

UNIVERSIDADE DE PASSO FUNDO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM PROJETO E PROCESSOS DE
FABRICAÇÃO - MESTRADO PROFISSIONAL

Roberto Carlos Michatowski

AVALIAÇÃO DA UTILIZAÇÃO DE VÁLVULAS PNEUMÁTICAS DE RETENÇÃO
PILOTADA EM SISTEMAS DE POSICIONAMENTO ELETROMECHANICO

Passo Fundo

2017

Roberto Carlos Michatowski

**AVALIAÇÃO DA UTILIZAÇÃO DE VÁLVULAS PNEUMÁTICAS DE RETENÇÃO
PILOTADA EM SISTEMAS DE POSICIONAMENTO ELETROMECHANICO**

Orientador: Prof. Dr. José Antonio Portella

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Projeto e Processos de Fabricação da Universidade de Passo Fundo, como requisito para obtenção do grau de Mestre em Projeto e Processos de Fabricação.

Passo Fundo
2017

Roberto Carlos Michatowski

**AVALIAÇÃO DA UTILIZAÇÃO DE VÁLVULAS PNEUMÁTICAS DE
RETENÇÃO PILOTADA EM SISTEMAS DE POSICIONAMENTO
ELETROMECÂNICO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Projeto e Processos de Fabricação da Universidade de Passo Fundo, como requisito para obtenção do grau de Mestre em Projeto e Processos de Fabricação.

Data de aprovação: Agosto de 2017.

Os componentes da Banca examinadora abaixo aprovaram a Dissertação:

Professor Doutor José Antonio Portella
Orientador

Professor Doutor Márcio Walber
Universidade de Passo Fundo / PPGPPF

Professor Doutor Charles Leonardo Israel / PPGPPF
Universidade de Passo Fundo

Professor Doutor Adriano Luís Toazza
Universidade de Passo Fundo

Dedico este trabalho a todos que acreditaram e me incentivaram de alguma forma, em especial aos meus filhos Gabriela e Mateus, razões do meu viver e a minha esposa Janete, pelo incentivo e compreensão incondicional nessa etapa desafiadora da minha vida.

AGRADECIMENTOS

A Deus, sempre em primeiro lugar, fonte inesgotável de força e de sabedoria, a minha família e irmãos da Igreja pelas orações principalmente diante das adversidades, e ao meu orientador Prof. Dr. José Antonio Portella, pela grande contribuição para a realização deste trabalho.

Não se amoldem ao padrão deste mundo, mas transformem-se pela renovação da sua mente, para que sejam capazes de experimentar a boa, agradável e perfeita vontade de Deus.

Romanos 12:2

RESUMO

A utilização de atuadores pneumáticos representa uma solução de baixo custo e de alta confiabilidade em sistemas automatizados industriais. Porém, as características físicas do ar comprimido dificultam e por vezes impossibilitam a utilização destes atuadores em situações onde se tem como exigência o posicionamento com boa precisão. Destacam-se como fatores desfavoráveis, a falta de linearidade na pressão ocasionada pela compressibilidade do ar e também o comportamento das vedações internas dos atuadores. Diante desta condição de restrição dos atuadores pneumáticos, normalmente opta-se pela utilização de atuadores hidráulicos ou eletromecânicos que proporcionam uma melhor condição de posicionamento com boa precisão. No entanto, estes sistemas representam um custo bem mais elevado, além de ter também características menos vantajosas no que tange a manutenção e a relação peso/potência. Na busca por novas alternativas, este trabalho apresenta um estudo teórico experimental de um sistema de controle de posicionamento de um atuador pneumático utilizando válvulas de retenção pilotada, tendo como objetivo a avaliação da aplicabilidade destas válvulas em sistemas de posicionamento eletromecânico. Foi proposto um modelo de circuito dotado de válvulas de retenção pilotada, e juntamente com outros dois modelos de circuitos convencionais, foram desenvolvidos ensaios de movimentação sob diferentes condições de carga e velocidade a fim de mensurar a precisão de posicionamento de cada circuito para fins de comparação. Dados de leitura de posicionamento foram colhidos e posteriormente avaliados através de análise estatística. Os resultados da análise de variância apontaram que o circuito proposto, dotado de válvulas de retenção pilotada, foco deste estudo, apresentou médias de erros de posicionamento significativamente inferiores aos demais circuitos. A precisão de posicionamento obtida foi da ordem de 0,08 mm, o que na prática, representa um nível de precisão excelente, comparável inclusive, aos obtidos em sistemas de posicionamento hidráulico e eletromecânico. Os resultados obtidos indicaram de forma positiva a aplicabilidade das válvulas de retenção pilotadas em sistemas de posicionamento eletromecânico, destacando-se assim como alternativa vantajosa aos acionamentos pneumáticos tradicionais em aplicações cujas condições de trabalho se situam dentro da faixa de carga e velocidade analisadas neste trabalho.

Palavras-chave: Pneumática, controle de posição, válvula de retenção pilotada.

ABSTRACT

The use of pneumatic actuators represents low-cost and high-reliability solutions for industrial automated systems. However, the physical characteristics of compressed air make it difficult and sometimes impossible to use such actuators in situations demanding positioning with good accuracy. Standing out as unfavorable factors are the lack of pressure linearity, which is caused by the compressibility of air, and the behavior of the actuators' inner seal. In light of this restricting condition of pneumatic actuators, electromechanical hydraulic actuators are usually used, considering they provide better conditions for positioning with good accuracy. However, these systems not only represent a rather higher cost, but also present less favorable characteristics regarding maintenance and weight/power ratio. Seeking for new alternatives, this work presents an experimental theoretical study on a positioning control system of a pneumatic actuator using piloted check valves, aiming to assess the applicability of such valves on electromechanical positioning systems. A circuit model with piloted check valves was proposed and motion tests were developed under different load and speed conditions along with two other conventional circuit models, aiming to measure the positioning accuracy of each circuit for comparison. Data on positioning readings were collected and later assessed through statistical analysis. The analysis of variance results indicated that the circuit proposed with piloted check valves, which was the focus of this study, presented positioning average error significantly lower than the other circuits. The positioning accuracy obtained was in the order of 0.08 mm, which in practice represents an excellent degree of accuracy, comparable to that obtained in hydraulic and electromechanical positioning systems. The results obtained positively recommended the application of piloted check valves on electromechanical positioning systems, thus highlighting it as a favorable alternative to conventional pneumatic actuation systems in applications which work conditions are within the load and speed rates analyzed in this work.

Keywords: Pneumatic, position control, piloted check valve.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Acionamento hidráulico utilizando válvulas de retenção pilotada	17
Figura 2 – Acionamento pneumático utilizando válvula de retenção pilotada.....	17
Figura 3 – Servoposicionador Pneumático	19
Figura 4 – Desenho esquemático representativo de uma válvula direcional <i>on/off</i>	20
Figura 5 – Válvula <i>on/off</i> de comutação rápida.....	21
Figura 6 – Servoposicionamento de músculo pneumático através de válvulas <i>on/off</i>	22
Figura 7 – Servoposicionamento de atuador sem haste.....	22
Figura 8 – Servoposicionamento com controle de despressurização	23
Figura 9 – Acionamento de atuador de dupla ação com válvulas <i>on/off</i>	24
Figura 10 – Cilindro de dupla ação com haste	25
Figura 11 – Cilindro sem haste.....	26
Figura 12 – Desenho Interno de uma válvula direcional.....	26
Figura 13 – Representação gráfica da não linearidade da zona morta	27
Figura 14 – Sistema de posicionamento pneumático como dois subsistemas interconectados	28
Figura 15 – Representação funcional de válvula de retenção pilotada.....	30
Figura 16 – Funcionamento de válvula de retenção pilotada	30
Figura 17 – Acionamento hidráulico utilizando válvula de retenção	31
Figura 18 – Válvula de retenção pilotada pneumática	31
Figura 19 – Acionamento típico	32
Figura 20 – Exemplo de diagrama de circuito pneumático	33
Figura 21 – Protótipo de movimentação	35
Figura 22 – Acionamento com válvula direcional 5/3 vias CF.....	36
Figura 23 – Acionamento com válvula direcional Proporcional.....	37
Figura 24 – Acionamento com válvulas <i>on/off</i> e retenção pilotada.....	39
Figura 25 – Médias de erros nas condições	44
Figura 26 – Médias de erros em cada circuito na condição “A”	46
Figura 27 – Médias de erros em cada circuito na condição “B”	47
Figura 28 – Médias de erros em cada circuito na condição “C”	48
Figura 29 – Médias de erros em cada circuito na condição “D”	49
Figura 30 – Médias de erros em cada circuito.....	50
Figura 31 – Variação das médias de erros em cada circuito.	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparativo entre Hidráulica e Pneumática	15
Tabela 2 – Condições dos ensaios	40
Tabela 3 – Leitura de posicionamento resultante no ensaio “A1”	42
Tabela 4 – Erros absolutos medidos em cada ensaio em centésimos de milímetro	42
Tabela 5 – Resumo da aplicação da ANOVA para os dados gerais.....	43
Tabela 6 – Teste Tukey para as condições	43
Tabela 7 – ANOVA para as condições.....	45
Tabela 8 –Teste Tukey para os circuitos na condição “A”.....	45
Tabela 9 –Teste Tukey para os circuitos na condição “B”.....	46
Tabela 10 – Teste Tukey para os circuitos na condição “C”.....	48
Tabela 11 – Teste Tukey para os circuitos na condição “D”.....	49
Tabela 12 – Teste Tukey para os circuitos	50

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Significado e função dos símbolos	33
Quadro 2 – Descrição dos componentes utilizados no circuito 1	37
Quadro 3 – Descrição dos componentes utilizados no circuito 2	38
Quadro 4 – Descrição dos componentes utilizados no circuito 3	39
Quadro 5 – Circuitos pneumáticos	41

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	12
1.1 Justificativa.....	12
1.2 Objetivos.....	13
1.2.1 Geral	13
1.2.2 Específicos.....	13
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1 Comparativo entre hidráulica e pneumática	15
2.2 Servoposicionadores pneumáticos.....	18
2.3 Servoposicionadores Pneumáticos através de válvulas <i>on/off</i>	19
2.4 Atuadores Pneumáticos	24
2.5 Técnicas de controle não linear	27
2.6 Válvula de retenção pilotada	29
2.7 Diagramas e simbologia	32
3 METODOLOGIA	34
3.1 Protótipo de movimentação	34
3.2 Circuitos Pneumáticos para comparação.....	35
3.2.1 Circuito nº 1.....	36
3.2.2 Circuito nº 2.....	37
3.2.3 Circuito nº 3.....	38
3.3 Condições dos ensaios.....	39
3.4 Método de leitura do posicionamento	41
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	41
4.1 Resultados das medições de posicionamento	42
4.2 Variação geral entre as condições de carga e velocidade.....	43
4.3 Variação entre as condições de carga e velocidade em cada circuito	45
4.3.1 Variação entre os circuitos na condição “A”	45
4.3.2 Variação entre os circuitos na condição “B”	46
4.3.3 Variação entre os circuitos na condição “C”	47
4.3.4 Variação entre os circuitos na condição “D”	48
4.4 Variação geral entre os circuitos	50
5 CONCLUSÕES	53
REFERÊNCIAS	55

1 INTRODUÇÃO

Em mecanismos de posicionamento eletromecânico, os atuadores pneumáticos se apresentam como uma boa solução em grande parte das situações, principalmente quando se necessita de movimentação de pequenas cargas em boas velocidades. Porém, diante da necessidade de posicionamento com boa precisão normalmente opta-se pela utilização de atuadores hidráulicos que, pela natureza do fluido utilizado, proporcionam a condição de controle de posicionamento mais preciso. No entanto, a implantação de um sistema hidráulico representa um custo bem mais elevado, além de ter também características menos vantajosas no que tange a manutenção e a relação peso/potência.

Diante deste panorama, sistemas simples de movimentação ficam refêns de investimentos desproporcionais se comparados ao custo total da máquina, muitas vezes inviabilizando os projetos até mesmo na fase inicial de concepção.

Na busca por novas alternativas, este trabalho apresenta um estudo teórico experimental de um método de controle de posicionamento de um atuador pneumático utilizando válvulas de retenção pilotada. Com base na análise do comportamento do método sugerido sob diferentes condições de carga, velocidade e ciclagem. Esta avaliação fornecerá uma fundamentação para uma correta especificação dos componentes analisados, apresentando parâmetros que justificarão ou não a utilização desta nova alternativa face à crescente necessidade de sistemas de posicionamento em máquinas de pequeno porte cuja construção necessita de uma otimização de recursos financeiros.

Por ser um componente pouco conhecido e relativamente novo no mercado, há pouca informação na literatura a respeito da aplicação de válvulas de retenção pilotadas em sistemas pneumáticos, sendo este um dos motivos que restringem a sua utilização quando da necessidade de projetar um equipamento de baixo custo onde são requeridos posicionamentos intermediários.

1.1 Justificativa

Diante de um cenário de elevada competitividade no segmento industrial, a implementação de processos automatizados se torna imprescindível na busca pela redução de custos de produção. Neste contexto, a escolha da tecnologia mais adequada para um projeto de automatização passa obrigatoriamente por uma análise de custos e de questões técnicas, que determinam a aplicabilidade e o custo benefício de cada opção disponível.

Independentemente do segmento a ser aplicada uma automatização, os sistemas de movimentação e posicionamento estão sempre presentes, e especificamente no que se refere ao posicionamento, destacam-se as tecnologias pneumática, eletromecânica e hidráulica como sendo as mais utilizadas.

Em sistemas de posicionamento de simples e média complexidade, com precisão requerida na ordem de milímetro, normalmente, opta-se pela utilização de sistemas hidráulicos, que atendem satisfatoriamente, porém, caracterizam-se entre outras coisas, pelo elevado custo de implantação.

O desenvolvimento deste trabalho se justifica pela busca de uma nova alternativa para aplicação em sistemas de movimentação e posicionamento, utilizando a pneumática como base tecnológica. Mais precisamente, a utilização de válvulas de retenção pilotada pneumáticas como componentes fundamentais e diferenciais do sistema.

Destacam-se como vantagens, o baixo custo final do sistema, se comparado a utilização de um sistema hidráulico, a simplicidade na implementação e na manutenção, e a redução extremamente significativa no volume e peso final do conjunto de acionamento.

Também há de se destacar, a contribuição deste trabalho no campo de estudos científicos sobre a aplicação de válvulas de retenção pilotada, componente este, resultado de um desenvolvimento tecnológico recente e com poucas publicações a respeito.

1.2 Objetivos

O presente trabalho de dissertação propõe a avaliação da utilização de válvulas pneumáticas de retenção pilotada em mecanismos de posicionamento eletromecânico, através de ensaios, coleta de dados e análise comparativa entre três diferentes configurações de comandos pneumáticos, sob diferentes condições de carga e velocidade.

1.2.1 Geral

Avaliar a utilização de válvulas de retenção pilotada pneumática em um mecanismo de posicionamento eletromecânico.

1.2.2 Específicos

- Elaborar um diagrama de um circuito pneumático que possibilite a integração de válvulas de retenção pilotada para acionamento de um atuador pneumático com paradas intermediárias;
- Mensurar as variações de posicionamento da carga sob regime de trabalho contínuo;
- Comparar a precisão do método sugerido com a precisão de um método convencional;
- Determinar as condições viáveis de aplicação das válvulas de retenção pilotadas sob diferentes condições de carga e velocidade.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Inicialmente, na seção 2.1, serão apresentados e comentados dados comparativos entre as tecnologias hidráulica e pneumática, de maneira a diferenciá-las com relação aos princípios de aplicação de ambas as tecnologias.

Em seguida, nas seções 2.2 e 2.3, são abordados diferentes sistemas de servoposicionamento pneumático sob a ótica de diferentes autores, cada um apresentando as particularidades de cada sistema.

Na seção 2.4 são apresentadas características gerais de funcionamento e de comportamento dos atuadores pneumáticos, focando no modelo utilizado neste estudo, o atuador linear sem haste.

Como forma de fundamentar a teoria de controle não linear a seção 2.5 traz uma abordagem sobre o controle de posicionamento em malha aberta e suas variações.

E apresentando o componente principal dentro do contexto deste trabalho, na seção 2.6 é feita uma abordagem teórica sobre as válvulas de retenção pilotada.

2.1 Comparativo entre hidráulica e pneumática

Entre as diversas tecnologias existentes no acionamento de máquinas e dispositivos, destacam-se a Pneumática e a Hidráulica como sendo as mais utilizadas. Ambas se adéquam à grande maioria das necessidades de movimentação.

Notadamente, apesar de algumas características em comum, diferenciam-se principalmente em aspectos relacionados à força resultante, velocidade e precisão, conforme exposto na Tabela 1.

Tabela 1 – Comparativo entre Hidráulica e Pneumática

CARACTERÍSTICA	HIDRÁULICA	PNEUMÁTICA
Velocidade de Transmissão	2 a 6 m/s	10 a 50 m/s
Velocidades de trabalho	Até 0,5 m/s	Até 4,0 m/s
Cursos alcançáveis	Altos (até 10m)	Limitados até 2 m
Variação de forças	Simples e precisa	Simples
Variação de velocidade	Simples e precisa	Simples

Fonte: Adaptado de Hasebrink, J.P. (1990)

No desenvolvimento de sistemas de movimentação com ênfase no posicionamento de pequenas cargas, a aplicação de atuadores pneumáticos é restrita devido às características físicas do ar comprimido. Conforme Guenther e Perondi (2004) as não-linearidades associadas à compressibilidade do ar e ao atrito entre o êmbolo e a camisa do cilindro atuador em conjunção com os atrasos devidos à baixa velocidade de propagação das ondas de pressão no ar, tornam os sistemas pneumáticos difíceis de serem controlados adequadamente.

Conforme Ameer, Massioni e Scorletti (2016), a deterioração das condições de lubrificação interna dos atuadores também dificulta o controle de estabilidade de atuadores pneumáticos devido ao agravamento das condições de atrito.

Segundo Virvalo (2005), como opção para sistemas de controle de posição de pequenas cargas utilizando Pneumática utilizam-se acionamentos por meio de válvulas proporcionais direcionais, onde podem ser citadas diversas aplicações para estes sistemas, como na manipulação e movimentação de materiais, na robótica, em linhas de montagem, dentre outros. Porém, nestes casos, fica explícito o alto investimento devido ao custo não somente das válvulas proporcionais, mas como de todo o aparato que envolve o sistema de comando e controle.

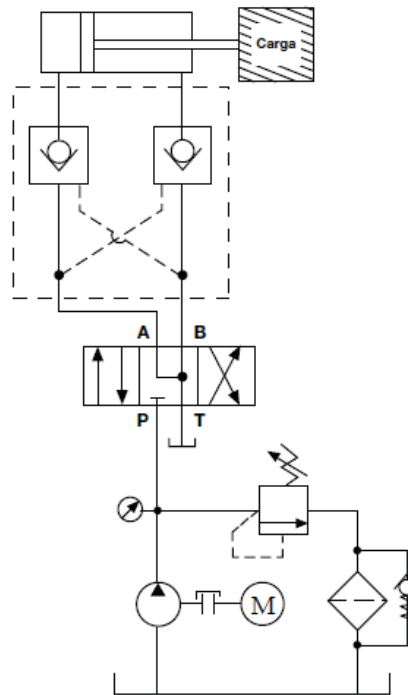
Conforme Fialho (2011), diferentemente da hidráulica, em controle de movimentos de precisão, a pneumática não possibilita controle de velocidade preciso e constante durante vários ciclos seguidos.

São conhecidos diversos outros recursos que se adaptam às necessidades de posicionamento de boa precisão, como por exemplo, sistemas de servoposicionamento hidráulico e eletromecânico que atendem de forma satisfatória a grande maioria das aplicações. Porém estes, assim como os sistemas pneumáticos proporcionais, têm como fator limitador o seu alto custo de implantação.

Em sistemas hidráulicos, uma aplicação típica para sistemas que requerem paradas intermediárias prevê a utilização de válvulas de retenção pilotada que proporcionam o bloqueio das entradas de fluxo nos atuadores, possibilitando assim o posicionamento.

No exemplo apresentado (Figura 1), o comando do atuador é feito através de uma válvula direcional de 3 (três) posições e 4 (quatro) vias, porém, o que possibilita a parada em posições intermediárias é a utilização das válvulas de retenção pilotadas, que retém o fluido estático impedindo assim a movimentação do atuador após o comando de parada.

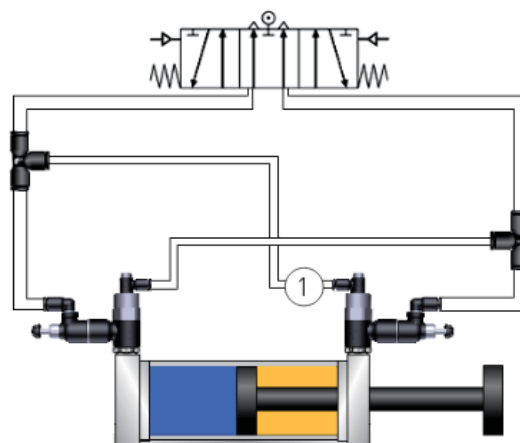
Figura 1 – Acionamento hidráulico utilizando válvulas de retenção pilotada



Fonte: Tecnologia Hidráulica Industrial Parker (2011)

Já em sistemas pneumáticos, a aplicação de válvulas de retenção pilotadas é restrita, predominando a sua função de segurança sobre as demais possibilidades de aplicação. Conforme se observa na Figura 2, as válvulas de retenção pilotadas são instaladas juntamente com válvulas reguladoras de fluxo e tem como função impedir o movimento do atuador em caso de emergência bloqueando as entradas de ar do atuador.

Figura 2 – Acionamento pneumático utilizando válvula de retenção pilotada



Fonte: Festo (2017)

2.2 Servoposicionadores pneumáticos

Os servoposicionadores pneumáticos são equipamentos utilizados para realizar movimentação de carga mecânica. Esta tecnologia é limpa, barata e com uma boa relação entre a força desempenhada e o seu peso (BONE e NING, 2007).

Mesmo apresentando estas vantagens, os servoposicionadores pneumáticos apresentam limitações de operação devido às características não-lineares inerentes as características físicas da Pneumática. Destacam-se neste sentido, a compressibilidade do ar, o atrito interno das vedações e também os vazamentos (AMEUR, MASSIONI e SCORLETTI, 2014)

Devido a estas características, os servoposicionadores pneumáticos são pouco utilizados na indústria para aplicações que exigem alta precisão. As aplicações comuns são as de movimentação discreta, geralmente com curso definido entre uma extremidade e outra do atuador (SOBCZYK S. 2009).

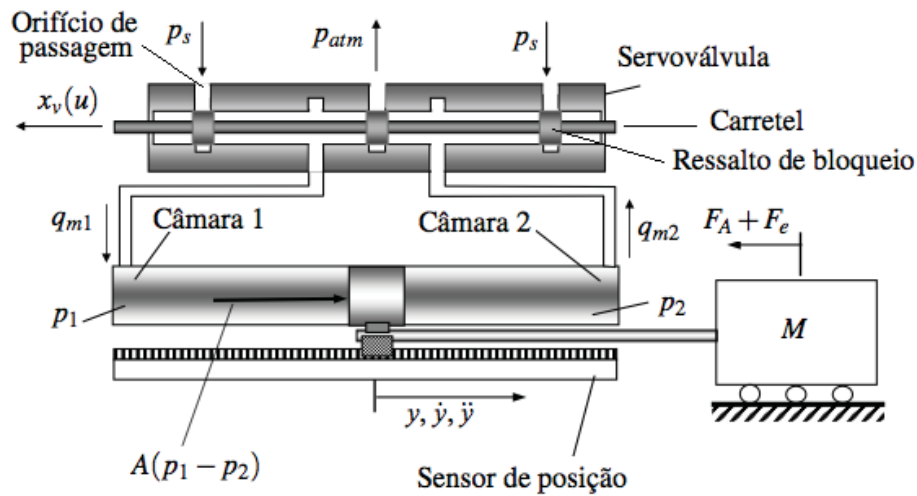
Conforme Locateli (2011) como conceito fundamental, tem-se que o sistema servopneumático de controle de posição é um sistema que possibilita o posicionamento de uma carga mecânica a partir do movimento de um atuador.

Este tipo de sistema normalmente é composto por um atuador pneumático, ao qual está acoplada a carga que se deseja movimentar, uma válvula direcional, geralmente do tipo proporcional, um transdutor de posição e um controlador lógico programável (CLP).

Em aplicações em que se exige alta precisão, os servoposicionadores pneumáticos são menos competitivos do que os sistemas elétricos ou hidráulicos. Contudo, suas limitações tendem a ser contornadas com a utilização de métodos de controle mais sofisticados, uma vez que os métodos de controle clássico (proporcional, integral, derivativo e suas combinações) não são adequados para controle de servoposicionadores pneumáticos (GUENTHER e PERONDI, 2004).

Na Figura 3 apresenta-se uma representação esquemática de um servoposicionador pneumático. Através de uma tensão de controle (u) aplicada ao solenóide da servoválvula (não mostrado na figura), provoca-se um deslocamento (X_v) no carretel da mesma para esquerda.

Figura 3 – Servoposicionador Pneumático



Fonte: Guenther e Perondi (2004)

Em seguida, o canal de suprimento (p_s) alimenta a câmara 1 com uma vazão (q_{m1}), enquanto ocorre também uma abertura do canal para a atmosfera da câmara 2 ocasionando uma vazão (q_{m2}). A força proveniente da diferença de pressão entre as câmaras 1 e 2 produz um deslocamento do êmbolo e da massa correspondente para a direita, pois a pressão na câmara 1 a ele conectado se torna maior que da câmara 2. Com base no sinal elétrico emitido pelo sensor de posição, ocorre a realimentação elétrica para o controlador, que por sua vez, efetua o cálculo da tensão (u) que deve ser enviada no próximo ciclo, fazendo que o servoposicionador pneumático siga a trajetória desejada e previamente programada no controlador. Este tipo de acionamento se caracteriza pelo controle elétrico proporcional do posicionamento em malha fechada, partindo de um sinal elétrico de referência e tendo como resultado um posicionamento correspondente. Como consequência, outro sinal elétrico é gerado pelo sensor de posição, garantindo assim a leitura correspondente a posição de parada.

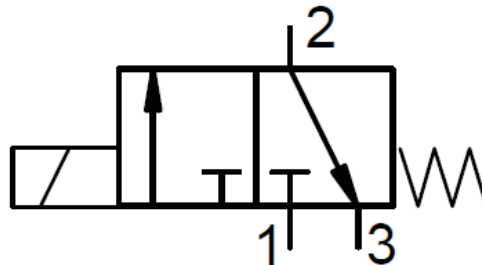
Mesmo parecendo um sistema confiável, o mesmo fica exposto à ação de vazamentos internos, bem como a externos, principalmente no percurso das pressões (q_{m1}) e (q_{m2}), fato este que pode representar um diferencial de pressão indesejado influenciando diretamente no controle do posicionamento.

2.3 Servoposicionadores Pneumáticos através de válvulas *on/off*

As válvulas direcionais do tipo *on/off* representam a classe mais simples dentro da família das válvulas de acionamento pneumático. Conforme representado na Figura 4, trata-se

de uma válvula de três vias e duas posições que desenvolve a função básica de permitir ou não a passagem do ar comprimido em um determinado ponto do circuito.

Figura 4 – Desenho esquemático representativo de uma válvula direcional *on/off*



Fonte: Bavaresco (2009)

Normalmente aplicadas em comandos de cilindros de simples ação, podem ser adaptadas para o acionamento de cilindros de dupla ação desde que instaladas de modo a comandar individualmente o suprimento de ar comprimido nas conexões de avanço e de retorno.

De acordo com Situm, Zilic e Essert (2007), as válvulas direcionais convencionais *on/off* apresentam algumas desvantagens no seu uso devido aos seus efeitos térmicos e elétricos, além de suas forças inerciais e de atrito. Atualmente, devido aos avanços tecnológicos, foram desenvolvidas válvulas direcionais *on/off* de rápida comutação, que apresentam menor aquecimento e menor atrito interno, além de apresentarem maior vida útil e, obviamente, maior rapidez na comutação.

Fathi et. al. (2016), destaca as que a utilização de válvulas solenóides *on/off* de rápida comutação, controladas por modulação da largura do pulso (PWM) possibilita um controle com resultados significativos de posicionamento, em comparação aos sistemas que utilizam válvulas solenóides de comutação normal.

De acordo com o fabricante FESTO, válvulas convencionais têm uma vida útil de aproximadamente 500 milhões de ciclos. Já os modelos *on/off* de rápida comutação podem chegar a cerca de 2 bilhões de ciclos.

O modelo exposto na Figura 5, apresenta um tempo de comutação de aproximadamente 3 milissegundos, muito mais rápida quando comparada ao tempo de 20 milissegundos das válvulas convencionais.

Figura 5 – Válvula *on/off* de comutação rápida



Fonte: Festo (2017)

Os sistemas servopneumáticos de controle de posição são predominantemente acionados por meio de válvulas proporcionais direcionais. Podem ser citadas diversas aplicações para estes sistemas, como na manipulação e movimentação de materiais, na robótica, nas linhas de montagem, dentre outros (VIRVALO, 2005).

Entretanto, devido ao fato das válvulas proporcionais direcionais representarem um considerável aumento no custo final do acionamento, observa-se como alternativa o uso de válvulas direcionais de comutação rápida do tipo *on/off*. Em termos comparativos ao custo, estas podem representar apenas 10% do custo dos modelos proporcionais.

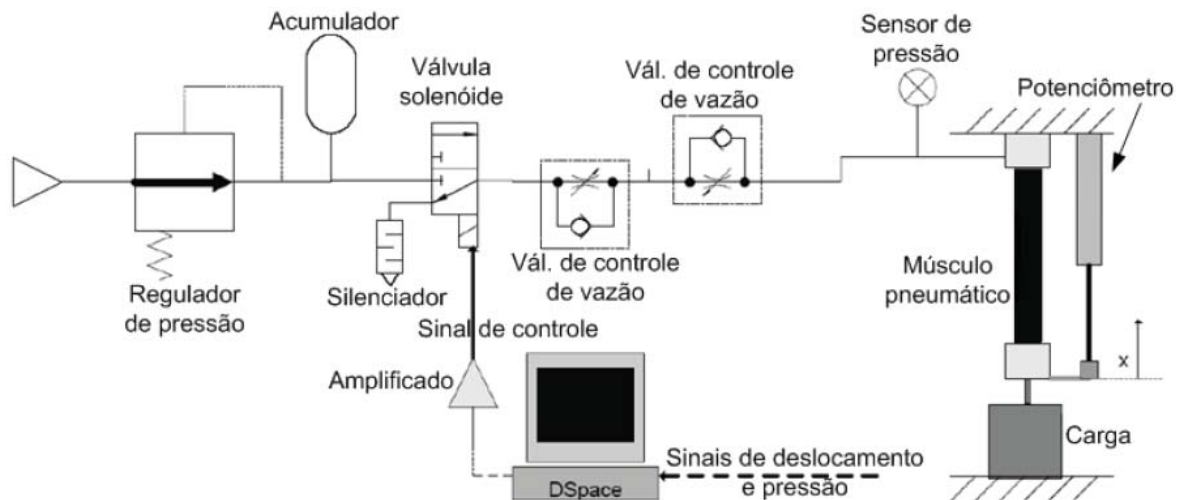
No caso de sistemas acionados por válvulas *on/off*, são considerados tolerâncias de posicionamento maiores que em sistemas proporcionais. Porém para casos onde erros de posicionamento um pouco maiores são permitidos, esta opção ainda se torna viável.

Um circuito para sistema de posicionamento servopneumático com acionamento por válvulas *on/off* pode ser feito de diversas formas. Jouppila, Gadsen e Ellman (2010), apresentam um sistema com válvulas *on/off* de três vias e duas posições para acionamento de um músculo pneumático (Figura 6).

Neste caso, observa-se um sistema pneumático simples, acoplado a um conjunto de componentes elétricos de comando e controle que proporcionam uma compensação das variáveis indesejadas relativas às características do ar comprimido.

Controle este, feito através do monitoramento contínuo do deslocamento da carga e da pressão de trabalho de maneira a possibilitar a compensação de eventuais desvios com pulsos de acionamento na válvula solenóide de controle principal.

Figura 6 – Servoposicionamento de músculo pneumático através de válvulas *on/off*

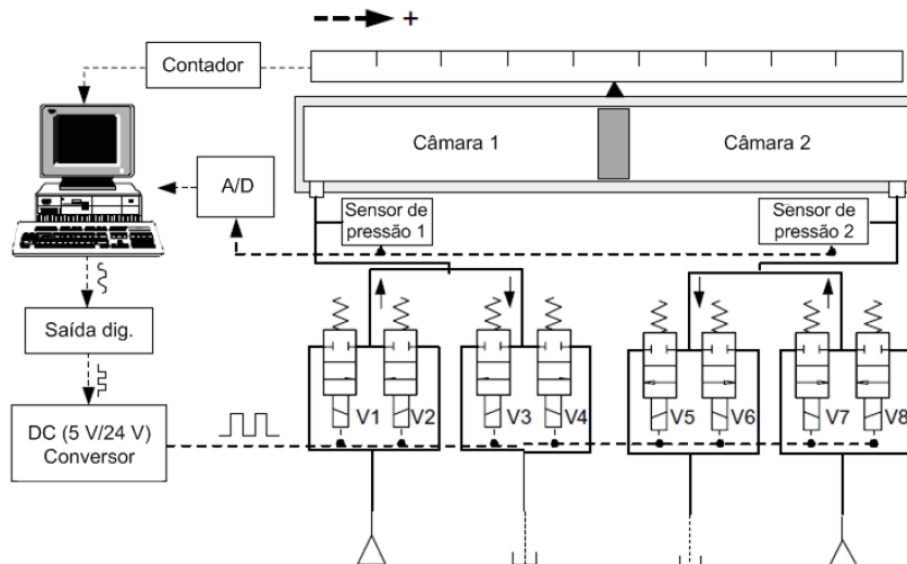


Fonte: Jouppila, Gadsen e Ellman (2010)

Como resultado deste sistema, obteve-se um posicionamento com precisão na ordem de 0,5 mm, graças ao controle em malha fechada.

Ahn e Yokota, (2005) sugerem um sistema pneumático composto por oito válvulas *on/off* de duas vias e duas posições para o acionamento de um cilindro sem haste (Figura 7).

Figura 7 – Servoposicionamento de atuador sem haste



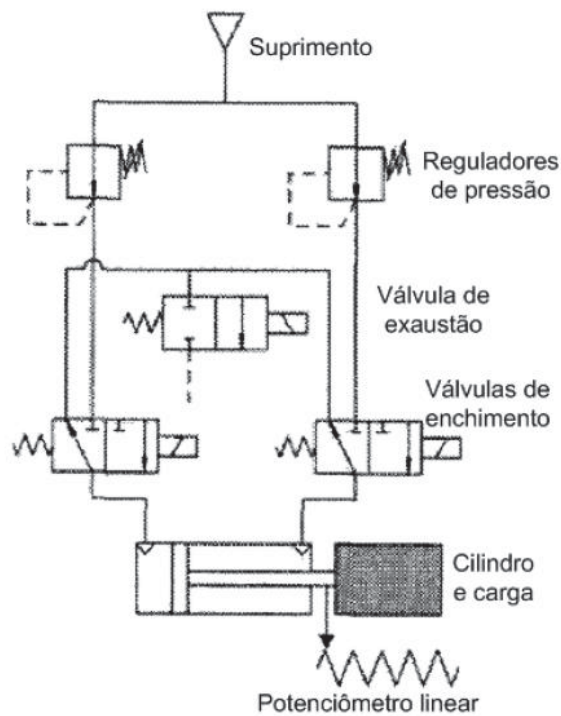
Fonte: Ahn e Yokota (2005)

Neste caso, também foi utilizado um controle em malha fechada, que através do monitoramento do posicionamento da carga e da pressão nas duas câmaras, possibilitou a

compensação dos desvios de posicionamento. Obteve-se como resultado, o posicionamento na ordem de 0,20 mm

Thomas, Maul e Jayawiyanto, (2005) utilizam um sistema com duas válvulas *on/off* de três vias e duas posições para pressurizar as câmaras do atuador de dupla ação e uma válvula *on/off* duas vias e duas posições para despressurizar as câmaras (Figura 8).

Figura 8 – Servoposicionamento com controle de despressurização



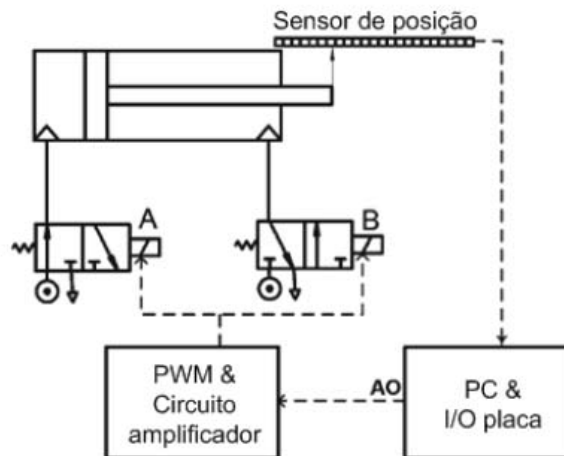
Fonte: Thomas, Maul e Jayawiyanto (2005)

Este tipo de controle, com atenção especial para a despressurização do atuador, utilizou como variável de monitoramento, apenas o posicionamento do atuador, dado este coletado através de um potenciômetro linear.

Obtiveram-se resultados na ordem de 1,00 mm, valor este, observado apenas em condições de carga na ordem de 50% da capacidade do atuador. Em condições mais severas, o estudo não apresentou valores de posicionamento significativos.

Taghizadeh, Najafi e Ghaffari, (2009) utilizam um sistema com duas válvulas *on/off* para o acionamento de um atuador de dupla ação (Figura 9).

Figura 9 – Acionamento de atuador de dupla ação com válvulas *on/off*



Fonte: Taghizadeh, Najafi e Ghaffari (2009)

Neste caso, também utilizando controle em malha fechada com monitoramento da posição do atuador em tempo real, obtiveram-se resultados de precisão na ordem de 0,60 mm, resultado este significativo, por se tratar de posicionamento de um atuador de dupla ação com haste, onde a diferença entre as áreas de avanço e retorno do êmbolo dificultam consideravelmente o controle do posicionamento.

Os exemplos apresentados utilizam métodos variados de acionamento, sendo os comandos proporcionais os que se mostram mais precisos em comparação aos comandos que utilizam válvulas *on/off*.

A utilização de recursos eletrônicos permite um aumento significativo da efetividade das estratégias de controle. Neste contexto, o controle em malha fechada possibilita uma compensação razoável das variações ocasionadas pelo falta de linearidade que é característica do ar comprimido (VIRVALO, 2005).

2.4 Atuadores Pneumáticos

Conforme Bavaresco (2009), os atuadores ou acionadores podem ser classificados em: pneumáticos, óleo-hidráulicos, elétricos rotativos (CC e CA) e elétricos lineares. Atuadores pneumáticos são dispositivos que convertem a energia de ar comprimido em energia mecânica (MEHMOOD, et al., 2014).

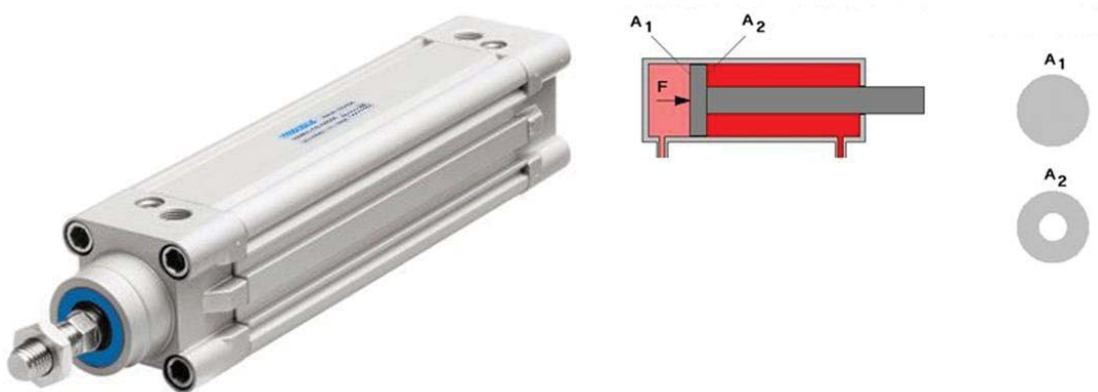
As vantagens da utilização destes passam pela facilidade para transporte do ar comprimido em tubulações, facilidade de armazenamento do ar por serem compressíveis em

reservatórios, a velocidade de trabalho considerável e a flexibilidade de montagem em virtude da ampla gama de tamanhos e modelos de atuadores disponíveis.

Para Bollmann (1997), os cilindros de ação dupla ou duplo efeito, são os atuadores lineares em que a pressão do ar atua nos dois sentidos do movimento do êmbolo podendo produzir trabalho útil em seu avanço e/ou no seu recuo.

Os cilindros de ação dupla podem ser divididos em dois grupos: com haste e sem haste. O cilindro com haste (Figura 10) corresponde ao modelo mais utilizado devido a sua ampla gama de modelos e tamanhos, o que vem de encontro a maioria das aplicações industriais.

Figura 10 – Cilindro de dupla ação com haste



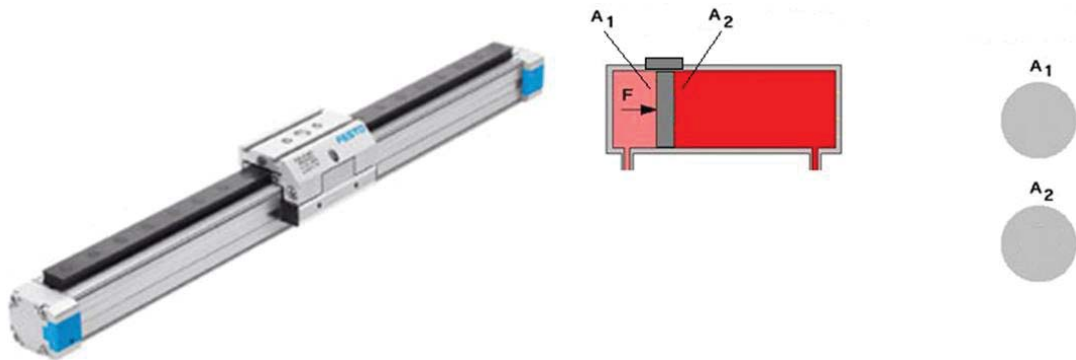
Fonte: Festo (2016)

Uma característica desse tipo de cilindro é a diferença entre as áreas do êmbolo nos lados de avanço e retorno (A_1 e A_2). Esta diferença, além de ocasionar uma força resultante diferente nos movimentos (força de avanço maior que a força de retorno), impossibilita o posicionamento em posições intermediárias, dado o fato que a atuação da pressão em áreas diferentes aliada aos vazamentos internos típicos do cilindro, tende a causar a equalização das pressões internas resultando em um movimento involuntário da haste.

Os cilindros sem haste são ideais para aplicações que requerem economia de espaço e transporte linear de cargas. Por não possuírem haste, ocupam praticamente a metade do espaço que os cilindros convencionais ocupariam.

São dotados de um carro que realiza o movimento no lugar da haste convencional (Figura 11). A camisa ou tubo deste atuador é cortado em todo o seu comprimento permitindo a comunicação do êmbolo com o carro externo em uma única peça.

Figura 11 – Cilindro sem haste

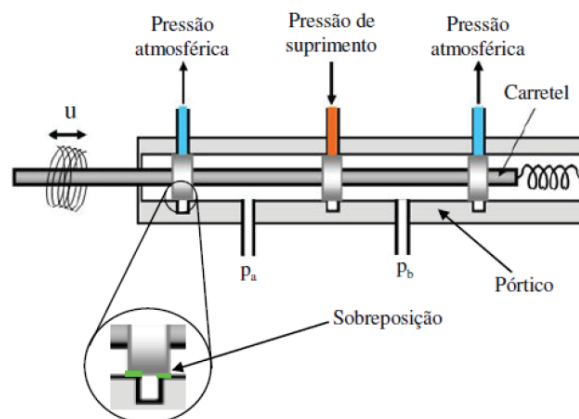


Fonte: Festo (2016)

Caracteriza-se por não ter diferença entre as áreas de atuação da pressão nos lados de avanço e retorno (A_1 e A_2), o que resulta em forças equivalentes e a não ocorrência de movimentos involuntários devido à equalização da pressão.

Em virtude das características dos componentes, os sistemas de posicionamento através de atuadores pneumáticos apresentam algumas características indesejáveis, que acabam limitando o seu uso em aplicações que necessitam respostas precisas (GUENTHER et al., 2006; ALLGAYER, 2011). Estas características indesejáveis provêm da alta compressibilidade do ar (WEICKGENANT et al., 2010) e das não linearidades presentes em sistemas pneumáticos, tais como o comportamento não linear da vazão mássica nos orifícios da válvula e sua zona morta, além do atrito nas vedações do cilindro linear (ANDRIGHETTO, VALDIERO e CARLOTTO, 2006). A zona morta é causada pela sobreposição do ressalto do carretel da servoválvula no orifício da passagem do ar comprimido, conforme mostra a Figura 12.

Figura 12 – Desenho Interno de uma válvula direcional

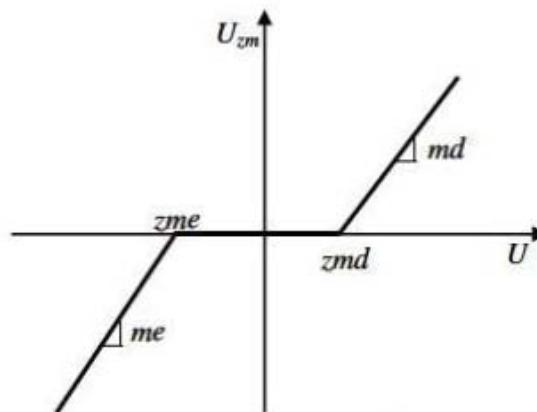


Fonte: Bavaresco (2009)

Observa-se que a largura do carretel é maior que a abertura da servoválvula.

A zona morta é uma relação estática de entrada e saída, em que para uma faixa de domínio não há resposta, ou seja, a saída é nula (TAO e KOKOTOVIC, 1996). A Figura 13 mostra a representação gráfica do trecho de zona morta do sinal de entrada em relação ao sinal de saída, onde tem-se U como sinal de entrada, U_{zm} é o valor de saída, zmd é o limite direito da zona morta, zme é o limite esquerdo da zona morta, md é a inclinação direita e me é a inclinação esquerda da zona morta

Figura 13 – Representação gráfica da não linearidade da zona morta



Fonte: Tao e Kokotovic (1996)

Em sistemas de posicionamento pneumático, as forças de atrito na superfície de deslizamento do pistão são bastante dependentes das características físicas das superfícies em contato, tal como das propriedades e da geometria dos materiais, e das condições de lubrificação (GUENTHER et al., 2006), sendo a controlabilidade da posição do sistema pneumático inferior ao sistema elétrico (LI, WANG e ZHANG, 2011).

Segundo Guenther e Perondi (2004) o atrito é o principal fator que prejudica o seguimento de trajetória.

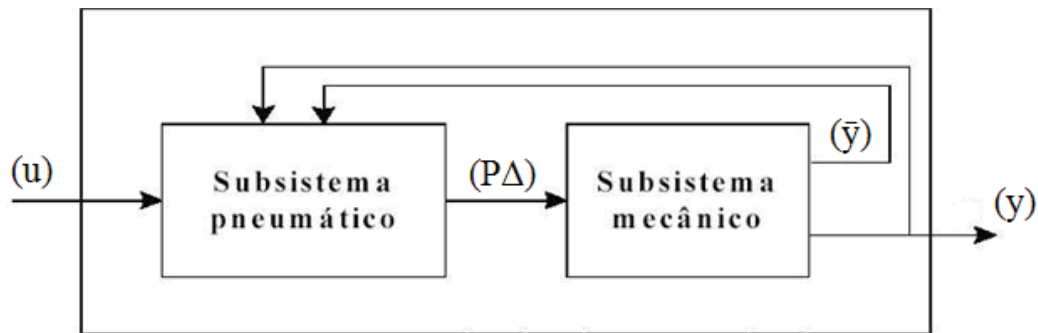
2.5 Técnicas de controle não linear

O controle a partir da interpretação do sistema de posicionamento pneumático como dois subsistemas interconectados, é a técnica básica mais empregada. Este tipo de controle é utilizado para se obter mais robustez aos sistemas com incertezas paramétricas (GUENTHER e PERONDI 2004).

Este tipo de aplicação em sistemas pneumáticos de posicionamento vem sendo estudado por vários autores, Surgenor e Vaughan (2007), Guenter e Perondi (2004) utilizaram o modelo linear considerando as incertezas nos seus parâmetros.

Na figura 14 podemos observar que a tensão de referência aplicada (u) ao sistema, determina o movimento do subsistema pneumático que fica exposto a variações de pressão ($P\Delta$) originadas pelo comportamento do subsistema mecânico. Acoplado a este, um sistema de leitura eletrônica gera um sinal elétrico (\bar{y}) que realimenta o subsistema de controle, que por sua vez, equaliza e gera uma compensação ao movimento final do subsistema mecânico (y).

Figura 14 – Sistema de posicionamento pneumático como dois subsistemas interconectados



Fonte: Guenter e Perondi (2004)

Esta técnica de realimentação tem como objetivo uma melhora na linearização típica dos sistemas pneumáticos, sua aplicação depende entre outros fatores, da adequação das vazões mássicas em função da pressão de trabalho e da frequência do sinal de controle.

Gottert e Neumann (1999) assumem um modelo em que as vazões mássicas são lineares em relação ao sinal de controle e com essa simplificação obtiveram uma compensação considerável das incertezas paramétricas inerentes ao sistema.

Destacam-se os bons resultados obtidos na compensação, porém, o modelo proposto tem na sua complexidade e alto custo o principal fator limitador na sua utilização, já que é composto por servoválvulas proporcionais, transdutores de posicionamento, vazão e pressão, além de um controlador com elevada capacidade de processamento.

Em outro estudo neste segmento, Situm, Zilic e Essert (2007), empregam a técnica de controle baseada em realimentação de sinal de posicionamento para controlar o movimento de um atuador pneumático, onde é ressaltada a dificuldade em obter precisão em acionamentos pneumáticos, devido à falta de linearidade que é característica da compressibilidade, os

efeitos do atrito interno e também as mudanças do comportamento das cargas no decorrer do curso de deslocamento dos atuadores.

Neste mesmo estudo, também é afirmado que o controle por malha fechada apresenta bons resultados desde que os componentes utilizados tenham como característica um tempo de resposta rápido, face às variações instantâneas que podem ocorrer. Destaca-se como primordial o uso de válvulas de comutação rápida

Van Varsenveld e Bone (2006) utilizam válvulas solenóide convencionais para controle de atuadores, com a técnica de modulação de pulso na tensão de alimentação das válvulas solenóide, conseguindo resultados satisfatórios principalmente no que tange à custos, já que a simples troca de válvulas proporcionais por válvulas direcionais convencionais resultaram em uma redução de custos na ordem de 20 para 1.

Em análise nestes diversos estudos expostos, notou-se que o controle de posição usando válvulas direcionais convencionais apresentou um resultado satisfatório. O maior erro de posicionamento encontrado foi de 0,21 mm.

Em comandos cíclicos repetidos, com deslocamentos menores, na ordem de décimos de milímetro, os sistemas apresentaram desempenho robusto comparável ao obtido em trabalhos onde foram utilizadas válvulas proporcionais.

Surgenor e Vaughan (2007) em seus estudos chegaram a precisão da ordem de 0,2mm no posicionamento. Na experiência efetuada, foram verificadas respostas em sistema de posicionamento com simulações de carga de 2,2, 8,5 e 25 kg. Foi usado um atuador cilíndrico de diâmetro de 25 mm, com haste de 10 mm de diâmetro e curso de deslocamento de 120 mm. O controle se manteve robusto mesmo com a carga variando entre 2,2 e 25 kg.

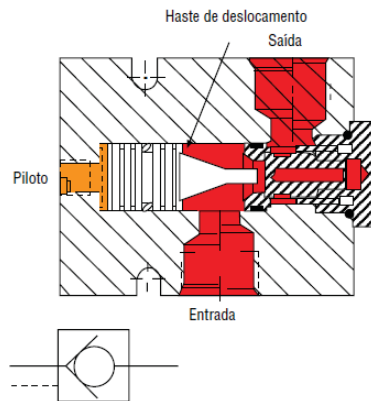
2.6 Válvula de retenção pilotada

Uma válvula de retenção operada por piloto permite o fluxo em uma direção. Na direção contrária, o fluxo pode passar quando a válvula piloto deslocar o assento de sua sede no corpo da válvula.

Uma válvula de retenção operada por piloto (Figura 15) consiste em corpo da válvula, vias de entrada e saída, um assento pressionado por uma mola, como no caso da válvula de retenção.

Do lado oposto do assento da válvula está a haste de deslocamento e o pistão do piloto. O piloto é pressurizado através do pistão pela conexão do piloto.

Figura 15 – Representação funcional de válvula de retenção pilotada

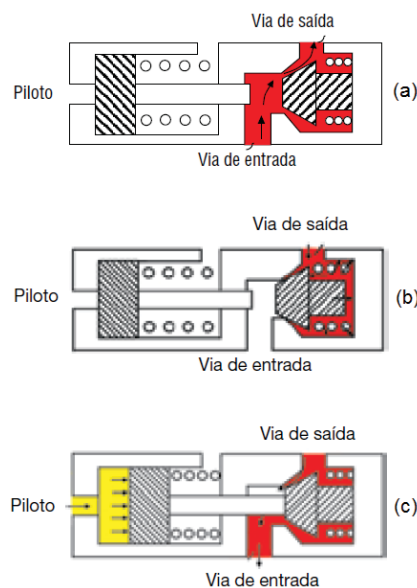


Fonte: Parker (2011)

A válvula de retenção operada por piloto permite um fluxo livre da via de entrada para a via de saída igual a uma válvula de retenção comum (Figura 16a).

O fluido impellido a passar através da válvula, através da via de saída para a via de entrada, pressiona o assento contra a sua sede. O fluxo através da válvula é bloqueado (Figura 16b). Quando uma pressão suficientemente alta age sobre o pistão do piloto, a haste avança e desloca o assento da sua sede (Figura 16c). O fluxo pode passar através da válvula, da via de saída para a via de entrada, desde que a pressão no piloto seja suficiente para manter o pistão da haste acionado.

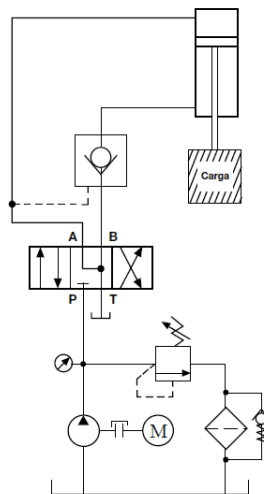
Figura 16 – Funcionamento de válvula de retenção pilotada



Fonte: Parker (2011)

A utilização de válvulas de retenção pilotada em hidráulica é amplamente difundida, principalmente com função “anti-retorno”. No exemplo da Figura 17 observa-se que a válvula de retenção pilotada impede o avanço involuntário do cilindro que está sujeito a força de atuação da carga. Destaca-se sua função de segurança e em alguns casos tem função de auxiliar no posicionamento, já que por sua natureza funcional garantem o bloqueio do fluxo em ambos os sentidos.

Figura 17 – Acionamento hidráulico utilizando válvula de retenção



Fonte: Parker (2011)

Em Pneumática, as válvulas de retenção pilotada (Figura 18) tem sua utilização normalmente associada a funções de segurança possibilitando o bloqueio do movimento do cilindro instantaneamente, mantendo a carga em caso de queda de pressão ou parada de emergência.

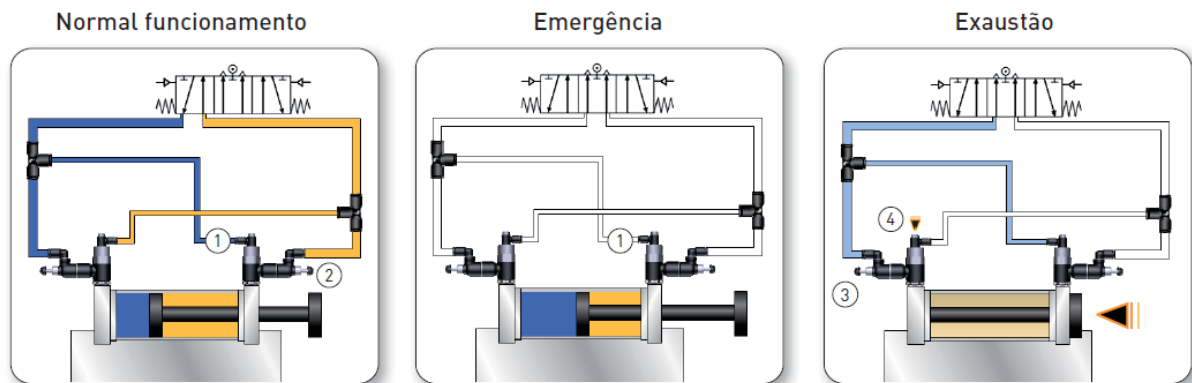
Figura 18 – Válvula de retenção pilotada pneumática



Fonte: Festo (2017)

Em um típico acionamento com função de segurança (Figura 19), a válvula de controle alimenta alternadamente as duas câmaras do cilindro, a conexão do piloto (1) é conectada na câmara oposta, através de uma conexão tê. O fluxo de ar é controlado através da válvula reguladora de fluxo (2). Em caso de emergência ou queda de pressão, o piloto (1) é desacionado interrompendo o fluxo de ar através da válvula e bloqueando o cilindro. O cilindro pode ser colocado na posição inferior através do botão de exaustão (4), que libera o ar retido na câmara do cilindro. O ar é liberado pelo do regulador de fluxo (3) e válvula de controle.

Figura 19 – Acionamento típico



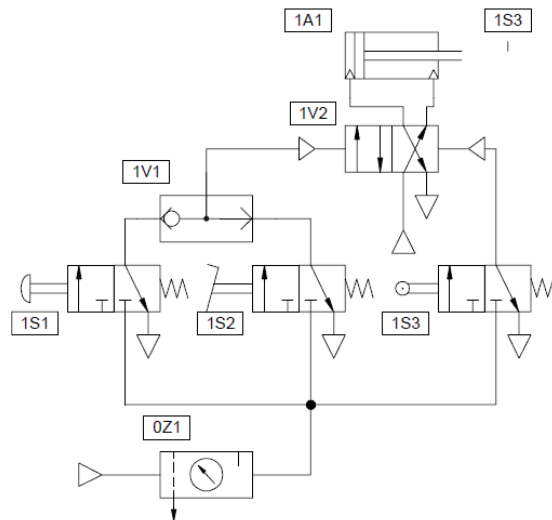
Fonte: Festo (2016)

2.7 Diagramas e simbologia

Um diagrama é uma representação visual estruturada e simplificada de um determinado conceito ou de uma idéia. Para a representação funcional de circuitos utilizados em sistemas pneumáticos, normalmente utilizam-se diagramas. Os diagramas de circuitos são utilizados nas etapas de projeto, construção e manutenção de sistemas. Através de uma simbologia específica, nos diagramas estão documentados os dispositivos a serem implementados e a forma de interligação destes. Normalmente são acompanhados de uma lista de especificações identificando claramente os componentes utilizados para cumprir as funções requeridas (DE NEGRI, 2004). Os símbolos empregados são denominados *símbolos funcionais* que estabelecem o tipo de componente a ser empregado sem, no entanto, detalhar a forma construtiva deste componente.

Na Figura 20 é apresentado um exemplo de diagrama de circuito pneumático.

Figura 20 – Exemplo de diagrama de circuito pneumático



Fonte: De Negri (2004)

Uma das funções da simbologia é possibilitar o referenciamento dos componentes de um circuito quanto a sua descrição e sua função. No Quadro 1, os símbolos utilizados no diagrama da Figura 20, são referenciados de maneira que cada designação utilizada tem a sua respectiva descrição e função, o que facilita a interpretação do próprio diagrama.

Quadro 1 – Significado e função dos símbolos

DESIGNAÇÃO	DESCRIÇÃO	FUNÇÃO
0Z1	Unidade de condicionamento	Filtragem do ar e regulação da pressão
1S1, 1S2 e 1S3	Válvula direcional 3/2 vias	Comando de operação
1V1	Válvula alternadora	Realiza a função lógica "OU"
1V2	Válvula direcional 4/2 vias	Direciona o ar para o cilindro
1A1	Cilindro de dupla ação	Converte energia pneumática em mecânica

Fonte: Autor

A pesquisa referente aos temas que se relacionam com o assunto deste trabalho foi fundamental para a construção de um conhecimento básico que permitisse um maior aprofundamento e compreensão de diversas características técnicas dos sistemas pneumáticos normalmente utilizados para posicionamento eletromecânico.

O detalhamento do componente foco deste trabalho, a válvula de retenção pilotada, juntamente com o estudo dos demais componentes pneumáticos utilizados nos ensaios fundamentaram a definição dos circuitos escolhidos para os ensaios.

Por fim, a avaliação do material já publicado sobre estas tecnologias foi essencial para compreender as lacunas que ainda existem e ajudar no estabelecimento do foco da presente dissertação de forma a assegurar-lhe como uma efetiva contribuição à comunidade científica.

3 METODOLOGIA

O trabalho foi desenvolvido observando as etapas descritas a seguir:

Na primeira etapa, foi desenvolvido um protótipo com o objetivo de simular um mecanismo de movimentação eletromecânico. Utilizou-se como componente principal, um atuador linear sem haste, atuador este que, conforme estudos destacados na revisão bibliográfica, possibilita melhores resultados de precisão de posicionamento.

Na segunda etapa, foi elaborado um diagrama de comando pneumático com foco na utilização de válvulas de retenção pilotada. Para fins de comparação com o diagrama desenvolvido, foram escolhidos outros dois modelos de diagrama, normalmente utilizados em acionamento de mecanismos de movimentação, estes por sua vez, utilizando válvulas pneumáticas convencionais.

Na terceira etapa, foram determinadas as condições de carga e velocidade aplicadas nos ensaios, como forma de simular diferentes condições de trabalho.

Na etapa seguinte, foi escolhido um método para leitura dos valores de posicionamento. A medição eletrônica, através de uma régua potenciométrica foi a que melhor se adaptou para esta aplicação.

Na quinta etapa, foram feitos os ensaios de movimentação utilizando os diferentes diagramas de comando nas diferentes condições de carga e velocidade e colhidos os dados de medição de posicionamento.

Por fim, os dados coletados foram analisados através de uma ferramenta estatística, de maneira a embasar as discussões e conclusões sobre este trabalho.

3.1 Protótipo de movimentação

O protótipo consiste basicamente em um atuador pneumático sem haste, modelo FESTO DGP-25-450, montado sobre uma base fixa apresentada na Figura 21. O atuador é

dotado de um bloco de acoplamento de carga, que foi colocado em movimento sob condições diferentes de carga e velocidade.

Para o acionamento do atuador foram montados três tipos diferentes de acionamentos, o que possibilitou a análise comparativa entre os métodos convencionais de acionamento e o método proposto que utiliza válvulas de retenção pilotada.

Acoplada ao atuador, com a função de fazer a leitura do posicionamento, utilizou-se uma régua potenciométrica modelo FESTO MLO-POT-450-TLF, cujos dados foram processados por um CLP (controlador lógico programável).

Através de uma programação específica, o CLP (controlador lógico programável) forneceu as leituras de posicionamento do atuador convertendo o sinal fornecido pela régua potenciométrica em valores de leitura em milímetros.

Figura 21 – Protótipo de movimentação



Fonte: Autor

3.2 Circuitos Pneumáticos para comparação

Como forma de obter valores de precisão para comparação, foram utilizadas três configurações de circuitos pneumáticos. O circuito nº1 utiliza como componente de comando, uma válvula 5/3 vias duplo solenóide, centrada por molas com centro fechado.

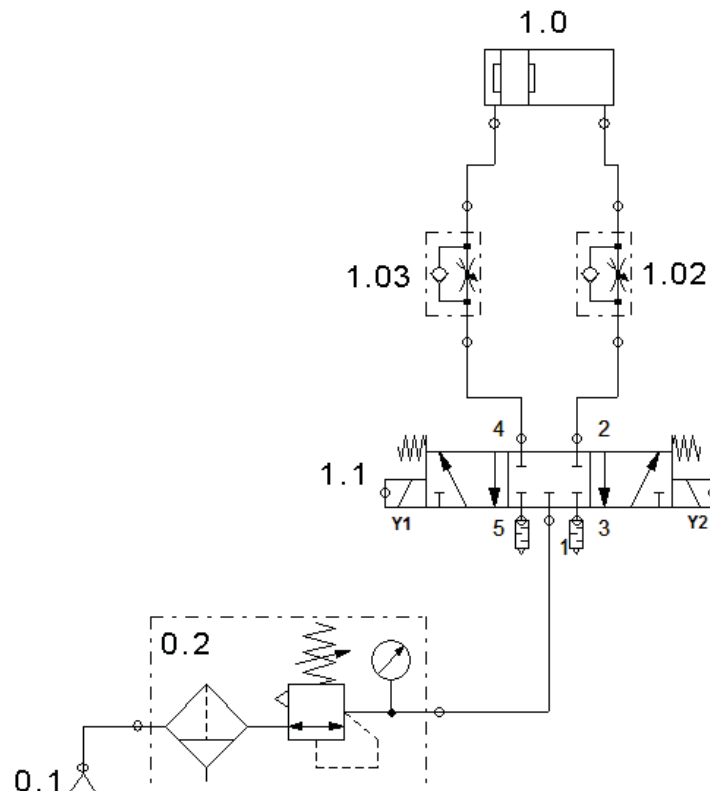
O circuito nº 2 diferencia-se por utilizar uma válvula direcional proporcional de 5/3 vias de simples solenóide. Já o circuito nº 3, utiliza para o comando do atuador, duas válvulas 3/2 vias simples solenóide (*on/off*) além de duas válvulas de retenção pilotadas.

3.2.1 Circuito nº 1

O circuito nº1 apresentado na Figura 22 utiliza como componente de comando, uma válvula 5/3 vias duplo solenóide (1.1), centrada por molas com centro fechado.

O ar comprimido, proveniente da tomada de ar (0.1) passa pela unidade de tratamento (0.2) e chega até a válvula de comando (1.1). O acionamento do solenóide (Y1) ocasiona o avanço do atuador (1.0) cuja velocidade é regulada através do regulador de fluxo (1.02). O movimento de retorno se dá através do acionamento do solenóide (Y2) e a velocidade de retorno é regulada através do regulador de fluxo (1.03).

Figura 22 – Acionamento com válvula direcional 5/3 vias CF



Fonte: Autor

O Quadro 2 traz o detalhamento dos componentes utilizados neste circuito.

Quadro 2 – Descrição dos componentes utilizados no circuito 1

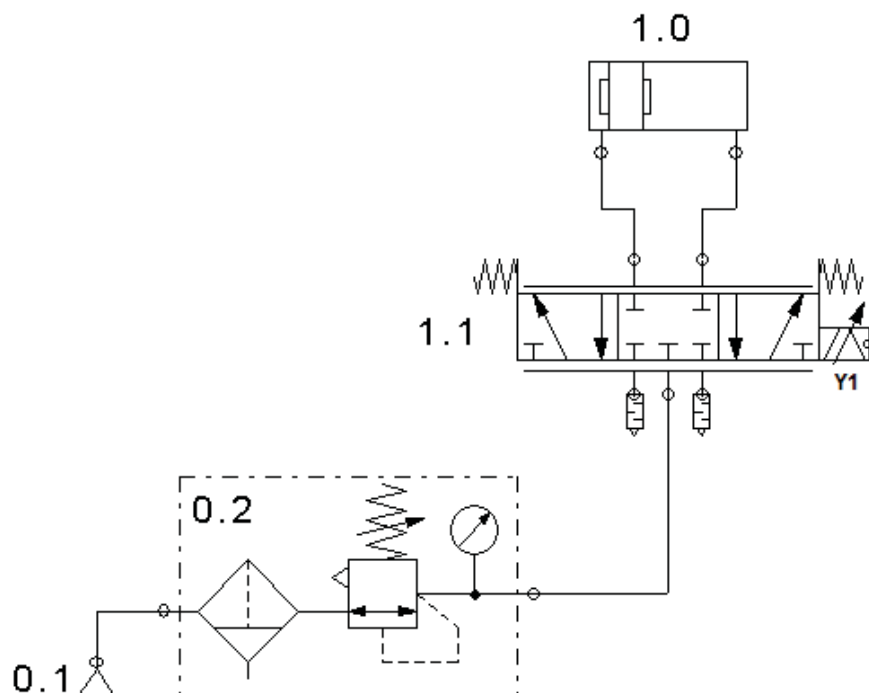
Item	Descrição	Referência
0.1	Ponto de Ar comprimido P= 6 BAR	NA
0.2	Conjunto de Preparação	FR - ¼ - 40µm - AIRTAC
1.1	Válvula direcional 5/3 vias CF	MVSC-220-4EZC-6 - AIRTAC
1.02	Válvula reguladora de Fluxo	VRF - FL - 6 - AIRTAC
1.03	Válvula reguladora de Fluxo	VRF - FL - 6 - AIRTAC
1.0	Atuador Pneumático sem Haste	DGPL-25-450-PPVA-KFB - FESTO

Fonte: Autor

3.2.2 Circuito n° 2

O circuito n° 2 apresentado na Figura 23 utiliza como componente de comando uma válvula direcional proporcional de 5/3 vias de simples solenóide. O ar comprimido, proveniente da tomada de ar (0.1) passa pela unidade de tratamento (0.2) e chega até a válvula de comando (1.1). Os movimentos de avanço e retorno do atuador (1.1), bem como a sua velocidade, são definidos por um sinal elétrico variável (de 0 a 10 volts) inserido no solenóide (Y1).

Figura 23 – Acionamento com válvula direcional Proporcional



Fonte: Autor

O Quadro 3 traz o detalhamento dos componentes utilizados neste circuito.

Quadro 3 – Descrição dos componentes utilizados no circuito 2

Item	Descrição	Referência
0.1	Ponto de Ar comprimido P= 6 BAR	NA
0.2	Conjunto de Preparação	FR – ¼ - 40µm – AIRTAC
1.1	Válvula direcional proporcional CF	MPYE – 5 -1/8 – HF – FESTO
1.0	Atuador Pneumático sem Haste	DGPL-25-450-PPVA-KFB - FESTO

Fonte: Autor

3.2.3 Circuito nº 3

O circuito nº 3 apresentado na Figura 24, utiliza para o comando do atuador, duas válvulas 3/2 vias simples solenóide (on/off) além de duas válvulas de retenção pilotadas.

O ar comprimido, proveniente da tomada de ar (0.1) passa pela unidade de tratamento (0.2) e chega até as válvulas de comando (1.1 e 1.2).

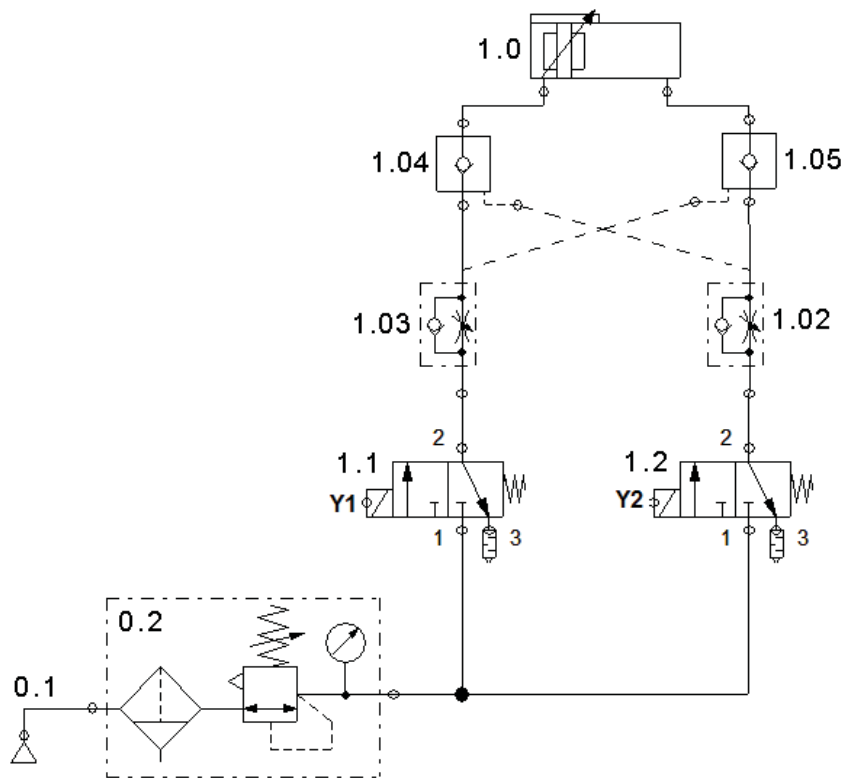
O acionamento do solenóide (Y1) ocasiona o avanço do atuador (1.0) cuja velocidade é regulada através do regulador de fluxo (1.02). O fluxo de ar comprimido proveniente da válvula (1.1) que é responsável pela pressurização da câmara traseira do atuador comandando assim o seu movimento de avanço, também é responsável pela pilotagem da válvula de retenção (1.05) liberando assim a saída do ar da câmara dianteira do atuador (1.0).

O movimento de retorno se dá através do acionamento do solenóide (Y2), neste caso, o fluxo de ar comprimido proveniente da válvula (1.2) pressuriza a câmara dianteira do atuador (1.0) e também realiza a pilotagem da válvula de retenção pilotada (1.04) liberando assim a saída do ar da câmara traseira do atuador (1.0).

A velocidade de retorno é regulada através do regulador de fluxo (1.03).

O circuito 3 (Figura 25) apresenta como característica funcional que o diferencia dos demais, a presença das válvulas de retenção pilotadas (1.04 e 1.05). Estas por sua vez têm como função bloquear as entradas de ar do atuador mantendo-o parado quando não houver comando das válvulas direcionais (1.1 e 1.2). Esta função possibilita a parada do atuador em posições intermediárias conforme condição determinada pelo comando elétrico.

Figura 24 – Acionamento com válvulas on/off e retenção pilotada



Fonte: Autor

O Quadro 4 traz a descrição dos componentes utilizados neste circuito.

Quadro 4 – Descrição dos componentes utilizados no circuito 3

Item	Descrição	Referência
0.1	Ponto de Ar comprimido P= 6 BAR	NA
0.2	Conjunto de Preparação	FR – ¼ - 40µm – AIRTAC
1.1	Válvula direcional 3/2 vias NF	3V210 – 06 – NC – AIRTAC
1.2	Válvula direcional 3/2 vias NF	3V210 – 06 – NC – AIRTAC
1.04	Válvula de retenção pilotada	VRP – ¼ - AIRTAC
1.05	Válvula de retenção pilotada	VRP – ¼ - AIRTAC
1.02	Válvula reguladora de Fluxo	VRF – FL – 6 – AIRTAC
1.03	Válvula reguladora de Fluxo	VRF – FL – 6 – AIRTAC
1.0	Atuador Pneumático sem Haste	DGPL-25-450-PPVA-KFB - FESTO

Fonte: Autor

3.3 Condições dos ensaios

Cada um dos 3 (três) circuitos descritos foram expostos a 4 (quatro) tipos de ensaios, conforme os parâmetros apresentados na Tabela 2.

Tabela 2 – Condições dos ensaios

Ensaio	Pressão de Trabalho	Velocidade	Carga sobre o Atuador	Posição inicial (P1)	Posição final (P2)
A	5 BAR	0,15 m/s	0 (em vazio)	100 mm	350 mm
B		0,15 m/s	10 kg		
C		0,25 m/s	0 (em vazio)		
D		0,25 m/s	10 kg		

Fonte: Autor

Padronizou-se como pressão de trabalho para os ensaios o valor de 5 BAR. Este valor foi determinado com base na especificação técnica dos componentes utilizados.

As velocidades sugeridas foram determinadas com base nos estudos apresentados na revisão bibliográfica, como forma de obter resultados passíveis de comparação.

Como condições de carga sobre o atuador, utilizou-se o valor 0 (zero) para análise do comportamento do atuador em vazio e como carga máxima o valor de 10 kg, pois segundo Latino (2006), aproximadamente 70% das aplicações de movimentação de cargas através da pneumática são realizadas sobre massas inferiores a 10 kg, onde são requeridas precisões de posicionamento que variam entre 0,2 a 1 milímetro.

Quanto as posições de parada (P1 e P2), foram escolhidos valores intermediários ao curso máximo do atuador (450mm), sendo a posição inicial a 100 mm do início do curso e a posição final a 100 mm do final do curso. Posições equidistantes em relação aos limites mecânicos, inicial e final, não havendo assim, interferência de possíveis diferenças de volume de ar nas câmaras do atuador, tampouco, dos próprios limites mecânicos nas paradas do atuador.

A condição “A” tem como parâmetros a velocidade de 0,15 m/s sem carga sobre o atuador pneumático. A condição “B” mantém a velocidade de 0,15 m/s, porém, tem sobre o atuador uma carga de 10 kg.

Já na condição “C”, tem-se uma velocidade de 0,25 m/s sem carga sobre o atuador. Por fim, na condição “D”, tem-se como parâmetros a velocidade de 0,25 m/s com carga de 10 kg sobre o atuador.

A avaliação dos três diferentes circuitos sob estas quatro configurações tem como objetivo o fornecimento de dados relativos à precisão do posicionamento sob diferentes condições de carga e velocidade. Dados estes que, submetidos a análise, fundamentaram uma discussão mais ampla sobre o comportamento das válvulas de retenção pilotadas, utilizadas no circuito 3, em comparação com os resultados de precisão de posicionamento obtidos nos circuitos 1 e 2, que representam configurações convencionais.

3.4 Método de leitura do posicionamento

A coleta de dados das posições efetivas de parada se deu através de um sistema de medição eletrônica. O atuador pneumático está acoplado a uma régua potenciométrica de 5 k Ω . O deslocamento do cabeçote de acoplamento do atuador resulta no deslocamento proporcional do cursor da régua, sendo este deslocamento responsável pelo fornecimento de um valor de resistência variável de acordo com o deslocamento.

Sendo o curso do atuador de 450 mm, e a resistência da régua sendo de 5 k Ω (quilo-ohm) tem-se uma resolução de 11,11 Ω /mm. Este valor de resistência é processado pelo Controlador Lógico Programável e posteriormente informado como valor de posição. Devido ao fato do processamento interno sofrer uma conversão de Ω (ohms) para V (volts) e a leitura do sinal elétrico convertido se dar com resolução máxima de 1 Ω (ohm), a precisão final resultante da medição do posicionamento fica em 0,09 mm.

Embora o atuador tenha um curso total de 450 mm, adota-se como posição inicial o correspondente a 100 mm de curso e como posição final o equivalente a 350 mm de curso. Desta forma pode-se avaliar o comportamento do atuador em posições intermediárias ao início e final de curso, descartando assim, a influência dos limites mecânicos (inicial e final) do atuador.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Considerando os três circuitos sugeridos, apresentados no Quadro 5 e as quatro condições de ensaios, com diferentes parâmetros de velocidade e força, apresentados na Tabela 2, ficaram definidos doze tipos de ensaios, denominados sequencialmente como A1, B1, C1, D1, A2, B2, C2, D2 e A3, B3, C3, D3.

Desta forma, cada circuito foi avaliado nas quatro diferentes condições de carga e velocidade.

Quadro 5 – Circuitos pneumáticos

CIRCUITO Nº	DESCRIÇÃO
1	Acionamento com válvula direcional 5/3 vias CF.
2	Acionamento com válvula direcional Proporcional.
3	Acionamento com válvulas on/off e retenção pilotada.

Fonte: Autor

4.1 Resultados das medições de posicionamento

Em cada ensaio, foram colhidas 20 leituras de posicionamento, conforme exemplo da Tabela 3.

Tabela 3 – Leitura de posicionamento resultante no ensaio “A1”

P1 (Início)	P2 (fim)
Posição de referência: 100 mm	Posição de referência: 350 mm
99,46	350,54
99,55	350,45
99,46	350,54
99,46	350,54
99,73	350,27
99,55	350,63
99,55	350,54
99,64	350,63
99,64	350,45
99,55	350,63

Fonte: Autor

Desta forma, no total foram colhidas 240 leituras, que em comparação com os posicionamentos definidos como padrão (100 e 350 mm), resultaram em uma tabela de erros absolutos (Tabela 4), erros estes, dados em centésimos de milímetros.

Tabela 4 – Erros absolutos medidos em cada ensaio em centésimos de milímetro

	DENOMINAÇÃO DOS ENSAIOS											
	A1	B1	C1	D1	A2	B2	C2	D2	A3	B3	C3	D3
ERROS DE POSICIONAMENTO (centésimos de mm)	54	45	54	54	45	54	54	54	9	9	9	0
	45	54	54	54	54	27	54	54	9	18	9	9
	54	54	54	54	45	45	45	45	0	0	0	0
	54	45	54	63	45	45	45	45	18	18	9	9
	27	63	54	63	27	54	54	45	9	9	9	9
	45	54	54	54	45	45	45	45	9	9	0	18
	45	54	54	63	27	27	54	27	0	0	0	0
	36	63	45	63	27	45	45	54	0	9	9	9
	36	45	45	54	45	45	45	45	9	18	18	18
	45	54	45	63	45	54	54	45	18	0	0	0
	54	63	63	72	27	36	27	45	9	0	9	18
	45	54	63	63	45	45	36	45	18	9	9	9
	54	54	54	54	45	36	36	45	0	9	18	9
	54	54	45	72	36	36	45	36	0	0	0	0
	27	63	63	63	27	27	36	36	9	9	9	9
	63	63	63	63	36	45	27	36	9	18	18	9
	54	54	63	72	45	54	45	45	0	18	18	18
	63	63	54	63	45	45	36	45	9	9	9	9
	45	45	54	63	36	45	27	54	18	0	9	18
	63	63	63	54	36	36	36	36	0	0	0	0

Fonte: Autor

Para realizar análise dos dados colhidos foi utilizada a ferramenta estatística ANOVA. O nível de significância mínimo escolhido foi de 5% para todas as análises. Devido ao número elevado de amostras, foi utilizado o software SISVAR para auxiliar a análise estatística.

Durante o experimento, cada um dos três circuitos (Quadro 5) foi relacionado com as quatro diferentes condições de velocidade e carga aplicada (Tabela 2). Destas combinações foi possível determinar se houveram diferenças significativas na precisão de posicionamento obtidas em cada circuito, bem como, se as condições de velocidade e carga influenciam na precisão obtida em cada circuito.

A Tabela 5 exibe o resumo da análise de variância geral (para todos os circuitos e condições).

Tabela 5 – Resumo da aplicação da ANOVA para os dados gerais

FV	GL	SQ	QM	Fc	Pr > Fc
CIRCUITO	2	92055,15833	46027,579167	804,829	0,0000
ENSAIOS	3	1193,679167	397,893056	6,957	0,0002
CIRCUITOS + ENSAIOS	6	776,808333	129,468056	2,264	0,0384
ERRO	228	13039,150000	57,189254		
TOTAL CORRIGIDO	239	107064,795833			

Fonte: Autor

4.2 Variação geral entre as condições de carga e velocidade

Na comparação entre as condições (Tabela 6), observou-se que a variação percentual nas médias dos erros foi da ordem de 19,77 %, variação esta significativa que em valores absolutos representa uma variação de 6,28 centésimos, entre a Condição “A”, de menor média de erros e a Condição “D”, de maior média de erros.

Tabela 6 – Teste Tukey para as condições

TRATAMENTOS	MÉDIAS	RESULTADOS DO TESTE
A	31,766667	a1
C	35,200000	a1
B	35,366667	a2
D	38,050000	a2
DMS: 3,57421 NMS: 0,05		

Fonte: Autor

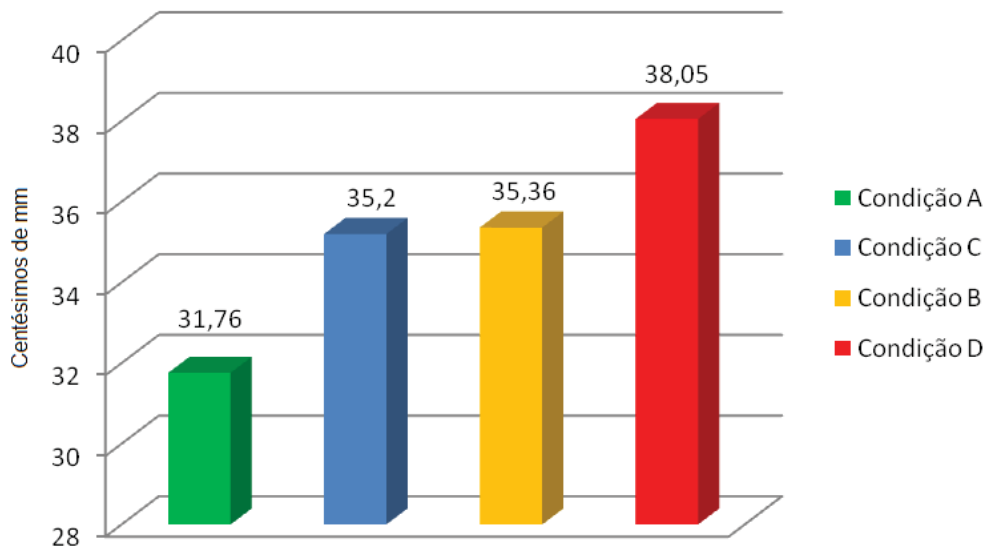
A condição “A”, caracterizada pela velocidade de 0,15 m/s e pela carga 0 (zero), apresentou os melhores resultados, com uma média de erro equivalente a 31,76 centésimos.

A condição “C” foi a segunda melhor, com uma média de erro equivalente a 35,20 centésimos. Esta condição se caracteriza pela velocidade de 0,25 m/s e também com uma carga 0 (zero).

Observa-se aqui, a consonância com a afirmação feita por Taghizadeh, Najafi e Ghaffari, (2009), onde fica explícita a influência da carga na precisão de parada obtida pelo atuador. Ambas as condições que apresentaram médias de erros inferiores (A e C) foram as que submeteram o movimento do atuador sem carga, isto se explica pelo fato de que o comportamento não-linear do ar comprimido se atenua quando o movimento é aplicado em uma carga de baixa inércia, como nos condições “A” e “C”.

O gráfico da Figura 25 demonstra as médias de erros obtidas nas diferentes condições de ensaios.

Figura 25 – Médias de erros nas condições



Fonte: Autor

Ameur, Massioni e Scoretti (2014) concluem em seu estudo que a velocidade da carga tem maior influência sobre a precisão de parada de um servoacionamento apenas em condições mais severas de carregamento, o que fica explícito nos resultados obtidos aqui, onde a condição “B”, de velocidade igual a 0,15 m/s e carga igual a 10 kg, apresentou o terceiro melhor resultado, com média de erro equivalente a 35,36 centésimos e a condição “D”, caracterizada pela maior velocidade e maior carga aplicada nos testes, 0,25 m/s e 10 kg respectivamente, apresentou o pior resultado, uma média de erro equivalente a 38,05 centésimos.

4.3 Variação entre as condições de carga e velocidade em cada circuito

As quatro condições de carga e velocidade apresentadas na Tabela 7 foram avaliadas em cada circuito, e desta forma foi possível determinar as diferenças de comportamento dos circuitos submetidos aos ensaios através das médias de erros obtidas.

Tabela 7 – ANOVA para as condições

FV	GL	SQ	QM	Fc	Pr > Fc
CONDIÇÃO A	2	17755,633333	8877,816667	155,236	0,0000
CONDIÇÃO B	2	23438,233333	11719,116667	204,918	0,0000
CONDIÇÃO C	2	23234,800000	11567,400000	202,265	0,0000
CONDIÇÃO D	2	28503,300000	14251,650000	249,202	0,0000
ERRO	228	13039,150000	57,189254		

Fonte: Autor

4.3.1 Variação entre os circuitos na condição “A”

A Tabela 8 mostra os resultados da análise de variância entre os circuitos na condição A.

Tabela 8 – Teste Tukey para os circuitos na condição “A”

TRATAMENTOS	MÉDIAS	RESULTADOS DO TESTE
3	8,00000	a1
2	39,15000	a2
1	48,15000	a3
DMS: 5,64323	NMS: 0,05	ERRO PADRÃO: 1,69099

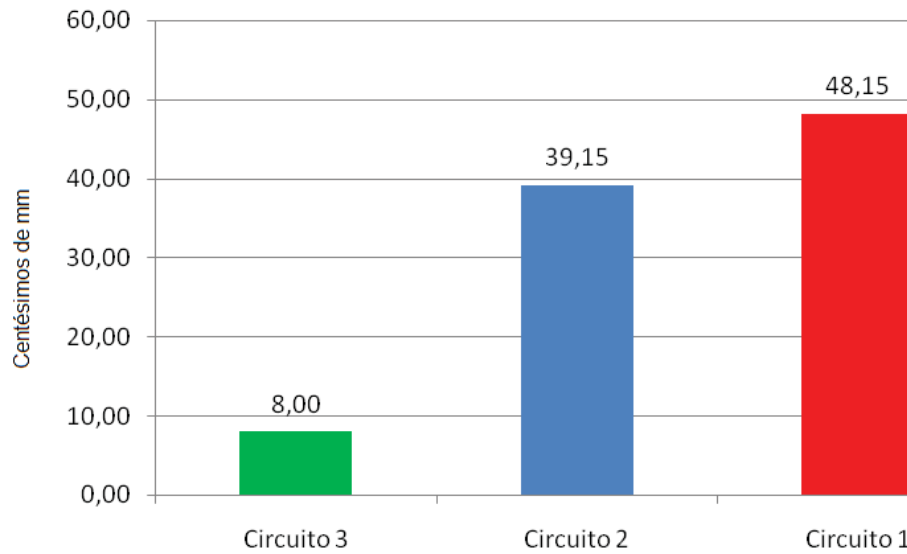
Fonte: Autor

Analisando os resultados obtidos dentro da Condição “A” observou-se uma diferença significativa entre as médias de erros dos três circuitos analisados.

O circuito 3, que utiliza válvulas de retenção pilotada, foco deste estudo, mostrou-se mais eficiente com uma média de erro de 8,0 centésimos, contra 39,15 centésimos do circuito 2 que utiliza válvula proporcional e 48,15 centésimos do circuito 1, circuito este do tipo convencional, com válvulas on/off.

O gráfico da figura 26 demonstra as diferentes médias de erros obtidas.

Figura 26 – Médias de erros em cada circuito na condição “A”



Fonte: Autor

Constatou-se que na condição “A”, com velocidade de 0,15 m/s e com carga 0 (zero) a média de erros é a menor nos três circuitos analisados. Isto se deve ao fato da carga zero representar uma baixa inércia o que proporciona uma parada com maior precisão e menor variabilidade. Segundo Latino (2006), aproximadamente 70% das aplicações de movimentação de cargas através da pneumática são realizadas sobre massas inferiores a 10 kg, onde são requeridas precisões de posicionamento que variam entre 0,2 a 1 milímetros, desta forma, se considerarmos que o circuito 3, obteve na condição “A” uma média de erros de 0,08 milímetros, constata-se um resultado bastante satisfatório da utilização das válvulas de retenção pilotada nesta condição.

4.3.2 Variação entre os circuitos na condição “B”

A Tabela 9 mostra os resultados da análise de variância entre os circuitos na condição “B”.

Tabela 9 – Teste Tukey para os circuitos na condição “B”

TRATAMENTOS	MÉDIAS	RESULTADOS DO TESTE	
3	8,45000	a1	
2	42,30000		a2
1	55,35000		a3
DMS: 5,64323		ERRO PADRÃO: 1,69099	
NMS: 0,05			

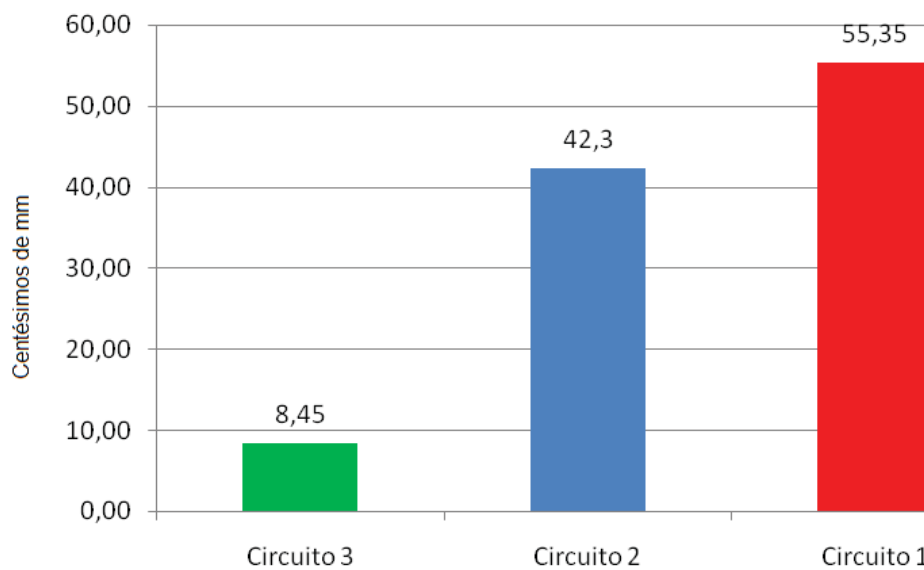
Fonte: Autor

Analisando os resultados obtidos dentro da Condição “B” também se observou uma diferença significativa entre as médias de erros dos três circuitos analisados.

O circuito 3, que utiliza válvulas de retenção pilotada, foco deste estudo, mostrou-se mais eficiente com uma média de erro de 8,45 centésimos, contra 42,30 centésimos do circuito 2 que utiliza válvula proporcional e 55,35 centésimos do circuito 1, circuito este do tipo convencional, com válvulas on/off.

O gráfico da figura 27 demonstra as diferentes médias de erros obtidas.

Figura 27 – Médias de erros em cada circuito na condição “B”



Fonte: Autor

Em comparação com a condição “A”, descrita anteriormente, se percebe na condição “B”, uma diferença maior entre os valores médios obtidos, 46,9 contra 40,15 centésimos. Isto se explica por utilizarmos na condição “B” uma carga de 10 kg, fato que acentua os diferentes comportamentos entre os três circuitos avaliados devido a falta de linearidade característica do ar comprimido conforme já apontado por SOBCZYK (2005).

4.3.3 Variação entre os circuitos na condição “C”

A Tabela 10 mostra os resultados da análise de variância entre os circuitos na condição “C”.

Tabela 10 – Teste Tukey para os circuitos na condição “C”

TRATAMENTOS	MÉDIAS	RESULTADOS DO TESTE	
3	8,40000	a1	
2	42,30000		a2
1	54,90000		a3
DMS: 5,64323		NMS: 0,05	
		ERRO PADRÃO: 1,69099	

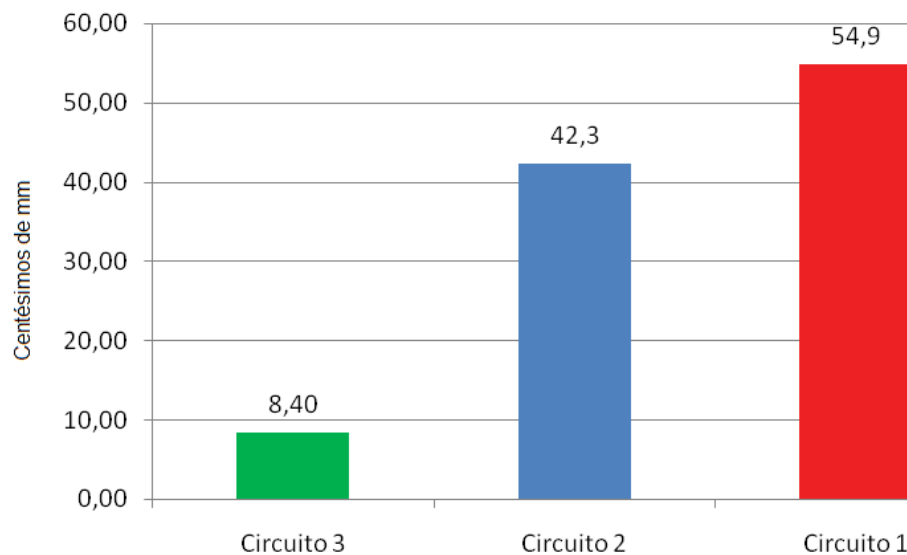
Fonte: Autor

Dentro da Condição “C”, caracterizada por uma velocidade de 0,25 m/s e por uma carga 0 (zero), observou-se também uma diferença significativa entre as médias de erros dos três circuitos analisados. O circuito 3 também mostrou-se mais eficiente com uma média de erro de 8,40 centésimos, contra 42,30 centésimos do circuito 2 e 54,90 centésimos do circuito 1.

Em relação à condição “B”, anteriormente descrita, nota-se uma diferença menor entre as médias de erros obtidas, já que nesta condição não temos carga sobre o atuador.

O gráfico da Figura 28 demonstra as diferentes médias de erros obtidas.

Figura 28 – Médias de erros em cada circuito na condição “C”



Fonte: Autor

4.3.4 Variação entre os circuitos na condição “D”

A Tabela 11 mostra os resultados da análise de variância entre os circuitos na condição “D”.

Tabela 11 – Teste Tukey para os circuitos na condição “D”

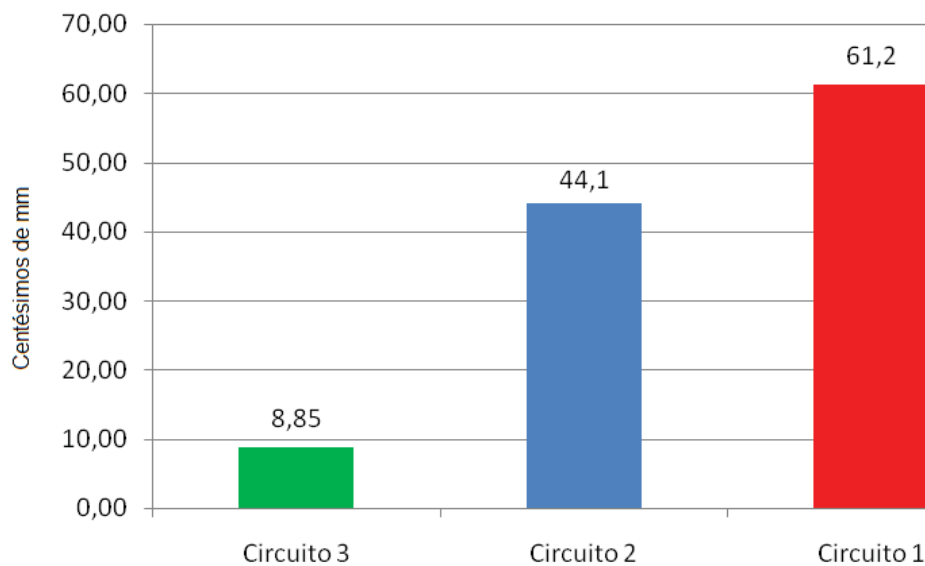
TRATAMENTOS	MÉDIAS	RESULTADOS DO TESTE	
3	8,85000	a1	
2	44,10000		a2
1	61,20000		a3
DMS: 5,64323		NMS: 0,05	
		ERRO PADRÃO: 1,69099	

Fonte: Autor

Analisando os resultados obtidos dentro da Condição “D”, observou-se uma a maior diferença entre as médias de erros dos três circuitos analisados. O circuito 3 mais uma vez, mostrou-se mais eficiente com uma média de erro de 8,85 centésimos, contra 44,10 centésimos do circuito 2 e 61,20 centésimos do circuito 1.

O gráfico da Figura 29 demonstra as diferentes médias de erros obtidas.

Figura 29 – Médias de erros em cada circuito na condição “D”



Fonte: Autor

Nesta condição, onde foram aplicadas as condições de carga e velocidade mais severas deste estudo (carga 10 kg e velocidade 0,25 m/s), a média de erros foi maior que nas demais condições em todos os três circuitos analisados.

Também se observou a maior diferença entre as médias dos três circuitos, o que sugere uma significativa vantagem do circuito 3, que utiliza válvulas de retenção pilotada, em relação aos outros circuitos.

4.4 Variação geral entre os circuitos

Os três circuitos foram avaliados nas quatro condições de carga e velocidade, e desta forma foi possível determinar as diferenças nas médias de erros de posicionamento. A Tabela 12 mostra os resultados da análise de variância geral entre os circuitos.

Tabela 12 – Teste Tukey para os circuitos

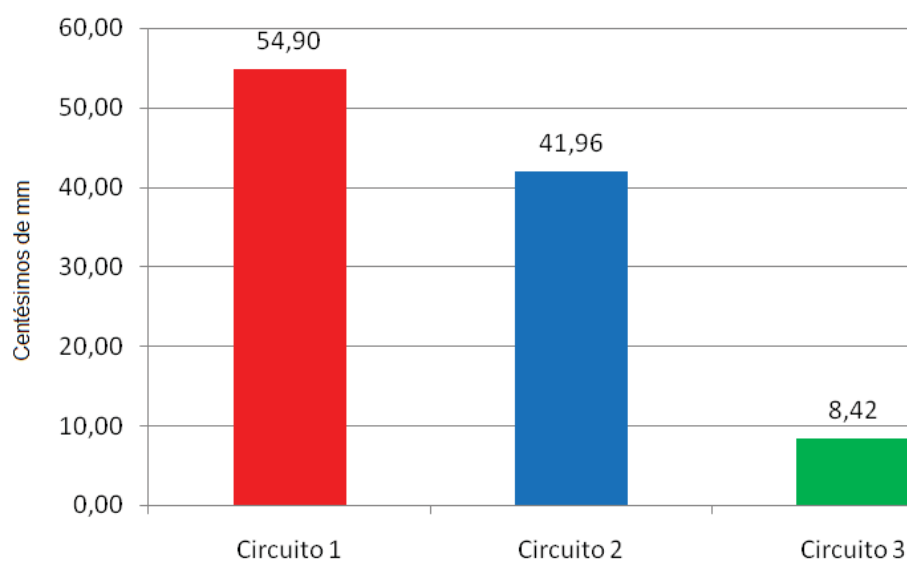
TRATAMENTOS	MÉDIAS	RESULTADOS DO TESTE	
3	8,42500	a1	
2	41,96250		a2
1	54,90000		a3
DMS: 2,82161		NMS: 0,05	
		ERRO PADRÃO: 0,84549	

Fonte: Autor

Observa-se que o circuito 3, foco deste estudo, apresentou-se diferente dos demais com elevada significância. Teve como resultado uma média de erro de 8,42 centésimos de milímetro, contra 41,96 centésimos de milímetro de média no circuito 2 e 54,90 centésimos de milímetro no circuito 1.

Conforme Situm et. al. (2007), mesmo utilizando válvulas on/off de resposta rápida, não é possível obter precisão de posicionamento em atuadores pneumáticos, fato este que fica claro com os resultados obtidos pelo circuito 1. O gráfico da Figura 30 demonstra as diferentes médias de erros obtidas nos três circuitos avaliados.

Figura 30 – Médias de erros em cada circuito

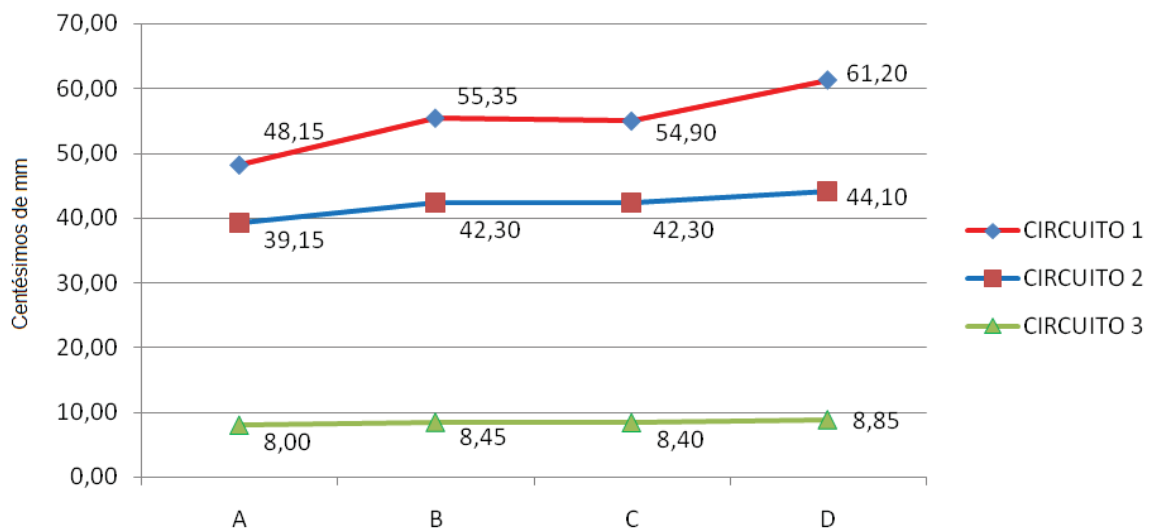


Fonte: Autor

Nas quatro diferentes condições observou-se que o circuito 3 além de apresentar uma menor média de erros também apresentou um comportamento mais linear como apresentado no gráfico da Figura 31.

Segundo Cavagnoli et. al. (2013) o comportamento dinâmico de um atuador pode variar de acordo com as características dos componentes que compõe o seu acionamento, afirmação esta que se comprova diante das significativas diferenças nas médias de erros de posicionamento obtidas nestes experimentos.

Figura 31 – Variação das médias de erros em cada circuito.



Fonte: Autor

A amplitude das variações das médias ficou em 0,85 centésimos no circuito 3, 4,95 centésimos no circuito 2 e 13,05 centésimos no circuito 1.

O circuito 1, caracterizado por utilizar válvulas convencionais apresentou, como já esperado, a pior média de erros de posicionamento e a maior variação entre as médias. A característica da utilização deste tipo de válvulas também é apontada em estudos de servoposicionamento pneumático feitos por Asaff (2006), Cavagnoli (2013), Guenter e Perondi (2006), Joupilla (2010), entre outros.

No circuito 2, que utiliza válvulas proporcionais, constatou-se médias de erros de posicionamento inferiores as do circuito 1, e portanto, melhores, porém da ordem de 41 centésimos, o que não o caracteriza como destaque em termos de precisão, também conforme apontado em estudos de Ahn (2005), Allgayer (2011), Andrighetto (2006) e Bone (2007).

Já o circuito 3, que utiliza válvulas de retenção pilotada, foco deste trabalho, apresentou uma média de erros de posicionamento de 8,4 centésimos de milímetro, sendo este

resultado bastante satisfatório não só em termos comparativos com os sistemas pneumáticos convencionais também avaliados neste trabalho, mas também em comparação a média de precisão obtida em sistemas de posicionamento hidráulico, cujo valor normalmente obtido é da ordem 2 a 5 centésimos, conforme afirmam De Negri (2004) e Fialho (2011).

5 CONCLUSÕES

O presente trabalho apresentou uma análise experimental de um sistema de comando pneumático baseado na utilização de válvulas de retenção pilotada com o objetivo de avaliar a aplicabilidade deste tipo de acionamento em sistemas de posicionamento eletromecânico.

Através da revisão bibliográfica, foi possível identificar os principais tipos de comandos pneumáticos que se assemelham ao objeto de estudo deste trabalho, compreendendo assim os métodos de controle de posicionamento pneumático mais utilizados.

Foi elaborado e proposto um modelo de circuito dotado de válvulas de retenção pilotada, e juntamente com outros dois modelos de circuitos convencionais, foram desenvolvidos ensaios de movimentação a fim de mensurar a precisão de posicionamento de cada circuito para fins de comparação.

Os ensaios foram desenvolvidos utilizando quatro diferentes condições de carga e velocidade, como forma de se obter um resultado comparativo das combinações entre os três circuitos e as quatro condições de ensaios diferentes e assim determinar também a influência da carga e da velocidade em cada tipo de circuito.

A partir dos ensaios experimentais, os resultados foram tabulados em forma de erros absolutos sendo submetidos a uma análise de variância, que permitiu confrontar as médias de erros obtidas em cada combinação de circuito e condições.

Os resultados da ANOVA permitiram determinar que o circuito proposto, dotado de válvulas de retenção pilotada, foco deste estudo, apresentou médias de erros significativamente inferiores que os demais circuitos.

Enquanto o circuito 3, proposto neste estudo, apresentou uma média de erros de posicionamento na ordem de 0,08 mm, os demais circuitos, 1 e 2, apresentaram respectivamente 0,54 e 0,41 mm, diferença esta bastante significativa em termos de precisão.

Nas quatro diferentes condições de carga e velocidade analisadas, o circuito proposto com válvulas de retenção pilotada apresentou os melhores resultados, variando apenas 0,0085mm entre a condição de trabalho mais leve e a condição de trabalho mais severa.

Considerando o curso de deslocamento total do atuador que é de 250 mm, a média de erros obtida (0,08 mm) representa uma variação de 0,03% do curso total, o que na prática, representa um nível de precisão excelente, comparável inclusive, aos obtidos em sistemas de posicionamento hidráulico e eletromecânico.

Em relação à aplicabilidade das válvulas de retenção pilotadas em sistemas de posicionamento eletromecânico, conclui-se que são perfeitamente aplicáveis podendo

inclusive, substituir as tradicionais válvulas proporcionais em aplicações específicas, já que apresentaram um grau de precisão melhor, bastante significativo e, portanto, vantajoso em grande parte dos sistemas de posicionamento que trabalham dentro da faixa de carga e velocidade analisadas neste trabalho.

Como sugestão de temas para trabalhos futuros tem-se:

- Avaliar a utilização de válvulas de retenção pilotada em acionamentos hidráulicos;
- Avaliar resultados de posicionamento obtidos com acionamento pneumático utilizando válvulas de retenção pilotada em conjunto com válvulas direcionais proporcionais;
- Avaliar comparativamente precisão de posicionamento obtido através de acionamento pneumático e hidráulico submetidos às mesmas condições de carga, deslocamento e velocidade.

REFERÊNCIAS

- AHN, K. AND YOKOTA, S., **Intelligent Switching Control of Pneumatic Actuator Using On/Off Solenoid Valves**. Mechatronics, 2005.
- ALLGAYER, R. S. **Desenvolvimento de um manipulador robótico cilíndrico acionado pneumáticamente**. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.
- AMEUR, O., MASSIONI, P. and SCORLETTI, G. **A piecewise-affine approach to the analysis of non-linear control laws for pneumatic systems**. Decision and Control (CDC), 2014 IEEE 53rd Annual Conference. Los Angeles USA, 2014.
- AMEUR, O., MASSIONI, P., and SCORLETTI, G. **Lyapunov Stability Analysis of Switching Controllers in Presence of Sliding Modes and Parametric Uncertainties With Application to Pneumatic Systems**. IEEE Transactions on Control Systems Technology. Lyon, France, 2016.
- ANDRIGHETTO, P. L.; VALDIERO, A. C.; CARLOTTO, L. **Study of the friction behavior in industrial pneumatic actuators**. In: ABCM Symposium Series in Mechatronics. Rio de Janeiro : ABCM Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas, Vol. 2, 2006.
- ASAFF, Y. E. **Desenvolvimento de um Sistema Servopneumático para regulação de Velocidade de Turbinas em Pequenas Centrais Hidroelétricas**. Dissertação de Mestrado – Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.
- BAVARESCO, D. **Modelagem matemática e controle de um atuador pneumático**. Dissertação de Mestrado, Mestrado em Modelagem Matemática-UNIJUÍ, 2009.
- BOLLMANN, A. **Fundamentos da automação industrial pneumática**. Projetos de comandos binários eletropneumáticos. ABHP, São Paulo, 1997.
- BONE, G.; NING, S. **Experimental comparison of position tracking control algorithms on pneumatics cylinder actuators**. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, v. 12, 2007.
- CAVAGNOLLI, N.; VALDIERO, A. C.; RASIA, L. A.; FERRARI, H.; RITTER, DJONATAN.; BARZOTTO, A. C. B. **Estudo de recomendações para uso e aplicação de atuadores pneumáticos em bancadas experimentais**. XXI Seminário de iniciação científica UNIJUÍ, 2013.
- DE NEGRI V. J. **Introdução aos Sistemas para Automação e Controle Industrial**. LASHIP/EMC/UFSC. Florianópolis 2004.
- FESTO. **Válvula de retenção pilotada**. Catálogo de produto. Disponível em: https://www.festo.com/cat/pt-br_br/data/doc_engb/PDF/EN/HGL_EN.PDF. Acesso em: 20 abr. 2017.

FESTO. **Válvula direcionais com acionamento elétrico e pneumático**. Catálogo de produto. Disponível em: https://www.festo.com/cat/pt-br_br/products__54781?Mode=portal&pnf=true. Acesso em: 25 abr. 2017.

FESTO. **Atuadores sem haste**. Catálogo de produto. Disponível em: https://www.festo.com/cat/pt-br/products_PP_MECH_KUPP?Mode=portal&pnf=true. Acesso em: 15 set. 2016.

FATHI, M., NAJAFI, F., SHARIFI, A. K. and SHIEE, M. **An experimental comparison of PWM schemes to improve positioning of servo pneumatic systems**. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. London, 2016.

FIALHO, A. B. **Automação Hidráulica, Projetos, Dimensionamento e Análise de Circuito**. São Paulo: Érica, 6. ed. 2011.

GOTTERT, M., NEUMANN, R., **Nichlineare Regelungskonzepte für Servopneumatische Roboter**. 3° German-Polish seminar in innovation and Progress in Fluid Engineering, Zakopane PO. 1999.

GUENTER, R., PERONDI E. A. O controle em cascata de sistemas pneumáticos de posicionamento. **Revista Controle & Automação**, v. 15. Abril, Maio e Junho de 2004.

GUENTHER, R.; PERONDI, E. A.; DEPIERI, E. R. and VALDIERO, A. C. Cascade controlled pneumatic positioning system with LuGre model based friction compensation. **J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng.** v. 28, 2006.

HASEBRINK, J. P, **Manual de Pneumática – Fundamentos**. v. 1. Rexroth Divisão Pneumática, Diadema SP, 1990.

JOUPPILA, V., GADSEN, A., and ELLMAN, A., **Modeling and Identification of a Pneumatic Muscle Actuator System Controlled by an On/Off Solenoid Valve**. 7th International Fluid Power Conference. Aachen, 2010.

LATINO, F., SANDOVAL, D. **Quit overspending for servomotion systems**. Machine Design, London ENG, 2006.

LI, S., WANG, X., ZHANG, L. **Finite-time output feedback tracking control for autonomous underwater vehicles**. IEEE Journal of Oceanic Engineering, 2011.

LOCATELI, C.C., **Modelagem e Desenvolvimento de um Sistema de Controle de posição Pneumático com Acionamento por Válvulas On/Off**. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina. 2011.

MEHMOOD, N.; IJAZ, F.; MURTAZA, Z.; ALI Shah, S.I. **Analysis of End-Effector position and orientation for 2P-3R Planer Pneumatic Robotic Arm**. Robotics and Emerging Allied Technologies in Engineering (iCREATE), International Conference, 2014.

PARKER. **Tecnologia pneumática industrial**. Apostila técnica M1001-1 BR – Parker Training, São Paulo 2011.

SITUM Z., ZILIC, T., ESSERT M. **High Speed Solenoid Valves in Pneumatic Servo Applications**. Mediterranean Conference on Control & Automation. Athens 2007.

SOBCZYK S., M. R. **O controle em cascata e a estrutura variável de um servoposicionador pneumático**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - UFRGS, 2009.

SURGENOR, B. W., VAUGHAN, N. D., Continuous Sliding Mode Control of a Pneumatic Actuator. **Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control**, v. 119. 2007.

TAGHIZADEH, M., NAJAFI, F., GHAFARI. **A Increased tracking ability of pulse width modulation driven pneumatic servo systems via modified pneumatic circuit**. Electr. Eng., 2009.

TAO, G. and KOKOTOVIC. Adaptive Control of Systems with Actuators and Sensors Nonlinearities. **New York: John Wiley & Sons**, 1996.

THOMAS M. B., MAUL G. P., JAYAWIYANTO E. A novel, lowcost pneumatic positioning system. **Journal of Manufacturing Systems**, 2005.

VAN VARSEVELD, R., BONE, G. **Accurate Precision Control of a Pneumatic Actuator Using on/off Solenoid Valves**. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. v. 2. 2006.

VIRVALO T. **Modelling and Design of a Pneumatic Position Servo System Realizes with Commercial Components**. PhD Thesis – Tampere University of Technology, Tampere 2005.

WEICKGENANT, Martin; ZIMMERT, Nico; KLUMPP, Simon; SAWODNY, Oliver. **Application of SDRE control to servopneumatic drives**. IEEE International Conference on Control Applications (CCA), 2010.