

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ALEXANDRE MAIER EURICH

**VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM MODELO MATEMÁTICO
REPRESENTATIVO DE UM SISTEMA PNEUMÁTICO DE
POSICIONAMENTO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PONTA GROSSA

2014

ALEXANDRE MAIER EURICH

**VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM MODELO MATEMÁTICO
REPRESENTATIVO DE UM SISTEMA PNEUMÁTICO DE
POSICIONAMENTO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Eng. Felipe Barreto Campelo Cruz

Coorientador: Prof. M. Frederic Conrad Janzen

PONTA GROSSA

2014



TERMO DE APROVAÇÃO

VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM MODELO MATEMÁTICO REPRESENTATIVO DE UM SISTEMA PNEUMÁTICO DE POSICIONAMENTO

por

ALEXANDRE MAIER EURICH

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 22 de agosto de 2014 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. Felipe Barreto Campelo Cruz
Orientador

Prof. Dr. Ângelo Marcelo Tusset
Membro Titular

Prof. Me. Gilberto Zammar
Membro Titular

Prof. Dr. Luiz Eduardo Melo Lima
Responsável pelos Trabalhos
de Conclusão de Curso

Prof. Dr. Laercio Javarez Junior
Coordenador do Curso de
Engenharia Mecânica

*Aos meus familiares e à
memória de Luciana
Maier.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por ter me dado capacidade e sabedoria para realizar este trabalho.

A toda minha família, em especial a meus pais, irmãos e avós, pelo apoio constante e incondicional, sempre colocando minha educação a frente de todas as outras coisas.

Aos professores Felipe B. Campelo Cruz e Frederic C. Janzen, pela confiança depositada, pela orientação prestada, aos quais se dedicaram fielmente na elaboração deste trabalho.

Ao companheiro e amigo Kevin Maurício Menon Ribeiro, que trabalhou em conjunto, pela troca de informações e pelo auxílio prestado.

À Universidade Tecnológica Federal no Paraná, por proporcionar materiais e equipamentos necessários para a elaboração do trabalho.

“No que diz respeito ao desempenho, ao compromisso, ao esforço, à dedicação, não existe meio termo. Ou você faz uma coisa bem feita ou não faz.” (Ayrton Senna).

RESUMO

EURICH, Alexandre Maier. **Validação experimental de um modelo matemático representativo de um sistema pneumático de posicionamento.** 2014. 79 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2014.

Os sistemas pneumáticos de posicionamento são relativamente leves, limpos e de baixo custo, além de possuírem uma boa relação entre peso e potência. Estas características fazem destes sistemas uma boa opção de acionamento para as mais diversas aplicações. Verifica-se, entretanto, que esses mesmos sistemas apresentam algumas desvantagens dentre as quais se destacam suas não linearidades impostas principalmente pela compressibilidade do ar, pelos vazamentos do sistema, pelo atrito e pela zona morta e que acabam por dificultar sua modelagem, sendo estas, alvo de pesquisa de diversos autores. Neste contexto, observa-se que existe um ponto pouco explorado no que tange a modelagem matemática da dinâmica da válvula de controle adotada. Diversos autores negligenciam o comportamento da dinâmica destas válvulas sob a alegação de que esta é muito elevada comparada à dinâmica do restante do sistema. Frente a esta alegação, pretende-se, neste trabalho, dar continuidade a um processo de modelagem específico representativo do comportamento dinâmico de um sistema pneumático de posicionamento que inclui o comportamento dinâmico de uma válvula direcional proporcional reguladora de vazão, visando verificar sua validade. Os resultados para validação do modelo são obtidos por simulação computacional, os quais são posteriormente comparados a resultados experimentais e a dados referentes aos componentes adotados, extraídos a partir de catálogos dos fabricantes.

Palavras-chave: Sistema Pneumático de Posicionamento; Válvula Direcional Proporcional Reguladora de Vazão; Comportamento Dinâmico; Modelagem Matemática; Validação Numérica e Experimental.

ABSTRACT

EURICH, Alexandre Maier. **Experimental Validation of a Mathematical Model Representative of a Pneumatic Positioning System**. 2014. 79 p. Conclusion Course Paper (Bachelor's degree in Mechanical Engineering) – Federal University of Technology - Paraná. Ponta Grossa, 2014.

Pneumatic positioning systems are relatively light, clean and of low cost presenting a good relationship between weight and power. These features make this kind of system a good choice of actuating for most applications. It appears, however, that these systems present some disadvantages among which stand out their nonlinearities imposed mainly by the compressibility of air, by the leaks of the system, by the friction and by the dead zone and that hinder its modeling, these being, target of study of several authors. In this context, it is observed that there is a point less explored than other ones, related to the mathematical modeling of the dynamics of the adopted control valve. Several authors neglect the dynamic behavior of these valves by considering it is very high compared to the rest of the system dynamic. Related to this claim, it is intended, in this paper, continue a specific modeling process, representative of the dynamic behavior of a pneumatic positioning system including the dynamic behavior of a proportional directional control valve, aiming check its validity. The results for the validation of the model are obtained by computer simulation, which are then compared to experimental results and to data of the adopted components, extracted from the datasheets of the manufacturers.

Keywords: Pneumatic Positioning System; Proportional Directional Control Valve; Dynamic Behavior; Mathematical Modeling; Numerical and Experimental Validation.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1. Representação de um sistema de produção e distribuição de ar.....	20
Figura 2. Representação esquemática de um sistema pneumático de posicionamento	22
Figura 3. Bancada experimental.....	28
Figura 4. Curvas típicas dos ganhos de vazão para os diferentes tipos de centros	30
Figura 5. Desenho em corte de uma válvula direcional proporcional reguladora de vazão modelo MPYE-5-1/8-HF-010B, da FESTO	30
Figura 6. Curva característica de uma válvula direcional proporcional reguladora de vazão modelo MPYE – 5 – 1/8 – HF – 010B, da FESTO	31
Figura 7. Representação em corte de um cilindro modelo DGPL-25-450-PPV-A-KF-B, da FESTO.....	32
Figura 8. Gabinete modelo NI PXI 1050, da <i>National Instruments</i>	34
Figura 9. Placa de aquisição modelo NI PXI 6229, da <i>National Instruments</i>	35
Figura 10. Bloco de terminais blindados modelo NI SCB 68, da <i>National Instruments</i>	35
Figura 11. Sensor de pressão modelo SDE1-D10-G2-H18-C-PU-M8, da FESTO	37
Figura 12. Sensor de pressão modelo SDE-10-10V/20mA, da FESTO	37
Figura 13. Transdutor de posição modelo MLO-POT-450-TLF, da FESTO	37
Figura 14. Termopar tipo K, modelo MTK-01, da <i>Minipa</i>	38
Figura 15. Fonte de alimentação dupla simétrica modelo FA-3050, da <i>Instrutherm</i>	39
Figura 16. Representação esquemática do sistema pneumático de posicionamento	40
Figura 17. Curvas características da vazão mássica através da válvula direcional proporcional reguladora de vazão, medidas a montante do volume de controle sendo alimentado e obtidas experimentalmente	47
Figura 18. Curvas características da vazão mássica através da válvula direcional proporcional reguladora de vazão, medidas a montante do volume de controle sendo alimentado e obtidas por simulação numérica	48

Figura 19. Ajuste de duas curvas de tendência (polinômios) de 1ª ordem aos dados experimentais da vazão mássica no suprimento para fins de determinação dos K_i 's	49
Figura 20. Ajuste de quatro curvas de tendência (polinômios) de 1ª ordem aos dados experimentais da vazão mássica no suprimento para fins de determinação dos K_i 's	50
Figura 21. Curvas de tendência (polinômios) de 2ª ordem ajustadas aos valores experimentais da vazão mássica no suprimento do volume de controle sendo alimentado para fins de determinação dos ganhos K_i	51
Figura 22. Curvas de tendência (polinômios) de 3ª ordem ajustadas aos valores experimentais da vazão mássica no suprimento do volume de controle sendo alimentado para fins de determinação dos ganhos K_i	52
Figura 23. Curvas de tendência (polinômios) de 4ª ordem ajustadas aos valores experimentais da vazão mássica no suprimento do volume de controle sendo alimentado para fins de determinação dos ganhos K_i	52
Figura 24. Curvas de tendência (polinômios) de 2ª, 3ª e 4ª ordem ajustadas aos valores experimentais do ganho K_i	54
Figura 25. Curvas polinomiais representativas do comportamento da vazão mássica no suprimento do volume de controle sendo alimentado, obtidas pela simulação do modelo proposto.....	55
Figura 26. Comportamento experimental da vazão mássica através da válvula com relação ao sinal de tensão sendo aplicado ao seu solenoide.....	56
Figura 27. Comportamento simulado da vazão mássica através da válvula com relação ao sinal de tensão sendo aplicado ao seu solenoide.....	56
Figura 28. Comportamento dinâmico das pressões na válvula, medido na via que alimenta o volume de controle A	58
Figura 29. Comportamento dinâmico das pressões na válvula, medido na via que alimenta o volume de controle B	58
Figura 30. Comportamento dinâmico das pressões na válvula, medidas nas vias que alimentam os volumes de controle A e B e obtidas tanto experimentalmente quanto por simulação numérica	63
Figura 31. Gráficos comparativos das curvas obtidas experimentalmente e por simulação numérica, representativas das pressões registradas nas câmaras do cilindro associadas aos volumes de controle A e B.....	67

Figura 32. Lugar das raízes representativas da dinâmica das pressões registradas nas câmaras do cilindro associadas aos volumes de controle A e B..... 69

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Informações técnicas da válvula direcional proporcional reguladora de vazão modelo MPYE-5-1/8-HF-010B, da FESTO	32
Tabela 2. Informação técnicas do cilindro modelo DGPL-25-450-PPV-A-KF-B, da FESTO	33
Tabela 3. Informações técnicas do transdutor de posição modelo MLO-POT-450-TLF, da FESTO.....	38
Tabela 4. Parâmetros dinâmicos extraídos das curvas experimentais, representativas do comportamento dinâmico das pressões na via da válvula que alimenta o volume de controle A	59
Tabela 5. Parâmetros dinâmicos extraídos das curvas experimentais, representativas do comportamento dinâmico das pressões na via da válvula que alimenta o volume de controle B	59
Tabela 6. Parâmetros dinâmicos representativos do comportamento das pressões na via da válvula que alimenta o volume de controle A	62
Tabela 7. Parâmetros dinâmicos representativos do comportamento das pressões na via da válvula que alimenta o volume de controle B	62
Tabela 8. Relação de parâmetros necessários para a realização das simulações..	68
Tabela 9. Valores das frequências naturais não amortecidas obtidas a partir das curvas experimentais de pressão.....	69
Tabela 10. Valores das frequências naturais não amortecidas obtidos a partir do lugar das raízes.....	70

LISTA DE SÍMBOLOS

- A_0 Abertura relativa da área da seção transversal do orifício de controle considerado [m^2].
- A_c Área útil da seção transversal do êmbolo do cilindro [m^2].
- i Faz referência ao volume de controle considerado (A ou B).
- K_0 Constante de proporcionalidade entre a abertura relativa da área da seção transversal do orifício de controle considerado com respeito a posição assumida pelo carretel da válvula [m].
- K_i Ganho de extrema importância para garantir a representatividade de algumas equações do modelo proposto [$\sqrt{m.kg}/V$].
- K_m Coeficiente de rigidez das partes móveis da válvula (carretel) [kg/s^2].
- K_{RPI} Ganho de regime permanente associado ao volume de controle sendo alimentado.
- K_s Ganho do solenoide da válvula [$kg.m/s^2.V$].
- L Comprimento útil do cilindro [m].
- M Massa molar do fluido de trabalho [$kg/kmol$].
- p_0 Pressão atmosférica local [bar].
- p_i Pressão manométrica a jusante da válvula, cujo valor dependerá de volume de controle sendo alimentado [bar].
- p_{sup} Pressão manométrica no suprimento do sistema [bar].
- $P(qm_i^{sup})$ Polinômio representativo do comportamento da vazão mássica de ar através da válvula direcional e no suprimento dos volumes de controle considerados.

$P(K_i)$	Polinômio representativo do comportamento assumido pelo ganho K_i , para os volumes de controle sendo alimentados.
qm_i^{exa}	Magnitude da vazão mássica na exaustão do volume de controle considerado [kg/s].
qm_i^{sup}	Magnitude da vazão mássica no suprimento do volume de controle considerado [kg/s].
R	Constante do gás [$J/kg.K$].
\bar{R}	Constante universal dos gases [$J/mol.K$].
T_i	Temperatura do fluido de trabalho medido no volume de controle considerado [K].
U	Sinal de controle (tensão) aplicado ao solenoide da válvula [V].
U_{oi}	Sinal de referência vinculado ao volume de controle sendo alimentado [V].
V_{i0}	Volume invariável que inclui o volume morto das câmaras do cilindro, além das tubulações que ligam estas câmaras a uma das saídas da válvula [m^3].
x	Posição do êmbolo do cilindro no domínio do tempo [m].
x_c	Posição assumida pelo carretel da válvula direcional proporcional reguladora de vazão [m].
X	Posição do êmbolo do cilindro no domínio de Laplace [m].
\dot{x}	Velocidade do êmbolo do cilindro no domínio do tempo [m/s].
\dot{X}	Velocidade do êmbolo do cilindro no domínio de Laplace [m/s].

- Δp_i Diferença entre as pressões manométricas no suprimento e a jusante da válvula, cujo valor também dependerá do volume de controle sendo alimentado [*bar*].
- σ_i Parcela real dos polos complexos [*rad/s*].
- γ_i Razão entre calores específicos no volume de controle considerado.
- ρ_i Massa específica do fluido de trabalho no volume de controle considerado [*kg/m³*].
- τ_i Constante de tempo do carretel da válvula, associada ao volume de controle sendo alimentado [*s*].
- ω_{di} Frequência natural angular amortecida do carretel da válvula associada ao volume de controle sendo alimentado [*rad/s*].
- ω_{ni} Frequência natural angular não amortecida do carretel da válvula associada ao volume de controle sendo alimentado [*rad/s*].
- ζ Razão de amortecimento da resposta dinâmica.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	SISTEMAS PNEUMÁTICOS DE POSICIONAMENTO	16
1.2	ESTRUTURA DO TRABALHO	17
2	REVISÃO DA LITERATURA	19
2.1	SISTEMAS PNEUMÁTICOS	19
2.1.1	Sistema de Produção e Distribuição de Ar	19
2.1.2	Sistema de Consumo de Ar: Sistema Pneumático de Posicionamento	21
2.2	ESTADO DA ARTE	23
2.3	PROBLEMA	25
2.4	METODOLOGIA	25
2.5	OBJETIVOS	26
3	DESCRIÇÃO DO SISTEMA	28
3.1	SISTEMA PNEUMÁTICO DE POSICIONAMENTO	29
3.1.1	Válvula Direcional Proporcional Reguladora de Vazão	29
3.1.2	Cilindro	32
3.2	SISTEMA DE AQUISIÇÃO E PROCESSAMENTO DE SINAIS	33
3.2.1	Gabinete NI PXI 1050	34
3.2.2	Placa de Aquisição NI PXI 6229 <i>Multifunction DAQ</i>	34
3.2.3	Bloco de Terminais NI SCB 68	35
3.2.4	LabVIEW™	36
3.2.5	Sensores de Pressão	36
3.2.6	Transdutor de Posição	37
3.2.7	Termopar	38
3.2.8	Fonte de alimentação	38
4	ESTUDO DE CASO	40

5	RESULTADOS	45
5.1	LEVANTAMENTO DO COMPORTAMENTO ASSUMIDO PELO GANHO K_i	45
5.2	CARACTERIZAÇÃO DA VÁLVULA UTILIZADA EM TERMOS DO COMPORTAMENTO ASSUMIDO PELA VAZÃO COMO FUNÇÃO DA POSIÇÃO DO CARRETEL.....	55
5.3	PARÂMETROS DINÂMICOS DESCRITIVOS DOS COMPORTAMENTOS ASSUMIDOS PELAS PRESSÕES NA VÁLVULA DIRECIONAL PROPORCIONAL REGULADORA DE VAZÃO	57
5.4	COMPORTAMENTO DAS PRESSÕES NAS CÂMARAS DO CILINDRO....	63
6	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	71
	REFERÊNCIAS	73
	APÊNDICE A	77

1 INTRODUÇÃO

São descritos, neste capítulo, os principais aspectos referentes a sistemas pneumáticos de posicionamento, além do objetivo geral do presente trabalho, procurando situá-lo dentro de linhas de pesquisa já existentes e que tratam do desempenho e funcionamento destes dispositivos.

1.1 SISTEMAS PNEUMÁTICOS DE POSICIONAMENTO

Entende-se por sistemas de posicionamento, aqueles que possibilitam posicionar uma carga mecânica em uma localização desejada. Esta localização é usualmente denotada por um conjunto de coordenadas cartesianas e/ou polares que podem ser fixas ou variáveis no tempo. Neste último caso, os sistemas são também comumente chamados de seguidores.

A utilização desses sistemas na indústria dá-se normalmente em situações onde se deseja manipular um produto ponto a ponto, ou seja, entre pontos discretos de parada, usualmente os extremos do curso do atuador responsável por sua locomoção. Dentre as aplicações práticas, pode-se verificar seu emprego em máquinas agrícolas, robôs manipuladores, lemes de aeronaves, laminadores, ferramentas ativas e suspensões ativas.

No caso particular dos sistemas pneumáticos de posicionamento, estes são atuados por ar comprimido e constituídos basicamente de um atuador e de uma ou mais válvulas de controle. Além destes componentes, outros dispositivos costumam ser utilizados em conjunto com estes sistemas no intuito de permitir sua supervisão e controle, dentre eles: sensores específicos e uma unidade de aquisição, processamento e controle de sinais. Existe uma grande variedade destes equipamentos, cuja seleção dependerá da aplicação do sistema.

A escolha por sistemas pneumáticos para fins de atuação dos sistemas de posicionamento deve-se a uma série de fatores que os tornam muito atrativos quando comparados a outros sistemas de atuação: estes costumam ser de baixo custo, limpos, leves e de fácil montagem, além de possuírem uma boa relação entre peso e potência. Em contrapartida, a aplicação desses sistemas apresenta algumas desvantagens dentre as quais se destacam suas não linearidades impostas

principalmente pela compressibilidade do ar, pelos vazamentos do sistema, pelo atrito e pela zona morta.

Vários autores têm focado seus estudos nessa linha de pesquisa, dentre os quais pode-se destacar: Vieira (1998), Perondi (2002), Cruz (2003), Machado (2003), Mendonza (2006), Dill (2009), Oliveira (2009), Hené (2010), Ritter (2010), Suzuki (2010), Preuss (2012), Ribeiro e Cruz (2012), Valdiero, Ritter e Rasia (2012) e Ribeiro (2014).

Mesmo frente a todos estes estudos e aos avanços tecnológicos das últimas décadas, ainda existe uma série de questões a serem resolvidas no que se refere à modelagem e validação precisa destes sistemas. Algumas das questões seriam quanto à possibilidade da existência de dinâmicas não modeladas nesses sistemas pneumáticos de posicionamento, além da presença de incertezas paramétricas.

Neste contexto, buscando dar continuidade a essa linha de pesquisa, este trabalho visa contribuir nos quesitos adequação e verificação experimental da validade de modelos já desenvolvidos, cuja comprovação, quando realizada, tenha se dado apenas de forma computacional. Para isso, serão realizados diferentes experimentos em uma bancada experimental, além de simulações computacionais, que garantam a validade de um modelo específico.

1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

No Capítulo 2 faz-se uma breve introdução aos sistemas pneumáticos, descrevendo os seus dois subsistemas, porém enfatizando os sistemas de consumo por serem o foco deste trabalho. Além disso, é apresentado o estado da arte associado às pesquisas que têm estes sistemas como tema e que serviu de fundamento para detectar o problema a ser analisado. O capítulo é finalizado com uma descrição da metodologia a ser empregada para resolver o problema e com os objetivos que se espera alcançar com tais estudos.

Já no Capítulo 3 faz-se a descrição da bancada experimental utilizada neste trabalho, assim como do funcionamento de cada um dos componentes empregados, sejam eles do sistema pneumático de posicionamento propriamente dito ou do sistema de aquisição e processamento de sinais. O Capítulo 4, por sua vez,

apresenta um estudo de caso, onde um modelo específico é averiguado e testado quanto a sua validade numérica e experimental.

Por fim são expostos, no Capítulo 5, os resultados obtidos a partir dos experimentos e das simulações computacionais realizadas, seguido do Capítulo 6, onde são apresentadas as conclusões do presente trabalho e as sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Nesta seção será apresentada uma breve descrição sobre sistemas pneumáticos, procurando evidenciar principalmente o sistema sendo analisado neste trabalho, o sistema pneumático de posicionamento.

2.1 SISTEMAS PNEUMÁTICOS

A pneumática é responsável pelo estudo sistemático da utilização do ar comprimido na tecnologia de acionamento, comando e controle de sistemas automáticos. Os sistemas pneumáticos são então responsáveis por transformar a energia proveniente do ar comprimido em alguma forma de trabalho a ser realizado por um de seus dispositivos (exemplo: atuadores pneumáticos).

Os sistemas pneumáticos são divididos basicamente em dois subsistemas:

- Sistema de produção e distribuição de ar: consiste no sistema responsável pelo processo realizado à jusante do sistema principal, buscando preparar o ar para que este seja capaz de realizar o trabalho solicitado de forma eficiente.
- Sistema de consumo de ar ou sistema pneumático principal: é o sistema responsável por manipular o ar de maneira a garantir a realização do trabalho desejado. Os sistemas pneumáticos de posicionamento, foco deste trabalho, enquadram-se neste subsistema.

Paralelo aos sistemas pneumáticos costuma-se fazer uso de algum tipo de sistema de aquisição e processamento de sinais, que é uma unidade responsável pelo tratamento dos sinais provenientes dos sensores ligados ao sistema em análise. Estas unidades de tratamento de sinais costumam trabalhar com *softwares* específicos que permitem, além da aquisição e processamento de sinais, a implementação de modelos representativos do sistema em análise para fins de simulação computacional.

2.1.1 Sistema de Produção e Distribuição de Ar

Em todo sistema pneumático deve existir um subsistema responsável pela produção e distribuição do ar de forma que este seja fornecido ao subsistema de

consumo em condições controladas. A Figura 1 apresenta os componentes necessários para operar um sistema pneumático de forma eficaz.

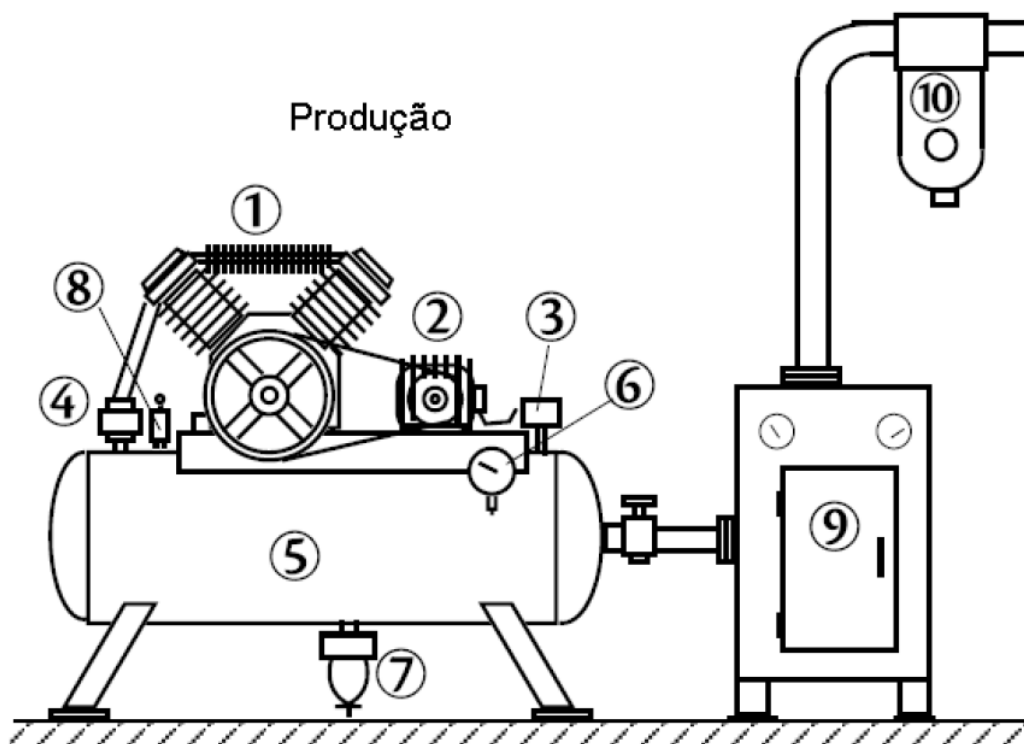


Figura 1. Representação de um sistema de produção e distribuição de ar.
Fonte: Adaptado de Oliveira (2009, p. 10).

onde:

- (1) Compressor: é o componente responsável por suprir o sistema pneumático com ar comprimido ou por carregar e manter o reservatório de ar com a pressão desejada.
- (2) Motor elétrico: é o componente responsável por acionar o compressor.
- (3) Pressostato: é um componente medidor de pressão que, além de permitir a leitura desta, é capaz de proteger o sistema pneumático contra subpressões e sobrepressões.
- (4) Válvula de retenção: é uma válvula que permite a vazão em um único sentido, bloqueando qualquer possibilidade de vazão em sentido contrário ao pré-estabelecido.
- (5) Reservatório: é o componente que recebe e armazena o ar comprimido a fim de garantir uma reserva de ar previamente pressurizado para a linha pneumática ou para o próprio sistema.

- (6) Manômetro: é o componente responsável por registrar o valor da pressão de um ponto ou trecho específico do sistema pneumático.
- (7) Purgador automático: é o componente responsável por fazer a drenagem de condensados em redes de ar comprimido (retira a umidade).
- (8) Válvula de segurança ou de alívio: é o componente que limita o valor da pressão do sistema pneumático a um ponto máximo, ou seja, se o valor pré-ajustado da pressão for ultrapassado, o ar excedente é direcionado para a exaustão.
- (9) Secador de ar refrigerado: é o componente que retira a umidade do ar acompanhada de uma mudança de estado deste.
- (10) Filtro de linha: é um componente instalado a jusante do sistema principal que gera baixa perda de carga e é responsável por retirar quaisquer resíduos remanescentes provenientes do compressor ou da rede pneumática antes que este alimente o sistema principal.

Esse subsistema, por sua vez, é conectado a algum tipo de subsistema de consumo que transforma o ar comprimido em alguma forma de trabalho. Na próxima seção serão abordados os sistemas pneumáticos de posicionamento que são considerados exemplos de subsistemas de consumo.

2.1.2 Sistema de Consumo de Ar: Sistema Pneumático de Posicionamento

Os sistemas pneumáticos de posicionamento são geralmente compostos por um cilindro atuador e por uma ou mais válvulas de controle. Além destes componentes, outros dispositivos costumam ser utilizados em conjunto com estes sistemas no intuito de permitir sua supervisão e controle, dentre eles: sensores específicos para monitoramento de grandezas tais como vazão, pressão, temperatura e posição e uma unidade de aquisição, processamento e tratamento de sinais.

Verifica-se, ainda, que estes sistemas podem assumir diversas configurações que irão depender dos componentes utilizados e da aplicação desejada, algumas delas se destacando por sua grande relevância no mundo moderno (máquinas agrícolas, robôs manipuladores, lemes de aeronaves, laminadores, ferramentas ativas e suspensões ativas).

A Figura 2 ilustra esquematicamente um sistema pneumático de posicionamento devidamente sensoriado.

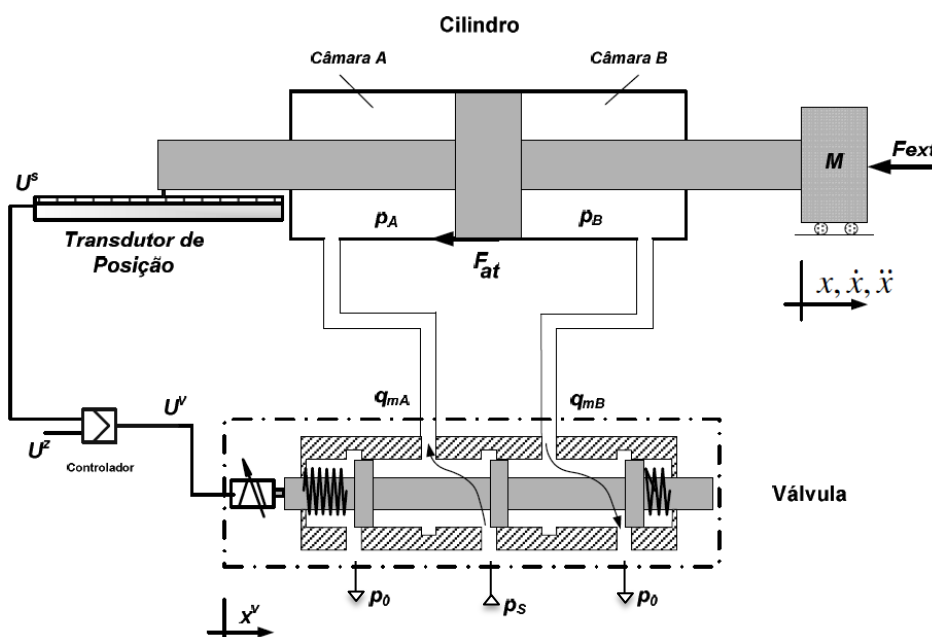


Figura 2. Representação esquemática de um sistema pneumático de posicionamento.
Fonte: Mendonza (2006, p. 25).

O funcionamento de um sistema como este dá-se inicialmente com a aplicação de uma tensão ao solenoide da servoválvula¹ gerando, com isso, um deslocamento de seu carretel. Este deslocamento dá-se de forma proporcional ao valor da tensão aplicada. À medida que o carretel se movimenta, ele provoca a abertura ou o fechamento dos orifícios de passagem do ar, permitindo, com isso, que o ar escoe para uma das duas câmaras do cilindro ou para a exaustão.

Como resultado desse movimento do carretel da válvula, gera-se uma diferença de pressão entre as câmaras do cilindro o que provoca um deslocamento de seu êmbolo.

Durante a movimentação do êmbolo do cilindro, o transdutor de posição, acoplado a ele, registra este movimento e emite um sinal elétrico, proporcional ao deslocamento, ao sistema de aquisição e processamento de sinais de forma contínua.

¹Servoválvula é um tipo especial de válvula que possui, integrada a ela, um sistema piloto secundário acionado eletricamente e que fica responsável pelo acionamento mecânico do sistema principal. Além disso, nota-se a presença de uma eletrônica embarcada para fins de controle e correção dos sinais fornecidos por esta (vazão e/ou pressão).

2.2 ESTADO DA ARTE

Como já salientado, os sistemas pneumáticos de posicionamento são amplamente utilizados no cenário industrial, pois atendem os requisitos de exatidão e velocidade dos componentes mecânicos. Diversas pesquisas têm sido realizadas neste âmbito, envolvendo configurações distintas para estes sistemas, no intuito de aperfeiçoar seus desempenhos. Nesta seção serão apresentadas algumas pesquisas realizadas a respeito desse assunto, procurando evidenciar a relevância dessa linha de pesquisa assim como do presente trabalho que está sendo proposto.

Preuss (2012) apresenta a modelagem matemática e o controle de um sistema servopneumático de posicionamento implementado em uma bancada experimental. Tal bancada é composta por um cilindro atuador com haste, uma válvula eletrônica de pressão, uma válvula manual de pressão, um sistema de posição linear e um sistema de aquisição e controle. A sua modelagem resulta de um modelo não linear particionado para três condições distintas de operação da válvula manual de pressão. Segundo Preuss (2012), a validação do modelo demonstra uma assertividade de 89% entre o modelo matemático e o sistema real implementado. Além disso, o autor também realiza um controle adaptativo sobre o sistema, de modo a reduzir as não linearidades existentes.

Suzuki (2010) também explora o aspecto do controle de sistemas pneumáticos de posicionamento. A estratégia adotada envolve a realimentação de estados e o projeto por alocação de pólos. O autor ainda realiza simulações e ensaios experimentais para avaliar o comportamento e a eficácia do controlador, obtendo resultados considerados satisfatórios, com redução de 50 % de erro quando comparados aos resultados de técnicas de controle lineares. Mesmo não tendo considerado o atrito no atuador, Suzuki revela a importância da representação e da compensação deste fenômeno na elaboração do modelo matemático.

Dados relevantes quanto ao atrito são evidenciados por Machado (2003), onde se fez um estudo sobre o comportamento do atrito para diferentes etapas do processo de movimento do êmbolo do cilindro. A primeira etapa engloba situações em que a velocidade do êmbolo do cilindro é maior ou igual à velocidade limite² e a

² Velocidade limite é definida como a menor velocidade desenvolvida pelo êmbolo do atuador de forma que este consiga apresentar um movimento em regime permanente.

segunda para situações em que a velocidade do êmbolo do cilindro é menor que a velocidade limite, podendo existir, neste caso, dois efeitos: o efeito *stick* (adere) e o efeito *slip* (desliza).

Valdiero, Ritter e Rasia (2012) apresentam a modelagem de um atuador pneumático, levando em consideração suas principais características não lineares, seguida de uma simulação computacional que descreve o comportamento dinâmico do modelo obtido. Para a descrição do comportamento dinâmico do atuador, utilizou-se um modelo matemático de 5ª ordem que já tem incluso em sua formatação, a representação das não linearidades oriundas da zona morta, da vazão proveniente dos orifícios da servoválvula e da dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro, além do movimento do êmbolo do cilindro que, por sua vez, considera o atrito dinâmico.

Analogamente, Cruz (2003) realiza a modelagem não linear e o controle de um sistema servopneumático de posicionamento completo implementado em uma bancada experimental. Tal bancada é composta por duas válvulas proporcionais reguladoras de pressão, um cilindro sem haste, um transdutor analógico de posição, dois transdutores de pressão absoluta e dois termopares tipo “J”. O modelo é baseado na dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro, fundamentando-se nas leis da quantidade de movimento, conservação de massa e conservação de energia, além de outros conceitos provenientes da mecânica dos fluídos e da termodinâmica. Observa-se que neste trabalho foi feita a consideração de que o fluído de trabalho é um gás ideal e que o mesmo está sujeito a um processo de compressão isentrópico. O autor faz a validação de seu modelo matemático por meio de comparações entre os dados obtidos experimentalmente e por simulação.

Ribeiro (2014), por sua vez, apresenta um modelo matemático representativo de um sistema de posicionamento composto por uma válvula direcional proporcional reguladora de vazão e um cilindro sem haste. A metodologia aplicada para desenvolver o modelo é muito semelhante à realizada por Cruz (2003). O autor, entretanto, não chega a realizar nenhum experimento ou simulação de forma a verificar a validade do modelo e garantir a veracidade do mesmo.

Por fim, Dill (2009) realiza um trabalho que faz o estudo de um modelo matemático clássico, representativo do comportamento de um sistema pneumático

de posicionamento, tendo como principal objetivo a validação do modelo através de dados extraídos das curvas de vazão volumétrica como função do tempo, tanto do processo de enchimento quanto de esvaziamento das câmaras do cilindro. A validação é feita, portanto, por meio de comparações entre os dados obtidos a partir das curvas resultantes das simulações e dos experimentos realizados.

2.3 PROBLEMA

Segundo levantamento bibliográfico realizado, constatou-se a existência de um problema em aberto em um dos trabalhos referenciados: Ribeiro (2014). Tal problema se refere à falta da verificação da validade numérica e experimental do modelo matemático obtido, o que comprovaria, de fato, se o modelo foi devidamente elaborado.

2.4 METODOLOGIA

Para que o problema manifestado seja resolvido, faz-se necessário o cumprimento de algumas tarefas que fornecerão o conhecimento e os resultados necessários a sua solução. Dentre elas, pode-se citar: estudo do modelo matemático proposto por Ribeiro (2014), instalação dos componentes pneumáticos em uma bancada experimental, estudos voltados ao sistema de aquisição e processamento de sinais e ao *software* incorporado (*LabVIEW™*)³, realização de simulações e obtenção de resultados experimentais que, quando comparados aos obtidos por simulação computacional, permitirão comprovar a validade do modelo.

Inicialmente será feita uma revisão minuciosa de conceitos provenientes da mecânica dos fluidos, da termodinâmica e do comportamento dinâmico de sistemas mecânicos em geral, além de um estudo dirigido a assuntos correlatos tais como: teorias de controle, filtragem de sinais e técnicas matemáticas para desenvolvimento e solução de modelos matemáticos. Uma vez feito esse estudo, a compreensão do modelo matemático proposto por Ribeiro (2014) tornar-se-á mais fácil.

Adaptações ao modelo serão feitas conforme as características físicas e operacionais dos componentes pneumáticos utilizados. Incluem-se nestas

³*Software LabVIEW™* 2010 com licença (número M74X67851). O *LabVIEW™* é uma linguagem de programação gráfica desenvolvida pela *National Instruments*, que faz uso de diagramas de blocos para a aquisição e manipulação de dados de sistemas físicos em geral.

características as dimensões das vias de passagem do ar comprimido, do carretel da válvula e do êmbolo do cilindro, a tensão de alimentação, a pressão de suprimento, entre outras.

O sistema pneumático de posicionamento que será utilizado para a realização dos experimentos foi montado em um painel do fabricante FESTO, pertencente ao Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), campus Ponta Grossa. Tal bancada será conectada a um sistema de aquisição e processamento de sinais que irá permitir a realização dos experimentos necessários à verificação da validade do modelo matemático proposto por Ribeiro (2014).

Os principais experimentos a serem realizados envolvem o levantamento de curvas representativas do comportamento dinâmico de cada um dos dispositivos utilizados na bancada experimental, de forma a compará-las com as obtidas a partir da simulação computacional do modelo matemático proposto por Ribeiro (2014).

No que diz respeito à simulação computacional do modelo matemático proposto, esta será feita com o auxílio dos *softwares Matlab/Simulink*⁴, onde o modelo em questão será convertido em um algoritmo ou diagrama de blocos característicos destes *softwares*.

2.5 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo geral realizar a verificação experimental e numérica da validade de um modelo matemático já existente, proposto por Ribeiro (2014), que descreve o comportamento dinâmico de um sistema pneumático de posicionamento.

Para que tal objetivo seja alcançado, alguns objetivos específicos devem ser satisfeitos:

- Revisão contínua da literatura.

⁴ *Softwares Matlab/Simulink R2014a com licenças (número 933927)*. O *Simulink* fornece um editor gráfico, bibliotecas de blocos personalizáveis e solucionadores para a modelagem e simulação de sistemas dinâmicos. Ele é integrado com o *Matlab*, permitindo incorporar algoritmos criados neste em modelos implementados no *Simulink* e exportar os resultados da simulação para o *Matlab* para posterior análise.

- Estudos dirigidos a assuntos pertinentes ao trabalho (mecânica dos fluídos, termodinâmica, pneumática, modelagem e controle de sistemas dinâmicos etc.).
- Estudos contínuos quanto à utilização do sistema de aquisição e processamento de sinais sendo adotado e quanto aos *softwares LabView™, Matlab e Simulink*.
- Entendimento do modelo matemático proposto por Ribeiro (2014).
- Montagem de uma bancada experimental.
- Estudo dos catálogos referentes a cada um dos componentes utilizados na bancada experimental de forma a coletar as características necessárias à completa descrição do sistema e do modelo que o representa.
- Adaptação do modelo, caso necessário, para a realização dos experimentos e simulações.
- Levantamento de resultados experimentais e por simulação para uma posterior comparação dos mesmos.

3 DESCRIÇÃO DO SISTEMA

Para a realização dos experimentos pertinentes a este trabalho, utilizou-se uma bancada experimental composta pelos componentes destacados na Figura 3:

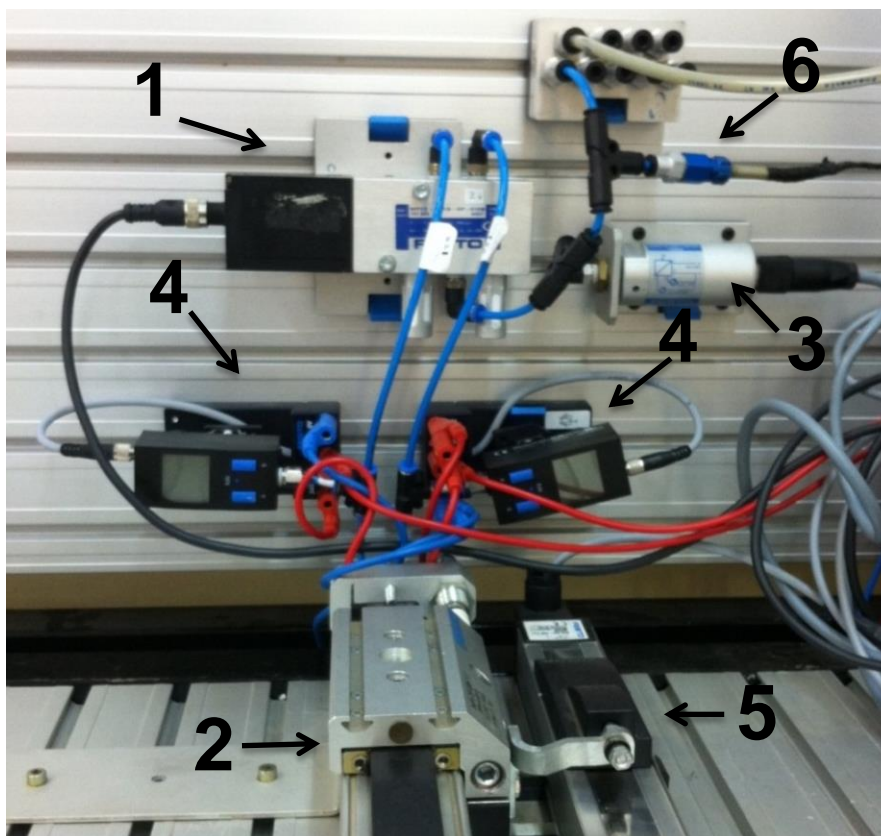


Figura 3. Bancada experimental.
Fonte: autoria própria.

A descrição de cada um destes componentes é listada a seguir:

- (1) Uma válvula direcional proporcional reguladora de vazão do fabricante FESTO, modelo MPYE-5-1/8-HF-010B.
- (2) Um cilindro sem haste do fabricante FESTO, modelo DGPL-25-450-PPV-A-KF-B.
- (3) Um sensor de pressão do fabricante FESTO, modelo SDE-10-10V/20mA.
- (4) Dois sensores de pressão do fabricante FESTO, modelo SDE1-D10-G2-H18-C-PU-M8.
- (5) Um transdutor de posição do fabricante FESTO, modelo MLO-POT-450-TLF.
- (6) Um termopar do fabricante *Minipa*, tipo K, modelo MTK-01.

Paralelo a essa bancada experimental, estruturou-se um sistema de controle, aquisição e processamento de sinais que tem como objetivo converter os sinais analógicos provenientes dos sensores da bancada experimental em sinais digitais, os quais são processados e armazenados para posterior visualização e análise. Esse sistema é composto por um gabinete da *National Instruments*TM, modelo NI PXI 1050, que possui, incorporado a ele, uma placa de aquisição de dados (*Multifunction DAQ*), modelo NI PXI 6229, um bloco de terminais blindados, modelo *SCB 68*, e uma versão do *software LabView*TM. Além desse sistema de controle, faz-se uso também de uma fonte ajustável, responsável por alimentar todos os componentes elétricos presentes no sistema (bancada experimental e sistema de controle).

3.1 SISTEMA PNEUMÁTICO DE POSICIONAMENTO

Nesta seção serão descritos os principais aspectos e características técnicas dos componentes que constituem o sistema pneumático de posicionamento utilizado na bancada experimental deste trabalho (conforme Figura 3).

3.1.1 Válvula Direcional Proporcional Reguladora de Vazão

De acordo com a Norma ISO 5598 (2008), as válvulas são os componentes responsáveis pelo controle da direção, da pressão ou da vazão do fluido de trabalho.

O trabalho em questão faz uso de uma válvula direcional proporcional reguladora de vazão para fins de comando do cilindro. Em virtude disso, nesta seção serão enfatizadas apenas a descrição e as características construtivas e operacionais desta categoria de válvula.

As válvulas direcionais proporcionais reguladoras de vazão são projetadas, como o próprio nome já sugere, com o objetivo de controlar a intensidade e a direção da vazão do fluido de trabalho.

Tais válvulas são classificadas pelo número de vias de passagem de vazão e pelo número de ressaltos de bloqueio do carretel. Dependendo da configuração, essas podem ainda ser classificadas pelo comportamento da vazão em decorrência da posição assumida pelo carretel da válvula: centro aberto (*underlapped*), centro crítico (*zero lapped*) ou centro fechado (*overlapped*), cujas classificações são feitas

dependendo da largura do ressalto do bloqueio em relação à abertura radial das vias de passagem do fluido de trabalho. A Figura 4 apresenta, para cada tipo de configuração mencionada anteriormente, as variações sofridas pela vazão volumétrica em função do deslocamento do carretel.

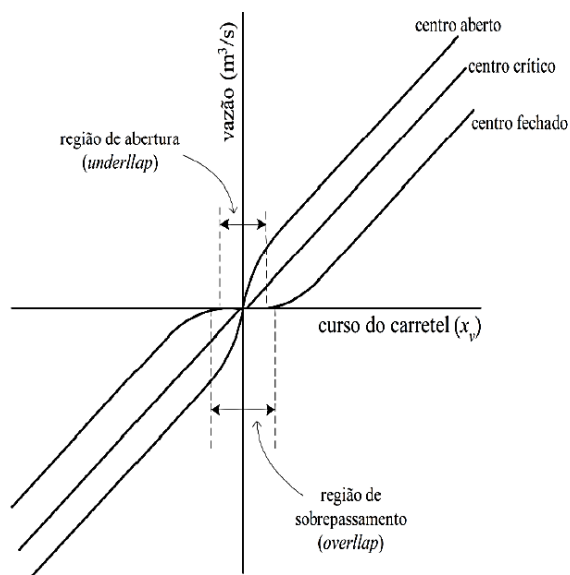


Figura 4. Curvas típicas dos ganhos de vazão para os diferentes tipos de centros.
Fonte: Merrit (1967 apud OLIVEIRA, 2009).

A Figura 5, por sua vez, ilustra o desenho em corte de uma válvula direcional proporcional reguladora de vazão idêntica à utilizada na bancada experimental deste trabalho.

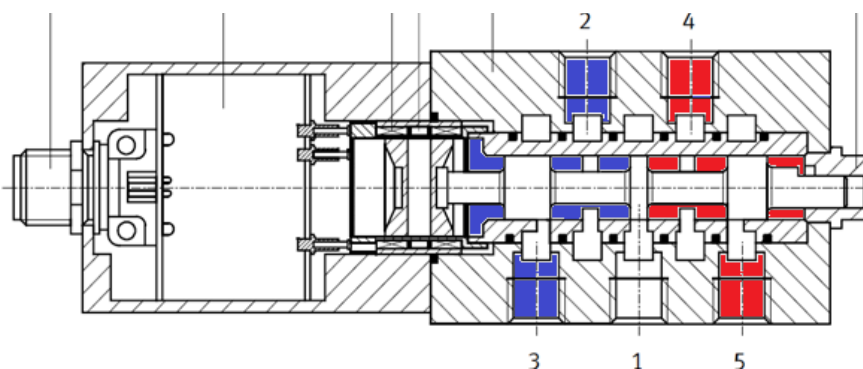
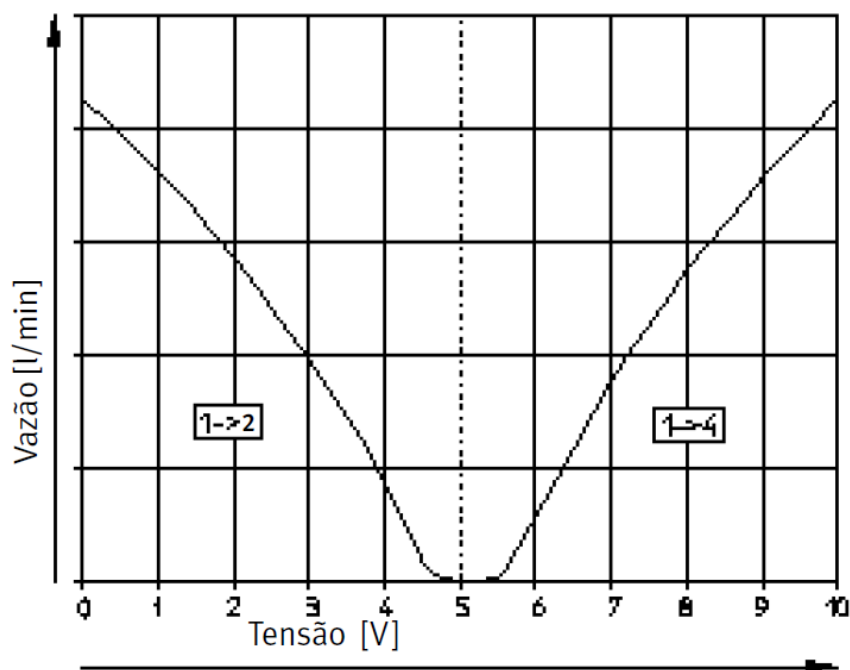


Figura 5. Desenho em corte de uma válvula direcional proporcional reguladora de vazão modelo MPYE-5-1/8-HF-010B, da FESTO.
Fonte: Catálogo eletrônico da FESTO DidaticGmH&Co (2011).

Este modelo de válvula é alimentado com ar comprimido através do orifício (1), os orifícios (2) e (4) são os responsáveis por transmitir a vazão de forma

controlada para as câmaras do cilindro e os orifícios (3) e (5) são os orifícios de escape, responsáveis por liberar o ar de retorno das câmaras do cilindro para a atmosfera.

O comportamento da vazão de ar através de uma válvula direcional proporcional reguladora de vazão é proporcional ao sinal de tensão aplicado. No caso da válvula empregada, segundo catálogo, quando se aplica uma tensão de 5 V a 10 V, o fluxo de ar é direcionado para alimentar uma das câmaras do cilindro e quando se aplica uma tensão de 5 V a 0 V, o fluxo de ar é direcionado para a outra câmara do cilindro. Além disso, verifica-se que, segundo catálogo, para um valor de tensão de 5 V, não existe fluxo de ar para nenhuma das câmaras. Este comportamento pode ser observado na Figura 6.



**Figura 6. Curva característica de uma válvula direcional proporcional reguladora de vazão modelo MPYE – 5 – 1/8 – HF – 010B, da FESTO.
Fonte: Catálogo eletrônico da FESTO (2001).**

Na Tabela 1 estão dispostas algumas informações técnicas da válvula utilizada na bancada experimental deste trabalho.

Tabela 1. Informações técnicas da válvula direcional proporcional reguladora de vazão modelo MPYE-5-1/8-HF-010B, da FESTO.

Modelo/Fabricante	MPYE-5-1/8-HF-010B/FESTO
Diâmetro nominal [mm]	6
Princípio construtivo	Válvula de carretel
Função da válvula	5/3 vias
Pressão de trabalho [bar]	0 – 10
Vazão nominal padrão [l/min]	700
Massa da válvula [g]	220
Temperatura de trabalho [°C]	5 – 40

Fonte: Adaptado do catálogo eletrônico da FESTO AG & Co. KG (2013).

3.1.2 Cilindro

Os cilindros são componentes responsáveis por transformar a energia cinética proveniente do escoamento do fluido de trabalho (ar comprimido) em energia mecânica (trabalho).

A Figura 7 ilustra o desenho em corte do cilindro utilizado na bancada experimental deste trabalho.

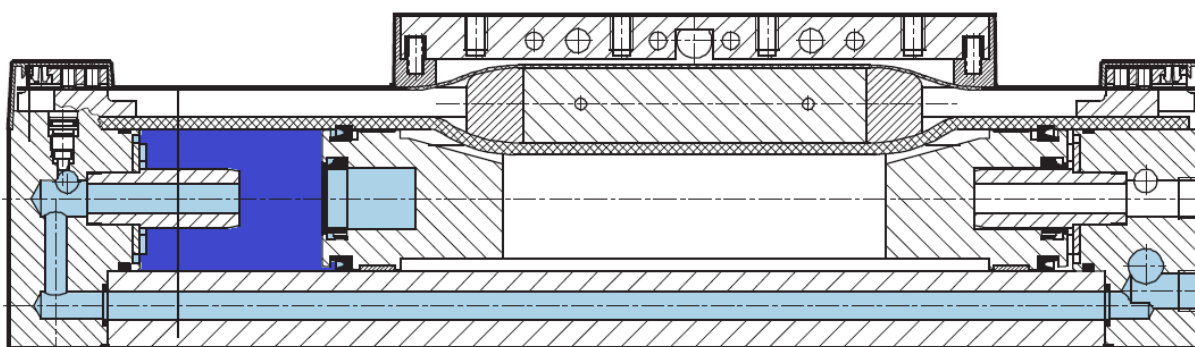


Figura 7. Representação em corte de um cilindro modelo DGPL-25-450-PPV-A-KF-B, da FESTO.
Fonte: Catálogo eletrônico da FESTO Linear Drives DGP/DGPL (2011).

Como pode ser visto na Figura 7, trata-se de um cilindro simétrico sem haste, constituído de um êmbolo que se movimenta livremente no interior da camisa do cilindro e de um cursor acoplado a ele que apresenta um pacote de ímãs. O cilindro funciona de modo que, conforme a posição assumida pelo carretel da válvula, uma de suas câmaras passa a ser alimentada, gerando uma diferença de

pressão entre as duas câmaras e, conseqüentemente, ocorre o avanço ou o recuo de seu êmbolo.

Na Tabela 2 estão dispostas algumas informações técnicas do cilindro utilizado na bancada experimental deste trabalho.

Tabela 2. Informação técnicas do cilindro modelo DGPL-25-450-PPV-A-KF-B, da FESTO.

Modelo/Fabricante	DGPL-25-450-PPV-A-KF-B/FESTO
Diâmetro êmbolo [mm]	25
Curso [mm]	450

Fonte: Adaptado do catálogo eletrônico da FESTO Linear Drives DGP/DGPL (2011).

3.2 SISTEMA DE AQUISIÇÃO E PROCESSAMENTO DE SINAIS

A aquisição e processamento de sinais é um processo pelo qual um fenômeno físico real, interpretado pelos sensores e transdutores, é transformado em um sinal elétrico proporcional e, finalmente, convertido em um sinal digital para posterior visualização, armazenamento, processamento e análise.

Para que todo este processo se concretize, faz-se uso de recursos computacionais. O conjunto destes recursos é comumente denominado de sistema de aquisição e processamento de sinais e é composto, neste trabalho, pelos seguintes componentes:

- Um gabinete do fabricante *National Instruments*TM, modelo NI PXI 1050.
- Uma placa de aquisição de dados (*Multifunction DAQ*) do fabricante *National Instruments*TM, modelo NI PXI 6229.
- Um bloco de terminais blindados do fabricante *National Instruments*TM, modelo SCB 68.
- Uma versão do *software LabVIEW*TM.
- Um sensor de pressão do fabricante FESTO, modelo SDE-10-10V/20mA.
- Dois sensores de pressão do fabricante FESTO, modelo SDE1-D10-G2-H18-C-PU-M8.
- Um transdutor de posição do fabricante FESTO, modelo MLO-POT-450-TLF.
- Um termopar do fabricante *Minipa*, tipo K, modelo MTK-01.
- Uma fonte de alimentação dupla simétrica do fabricante *Instrutherm*, modelo FA-3050.

3.2.1 Gabinete NI PXI 1050

O gabinete, modelo NI PXI 1050 do fabricante *National Instruments* (Figura 8), é um equipamento que incorpora um computador industrial de alto desempenho e permite a alocação de até oito placas de aquisição para fins específicos.



**Figura 8. Gabinete modelo NI PXI 1050, da *National Instruments*.
Fonte: Catálogo eletrônico da *National Instruments* (2005).**

3.2.2 Placa de Aquisição NI PXI 6229

As placas de aquisição são os equipamentos responsáveis pelas entradas e saídas de sinais no sistema analisado, sendo capazes de executar as duas funções de forma simultânea, conforme especificado a seguir:

- Converter e processar, na entrada, os sinais analógicos provenientes do sistema pneumático para o formato digital através de conversores digitais. Após a conversão, os sinais são transferidos para o computador para serem armazenados, visualizados e analisados.
- Converter e processar, na saída, os sinais digitais provenientes do computador para o formato analógico para fins de controle do sistema pneumático.

A placa de aquisição utilizada neste trabalho, modelo NI PXI 6229 do fabricante *National Instruments* (Figura 9), é capaz de adquirir e processar inúmeros tipos de grandezas físicas, tais como: posição, velocidade, aceleração, pressão e temperatura.



**Figura 9. Placa de aquisição modelo NI PXI 6229, da *National Instruments*.
Fonte: Catálogo eletrônico da *National Instruments* (2007).**

3.2.3 Bloco de Terminais NI SCB 68

O bloco de terminais é um equipamento que tem por objetivo realizar a interface entre os dispositivos que compõem o sistema (sistema principal, fonte de alimentação e sistema de aquisição e processamento de sinais).

O bloco de terminais blindados, modelo NI SCB 68 do fabricante *National Instruments* (Figura 10), presente na bancada experimental deste trabalho, possui um conjunto de 68 pinos conectores para realizar a conexão do sistema pneumático de posicionamento e da fonte alimentadora com a placa de aquisição e processamento de sinais.



**Figura 10. Bloco de terminais blindados modelo NI SCB 68, da *National Instruments*.
Fonte: Catálogo eletrônico na *National Instruments* (2009).**

3.2.4 *LabVIEW*TM

O sistema de aquisição não funciona sem um *software*, já que este é quem permite a comunicação entre os diversos subsistemas que integram o sistema global.

Como comentado anteriormente, o sistema de aquisição e processamento de sinais adotado neste trabalho faz uso do *software LabVIEW*TM. Este *software* utiliza-se de uma linguagem de programação lógica onde a ordem de execução das rotinas é determinada pelo fluxo dos dados, os quais podem ser processados e visualizados através de diagramas de blocos. O *LabVIEW*TM pode ser utilizado apenas como um programa de simulação ou ainda, para situações envolvendo aplicações experimentais como a deste trabalho, pode se transformar em um sistema completo de aquisição, processamento e análise de dados

3.2.5 Sensores de Pressão

Os sensores de pressão são componentes responsáveis por realizar a medição de sinais de pressão em pontos e seções específicas da linha pneumática, convertendo-os em sinais elétricos (corrente ou tensão) apropriados aos condicionadores e/ou equipamentos de aquisição.

Para a realização deste trabalho, foram utilizados três sensores de pressão do fabricante FESTO de dois modelos diferentes. Dois sensores, modelo SDE1-D10-G2-H18-C-PU-M8, instalados à jusante da servoválvula, responsáveis por fornecer as pressões de suprimento para as câmaras do cilindro e um último, modelo SDE-10-10V/20mA, instalado à montante da servoválvula, responsável por fornecer o valor da pressão de suprimento para a servoválvula.

A Figura 11 e a Figura 12 mostradas a seguir são, respectivamente, imagens retiradas de catálogos dos sensores de pressão instalados à jusante e à montante da servoválvula.



Figura 11. Sensor de pressão modelo SDE1-D10-G2-H18-C-PU-M8, da FESTO.
Fonte: Catálogo eletrônico da FESTO *Pressure Sensor SDE1* (2013).



Figura 12. Sensor de pressão modelo SDE-10-10V/20mA, da FESTO.
Fonte: Catálogo eletrônico da FESTO *Analog Pressure Sensors* (2010).

3.2.6 Transdutor de Posição

O transdutor de posição, modelo MLO-POT-450-TLF do fabricante FESTO (Figura 13), utilizado na bancada experimental deste trabalho, tem como função registrar a posição assumida pelo êmbolo do cilindro. À medida que este se movimenta, ocorre uma variação na resistência interna do transdutor. Com isso, para cada valor assumido por esta resistência, um valor de tensão é enviado ao sistema de aquisição e processamento de sinais para posterior processamento e análise.



Figura 13. Transdutor de posição modelo MLO-POT-450-TLF, da FESTO.
Fonte: Catálogo eletrônico da FESTO *Displacement Encoders* (2011).

Na Tabela 3 estão listadas algumas informações técnicas do transdutor de posição utilizado na bancada experimental deste trabalho.

Tabela 3. Informações técnicas do transdutor de posição modelo MLO-POT-450-TLF, da FESTO.

Modelo/Fabricante	MLO-POT-450-TLF/FESTO
Curso [mm]	450
Velocidade máxima [m/s]	10
Aceleração máxima [m/s²]	200

Fonte: Catálogo eletrônico da FESTO *Displacement Encoders* (2011).

3.2.7 Termopar

Com o intuito de monitorar a temperatura do fluido de trabalho (ar comprimido) ao longo dos experimentos, fez-se uso de um termopar tipo K, modelo MTK-01 do fabricante *Minipa* (Figura 14), instalado à montante da servoválvula.



Figura 14. Termopar tipo K, modelo MTK-01, da *Minipa*.
Fonte: Catálogo geral eletrônico da *Minipa* (2012).

3.2.8 Fonte alimentadora

As fontes alimentadoras são dispositivos eletrônicos que têm a função de converter a energia elétrica proveniente da rede, na forma de corrente contínua, em corrente alternada, adequada para alimentar determinado componente ou circuito elétrico.

Com a finalidade de alimentar todos os componentes elétricos presentes no sistema (bancada experimental), fez-se uso de uma fonte de alimentação dupla simétrica, modelo FA-3050 do fabricante *Instrutherm* (Figura 15).



Figura 15. Fonte de alimentação dupla simétrica modelo FA-3050, da *Instrutherm*.
Fonte: Disponível em < <http://itest.com.br/Eleto-Eletronica/Fonte-de-Alimentacao/fonte-de-alimentacao-dc-simetrica-30v5a-dupla-instrutherm-fa-3050-.phtml>>. Acesso em: 13 set. 2014.

4 ESTUDO DE CASO

Ribeiro (2014) realizou a modelagem matemática de um sistema pneumático de posicionamento idêntico ao implementado na bancada experimental do presente trabalho. A modelagem matemática apresentada é fundamentada nos conceitos de mecânica dos fluidos e nas leis de conservação de massa e energia. Algumas considerações se fizeram necessárias para a obtenção do modelo. Estas são: processo de compressão dos volumes de ar adiabático e reversível, ocorrendo a altas velocidades, o que caracteriza um processo isentrópico, escoamentos unidirecionais, velocidades uniformes e condição de pressão estática a montante dos orifícios de controle. Por fim, admitiu-se que o fluido de trabalho (ar comprimido) se comporta como um gás ideal.

Para uma descrição mais clara desse modelo matemático, o autor optou por apresentar a modelagem em etapas seguindo a seguinte sequência: modelagem da dinâmica do carretel da válvula direcional proporcional reguladora de vazão, modelagem das vazões mássicas e das equações da continuidade para cada um dos volumes de controle sendo considerados no sistema (volumes A e B) e, finalmente, modelagem da dinâmica do êmbolo do cilindro sem haste. A Figura 16 ilustra cada um dos dispositivos presentes no sistema e como estes são interligados, além de evidenciar os volumes de controle mencionados:

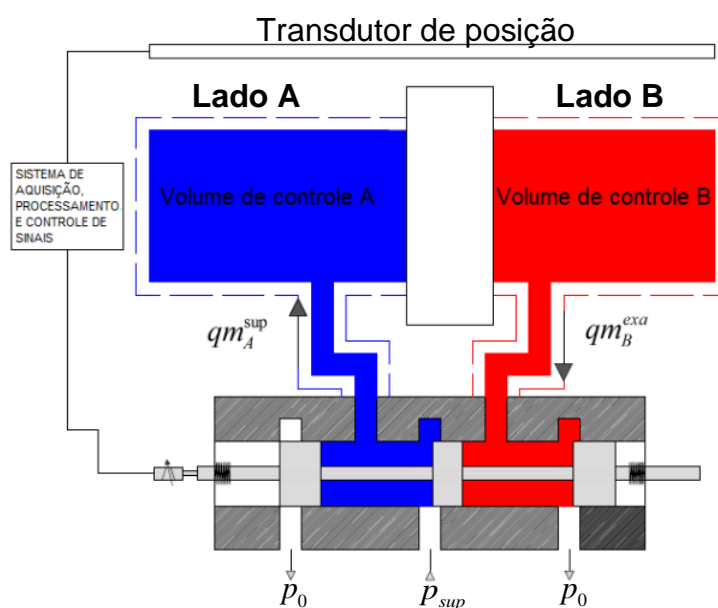


Figura 16. Representação esquemática do sistema pneumático de posicionamento.
Fonte: Eurich et al. (2014, p. 3).

onde p_0 e p_{sup} são, respectivamente, a pressão atmosférica local e a pressão manométrica de suprimento, qm_A^{sup} é a vazão mássica de suprimento de ar para o volume de controle A e qm_B^{exa} é a vazão mássica de exaustão de ar a partir do volume de controle B. Em caso de um deslocamento do carretel no sentido contrário ao do exposto na Figura 16, ocorrerá uma inversão nos sentidos das vazões, dando lugar para qm_A^{exa} e qm_B^{sup} . Segundo Ribeiro (2014), as expressões que descrevem o comportamento destas vazões são dadas por:

$$qm_A^{sup} = \frac{\varepsilon_A \cdot K_A \cdot |U - U_{0A}| \cdot \sqrt{(p_{sup} - p_A)}}{\left(\frac{1}{\omega_{nA}^2} \cdot s^2 + \tau_A \cdot s + 1 \right)} \quad (1)$$

$$qm_B^{exa} = \left(\frac{K_B \cdot |U - U_{0A}|}{\left(\frac{1}{\omega_{nA}^2} \cdot s^2 + \tau_A \cdot s + 1 \right)} \right) \cdot \sqrt{p_B} \cdot 0,484 \quad (2)$$

ou para o caso de uma inversão nos sentidos das vazões, por:

$$qm_B^{sup} = \frac{\varepsilon_B \cdot K_B \cdot |U - U_{0B}| \cdot \sqrt{(p_{sup} - p_B)}}{\left(\frac{1}{\omega_{nB}^2} \cdot s^2 + \tau_B \cdot s + 1 \right)} \quad (3)$$

$$qm_A^{exa} = \left(\frac{K_A \cdot |U - U_{0B}|}{\left(\frac{1}{\omega_{nB}^2} \cdot s^2 + \tau_B \cdot s + 1 \right)} \right) \cdot \sqrt{p_A} \cdot 0,484 \quad (4)$$

com:

$$\varepsilon_i = \left[\frac{1 - \frac{3}{2 \cdot \gamma_i} \cdot \frac{\Delta p_i}{p_{sup}}}{1 - \frac{1}{\gamma_i} \cdot \frac{\Delta p_i}{p_{sup}} + \frac{(1 - \gamma_i)}{2 \cdot \gamma_i^2} \cdot \left(\frac{\Delta p_i}{p_{sup}} \right)^2} \right]^{1/2} \quad (5)$$

onde i faz referência ao volume de controle considerado (A ou B), ω_{ni} e τ_i são, respectivamente, a frequência natural angular não amortecida e a constante de

tempo do carretel da válvula associadas ao volume de controle sendo alimentado, p_i é a pressão manométrica a jusante da válvula, cujo valor irá depender do volume de controle sendo alimentado, U é o sinal de controle (tensão) aplicado ao solenoide da válvula, U_{0i} é um sinal de referência (tensão) vinculado ao volume de controle sendo alimentado, γ_i é a razão entre calores específicos no volume de controle considerado, Δp_i é a diferença entre as pressões manométricas no suprimento e a jusante da válvula, cujo valor também irá depender do volume de controle sendo alimentado e K_i é um ganho de extrema importância para garantir a representatividade das equações de vazão mássica e que engloba vários outros parâmetros do sistema, tal como descrito na Equação (6):

$$K_i = \frac{K_0 \cdot K_s \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_i}}{K_m} \quad (6)$$

onde K_0 é a constante de proporcionalidade entre a abertura relativa da área da seção transversal do orifício de controle considerado (A_0) com respeito a posição assumida pelo carretel da válvula (x_c), K_s é o ganho do solenoide da válvula, K_m é o coeficiente de rigidez elástica das partes móveis da válvula (carretel) e ρ_i é a massa específica do fluido de trabalho no volume de controle considerado.

Em uma seção posterior (Seção 5.1) serão feitos alguns experimentos com o intuito de se determinar o comportamento assumido por este ganho (K_i).

De modo a possibilitar a simulação numérica (computacional) dos modelos representativos dos comportamentos dinâmicos assumidos pelas pressões na válvula, algumas das equações que caracterizam estes modelos foram submetidas a um processo de linearização, a saber: equações da vazão, do movimento do carretel da válvula e da continuidade ao longo do pequeno volume de controle interno da válvula, o qual foi considerado invariável. (RIBEIRO, 2014).

Tal processo resultou na seguinte equação:

$$p_i(t) = K_{RPi} \cdot |U(t) - U_{0i}| \cdot [1 - e^{-\sigma_i t} \cdot (\cos \omega_{di} t + \frac{\sigma_i}{\omega_{di}} \cdot \sin \omega_{di} t)] \quad (7)$$

onde ω_{di} representa a frequência natural angular amortecida do carretel da válvula associada ao volume de controle sendo alimentado, t é o tempo e K_{RPI} é um ganho de regime permanente também associado ao volume de controle sendo alimentado. É importante ressaltar que a parcela $K_{RPI} \cdot |U(t) - U_{0i}|$ corresponde aos valores da pressão em regime permanente, mensuradas no suprimento e a jusante de cada uma das vias de trabalho da válvula (vias 2 e 4 da Figura 5).

Finalmente, fazendo uso da equação da conservação da massa em um volume de controle específico, considerando que o fluido de trabalho se comporta como um gás ideal e que o processo possui um comportamento isentrópico, Ribeiro (2014) obteve duas equações que regem o comportamento das pressões nas câmaras do cilindro, uma para o volume de controle A (Equação (8)) e outra para o volume de controle B (Equação (9)):

$$\frac{dp_A}{dt} = \frac{-A_c \cdot \gamma_A \cdot \dot{x}}{A_c \cdot x + V_{A0}} \cdot p_A + \frac{R \cdot T_A \cdot \gamma_A}{A_c \cdot x + V_{A0}} \cdot qm_A \quad (8)$$

$$\frac{dp_B}{dt} = \frac{A_c \cdot \gamma_B \cdot \dot{x}}{A_c \cdot (L - x) + V_{B0}} \cdot p_B - \frac{R \cdot T_B \cdot \gamma_B}{A_c \cdot (L - x) + V_{B0}} \cdot qm_B \quad (9)$$

onde, A_c , x e \dot{x} representam, respectivamente, a área útil da seção transversal, a posição e a velocidade do êmbolo do cilindro, L representa o comprimento útil do cilindro e V_{A0} e V_{B0} representam volumes invariáveis que incluem os volumes mortos das câmaras do cilindro, além das tubulações que ligam estas câmaras a uma das saídas da válvula. É importante salientar que, segundo Ribeiro (2014), R havia sido especificada como sendo a constante universal dos gases. Entretanto, por meio de uma análise dimensional realizada na Equação (8) e na Equação (9), constatou-se que R representa, na realidade, a constante do gás sendo empregado, dada por:

$$R = \frac{\bar{R}}{M} \quad (10)$$

onde \bar{R} sim é a constante universal dos gases e M a massa molar do fluido de trabalho.

Uma descrição mais detalhada a respeito da metodologia utilizada no processo de modelagem matemática do sistema pneumático de posicionamento pode ser encontrada em Ribeiro (2014).

5 RESULTADOS

De modo a validar o modelo proposto por Ribeiro (2014), fez-se necessário o levantamento de alguns parâmetros do sistema, presentes nas equações descritas na seção anterior. Nesta seção, procura-se, portanto, salientar os principais parâmetros que compõem e influenciam esse modelo, assim como descrever os experimentos e as simulações realizadas que serviram de base para o processo de validação.

5.1 LEVANTAMENTO DO COMPORTAMENTO ASSUMIDO PELO GANHO K_i

Para obter o comportamento da vazão mássica através da válvula, dado pela Equação (1) e pela Equação (3), mostra-se necessária a obtenção de duas expressões, uma para cada volume de controle sendo alimentado, que descrevem o comportamento assumido pelo ganho K_i presente nestas equações. Estas expressões são necessárias visto que o valor do ganho K_i sofre variações à medida que se varia o valor da tensão aplicada ao solenoide da válvula.

Inicialmente fez-se uso de dois experimentos realizados na bancada experimental da Figura 3. O primeiro consistiu na aplicação de alguns degraus de tensão ao solenoide da válvula sem que esta estivesse conectada ao cilindro e o segundo, na aplicação dos mesmos degraus, porém com o sistema completo, ou seja, com a válvula conectada ao cilindro.

A realização do primeiro experimento mostrou-se necessária pois permitiu, dentre outras coisas, a obtenção dos valores de pressão a jusante da válvula que, por sua vez, correspondem aos valores de pressão a montante do volume de controle sendo alimentado. Este experimento foi repetido para diversos degraus de tensão aplicados ao solenoide da válvula. Já o segundo experimento mostrou-se necessário pois, através dele, pode-se obter, dentre outras coisas, os valores assumidos pelas pressões nos volumes de controle considerados, além dos valores de posição, velocidade e aceleração do êmbolo do cilindro para cada degrau de tensão aplicado ao solenoide da válvula. Com base nestes valores obtidos foi possível, posteriormente, determinar os valores das vazões.

As amplitudes dos degraus, para ambos os experimentos, foram estabelecidas de modo a proporcionar várias aberturas para as vias de passagem do ar. Segundo o fabricante desta válvula (FESTO), a tensão de 5 V deveria corresponder a uma posição do carretel onde não existe vazão para nenhuma das vias de passagem do ar comprimido associadas aos volumes considerados (Seção 3.1.1). Entretanto, de acordo com alguns experimentos realizados, constatou-se a existência de pequenas vazões para ambos os volumes (A e B) quando o solenoide era submetido a esta tensão, o que retrata o comportamento de uma válvula de centro aberto.

Frente a esta constatação, por meio de outros experimentos, estipulou-se novos valores de tensão para os quais as vias de passagem do ar que alimentam os volumes A e B resultassem fechadas. Os valores obtidos foram: 5,9 V para o volume A e 4,3 V para o volume B. Com base nestes valores, estabeleceu-se intervalos de tensão (5,9 V a 0 V para o volume A e 4,3 V a 10 V para o volume B) dentro dos quais se fez a seleção dos degraus que garantiram as aberturas desejadas para as vias de passagem do ar. Com base nos resultados de velocidade e pressão obtidos e fazendo uso da Equação (11):

$$qm_i = \rho_i \cdot \dot{x} \cdot A_c \quad (11)$$

foi possível calcular os valores das vazões mássicas através da válvula para cada degrau aplicado e, na sequência, gerar um gráfico (Figura 17) relacionando estes valores de vazão mássica com os parâmetros que a definem.

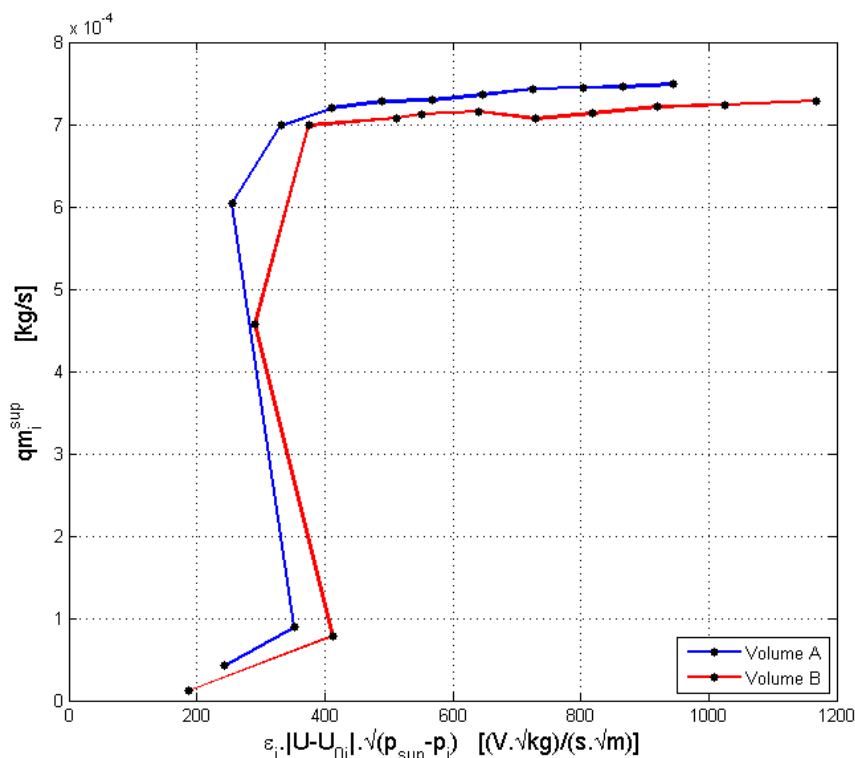


Figura 17. Curvas características da vazão mássica através da válvula direcional proporcional reguladora de vazão, medidas a montante do volume de controle sendo alimentado e obtidas experimentalmente.
Fonte: autoria própria.

Vale salientar que o comportamento da vazão mássica exposto na Figura 17 é aquele que ocorre a montante do volume de controle sendo alimentado (volume A ou B), em virtude de a válvula ser capaz de regular a vazão mássica do ar apenas no suprimento do sistema.

Buscando comprovar a validade do modelo obtido por Ribeiro (2014), optou-se por gerar curvas semelhantes às da Figura 17, porém obtidas a partir da Equação (1) e da Equação (3), considerando que todas as grandezas envolvidas assumem seus valores de regime permanente. Procedendo desta forma obtêm-se, como expressões representativas da vazão mássica a montante dos volumes de controle A e B, as seguintes equações:

$$qm_A^{\text{sup}} = \varepsilon_A \cdot K_A \cdot |U - U_{0A}| \cdot \sqrt{(p_{\text{sup}} - p_A)} \quad (12)$$

$$qm_B^{\text{sup}} = \varepsilon_B \cdot K_B \cdot |U - U_{0B}| \cdot \sqrt{(p_{\text{sup}} - p_B)} \quad (13)$$

Os degraus para as simulações numéricas da Equação (12) e da Equação (13) foram os mesmos utilizados para os ensaios experimentais de modo a permitir

comparar os resultados obtidos. O comportamento da vazão mássica fornecido pela simulação destas equações pode ser observado na Figura 18.

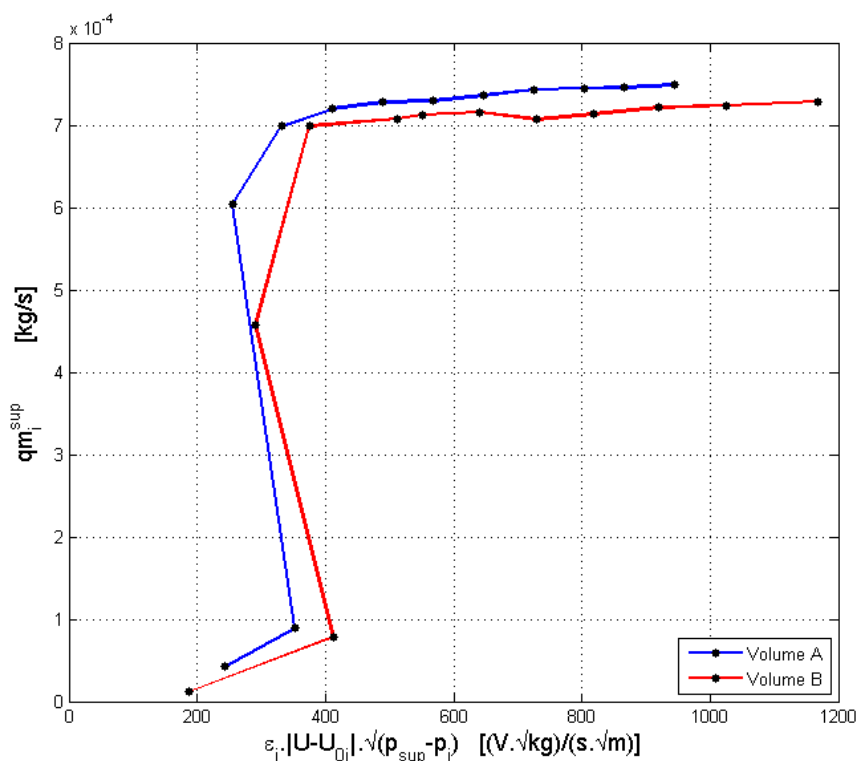


Figura 18. Curvas características da vazão mássica através da válvula direcional proporcional reguladora de vazão, medidas a montante do volume de controle sendo alimentado e obtidas por simulação numérica.
Fonte: autoria própria.

Comparando a Figura 17 à Figura 18 observa-se, antes de mais nada, a grande semelhança existente entre os comportamentos da vazão mássica obtidos experimentalmente e por simulação numérica.

Verifica-se ainda que o comportamento da vazão mássica foi representado por uma série de funções lineares (polinômios de 1ª ordem) definidas entre cada dois pontos obtidos experimentalmente ou por simulação numérica. Isto implica em um comportamento variado para o ganho K_i , cujo valor dependerá da inclinação assumida pelo polinômio de 1ª ordem associado à região sendo analisada.

Embora este modelo se mostre representativo do comportamento real da vazão mássica, constata-se que, para fins de simulação numérica, ele seria inadequado em virtude do grande esforço computacional envolvido e dos chaveamentos que ocorreriam, consequência da natureza discretizada atribuída ao ganho K_i .

De modo a contornar este problema, propôs-se inicialmente o ajuste de duas curvas de tendência (polinômios) de 1ª ordem, uma para cada sentido assumido pela vazão mássica de suprimento (dos volumes A e B), conforme Figura 19.

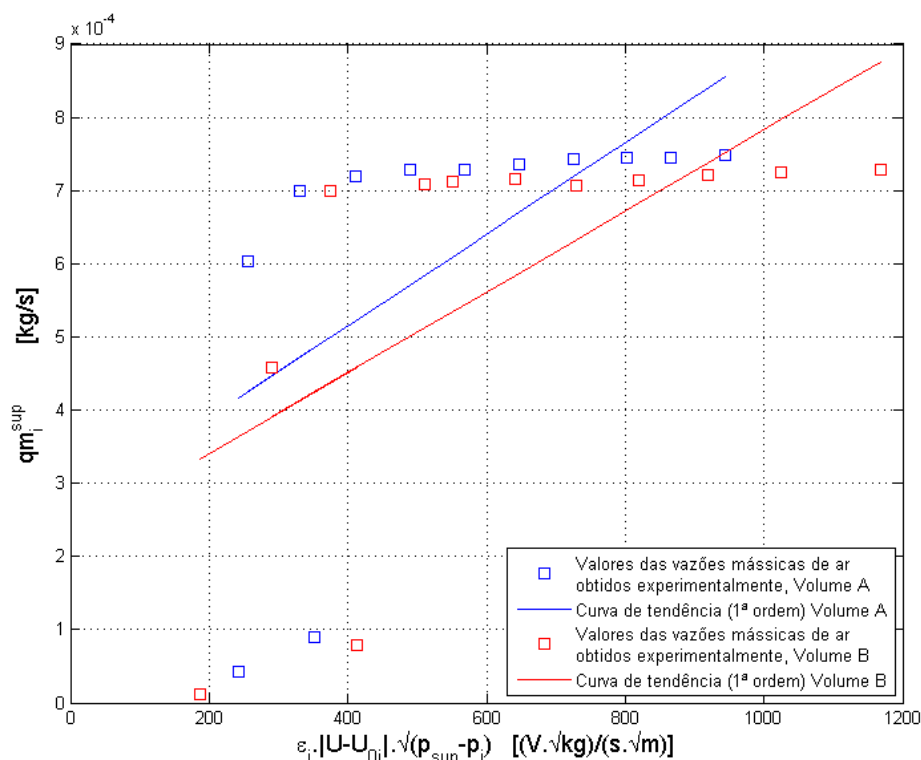


Figura 19. Ajuste de duas curvas de tendência (polinômios) de 1ª ordem aos dados experimentais da vazão mássica no suprimento para fins de determinação dos K_i 's.
Fonte: autoria própria.

Por mais que o problema envolvendo o grande número de valores assumidos pelo ganho K_i tenha sido resolvido com esta medida, observa-se que as curvas de tendência obtidas divergem dos valores experimentais da vazão mássica em diversos pontos do gráfico.

Uma segunda proposta envolveu o ajuste de quatro curvas de tendência (polinômios) de 1ª ordem, duas para cada sentido assumido pela vazão mássica de suprimento (dos volumes A e B). Tal solução pode ser observada no gráfico da Figura 20.

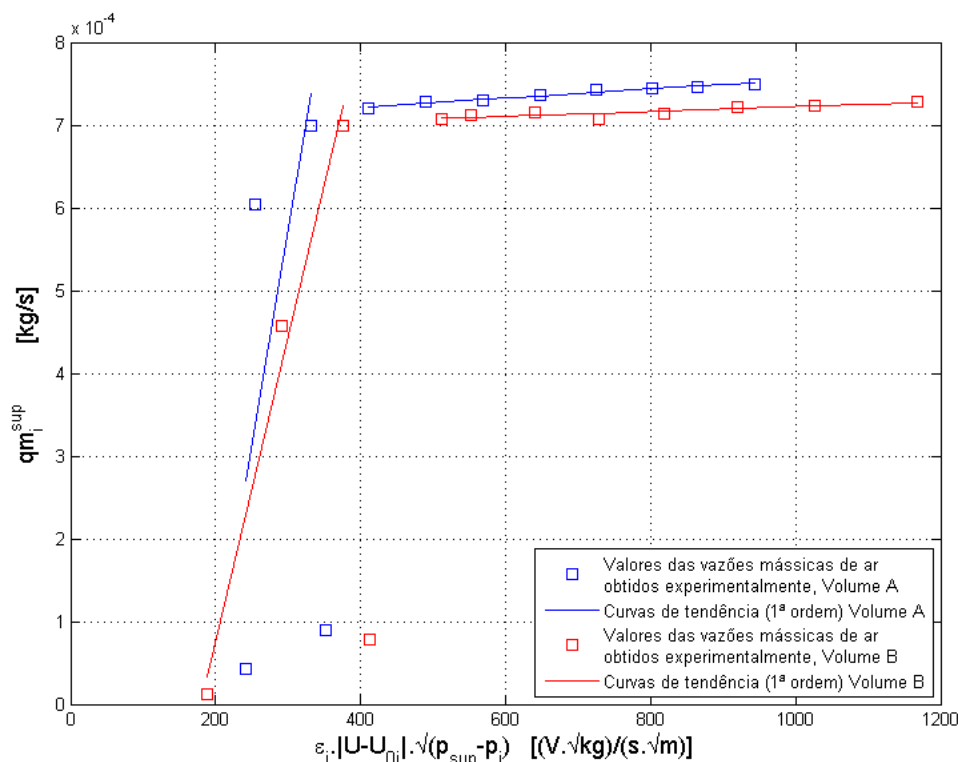


Figura 20. Ajuste de quatro curvas de tendência (polinômios) de 1ª ordem aos dados experimentais da vazão mássica no suprimento para fins de determinação dos K_i 's.
Fonte: autoria própria.

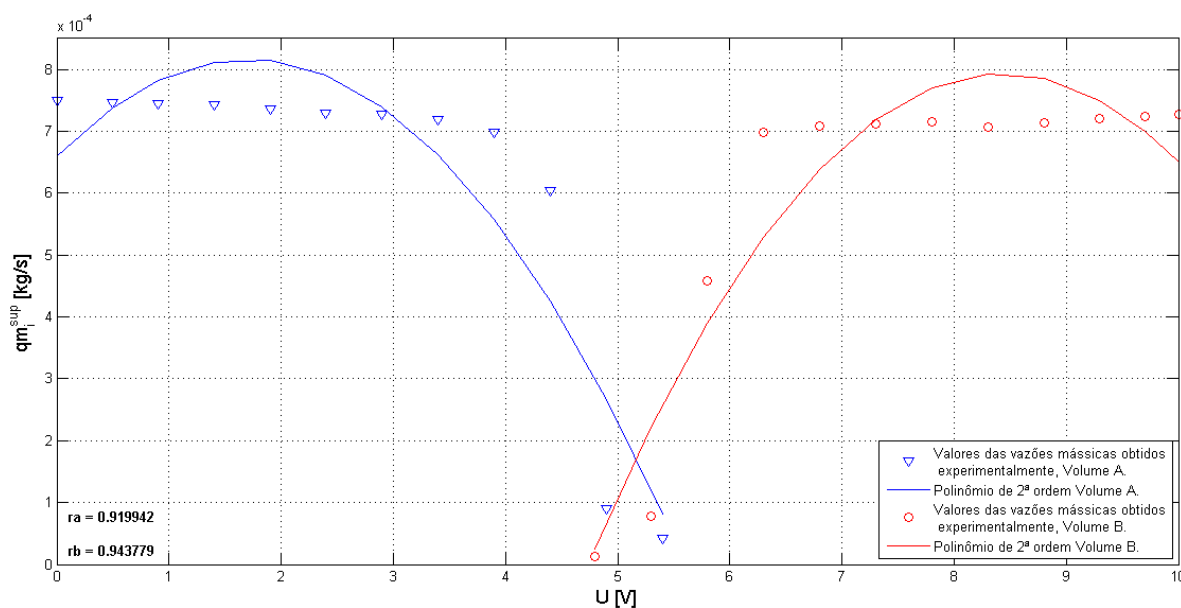
Neste caso, observa-se que as curvas de tendência selecionadas convergiram melhor para os pontos experimentais, mas a existência de dois polinômios de 1ª ordem para cada um dos sentidos assumidos pela vazão e com inclinações distintas (K_i 's distintos) acabaria por provocar algumas transições bruscas no comportamento da vazão em virtude dos chaveamentos mencionados anteriormente.

Finalmente, de modo a eliminar os chaveamentos observados no gráfico da Figura 20 e as divergências de valores observadas no gráfico da Figura 19, propôs-se uma terceira e última solução que envolveu o ajuste de duas curvas de tendência (polinômios) representativas dos ganhos K_i , uma para cada volume de controle sendo alimentado, mas que fossem de ordem superior às das propostas anteriores.

Antes, porém, fez-se necessário determinar outros dois polinômios representativos dos comportamentos assumidos pela vazão mássica no suprimento dos volumes de controle A e B. A ordem destes polinômios foi determinada de forma que esta resultasse suficientemente grande para garantir uma convergência

satisfatória das curvas de tendência aos pontos experimentais e suficientemente pequena para evitar um esforço computacional demasiado.

Inicialmente, foi proposto o ajuste de dois polinômios de 2ª ordem aos valores experimentais das vazões mássicas no suprimento dos volumes de controle A e B, conforme mostrado na Figura 21.



**Figura 21. Curvas de tendência (polinômios) de 2ª ordem ajustadas aos valores experimentais da vazão mássica no suprimento do volume de controle sendo alimentado para fins de determinação dos ganhos K_i .
Fonte: autoria própria.**

Os fatores de correlação⁵ (r_A e r_B) expostos na Figura 21 indicam o grau de convergência entre os valores experimentais e os polinômios de 2ª ordem sendo ajustados. Embora, segundo a teoria de probabilidade e estatística, os valores obtidos para estes fatores já sejam considerados satisfatórios, observa-se que ainda existe uma divergência entre estas duas variáveis que poderia ser amenizada elevando-se o grau destes polinômios.

Com isto, propôs-se uma segunda solução que levou em consideração o ajuste de dois polinômios de 3ª ordem aos mesmos valores experimentais de vazão mássica, conforme mostrado na Figura 22.

⁵ Em teoria de probabilidade e estatística, correlação, também chamada de coeficiente de correlação, indica a força e a direção do relacionamento linear entre duas variáveis aleatórias. Os valores deste fator variam entre 0 e 1 (valor absoluto), sendo que quanto mais próximo de 1, maior é a convergência entre as duas variáveis sendo analisadas.

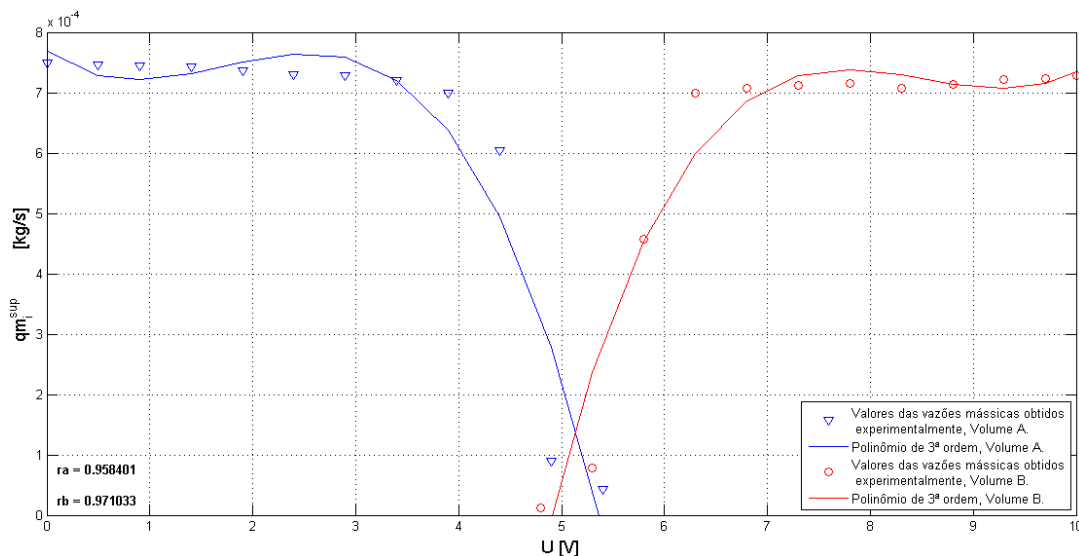


Figura 22. Curvas de tendência (polinômios) de 3ª ordem ajustadas aos valores experimentais da vazão mássica no suprimento do volume de controle sendo alimentado para fins de determinação dos ganhos K_i .

Fonte: autoria própria.

Comparando agora a Figura 22 com a Figura 21, observa-se que os polinômios de 3ª ordem convergem melhor aos valores experimentais das vazões mássicas, fato este comprovado pelos novos valores assumidos pelos fatores de correlação r_A e r_B .

Como última solução, propôs-se o ajuste de dois polinômios de 4ª ordem aos mesmos valores experimentais de vazão mássica, conforme mostrado na Figura 23.

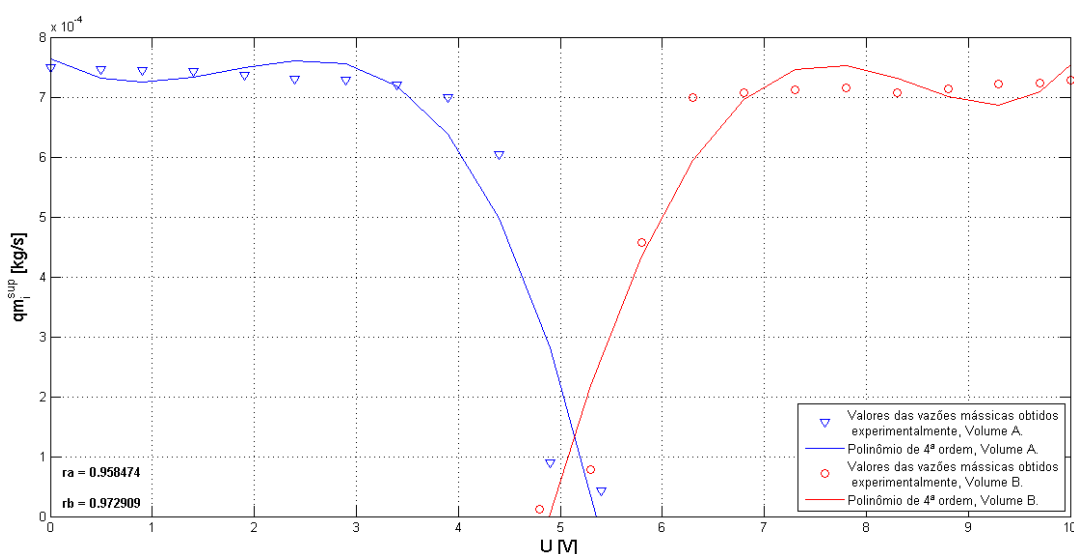


Figura 23. Curvas de tendência (polinômios) de 4ª ordem ajustadas aos valores experimentais da vazão mássica no suprimento do volume de controle sendo alimentado para fins de determinação dos ganhos K_i .

Fonte: autoria própria.

Comparando agora a Figura 23 com a Figura 22, nota-se que a convergência obtida com o ajuste dos polinômios de 4ª ordem é muito semelhante àquela obtida com o ajuste dos polinômios de 3ª ordem, o que pode ser comprovado pelos fatores de correlação (r_A e r_B) dos respectivos polinômios.

Diante desta constatação, optou-se por fazer uso dos dois polinômios de 3ª ordem, os quais já garantiram uma convergência satisfatória com os valores das vazões mássicas obtidos experimentalmente. A utilização dos polinômios de 4ª ordem implicaria somente em esforços computacionais demasiados e no aumento do grau de dificuldade das manipulações algébricas.

As equações que descrevem o comportamento dos polinômios de 3ª ordem representativos da vazão mássica no suprimento dos volumes de controle A e B, $P(qm_A^{\text{sup}})$ e $P(qm_B^{\text{sup}})$, são dadas por:

$$P(qm_A^{\text{sup}}) = -1,81 \cdot 10^{-5} \cdot U^3 + 9,28 \cdot 10^{-5} \cdot U^2 - 1,204 \cdot 10^{-4} \cdot U + 7,682 \cdot 10^{-4} \quad (14)$$

$$P(qm_B^{\text{sup}}) = 1,76 \cdot 10^{-5} \cdot U^3 - 4,49 \cdot 10^{-4} \cdot U^2 + 3,79 \cdot 10^{-3} \cdot U - 9,88 \cdot 10^{-3} \quad (15)$$

Reescrevendo a Equação (12) e a Equação (13) em termos de K_A e K_B e substituindo qm_A^{sup} e qm_B^{sup} por seus respectivos polinômios dados pela Equação (14) e a Equação (15), obtém-se:

$$K_A = \frac{-1,81 \cdot 10^{-5} \cdot U^3 + 9,28 \cdot 10^{-5} \cdot U^2 - 1,204 \cdot 10^{-4} \cdot U + 7,682 \cdot 10^{-4}}{\varepsilon_A \cdot |U - U_{0A}| \cdot \sqrt{(p_{\text{sup}} - p_A)}} \quad (16)$$

$$K_B = \frac{1,76 \cdot 10^{-5} \cdot U^3 - 4,49 \cdot 10^{-4} \cdot U^2 + 3,79 \cdot 10^{-3} \cdot U - 9,88 \cdot 10^{-3}}{\varepsilon_B \cdot |U - U_{0B}| \cdot \sqrt{(p_{\text{sup}} - p_B)}} \quad (17)$$

Através da Equação (16) e da Equação (17) pode-se, agora, determinar os valores assumidos por K_A e K_B para cada valor de degrau aplicado ao solenoide da válvula. Estes valores de K_A e K_B , assim como suas respectivas curvas de tendência (polinômios) de 2ª, 3ª e 4ª ordem, são expostos na Figura 24.

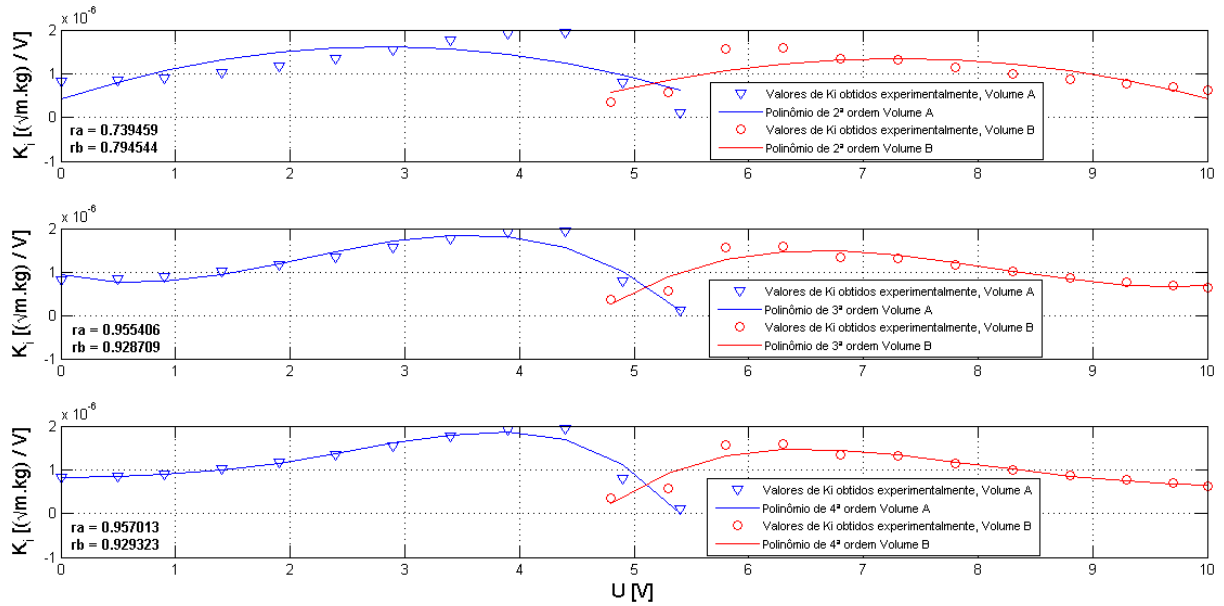


Figura 24. Curvas de tendência (polinômios) de 2ª, 3ª e 4ª ordem ajustadas aos valores experimentais do ganho K_i .

Analisando a Figura 24 e fazendo uso de uma metodologia semelhante àquela para a seleção da ordem dos polinômios representativos do comportamento da vazão mássica no suprimento dos volumes de controle A e B, conclui-se que os polinômios representativos dos K_i 's, $P(K_A)$ e $P(K_B)$, também resultam de 3ª ordem, sendo estes dados por:

$$P(K_A) = -8,62 \cdot 10^{-8} \cdot U^3 + 5,48 \cdot 10^{-7} \cdot U^2 - 5,99 \cdot 10^{-7} \cdot U + 9,35 \cdot 10^{-7} \quad (18)$$

$$P(K_B) = 5,75 \cdot 10^{-8} \cdot U^3 - 1,41 \cdot 10^{-6} \cdot U^2 + 1,11 \cdot 10^{-5} \cdot U - 2,67 \cdot 10^{-5} \quad (19)$$

Como desfecho desta terceira proposta, resta, agora, substituir estes polinômios representativos dos comportamentos dos ganhos K_A e K_B , Equação (18) e Equação (19), nas expressões representativas do comportamento da vazão mássica a montante dos volumes de controle A e B, Equação (12) e Equação (13), obtendo:

$$qm_A = (-8,62 \cdot 10^{-8} \cdot U^3 + 5,5 \cdot 10^{-7} \cdot U^2 - 5,9 \cdot 10^{-7} \cdot U + 9,35 \cdot 10^{-7}) \cdot \varepsilon_A \cdot |U - U_{0A}| \cdot \sqrt{(p_{\text{sup}} - p_A)} \quad (20)$$

$$qm_B = (5,75 \cdot 10^{-8} \cdot U^3 - 1,41 \cdot 10^{-6} \cdot U^2 + 1,11 \cdot 10^{-5} \cdot U - 2,67 \cdot 10^{-5}) \cdot \varepsilon_B \cdot |U - U_{0B}| \cdot \sqrt{(p_{\text{sup}} - p_B)} \quad (21)$$

A simulação numérica destas equações na faixa de tensão operacional da válvula (0 V a 10 V) fornece o gráfico exposto na Figura 25.

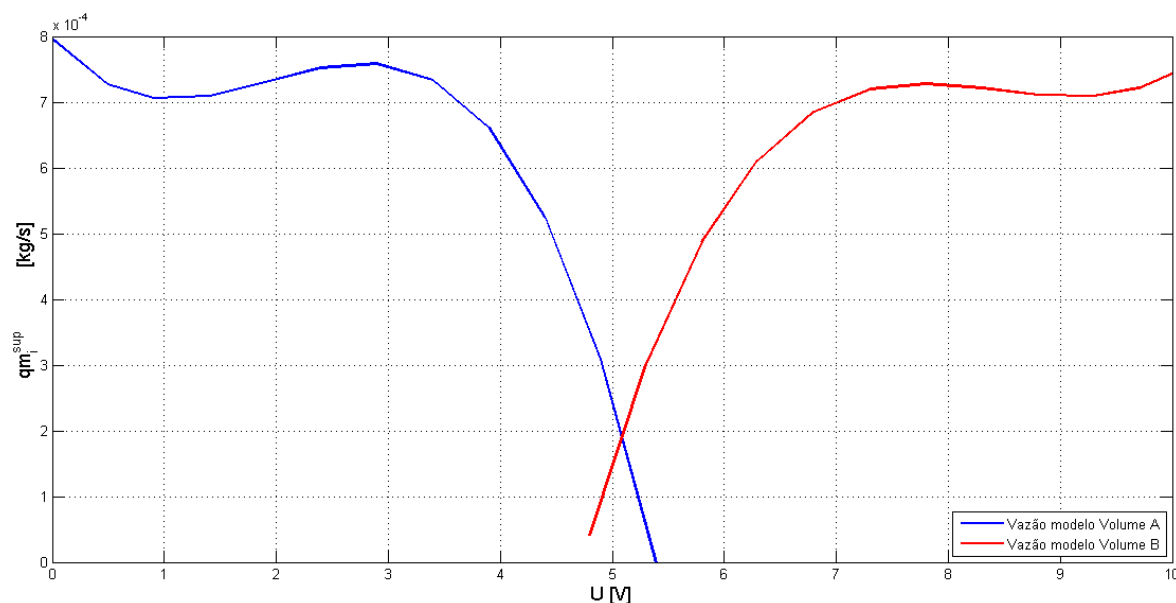


Figura 25. Curvas polinomiais representativas do comportamento da vazão mássica no suprimento do volume de controle sendo alimentado, obtidas pela simulação do modelo proposto.

Fonte: autoria própria

É importante salientar que os resultados expostos nesta seção serviram de tema para duas publicações: Eurich et al. (2014a) e Eurich, Cruz e Janzen (2014).

5.2 CARACTERIZAÇÃO DA VÁLVULA UTILIZADA EM TERMOS DO COMPORTAMENTO ASSUMIDO PELA VAZÃO COMO FUNÇÃO DA POSIÇÃO DO CARRETEL

Conforme discutido na Seção 3.1.1, a válvula direcional proporcional reguladora de vazão utilizada no presente trabalho é, segundo o fabricante (FESTO), uma válvula de centro fechado, ou seja, uma válvula cuja largura do ressalto do bloqueio do carretel é maior que a abertura radial das vias de passagem do fluido de trabalho. Diante desta definição, no caso da válvula utilizada, quando um sinal de tensão de 5 V fosse aplicado ao solenoide, o carretel deveria assumir uma posição onde não existe vazão para nenhuma das vias de passagem de ar responsáveis por alimentar os volumes de controle considerados (A e B). Entretanto, com base em alguns experimentos realizados, constatou-se que esta válvula, quando submetida a este sinal de tensão, acaba por apresentar alguma vazão, mesmo que pequena, para ambos os volumes de controle, o que retrata o comportamento de uma válvula de centro aberto.

Frente a esta constatação, por meio de outros experimentos e simulações numéricas do modelo matemático proposto por Ribeiro (2014), averiguou-se o

comportamento da vazão de ar através da válvula com respeito à posição assumida por seu carretel. Tal análise foi feita mediante curvas (Figura 26 e Figura 27) semelhantes às da Figura 4, relacionando a vazão mássica através da válvula com o sinal de tensão sendo aplicado ao seu solenoide, sinal este proporcional à posição assumida por seu carretel.

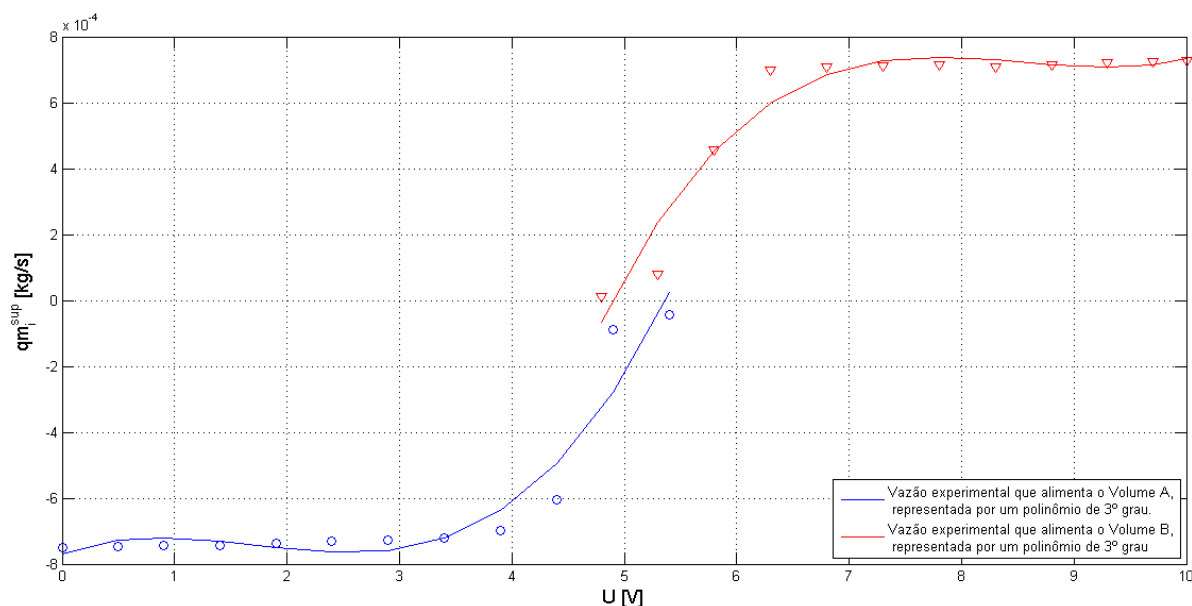


Figura 26. Comportamento experimental da vazão mássica através da válvula com relação ao sinal de tensão sendo aplicado ao seu solenoide.

Fonte: autoria própria.

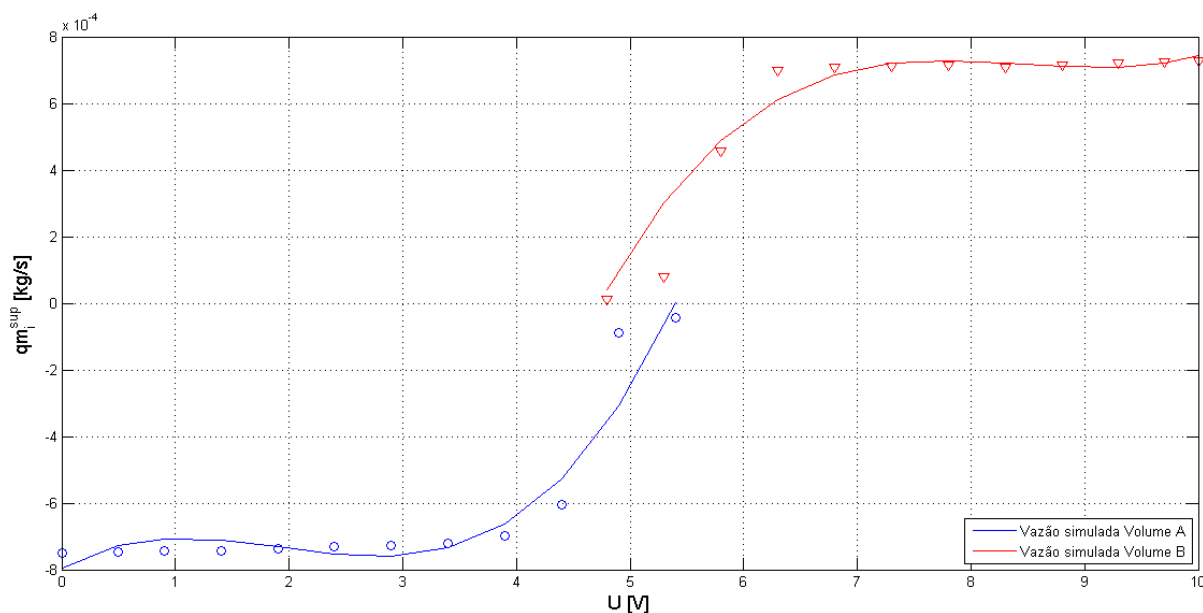


Figura 27. Comportamento simulado da vazão mássica através da válvula com relação ao sinal de tensão sendo aplicado ao seu solenoide.

Fonte: autoria própria.

Verifica-se, através da Figura 26 e da Figura 27, que existe uma grande semelhança entre os comportamentos da vazão mássica obtidos experimentalmente e por simulação numérica das equações propostas por Ribeiro (2014), fato este pertinente ao processo de validação do modelo em questão.

Acredita-se que a válvula utilizada sofreu algum desgaste nas suas partes internas ou até mesmo um erro de projeto por parte do fabricante, o que acarretou em um comportamento de centro aberto para a mesma, comportamento este diferente daquele alegado pelo fabricante (FESTO).

5.3 PARÂMETROS DINÂMICOS DESCRITIVOS DOS COMPORTAMENTOS ASSUMIDOS PELAS PRESSÕES NA VÁLVULA DIRECIONAL PROPORCIONAL REGULADORA DE VAZÃO

Para o levantamento dos parâmetros dinâmicos necessários à descrição dos comportamentos assumidos pelas pressões na válvula direcional proporcional reguladora de vazão, aplicou-se alguns degraus de tensão ao solenoide desta, o que acarretou no deslocamento de seu carretel e em diferentes aberturas para as vias de passagem do ar comprimido. Para tais experimentos, foi necessário trabalhar apenas com a válvula, sem que esta estivesse conectada ao cilindro.

De início, os degraus de tensão aos quais o solenoide da válvula foi submetido, foram estabelecidos de forma a proporcionar três aberturas distintas para as vias de passagem do ar: uma abertura mínima, uma abertura intermediária e uma abertura máxima. Conforme mencionado na Seção 5.1, para obter o comportamento da vazão direcionada ao volume A, foram aplicados degraus no intervalo entre 5,9 V a 0 V e para obter o comportamento da vazão direcionada ao volume B, foram aplicados degraus no intervalo entre 4,3 V a 10 V.

A partir dos experimentos mencionados, foi possível gerar curvas representativas do comportamento dinâmico das pressões na válvula, tanto para a via de passagem que alimenta o volume A (Figura 28) quanto para a via de passagem que alimenta o volume B (Figura 29).

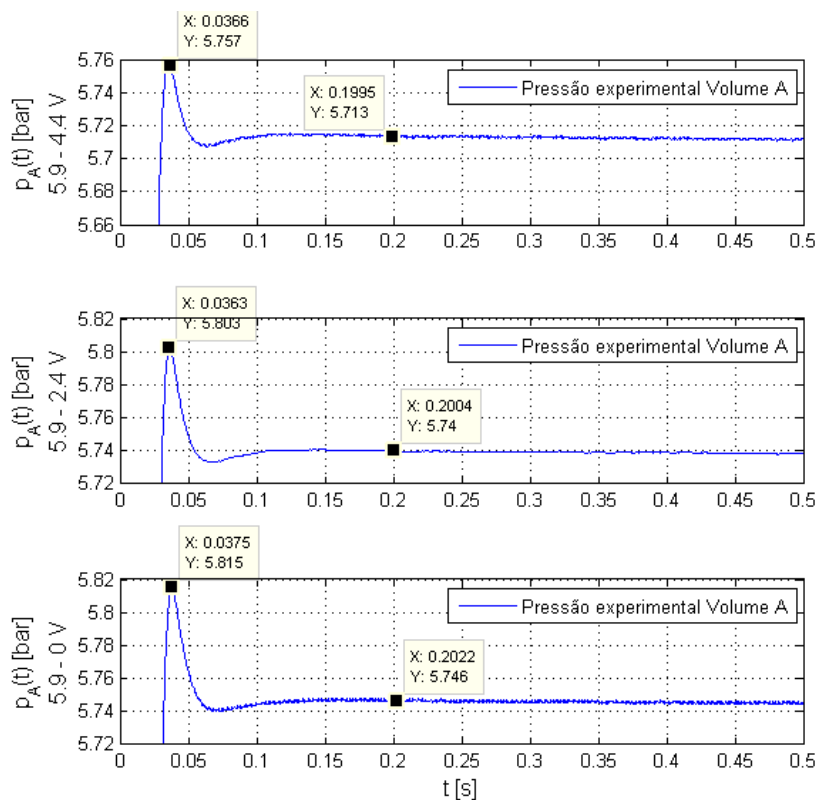


Figura 28. Comportamento dinâmico das pressões na válvula, medido na via que alimenta o volume de controle A.
Fonte: autoria própria.

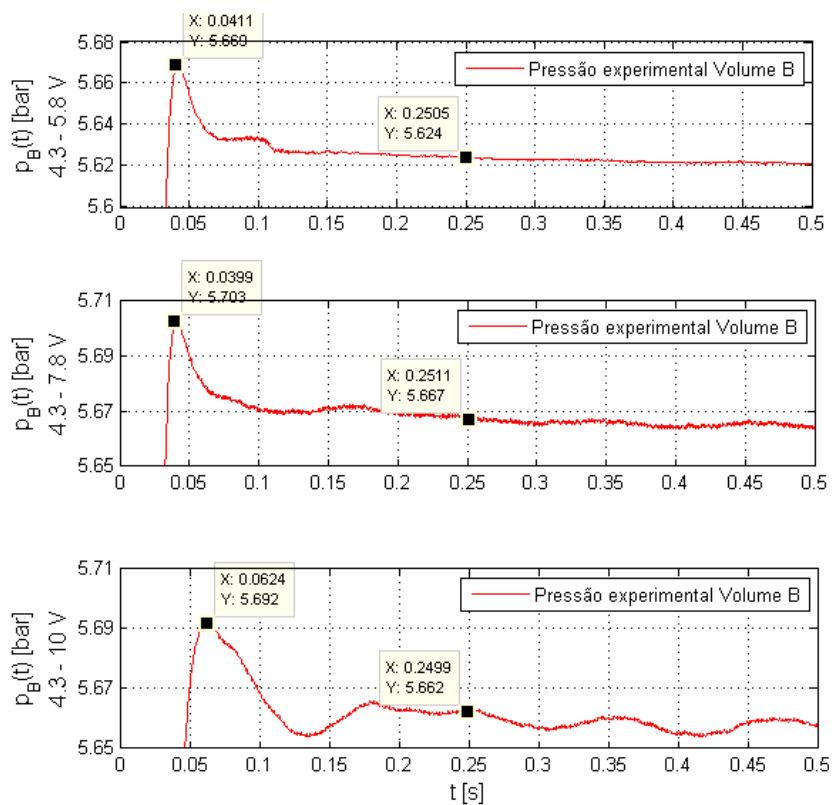


Figura 29. Comportamento dinâmico das pressões na válvula, medido na via que alimenta o volume de controle B.
Fonte: autoria própria.

Estas curvas, por sua vez, permitiram o levantamento de alguns dos parâmetros de interesse, necessários para alimentar o modelo representativo do comportamento dinâmico das pressões na válvula de comando empregada. Estes parâmetros aparecem discriminados na Tabela 4 e na Tabela 5.

Tabela 4. Parâmetros dinâmicos extraídos das curvas experimentais, representativas do comportamento dinâmico das pressões na via da válvula que alimenta o volume de controle A.

Parâmetros	Degrau de tensão		
	5,9 V-4,4 V	5,9 V-2,4 V	5,9 V-0 V
Tempo de pico (t_p) [s]	0,0366	0,0363	0,0375
Sobrepasso (M_p) [bar]	0,044	0,063	0,071
Valor da pressão em regime permanente ($K_{RPA} \cdot U(t) - U_{0A}$) [bar]	5,713	5,74	5,744

Fonte: autoria própria.

Tabela 5. Parâmetros dinâmicos extraídos das curvas experimentais, representativas do comportamento dinâmico das pressões na via da válvula que alimenta o volume de controle B.

Parâmetros	Degrau de tensão		
	4,3V-5,8 V	4,3V-7,8 V	4,3V-10 V
Tempo de pico (t_p) [s]	0,0411	0,0399	0,0624
Sobrepasso (M_p) [bar]	0,049	0,043	0,036
Valor da pressão em regime permanente ($K_{RPB} \cdot U(t) - U_{0B}$) [bar]	5,62	5,66	5,565

Fonte: autoria própria.

Com base nestes valores experimentais, foi possível calcular uma série de outros parâmetros necessários para a simulação computacional da equação que rege o comportamento dinâmico das pressões na válvula (Equação (7)). Os resultados obtidos com estas simulações foram então comparados com os resultados experimentais expostos na Figura 28 e na Figura 29.

De acordo com Franklin (2009), a forma assumida pela função transferência representativa da dinâmica de um sistema qualquer com dois polos complexos conjugados é dada por:

$$H(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2.\zeta.\omega_n.s + \omega_n^2} \quad (22)$$

A Equação (22) ainda pode ser escrita na forma:

$$H(s) = \frac{\omega_n^2}{(s + \sigma)^2 + \omega_d^2} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2.s.\sigma + (\sigma^2 + \omega_d^2)} \quad (23)$$

onde, por comparação com a Equação (22), verifica-se que:

$$\sigma = \zeta.\omega_n \quad (24)$$

e

$$\omega_d = \omega_n.\sqrt{1 - \zeta^2} \quad (25)$$

com σ e ζ representando, respectivamente, a parcela real dos polos complexos conjugados e o fator de amortecimento do sistema.

Isolando $Y(s)$ na Equação (22), considerando que $U(s)$ é um degrau unitário e, finalmente, aplicando a transformada inversa de Laplace a esta equação, obtém-se:

$$y(t) = 1 - e^{-\sigma.t} \left(\cos \omega_d.t + \frac{\sigma}{\omega_d} . \text{sen} \omega_d.t \right) \quad (26)$$

Sabe-se que, para determinar o valor máximo assumido por uma função, esta deve ser derivada e posteriormente igualada a zero. Para o caso da Equação (26) obtém-se:

$$\dot{y}(t) = \sigma.e^{-\sigma.t} (\cos \omega_d.t + \frac{\sigma}{\omega_d} \sin \omega_d.t) - e^{-\sigma.t} (-\omega_d.\sin \omega_d.t + \sigma.\cos \omega_d.t) = 0 \quad (27)$$

Observa-se que a Equação (27) torna-se verdadeira quando os termos de seno resultam nulos. Com isso:

$$\omega_d.t_p = \pi \quad (28)$$

ou:

$$t_p = \frac{\pi}{\omega_d} = \frac{\pi}{\omega_n.\sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (29)$$

onde t_p é o tempo de pico, associado ao valor máximo assumido pela função.

Substituindo a Equação (29) na Equação (26), resulta:

$$y(t_p) = 1 + M_p = 1 - e^{-\sigma \cdot \pi / \omega_d} \cdot \left(\cos \pi + \frac{\sigma}{\omega_d} \sin \pi \right) \quad (30)$$

o que fornece:

$$M_p = e^{-\pi \cdot \zeta / \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (31)$$

O termo M_p , presente na Equação (31), representa o sobrepasso (*overshoot*) da resposta do sistema, ou seja, o quanto a resposta ultrapassou o seu valor final antes de atingir a região de regime permanente.

Segundo Ribeiro (2014), através de uma simples comparação entre a Equação (7) e a Equação (26), verifica-se que estas possuem um comportamento bem semelhante, sendo diferenciadas apenas pela existência de um fator multiplicativo dado por $K_{RPI} \cdot |U(t) - U_{oi}|$. Com isso, conclui-se que o sobrepasso do sistema em análise é dado por:

$$M_p = K_{RPI} \cdot |U(t) - U_{oi}| \cdot e^{-\pi \zeta / \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (32)$$

onde $K_{RPI} \cdot |U(t) - U_{oi}|$ corresponde, numericamente, aos valores de regime permanente das pressões medidas nas vias da válvula que alimentam os volumes de controle considerados.

Ainda segundo Ribeiro (2014), a constante de tempo do carretel da válvula é dada por:

$$\tau = \frac{2 \cdot \zeta}{\omega_n} \quad (33)$$

Como desfecho desta análise, resta substituir os valores dos parâmetros dispostos na Tabela 4 e na Tabela 5, na Equação (29), na Equação (32) e na Equação (33) de modo a calcular os valores de todos os parâmetros necessários para alimentar a equação que descreve o comportamento dinâmico das pressões na válvula (Equação (7)). Estes parâmetros e seus respectivos valores foram dispostos na Tabela 6 e na Tabela 7.

Tabela 6. Parâmetros dinâmicos representativos do comportamento das pressões na via da válvula que alimenta o volume de controle A.

Parâmetros	Degrau de tensão		
	5,9 V - 5,4 V	5,9 V - 2,4 V	5,9 V - 0 V
Fator de amortecimento (ζ)	0,8401	0,8207	0,8134
Frequência natural angular amortecida (ω_d) [rad/s]	85,84	86,55	83,78
Frequência natural angular não amortecida (ω_n) [rad/s]	158,26	159,57	144,03
Constante de tempo (τ) [s]	0,0106	0,0103	0,0113
Parcela real dos polos complexos conjugados (σ) [rad/s]	132,96	130,95	117,15

Fonte: autoria própria.

Tabela 7. Parâmetros dinâmicos representativos do comportamento das pressões na via da válvula que alimenta o volume de controle B.

Parâmetros	Degrau de tensão		
	4,3 V - 5,8 V	4,3 V - 7,8 V	4,3 V - 10 V
Fator de amortecimento (ζ)	0,8337	0,8408	0,8494
Frequência natural angular amortecida (ω_d) [rad/s]	76,44	78,74	50,35
Frequência natural angular não amortecida (ω_n) [rad/s]	138,41	145,46	95,41
Constante de tempo (τ) [s]	0,0121	0,0116	0,0178
Parcela real dos polos complexos conjugados (σ) [rad/s]	115,38	122,31	81,04

Fonte: autoria própria.

Com base nestes valores pode-se, finalmente, realizar as simulações numéricas da Equação (7), necessárias para o processo de validação do comportamento dinâmico assumido pelas pressões nas vias da válvula responsáveis por alimentar os volumes de controle considerados (A e B). Vale ressaltar que os degraus de tensão utilizados nas simulações foram os mesmos adotados nos

experimentos, possibilitando, desta forma, a comparação entre os resultados obtidos. A Figura 30 fornece um gráfico comparativo entre os comportamentos destas pressões (obtidos experimentalmente e por simulação numérica).

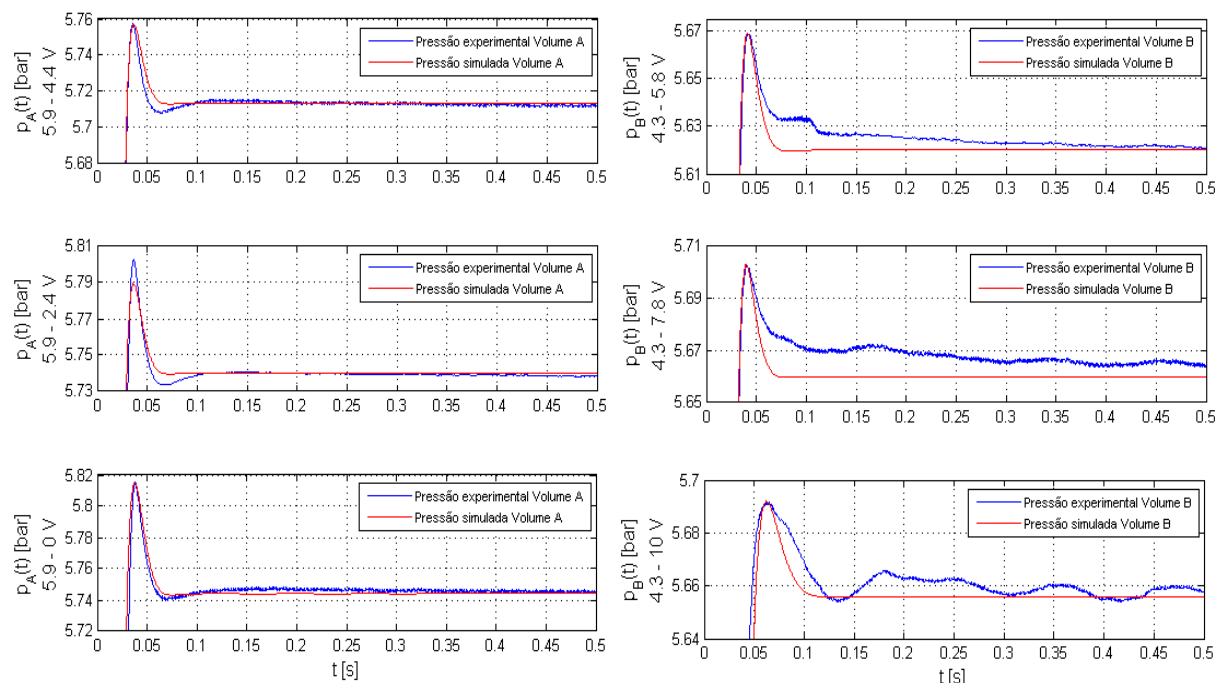


Figura 30. Comportamento dinâmico das pressões na válvula, medidas nas vias que alimentam os volumes de controle A e B e obtidas tanto experimentalmente quanto por simulação numérica.

Fonte: autoria própria.

É importante salientar que os resultados expostos nesta seção também serviram de tema para outras quatro publicações: Cruz et al. (2014a), Cruz et al. (2014b), Eurich et al. (2014b) e Ribeiro et al. (2014).

5.4 COMPORTAMENTO DAS PRESSÕES NAS CÂMARAS DO CILINDRO

O comportamento dinâmico das pressões nas câmaras do cilindro pode ser determinado através de alguns testes na bancada experimental da Figura 3. Para realizar estes experimentos, considera-se o sistema completo, ou seja, o cilindro conectado à válvula, sendo que o êmbolo do cilindro deve ser deslocado até o final de seu curso em cada uma das situações analisadas, de modo que este não se movimente durante a execução dos experimentos. Esta medida mostra-se necessária pois, conforme será visto, optou-se por desconsiderar a dinâmica do êmbolo do cilindro nas equações representativas das dinâmicas das pressões nas câmaras do cilindro.

O comportamento numérico, por sua vez, exige, antes de mais nada, uma linearização da Equação (8) e da Equação (9) no intuito de dar sequência à abordagem imposta inicialmente onde todo o modelo vinha sendo linearizado. Esta linearização, uma vez realizada, torna mais simples a descrição analítica do sistema e quaisquer manipulações algébricas das equações que se mostrem necessárias.

Do ponto de vista matemático, o processo de linearização consiste na soma das derivadas parciais de uma equação em termos de cada uma das variáveis de estado que ditam seu comportamento. Vale ressaltar que, uma vez linearizada, a equação restringe sua representatividade a um conjunto específico de valores assumidos pelas variáveis de estado.

Reescrevendo a Equação (8) e a Equação (9) na forma:

$$\dot{p}_A = \left(\frac{-A_c \cdot \gamma_A \cdot \dot{x}}{A_c \cdot x + V_{A0}} \cdot p_A + \frac{R \cdot T_A \cdot \gamma_A}{A_c \cdot x + V_{A0}} \cdot qm_A \right) \quad (34)$$

$$\dot{p}_B = \left(\frac{A_c \cdot \gamma_B \cdot \dot{x}}{A_c \cdot (L-x) + V_{B0}} \cdot p_B - \frac{R \cdot T_B \cdot \gamma_B}{A_c \cdot (L-x) + V_{B0}} \cdot qm_B \right) \quad (35)$$

e considerando que qm_A e qm_B podem ser representadas pela Equação (11), obtém-se:

$$\dot{p}_A = \left(\frac{-A_c \cdot \gamma_A \cdot \dot{x}}{A_c \cdot x + V_{A0}} \cdot p_A + \frac{R \cdot T_A \cdot \gamma_A}{A_c \cdot x + V_{A0}} \cdot \rho_A \cdot \dot{x} \cdot A_c \right) \quad (36)$$

$$\dot{p}_B = \left(\frac{A_c \cdot \gamma_B \cdot \dot{x}}{A_c \cdot (L-x) + V_{B0}} \cdot p_B - \frac{R \cdot T_B \cdot \gamma_B}{A_c \cdot (L-x) + V_{B0}} \cdot \rho_B \cdot \dot{x} \cdot A_c \right) \quad (37)$$

Através de uma análise da Equação (36) e da Equação (37), verifica-se que as variáveis de estado presentes são: as pressões manométricas nas câmaras do cilindro (p_A e p_B) e a velocidade de escoamento do ar que, por sua vez, foi considerada igual à velocidade do êmbolo do cilindro (\dot{x}).

Por não estar se levando em consideração a influência do movimento do êmbolo do cilindro no cálculo das dinâmicas das pressões, este, conforme mencionado anteriormente, é posicionado no final do curso do cilindro para cada uma das situações analisadas ($x = L$ quando se alimenta o volume A e $x = 0$ quando

se alimenta o volume B). Procedendo desta forma, verifica-se que os volumes de controle assumem seus valores máximos.

Feitas as devidas considerações, como resultado do processo de linearização mencionado, obtém-se:

$$\delta \dot{p}_A = c_1 \cdot \delta p_A + c_2 \cdot \delta \dot{x} \quad (38)$$

com

$$c_1 = \frac{\delta \dot{p}_A}{\delta p_A} = \frac{-A_c \cdot \gamma_A \cdot \dot{x}_{ARP}}{A_c \cdot L + V_{A0}} \quad (39)$$

$$c_2 = \frac{\delta \dot{p}_A}{\delta \dot{x}} = \frac{-A_c \cdot \gamma_A \cdot P_{ARP}}{A_c \cdot L + V_{A0}} + \frac{\rho_A \cdot A_c \cdot R \cdot T_A \cdot \gamma_A}{A_c \cdot L + V_{A0}} \quad (40)$$

e

$$\delta \dot{p}_B = c_3 \cdot \delta p_B + c_4 \cdot \delta \dot{x} \quad (41)$$

com:

$$c_3 = \frac{\delta \dot{p}_B}{\delta p_B} = \frac{A_c \cdot \gamma_B \cdot \dot{x}_{BRP}}{A_c \cdot L + V_{B0}} \quad (42)$$

$$c_4 = \frac{\delta \dot{p}_B}{\delta \dot{x}} = \frac{A_c \cdot \gamma_B \cdot P_{BRP}}{A_c \cdot L + V_{B0}} - \frac{\rho_B \cdot A_c \cdot R \cdot T_B \cdot \gamma_B}{A_c \cdot L + V_{B0}} \quad (43)$$

onde p_{iRP} e \dot{x}_{iRP} representam, respectivamente, os valores de regime permanente da pressão na câmara do cilindro e da velocidade do êmbolo do cilindro com respeito a cada um dos volumes de controle que venham a ser alimentados ($i = A$ ou B).

Substituindo a Equação (39) e a Equação (40) na Equação (38) e a Equação (42) e a Equação (43) na Equação (41), obtém-se, no domínio de Laplace:

$$(s \cdot \delta P_A) + \frac{A_c \cdot \gamma_A \cdot \dot{X}_{ARP}}{A_c \cdot L + V_{A0}} \cdot \delta P_A = \left(\frac{\rho_A \cdot A_c \cdot R \cdot T_A \cdot \gamma_A - A_c \cdot \gamma_A \cdot P_{ARP}}{A_c \cdot L + V_{A0}} \right) \cdot (s \cdot \delta X) \quad (44)$$

$$(s \cdot \delta P_B) - \frac{A_c \cdot \gamma_B \cdot \dot{X}_{BRP}}{A_c \cdot L + V_{B0}} \cdot \delta P_B = \left(\frac{A_c \cdot \gamma_B \cdot P_{BRP} - \rho_B \cdot A_c \cdot R \cdot T_B \cdot \gamma_B}{A_c \cdot L + V_{B0}} \right) \cdot (s \cdot \delta X) \quad (45)$$

Após algumas manipulações algébricas destas equações, chega-se a duas funções transferência, uma para cada volume de controle considerado, representativas das dinâmicas das pressões nas câmaras do cilindro:

$$\frac{\delta P_A}{\delta X} = s \left(\frac{\rho_A \cdot A_c \cdot R \cdot T_A \cdot \gamma_A - A_c \cdot \gamma_A \cdot P_{ARP}}{s \cdot (A_c \cdot L + V_{A0}) + A_c \cdot \gamma_A \cdot \dot{X}_{ARP}} \right) \quad (46)$$

$$\frac{\delta P_B}{\delta X} = s \left(\frac{A_c \cdot \gamma_B \cdot P_{BRP} - \rho_B \cdot A_c \cdot R \cdot T_B \cdot \gamma_B}{s \cdot (A_c \cdot L + V_{B0}) - A_c \cdot \gamma_B \cdot \dot{X}_{BRP}} \right) \quad (47)$$

onde δX representa uma entrada de posição em rampa, cujos valores são particulares a cada degrau de tensão aplicado ao solenoide da válvula.

As simulações computacionais da Equação (46) e da Equação (47) foram todas realizadas com auxílio dos *softwares Matlab* e *Simulink*. As rotinas e os diagramas de blocos utilizados aparecem dispostos no Apêndice A do presente trabalho.

Os degraus utilizados, tanto nos experimentos quanto nas simulações, foram estabelecidos de modo a proporcionar várias aberturas para as vias de passagem do ar. Conforme mencionado em seções anteriores, para obter o comportamento da pressão no volume A foram aplicados degraus no intervalo entre 5,9 V a 0 V, respeitando um incremento de 0,5 V para cada degrau, e para obter o comportamento da pressão no volume B foram aplicados degraus no intervalo entre 4,3 V a 10 V, também respeitando um incremento de 0,5 V para cada degrau.

Com base nos resultados obtidos, foi possível gerar a Figura 31 que permite a comparação entre os comportamentos experimental e simulado das pressões nas câmaras do cilindro.

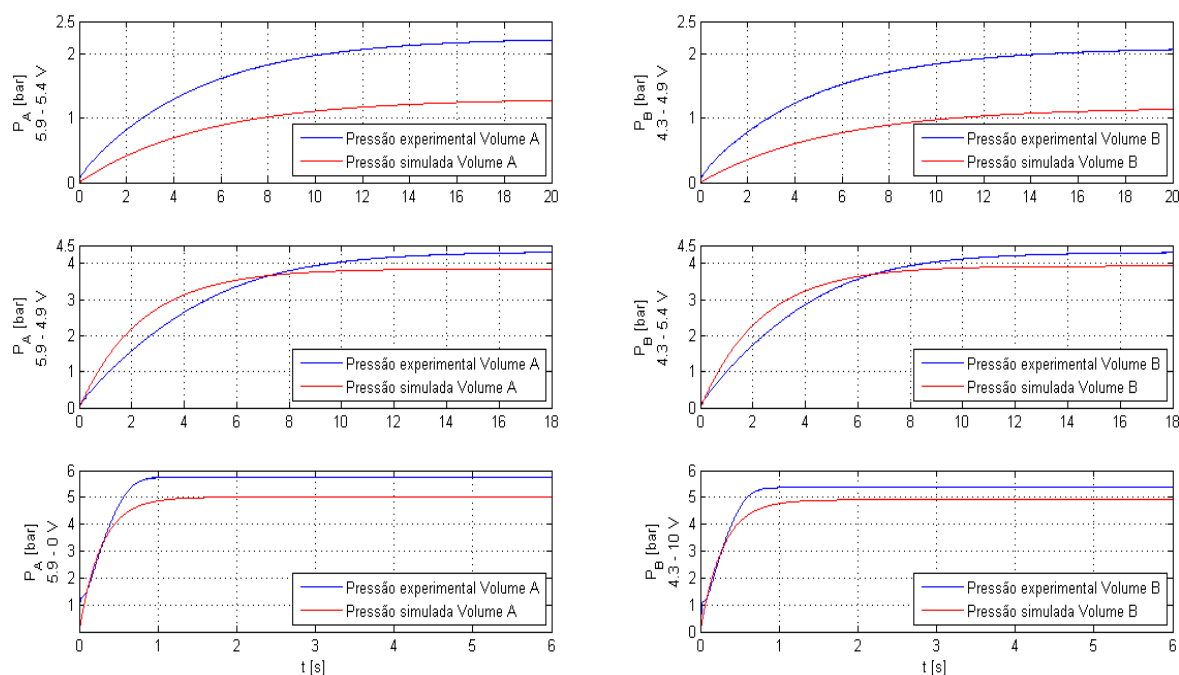


Figura 31. Gráficos comparativos das curvas obtidas experimentalmente e por simulação numérica, representativas das pressões registradas nas câmaras do cilindro associadas aos volumes de controle A e B.
Fonte: autoria própria.

Observando a Figura 31, nota-se a existência de um comportamento dinâmico diferenciado entre as pressões obtidas experimentalmente ou por simulação numérica para os degraus de tensão aplicados. Estas diferenças ocorrem possivelmente em virtude de um levantamento paramétrico inadequado.

É importante salientar que para a obtenção das curvas oriundas da simulação computacional da Equação (46) e da Equação (47), fez-se necessário o levantamento de alguns parâmetros, alguns obtidos experimentalmente, outros por intermédio de catálogos ou literatura própria. Desconsiderando as divergências constatadas na Figura 31, referentes aos comportamentos dinâmicos das pressões obtidas experimentalmente ou por simulação numérica, os valores obtidos para estes parâmetros de interesse são:

Tabela 8. Relação de parâmetros necessários para a realização das simulações.

	Volume de Controle A		Volume de Controle B	
Valor da pressão em regime permanente (P_{irp}) [bar]	5,9 V-5,4 V	2,216	4,3 V-4,9 V	2,081
	5,9 V-4,9 V	4,32	4,3 V-5,4 V	4,276
	5,9 V-0 V	5,768	4,3 V-10 V	5,39
Valor da velocidade em regime permanente (\dot{X}_i) [m/s]	5,9 V-5,4 V	-0,04622	4,3 V-4,9 V	0,04264
	5,9 V-4,9 V	-0,1018	4,3 V-5,4 V	0,1021
	5,9 V-0 V	-0,8671	4,3 V-10 V	0,8345
Massa específica do ar (ρ) [kg/m ³]	1,184		1,184	
Temperatura do ar (T) [K]	298		298	
Razão entre calores específicos do ar (γ)	1,4		1,4	
Constante do gás para o ar (R) [J/kg.K]	287,053			
Volume morto (V_{i0}) [m ³]	1,858252e-6		1,858252e-6	
Área da seção transversal do êmbolo do cilindro (A_c) [m ²]	4,90874e-4			
Comprimento útil do cilindro (L) [m]	0,338			

Fonte: autoria própria.

Outros parâmetros de interesse são aqueles referentes ao comportamento dinâmico do sistema, dentre os quais se destacam a frequência natural não amortecida (ω_n) e a taxa de amortecimento (ζ). Os valores experimentais da frequência natural não amortecida podem ser obtidos a partir das curvas experimentais de pressão (Figura 31), fazendo uso ainda da expressão que define o tempo de subida, ou seja, o tempo que o sistema leva para ir de 10% a 90% do valor de regime permanente da variável em análise. Segundo Franklin (2009), esta expressão para um sistema criticamente amortecido ($\zeta = 1$) é dada por:

$$t_s = \frac{3,667}{\omega_n} \quad (48)$$

Feitas as devidas substituições obtém-se, para cada degrau de tensão aplicado, os respectivos valores experimentais para a frequência natural não amortecida, conforme disposto na Tabela 9.

Tabela 9. Valores das frequências naturais não amortecidas obtidas a partir das curvas experimentais de pressão.

	Volume de Controle A		Volume de Controle B	
Frequência Natural	5,9V - 5,4V	0,35679	4,3V - 4,9V	0,35488
não Amortecida (ω_n)	5,9V - 4,9V	0,44618	4,3V - 5,4V	0,52006
[rad/s]	5,9V - 0V	6,07824	4,3V - 10V	6,72844

Fonte: autoria própria.

Os valores numéricos de ω_n , por sua vez, são obtidos a partir de simulações computacionais específicas da Equação (46) e da Equação (47) e que, para uma completa definição, fazem uso ainda dos parâmetros listados na Tabela 8. Tais simulações referem-se à obtenção do lugar das raízes (*root locus*), conforme exposto na Figura 32. Os valores obtidos aparecem dispostos na Tabela 10.

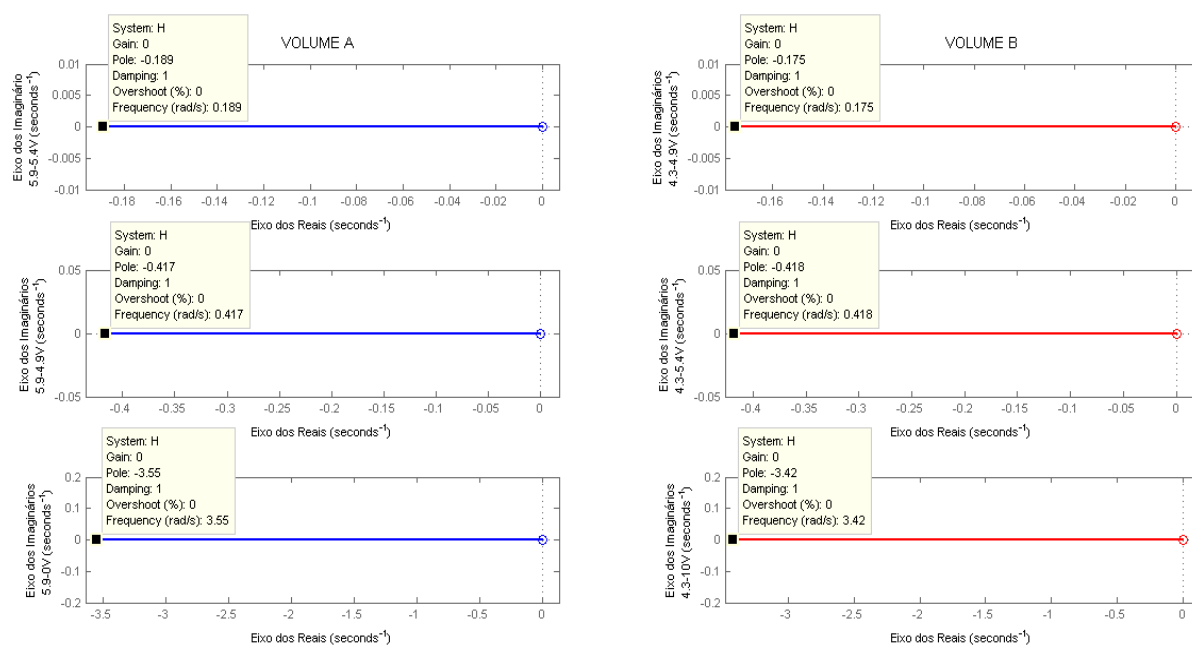


Figura 32. Lugar das raízes representativas da dinâmica das pressões registradas nas câmaras do cilindro associadas aos volumes de controle A e B.

Fonte: autoria própria.

Tabela 10. Valores das frequências naturais não amortecidas obtidos a partir do lugar das raízes.

	Volume de Controle A		Volume de Controle B	
Frequência Natural	5,9V - 5,4V	0,189	4,3V - 4,9V	0,175
não Amortecida (ω_n)	5,9V - 4,9V	0,417	4,3V - 5,4V	0,418
[rad/s]	5,9V - 0V	3,55	4,3V - 10V	3,42

Fonte: autoria própria.

Observa-se, a partir dos resultados dispostos na Tabela 9 e na Tabela 10, que existem diferenças entre os valores das frequências naturais obtidas experimentalmente e por simulação numérica e que tendem a aumentar a medida que se aumenta as aberturas dos orifícios de passagem do ar. Tais divergências, assim como aquelas constatadas na Figura 31, devem-se possivelmente ao levantamento paramétrico inapropriado já mencionado. Diante disso, sugere-se, como uma proposta para trabalhos futuros, um estudo mais aprofundado, principalmente no que se refere ao levantamento paramétrico realizado, o que irá permitir averiguar qual a real causa destas diferenças comportamentais.

6 CONCLUSÕES E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

As conclusões deste trabalho estão diretamente relacionadas às comparações realizadas entre os resultados obtidos experimentalmente na bancada experimental e os resultados obtidos a partir das simulações do modelo proposto por Ribeiro (2014).

Diante dos resultados expostos no Capítulo 5, observa-se que existe uma grande semelhança entre os comportamentos da vazão mássica obtidos experimentalmente (Figura 22 e Figura 26) e por simulação numérica (Figura 25 e Figura 27) do modelo proposto por Ribeiro (2014). Este fato é de grande relevância para o processo de validação do modelo proposto por Ribeiro (2014), visto que a válvula empregada é uma reguladora de vazão, além de comprovar a eficácia da metodologia empregada para se determinar os ganhos K_i .

Indo além, analisando agora as curvas da Figura 30, representativas dos comportamentos dinâmicos das pressões a jusante da válvula direcional proporcional reguladora de vazão que, por sua vez, correspondem aos comportamentos dinâmicos das pressões a montante do volume de controle sendo alimentado, é possível constatar também a grande semelhança obtida entre os comportamentos experimentais e numéricos desta outra grandeza. Este é mais um resultado que fortalece a validade do modelo proposto por Ribeiro (2014).

Esta semelhança obtida entre os comportamentos experimentais e simulados permitiu realizar um levantamento dos parâmetros dinâmicos da válvula por simples comparação das curvas e fazendo uso de um equacionamento apropriado. Tais resultados foram dispostos na Tabela 6 e na Tabela 7.

No que diz respeito ao comportamento dinâmico das pressões nas câmaras do cilindro, observa-se através da Figura 31 que a convergência entre os resultados obtidos experimentalmente e por simulação numérica ficou um pouco comprometida. Tal fato deve-se possivelmente a um levantamento paramétrico inapropriado. Verifica-se ainda que, a situação para a qual o modelo fornece uma resposta que mais se aproxima do comportamento real do sistema, está vinculada a pequenas aberturas dos orifícios de passagem de ar. Acredita-se que isto ocorre em virtude do processo de linearização imposto ao modelo, o que restringe a sua

representatividade a uma região específica. Outra possibilidade seria a existência de dinâmicas não modeladas (atrito, zona morta etc.).

Vale salientar que a proposta deste trabalho era a de verificar a validade do modelo desenvolvido por Ribeiro (2014). Tal objetivo foi cumprido e constatou-se que o modelo representa satisfatoriamente o sistema pneumático de posicionamento, porém, com certas limitações, em virtude do levantamento paramétrico inapropriado realizado e do processo de linearização imposto ao sistema, além da presença de possíveis dinâmicas não modeladas.

Para trabalhos futuros, fica como sugestão um levantamento paramétrico do sistema mais eficaz que garanta a representatividade do modelo e a obtenção e a validação das equações representativas do comportamento das pressões nas câmaras do cilindro, porém agora, levando em consideração a dinâmica do êmbolo. Esta última sugestão irá implicar no surgimento de novas dinâmicas no modelo. Além do efeito inercial associado à massa do êmbolo, irão surgir outros fenômenos tais como atrito e zona morta que precisarão ser considerados e, em caso de uma proposta de controle para o sistema, devidamente compensados. Outro ponto a ser levado em consideração é a influência da temperatura no comportamento dinâmico do sistema. No presente trabalho, esta foi mantida constante (processo isotérmico).

Por fim, é importante mencionar que o presente trabalho já serviu de tema para seis publicações, a saber: Cruz et al. (2014a, 2014b), Eurich et al. (2014a, 2014b), Eurich, Cruz e Janzen (2014) e Ribeiro et al. (2014).

REFERÊNCIAS

CRUZ, F. B. C. **Modelagem e controle não lineares de um posicionador servopneumático industrial**. 2003. 128 f. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM), Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis, 2003.

CRUZ, F. B. C.; RIBEIRO, K. M. M.; EURICH, A. M.; JANZEN, F. C. A new approach to model a pneumatic positioning system. In: XXI CONGRESO SOBRE MÉTODOS NUMÉRICOS Y SUS APLICACIONES, 2014, Bariloche. **Proceedings...** Bariloche: Instituto Balseiro-Centro Atómico Bariloche, 2014a.

CRUZ, F. B. C.; RIBEIRO, K. M. M.; EURICH, A. M.; JANZEN, F. C. A new approach to model a pneumatic positioning system. **Mecânica Computacional**. San Carlos de Bariloche, v. 33, p. 2277-2285, Setembro 2014b.

DILL, R. B. **Confirmação experimental do comportamento da vazão volumétrica do ar como fluido de controle em servoposicionador por medição direta**. 2009. 40 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

ENDLER, L. **Modelagem da vazão mássica de uma servoválvula e sua aplicação no controle ótimo de um atuador pneumático**. 2009. Dissertação (Mestrado) - Departamento de Física, Estatística e Matemática, Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 2009.

EURICH, A. M.; CRUZ, F. B. C.; JANZEN, F. C. Levantamento experimental do comportamento assumido por um ganho presente em um modelo matemático representativo de um sistema pneumático de posicionamento. In: 3º CONGRESSO INTERNACIONAL DE METROLOGIA MECÂNICA, 2014, Gramado. **Anais...** Gramado: Sociedade Brasileira de Metrologia, 2014.

EURICH, A. M.; CRUZ, F. B. C.; JANZEN, F. C.; RIBEIRO, K. M. M. Experimental survey of the behavior assumed by a gain present in a mathematical model representative of a pneumatic positioning system. In: XXXV IBERIAN LATIN AMERICAN CONGRESS ON COMPUTATIONAL METHODS IN ENGINEERING, 2014, Fortaleza. **Proceedings...** Fortaleza: Universidade Federal do Ceará, 2014a.

EURICH, A. M.; RIBEIRO, K. M. M.; CRUZ, F. B. C.; JANZEN, F. C. Análise teórico experimental de um modelo matemático representativo de um sistema pneumático de posicionamento. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2014, Uberlândia. **Anais...** Uberlândia: Universidade Federal de Uberlândia, 2014b.

FESTO DO BRASIL. **Válvulas proporcionais**. São Paulo: 2001. 19 p.

FESTO. **Displacement encoders**. Nova Iorque: 2009. 19 p.

FESTO. **Linear Drives DGP/DGPL**. Nova Iorque: 2011. 67 p.

FRANKLIN, G. F.; POWELL, J. D.; EMAMI-NAEINI, A. **Feedback control of dynamic systems**. 6. ed. New York: Prentice Hall, 2009.

HENÉ, M. D. **Estudo teórico-experimental do ponto de operação e proposição de método de dimensionamento para sistemas pneumáticos**. 2010. 192 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2010.

MACHADO, C. L. D' Elia. **Compensação de atrito em atuadores hidráulicos utilizando redes neurais**. 2003. 86 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.

MENDONZA, Y. E. A. **Desenvolvimento de um sistema servopneumático para regulação de velocidade de turbinas em pequenas centrais hidroelétricas**. 2006. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

MINIPA. **Catálogo geral**. São Paulo: 2012. 56 p.

NATIONAL INSTRUMENTS. **SCB 68 User Manual for Advanced Functions**. Austin (Texas): 2009. 64p.

NATIONAL INSTRUMENTS. **PXI 1050 User Manual**. Austin (Texas): 2005. 60p.

NATIONAL INSTRUMENTS. **NI 622x Specifications**. Austin (Texas): 2007. 24p.

OLIVEIRA, L. G. **Determinação de pontos de operação para conjuntos válvula-cilindro pneumáticos**. 2009. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.

PERONDI, E. A. **Controle não linear em cascata de um servoposicionador pneumático com compensação do atrito.** 2002. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

PREUSS, R. T. **Modelagem e controle de um sistema servopneumático de posicionamento linear.** 2012. 178 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Elétrica, Universidade do Estado de Santa Catarina, Joinville, 2012.

RIBEIRO, K. M. M. **Modelagem de um sistema pneumático de posicionamento.** 2014. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2014.

RIBEIRO, K. M. M.; CRUZ, F. B. C. Modelagem Matemática de um Sistema Pneumático de Posicionamento. In: 19° CONGRESSO NACIONAL DOS ESTUDANTES DE ENGENHARIA MECÂNICA (CREEM), 2012, São Carlos. **Anais...** [s.n] São Paulo: 2012.

RIBERO, K. M. M.; EURICH, A, M.; CRUZ, F. B. C.; JANZEN, F, C. An optimized mathematical model for pneumatic positioning system. In: XIV PAN-AMERICAN CONGRESS OF APPLIED MECHANICS. **Proceedings...** Santiago (Chile): Universidad de Chile, 2014.

RICHER, E.; HURMUZLU, Y. A High Performance Pneumatic Force Actuator System: Part I - Nonlinear Mathematical Model. **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control**, v. 122, pp. 416-425, 2000.

RITTER, C. S. **Modelagem matemática das características não lineares de atuadores pneumáticos.** 2010. Dissertação (Mestrado) - Departamento de Física, Estatística e Matemática, Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 2010.

SOBCZYK, M. R. **Controle em cascata e a estrutura variável com adaptação de parâmetros e compensação do atrito de um servoposicionador pneumático.** 2009. 249 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

SUZUKI, R. M. **Controle baseado em linearização por realimentação dos estados aplicados a um servoposicionador pneumático.** 2010. 92 f. Dissertação

(Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

VALDIERO, A. C.; RITTER, C. S.; RASIA, L. A. Modelagem matemática e simulação computacional de um atuador pneumático considerando o efeito do atrito dinâmico. In: CONGRESSO NACIONAL DE MATEMÁTICA APLICADA E COMPUTACIONAL, XXXIV, 2012, Águas de Lindóia. **Anais...** [s.n.]: Águas de Lindóia, 2012. p. 465-471.

VALDIERO, A. C.; RITTER, C. S.; RIOS, C. F.; RAFIKOV, M. Nonlinear Mathematical Modeling in Pneumatic Servo Position Applications. **Mathematical Problems in Engineering**, New York. vol. 2011, 16 p.

VIEIRA, A. D. **Análise teórico experimental de servoposicionadores lineares pneumáticos.** 1998. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1998.

APÊNDICE A

Este apêndice tem por objetivo descrever a rotina utilizada para gerar as curvas simuladas representativas do comportamento das pressões nos volumes de controle considerados (A e B).

Para obtenção das curvas referentes às pressões registradas no volume de controle “A”, deve-se, antes de mais nada, definir alguns parâmetros necessários ao equacionamento envolvido. Tais parâmetros e seus respectivos valores estão dispostos na Tabela 8 do presente trabalho e são replicados na parte inicial da rotina mostrada a seguir:

```

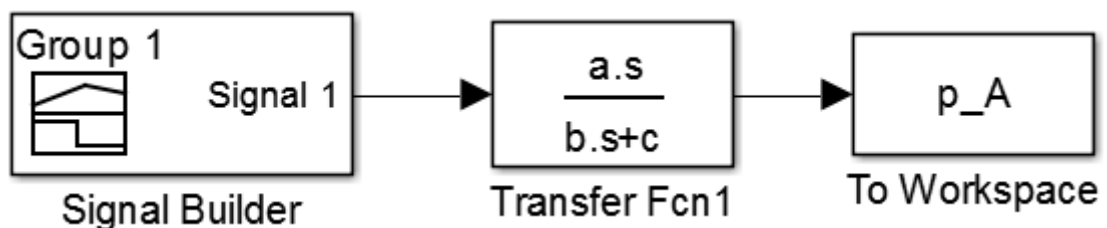
clc;

Ac = 4.90874e-4; % área da seção transversal do êmbolo do cilindro;
gama = 1.4; % razão de calores específicos;
L = 0.338; % comprimento útil do cilindro;
V_Ao = 1.858252e-6; % volume morto;
R = 287.053; % constante do gás (neste caso, o ar);
T = 298; % temperatura do ar em Kelvin;
ro = 1.184; % massa específica do ar;
P_Arp = 5.768; % valor da pressão em regime permanente para um degrau de
5.9-0V (abertura máxima do orifício de controle);
v_Arp = -0.8671; % valor da velocidade em regime permanente para um degrau
de 5.9-0V (abertura máxima do orifício de controle);

a = ro*Ac*R*T*gama*1e-5 - Ac*gama*P_Arp;
b = (Ac*L) + V_Ao;
c = Ac*gama*v_Arp;

```

Uma vez definidos os parâmetros deve-se, na sequência, executar o diagrama de blocos conforme mostrado a seguir:



O bloco *Signal Builder* (construtor de sinais) é um bloco onde se estabelece sinais de entrada. No presente caso, o sinal de entrada possui um perfil em rampa e diz respeito ao comportamento dinâmico assumido pela posição do êmbolo do cilindro para cada valor particular de degrau de tensão aplicado ao solenoide da válvula.

Fazendo um raciocínio análogo ao empregado para o volume de controle “A”, para obtenção das curvas referentes às pressões registradas no volume de controle “B”, deve-se, antes de mais nada, definir outros parâmetros necessários ao equacionamento envolvido. Tais parâmetros e seus respectivos valores também aparecem dispostos na Tabela 8 do presente trabalho e são replicados na parte inicial da rotina mostrada a seguir:

```

clc;

Ac = 4.90874e-4; % área da seção transversal do êmbolo do cilindro;
gama = 1.4; % razão de calores específicos;
L = 0.338; % comprimento útil do cilindro;
V_Bo = 1.858252e-6; % volume morto;
R = 287.053; % constante do gás (neste caso, o ar);
T = 298; % temperatura do ar em Kelvin;
ro = 1.184; % massa específica do ar;
P_Brp = 5.39; % valor da pressão em regime permanente para um degrau de
4.3V-10V (abertura máxima do orifício de controle);
v_Brp = -0.8345; % valor da velocidade em regime permanente para um degrau
de 4.3V-10V (abertura máxima do orifício de controle);

a = -ro*Ac*R*T*gama*1e-5 + Ac*gama*P_Brp;
b = (Ac*L) + V_Bo;
c = - Ac*gama*v_Brp;

```

Uma vez definidos os parâmetros deve-se, na sequência, executar o diagrama de blocos conforme mostrado a seguir:

