltar também que constatou-se experimentalmente que a ação integrativa neste sistema não era necessária, uma vez que já havia um pólo próximo à origem, comumente observado em plantas de terceira ordem que já possuem este pólo antes da compensação do sistema. Tornando o sistema extremamente oscilatório, prejudicando a resposta transitória.

Nos ganhos obtidos matematicamente para o controlador observou-se que os valores para o K_i eram pequenos demais para a amplitude que a placa do controlador pode fornecer, sendo praticamente nula a parcela integrativa adicionada experimentalmente.

Tal situação confirma as considerações dos trabalhos de VIEIRA (1996) e FIORI (2014), trabalhos desenvolvidos com controladores proporcionais em cilindros pneumáticos, nos quais ao aplicar as ações proporcionais e derivativas obtiveram respostas satisfatórias para o controlador, com oscilação diminuída e erro nulo.

Na operação do controlador projetado detecta-se a ausência de uma rede de ar comprimido para os laboratórios da faculdade que inclua um tratamento de filtragem, drenagem e estabilização do suprimento que atenda a demanda das aulas e garanta a manutenção do material didático já disponível a todos e também para os que serão adquiridos.

Em todos os laboratórios de estudos experimentais a necessidade de acompanhar as inovações tecnológicas e ter uma estrutura versátil para tais tipos de sistemas de controle fica evidente no decorrer do projeto, não sendo uma crítica, mas sim um entendimento que possa agregar ao nosso meio estudantil uma visão futura, que incentive aos colegas uma carga de força e dedicação para abrir caminhos que possam nos preparar como profissionais competentes.

O trabalho desenvolvido neste TCC colocou os equipamentos adquiridos pelo Laboratório em diferentes testes experimentais para se aprimorar os conhecimentos e a compreensão das técnicas de controle servopneumático, sendo bem sucedido na metodologia proposta e abriram-se diferentes caminhos para evolução dos estudos desta bancada.

REFERÊNCIAS

- BAVARESCO, D.; **MODELAGEM MATEMÁTICA E CONTROLE DE UM ATUADOR PNEUMÁTICO**. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) - Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul. Ijuí/RS, 2007.
- FIORI, A. F.; **APLICAÇÃO DE UM CONTROLE PROPORCIONAL EM UM CILINDRO PNEUMÁTICO**. Artigo (XX EREMAT - Encontro Regional de Estudantes de Matemática da Região Sul Fundação Universidade Federal do Pampa (UNIPAMPA)). Bagé/RS, 2014.
- VIEIRA, A. D.; **ANÁLISE TEÓRICO EXPERIMENTAL DE SERVOPOSICIONADORES LINEARES PNEUMÁTICOS**. Dissertação (mestre em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis/SC, 1998.
- SANTOS, E. A. P.; **ANÁLISE TEÓRICO EXPERIMENTAL DE UM POSICIONADOR PNEUMÁTICO**. Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina UFSC. Florianópolis/SC, 1996.
- VIECELLI, S. E. B.; **MODELAGEM MATEMÁTICA DO ATUADOR PNEUMÁTICO DE UMA BANCADA PARA ENSAIO DE ESTRUTURAS**. Dissertação (Mestrado em modelagem Matemática)- Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul. Panambi/RS, 2014.
- RIBEIRO, K. M.; **MODELAGEM MATEMÁTICA DE UM SISTEMA PNEUMÁTICO DE POSICIONAMENTO**. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharel em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná UTFPR. Ponta Grossa/PR, 2014.
- VIRVALO, T.; **DESIGN A PNEUMATIC POSITION SERVO SYSTEM**. In: Power International. England, 1989.
- FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD, A. T. **INTRODUÇÃO À MECANICA DOS FLUIDOS**. 7. ed. John Wiley & Sons, 2010.
- ANDERSEN, B. W. **THE ANALYSIS AND DESIGN OF PNEUMATIC SYSTEM**. EUA: Ed. John Willey & Sons, New York, 1967.
- UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ. Sistema de Bibliotecas. **Normas para elaboração de trabalhos acadêmicos**. UTFPR. Curitiba/PR, 2009.
- TONYAN, M. J. **ELECTRONICALLY CONTROLLED PROPORTIONAL VALVES**. 1.ed. New York: Marcel Dekker, 1985.

VANTAGENS DA AUTOMAÇÃO PNEUMÁTICA – disponível no link:
<<http://www.tecniar.com.br/noticias/vantagens-da-automacao-eleto-pneumatica/>>

SISTEMAS DE SERVOPOSICIONAMENTO PNEUMÁTICO - disponível no link:
<https://www.festo.com/cms/pt-br_br/2462.htm>

APOSTILA DE PNEUMÁTICA.; Escola Politécnica da USP- Prof. Dr. Emílio Carlos Nelli da Silva - disponível no link:
<<http://sites.poli.usp.br/d/pmr2481/pneumat2481.pdf> >

PRODUTOS PNEUMÁTICOS – FESTO – disponível no link: <
https://www.festo.com/cat/pt-br_br/products >

CATALOGO DAS VALVULAS DIRECIONAIS 5/3 VIAS 167078 FESTO– disponível no link:
<<http://www.festo-Didactic.com/ov3/media/customers/1100/00537671001075223504.pdf>>

KAGUEYAMA, C. A.; **SINTONIA DO CONTROLADOR PID: MÉTODO DE ZIEGLER NICHOLS MODIFICADO.** Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharel em Engenharia Elétrica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná UTFPR. Londrina/PR, 2011.

LINSINGEN, I.V. **FUNDAMENTOS DE SISTEMAS HIDRÁULICOS.** 5 ed. ed. UFSC. 2001.

OGATA, K.; **DISCRETE-TIME CONTROL SYSTEMS.** 2nd ed. Minnesota. Prentice Hall Inc, 1995.

OGATA, K. **ENGENHARIA DE CONTROLE MODERNO.** 4 ed. São Paulo. Pearson, 2003.

NOTAS DE AULA CONTROLE DE SISTEMAS MECANICOS – FEM/UNICAMP. disponível no link:
<<http://www.fem.unicamp.br/~em621/aulas/aula18/na18exemplos.pdf> >

Free OPC Servers – *Drivers* de comunicação desenvolvidos pela Matrikon®. disponível no link:<<https://www.opcconnect.com/freesrv.php>>

APÊNDICE A – Sintonia do PID pelo método de *Root Locus*

A frequência natural (ω_n) do atuador pneumático VIRVALO (1989) *apud* TONYAN (1985), vide equação (43), o ganho de velocidade em malha aberta (K_q) e os demais termos necessários para a função de transferência do modelo linear de 3ª ordem estão organizados na tabela a seguir.

Tabela 2 – Parâmetros da função de transferência.

Parâmetro	Valor
ω_n	26,174
K_q	0,0003
ξ	0,4
K	6.04

Fonte: Autoria própria.

A função de transferência do sistema, segundo o modelo proposto por VIEIRA (1998) é dada como mostra a equação (1):

$$G(s) = \frac{1.0926}{s^3 + 20.939s^2 + 685.07s} \quad (1)$$

Segundo os valores indicados por VIEIRA (1998) para o controlador PD um zero em 10 e conseqüentemente um pólo para o compensador PI próximo à origem, ou seja, em 0.01. A função para o controlador sugerida fica na seguinte forma:

$$G_{PID}(s) = \frac{(s+10)(s+0.01)}{s} \quad (2)$$

Logo,

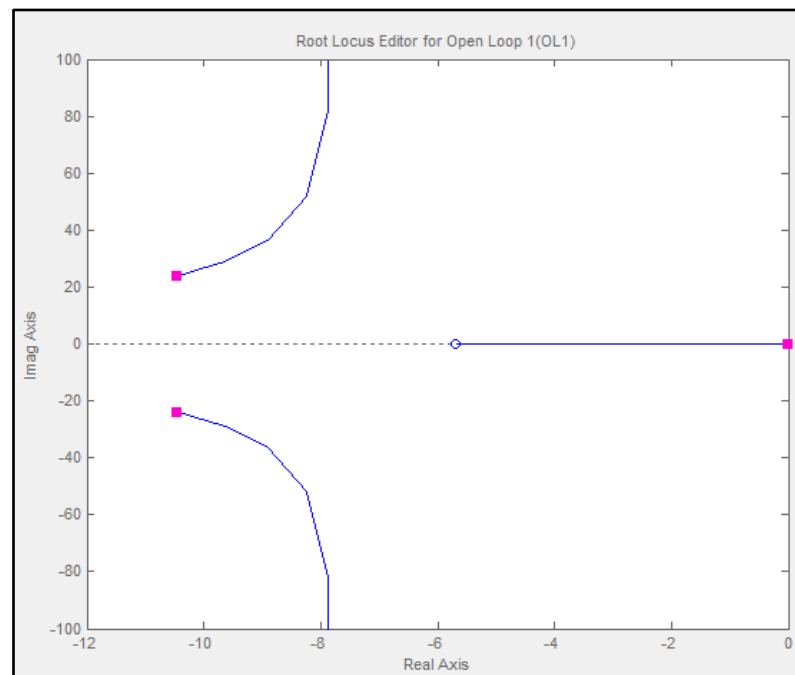
$$G_{PID}G(s) = K_c \left[\frac{1.0926s^2 + 6.2280s + 0.0874}{s^4 + 20.939s^3 + 685.07s^2} \right] \quad (3)$$

Desenhando o *Root Locus* através do *script* simplificado abaixo:

```
>> num = [1.0926 10.9369 0.10926];  
>> den = [1 20.939 685.07 0 0];  
>> G = tf (num,den);  
>> rltool (G);
```

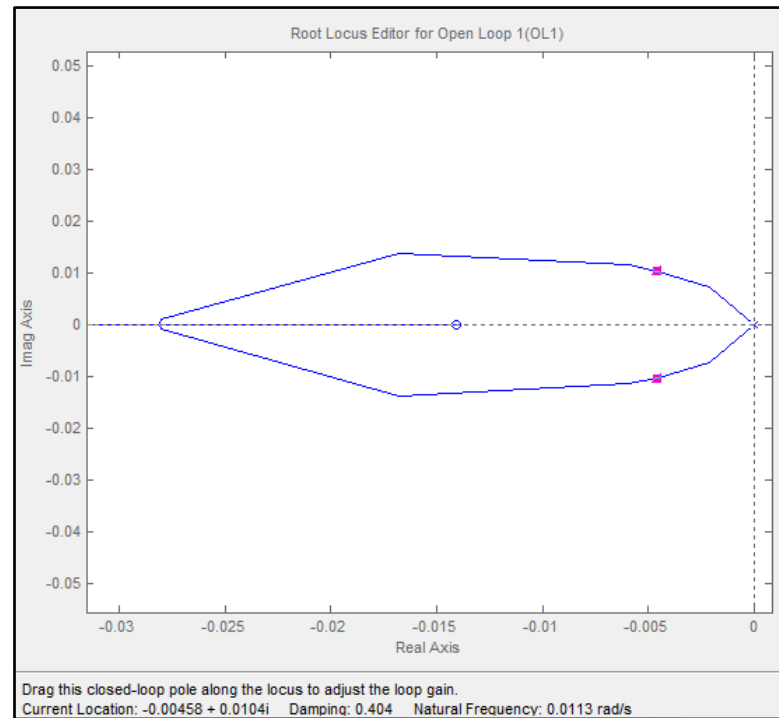
Utilizando a ferramenta *rltool* do MatLab gerou-se o *Root Locus* do sistema, Figura 1, próximo à origem há uma região de pontos estáveis para o controlador que são realizáveis para o experimento, Figura 2, uma vez que quanto mais deslocados da origem, os ganhos seriam maiores do que a bancada comporta.

Figura 1 – Root Locus do sistema.



Fonte: Autoria própria.

Figura 2 – Região próxima da origem no *Root Locus* do sistema.



Fonte: Autoria própria.

Deslocando o cursor para o ponto com o fator de amortecimento desejado que corresponda a um valor de ultrapassagem dentro da faixa desejada, obtém-se um polo para o controlador, com o qual será realizada a condição de módulo da função compensada (K_c) afim de se obter os ganhos do controlador. Os resultados obtidos são apresentados na tabela 2.

Tabela 2 – Parâmetros e ganhos do controlador.

%UP	ξ	Pólo do controlador	Kp	Kd	Ki
10	0,591	-0,00982+j0,0134	21,62	2,16	0,216
20	0,456	-0,00584+j0,0114	12,81	1,28	0,128
30	0,358	-0,0036+j0,00939	7,90	0,79	0,079
40	0,279	-0,00219+j0,00753	4,80	0,48	0,048
50	0,215	-0,0013+j0,0059	2,80	0,28	0,028

Fonte: Autoria própria.

APÊNDICE B – Identificação do sistema na bancada

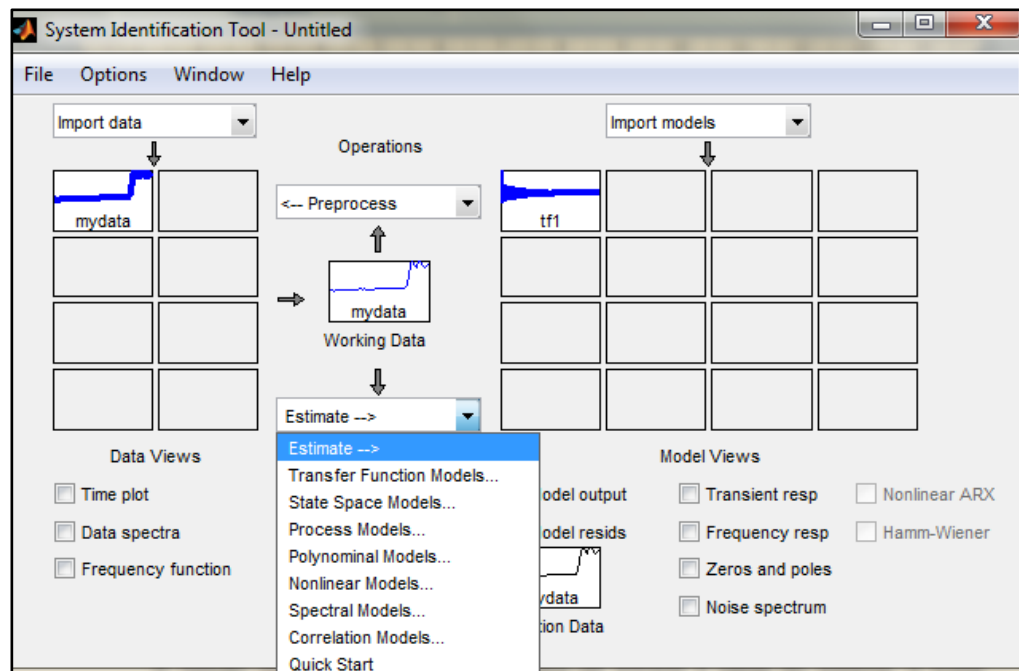
Para a identificação do sistema utilizou-se o *toolbox* de identificação de sistemas do MatLab, na forma da função *ident* que recebe o conjunto de dados coletados pela interface de coleta EasyPort DA da FESTO. Abaixo seguem os passos do procedimento.

Primeiramente os dados da tensão de saída do controlador para a válvula e a variação da tensão que ocorre ao longo da extensão do sensor potenciométrico ocupam dois canais da placa de conexão analógica, item 548687 do quadro 1 deste trabalho, a leitura e gravação dos dados serão realizados pelo *software* gratuito OPC Servers desenvolvido pela Matrikon®. O *software* realizará a leitura dos canais e salvará no formato de uma planilha que poderá ser carregada no MatLab.

Na *command window* do MatLab, digitar o comando abaixo e em seguida será aberta a interface da *toolbox*:

```
>> ident;
```

Figura 1 – Interface do toolbox *ident*.

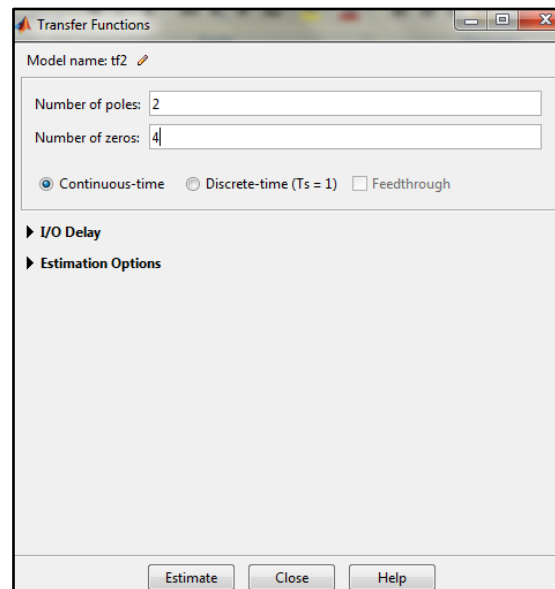


Fonte: Autoria própria.

A função *Import data* importa os dados da entrada e saída do sistema, o ícone *Estimate*, mostrado na Figura 1, permite escolher o modelo a ser estimado sendo

um deles a função de transferência, a Figura 2 mostra a janela para estimação da *transfer function*.

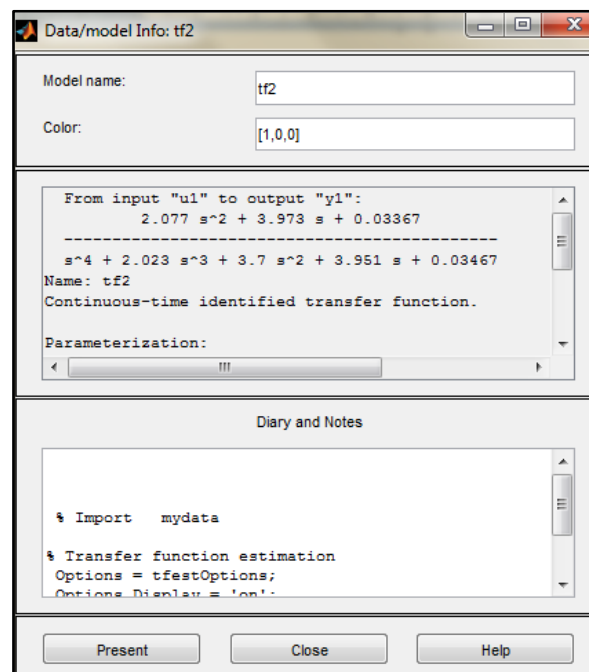
Figura 2 – Janela da estimação da tf.



Fonte: Autoria própria.

É possível observar os detalhes da função de transferência aproximada para o modelo adotado para processar os dados, como mostra a Figura 3.

Figura 3 – Janela de informações da tf.



Fonte: Autoria própria.

Após a função de transferência estimada no toolbox operando as variáveis salvas no *workspace* na *command window* do Matlab, obtém-se uma visualização mais acessível da função e é possível efetuar mais operações para análise do modelo estimado. Como mostra a Figura 4.

Figura 4 – Print da *command window* do MatLab.

```
>> tf2

tf2 =

  From input "u1" to output "y1":
      2.077 s^2 + 3.973 s + 0.03367
  -----
      s^4 + 2.023 s^3 + 3.7 s^2 + 3.951 s + 0.03467

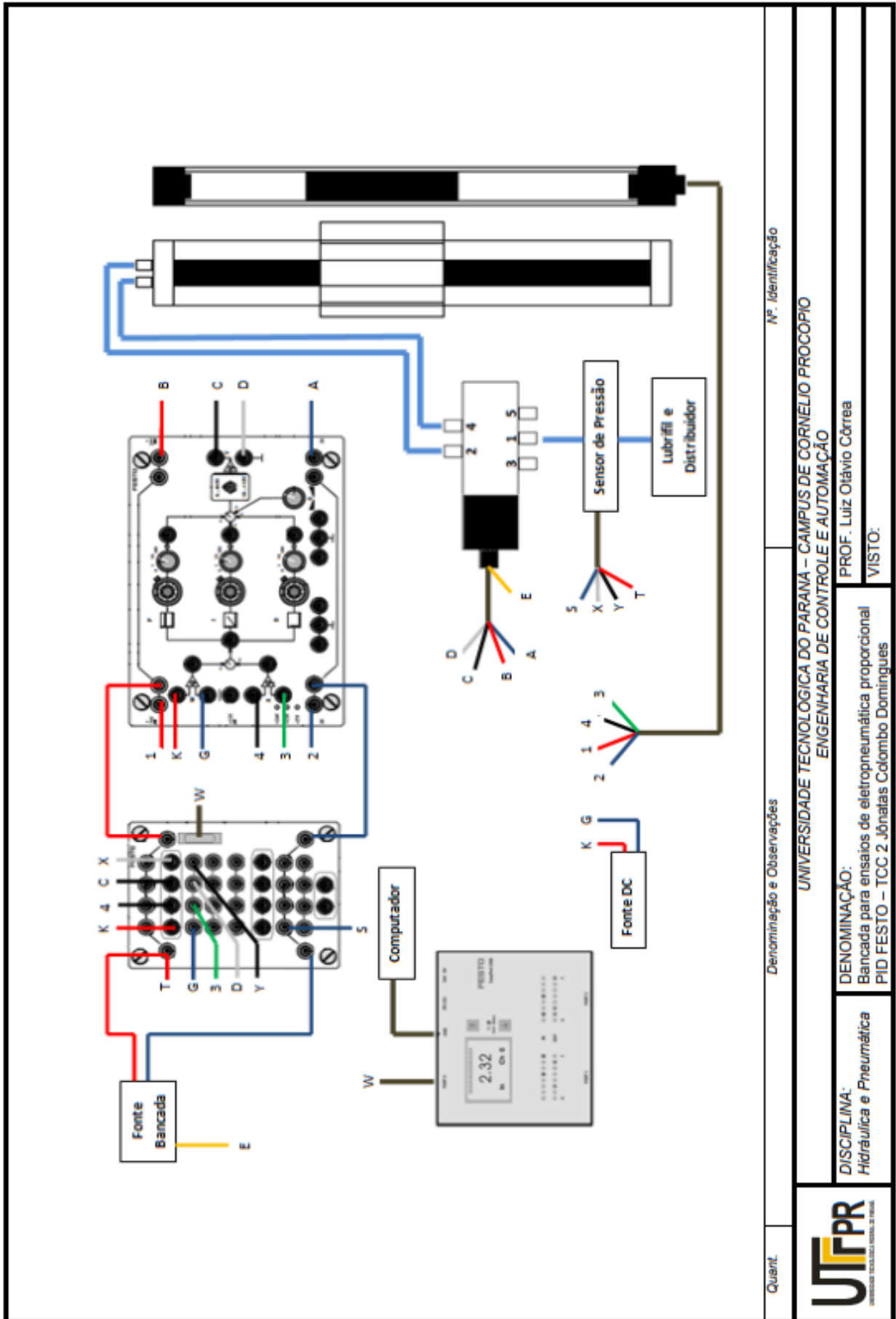
Name: tf2
Continuous-time identified transfer function.

Parameterization:
  Number of poles: 4   Number of zeros: 2
  Number of free coefficients: 7
  Use "tfdata", "getpvec", "getcov" for parameters and their uncertainties.

Status:
Estimated using TFEST on time domain data "mydata".
Fit to estimation data: 66.49% (simulation focus)
FPE: 1.274e+06, MSE: 1.269e+06
>> stepplot(tf2)
```

Fonte: Autoria própria.

APÊNDICE C – Exemplo de folha aula com o circuito



Quant.	Denominação e Observações	Nº. Identificação
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA DO PARANÁ – CAMPUS DE CORNELIO PROCOPIO ENGENHARIA DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO		
DISCIPLINA: Hidráulica e Pneumática		PROF. Luiz Otávio Córrea
DENOMINAÇÃO: Bancada para ensaios de eletropneumática proporcional PID FESTO – ICC 2 Jônatas Colombo Domingues		VISTO:
