



INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA
DE SÃO PAULO – IFSP

GABRIEL ALMEIDA MUZY

**SISTEMA DE POSICIONAMENTO DE UM ATUADOR PNEUMÁTICO
COMANDADO POR VÁLVULAS PROPORCIONAIS REGULADORAS DE
PRESSÃO**

São Paulo – Brasil

2018

GABRIEL ALMEIDA MUZY

**SISTEMA DE POSICIONAMENTO DE UM ATUADOR PNEUMÁTICO
COMANDADO POR VÁLVULAS PROPORCIONAIS REGULADORAS DE
PRESSÃO**

Dissertação apresentada ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Automação e Controle de Processos.

Área de Concentração:
Controle e Automação

Orientador:
Prof. Dr. Alexandre Simião Caporali

São Paulo – 2018

Catalogação na fonte
Biblioteca Francisco Montojos - IFSP Campus São Paulo
Dados fornecidos pelo(a) autor(a)

M994s	Muzy, Gabriel Almeida Sistema de posicionamento de um atuador pneumático comandado por válvulas proporcionais reguladoras de pressão / Gabriel Almeida Muzy. São Paulo: [s.n.], 2018. 72 f. il. Orientador: Professor Doutor Alexandre Simião Caporali Dissertação (Mestrado Profissional em Automação e Controle de Processos) - Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo, IFSP, 2018. 1. Posicionamento. 2. Atuador Pneumático. 3. Válvulas Reguladoras de Pressão. 4. Controle Pid. I. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo II. Título. CDD 629.8
-------	---



ATA DE EXAME DE DEFESA DE DISSERTAÇÃO

Nome do Programa: **Mestrado Profissional em Automação e Controle de Processos**

Nome do(a) Aluno(a): Gabriel Almeida Muzy

Nome do(a) Orientador(a): Prof. Dr. Alexandre Simião Caporali

Nome do(a) Coorientador(a):

Título do Trabalho: "Sistema de posicionamento de um atuador pneumático comandado por válvulas proporcionais reguladoras de pressão"

Abaixo o resultado de cada participante da Banca Examinadora

Nome completo dos Participantes Titulares da Banca	Sigla da Instituição	Aprovado / Não Aprovado
Prof. Dr. Alexandre Simião Caporali – Orientador	IFSP – SPO	Aprovado
Profa. Dra. Luciana Pereira - Membro Externo	UFABC	Aprova do
Prof. Dr. Victor Juliano De Negri – Membro Externo	UFSC	Aprovado
Nome completo dos Participantes Suplentes da Banca	Sigla da Instituição	Aprovado / Não Aprovado
Prof. Dr. Cesar da Costa - Membro Interno	IFSP – SPO	
Prof. Dr. Rovilson Mafalda– Membro Externo	UFABC	

Considerando-o: ☒ APROVADO
☐ NÃO APROVADO

Assinaturas

São Paulo, 01 de Agosto de 2018

Alexandre J. Caporali
Presidente da Banca

Luciana Pereira
Membro Interno

Rovilson Mafalda
Membro Externo

Observações:

AGRADECIMENTOS

Ao grande Ser criador de todo o universo pela minha vida e oportunidades a mim conferidas.

Ao Prof. Dr. Alexandre Simião Caporali pela orientação e conhecimentos compartilhados durante o período de desenvolvimento deste trabalho.

A Emerson Automation Solutions – FLMC, em especial aos Srs. Leonardo Brand, supervisor de Engenharia, e Maurício Garcia, diretor de Marketing, por toda a confiança, apoio e suporte a mim concedidos que foram indispensáveis para a conclusão desta pesquisa.

A minha mãe Rosana Almeida Muzy, ao meu pai José Vasconcelos Muzy e ao meu irmão Rafael Almeida Muzy por não deixarem de acreditar em mim nem mesmo um instante, por sempre me apoiarem e por todo amor sempre demonstrado através de atitudes e conselhos, meu muito obrigado.

Ao Daniel S. Castro, companheiro de todos os momentos, por todas as discussões e dicas a respeito da pesquisa científica e por todo amor, carinho e companheirismo sempre presentes nessa jornada.

A todo o corpo docente do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo pelos ensinamentos e todo auxílio nas disciplinas correlatas ao programa de mestrado.

Aos Professores responsáveis e aos colegas do Laboratório de Controle Aplicado do IFSP pelos auxílios prestados.

Aos meus amigos e irmãos de luta, por me darem todo suporte e sustentação nos momentos mais difíceis e delicados de incertezas e conflitos pessoais.

A todos que de alguma forma se fizeram presentes nesta caminhada acadêmica.

“Os que se encantam com a prática sem a ciência são como os timoneiros que entram no navio sem timão nem bússola, nunca tendo certeza do seu destino”.

Leonardo Da Vinci

Resumo

Este trabalho apresenta um sistema de posicionamento de um cilindro pneumático linear de dupla ação, comandado por duas válvulas 3 vias com modulação proporcional de pressão. As vantagens apresentadas por sistemas pneumáticos quando comparados com sistemas hidráulicos e elétricos tornam este tipo de tecnologia motivo de constante pesquisa no ramo científico. Porém, as não linearidades relacionadas com a utilização do ar comprimido e aos atritos envolvidos em seu movimento tornam o controle complexo e são desafios a serem superados. Neste trabalho, foram elaborados modelos matemáticos para a simulação das respostas do sistema levando em consideração a dinâmica do êmbolo do cilindro, o comportamento do ar comprimido nas câmaras dianteira e traseira, a influência dos atritos estático e dinâmico e a dinâmica das válvulas. Muitos trabalhos sobre esse tema adotam válvulas e modelos matemáticos com controle de vazão mássica de ar. No sistema proposto, o posicionamento é efetuado com controle de pressão. As válvulas adotadas neste trabalho possuem embarcado um controlador proporcional integral derivativo (PID), e trabalham em malha fechada monitorando e controlando os sinais de entrada e saída do processo. Foi utilizado o programa Matlab / Simulink para a realização de simulações computacionais e os resultados foram comparados com as respostas de um sistema real, obtidas através de coleta de dados realizada com o auxílio do programa Labview no protótipo desenvolvido para testes. As curvas obtidas por simulação computacional são apresentadas e comparadas com os dados experimentais. Os resultados foram considerados satisfatórios para utilização em sistemas industriais.

Palavras-chave:

Posicionamento – Atuador Pneumático – Válvulas reguladoras de pressão – Controle PID

Abstract

This research presents a positioning system of a linear double acting pneumatic cylinder commanded by two 3-way proportional pressure regulator valves. The advantages presented by pneumatic systems when compared with hydraulic and electrical systems make this technology reason for constant research in the scientific field. But, the nonlinearities related to the use of compressed air and the involved frictions in the movement make the control complex and challenges to overcome. In this research, mathematical models were developed for the simulation of the system that takes into account the piston dynamics, the compressed air behavior inside the front and rear chambers, the influence of the static and dynamic frictions and the valves dynamics. Many researches about this subject use valves and mathematical models with air mass flow control. In the proposed system, the positioning is made with pressure control. The valves used in this research have an onboard proportional integral derivative (PID) controller and work in double loop mode, monitoring and controlling the process input and output signals. It was used the software Matlab / Simulink for the computational simulations and the results were compared with the responses of a real system, obtained by the data acquisition done with the use of the software Labview in the prototype developed for tests. The curves obtained by computational simulation are presented and compared with the experimental data. The results were considered satisfactory for the use with industrial systems.

Key Words:

Positioning – Pneumatic actuator – Pressure regulator valves – PID Control

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Cilindro pneumático proporcional instalado em planta industrial.....	17
Figura 2 – Atuadores pneumáticos em célula de flotação de minério	17
Figura 3 – Circuito pneumático do controlador de velocidade.....	25
Figura 4 – Diagrama de blocos de um controlador PID generalizado	27
Figura 5 – Protótipo de teste com carga variável	28
Figura 6 – Representação Esquemática para Modelagem Matemática	34
Figura 7 – Diagrama Esquemático da Coleta de Dados	37
Figura 8 – Placa de aquisição de dados	38
Figura 9 – Diagrama de blocos no programa Labview	39
Figura 10 – Oscilações periódicas obtidas no avanço	40
Figura 11 – Oscilações periódicas obtidas no retorno.....	41
Figura 12 – Cilindro pneumático utilizado no protótipo.....	42
Figura 13 – Transmissor de pressão utilizado no protótipo.....	42
Figura 14 – Painel do protótipo de teste com a porta fechada	43
Figura 15 – Painel do protótipo de testes com a porta aberta.....	44
Figura 16 – Válvula Reguladora de Pressão Proporcional.....	45
Figura 17 – Símbolo pneumático das válvulas proporcionais de pressão.....	46
Figura 18 – Diagrama pneumático do protótipo de testes.....	46
Figura 19 – Diagrama de Blocos Geral do Sistema	47
Figura 20 – Diagrama de blocos utilizado para simulação computacional	48
Figura 21 – Diagrama de blocos “Equação do movimento”	49
Figura 22 – Diagrama de blocos “Dinâmica das pressões na câmara de Avanço”	49
Figura 23 – Diagrama de blocos “Dinâmica das pressões na câmara de Recuo”	50
Figura 24 – Diagrama de blocos “Compensação de atrito”	50
Figura 25 – Resposta de simulação computacional para entrada degrau de 80% do curso	51
Figura 26 – Resposta de simulação computacional para entrada degrau de -80% do curso	52
Figura 27 – Resposta de simulação para entrada rampa crescente	52

Figura 28 – Resposta de simulação para entrada rampa decrescente	53
Figura 29 – Resposta experimental para entrada degrau de 80%	53
Figura 30 – Resposta experimental para entrada de -80%	54
Figura 31 – Resposta experimental para entrada rampa crescente.....	54
Figura 32 – Resposta experimental para entrada rampa decrescente.....	55
Figura 33 – Comparativo de respostas obtidas em simulação e sistema real com entrada degrau positivo	55
Figura 34 – Comparativo de respostas obtidas em simulação e sistema real com entrada degrau negativo	56
Figura 35 – Comparativo de respostas obtidas em simulação e sistema real com entrada rampa crescente	56
Figura 36 – Comparativo de respostas obtidas em simulação e sistema real com entrada rampa decrescente.....	57
Figura 37 – Comportamento da pressão na câmara traseira com entrada degrau positivo	57
Figura 38 – Comportamento da pressão na câmara dianteira com entrada degrau positivo	58
Figura 39 – Comportamento da pressão na câmara traseira com entrada degrau negativo.....	58
Figura 40 – Comportamento da pressão na câmara dianteira com entrada degrau negativo.....	59

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Fórmulas para ajuste de valores PID	41
Tabela 2 – Dados das válvulas	45
Tabela 3 – Valores dos parâmetros utilizados na simulação computacional ...	51

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASME	Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos
CAPES	Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior
IEEE	Instituto de Engenheiros Eletricistas e Eletrônicos
IFSP	Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo
ISO	Organização Internacional de Normalização
LASHIP	Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos da Universidade Federal de Santa Catarina
MEC	Ministério da Educação
PD	Proporcional Derivativo
PI	Proporcional Integral
PID	Proporcional Integral Derivativo
PWM	Modulação da Largura de Pulso
SMCL	Modelo de Planta Linearizada
SMCN	Modelo de Planta não Linearizada
VSC	Controle de Estruturas Variáveis
USB	Porta Universal

LISTA DE SÍMBOLOS

A_x		Variável de parametrização de ganho não linear PID
β	[N/(m/s)]	Coeficiente de atrito viscoso
ρ_0	[Kg/m ³]	Densidade do ar
A	[m ²]	Área seccional do êmbolo
A_A	[m ²]	Área seccional do êmbolo na câmara A
A_B	[m ²]	Área seccional do êmbolo na câmara B
F_{df}	[N]	Força de atrito dinâmico
F_f	[N]	Força de atrito
F_{sf}	[N]	Força de atrito estático
K_{cr}		Valor crítico de ganho proporcional
K_D		Coeficiente de ganho derivativo
K_I		Coeficiente de ganho integral
K_p		Coeficiente de ganho proporcional
K_v	[m ³ /s]	Coeficiente de vazão da válvula
P_{cr}	[s]	Período crítico correspondente ao valor de K_{cr} para parametrização do controlador
T_D		Tempo de ação derivativo
T_I		Tempo de ação integral
m	[Kg]	Soma da massa da carga com a massa do êmbolo
m_L	[Kg]	Massa da carga externa
m_P	[Kg]	Massa do êmbolo do cilindro
P_0	[Pa]	Pressão ambiente
P_A	[Pa]	Pressão na câmara traseira do cilindro
P_B	[Pa]	Pressão na câmara dianteira do cilindro
P_L	[Pa]	Pressão diferencial no êmbolo do cilindro

p_s	[Pa]	Pressão de suprimento
$sign(x)$		Sinal de aceleração do êmbolo do cilindro
u	[V]	Tensão elétrica de comando da válvula
V_t	[m ³]	Volume total de ar
x	[m]	Posição do êmbolo do cilindro
$\dot{x}$	[m/s]	Velocidade do êmbolo do cilindro
$\ddot{x}$	[m/s ²]	Aceleração do êmbolo do cilindro

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	15
1.1. OBJETIVO GERAL	18
1.1.1 Objetivos Específicos	18
1.2. ESTRUTURA DESTE TRABALHO	19
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
2.1. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	21
2.1.1. Tipos de Válvulas	21
2.1.1.1. Válvulas Tipo Aberta / Fechada	22
2.1.1.2. Válvulas Proporcionais.....	24
2.1.2. Técnicas de Controle	26
2.1.2.1. PID Clássico.....	26
2.1.2.2. Controle Robusto / <i>Backstepping</i>	28
2.1.2.3. Fuzzy / MN-PID	29
2.1.2.4. Controle por Modos Deslizantes	29
2.1.3. Modelagem Matemática	30
3. MATERIAIS E MÉTODOS.....	34
3.1. MODELAGEM MATEMÁTICA	34
3.2. LEVANTAMENTO DAS CURVAS DO SISTEMA.....	37
3.3. TÉCNICA DE CONTROLE PI	39
3.4. PROTÓTIPO	41
4. RESULTADOS	48
5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	60
5.1. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	62
6. REFERÊNCIAS	64
ANEXO A – Catálogo das válvulas proporcionais reguladoras de pressão	68

1. INTRODUÇÃO

Na obra de Rabie (2009) tem-se que em aplicações de engenharia existem diferentes tipos de sistemas de potência: mecânicos; elétricos; e fluídicos. Ainda segundo o autor, dentro dos sistemas fluídicos existem os sistemas pneumáticos que são sistemas de potência que usam ar comprimido como fluido de trabalho para a transmissão de potência. De acordo com Majumdar (2006), a tecnologia pneumática ganhou uma importância tremenda no campo da racionalização do espaço de trabalho e automação de sistemas, além disso certas características do ar comprimido fizeram deste fluido um tanto quanto adequado para utilização na manufatura moderna de plantas de produção.

De acordo com a norma ISO 5598, define-se atuador como um componente que transforma a energia de um fluido em trabalho mecânico. Ainda de acordo com a norma, um cilindro pode ser definido como um atuador que produz movimento linear (ISO, 2008). Com base nessas definições pode-se entender um cilindro pneumático como um atuador cuja função é realizar trabalho, através de movimentos lineares, utilizando ar comprimido. Existem diversos tipos de atuadores pneumáticos, entre eles pode-se citar o de haste simples, sem haste, com haste passante, simples ação e dupla ação, que são especificados e utilizados de acordo com as necessidades específicas de cada aplicação. Os atuadores pneumáticos tornaram-se elementos importantes na indústria ao longo dos anos (SALIM, *et al.*, 2014).

De acordo com Dulau *et al.* (2015), os atuadores pneumáticos possuem diversas vantagens em sua utilização como: operação econômica; eficácia; durabilidade e confiabilidade; adaptabilidade a ambientes hostis; segurança para utilização próximo a materiais inflamáveis; são ambientalmente amigáveis; e possuem um baixo custo de implementação. Conforme Lai *et al.* (2012), mudanças de temperatura ambiente não têm efeitos significantes em sistemas de atuação pneumáticos pois os gases não estão sujeitos às limitações de temperatura dos fluidos hidráulicos. Os gases de exaustão não precisam ser coletados, por isso em muitos casos não são necessárias linhas de retorno de fluido e locais de armazenamento já que os sistemas pneumáticos são virtualmente secos e materiais inorgânicos não precisam ser utilizados.

Comparados com os sistemas hidráulicos, os atuadores pneumáticos também oferecem um menor risco de contaminação ambiental e de operação pois um vazamento de óleo pode causar sérios danos ambientais, ainda maiores se este óleo for inflamável (RICHTER, *et al.*, 2013). Além disso, o ar comprimido está disponível na maioria das instalações industriais (VALDIERO, *et al.*, 2012). Por outro lado, existem não linearidades que dificultam a utilização de atuadores pneumáticos tais como: a compressibilidade do ar; banda morta; relação não linear da vazão nos orifícios de controle; e o atrito dinâmico (LIU, *et al.*, 2012).

Os sistemas pneumáticos possuem uma vasta aplicação, pode-se citar como exemplo: no controle de pás de reguladores de velocidade de turbinas hidráulicas (MENDOZA, *et al.*, 2008); na área automotiva (BU e TAN, 2006); na área de reabilitação médica (KIRIHARA, *et al.*, 2009); na automação industrial e robótica (BROBOW e MCDONNEL, 1998); entre outras.

Para elaboração deste trabalho, foram realizadas visitas técnicas de campo em indústrias do ramo de mineração com o intuito de observar oportunidades de aplicação e entender as reais necessidades do mercado para esse tipo de sistema. As plantas industriais que foram visitadas estão majoritariamente localizadas dentro do estado brasileiro de Minas Gerais, além de outra unidade localizada no Chile. Pode-se citar como exemplo de aplicações de atuadores pneumáticos com controle de posição nessas indústrias visitadas: controle de volume de células de flotação de minério; controle de abertura de damper sobre esteiras; e controle de abertura de válvulas triplo guilhotina. A Figura 1 mostra um cilindro pneumático com sistema de controle de posição sendo utilizado em um regenerador industrial em uma planta mineradora. O sistema instalado sofria com descalibrações constantes.



Figura 1 – Cilindro pneumático proporcional instalado em planta industrial
Fonte: Elaborada pelo autor

Na Figura 2 é possível visualizar dois atuadores pneumáticos instalados em uma célula de flotação de minério. O sistema controla o nível de resíduos de minério e espuma do tanque. Os atuadores pneumáticos são responsáveis pelo comando de válvulas que controlam a abertura do orifício de saída da mistura de minério para o tanque montado na sequência. Em muitos casos, o sistema de posicionamento utilizado nessas instalações convertem o sinal de posicionamento desejado, que é recebido do processo em forma elétrica, para um sinal pneumático utilizado pelo equipamento. Esse tipo de conversão de sinal adiciona um ponto de falha ao processo e resulta em constantes manutenções.

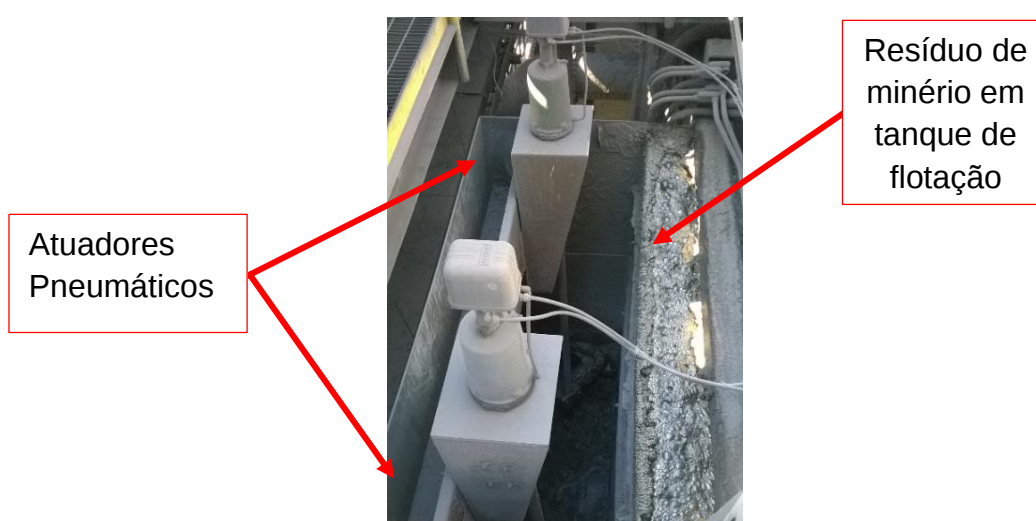


Figura 2 – Atuadores pneumáticos em célula de flotação de minério
Fonte: Elaborada pelo autor

Outro ponto de falha observado em plantas da indústria mineradora é o ambiente extremamente agressivo. Em sistemas que ficam vulneráveis ao ambiente, onde o monitoramento da posição é feito por régua potenciométrica externa, o contato mecânico no sensor é um constante ponto de falhas de leitura de posição.

Com base nessas informações, colhidas através das visitas de campo e em detalhada revisão bibliográfica, foi definido o tema deste trabalho. O sistema proposto tenta corrigir os principais problemas identificados. A adoção de um cilindro pneumático com sensor linear de posição interno tem como objetivo evitar os defeitos ocasionados pelo ambiente externo agressivo. Também foi eliminada a hipótese de qualquer tipo de conversão de sinal elétrico em pneumático.

1.1. OBJETIVO GERAL

Desenvolver um sistema para controle de posicionamento de um atuador pneumático linear dupla ação de haste simples controlado por duas válvulas proporcionais reguladoras de pressão, validado através do levantamento de dados experimentais realizado através da construção de um protótipo.

1.1.1 Objetivos Específicos

- (1) Desenvolver os modelos matemáticos para o cilindro pneumático e para as válvulas proporcionais.
- (2) Projetar um sistema para posicionamento de um cilindro pneumático linear com transdutor de posição interno e controlado por duas válvulas proporcionais reguladoras de pressão.
- (3) Realizar a simulação computacional do sistema elaborado, através da utilização do programa Matlab / Simulink.
- (4) Construir um protótipo onde seja possível demonstrar as características reais do sistema proposto.
- (5) Levantar as curvas de resposta reais do sistema através do protótipo, com utilização de placa de aquisição de dados e com o auxílio do programa Labview.
- (6) Comparar e discutir os resultados obtidos através de simulação computacional com os obtidos através de testes.

1.2. ESTRUTURA DESTE TRABALHO

Para obtenção dos objetivos anteriormente citados, propõe-se a seguinte divisão de capítulos para o trabalho:

Capítulo 2. Revisão Bibliográfica – Na revisão bibliográfica são apresentados diversos estudos já realizados para o controle de atuadores pneumáticos. São demonstrados os principais resultados obtidos e os pontos de semelhança entre cada um dos trabalhos.

Capítulo 3. Materiais e Métodos – São apresentadas a modelagem matemática do sistema, o método utilizado para levantamento das curvas de resposta, a técnica de controle utilizada neste trabalho e o protótipo físico montado para testes e aquisição de dados.

Capítulo 4. Resultados – Serão apresentadas as simulações computacionais que foram realizadas e os resultados obtidos de forma experimental.

Capítulo 5. Conclusões e sugestões para trabalhos futuros – São discutidos os resultados obtidos e apresentadas as conclusões do trabalho. Também são apresentadas as sugestões para trabalhos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção serão apresentados estudos já realizados sobre atuadores pneumáticos com controle de posição, com foco nos principais tipos de válvulas, técnicas de controle e modelagens matemáticas adotadas, que foram utilizados como base desta pesquisa.

Os estudos apresentados neste capítulo foram analisados visando, além de uma revisão detalhada dos conhecimentos adquiridos sobre o assunto, verificar os resultados e conclusões obtidos por outros pesquisadores ao longo do tempo. Os artigos apresentados foram selecionados no banco de dados do portal de periódicos da CAPES/MEC e em bancos de dados de periódicos como IEEE, ASME e LASHIP. As principais palavras chave para busca foram: atuadores pneumáticos; cilindros pneumáticos; controle de posição; sistemas pneumáticos; válvulas proporcionais; e sistemas de controle. Existem muitos artigos relacionados ao controle de posição de cilindros pneumáticos. Não é a intenção deste trabalho realizar uma revisão completa de todas as obras já publicadas, mas sim demonstrar a imensa aplicabilidade desse tipo de sistema e encontrar pontos em comum nas pesquisas já realizadas.

Nos anos 1950, o estudo sobre atuadores pneumáticos tornou-se mais vigoroso devido ao aumento da demanda de automação nas linhas de produção industriais (RAHMAT, *et al.*, 2011). O primeiro estudo sobre modelagem de um sistema servo pneumático foi registrado no ano de 1956, através da pesquisa de Shearer, que desenvolveu um sistema composto por um cilindro com haste dupla atuando uma massa externa e controlado por uma servo válvula direcional de centro aberto. Em seu trabalho, o autor desenvolveu uma série de equações diferenciais baseado em cinco leis da física, as quais eram: primeira lei da termodinâmica; equação da continuidade da vazão; equação do gás ideal; vazão mássica através de um orifício; e a segunda lei de Newton (SHEARER, 1956 *apud* NING e BONE, 2005).

Devido as dificuldades impostas por esse tipo de sistema, as primeiras aplicações de atuadores pneumáticos estavam limitadas a atuações simples, que não requeriam um posicionamento proporcional, mas somente nos dois fins de curso. Posteriormente, foram desenvolvidos modelos matemáticos mais completos fundamentados na mecânica dos fluidos (RICHER e HURMUZLU, 2001). Além disso,

houve um aumento significativo na quantidade de pesquisas sobre sistemas de posicionamento pneumáticos por volta dos anos 1990 devido as várias estratégias de controle que têm sido investigadas para o sistema como o controle PID, controle por modos deslizantes, controle robusto, controle adaptativo e técnica da modulação de largura de pulso (PWM) (SALIM, *et al.*, 2014). As estratégias de controle avançadas foram agressivamente investigadas e aplicadas no início dos anos 2000 em pesquisas que foram conduzidas, como em (BONE e NING, 2007), (HASSAN, 2009), (KAITWANIDVILAI e OLRANTHICHACHAT, 2010), (KHAYATI, *et al.*, 2008), (LU e HWANG, 2011), (NING e BONE, 2005), e (TAGHIZADEH, *et al.*, 2009). Consequentemente, nos últimos dez anos, a performance dos sistemas de posicionamento pneumáticos tem sido continuamente aprimorada (SALIM, *et al.*, 2014).

Embora muitos pesquisadores na literatura tenham dedicado extenso esforço à modelagem e ao controle de sistemas pneumáticos, pode-se notar que grande parte das pesquisas são realizadas por meio do controle da vazão do ar comprimido e poucos estudos por meio do controle da pressão. Também é notável uma grande concentração de trabalhos que utilizam atuadores pneumáticos com haste dupla ou sem haste e uma quantidade menor de estudos com a utilização de cilindros pneumáticos com haste simples.

2.1. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Com o objetivo de facilitar o entendimento, a presente seção foi organizada listando as principais diferenças e características identificadas nos trabalhos já realizados por outros pesquisadores. Os tópicos estão divididos nos tipos de válvulas utilizadas para comando, nas técnicas de controle aplicadas e nos modelos matemáticos desenvolvidos.

2.1.1. Tipos de Válvulas

Nos trabalhos consultados sobre esse tipo de sistema foi possível identificar majoritariamente a utilização de dois conceitos de válvulas para comando do atuador pneumático: válvulas 3/2 vias do tipo aberta / fechada e válvulas 5 vias com vazão proporcional. Essa percepção foi importante para a definição do escopo do presente trabalho, uma vez que o sistema utiliza duas válvulas 3 vias com proporcionalidade

de pressão. A seguir serão mostrados exemplos de trabalhos com os diferentes modelos de válvulas.

2.1.1.1. Válvulas Tipo Aberta / Fechada

O uso de válvulas tipo aberta / fechada para comando de sistemas de posicionamento pneumáticos têm sido relatado em diversas pesquisas. As condições de operação desse tipo de válvula são estabelecidas com a utilização da técnica conhecida como PWM, que realiza a modulação da largura do pulso elétrico de alimentação das válvulas, controlando a potência consumida pelo sistema e consequentemente a abertura e fechamento das válvulas.

Na pesquisa de Messina *et al.* (2005), foram realizados diversos experimentos e foi apresentado um modelo matemático de atuadores pneumáticos controlados por válvulas solenoide tipo aberta / fechada em que o tempo de resposta de abertura / fechamento foi realizado através da técnica PWM. O sistema investigado era composto por um cilindro pneumático de haste simples e dupla ação controlado por duas válvulas normalmente fechadas 3 vias / 2 posições. Sensores de temperatura e pressão foram instalados em dois acumuladores de ar comprimido, localizados na linha de suprimento, de modo a permitir a leitura da pressão e temperatura do ar comprimido. Foi utilizado um potenciômetro linear para monitoramento da posição do cilindro pneumático. A saída do potenciômetro passava por um filtro ativo passa baixa Bessel de 8° ordem para garantir a redução de ruídos. Os autores também realizaram a medição da aceleração através de um acelerômetro fixado ao final da haste do cilindro e o sinal era enviado a um filtro com características análogas as do filtro utilizado para o potenciômetro. Ao final da pesquisa, os autores obtiveram respostas experimentais evidenciando uma precisão de aproximadamente 2mm.

Ahn e Yokota (2005), desenvolveram uma modificação no algoritmo de pulsos da técnica PWM em conjunto com um algoritmo de comutação para parâmetros de controle utilizando um vetor de aprendizagem de quantização de rede neural chamado de LVQNN, que classifica diferentes cargas externas do atuador pneumático. O principal objetivo dos autores na implementação desse sistema visava um custo reduzido. Os autores consideraram que, apesar das vantagens encontradas na utilização de válvulas tipo aberta / fechada nesse tipo de sistema, algumas limitações ainda existiam, como a deterioração da performance em respostas transientes devido

a mudanças abruptas na carga externa. Para resolver esse problema, os autores aplicaram uma técnica PWM modificada, que foi nomeada de MPWM.

Para implementar esse sistema, foi adotado um cilindro pneumático de dupla ação sem haste com curso de 1000mm e diâmetro de 32mm onde diferentes massas externas podiam ser aplicadas. O sinal de controle PWM modificado era enviado para um relé de estado sólido e para oito válvulas solenoide tipo aberta / fechada. Segundo os autores, a modificação no esquema PWM visava corrigir o problema de que as válvulas falhavam em sua movimentação se o tempo de duração do sinal ligado fosse menor que o tempo de zona morta da válvula. Os autores realizaram testes comparando a resposta do sistema de acordo com quatro tipo de combinações das oito válvulas utilizadas. Com isso, eles verificaram que os erros de estado estacionário foram reduzidos para um máximo de 0,2 mm.

Eksiri e Kirimura (2007) apresentaram um estudo de um cilindro pneumático com haste simples e dupla ação comandado por duas válvulas solenoide tipo aberta / fechada. O sistema era controlado por um controle de estruturas variáveis (VSC) na tentativa de superar as dificuldades impostas pelas não linearidades do uso do ar comprimido, atrito e variações de parâmetros. O VSC foi escolhido como um controlador devido a vantagem da baixa sensibilidade às variações de parâmetros da planta e distúrbios que, segundo os autores, elimina a necessidade de uma modelagem exata. Os resultados experimentais da pesquisa mostraram uma precisão de 0,1mm, equivalendo-se aos resultados obtidos utilizando-se válvulas proporcionais. Os autores concluíram então que o uso de válvulas tipo aberta / fechada controladas pelo VSC é uma possibilidade para substituição de válvulas proporcionais usualmente utilizadas em sistemas de controle de cilindros pneumáticos.

Locateli *et al.* (2011) também utilizaram um sistema de controle através da técnica PWM com um controlador PID, porém utilizando válvulas solenoide de comutação rápida. De acordo com os autores, as válvulas solenoide de comutação rápida dão melhores possibilidades para o controle de sistemas pneumáticos devido ao material construtivo, que gera um menor atrito entre as partes, aquecendo menos e aumentando a vida útil das válvulas. Os autores realizaram simulações computacionais para o sistema utilizando entrada senoidal com amplitude de 8mm e

frequência de 0,05Hz e entradas degraus de 10mm e 2mm. Também foram realizados experimentos em um protótipo de testes para validação. Foram obtidos resultados com erros inferiores a 0,3mm no estado estacionário para as entradas tipo degrau tanto nas respostas obtidas por simulação quanto nas obtidas por testes. Os erros de trajetória para as entradas senoidais foram inferiores a 0,7mm nas respostas experimentais e 0,4mm nas respostas de simulação. Para ambos os tipos de sinal de entrada degrau e senoidal foram encontrados erros de posição considerados baixos pelos autores, demonstrando que as válvulas de comutação rápida do tipo aberta / fechada podem ser soluções proeminentes considerando o custo benefício quando comparadas com válvulas direcionais proporcionais.

2.1.1.2. Válvulas Proporcionais

No que tange a utilização de válvulas proporcionais, pode-se encontrar inúmeros estudos já realizados utilizando um modelo de válvula de 5 vias com proporcionalidade de vazão. Entre eles pode-se citar: Khayati, *et al.* (2008); Lai, *et al.* (2012); Liu, *et al.* (2012); Richer e Hurmuzlu (2001); Salim, *et al.* (2014); Valdiero, *et al.* (2011) e Zisser, *et al.* (2013). As aplicações e funcionamento desse tipo de válvula são sempre semelhantes. A vazão é controlada de acordo com o deslocamento do carretel interno da válvula que direciona o fluxo de ar comprimido para a câmara dianteira ou traseira do cilindro, dependendo do deslocamento desejado.

Asaff e De Negri (2007) desenvolveram um sistema de posicionamento servo pneumático de alta potência para reguladores de velocidade de turbinas hidráulicas cujo objetivo era controlar a posição das pás de turbinas utilizadas em plantas hidrelétricas de geração de energia de pequeno porte. Historicamente, sistemas hidráulicos são utilizados nesse tipo de aplicação e as principais motivações dos autores para substituir os sistemas hidráulicos por pneumáticos foram a redução de custo, a diminuição do peso e a redução de componentes no equipamento. Na realização dos testes, foram utilizados dois atuadores pneumáticos dupla ação de haste simples com as câmaras dianteira e traseira conectadas inversamente, de modo que somente uma válvula proporcional 5 vias atuava os dois cilindros de forma inversa conforme pode ser visualizado na Figura 3. Para simular a carga e gerar a força necessária para realizar o trabalho mecânico requerido, foi utilizado um cilindro hidráulico de dupla ação com haste simples comandado por uma válvula direcional. O

sistema foi capaz de gerar uma força máxima de 12.000N. O controlador utilizado foi desenvolvido com a lógica PID com adição da compensação de atrito e de zona morta. Ao final do estudo, os autores puderam verificar a efetividade do sistema servo pneumático para o controle de grandes forças, especialmente no controle de velocidade de turbinas de até 400kW.

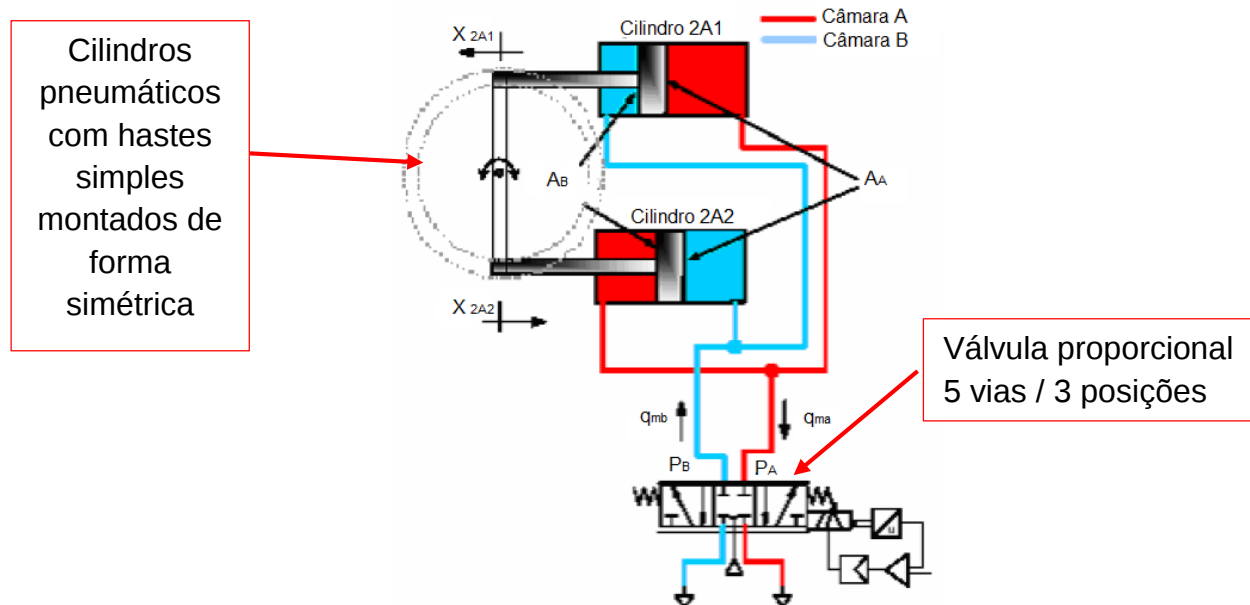


Figura 3 – Circuito pneumático do controlador de velocidade
Fonte: Adaptado de Asaff e De Negri (2007)

Dulau *et al.* (2015) apresentaram um experimento onde utilizaram um controlador PID clássico para o controle de um cilindro pneumático sem haste. Os autores também optaram por utilizar uma válvula proporcional 5 vias para comandar o cilindro. Os detalhes referentes ao controle PID e as conclusões deste estudo serão mostrados na seção 2.1.2.1 sobre controle PID clássico.

No trabalho de Endler *et al.* (2014), uma válvula tipo aberta / fechada de comutação rápida foi adicionada para realizar a realimentação entre as câmaras de dois cilindros em paralelo, de forma que os dois atuadores ficaram em uma montagem simétrica. A válvula utilizada para controle da vazão mássica para os cilindros foi uma válvula proporcional 5 vias. Para o sinal de controle da válvula do tipo aberta / fechada de comutação rápida foi utilizado um novo controlador proporcional integral (PI) associado a uma técnica PWM.

2.1.2. Técnicas de Controle

O desenvolvimento de novas técnicas de controle e componentes industriais têm aumentado a capacidade de sistemas de posicionamento pneumáticos a um nível que chegam a competir com sistemas hidráulicos e elétricos em termos de custo e performance (MENDOZA, *et al.*, 2008). A seguir são apresentados os principais tipos de técnicas de controle aplicadas em sistemas de posicionamento pneumáticos.

2.1.2.1. PID Clássico

Segundo Ishizuka e Kajiwara (2015), um controlador PID possui várias vantagens, incluindo o fato de não requerer um modelo matemático do objeto controlado, é altamente robusto, pode lidar com sistemas não lineares e é de fácil implementação. Ainda segundo os pesquisadores, controladores PID possuem uma longa história e permanecem como o tipo de sistema de controle mais comum para aplicações reais. No entanto, os parâmetros dos controladores PID são geralmente determinados empiricamente baseados em métodos de tentativa e erro. Consequentemente, os controladores PID possuem algumas desvantagens, especialmente com relação a sintonização, que consome tempo e depende de habilidades individuais.

O sistema de controle PID em malha fechada tem sido largamente adotado em práticas de controle devido a sua facilidade de implementação (ALAGOZ, *et al.*, 2015). Pode-se encontrar esse tipo de controle aplicado em diversas pesquisas, como em: Dulau, *et al.* (2015); Lai, *et al.* (2012); Locateli, *et al.* (2011); Mendoza, *et al.* (2008); Vanserveld & Bone (1997); entre outros. De acordo com Visioli & Koivo (2008), muitos estudos sugerem que de todos os controladores na indústria de controle de processos, os controladores PID ou PI são utilizados em 95 à 97% dos casos. Ainda de acordo com os autores, não é somente nas indústrias de processo e plantas de manufatura que esses são utilizados, mas também na geração e transmissão de energia elétrica, em sistemas de distribuição de gás e água, automações prediais, automobilística, aviões, trens, elevadores, entre outros. Além disso, apesar do controlador PID clássico não ser competitivo o bastante em aplicações em que a precisão de posicionamento é um critério essencial e que pode acarretar em prejuízos ao processo, em aplicações industriais que não necessitam de tal precisão, os controles algoritmos convencionais podem ser utilizados satisfatoriamente (DULAU, *et al.*, 2015).

De acordo com Sen, *et al.* (2014), o controlador PID, conforme mostrado na Figura 4 é o controlador mais usado para estimar e minimizar o erro entre a saída do processo e a entrada desejada envolvendo três operações matemáticas: proporcional (P), derivativo (D) e integral (I).

Ainda de acordo com Sen, *et al.* (2014), um controlador PID é descrito pela função de transferência:

$$G(s) = P + I + D = K_p + \frac{K_i}{s} + K_D \cdot s = K_p \left(1 + \frac{1}{T_I \cdot s} + T_D \cdot s \right) \quad (1)$$

Onde K_p é o coeficiente do ganho proporcional, $K_i (= \frac{K_p}{T_I})$ é o coeficiente do ganho integral e $K_D (= K_p \cdot T_D)$ é o coeficiente do ganho derivativo. T_I e T_D são tempos de ação integral e derivativo, respectivamente.

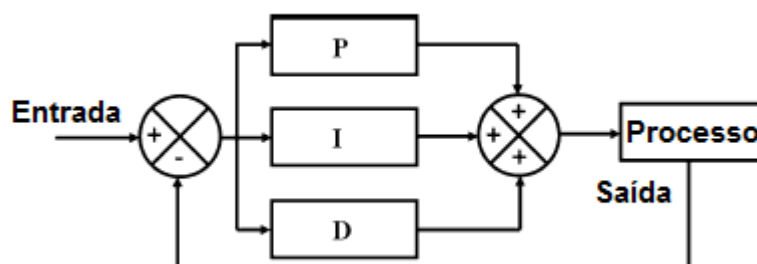


Figura 4 – Diagrama de blocos de um controlador PID generalizado
Fonte: Adaptado de Sen, *et al.* (2014)

Conforme mencionado na seção 2.1.1.2 sobre válvulas proporcionais, na pesquisa de Dulau *et al.* (2015) foi apresentado um experimento onde os autores utilizaram um controlador PID clássico para o controle de um cilindro pneumático sem haste. Os autores também optaram por utilizar uma válvula proporcional 5 vias para comandar o cilindro. Foi realizada a modelagem matemática do sistema considerando o distúrbio do atrito. Para ajuste dos parâmetros PID foi seguido o método de Ziegler-Nichols. Concluíram em seu experimento que a aplicação do controlador PID clássico nesse tipo de sistema não garante uma grande eficiência, porém um posicionamento de alta

precisão pode ser atingido para uma parte do curso do cilindro. Além disso também observaram que um modelo matemático preciso permite o controle de um sistema não linear usando controladores desenvolvidos para sistemas lineares, ajustado com métodos reconhecidos.

2.1.2.2. Controle Robusto / *Backstepping*

Zisser *et al.* (2013) desenvolveram um controle robusto de posição de um atuador pneumático. Para isso eles utilizaram a técnica de controle não linear conhecida como “*backstepping*”. Os autores também realizaram a modelagem matemática diferente da maioria dos outros trabalhos realizados. Ao invés de utilizar o método tradicional de análise das forças, eles derivaram o modelo dinâmico do atuador baseando-se no método da energia. Primeiramente foram definidas a energia potencial e a energia cinética, combinando-as com a fórmula Lagrangeana do atuador e, então, utilizando a equação de Euler-Lagrange, eles derivaram a equação do movimento do sistema. Os testes foram realizados simulando uma carga variável na haste do cilindro. Para exercer essa força variável foi utilizada uma mola montada na ponta da haste do cilindro conforme Figura 5. A válvula utilizada para controle era do tipo proporcional de 5 vias. Os resultados do experimento mostraram que com um sinal de entrada senoidal de 0,1m de magnitude foi encontrado um erro máximo de $\pm 0,008\text{m}$, enquanto o atuador é submetido a uma força externa com magnitude de 570N à 1150N.

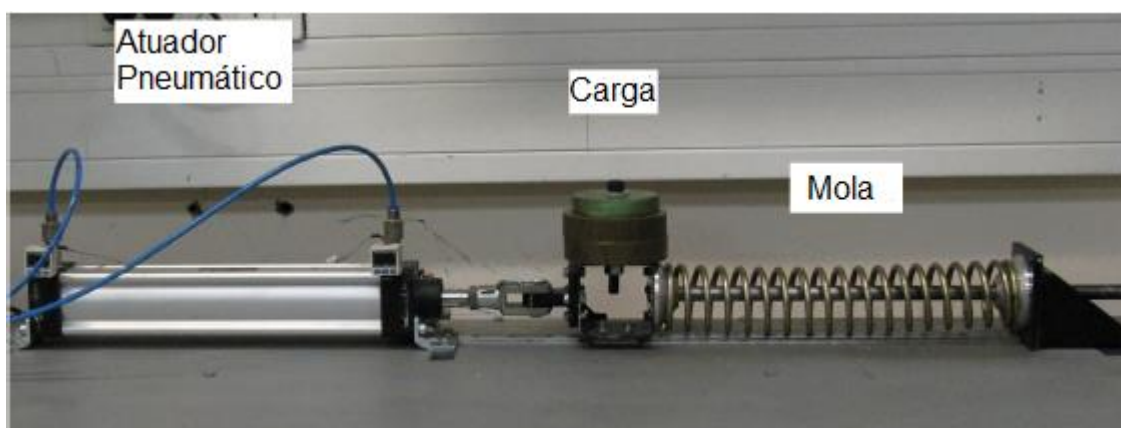


Figura 5 – Protótipo de teste com carga variável
Fonte: Adaptado de Zisser, *et al.* (2013)

2.1.2.3. Fuzzy / MN-PID

Na pesquisa de Salim *et al.* (2014) foi desenvolvido em um primeiro momento um controlador PID que incorporava um ganho não linear automático, o qual foi nomeado como NPID. O ganho não linear automático foi utilizado para evitar um sobressinal quando um ganho relativamente alto fosse utilizado para produzir uma resposta rápida. Nesse primeiro estudo os autores puderam observar que a performance do controlador NPID foi significativamente superior à de um controlador PID comum devido à sua boa performance com cargas de até 20Kg, enquanto um controlador PID convencional falhou em ser controlado quando a carga era maior que 5Kg. No entanto, a resposta transiente do sistema foi afetada em termos de velocidade comparado com um controlador PID convencional.

Para resolver esse problema, os pesquisadores desenvolveram posteriormente uma lógica Fuzzy para fazer a variação dos ganhos não lineares $k(e, \alpha)$, que eram combinados em cascata com o controlador PID. A implementação foi feita baseada na seleção de α que dependia do atrito, da variação de carga e o do erro entre os valores de referência e reais da variável controlada. A seleção de α gerava numerosas séries de ganhos não lineares (e, α) . Os valores dos ganhos não lineares eram altos no início de cada movimento para garantir uma força suficiente para compensar o atrito estático e reduziam gradualmente quando o pistão começava a se movimentar. Isso fazia a saída do sistema atingir seu objetivo de forma mais rápida sem gerar um sobressinal significativo e também ajudava a prevenir oscilações excessivas. Para averiguar a eficiência do método, os autores realizaram comparações entre o primeiro trabalho e a pesquisa mais recente. Em ambos os casos, a condição de estado estacionário indicou performance similar. No entanto, a parte transiente do controlador MN-PID teve uma melhora significativa comparado com o controlador NPID onde o tempo de subida da técnica proposta foi aproximadamente sete vezes menor sem afetar a resposta de estado estacionário.

2.1.2.4. Controle por Modos Deslizantes

Bone e Ning (2007) realizaram uma comparação experimental de algoritmos de controle de posição para cilindros pneumáticos utilizando como algoritmos dois tipos de controle por modos deslizantes baseados em um modelo de planta linearizada (SMCL) e em outro modelo de planta não linearizada (SMCN). Foram realizados

experimentos utilizando diferentes cargas (1,9; 5,8 e 10,8 Kg), movimentos verticais e horizontais e movimentação de curso entre 3 e 250 mm.

Realizando uma média de mais de 70 experimentos, os autores notaram que o erro de posição para o SMCN foi 18% menor do que para o SMCL. Para a realização dos testes, foi utilizado um cilindro pneumático sem haste comandado por uma válvula com 5 vias proporcional com centro aberto. Ao final do estudo, concluíram que ambos os controladores foram eficazes no controle de trajetória com sinais de entrada em forma de ondas senoidais e orientações tanto na vertical quanto na horizontal. A força gravitacional não teve um efeito adverso significativo na performance tanto no estado transiente quanto no estacionário.

2.1.3. Modelagem Matemática

Segundo Bavaresco (2007), a modelagem matemática é a arte de transformar fenômenos reais em problemas que levam a previsão de tendências envolvendo técnicas matemáticas. Consiste na obtenção de um conjunto de relações matemáticas que descrevem um fenômeno real. Ainda de acordo com Bavaresco (2007), as principais etapas da modelagem numérica podem ser descritas como:

- Formulação do problema em termos do fenômeno;
- Formulação do problema em termos matemáticos;
- Desenvolvimento de modelos matemáticos;
- Elaboração de algoritmos e aplicativos computacionais;
- Simulações computacionais;
- Obtenção de dados experimentais;
- Validação do modelo;
- Elaboração de recomendações técnicas.

As não linearidades de um atuador pneumático, já detalhadas nos capítulos anteriores, dificultam o controle do sistema. A importância do modelo também está relacionada com o desenvolvimento de novas tecnologias e técnicas de controle. O desenvolvimento do modelo matemático é útil no estudo de sistemas de posicionamento pois possibilita a análise do comportamento do sistema em diferentes aplicações e a variação de parâmetros que, sem o modelo matemático para simulação computacional, tornaria obrigatória a reprodução do sistema estudado em um

protótipo de testes para a análise dos resultados. Na indústria, a realização de simulações, além de otimizar o desenvolvimento de projetos, acrescenta credibilidade e torna o processo mais dinâmico.

Segundo Rahmat *et al.* (2011), atuadores pneumáticos podem ser modelados através de análise matemática ou identificação do sistema. Muitas abordagens foram propostas para modelagem de atuadores pneumáticos. Muitos dos pesquisadores utilizaram análise de teoria matemática para a modelagem do atuador pneumático. Ainda segundo Rahmat *et al.* (2011), existem três principais considerações na obtenção do sistema do atuador pneumático: (1) a dinâmica da carga; (2) as pressões volumes e temperatura do ar no cilindro; e (3) a vazão mássica através da válvula. A força de atrito existente em atuadores pneumáticos dificulta o seu controle. Diversos pesquisadores modelaram a força de atrito com o objetivo de desenvolver a compensação e atingir alta precisão na performance do controlador.

Conforme já mencionado, na pesquisa de Zisser *et al.* (2013), foi desenvolvido um controle robusto de um atuador pneumático, o cálculo foi desenvolvido baseado no método da energia, onde foram definidas as energias cinética e potencial e combinadas com a função Lagrangeana do atuador e então, usando a equação de Euler-Lagrange, foi definida a equação de movimento do sistema.

Richter *et al.* (2013) realizaram a modelagem matemática de um sistema de posicionamento de um cilindro pneumático sem haste que utilizava uma servo válvula para atuar o cilindro. Neste estudo os autores apresentaram o modelo matemático considerando as principais características não lineares do sistema, assim como o projeto de uma estratégia de controle proporcional para o seguimento de uma dada trajetória desejada. Para a descrição do comportamento dinâmico do atuador pneumático foi utilizado um modelo matemático de 5º ordem, o qual inclui as não linearidades da zona morta, da vazão nos orifícios da servo válvula, a dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro e o movimento do êmbolo do cilindro, que considera o atrito dinâmico. O estudo foi realizado visando a aplicação em um equipamento para poda de árvores, o que torna ainda mais evidente a alta aplicabilidade desse tipo de sistema de posicionamento em diversas áreas. Segundo os autores, a poda requer confiabilidade nos movimentos desejados dos equipamentos utilizados. Entretanto, há vários fatores que dificultam a obtenção de bom desempenho com repetições.

O método de controle utilizado neste estudo foi bem simples, baseando-se apenas em uma realimentação proporcional do desvio de seguimento da variável cujo valor se deseja controlar. Esse tipo de controle que foi utilizado limita bastante a sua utilização, uma vez que o posicionamento do atuador deve ser sempre direcionado a um ponto fixo, não podendo ser uma movimentação muito brusca. Como o objetivo dos autores era aplicar o sistema em um equipamento de poda de árvores, o sistema proposto foi eficaz, já que o equipamento possui somente 3 pontos fixos de posicionamento, que são: o atuador totalmente recuado; uma posição intermediária; e a posição de haste totalmente estendida. O erro de posicionamento foi considerado satisfatório pelos autores mesmo atingindo valores que seriam considerados muito altos em outros tipos de aplicações mais criteriosas. Ainda segundo os autores, esse erro poderia ser consideravelmente reduzido na utilização de controladores com mais recursos, como um controlador Proporcional Derivativo (PD).

Já Endler *et al.* (2014) focaram no desenvolvimento de um algoritmo para economia de ar comprimido em sistemas de posicionamento pneumáticos que necessitam movimentar cargas elevadas. Primeiramente eles desenvolveram a modelagem matemática realizando o acoplamento das equações diferenciais que definem a dinâmica do pistão, a dinâmica das câmaras do atuador e a vazão mássica através dos orifícios de controle da válvula. A Equação do Movimento do atuador foi modelada segundo a 2ª Lei de Newton. A força de atrito foi modelada de acordo com o modelo do coeficiente de atrito viscoso variável. A relação entre a vazão mássica e a variação das pressões nas câmaras do cilindro foi obtida pelas leis da conservação da energia. Quanto a configuração física de teste, foi montado um aparato constituído por dois cilindros pneumáticos de dupla ação com haste simples montados paralelamente. Uma válvula tipo aberta / fechada de comutação rápida foi adicionada para realizar a realimentação entre as câmaras dos cilindros, de forma que os dois atuadores ficaram em uma montagem simétrica. A válvula utilizada para controle da vazão mássica para os cilindros foi uma válvula proporcional 5 vias.

Por fim, foi elaborado o algoritmo de forma a economizar ar comprimido a partir da realimentação entre as câmaras dos atuadores pneumáticos. A tomada de decisão do acionamento da válvula proporcional ou a válvula tipo aberta / fechada levava em conta a diferença de pressões nas câmaras do sistema de atuação e o sinal de controle. Os autores elaboraram três possibilidades para tomada de decisão, sempre

comparando a diferença de pressão entre as câmaras com um fator de tolerância da diferença de pressão que serviu para garantir a realimentação do ar comprimido entre as câmaras e alcançar os requisitos de desempenho estipulados. A técnica de controle utilizada para controlar o sistema foi a PI (Proporcional-Integrativo). Para o sinal de controle da válvula tipo aberta / fechada de comutação rápida foi utilizado um novo controlador PI associado a uma técnica PWM. Como resultado, os autores chegaram a uma economia de até 48% no consumo de ar comprimido comparando os resultados para o sistema com e sem válvula auxiliar.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo são apresentados os modelos matemáticos adotados para cada parte do sistema, o método utilizado para levantamento das curvas de resposta, a técnica de controle aplicada e o protótipo físico montado para testes e aquisição de dados, divididos em seções como se segue.

3.1. MODELAGEM MATEMÁTICA

A modelagem matemática do sistema pode ser dividida em duas partes: Equação do Movimento e Dinâmica das pressões. A Equação do Movimento descreve o equilíbrio das forças, considerando a compensação de atritos, e a Dinâmica das Pressões leva em conta a variação dos volumes de ar e das pressões internas, além de apresentar a relação entre o sinal de posicionamento e vazão de ar para cada uma das câmaras dianteira e traseira do cilindro pneumático. O sistema é composto pelo cilindro pneumático, válvulas proporcionais, transmissores de pressão e transdutor de posição. Uma representação esquemática do sistema é apresentada na Figura 6.

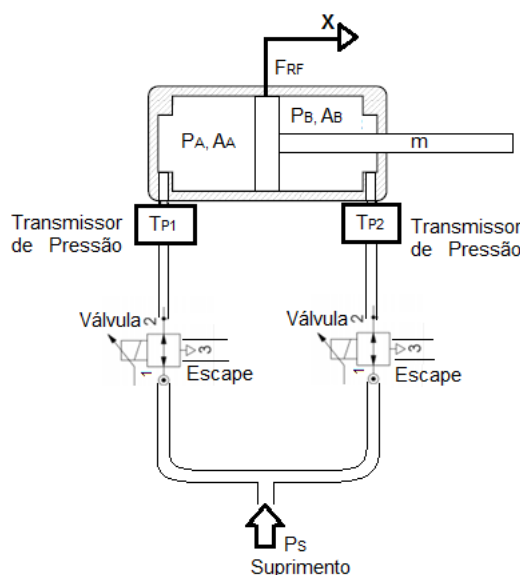


Figura 6 – Representação Esquemática para Modelagem Matemática

Fonte: Elaborada pelo autor

Na pesquisa de Šitum, Ž. (2013), foi desenvolvido um modelo matemático para um cilindro pneumático sem haste utilizando válvulas proporcionais de controle de

pressão, assemelhando-se as válvulas utilizadas neste trabalho. O autor apresenta a relação entre a posição do êmbolo do cilindro e a pressão no cilindro realizando o equilíbrio das forças internas e externas ao cilindro pneumático segundo a 2ª Lei de Newton, conforme apresentado na Equação 2.

$$\ddot{x} = \frac{1}{m} (Ap_L - F_f) \quad (2)$$

Onde $p_L = p_A - p_B$ é a pressão diferencial no êmbolo do cilindro, m é a soma da massa da carga com a massa do êmbolo ($m = m_p + m_L$), A é a área do êmbolo, F_f é a força de atrito do cilindro e x é a posição do atuador.

A relação entre a pressão no cilindro e o sinal de controle é definido pelos autores conforme apresentado na Equação 3.

$$\dot{p}_L = -\frac{p_s A}{V/2} \dot{x} + \frac{p_s p_0}{V/2 \rho_0} K_v u \quad (3)$$

Onde p_s é a pressão de suprimento, p_0 e ρ_0 são a pressão ambiente e a densidade do ar respectivamente, A é a área seccional do êmbolo, V é o volume total de ar, $\dot{x}$ é a velocidade do êmbolo, K_v é o coeficiente da válvula e u é a tensão elétrica de comando da válvula.

Para aplicação do modelo desenvolvido por Šitum, Ž. (2013) a este trabalho, deve-se levar em consideração que o modelo de cilindro pneumático adotado por Šitum é sem haste, enquanto neste trabalho é utilizado um cilindro pneumático de haste simples. O fato do cilindro possuir uma haste transpassante em uma das câmaras do cilindro impacta diretamente nas equações apresentadas, uma vez que a área do êmbolo quando o cilindro estiver avançando não é a mesma área no movimento contrário. Para adequação das equações a este trabalho, considerando a diferença de área do êmbolo entre as câmaras, são apresentadas as equações 4, 5 e 6 representando a Equação do Movimento e as Equações da Dinâmica das Pressões.

$$\ddot{x} = \frac{1}{m} (A_A \cdot P_A - A_B \cdot P_B - F_f - \beta \dot{x}) \quad (4)$$

Onde $\ddot{x}$ é a aceleração do êmbolo, $\dot{x}$ é a velocidade do êmbolo, m é a soma das massas do êmbolo, haste e carga externa ($m = m_p + m_L$), A_A e A_B são as áreas do êmbolo nas câmaras traseira e dianteira respectivamente, P_A e P_B são as pressões

internas nas câmaras traseira e dianteira respectivamente, F_f é a força de atrito e β é o coeficiente de atrito viscoso.

Nota-se que a Equação (4), representando a Equação do Movimento contempla a diferença de áreas no equilíbrio de forças, assim como as forças de atrito estático e dinâmico que serão melhores detalhadas na sequência desta seção. As Equações da Dinâmica das Pressões são apresentadas a seguir.

$$\dot{P}_A = \frac{P_0 \cdot K_v}{V_{t/2}} \cdot \frac{U}{U_n} - \frac{P_A \cdot A_A}{V_{t/2}} \cdot \dot{x} \quad (5)$$

$$\dot{P}_B = -\frac{P_0 \cdot K_v}{V_{t/2}} \cdot \frac{U}{U_n} + \frac{P_B \cdot A_B}{V_{t/2}} \cdot \dot{x} \quad (6)$$

Onde P_0 é a pressão ambiente, K_v é o coeficiente de vazão da válvula, V_t é o volume total de ar, U é o sinal de posicionamento atual e U_n é o sinal de posicionamento máximo.

Neste formato, a equação primariamente desenvolvida para um cilindro simétrico foi desmembrada em duas equações representando as câmaras de avanço e recuo do atuador pneumático. No primeiro termo das equações, tem-se que o volume de ar enviado para as câmaras do cilindro é diretamente proporcional ao sinal elétrico de posicionamento. No segundo termo, percebe-se o efeito da variação de volume de ar.

A compensação de atrito considerada neste trabalho baseia-se na pesquisa de Richer e Hurmuzlu (2001). A adoção dos modelos matemáticos de compensação de atrito apresentada por esses autores foi em virtude de os pesquisadores utilizarem em seus testes de levantamento de atrito um cilindro pneumático de mesma marca e modelo semelhante ao adotado na presente pesquisa e os autores obtiveram bons resultados em seus estudos.

A compensação de atrito leva em consideração o coeficiente de atrito viscoso β e a força de atrito de Coulomb F_f , onde F_f é definido pela Equação 7.

$$F_f = \begin{cases} F_{sf} & \text{se } \dot{x} = 0 \\ F_{df} \operatorname{sign}(\dot{x}) & \text{se } \dot{x} \neq 0 \end{cases} \quad (7)$$

Onde F_{sf} e F_{df} são as forças de atrito estático e dinâmico e $\operatorname{sign}(x)$ é dado pela Equação 8.

$$\text{sign}(x) = \begin{cases} -1 & \text{se } \dot{x} \leq -1 \\ 0 & \text{se } \dot{x} = 0 \\ 1 & \text{se } \dot{x} \geq 1 \end{cases} \quad (8)$$

3.2. LEVANTAMENTO DAS CURVAS DO SISTEMA

O levantamento das curvas de resposta do sistema foi realizado com a utilização do protótipo de testes que será detalhado nas próximas sessões. O protótipo dispõe de transmissores de pressão montados nas conexões do cilindro pneumático para monitoramento do comportamento das pressões em cada uma das câmaras dianteira e traseira. Os transmissores de pressão enviam as informações referentes a pressão no interior das câmaras através de sinal elétrico na forma 4 a 20mA. Para monitoramento da posição do cilindro pneumático, foi utilizado o sinal de resposta da régua potenciométrica disponibilizada internamente a haste do cilindro, conforme será descrito nas próximas seções. A régua potenciométrica é alimentada com uma tensão fixa de 10Vcc, e o sinal de resposta obtido do cursor é na forma de 0 a 10Vcc. O diagrama esquemático representando o sistema de coleta de dados pode ser visualizado na Figura 7. Com a coleta de dados, foram obtidos gráficos de curvas de resposta do sistema monitorando o comportamento das pressões dentro das câmaras do atuador com relação ao sinal de entrada e a posição do êmbolo do cilindro, os quais serão apresentados nos próximos capítulos.

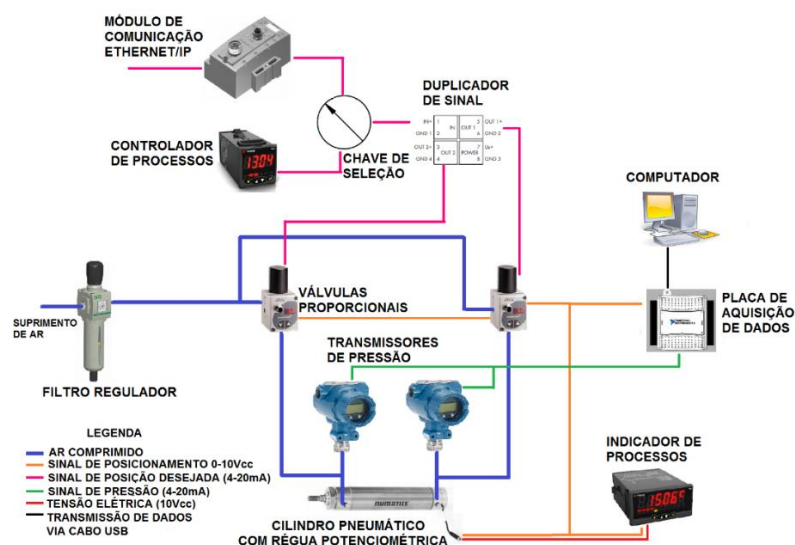


Figura 7 – Diagrama Esquemático da Coleta de Dados
Fonte: Elaborada pelo autor

Foi utilizada a placa de aquisição de dados modelo USB 6008 do fabricante National Instruments, ilustrado na Figura 8. A placa dispõe de 4 entradas analógicas 0 a 10Vcc, considerando que todas possuem sinais elétricos negativos de referência individuais ou 8 entradas analógicas supondo que todas as entradas estão niveladas pelo mesmo sinal negativo. Também possui 2 saídas analógicas 0 a 5Vcc, 12 pontos de entradas/saídas digitais, saída de tensão fixa de 5Vcc e a alimentação elétrica é realizada via cabo USB. Neste trabalho foram utilizadas somente as entradas analógicas disponíveis na placa. Para conversão do sinal 4 a 20mA oriundo dos transmissores de pressão, foram adicionados 2 conversores de sinal 4 a 20mA para 0 a 10Vcc com isolamento galvânica, que convertem o sinal elétrico para o modo entendido pela placa de aquisição de dados. A resolução do sinal lido pela placa é de 12 bits.



Figura 8 – Placa de aquisição de dados

Fonte: <http://www.ni.com/en-us/support/model.usb-6008.html>

A placa de aquisição de dados foi utilizada em conjunto com o programa Labview também de fabricação da National Instruments. Foi elaborado um programa para leitura dos dados no programa Labview, conforme mostrado na Figura 9.

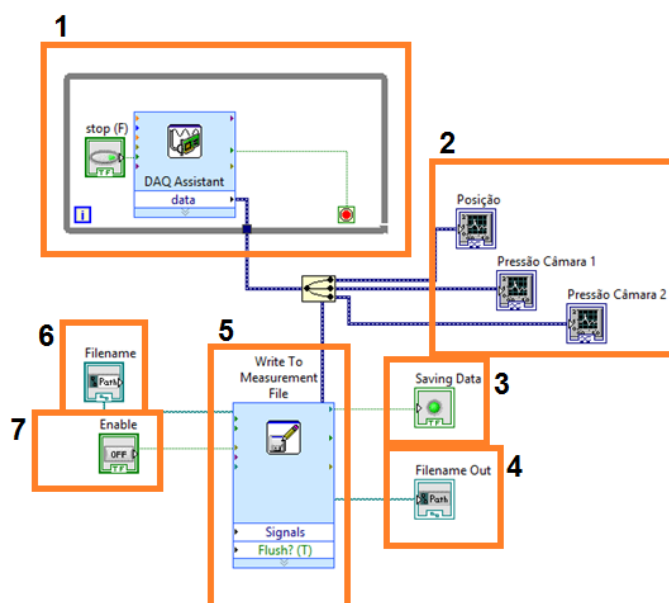


Figura 9 – Diagrama de blocos no programa Labview
Fonte: Elaborada pelo autor

Legenda:

- 1 – Bloco de parametrização da placa de aquisição de dados
- 2 – Blocos de geração de gráficos dos sinais coletados
- 3 – Indica se os dados coletados estão sendo salvos
- 4 – Indica o nome do último arquivo salvo
- 5 – Bloco de configuração para arquivamento dos dados coletados
- 6 – Especifica o nome do arquivo ao qual deseja-se salvar os dados coletados
- 7 – Habilita ou desabilita o bloco nº 6

As informações detalhadas a respeito dos equipamentos adotados neste trabalho serão mostradas na seção 3.4 sobre o protótipo.

3.3. TÉCNICA DE CONTROLE PI

Neste trabalho foi aplicada a técnica de controle PI. A grande vantagem da utilização desse tipo de controle nessa pesquisa é a integração das configurações dos parâmetros PI com o programa das válvulas, reduzindo o tempo de desenvolvimento necessário para implementação. Os termos P e I podem ser facilmente modificados

para atingir vários tipos de controle baseado nas necessidades de uma dada aplicação.

A configuração dos parâmetros foi realizada conforme a segunda técnica proposta por Ziegler-Nichols. A adoção dessa técnica de sintonização levou em consideração a sua aplicação bem-sucedida em outras pesquisas semelhantes como em Lai, *et al.* (2012) e Dulau, *et al.* (2015), além de que esse é o método mais popular em uso (BANSAL, *et al.*, 2012). De acordo com Ogata (2000), neste segundo método, primeiro ajustam-se os valores de $T_i = \infty$ e $T_d = 0$. Utilizando-se somente a ação de controle proporcional, aumenta-se o valor de K_p de 0 a um valor crítico K_{cr} para qual o sinal de saída apresente oscilações periódicas. Em consequência, são determinados experimentalmente os valores de ganho crítico K_{cr} e o período crítico correspondente P_{cr} .

O método foi aplicado e foram obtidas oscilações periódicas com um valor de $K_p = 14$. A Figura 10 mostra o gráfico do comportamento do cilindro na aplicação de um sinal de avanço.

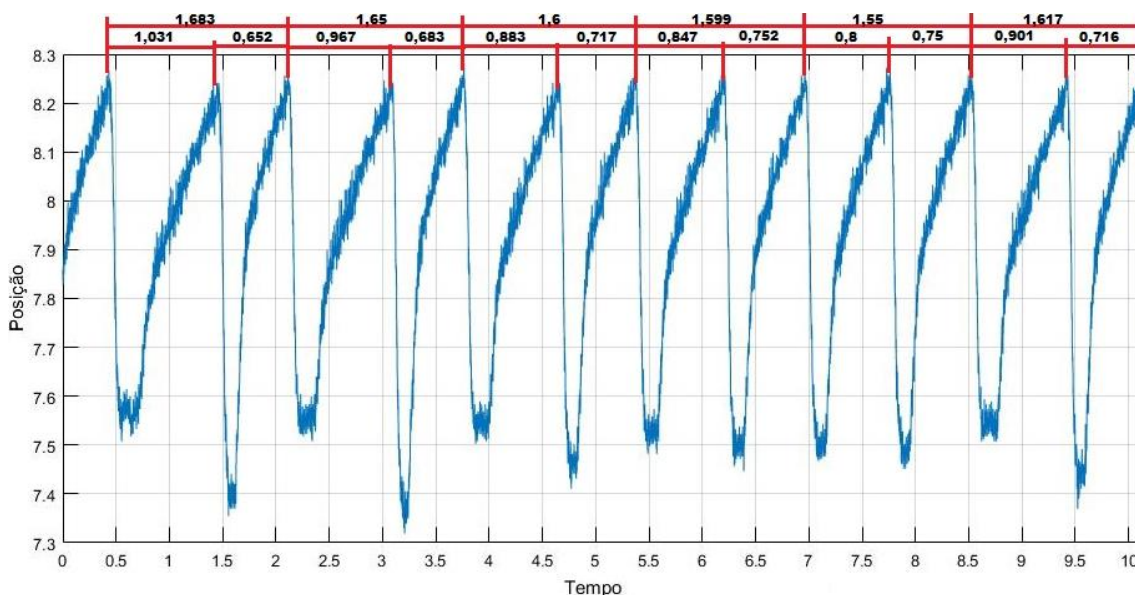


Figura 10 – Oscilações periódicas obtidas no avanço
Fonte: Elaborada pelo autor

O período considerado é composto por duas variações com tempos menores distintos. A média de tempo do período crítico no avanço em um espaço de tempo de 15s foi de 1,62s. A Figura 11 mostra os resultados obtidos no retorno.

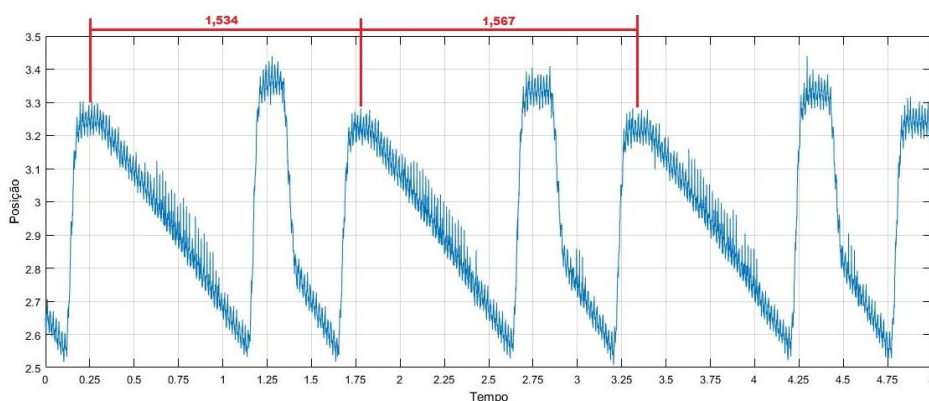


Figura 11 – Oscilações periódicas obtidas no retorno

Fonte: Elaborada pelo autor

A média de tempo do período crítico no retorno em um espaço de tempo de 15s foi de 1,55s. O valor adotado como período crítico para sintonização PI foi de 1,59s. Com o valor do período crítico definido, Ziegler & Nichols sugeriram ajustar os valores dos parâmetros K_p , T_i e T_d de acordo com as fórmulas mostrada na Tabela 1.

Tabela 1 – Fórmulas para ajuste de valores PID

Tipo de Controlador	K_p	T_i	T_d
P	$0,5K_{cr}$	∞	0
PI	$0,45K_{cr}$	$\frac{1}{1,2}P_{cr}$	0
PID	$0,6K_{cr}$	$0,5P_{cr}$	$0,125P_{cr}$

Fonte: Ogata (2000)

De acordo com a Tabela 1, os valores de K_p , T_i e T_d ajustados para as respostas das oscilações obtidas foram definidos como $K_p = 6,3$ e $T_i = 1,325$ em ambas as válvulas.

3.4. PROTÓTIPO

O protótipo de teste é composto por:

- Um cilindro pneumático de dupla ação com haste simples marca Asco Numatics com diâmetro de 2" e curso de 10" modelo 20AM2-10A, que contempla um transdutor resistivo interno com linearidade de $\pm 1\%$ de seu curso total, ou seja, 2,54mm e repetibilidade mecânica de 0,0254mm, conforme Figura 12;

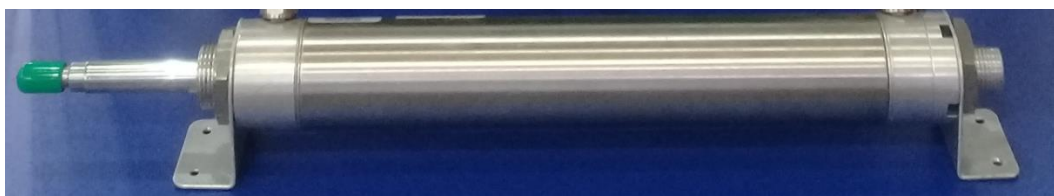


Figura 12 – Cilindro pneumático utilizado no protótipo
Fonte: Elaborada pelo autor

- Dois transmissores de pressão marca Rosemount modelo 2088, com precisão de referência de 0,075% da escala calibrada, ou seja, 0,0075 bar, contendo os efeitos combinados de linearidade, histerese e repetibilidade, conforme Figura 13;



Figura 13 – Transmissor de pressão utilizado no protótipo
Fonte: <http://www2.emersonprocess.com/siteadmincenter/pm%20rosemount%20documents/00813-0100-4690.pdf>

- Um painel eletropneumático para controle do cilindro, conforme Figuras 14 e 15, composto por duas válvulas proporcionais reguladoras de pressão da marca Asco Numatics modelo 609212611-A00, um módulo de comunicação Ethernet/IP utilizado para possibilitar comunicação via protocolo de rede industrial marca Asco Numatics série G3 modelo 240-181, uma fonte de alimentação 24Vcc/5A marca Phoenix Contact modelo Quint Power, um duplicador e conversor de sinal com isolamento galvânica marca Wago modelo 857-423, um indicador de processos para indicação

da posição atual do cilindro pneumático marca Contemp modelo I506, um controlador de processos utilizado para geração de sinal de posicionamento desejado de forma local marca Contemp modelo C504. A seleção entre comando local ou remoto é realizada através da chave comutadora instalada na porta do painel.

O sinal desejado é gerado através do controlador de processos instalado na porta do painel no formato de 4 a 20mA, o sinal pode ser tanto na forma degrau (mais comum para esse tipo de sistema) ou rampa. O sinal é distribuído para as duas válvulas através do duplicador de sinais com isolamento galvânica, porém as válvulas são programadas para realizar a leitura desse sinal de forma complementar entre si. As válvulas trabalham em modo de malha fechada e controlam as pressões internas nas câmaras dianteira e traseira do cilindro, controlando a posição do êmbolo através da comparação entre a posição desejada e a posição atual lida através da régua potenciométrica instalada internamente ao cilindro no formato 0-10Vcc e realizando o equilíbrio das pressões nos diferentes lados do êmbolo do cilindro. Um sinal elétrico no formato 4 a 20mA é retransmitido através do indicador de posição localizado na porta do painel de controle do sistema.

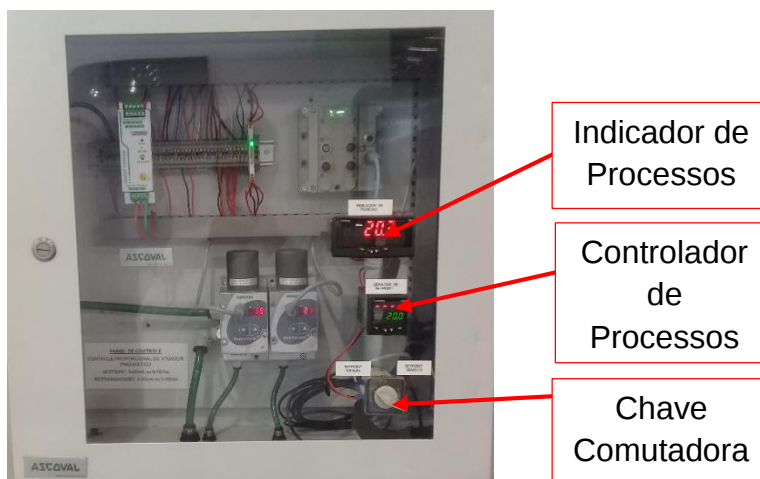


Figura 14 – Painel do protótipo de teste com a porta fechada
Fonte: Elaborada pelo autor

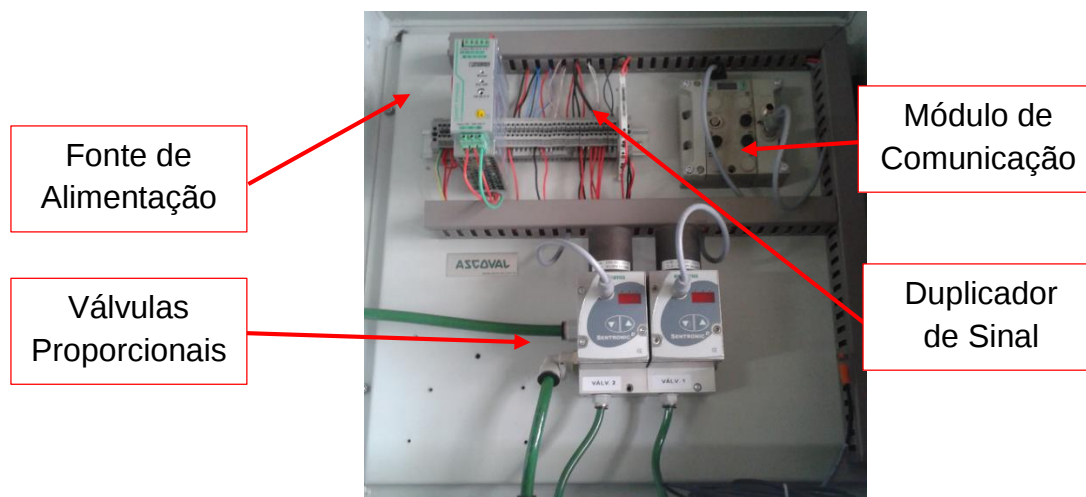


Figura 15 – Painel do protótipo de testes com a porta aberta
Fonte: Elaborada pelo autor

O cilindro pneumático contém internamente um transdutor resistivo linear que, quando alimentado em seus terminais com uma tensão de 10Vcc, gera através de seu cursor um sinal proporcional 0 à 10Vcc utilizado pelo sistema como sinal de realimentação. Tanto o acabamento interno do tubo de aço inoxidável do cilindro quanto as vedações em elastômeros de baixo atrito auxiliam na redução das interferências dos atritos estático e dinâmico tão presentes nesse tipo de sistema.

As válvulas reguladoras proporcionais de pressão possuem 3 vias e controlam constantemente a pressão de saída, aumentando ou diminuindo as pressões nas câmaras internas do cilindro de acordo com o deslocamento desejado. Isso se torna possível pois as válvulas são configuradas através de programa específico do fabricante para receberem o sinal de posicionamento desejado de forma complementar entre si. Em uma situação hipotética em que se deseja um avanço para a posição de 80% do curso total do atuador pneumático, se aplicada uma entrada degrau no valor de 8V (para uma escala de 0 à 10V), a válvula responsável pelo suprimento de pressão na câmara traseira do cilindro receberia o sinal como 80% do curso, enquanto a válvula responsável pela pressão na câmara dianteira do cilindro receberia o sinal inverso de 20% do curso. O modelo de válvula adotado neste trabalho pode ser visualizado na Figura 16.



Figura 16 – Válvula Reguladora de Pressão Proporcional
Fonte: Adaptado do catálogo do fabricante

As válvulas foram programadas para trabalho em modo de malha fechada, onde realizam o comparativo do sinal de posicionamento desejado oriundo do processo com o sinal de realimentação oriundo da régua potenciométrica interna ao cilindro, realizando o equilíbrio das pressões nos lados opostos do êmbolo e posicionando-o da forma desejada. Outra característica das válvulas é a possibilidade de configuração da lógica PID através do programa do fabricante. Com isso, é possível realizar ajustes nos parâmetros proporcional, integrativo e derivativo além de outros parâmetros disponíveis.

A Tabela 2 apresenta as características das válvulas adotadas neste estudo. O catálogo das válvulas é mostrado no Anexo A.

Tabela 2 – Dados das válvulas

Característica	Dado de Catálogo
Marca	Asco Numatics
Modelo	609212611-A00
Faixa de Pressão	0 a 10 bar
Taxa de Vazão	1300 l/min à 6 bar
Diâmetro nominal	8mm
Conexão	G 3/8"
Histerese	< 1% da escala
Linearidade	< 0,5% da escala

Característica	Dado de Catálogo
Repetitividade	< 0,5% da escala
Temperatura do Fluido	0 a 60°C
Temperatura Ambiente	0 a 50°C

Fonte: Elaborada pelo autor

A representação do símbolo pneumático das válvulas proporcionais de pressão pode ser vista na Figura 17.

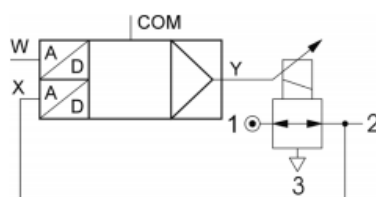


Figura 17 – Símbolo pneumático das válvulas proporcionais de pressão
Fonte: Catálogo do fabricante

O diagrama pneumático do protótipo de testes pode ser visualizado na Figura 18, onde P1 corresponde a linha principal fornecedora de ar comprimido, FR1 é uma unidade de tratamento de ar comprimido, V1 e V2 são as válvulas proporcionais, TP1 e TP2 são os transmissores de pressão e C1 é o cilindro pneumático.

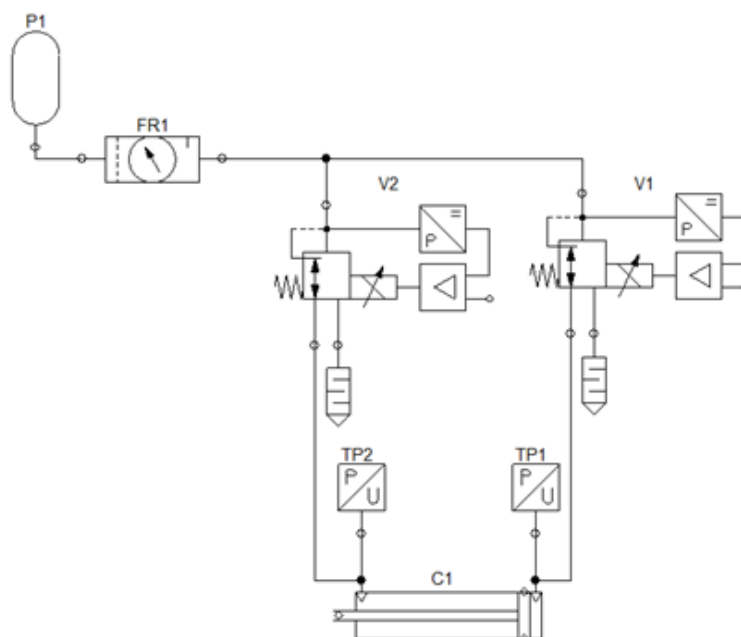


Figura 18 – Diagrama pneumático do protótipo de testes
Fonte: Elaborada pelo autor

Devido cada uma das válvulas utilizadas possuírem um controlador embarcado, o sistema real possui dois controladores PI que foram ajustados com os parâmetros idênticos. Para simplificação do modelo desenvolvido para simulação matemática, foi considerado somente um controlador PI, conforme mostrado no diagrama de blocos geral do sistema representado na Figura 19.

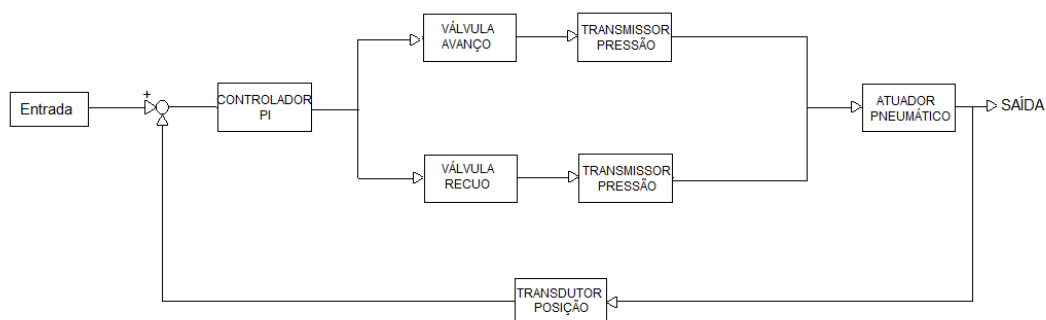


Figura 19 – Diagrama de Blocos Geral do Sistema
Fonte: Elaborada pelo autor

4. RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos na simulação computacional e no levantamento de dados realizado no sistema real para que seja feita a análise desses dados e embasamento das conclusões do trabalho.

Foram realizadas simulações computacionais utilizando o programa Matlab / Simulink onde foi elaborado um diagrama de blocos para a simulação dos modelos matemáticos apresentados. Para uma maior simplificação e melhor entendimento dos diagramas, as principais fórmulas foram divididas em subsistemas. O diagrama de blocos geral pode ser visualizado na Figura 20.

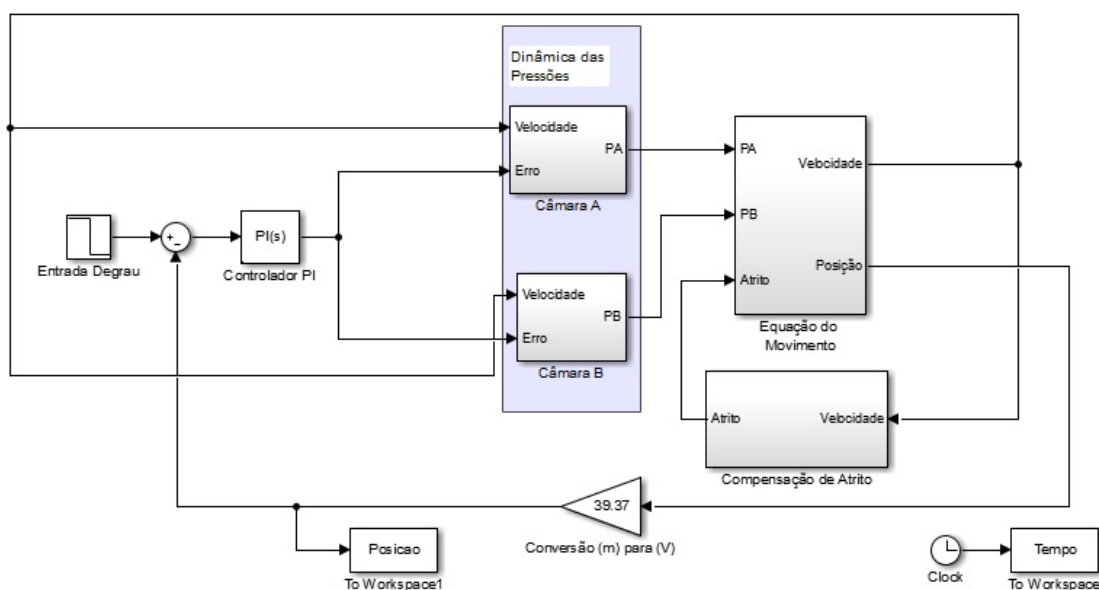


Figura 20 – Diagrama de blocos utilizado para simulação computacional
Fonte: Elaborada pelo autor

Visto que a resposta do sistema é dada pela posição do êmbolo do cilindro pneumático em metros e o sinal enviado para posicionamento e leitura de retransmissão é em forma elétrica tipo 0 a 10Vcc, onde 0V refere-se a 0% do curso do cilindro pneumático, ou seja, a posição totalmente recuada e 10V refere-se a 100% do curso do cilindro pneumático, ou seja, a posição totalmente estendida. Torna-se necessária a conversão da resposta em metros para a forma de sinal elétrico para

possibilitar a leitura da resposta pelo controlador. Foi incluído um ganho no valor de 39,37, uma vez que 10V referem-se a 0,254m, já que o cilindro utilizado possui um curso de 10" ou 0,254m.

O subsistema “Equação do movimento” representa a Equação 4 e pode ser visualizado de forma detalhada na Figura 21.

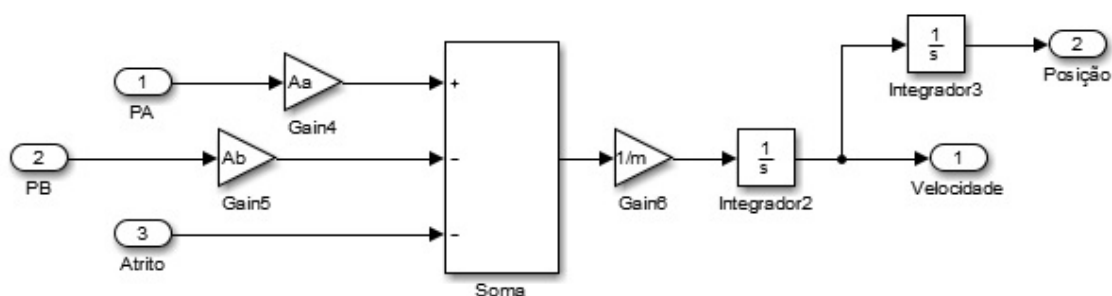


Figura 21 – Diagrama de blocos “Equação do movimento”
Fonte: Elaborada pelo autor

O modelo da “Dinâmica das pressões” é dividido em dois subsistemas referentes às câmaras de avanço e recuo do sistema referentes às Equações 5 e 6 e podem ser visualizados de forma detalhada nas Figuras 22 e 23.

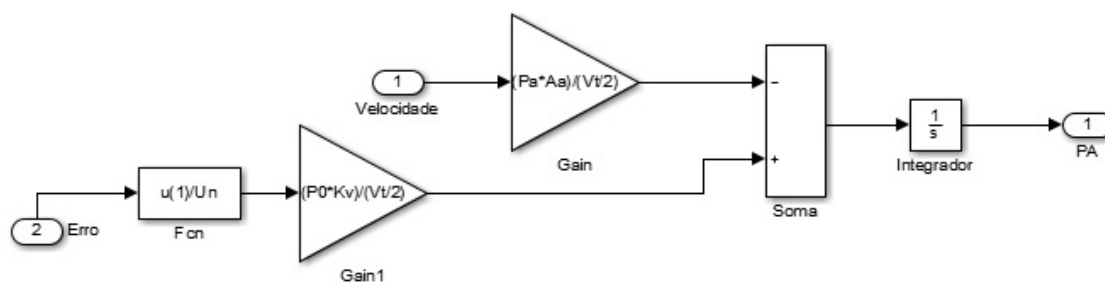


Figura 22 – Diagrama de blocos “Dinâmica das pressões na câmara de avanço”
Fonte: Elaborada pelo autor

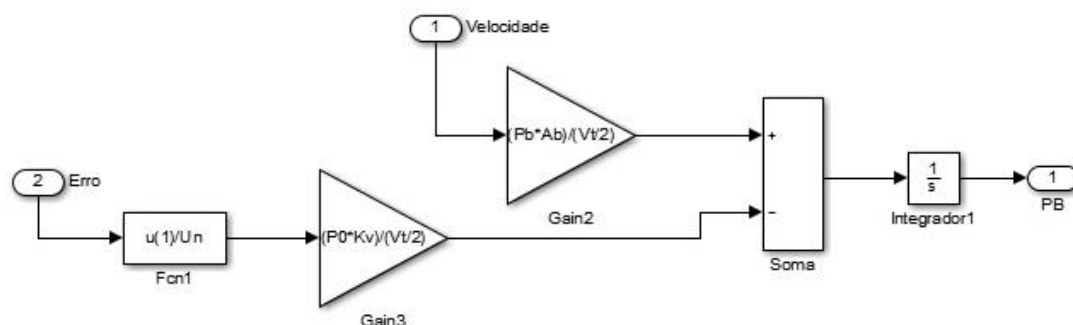


Figura 23 – Diagrama de blocos “Dinâmica das pressões na câmara de recuo”
Fonte: Elaborada pelo autor

A compensação de atrito, referente as Equações 7 e 8, pode ser visualizado de forma detalhada na Figura 24.

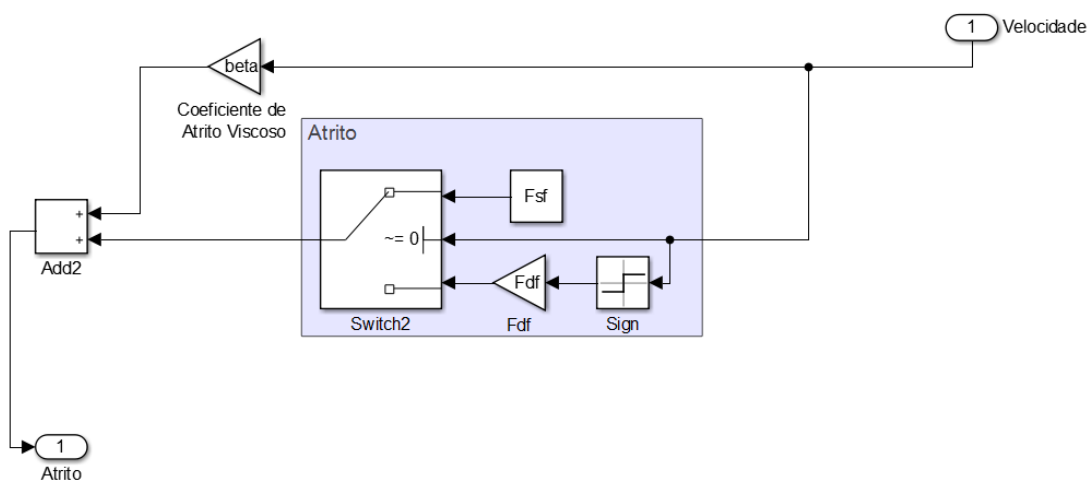


Figura 24 – Diagrama de blocos “Compensação de atrito”
Fonte: Elaborada pelo autor

Os valores dos parâmetros utilizados para a realização da simulação computacional podem ser visualizados na Tabela 3.

Tabela 3 – Valores dos parâmetros utilizados na simulação computacional

Descrição do Parâmetro	Simbologia	Valor (unidade)
Área efetiva do êmbolo no avanço	A_A	$18,68 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)}$
Área efetiva do êmbolo no recuo	A_B	$16,80 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)}$
Volume total de ar	V_t	$44,67 \times 10^{-5} \text{ (m}^3\text{)}$
Coeficiente de atrito viscoso	β	$4,47 \text{ (N/(m/s))}$
Pressão ambiente absoluta	P_0	$1 \times 10^5 \text{ (Pa)}$
Coeficiente de vazão da válvula	K_v	$33,33 \times 10^{-5} \text{ (m}^3\text{/s)}$
Massa do conjunto êmbolo / haste / carga	m	$0,49 \text{ (Kg)}$
Força de atrito dinâmico	F_{df}	$0,486 \text{ (N)}$
Força de atrito estático	F_{sf}	$3,82 \text{ (N)}$
Pressão de suprimento	P_s	$6 \times 10^5 \text{ (Pa)}$

Fonte: Elaborada pelo autor

Os dados relacionados com o cilindro pneumático e com as válvulas foram obtidos de desenhos e informações cedidas pelo fabricante do produto. Os dados relacionados aos atritos foram estimados baseados na pesquisa de Richer e Hurmuzlu (2001), que utilizaram em sua pesquisa um cilindro pneumático do mesmo fabricante e características similares ao utilizado neste trabalho.

As Figuras 25 e 26 mostram os gráficos de resposta obtidos através de simulação computacional para entradas degraus aplicadas na entrada do sistema.

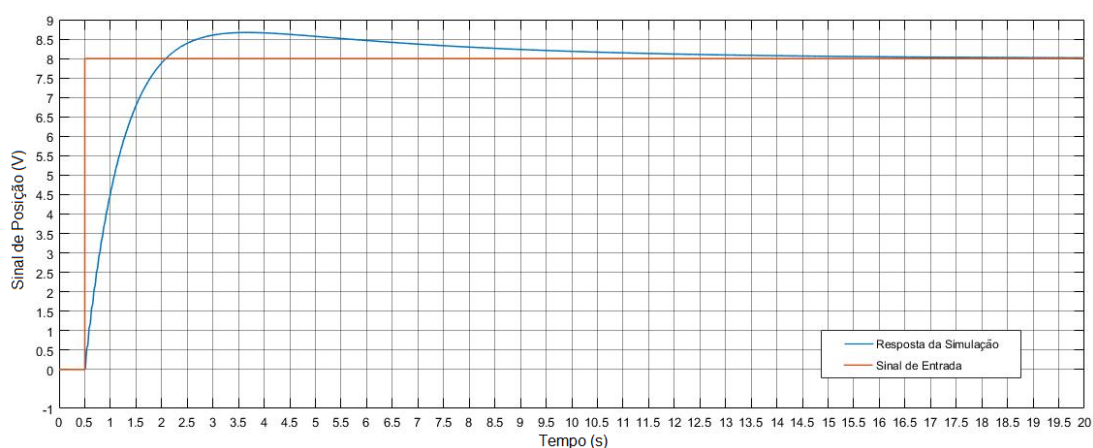


Figura 25 – Resposta de simulação para entrada degrau de 80% do curso

Fonte: Elaborada pelo autor

A Figura 25 acima refere-se a resposta a uma entrada no valor de 8V, representando 80% do curso do cilindro pneumático

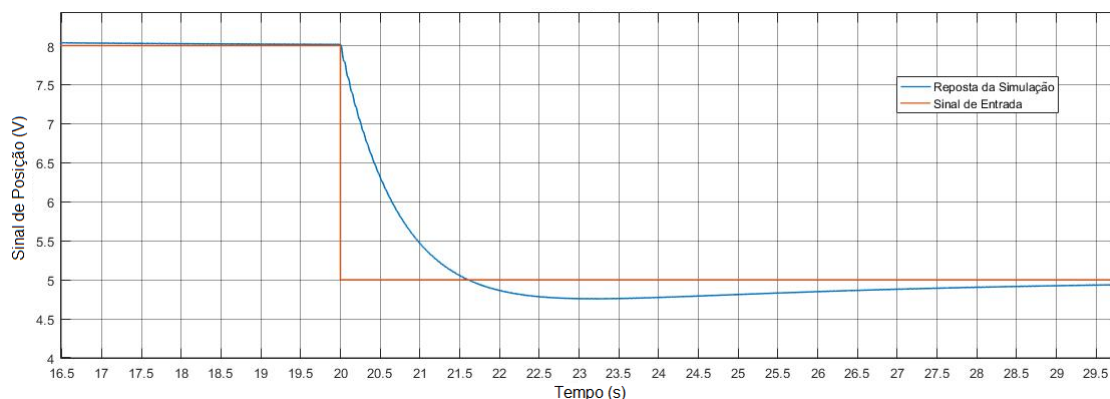


Figura 26 – Resposta de simulação computacional para entrada degrau de 80% do curso

Fonte: Elaborada pelo autor

A Figura 26 acima é a resposta a uma entrada degrau negativa de 8V a 0V, representando um recuo de 80% na escala do cilindro pneumático.

Nota-se que a curva de resposta da simulação para entrada degrau positivo apresenta um sobressinal de 6,7% do curso e a estabilização ocorre 16s após a aplicação do sinal de entrada. Já no degrau negativo, nota-se um sobressinal de 4,5% da escala e a estabilização ocorre após 16s da aplicação do sinal de entrada.

As Figuras 27 e 28 representam as respostas obtidas em simulação na aplicação de entradas em forma de rampas crescente e decrescente.

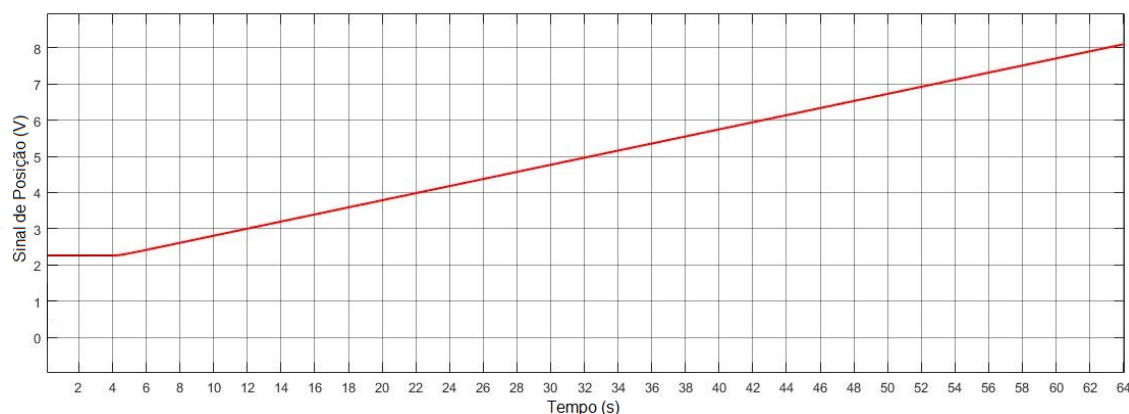


Figura 27 – Resposta de simulação para entrada rampa crescente

Fonte: Elaborada pelo autor

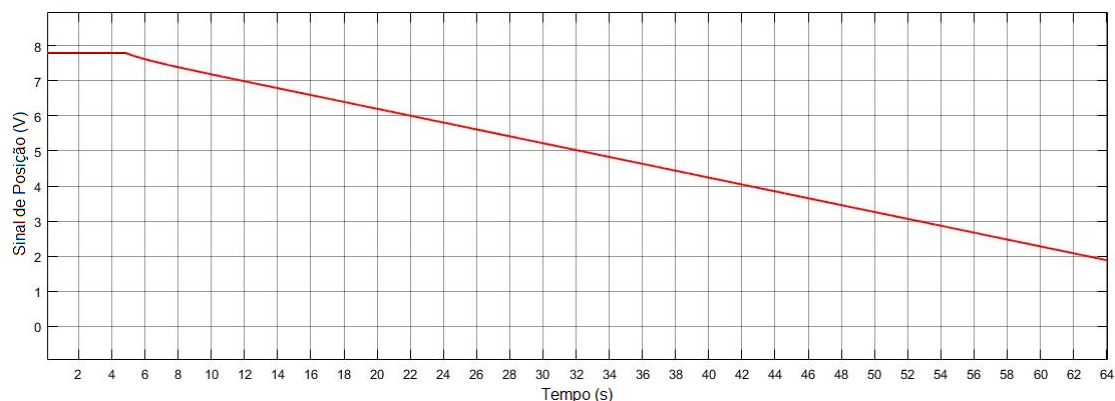


Figura 28 – Resposta de simulação para entrada rampa decrescente
Fonte: Elaborada pelo autor

Foram aplicados os mesmos tipos de sinal de entrada no sistema real para possibilitar a comparação dos resultados. As respostas obtidas para os sinais degraus e rampas crescentes e decrescentes podem ser visualizados nas Figuras 29 a 33.

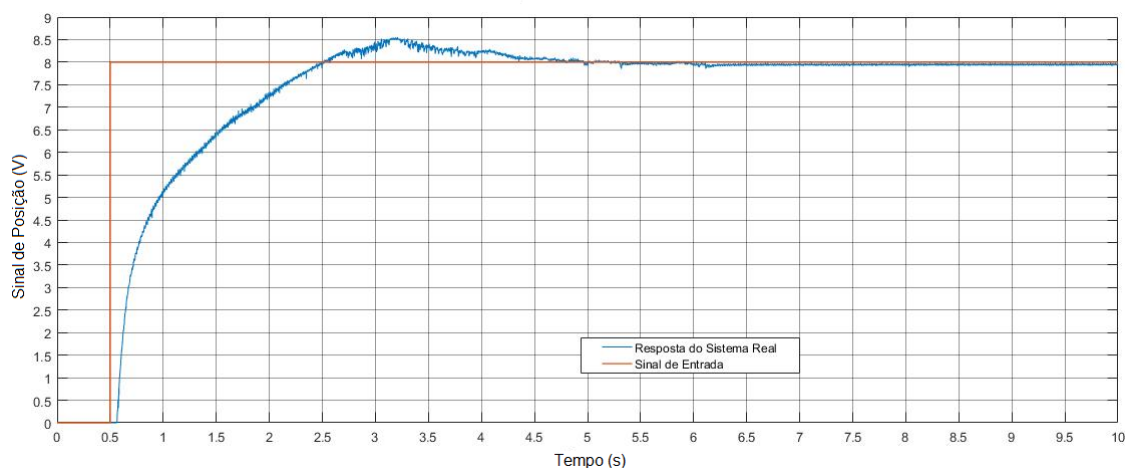


Figura 29 – Resposta experimental para entrada degrau de 80%
Fonte: Elaborada pelo autor

Na Figura 29 vê-se que o sistema real possui um sobressinal de 6,4% e o tempo de estabilização é de 4,5s da aplicação do sinal de entrada. O erro máximo de posição encontrado com entradas degrau positivas foi de 4,48mm.

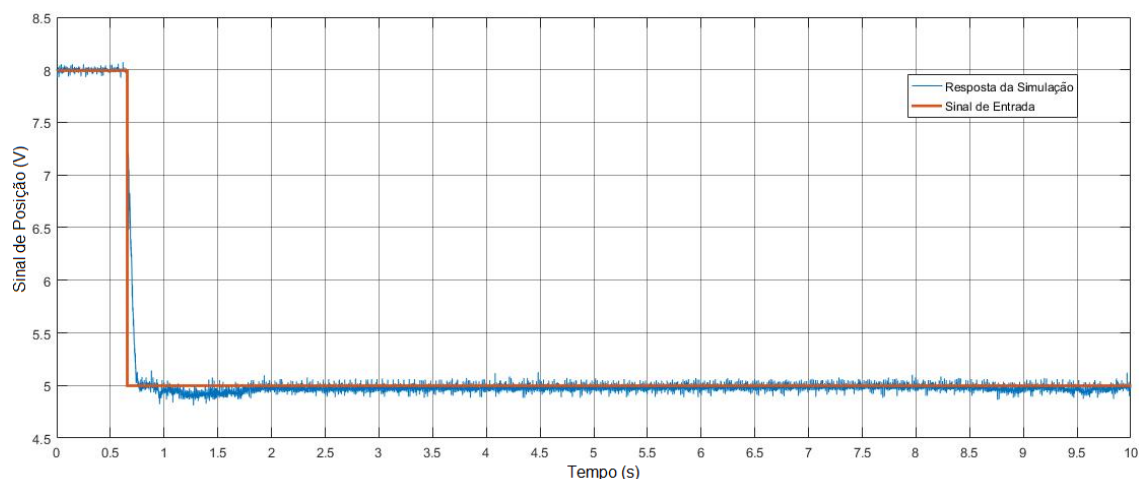


Figura 30 – Resposta experimental para entrada de -80%

Fonte: Elaborada pelo autor

Na Figura 30, que representa um degrau negativo, pode-se notar uma maior velocidade no posicionamento do cilindro pneumático quando comparado ao posicionamento com entrada tipo degrau positivo. A estabilização do sistema no recuo ocorre por volta de 0,1s após a aplicação do sinal de entrada e o sobressinal é de 0,87% do curso. O erro máximo de posição encontrado com entradas degrau negativas foi de 3,61mm.

As Figuras 31 e 32 apresentam as respostas obtidas para entradas tipo rampa crescente e decrescente.

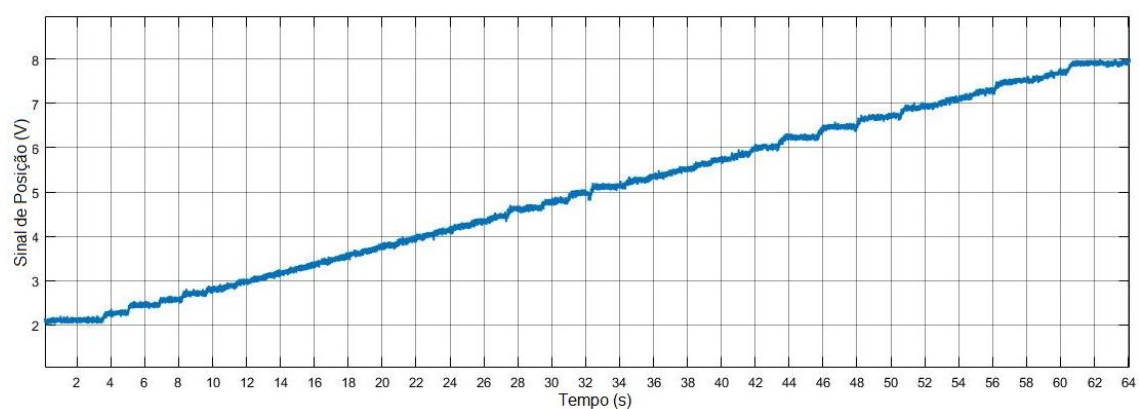


Figura 31 – Resposta experimental para entrada rampa crescente

Fonte: Elaborada pelo autor

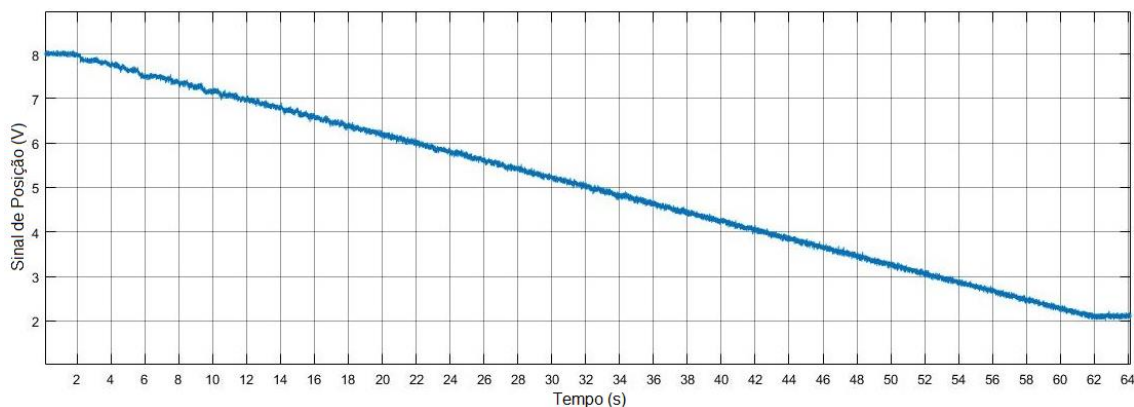


Figura 32 – Resposta experimental para entrada rampa decrescente
Fonte: Elaborada pelo autor

Para facilitar a visualização das similaridades e diferenças entre as respostas obtidas via simulação e coletadas no sistema real, foram realizadas comparações com sobreposição de gráficos, que podem ser visualizadas nas Figuras 33 a 36.

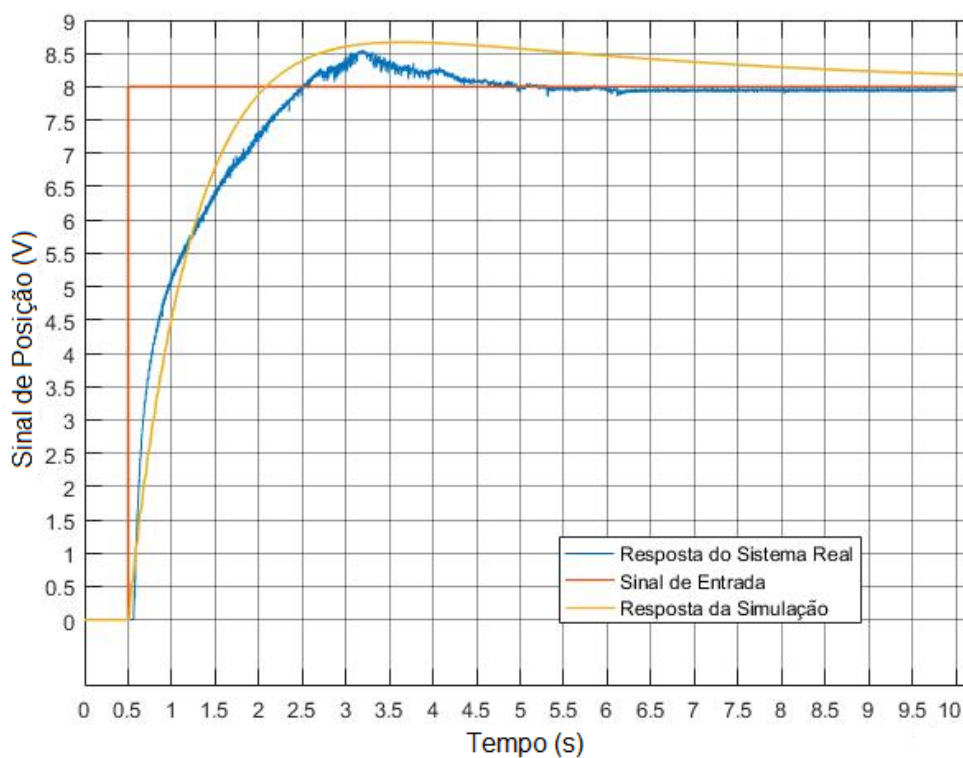


Figura 33 – Comparativo de respostas obtidas em simulação e sistema real com entrada degrau positivo
Fonte: Elaborada pelo autor

Na Figura 33 nota-se que a resposta obtida por simulação possui sobressinal e tempo de estabilização superiores ao sistema real.

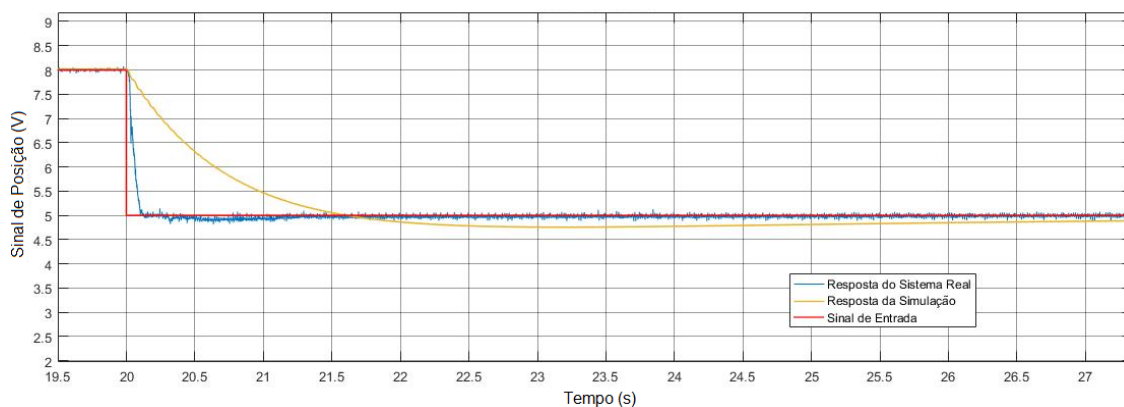


Figura 34 – Comparativo de respostas obtidas em simulação e sistema real com entrada degrau negativo
Fonte: Elaborada pelo autor

Na Figura 34 nota-se o sobressinal e o tempo de estabilização maiores na resposta obtida por simulação do que na resposta coletada no sistema real.

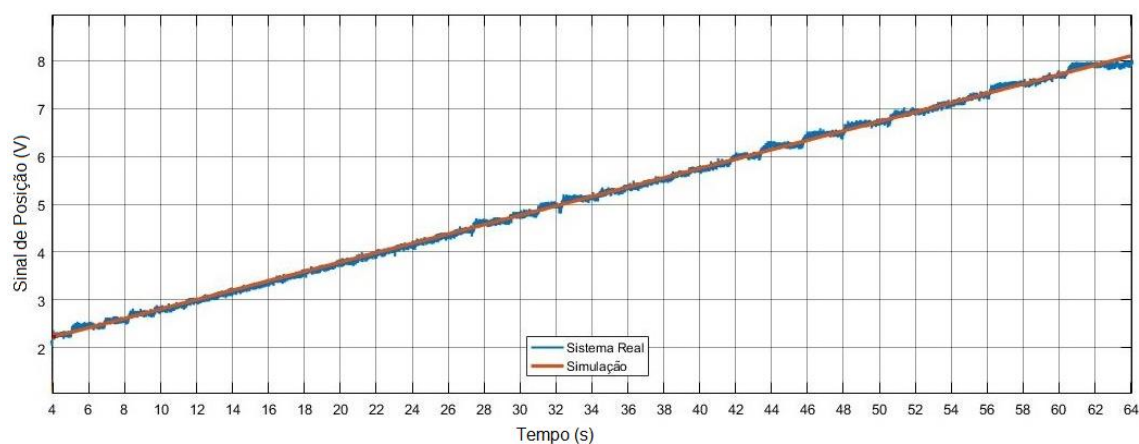


Figura 35 – Comparativo de respostas obtidas em simulação e sistema real com entrada rampa crescente
Fonte: Elaborada pelo autor

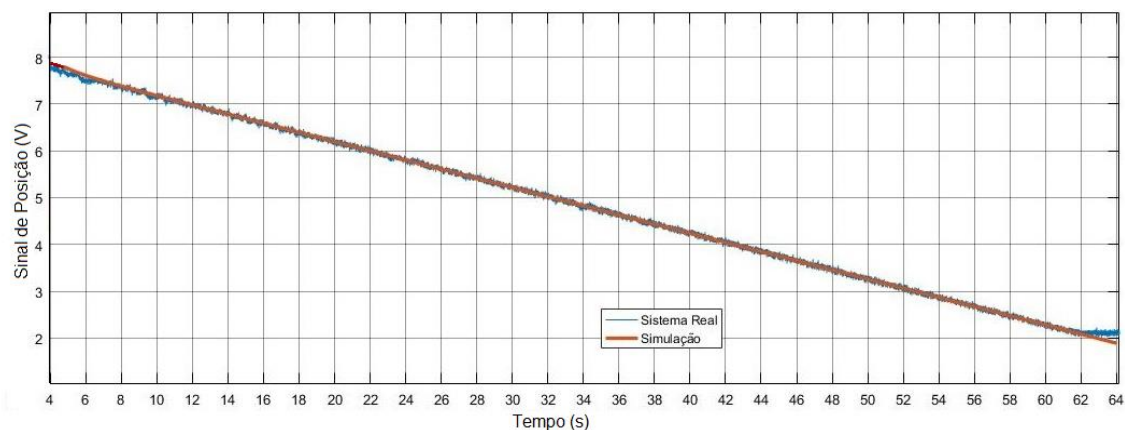


Figura 36 – Comparativo de respostas obtidas em simulação e sistema real com entrada rampa decrescente
Fonte: Elaborada pelo autor

A comparação para entradas tipo rampa, mostra grande similaridade entre as curvas de resposta.

Quanto a análise das pressões, foram obtidos gráficos do comportamento das pressões internas em cada uma das câmaras do cilindro pneumático. Nas Figuras 37 e 38 pode-se observar o comportamento das pressões na aplicação da entrada degrau positivo.

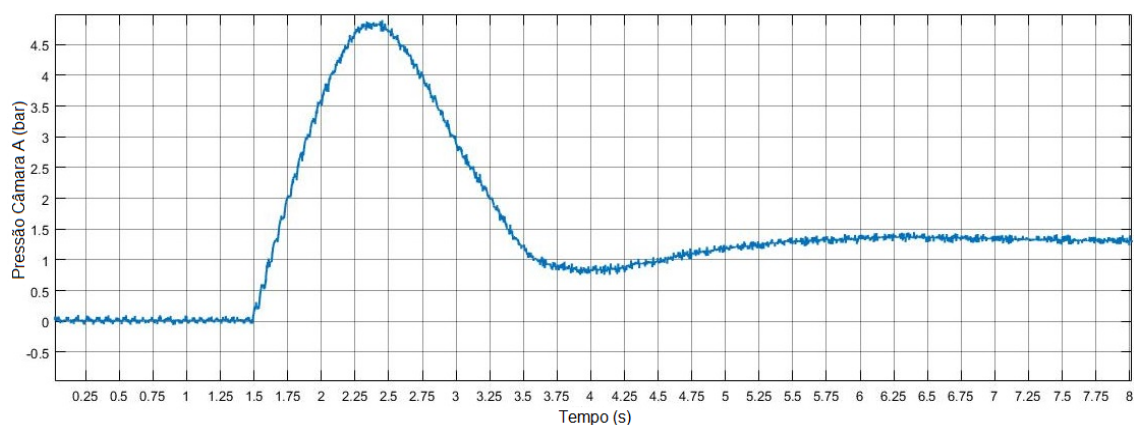


Figura 37 – Comportamento da pressão na câmara traseira com entrada degrau positivo
Fonte: Elaborada pelo autor

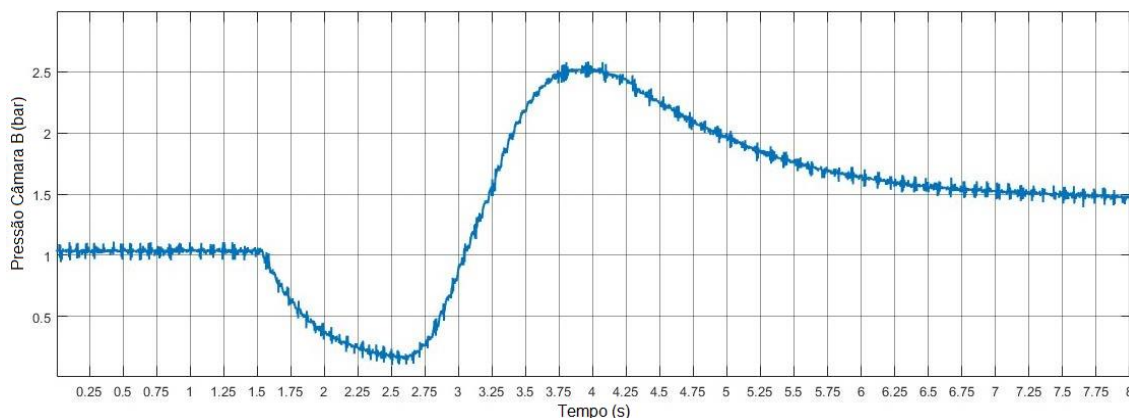


Figura 38 – Comportamento da pressão na câmara dianteira com entrada degrau positivo

Fonte: Elaborada pelo autor

A análise dos gráficos mostra que os comportamentos das pressões são opostos entre as câmaras dianteira e traseira. Visto que o movimento desejado era positivo, na câmara traseira ocorre um aumento instantâneo da pressão, enquanto na câmara dianteira ocorre uma redução na pressão, possibilitando a movimentação positiva do êmbolo do cilindro. No momento em que ocorre a estabilização das pressões, o sistema entra em estado estacionário, porém observa-se que existe uma pequena diferença de pressão de aproximadamente 0,25 bar. Isso se deve ao fato das áreas do êmbolo não serem as mesmas, já que um dos lados contempla a haste do cilindro.

As respostas a um degrau negativo podem ser observadas nas Figuras 39 e 40.

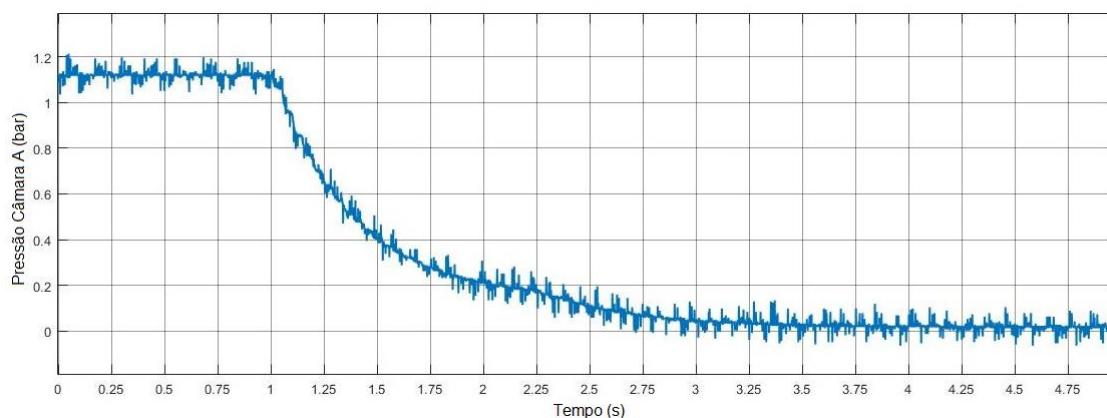


Figura 39 – Comportamento da pressão na câmara traseira com entrada degrau negativo

Fonte: Elaborada pelo autor

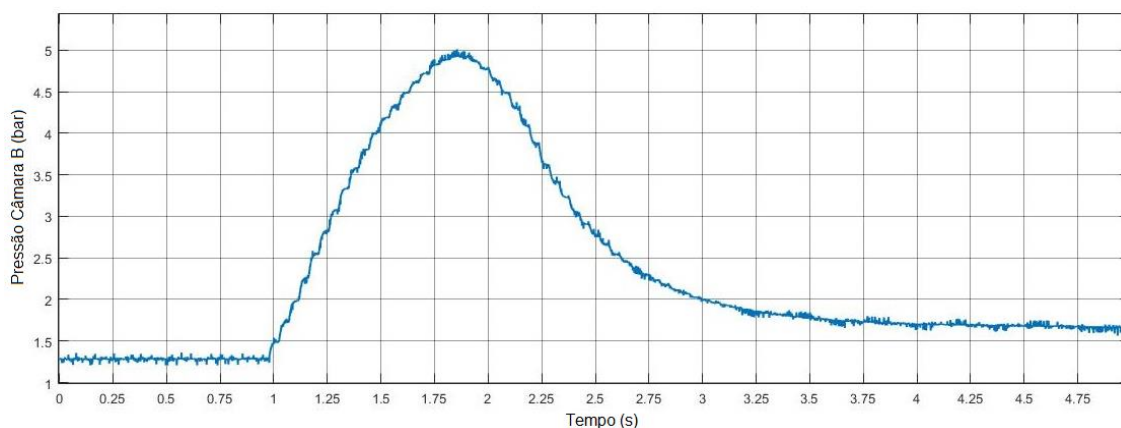


Figura 40 – Comportamento da pressão na câmara dianteira com entrada degrau negativo

Fonte: Elaborada pelo autor

A análise do comportamento das pressões internas nas câmaras dianteira e traseira na aplicação de uma entrada degrau negativo, conforme mostrado nas Figuras 39 e 40, permite observar que enquanto na câmara dianteira há um pico de pressão seguido pela estabilização, na câmara traseira há uma queda de pressão com resposta similar a obtida no gráfico de posição.

Com base nas respostas apresentadas e nos comparativos realizados pode-se notar que o sistema real possui uma resposta mais rápida e com menores sobressinais para entradas degraus do que as respostas obtidas em simulação computacional. Também é notável que as respostas para entradas tipo rampas possuem grande similaridade entre simulação e sistema real. As curvas das pressões possibilitam analisar criticamente o comportamento das pressões internas no cilindro pneumático e entender a dinâmica das válvulas reguladoras de pressão proporcionais.

As conclusões sobre a análise dos gráficos de resposta evidenciados na presente seção serão apresentadas no próximo capítulo.

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste capítulo serão discutidos os resultados obtidos e apresentadas as conclusões do trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

Neste trabalho foram apresentadas diversas aplicações na indústria para atuadores pneumáticos com controle proporcional de posicionamento e as principais vantagens e desafios quando comparados com sistemas hidráulicos e elétricos. Através de revisão bibliográfica foram mostradas as principais linhas de pesquisa do tema e as similaridades e diferenças entre os trabalhos de diferentes pesquisadores. Foi apresentado um modelo matemático de um sistema de controle de posição de um atuador pneumático dupla ação e com haste simples controlado por duas válvulas proporcionais reguladoras de pressão com controle PI embarcado, para representação e simulação do sistema, que contempla a dinâmica do êmbolo do cilindro pneumático, o comportamento das pressões internas nas câmaras dianteira e traseira do cilindro e a compensação de atrito estático e dinâmico. Com a utilização do modelo matemático apresentado, foi elaborado um diagrama de blocos para simulação computacional e os resultados obtidos foram comparados com as curvas de resposta coletadas na aquisição de dados do sistema real, realizada através do protótipo de testes desenvolvido para este estudo. A sintonização dos parâmetros do controle PI utilizado foi realizada através da segunda técnica sugerida por Ziegler e Nichols.

Com base na comparação dos gráficos apresentados, pode-se perceber as diferenças nos resultados obtidos na simulação computacional e no sistema real. As respostas do sistema real mostram-se mais rápidas na estabilização e com menores valores de sobressinal nas entradas degrau. Os resultados indicados mostram que para a entrada degrau positivo, o sistema real encontra a estabilização na posição desejada mais rapidamente que na simulação, além disso, na simulação nota-se um sobressinal de aproximadamente 6,7%, e de 6,4% no sistema real. Já no degrau negativo, a resposta do sistema real mostra-se mais rápida e com menor sobressinal do que a resposta obtida por simulação.

As respostas obtidas por simulações matemáticas mostram que o modelo apresenta uma boa aproximação da resposta real do sistema. Apesar do tempo de

estabilização obtido nos ensaios experimentais ser mais rápido do que na simulação, as curvas de resposta em regime transiente mostram similaridade com o sistema real. Esse resultado possibilita a análise da resposta do sistema em diferentes situações, além da possibilidade de escolher a melhor forma de modulação dos sinais para as válvulas.

As diferenças encontradas entre as respostas da simulação e experimentais devem-se principalmente aos parâmetros adotados para compensação de atrito, que foram estimados baseando-se na pesquisa de Richer e Hurmuzlu (2001), que adotaram um cilindro pneumático de mesma marca e características similares ao cilindro utilizado neste trabalho. A realização de testes para uma melhor aproximação dos parâmetros de atrito pode melhorar consideravelmente as respostas obtidas na simulação do modelo matemático.

Em todo caso, as respostas encontradas no sistema real foram consideradas satisfatórias, o sobressinal de posicionamento obtido no sistema real é considerado aceitável nas aplicações da indústria pesquisadas e apresentadas neste trabalho e não apresentam dificuldades para implementação do sistema. Em aplicações que exijam um posicionamento com maior precisão ou velocidade, é aconselhável a utilização de sistemas com controladores mais caros e complexos que sejam desenvolvidos para sistemas não lineares.

As pressões internas nas câmaras do cilindro foram monitoradas e os gráficos apresentados permitem entender o comportamento das válvulas proporcionais reguladoras de pressão. Com a análise das respostas, evidencia-se que as pressões são constantemente controladas pelas válvulas e, em caso de mudança nos sinais de entrada, as pressões são ajustadas e equilibradas assim que o êmbolo atinge a posição desejada. Apesar de não terem sido apresentados estudos do comportamento das pressões na mudança repentina da carga externa, através da análise do comportamento das válvulas é possível perceber que o controle de força pode ser realizado pelo sistema, já que de acordo com que o sistema se movimenta, a dinâmica das válvulas tende a modificar a pressão nas câmaras e recuperar o sistema para o posicionamento desejado. Com isso, pode-se entender que o sistema proposto pode ser aplicado em demandas que exigem controle tanto de posição quanto de força.

O uso do cilindro pneumático com transdutor de posição interno mostra-se como uma solução viável em sistemas onde o ambiente é agressivo, como no caso de indústrias mineradoras, aplicações em ambientes marítimos, indústrias de grãos, usinas de açúcar e demais alimentícias, entre outros. A eliminação da conversão do formato de sinais elétricos em pneumáticos por exemplo, também é uma grande vantagem evitando o desperdício de tempo de manutenção em calibrações e ajustes.

Por fim, pode-se concluir que o uso de válvulas proporcionais reguladoras de pressão para o posicionamento de cilindros pneumáticos é uma solução proeminente e possui vantagens e desvantagens quando comparado com o uso de válvulas proporcionais direcionais. A não necessidade da utilização de um controlador externo agrega vantagens econômicas ao sistema. Além disso, a proposta de controle de posição com modulação da pressão possibilita um maior número de modelos de válvulas para esse tipo de sistema, oferecendo ao usuário uma maior possibilidade de escolha, visando o custo x benefício apresentado por cada modelo.

5.1. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Levando-se em conta que neste estudo os parâmetros de compensação de atrito foram estimados com base em outro estudo que utilizava um cilindro pneumático similar e que não foram realizados testes com cargas externas variáveis, a seguir são listadas algumas possibilidades para continuidade desta pesquisa em trabalhos futuros:

- Realização de testes para obtenção de parâmetros de atrito estático e dinâmico mais próximos da realidade do projeto;
- Realização de testes com cargas externas variáveis para evidenciação da capacidade do sistema de trabalhar em aplicações que requerem controle de força;
- Realização de simulações para a análise da resposta do sistema com diferentes cargas externas.
- Estudo de eliminação do controle PID embarcado das válvulas para sua utilização em sistemas com controladores desenvolvidos para sistemas não lineares, para atendimento de necessidades de sistemas que necessitem de maior precisão no posicionamento;

- Agregação de transmissores de vazão ao protótipo para estudo das características de vazão mássica do sistema.

6. REFERÊNCIAS

- AHN, K., YOKOTA, S. Intelligent switching control of pneumatic actuator using on/off solenoid valves. **Mechatronics**, Ulsan, pp. 683-702, 2005.
- ALAGOZ, B. B., ATES, A., YEROGLU, C. & SENOL, B. An experimental investigation for error-cube PID control. **Transactions of the institute of measurement and control**, Malatya, v. 37, pp. 652-660, 2015.
- ASAFF, Y. E., DE NEGRI, V. J. Development of a high power pneumatic servo-positioning system for speed governors of hydraulic turbines. In: 19th International Congress of Mechanical Engineering, 2007, Brasilia. **Proceedings of COBEM 2007**, Brasilia, 5-9 Nov. 2007. Não paginado.
- BANSAL, H., SHARMA, R., SHREERAMAN, P., PID controller tuning techniques: a review. **Journal of control engineering and technology**, Pilani, v.2, n.4, pp. 168-176, 2012.
- BAVARESCO, D. **Modelagem matemática e controle de um atuador pneumático**. Ijuí, RS: 2007. Dissertação (Mestrado de modelagem matemática) - Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul.
- BONE, G., NING, S. Experimental comparison of position tracking control algorithms for pneumatic cylinder actuators. **IEEE Transactions on mechatronics**, Mississauga, v.12, pp. 557-561, 2007.
- BROBOW, J., MCDONNEL, B. W. Modeling, identification, and control of a pneumatically actuated, force controllable robot. **IEEE Transactions on robotics and automation**, California, v.14, n.5, pp. 732-742, 1998.
- BU, F., TAN, H. Pneumatic brake control for precision stopping of heavy-duty vehicles. **IEEE Transactions on control systems technology**, California, v.14, n.1, pp. 53-64, 2006.
- CARMO, P. F., DE NEGRI, V. J. Procedimentos para obtenção dos parâmetros característicos de válvulas direcionais proporcionais. In: IV Congresso nacional de engenharia mecânica, 2006, Recife. **Proceedings of Conem 2006**, Recife, 22-25 Ago, 2006. Não paginado.
- COMINOS, P., MUNRO, N., PID controllers: recent tuning methods and design to specification. **IEEE Proceeding of theory appl.**, Manchester, 7 Janeiro, 2002., pp. 46-53.
- DULAU, M., NAGY, G., TATAR, A. Experiments of pneumatic linear positioning with conventional control system. **Tirgu Mures: Scientific bulletin of the Petru Maior University of Tirgu Mures**, Tirgu Mures, v.12, n.1, pp. 5-9, 2015.

EKSIRI, A., KIMURA, T. On / Off Valve implement of continous VSC to a pneumatic cylinder. **International Journal of Fluid Power System JFPS**, Nagaoka, 17 Ago. 2007, pp. 18-24.

ENDLER, L., CASTELAN, E. B., DE NEGRI, V. J. Um algoritmo para economia de ar comprimido em sistemas de posicionamento pneumáticos com carga. In: XX Congresso brasileiro de automática, 2014, Belo Horizonte. **Anais do XX congresso brasileiro de automática**, Belo Horizonte, 20-24 Set., 2014 pp. 4021-4028.

HASSAN, M. Y. A neural network based fuzzy controller for pneumatic circuit. **Eng. & Tech. Journal**, Baghdad, v.28, n.4, pp. 793-806, 2009.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 5598**: Fluid Power Systems and Components: Vocabulary. 2008.

ISHIZUKA, S., KAJIWARA, I. Online adaptative PID control for MIMO systems using simultaneous perturbation stochastic approximation. **Journal of advanced mechanical design, systems, and manufacturing**, Hokkaido, v.9, n.2, pp. 1-16, 2015.

KAITWANIDVILAI, S., OLRANTHICHACHAT, P. Robust loop shaping-fuzzy gain scheduling control of a servo-pneumatic system using particle swarm optimization approach. **Elsevier**, Bangkok, 25 Set. 2010, pp. 11-21, disponível em www.elsevier.com/locate/mechatronics. Acesso em: 02 Out. 2017.

KHAYATI, K., BIGRAS, P., DESSAINT, L.-A. LuGre model-based friction compensation and positioning control for a pneumatic actuator using multi-objective output-feedback control via LMI optimization. **Elsevier**, Quebec, 31 Dez. 2008, pp. 535-547, disponível em www.elsevier.com/locate/mechatronics. Acesso em: 02 Out. 2017.

KIRIHARA, K., SAGA, N., SAITO, N. Design and control of an upper limb rehabilitation support device for disabled people using a pneumatic cylinder. **Industrial Robot: An International Journal**, Singapore, Dez. 2009, v.37, n.4, pp. 354-363, disponível em <http://dx.doi.org/10.1108/01439911011044813>. Acesso em: 07 Jul. 2016.

LAI, W., RAHMAT, M., WAHAB, N. Modeling and controller design of pneumatic actuator system with control valve. **International Journal on Smart Sensing and Intelligent Systems**, Skudai, 01 Set. 2012, v.5, n.3, pp. 624-644, disponível em www.s2is.org. Acesso em: 18 Jan. 2017.

LIU, Y.-T., KUNG, T.-T., CHANG, K.-M., CHEN, S.-Y. Observer-based adaptive sliding mode control for pneumatic servo system. **Elsevier**, Kaohsiung, 30 Jul. 2012, pp. 522-525, disponível em: www.elsevier.com/locate/precision. Acesso em: 25 Dez. 2015.

LOCATELI, C. C., DE NEGRI, V. J., DE PIERI, E. R. A servo-pneumatic positioning system driven by fast switching on/off valves. In: ASME, 2011, Arlington. **Proceedings**

of the **ASME 2011 dynamic systems and control conference**, Arlington, 31 Out. – 2 Nov. 2011, pp. 1-8.

LU, C.-H., HWANG, Y.-R. A model reference robust multiple-surfaces design for tracking control of radial pneumatic motion systems. **Springer science + business media**, Chung-Li, 4 Out. 2011, pp. 2585-2597.

MAJUMDAR, S. R. **Pneumatic Systems**. 16° ed. Nova Delhi. McGraw-Hill. 2006.

MENDOZA, Y. E. A., OLIVEIRA, L. G., DE NEGRI, V. J. Applicability of servo-pneumatic positioning systems for high loads. In: Bath/ASME Symposium on fluid power and motion control, Bath. **Proceedings of Bath/ASME symposium on fluid power and motion control**, Bath, 10-12 Set. 2008, pp. 219-232.

MESSINA, A., GIANNOCARO, N. I., GENTILE, A. Experimenting and modelling the dynamics of pneumatic actuators controlled by the pulse width modulation (PWM) technique. **Elsevier**, Lecce, 20 Jan 2005., pp. 859-881.

NING, S., BONE, G. Development of a nonlinear dynamic model for a servo pneumatic positioning system. In: International conference on mechatronics & automation, Niagara Falls. **Proceedings of the IEEE international conference on mechatronics & automation**, Niagara Falls, Jul. 2015, pp. 43-48.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**. 3° ed. Minnesota. LTC. 1998.

PAUL, A., MISHRA, J., RADKE, M. Reduced order sliding mode control for pneumatic actuator. **IEEE Transactions on control systems technology**, Bombay, Set. 1994, v.2, n.3 pp. 271-276.

RABIE, M. G. **Fluid Power Engineering**. Nova York. McGraw-Hill. 2009.

RAHMAT, M.F., SUNAR, N.H., SALIM, S.N.S.S., ABIDIN, M.S.Z., FAUZI, M., ISMAIL, Z.H. Review on modeling and controller design in pneumatic actuator control system. **International journal on smart sensing and intelligent systems**, Skudai, 01 Dez. 2011, v.4, n.4, pp. 630-661.

RICHER, E., HURMUZLU, Y. A high performance pneumatic force actuator system: Part 1 - Nonlinear Mathematical Model. **ASME Journal of dynamic systems measurement and control**, Dallas, 12 Fev. 2001, v.122, n.3, pp. 416-425.

RICHTER, R. R. M., VALDIERO, A. C., RASIA, L. A. Controle de seguimento de trajetória de um atuador pneumático especial. **Proceedings series of the brazilian society of applied and computational mathematics**, Ijuí, Out. 2013, v.1, n.1, pp. 1-6.

SALIM, S. N., RAHMAT, M., FAUDZI, A., Ismail, Z. Position control of pneumatic actuator using an enhancement of NPID controller based on the characteristic of rate variation nonlinear gain. **Springer**, London, 12 Jul. 2014, pp. 181-195.

SEN, R., PATI, C., DUTTA, S., SEN, R. Comparison between three tuning methods of PID control for high precision positioning stage. **Journal of metrology society of India**, Durgapur, 26 Out. 2014, pp. 65-70.

SHAHROKHI, M., ZOMORRODI, A. **Comparison of PID controller tuning methods**. Disponível em: http://www.ie.tec.ac.cr/einteriano/control/clase/Zomorrodi_Shahrokhi_PID_Tunning_Comparison.pdf, Acessado em 15 de Outubro de 2017, pp. 1-12.

SITUM, Z. Control of a pneumatic drive using eletronic pressure valves. **Transactions of the Institute of Measurement and Control**, Zagreb, 2013, pp. 1085-1093.

TAGHIZADEH, M., NAJAFI, F., GHAFARI, A. Multimodel PD-control of a pneumatic actuator under variable loads. **Springer**, London, 19 Set. 2009, pp. 655-662.

VALDIERO, A. C., RITTER, C. S., RIOS, C. F., RAFIKOV, M. Nonlinear mathematical modeling in pneumatic servo position applications. **Hindawi Publishing Corporation - Mathematical Problems in Engineering**, Panambi, 22 Mar. 2011, pp. 1-16.

VALDIERO, A., RITTER, C. & RASIA, L. Modelagem matemática e simulação computacional de um atuador pneumático considerando o efeito do atrito dinâmico. In: XXXIV Congresso nacional de matemática aplicada e computacional, Águas de Lindóia. **Anais do XXXIV congresso nacional de matemática aplicada e computacional**. Águas de Lindóia, 17-21 Set. 2012, pp. 465-471.

VANSERVELD, R., VAN, B. Accurate position control of a pneumatic actuator using on/off solenoid valves. **IEEE/ASME Transactions on mechatronics**, Ontario, Set. 1997, v.2, n.3, pp. 195-204.

VISIOLI, A., KOIVO, H. N. Practical PID control - Book Review. **IEEE Transactions on automatic control**, Espool, Out. 2008, v.53, n.9, pp. 2217-2218.

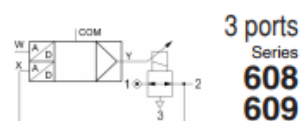
ZISSER, E., SHAPIRO, A., RIEMER, R. Robust position control of a pneumatic actuator. In: International conference on automation science and Engineering (CASE), Negev. **Proceedings of the IEEE international conference on automation science and engineering**, Negev, 2013, pp. 693-698.

ANEXO A – Catálogo das válvulas proporcionais reguladoras de pressão



PROPORTIONAL VALVES

SENTRONIC^D - G 1/8 to G 3/8 tapped body or G 1/8 - G 1/4 subbase mounted body with digital pressure control



3 ports
Series
608
609

FEATURES

- SENTRONIC^D is a highly dynamical 3-way proportional valve with digital control.
- SENTRONIC^D stands for:
 - Digital communication and control
 - Display (integrated)
 - Direct operated valve
 - Dynamic behaviour (high speed)
- A special feature of the SENTRONIC^D is its DaS software supplied for optimum adjustment over PC and viewing of setpoint and feedback signals.
- Other functions are valve diagnostics, parameter setting and maintenance.
- The valve's outlet pressure can also be adjusted over the integrated display and the function buttons.

GENERAL

Fluids	Air or neutral gases filtered at 50 µm, without condensate, lubricated or unlubricated
Maximum allowable pressure (MAP)	6 to 13 bar
Pressure range	0-3 bar, 0-6 bar, 0-10 bar
Fluid temperature	0°C to +60°C
Ambient temperature	0°C to +50°C
Flow (Qv at 6 bar)	470 to 1300 l/min (ANR)
Setpoint	0 - 10 V (impedance 100 kΩ) 0 - 20 mA / 4 - 20 mA (impedance 250 Ω)
Hysteresis	< 1% of span
Linearity	< 0,5% of span
Repeatability	< 0,5% of span
Minimum setpoint	100 mV (0,2 mA/4,2mA) with shutoff function
Minimum outlet pressure	1% of span

CONSTRUCTION

Body	aluminium
Internal parts	POM (polyacetal)
Seals	NBR (nitrile) and FPM (fluoroelastomer)

ELECTRICAL CHARACTERISTICS

nominal diameter DN (mm)	stabilised voltage *	max. power (W)	max. current (mA)	insulation class	degree of protection	electrical connection
4	24 V ± 10%	21	850	H	IP 65	5-pin M12 connector (not supplied)
8		40	1650			

* Max. ripple: 10 %

SPECIFICATIONS

Ø ports	Ø orifice DN (mm)	K _v coefficient (Nm ³ /h)	flow at 6 bar (l/min - ANR)
G 1/8 G 1/4	4	0,43	470
G 1/4 G 3/8	8	1,2	1300

Test conditions according to ISO 8778: temperature: 20 °C, relative inlet pressure: 6 bar, relative outlet pressure: 5 bar

CATALOGUE NUMBER

NNN	C	P	S	A	D	E
NNN: Nominal diameter 608 = DN 4mm 609 = DN 8mm	C: Connection 0 = G 1/8 (DN4), G 1/4 (DN 8) 1 = G 1/4 (DN 4), G 3/8 (DN 8) 2 = Subbase G 1/8 (DN 4), G 1/4 (DN 8) 5 = NPT 1/8 (DN 4), NPT 1/4 (DN 8) 6 = NPT 1/4 (DN 4), NPT 3/8 (DN 8)	P: Pressure range max. allowable pressure (MAP) 1 = 0 - 10 bar 13 bar 3 = 0 - 3 bar 6 bar 6 = 0 - 6 bar 9 bar	S: Setpoint 0 = 0 - 10 V 1 = 0 - 20 mA 2 = 4 - 20 mA	A: Analog output 1 = Feedback output 0 - 10 V 2 = Feedback output 0 - 20 mA 3 = Feedback output 4 - 20 mA	D: Digital output 1 = Pressure switch output PNP ± 5 %	E: Display 0 = without display 1 = with display

[Configurator - CAD Files](#)

02/10/2019 10:16/01
Availability, design and specifications are subject to change without notice. All rights reserved.

All leaflets are available on: www.asco.com

Proportional Valves - 7



SENTRONIC^D PROPORTIONAL VALVES SERIES 608-609

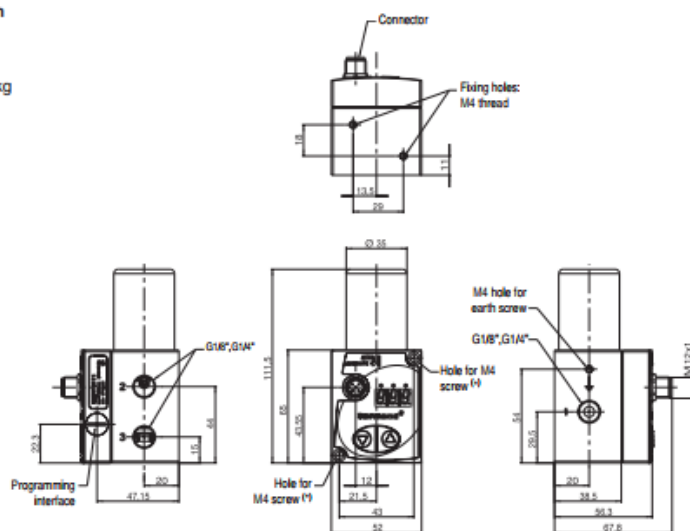
DIMENSIONS (mm), WEIGHT (kg)

Configurator - CAD Files

[Inline version](#)

DN 4

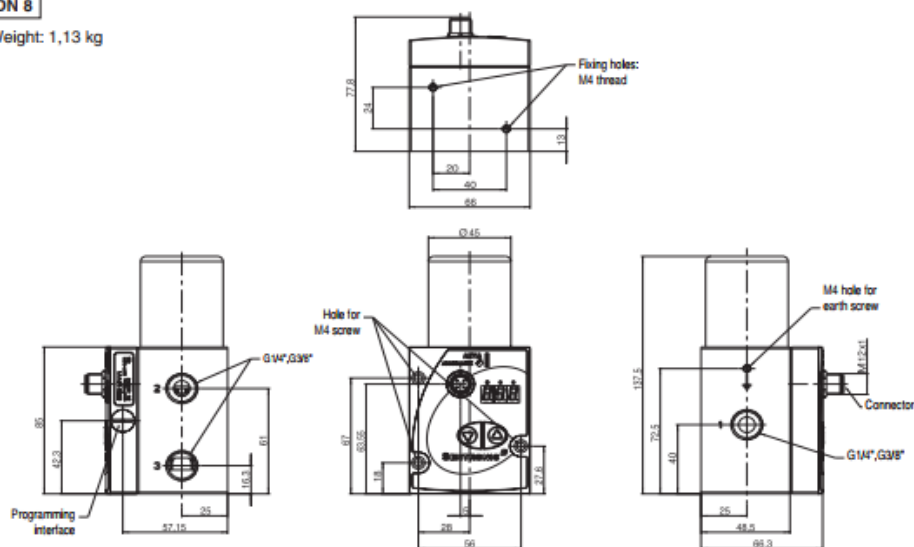
Weight: 0,56 kg



f) Remove the pre-installed screws to use the through holes to mount the valve.

DN 8

Weight: 1,13 kg



All leaflets are available on: www.asco.com

8 - Proportional Valves

10.24.9C8-2016/P01
Availability, design and specifications are subject to change without notice. All rights reserved.



SENTRONIC^D PROPORTIONAL VALVES SERIES 608-609

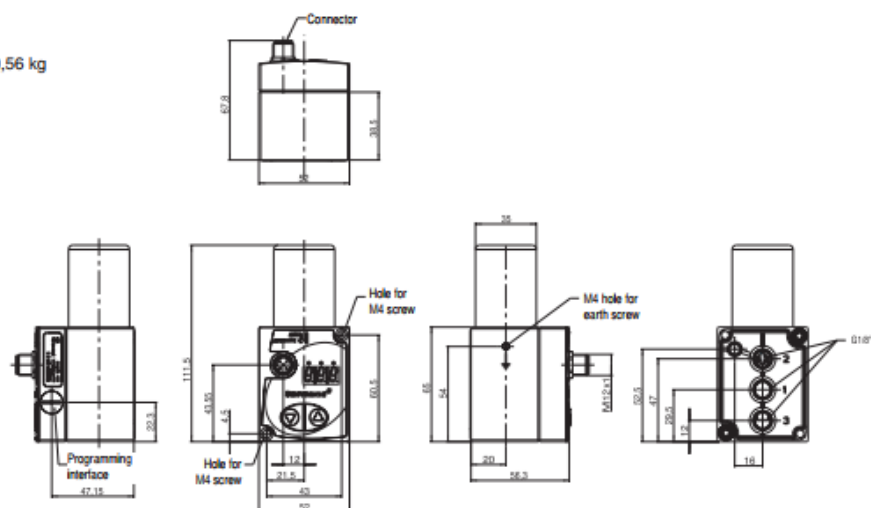
DIMENSIONS (mm), WEIGHT (kg)

[Configurator - CAD Files](#)

Subbase version

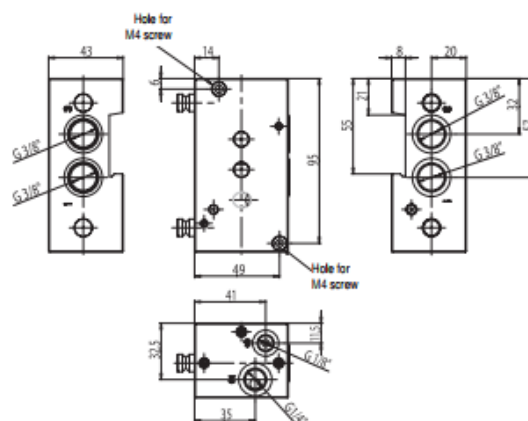
DN 4

Weight: 0,56 kg



DN 4

Subbase



0022-03-03-2016/101
Availability, design and specifications are subject to change without notice. All rights reserved.

All leaflets are available on: www.asco.com

Proportional Valves - 9



SENTRONIC^D PROPORTIONAL VALVES SERIES 608-609

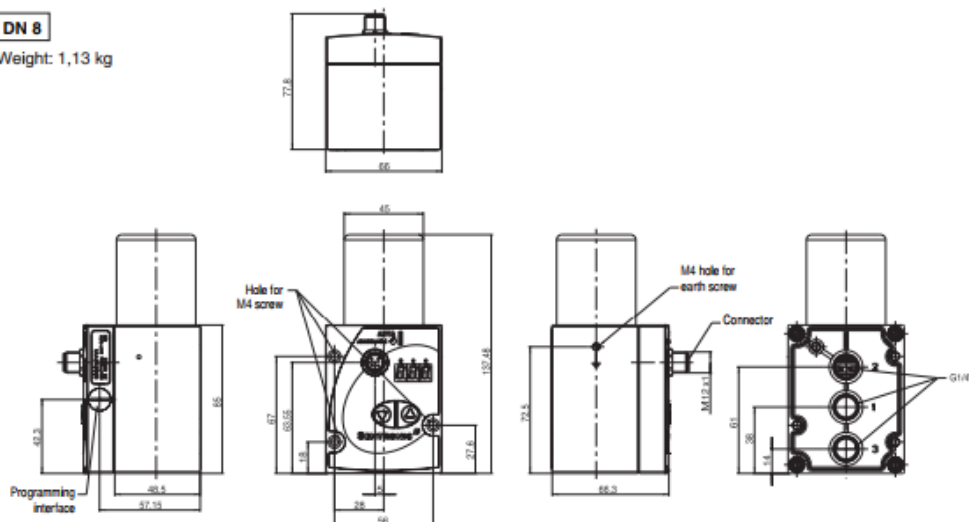
DIMENSIONS (mm), WEIGHT (kg)

[Configurator - CAD Files](#)

Subbase version

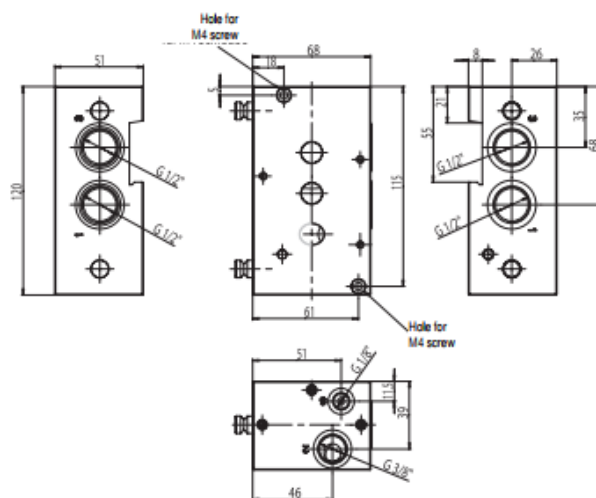
DN 8

Weight: 1,13 kg



DN 8

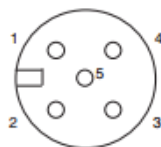
Subbase



All leaflets are available on: www.asco.com

10 - Proportional Valves

0289C08-2016P01
All rights reserved. All dimensions and specifications are subject to change without notice. All rights reserved.

CONNECTOR PINNING / CABLE WIRING


pin	description	5-wire cable (2m)	6-wire cable (5m, 10m)
1	24V voltage supply	brown	brown
2	Analog setpoint input	white	white
3	Supply ground	blue	green
	Analog ground *		yellow
4	Analog output (feedback)	black	pink
5	Digital output (pressure switch)	grey	grey
Body	EMC shield	shield	shield

*) A 6-wire cable with separate analog ground is used for cable lengths over 2 m to set off the voltage drop for the setpoint.

ACCESSORIES

description	catalogue number
Straight M12 female connector, 5 pins, with screw terminals	88100256
Right-angle M12 female connector, 5 pins, with screw terminals	88100725
Supply cable 2 m, 2 x 0,25 mm ² , straight connector	88100726
Supply cable 2 m, 2 x 0,25 mm ² , right-angle connector	88100727
Supply cable 5 m, 6 x 0,56 mm ² , straight connector	88100728
Supply cable 5 m, 6 x 0,56 mm ² , right-angle connector	88100729
Supply cable 10 m, 6 x 0,56 mm ² , straight connector	88100730
Supply cable 10 m, 6 x 0,56 mm ² , right-angle connector	88100731
RS 232 cable converter; 2m cable with 9-pin Sub-D (plug connector)	88100732
RS 232 cable converter; 2 m cable with 9-pin Sub-D (screw connector)	88100970
Joinable subbase for 608 (DN 4 mm) with G 3/8", common supply and exhaust	35500558
Joinable subbase for 609 (DN 8 mm) with G 1/2", common supply and exhaust	35500559
DaS Light: Data Acquisition Software for SENTRONIC^D - basic parameters - CD-ROM	99100110
DaS Expert: Data Acquisition Software for SENTRONIC^D - full parameters - CD-ROM	99100111

02/14/08-03/12/10
 All rights reserved. All trademarks, design and specifications are subject to change without notice.

All leaflets are available on: www.asco.com

Proportional Valves - 11