

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**

VINÍCIUS VIGOLO

**ESTUDO TEÓRICO-EXPERIMENTAL PARA AUXÍLIO NO
DIMENSIONAMENTO DE SISTEMAS DE ATUAÇÃO
PNEUMÁTICOS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng.

Florianópolis, 2018.

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Vigolo, Vinícius

Estudo teórico-experimental para auxílio no dimensionamento de sistemas de atuação pneumáticos / Vinícius Vigolo ; orientador, Victor Juliano De Negri, 2018.
170 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2018.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Dimensionamento de sistemas de atuação pneumáticos. 3. Modelo de simulação dinâmica. 4. Análise de exergia. 5. Ponto de operação. I. De Negri, Victor Juliano . II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Vinicius Vigolo

**ESTUDO TEÓRICO-EXPERIMENTAL PARA AUXÍLIO NO
DIMENSIONAMENTO DE SISTEMAS DE ATUAÇÃO
PNEUMÁTICOS**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica” e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 27 de fevereiro de 2018.



Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.
Coordenador do Curso

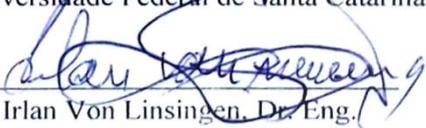
Banca Examinadora:



Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng. – Orientador
EMC / Universidade Federal de Santa Catarina



Prof. Amir Antônio Martins De Oliveira Junior, Ph.D.
EMC / Universidade Federal de Santa Catarina



Prof. Irlan Von Linsingen, Dr. Eng.
EMC / Universidade Federal de Santa Catarina



Prof. Yesid Ernesto Asaff Mendoza, Dr. Eng.
CTJ / Universidade Federal de Santa Catarina

AGRADECIMENTOS

Dentre os infinitos caminhos da vida, duas pessoas souberam me guiar para escolher o certo, por isso serei eternamente grato a elas, as quais tenho orgulho de chamar de PAI e MÃE.

De forma muito especial, gostaria de agradecer a Deus por ter me dado a vida e força para superar as dificuldades encontradas durante o caminho.

Agradeço a toda minha família, pelo apoio que me deram, estando ao meu lado durante as dificuldades e alegrias do dia-a-dia. Pela paciência, sabendo me orientar e me escutar nos momentos de dificuldade. E pela confiança, permitindo que eu pudesse correr atrás de meus sonhos e buscar aquilo que julgo ser o melhor para meu futuro. A todos vocês, MUITO OBRIGADO.

A minha amiga, companheira e namorada, Simone, a qual estive desde o início ao meu lado, a qual dividiu comigo suas dúvidas, ideias e sonhos, e desta forma, traçamos um lindo caminho juntos. Lado a lado percorremos o mundo em busca de conhecimento, aventura e superação. Por cada momento que passamos juntos, MUITO OBRIGADO.

Gostaria de agradecer aos mestres que não mediram esforços para transmitir seus conhecimentos e experiências. Ao pesquisador Julio Nelson Scussel, pelo suporte fornecido. E de forma muito especial, ao meu orientador, Victor Juliano De Negri, por toda a atenção e dedicação durante o desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço a todos aos amigos LASHIPIANOS, em especial: Tiago, Marcos, Giuliano, Guilherme, Thales, Arthur, Diego, Job, Henrique, Henri, Túlio, Rafael, Ivan, Nicodemos e Andrei, por todo o apoio e amizade durante o desenvolvimento deste trabalho.

Ao programa UNIEDU PÓS-GRADUAÇÃO, pelo apoio financeiro.

Ao POSMEC, pela oportunidade de crescimento pessoal e profissional.

The future belongs to
those who believe in the beauty
of their dreams” (Eleanor
Roosevelt)

RESUMO

Com a crescente demanda por tecnologias de baixa emissão de carbono, redução no consumo de energia e a conscientização sobre a necessidade de proteção ambiental, o aprimoramento da eficiência energética dos processos de manufatura tem sido amplamente adotado como estratégia para redução no consumo de energia e emissão de poluentes. Os sistemas pneumáticos por sua vez, são amplamente utilizados na produção industrial, pois são muito versáteis, ágeis, possuem baixo custo de aquisição e manutenção, e uma grande densidade de potência. Entretanto, são caracterizados pela baixa eficiência energética. Dentro desse contexto, acredita-se que o correto dimensionamento do sistema de atuação pneumático seja uma das maneiras mais simples e eficientes de melhorar o desempenho energético destes sistemas. Dessa forma, o trabalho presente nesta dissertação está focado em ferramentas que auxiliem o projetista a compreender a relação existente entre o diâmetro do atuador pneumático e a condutância sônica da válvula direcional com o comportamento dinâmico do sistema, e assim, permitir o dimensionamento adequado destes parâmetros, proporcionando um sistema com máximo desempenho dinâmico e eficiência operacional. Para auxiliar esse trabalho, foi desenvolvido um modelo matemático em MATLAB/Simulink® capaz de representar detalhadamente o comportamento dinâmico de um sistema de atuação pneumático. Foram realizados testes de sensibilidade para compreender os efeitos que os principais parâmetros de um sistema de atuação pneumático exercem sobre o mesmo e, com o auxílio das equações que relacionam as razões de pressões nas câmaras de um atuador pneumático em regime permanente, foi identificada uma região ótima de operação, a qual representa os pontos operacionais que resultarão em um máximo desempenho dinâmico e eficiência operacional. Foram desenvolvidas e validadas experimentalmente expressões analíticas que auxiliam o projetista na identificação desta região ótima de operação, demonstrando a aplicabilidade das equações propostas durante o projeto e dimensionamento de um sistema de atuação pneumático.

Palavras-chaves: Dimensionamento de sistemas pneumáticos, Simulação dinâmica, Análise de sensibilidade, Eficiência energética.

THEORETICAL-EXPERIMENTAL STUDY TO AID THE SIZING OF PNEUMATIC ACTUATION SYSTEMS

ABSTRACT

With the growing demand for low-carbon technologies, energy consumption reduction and environmental protection awareness, improvement of manufacturing processes' energy efficiency has been widely adopted as a strategy for reduction of energy consumption and pollutants emission. Pneumatic systems, on its turn, are widely used in industrial production as they are very versatile, agile, have low initial and maintenance costs, and high power density. However, they are characterized by its low energy efficiency. Within this context, it is believed that the correct design of the pneumatic actuation system is one of the best and more efficient ways for improving the energy performance of these systems. Thus, the work presented in this dissertation is focused on tools that help the designer to understand the relationship between the diameter of the pneumatic actuator and sonic conductance of the directional valve with the dynamic behavior of the system, thereby enabling the correct sizing of these parameters, providing a system with maximum dynamic and operational performance. To support this work, a mathematical model was developed in MATLAB / Simulink® capable to represent the detailed dynamic behavior of a pneumatic actuation system. Sensitivity tests were held to understand the effects that the main parameters of a pneumatic actuation system exert on itself, and, with help of equations that relate the pressure ratios in the chambers of a pneumatic actuator in steady state, it was identified an optimal operation area, which represents the operational points that will result in the maximum dynamic and operational efficiency. Analytical equations were developed and validated experimentally, these equations may help the designer to identify this optimal operation area, demonstrating the applicability of the proposed equations during the design and dimensioning of a pneumatic actuation system.

Key words: Sizing of pneumatic systems, Dynamic simulation, sensitivity analysis, Energy efficiency.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Sistema de produção, condicionamento e distribuição de ar comprimido.	31
Figura 2.2 – Vista em corte de um atuador de dupla ação.....	33
Figura 2.3 – Vista em corte de uma válvula de controle direcional proporcional.	37
Figura 2.4 – Simbologia de uma válvula de controle direcional proporcional.	37
Figura 2.5 - Exemplos de sistemas de atuação discretos.....	39
Figura 2.6 – Exemplo de um servoposicionador pneumático.	40
Figura 2.7 – Estratégias para maximização da eficiência energética dos sistemas pneumáticos.	41
Figura 2.8 – Exemplos de circuitos pneumáticos para aumento de eficiência.	43
Figura 3.1 – Visão geral da bancada IBYTU.	47
Figura 3.2 – Visão geral da bancada SPCS.	48
Figura 3.3 – Diagrama do circuito hidráulico-pneumático da bancada IBYTU.....	49
Figura 3.4 – Reservatórios de ar da bancada IBYTU.....	52
Figura 3.5 – Sistema de aquisição de dados e controle da bancada IBYTU	53
Figura 3.6 - Estação 3 da bancada SPCS (esquerda) e diagrama do circuito pneumático (direita).	54
Figura 4.1 – Vazão mássica através de uma válvula em função da razão de pressões.	61
Figura 4.2 - Principais variáveis e forças que atuam em um cilindro pneumático.	62
Figura 4.3– Diagrama esquemático do experimento para determinação da constante de tempo.	65
Figura 4.4 – Curvas resultantes da troca de calor entre o atuador e o ambiente.	67
Figura 4.5 – Volumes de controle de um atuador pneumático.	68
Figura 4.6 – Representação das vedações no êmbolo.	70
Figura 4.7 – Representação da região de contato entre duas superfícies	72
Figura 4.8 – Curva estática da força de atrito e suas principais componentes.....	74
Figura 4.9 – Mapa estático da força de atrito.	75
Figura 4.10 – Representação dos batentes de fim de curso.	77
Figura 4.11 – Curvas para validação do modelo.	79

Figura 4.12 – Ponto de observação para o cálculo da exergia.	81
Figura 5.1 – Curvas de regime permanente para o movimento de avanço (esquerda) e retorno (direita).....	85
Figura 5.2 – Curvas de regime permanente e de carregamento para o movimento de avanço (esquerda) e recuo (direita).	86
Figura 5.3 – Simulação dinâmica para um atuador de 110 mm.....	89
Figura 5.4 – Relação do diâmetro com o ponto de operação para avanço (esquerda) e retorno (direita).....	90
Figura 5.5 - Relação do tempo de deslocamento com o ponto de operação para avanço (esquerda) e retorno (direita).	91
Figura 5.6 - Relação de velocidade de fim de curso com o ponto de operação para avanço (esquerda) e retorno (direita).	93
Figura 5.7 – Relação da eficiência energética com o ponto de operação para avanço (esquerda) e retorno (direita).	94
Figura 5.8 – Delimitação dos pontos ótimos de operação para o avanço (superior) e retorno (inferior).....	97
Figura 5.9 – Relação de tamanho de válvula com tempo de deslocamento para avanço (esquerda) e retorno (direita).	99
Figura 5.10 - Relação de tamanho de válvula com velocidade de fim de curso para avanço (esquerda) e retorno (direita).....	100
Figura 5.11 - Principais etapas do movimento de deslocamento.	102
Figura 5.12 – Comportamento das pressões durante o deslocamento do atuador	103
Figura 5.13 – Comparação dos resultados obtidos com a Equação (5.3) e com a simulação dinâmica	105
Figura 6.1 – Análise da velocidade de avanço em regime permanente	110
Figura 6.2 – Comparação das equações analíticas com os dados da simulação dinâmica para o movimento de avanço.....	111
Figura 6.3 - Análise da velocidade de retorno em regime permanente.	114
Figura 6.4 - Comparação das equações analíticas com os dados da simulação dinâmica para o movimento de retorno.....	115
Figura 6.5 – Bancada experimental.....	117
Figura 6.6 – Variáveis de estado observadas nos experimentos.	118
Figura 6.7 – Comparação da pressão teórica e experimental da câmara A de cada atuador.	119
Figura 6.8 – Pontos de análise dos resultados experimentais.....	122
Figura 6.9 - Comparação das equações analíticas com os dados experimentais.	123

Figura 6.10 – Comparação das equações analíticas com os dados experimentais e parâmetros ajustados para os atuadores I e II (esquerda) e III (direita).	127
Figura B.1 – Sistema sofrendo processo reversível.....	150
Figura B.2 – Representação esquemática do trabalho de escoamento. 152	
Figura C.1 – Sistema compressível sujeito a um processo reversível... 156	
Figura D.1 – Diagrama de blocos geral do sistema de atuação..... 158	
Figura D.2 – Diagrama de blocos da equação da continuidade da câmara A..... 159	
Figura D.3 – Diagrama de blocos da equação da continuidade da câmara B..... 159	
Figura D.4 – Diagrama de blocos da equação do movimento.....160	
Figura D.5 – Diagrama de blocos do modelo de atrito de LuGre.....160	
Figura D.6 – Diagrama de blocos da equação $G(v)$ do modelo de atrito.....160	

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Diâmetros padronizados dos atuadores.	34
Tabela 2.2 – Configurações típicas das válvulas de controle direcionais.	36
Tabela 3.1 – Componentes do sistema hidráulico-pneumático	50
Tabela 3.2 – Componentes da estação 3 da bancada SPCS.....	55
Tabela 4.1 – Parâmetros estáticos e dinâmicos para o modelo de LuGre	77
Tabela 5.1 – Condições de escoamento na válvula.	84
Tabela 5.2 – Equações que determinam a relação entre as razões de pressões nas câmaras do atuador	87
Tabela 6.1 – Atuadores utilizados nos experimentos.	117
Tabela 6.2 – Comparação dos tempos de esvaziamento.	119
Tabela 6.3 – Dados experimentais para o instante de análise escolhido.	122
Tabela 6.4 – Percentuais de atrito para os testes experimentais.....	124
Tabela 6.5 – Parâmetros da válvula proporcional.	126

LISTA DE ABREVIATURAS

CLP	Controlador Lógico Programável
LASHIP	Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos
SPCS	<i>System for Pneumatic Circuit Sizing</i>
VCC	Volts em Corrente Contínua
VDP	Válvula de Controle Direcional Proporcional

ALFABETO GREGO

α	Coefficiente da curva de <i>Stribeck</i>	[1]
γ	Razão de calores específicos	[1]
Δp	Diferencial de pressão	[Pa]
ζ	Razão de amortecimento	[1]
η	Coefficiente de atrito do atuador	[1]
η_{Carnot}	Eficiência da máquina térmica de Carnot	[1]
η_{sis}	Eficiência energética do sistema	[1]
λ	Coefficiente global de troca de calor	[W/m ² .K]
λ_0	Coefficiente global de troca de calor nas condições de referência	[W/m ² .K]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
ν	Volume específico	[m ³ /kg]
ν_0	Volume específico nas condições de equilíbrio	[m ³ /kg]
ρ_0	Massa específica nas condições de referência	[kg/m ³]
ρ_A	Massa específica na câmara A	[kg/m ³]
ρ_B	Massa específica na câmara B	[kg/m ³]
σ_0	Coefficiente de rigidez das cerdas	[N/m ²]
σ_1	Coefficiente de amortecimento das cerdas	[N.s/m]
σ_2	Coefficiente de viscosidade	[N.s/m]
τ	Constante de tempo térmica	[s]

LISTA DE SÍMBOLOS

SI_{Sb}

SI	Símbolo literal
Sb	Sub-índice

LISTA DE SUB-ÍNDICES

1	Montante da válvula
2	Jusante da válvula
A	Câmara A
A0	Condição inicial da câmara A
B	Câmara B
B0	Condição inicial da câmara B
p	Velocidade Positiva
n	Velocidade Negativa

ALFABETO LATINO

a	Aceleração	[m/s ²]
A	Área	[m ²]
A_s	Área da superfície de troca térmica	[m ²]
A_h	Área da haste	[m ²]
b	Razão de pressões crítica	[1]
B_e	Coefficiente de amortecimento dos batentes de fim de curso	[N.s/m]
C	Condutância sônica	[m ⁵ /N.s]
C_d	Coefficiente de descarga	[1]
C_p	Calor específico a pressão constante	[J/kg.K]
C_v	Calor específico a volume constante	[J/kg.K]
D_c	Diâmetro do cilindro	[m]
D_h	Diâmetro da haste	[m]
E	Energia	[J]
Et	Energia da tarefa	[J]
e	Energia específica	[J/kg]
F_{at}	Força de atrito	[N]

F_{atRP}	Força de atrito em regime permanente	[N]
F_C	Força de atrito de Coulomb	[N]
F_{ext}	Força de carga	[N]
F_{imp}	Força dos batentes de fim de curso	[N]
F_S	Força de atrito estático	[N]
F_{total}	Força total	[N]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	Entalpia específica	[J/kg]
h_0	Entalpia específica nas condições de equilíbrio	[J/kg]
k_e	Constante de mola dos batentes de fim de curso	[N/m]
L	Curso do cilindro	[m]
m	Massa de ar	[kg]
m_0	Massa inicial de ar	[kg]
M	Massa	[kg]
p	Pressão absoluta	[Pa]
p_0	Pressão atmosférica	[Pa]
p_s	Pressão de suprimento	[Pa]
q_m	Vazão mássica de ar	[kg/s]
q_{m_e}	Vazão mássica que entra na câmara	[kg/s]
q_{m_s}	Vazão mássica que sai da câmara	[kg/s]
Q	Fluxo de calor	[J]
r_A	Razão de áreas	[1]
R	Constante universal dos gases perfeitos	[J/kg.K]
s	Entropia específica	[J/kg.K]
s_0	Entropia específica nas condições de equilíbrio	[J/kg.K]
S	Entropia	[J/K]
S_0	Entropia nas condições de equilíbrio	[J/K]
t	Tempo	[s]
T	Temperatura	[K]
T_0	Temperatura nas condições de referência	[K]
T_{amb}	Temperatura ambiente	[K]
$T_{interna.}$	Temperatura no interior da câmara	[K]
$T_{S.C.}$	Temperatura na superfície de controle	[K]
u	Energia interna específica	[J/kg]
u_0	Energia interna específica nas condições de equilíbrio	[J/kg]

U	Energia interna	[J]
U_0	Energia interna nas condições de equilíbrio	[J]
v	Velocidade	[m/s]
$v_{R.P}$	Velocidade de regime permanente	[m/s]
v_s	Velocidade de <i>Stribeck</i>	[m/s]
V	Volume	[m ³]
V_0	Volume nas condições de equilíbrio	[m ³]
$V_{B_{total}}$	Volume total da câmara B	[m ³]
$w_{escoamento}$	Trabalho específico de escoamento	[J/kg]
$w_{útil}$	Trabalho específico útil	[J/kg]
W	Trabalho	[J]
$W_{b,útil}$	Trabalho útil da máquina térmica	[J]
W_e	Trabalho de eixo	[J]
W_f	Trabalho de escoamento	[J]
W_{HE}	Trabalho da máquina térmica	[J]
$W_{útil\ total}$	Trabalho útil total	[J]
x	Posição do êmbolo	[m]
$x_{escoamento}$	Exergia específica de escoamento	[J/kg]
x_f	Posição final do êmbolo	[m]
x_{fluido}	Exergia específica de uma corrente de fluido	[J/kg]
x_i	Posição inicial do êmbolo	[m]
$x_{sist.fechado}$	Exergia específica de um sistema fechado	[J/kg]
X_{fluido}	Exergia do fluido	[J]
y	Posição vertical	[m]
Z	Deflexão das rugosidades	[m]

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	25
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	25
1.2	OBJETIVOS.....	26
1.2.1	Objetivo Geral	26
1.2.2	Objetivos específicos.....	26
1.3	JUSTIFICATIVA	27
1.4	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	28
2.	SISTEMAS DE ATUAÇÃO PNEUMÁTICOS	29
2.1	INTRODUÇÃO.....	29
2.2	SISTEMAS PNEUMÁTICOS.....	30
2.2.1	Produção, condicionamento e distribuição	30
2.2.2	Sistema de atuação pneumático	31
2.2.2.1	Atuador pneumático	32
2.2.2.2	Válvulas pneumáticas.....	34
2.2.2.3	Sistemas de atuação discretos.....	38
2.2.2.4	Sistemas de atuação contínuos	39
2.3	OTIMIZAÇÃO ENERGÉTICA DOS SISTEMAS PNEUMÁTICOS	40
2.4	DIMENSIONAMENTO DOS SISTEMAS ATUAÇÃO PNEUMÁTICOS	43
3.	BANCADA DE ENSAIOS.....	47
3.1	INTRODUÇÃO.....	47
3.2	DESCRIÇÃO GERAL DA BANCADA YBITÚ.....	49
3.3	RESERVATÓRIOS DE AR.....	51
3.4	UNIDADE HIDRÁULICA	52
3.5	SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS	53
3.6	ESTAÇÃO 3 DA BANCADA SPCS	54
4.	MODELAGEM DO SISTEMA DE ATUAÇÃO PNEUMÁTICO	57
4.1	INTRODUÇÃO.....	57
4.2	MODELO MATEMÁTICO DA VÁLVULA	58
4.3	MODELO MATEMÁTICO DO CILINDRO	61
4.3.1	Dinâmica das temperaturas no Cilindro	62
4.3.2	A dinâmica das pressões no cilindro.....	68
4.3.3	A equação do movimento.....	69
4.3.3.1	Modelo do atrito	70
4.3.3.1.1	<i>O Modelo de Atrito de LuGre.....</i>	<i>71</i>
4.3.3.1.2	<i>Determinação dos parâmetros de atrito.....</i>	<i>74</i>

4.3.3.2	Modelo do batente de fim de curso	77
4.3.4	Validação do modelo dinâmico	78
4.3.5	A exergia para um sistema de atuação pneumático	81
5.	ESTUDO DO COMPORTAMENTO DO CONJUNTO	
	VÁLVULA-CILINDRO	83
5.1	PONTO DE OPERAÇÃO DO SISTEMA DE ATUAÇÃO	83
5.2	INFLUÊNCIA DA ÁREA DO ATUADOR NA DINÂMICA DO SISTEMA.....	88
5.2.1	Tempo de deslocamento.....	89
5.2.2	Velocidade de fim de curso.....	92
5.2.3	A eficiência energética	94
5.3	INFLUÊNCIA DO TAMANHO DA VÁLVULA NA DINÂMICA DO SISTEMA	98
5.3.1	Tempo de deslocamento.....	98
5.3.2	Velocidade de fim de curso.....	100
5.4	O COMPORTAMENTO DA VELOCIDADE DO ATUADOR	101
6.	EQUACIONAMENTO MATEMÁTICO DA	
	VELOCIDADE DE FIM DE CURSO.....	107
6.1	A ANÁLISE EM REGIME PERMANENTE	107
6.2	A RAZÃO DE VELOCIDADE/C PARA O AVANÇO.....	108
6.3	A RAZÃO DE VELOCIDADE/C PARA O RETORNO	112
6.4	VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL	116
6.4.1	O tempo de esvaziamento	118
6.4.2	Velocidade de fim de curso.....	121
6.4.2.1	Força de atrito em relação à força máxima	124
6.4.2.2	Condutância sônica da válvula proporcional	125
7.	CONSIDERAÇÕES FINAIS	129
	REFERÊNCIAS.....	133
	APÊNDICE A - DESENVOLVIMENTO DA EQUAÇÃO DA	
	VARIAÇÃO DE TEMPERATURA.....	143
	APÊNDICE B - DESENVOLVIMENTO DA EQUAÇÃO DA	
	EXERGIA	149
	APÊNDICE C - DESENVOLVIMENTO DA EQUAÇÃO DA	
	VARIAÇÃO DA ENTROPIA.....	155
	APÊNDICE D – MODELO DINÂMICO DO CONJUNTO	
	VÁLVULA E CILINDRO.....	157

1. INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Quando um projetista se depara com a necessidade de desenvolver uma máquina que necessite de um sistema de atuação, três tecnologias distintas, porém com a mesma finalidade, podem ser aplicadas, são elas: elétrica, hidráulica e pneumática. Cada qual possui características intrínsecas que caracterizam suas possibilidades utilitárias. Os atuadores eletromecânicos por exemplo, são precisos e apresentam boa controlabilidade, entretanto, possuem elevados custos de aquisição e manutenção em relação às demais tecnologias (RAKOVA *et al.*, 2016). Atuadores hidráulicos são conhecidos pela elevada relação potência/peso, alta rigidez e boa controlabilidade, porém, possuem grandes perdas energéticas devido aos controles resistivos que usualmente são empregados (ACHTEN, 2010).

No que tange os sistemas pneumáticos, suas principais características estão relacionadas ao baixo custo de instalação e manutenção, elevada confiabilidade e versatilidade, boa relação potência/peso, além de serem ágeis e rápidos (DOLL *et al.*, 2015). Tais características fazem com que os sistemas pneumáticos sejam amplamente utilizados na automação de máquinas presentes no meio industrial, principalmente, onde se faz necessário o posicionamento ponto a ponto, também conhecido como aplicações do tipo *pick and place*, onde o movimento ocorre entre duas posições e é restringido por paradas mecânicas (BOLLMANN, 1997).

Entretanto, os sistemas pneumáticos possuem algumas limitações, como a compressibilidade do ar, que pode resultar em movimentos oscilatórios e de difícil controle; a necessidade do uso de um compressor para produção de ar comprimido, o qual possui eficiência energética muito baixa (BOLLMANN, 1997); a necessidade da rede de distribuição de ar comprimido e das mangueiras que conectam as válvulas com os atuadores, o que em muitos casos, resulta em um sistema complexo e volumoso, além de favorecer a perda de ar comprimido por vazamentos; e a liberação de energia pneumática para a atmosfera após a reversão do movimento do atuador (HARRIS *et al.*, 2012). Essas limitações reduzem a eficiência energética e a controlabilidade dos sistemas pneumáticos, o que faz com que muitas vezes, seja dada preferência aos atuadores eletromecânicos (HEPKE E WEBER, 2013).

Diante disso, muitos autores têm se dedicado a encontrar maneiras de melhorar a eficiência energética desses sistemas, como por exemplo, diferentes concepções dos circuitos pneumáticos (MERKELBACH E MURRENHOFF, 2015), uso de diferentes níveis de pressão (YANG *et al.*, 2017), ou otimização dos parâmetros do sistema de atuação (HEPKE E WEBER, 2013).

Devido à falta de métodos consistentes para o dimensionamento de sistemas pneumáticos, muitos projetistas tendem à apenas preencher os requisitos básicos de projeto, muitas vezes com base em conhecimentos empíricos que foram adquiridos ao longo do tempo, resultando em equipamentos superdimensionados e, conseqüentemente, gastos excessivos com a instalação e com o consumo de energia.

Em vista ao apresentado, busca-se neste trabalho melhorar o desempenho dinâmico e a eficiência energética dos sistemas de atuação pneumáticos por meio do dimensionamento correto do conjunto válvula e cilindro. Entretanto, para estabelecer um método de dimensionamento, faz-se necessária a correta compreensão dos fenômenos que ocorrem no sistema, bem como, a influência que cada parâmetro possui no comportamento do mesmo.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

O presente trabalho tem como objetivo geral a identificação de uma região ótima de operação nas curvas que relacionam as pressões, em regime permanente, das câmaras de um atuador pneumático, servindo de base para o dimensionamento adequado dos principais parâmetros de projeto destes sistemas.

1.2.2 Objetivos específicos

Para alcançar o objetivo geral deste trabalho, faz-se necessário a realização dos seguintes objetivos específicos:

- Desenvolver e validar um modelo matemático capaz de descrever o comportamento dinâmico de um sistema de atuação pneumático do tipo discreto;

- Analisar a influência que o diâmetro do cilindro e o tamanho da válvula direcional exercem sobre o comportamento do sistema;
- Identificar a região ótima de operação nas curvas das pressões de regime permanente das câmaras do cilindro pneumático;
- Analisar o comportamento da velocidade durante um ciclo de operação e desenvolver equações analíticas para o cálculo da velocidade em regime permanente do sistema de atuação;
- Validar teórico e experimentalmente as equações analíticas para o cálculo da velocidade em regime permanente.

1.3 JUSTIFICATIVA

O aumento do custo energético, as novas regulamentações ambientais e a mudança comportamental dos consumidores em relação à emissão de poluentes estão entre as principais justificativas para o desenvolvimento de tecnologias que visem a eficiência energética dos processos industriais.

Os sistemas pneumáticos, por sua vez, são muito conhecidos pela sua versatilidade e confiabilidade. Eles possuem, de modo geral, baixo custo de aquisição e manutenção, entretanto, o custo de operação é bastante elevado devido à sua baixa eficiência energética.

Durante o projeto de um sistema de atuação pneumático, muitas ações podem ser executadas para melhorar a eficiência energética do mesmo, tais como: Redução na pressão de suprimento, prevenção de vazamentos, concepção de circuitos pneumáticos alternativos, diferentes pressões de suprimento, etc.

Entretanto, todas essas alternativas de redução de consumo de energia tendem a aumentar os custos de instalação e manutenção do sistema, ou então, reduzir o desempenho dinâmico do mesmo. Porém, acredita-se que o dimensionamento adequado do sistema de atuação seja capaz de proporcionar um melhor desempenho dinâmico e energético, bem como reduzir os custos iniciais de instalação.

Desta forma, busca-se com este trabalho, o desenvolvimento de ferramentas que contribuam para a melhor compreensão do comportamento estático e dinâmico de um sistema de atuação pneumático, auxiliando no desenvolvimento de um método de seleção do conjunto válvula e cilindro, que vise a obtenção de um sistema com máximo desempenho dinâmico e energético.

1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A dissertação está dividida em sete capítulos, os quais apresentam o seguinte conteúdo:

Capítulo 1: Apresenta a contextualização do trabalho, bem como os objetivos, as justificativas e contribuições;

Capítulo 2: Contém uma revisão bibliográfica sobre os sistemas pneumáticos, as principais classificações e nomenclaturas. São apresentados também os principais métodos utilizados para melhoria da eficiência energética destes sistemas, e os métodos tradicionais de dimensionamento dos sistemas de atuação.

Capítulo 3: São apresentadas as bancadas de ensaio utilizadas durante os experimentos realizados para o desenvolvimento deste trabalho.

Capítulo 4: É detalhado o desenvolvimento do modelo dinâmico de um sistema de atuação pneumático, bem como as hipóteses e simplificações assumidas.

Capítulo 5: É apresentado o estudo realizado para determinar a influência da área do atuador e do tamanho da válvula direcional no comportamento do sistema, bem como, a caracterização do comportamento da velocidade durante o deslocamento.

Capítulo 6: O desenvolvimento e a validação das expressões analíticas para determinação da velocidade em regime permanente são detalhados neste capítulo.

Capítulo 7: São apresentadas as considerações finais sobre o trabalho desenvolvido e as recomendações para trabalhos futuros.

2. SISTEMAS DE ATUAÇÃO PNEUMÁTICOS

Neste capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica sobre os principais conceitos relativos aos sistemas pneumáticos, bem como seus principais componentes e características. São abordados também, os principais métodos de dimensionamento presentes na literatura, evidenciando a problemática do tema que será discutido ao longo desta dissertação.

2.1 INTRODUÇÃO

O termo “pneumática” é denominado por Andersen (1967) como mecânica dos fluidos compressíveis, a qual, segundo Beater (2007), utiliza gás comprimido como fonte de potência para solução de problemas de engenharia. Diversos autores, como Esposito (1997), Rabie (2009), Sullivan (1989), Krivts e Krejnin (2006), entre outros, concordam que o principal gás utilizado para transmitir energia é o ar atmosférico, o qual é governado pelas leis dos gases ideais devido as condições em que é utilizado nos sistemas pneumáticos de transmissão de energia.

Embora o uso em escala industrial tenha se iniciado apenas no século XIX, o ar tem sido utilizado como meio de transferir energia por mais de 2000 anos. A primeira aplicação industrial conhecida data o ano de 1888, onde uma estação central de compressão de ar foi instalada em Paris, com o objetivo de suprir ar comprimido para a cidade (BEATER, 2007). Esse meio de transmitir energia se tornou obsoleto com o advento da energia elétrica, entretanto, a competição entre sistemas pneumáticos e elétricos ainda existe.

Durante a década de 1950, a pneumática começou a ser utilizada para transmissão de sinais, originando então os elementos lógicos de tomada de decisão. Já na década de 1970, o uso de solenoides e relês ampliou ainda mais o espaço ocupado pela pneumática em aplicações industriais, estando lado a lado com sistemas hidráulicos e eletromecânicos. Nessa mesma década, iniciou-se o uso da microeletrônica e da informática junto aos sistemas pneumáticos, originando então o termo conhecido como pneutrônica (BOLLMANN, 1997).

A tecnologia pneumática possui um campo de aplicação muito amplo e diversificado. Andersen (1967) destaca aplicações como: pressurização de cabines aeronáuticas, pressurização de tanques criogênicos e posicionamento das barras de controle em reatores

nucleares. Bollmann (1997) destaca o desenvolvimento da automação, a qual abrange os mais diversos setores da economia, tais como: agrícola, agropecuário, alimentício, metalúrgico, de embalagem de produtos, construção civil, transporte, entre outros.

A integração com outras tecnologias, como elétrica, mecânica, sistemas eletrônicos e algoritmos de controle, faz com que os sistemas pneumáticos sejam vistos como uma evolução nos sistemas mecatrônicos (KRIVTS E KREJNIN, 2006).

2.2 SISTEMAS PNEUMÁTICOS

Em um sistema pneumático, a energia mecânica fornecida pelo motor (o qual pode ser elétrico ou a combustão) é convertida em energia pneumática pelo compressor. Após a compressão, o ar comprimido precisa ser preparado antes de ser utilizado, o que gera a etapa conhecida como condicionamento. Em seguida, o ar comprimido é armazenado nos reservatórios e distribuído pelas linhas de transmissão. Um conjunto de diferentes tipos de válvulas faz a limitação e o controle da energia pneumática, a qual é, finalmente, convertida em energia mecânica por meio dos atuadores (RABIE, 2009).

Dentro desse processo de conversão de energia, De Negri (2001) observa dois domínios tecnológicos distintos. O primeiro, abrange a produção, condicionamento e distribuição do ar comprimido. Já o segundo, refere-se ao circuito pneumático, doravante denominado sistema de atuação pneumático, o qual é responsável pela conversão, de forma controlada, da energia pneumática em energia mecânica.

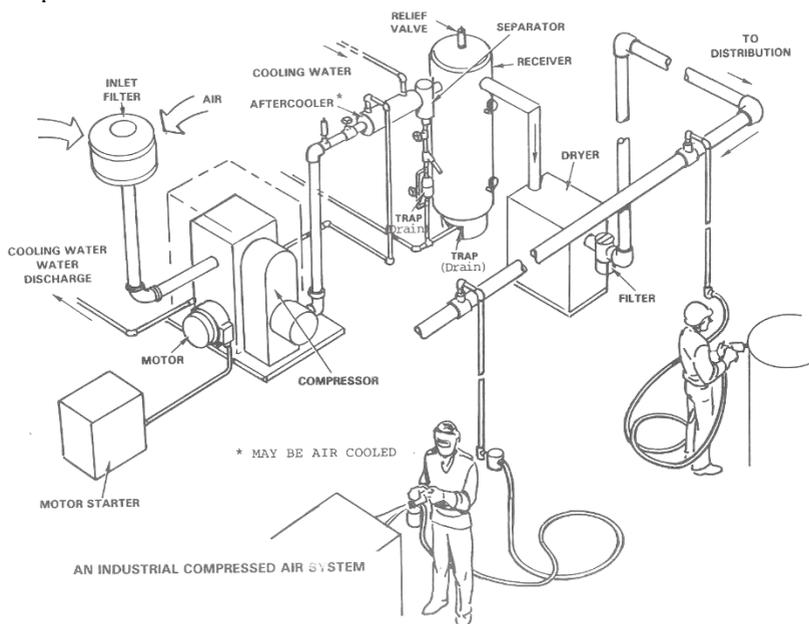
2.2.1 Produção, condicionamento e distribuição

O primeiro passo para a produção de ar comprimido é a filtragem primária, sendo esta a primeira linha de defesa para eliminação de poeiras e impurezas. O processo de compressão do ar atmosférico possui como característica a elevação da temperatura do mesmo, a qual atinge valores que variam de 85°C a 180°C, dessa forma, após passar pelo compressor, o ar comprimido deve passar por um trocador de calor, denominado *aftercooler*, o que reduz a temperatura do ar para valores entre 10°C a 15°C. Com temperaturas mais baixas, o processo de remoção de umidade, que acontece por meio da precipitação de condensado, ocorre mais facilmente. Esse processo ocorre por toda a rede de distribuição de ar comprimido, mas predominantemente, no reservatório de ar comprimido. De modo a garantir a máxima retirada da umidade do ar, o mesmo pode

passar por um secador, onde a humidade é removida até um nível aceitável para o processo onde será utilizado. Por fim, antes da utilização, o ar seco passará pela filtragem final, permitindo a remoção das impurezas restantes, antes que o mesmo seja fornecido à rede de distribuição (ROCHA E MONTEIRO, 2005).

A Figura 2.1 apresenta, de forma esquematizada, todo o processo de produção, condicionamento e distribuição de ar comprimido.

Figura 2.1 – Sistema de produção, condicionamento e distribuição de ar comprimido.



Fonte: Samuel (2015).

Ressalta-se que o escopo desse trabalho não envolve o estudo detalhado sobre a geração, condicionamento e distribuição de ar comprimido. Dessa forma, para os estudos realizados, será assumido uma fonte de pressão constante para o sistema de atuação pneumático.

2.2.2 Sistema de atuação pneumático

Segundo De Negri (2001), um sistema de atuação é, do ponto de vista da automação e controle, um conjunto de componentes capaz de receber uma informação e executar uma determinada ação por meio da

conversão, de forma controlada, da energia de entrada em energia mecânica. A informação pode ser proveniente de um circuito elétrico, hidráulico, pneumático, de um programa de CLP ou de um operador e, a energia de entrada pode ser elétrica, hidráulica ou pneumática.

Em um sistema de atuação pneumático, a entrada do sistema é ar comprimido (energia pneumática), e seu princípio construtivo mais simples é composto por um atuador pneumático e uma válvula direcional (DE NEGRI, 2001). Entretanto, como visto em Rabie (2009), Bollmann (1997) e Beater (2007), diversos componentes podem ser adicionados ao sistema de atuação, tais como sensores de fim de curso, válvulas reguladoras de vazão, válvulas de escape rápido, transdutores de posição, válvulas proporcionais, entre outros.

Dessa forma, alguns autores como Krivts e Krejnin (2006), Oliveira (2009) e Hené (2010) classificam os sistemas de atuação em dois grandes grupos, os sistemas discretos, ou do tipo *on/off*, e os sistemas contínuos, também conhecidos como servoposicionadores.

Cada tipo de sistema de atuação pneumático possui as suas características e particularidades, as quais são apresentadas nas seções 2.2.2.3 e 2.2.2.4, entretanto, percebe-se que ambos possuem uma característica em comum, que é a presença de um atuador pneumático e de uma válvula direcional.

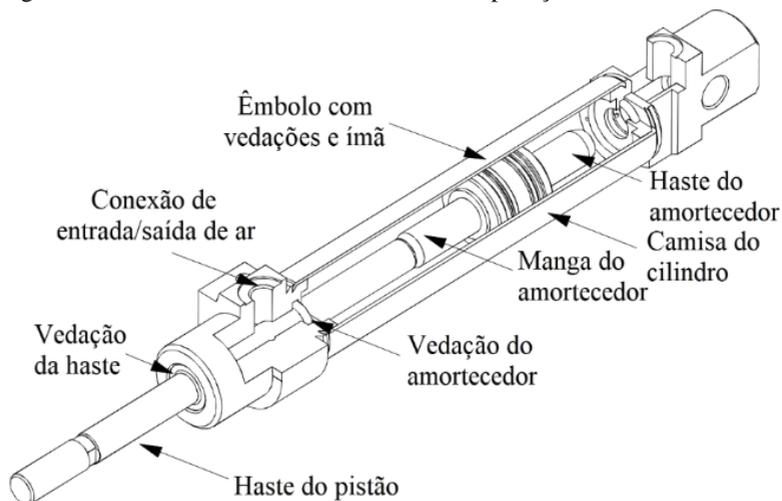
2.2.2.1 Atuador pneumático

Os atuadores pneumáticos são dispositivos capazes de converter energia pneumática em energia mecânica. O desempenho e o custo desses componentes podem ser fatores decisivos para a escolha dos sistemas pneumáticos na elaboração do projeto (KRIVTS E KREJNIN, 2006). Existem diversas variações de concepções de atuadores pneumáticos, Bollmann (1997) apresenta dois grupos de atuadores: Os lineares e os rotativos.

A Figura 2.2 apresenta o modelo típico de um atuador linear. O funcionamento desse tipo de atuador é bastante simples, o embolo é o elemento responsável por impedir que o ar pressurizado que entra em uma câmara escoe para a outra. Dessa forma, ao pressurizar uma câmara, todo o conjunto haste e embolo será movido, produzindo trabalho mecânico. Muitos atuadores possuem uma faixa de material magnético ao redor do êmbolo, o que permite o uso de sensores magnéticos para detecção da posição do êmbolo. Uma maneira de reduzir a força de impacto ao final do movimento é o uso de amortecedores de fim de curso, os quais geram uma contrapressão na câmara que se opõe ao movimento do êmbolo,

promovendo uma desaceleração controlada e reduzindo a força de impacto (BEATER, 2007).

Figura 2.2 – Vista em corte de um atuador de dupla ação.



Fonte: Adaptado de Beater (2007)

Os atuadores lineares possuem dimensões padronizadas que seguem determinados padrões nacionais ou internacionais. Isso permite que cilindros padronizados sejam substituídos por cilindros de outros fabricantes, facilitando a intercambialidade dos atuadores. As normas que padronizam as dimensões dos atuadores são: ISO 15552 (ISO, 2004) , ISO 6432 (ISO, 2015) e NBR 12602 (ABNT, 1992) . Os diâmetros dos cilindros e das hastes, de acordo com as normas citadas, podem ser encontrados na Tabela 2.1.

Existem diversas configurações dos atuadores lineares, a principal divisão está relacionada ao tipo de acionamento, que pode ser de simples ação ou de dupla ação. Nos cilindros de simples ação, um dos sentidos de movimento (avanço ou retorno) é realizado pela força resultante do ar comprimido, e o movimento em sentido oposto se dá pela força de uma mola, ou por gravidade. Já os cilindros de dupla ação são movimentados pelo ar comprimido nos dois sentidos do movimento do êmbolo (BOLLMANN, 1997). O autor apresenta outras configurações de atuadores de dupla ação, como por exemplo, os atuadores com haste dupla, onde a haste está presente nos dois lados do êmbolo, e também, os atuadores sem

haste, que são utilizados para os casos onde são necessários cursos mais longos ou economia de espaço.

Tabela 2.1 – Diâmetros padronizados dos atuadores.

Diâmetro do êmbolo [mm]	NORMAS		
	ISO 6432	ISO 15552	NBR 12602
	Diâmetro da haste [mm]		
8	4		
10	4		
12	6		
16	6		
20	8		
25	10		
32		12	12
40		16	16
50		20	16
63		20	20
80		25	20
100		25	25
125		32	25
160		40	32
200		40	32
250			40
320			40

Fonte: (HENÉ, 2010)

Dentro do grupo dos atuadores rotativos, existem os motores pneumáticos, que produzem momento torçor contínuo e com rotação ilimitada, e os cilindros e atuadores rotativos, também conhecidos como osciladores, os quais produzem movimentos oscilantes com rotação limitada, normalmente até 360° (BOLLMANN, 1997).

Atualmente, são encontradas no mercado algumas concepções diferentes de atuadores pneumáticos, podendo-se citar as garras pneumáticas, ventosas e também os músculos pneumáticos (FESTO, 2017a).

2.2.2.2 Válvulas pneumáticas

As válvulas pneumáticas são utilizadas, essencialmente, para controlar a energia pneumática que flui pelo sistema. Existem diversos tipos de válvulas pneumáticas que são utilizadas para as mais diversas

aplicações de controle e limitação de energia pneumática, Sullivan (1989) apresenta quatro grupos.

- **Válvulas de alívio:** São componentes de segurança que tem como objetivo a limitação da pressão máxima do sistema, evitando danos ao compressor e aos componentes.
- **Válvulas reguladoras de pressão:** São utilizadas para regular a pressão de um determinado circuito pneumático. Elas são instaladas após a linha de distribuição principal e podem ser utilizadas para regular duas ou mais pressões para diferentes componentes do mesmo circuito.
- **Válvulas reguladoras de vazão:** A função dessas válvulas é regular a vazão de ar para um determinado componente. Seu princípio de funcionamento é baseado na variação da área de passagem de fluido (estrangulamento) e seu principal efeito sobre o componente é a redução da velocidade de operação, razão pela qual, são também denominadas válvulas reguladoras de velocidade.
- **Válvulas direcionais:** São utilizadas para interromper, liberar, e controlar a direção de escoamento do ar comprimido, permitindo o movimento do atuador pneumático na direção desejada.

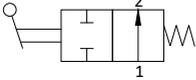
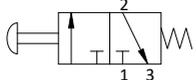
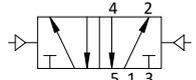
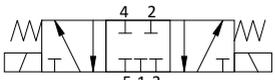
Em um sistema de atuação pneumática, as válvulas direcionais são componentes fundamentais para seu correto funcionamento, pois sem elas, seria impossível controlar o sentido de deslocamento do atuador. Beater (2007) apresenta dois tipos de válvulas direcionais: as válvulas de controle direcionais e as válvulas de controle direcional proporcionais.

As válvulas de controle direcionais são também conhecidas por válvulas *on/off*, ou então, de acordo com Parr (1999), válvulas de posições finitas. Elas são utilizadas para operar nas condições de totalmente abertas ou totalmente fechadas, e são normalmente caracterizadas por dois números, o primeiro referente ao número de portas (também chamado de conexões ou vias) e o segundo número referente ao número de posições, que são os possíveis estados que a válvula pode assumir. Além disso, existem outras variações que podem distinguir uma determinada válvula direcional, como por exemplo, o seu princípio construtivo, que pode ser de carretel, assento ou diafragma e também seu tipo de acionamento, que pode ser elétrico, pneumático, manual ou uma combinação destes.

A simbologia destes componentes é padronizada pelas normas ISO 1219-1 (ISO, 2012b) , ISO 1219-2 (ISO, 2012a) e ISO 1219-3 (ISO,

2016). Alguns exemplos de válvulas direcionais e suas representações são apresentados na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 – Configurações típicas das válvulas de controle direcionais.

Simbologia	Nome e descrição
	Válvula 2/2, acionamento por alavanca e retorno por mola.
	Válvula 3/2, acionamento por botão e retorno por mola.
	Válvula 5/2, acionamento por piloto pneumático.
	Válvula 5/3, acionamento por solenoide e centragem por mola.

Fonte: Elabora pelo autor.

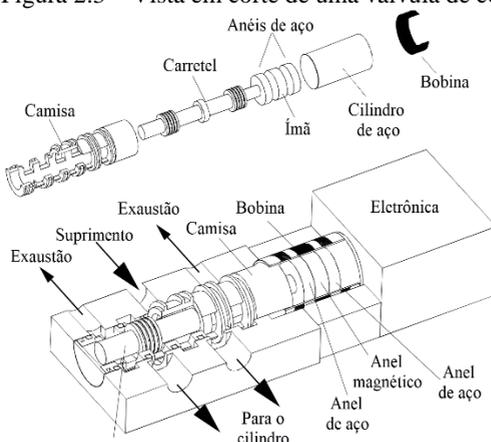
As válvulas de controle direcional proporcionais (VDPs) utilizam um carretel deslizante para direcionar o ar comprimido para o sistema, mas, diferentemente das válvulas *on/off*, as VDPs são capazes de posicionar o carretel em infinitas posições entre a condição de aberto e fechado (PARR, 1999). O movimento do carretel é produzido por solenoides, que são especialmente projetados para produzir uma força que varie linearmente com a corrente, fazendo com que a posição do carretel varie de acordo com a corrente enviada para a válvula. Entretanto, Beater (2007) destaca que a relação da corrente com a força não é exatamente linear, e os efeitos produzidos pelas forças de atrito entre a camisa da válvula e o carretel afetam ainda mais essa relação.

Algumas válvulas de controle direcional proporcionais, como a desenvolvida por Lee *et al.* (2008) e também como visto em Festo (2017b), possuem uma malha de controle interna para posicionar o carretel em função do sinal de entrada. Nesse tipo de válvula, a posição do carretel é medida com um sensor de posição e comparada com o sinal de referência que é enviado à válvula pelo usuário, com o auxílio de um controlador, a posição do carretel é corrigida até atingir o valor de referência estabelecido pelo usuário.

Alguns autores, como Krivts e Krejnin (2006) e Kim *et al.* (2005), denominam as VDPs que possuem malha de controle interna como servoválvulas. Entretanto, essa nomenclatura não é uma unanimidade entre os estudiosos da área, uma vez que Beater (2007) apenas classifica tais válvulas, como “válvulas de controle direcional proporcionais de alta qualidade”, e Festo (2017b) as denomina como “válvulas de controle direcional proporcionais”.

Na Figura 2.3 é possível observar o aspecto construtivo e os principais componentes de uma válvula de controle direcional proporcional.

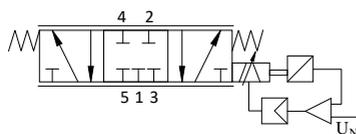
Figura 2.3 – Vista em corte de uma válvula de controle direcional proporcional.



Fonte: Adaptado de Beater (2007).

Em relação à simbologia, a norma ISO 1219-1 (ISO, 2012b) orienta o uso de duas linhas paralelas ao longo do comprimento do símbolo para representar uma válvula que possui número infinito de posições intermediárias. Pela análise da Figura 2.4, observa-se também a presença da simbologia que representa a malha de controle interno da válvula.

Figura 2.4 – Simbologia de uma válvula de controle direcional proporcional.



Fonte: Elaborada pelo autor.

2.2.2.3 Sistemas de atuação discretos

Os sistemas de atuação discretos são caracterizados pela sua robustez, versatilidade e facilidade de uso e, além disso, são considerados um meio de conseguir automação de baixo custo, pois possuem pequeno custo de instalação, e manutenção. Devido a isso, são sistemas amplamente utilizados nas indústrias de manufatura e processamento (KRIVTS E KREJNIN, 2006).

O mesmo autor argumenta que esse tipo de sistema é normalmente utilizado em aplicações de posicionamento simples, onde o atuador possui apenas duas posições (avançado e recuado) e sensores de fim curso, que usualmente são posicionados na parte externa do cilindro, e detectam o estado em que o mesmo se encontra. Válvulas reguladoras de vazão são utilizadas para controlar a velocidade de deslocamento e a desaceleração é obtida por meio de unidades de amortecimento a ar ou absorvedores de choque.

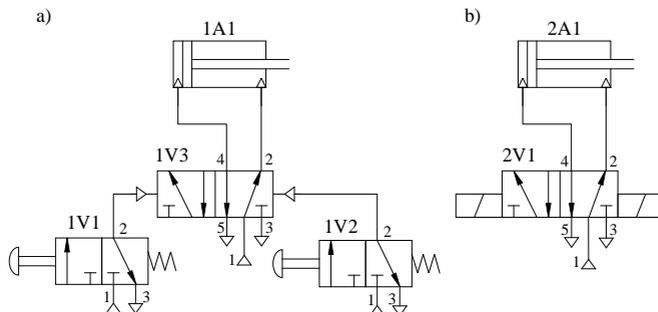
De acordo com De Negri (2001), o controle dos sistemas de atuação discretos é realizado por meio de três princípios tecnológicos, sendo eles:

- **Pneumática pura:** É utilizada para equipamentos de baixa complexidade, onde os sinais são transmitidos pelo ar comprimido e processados por válvulas pneumáticas, as quais caracterizam os comandos booleanos E e OU. Também são utilizadas as válvulas de controle direcionais, que são pilotadas pneumaticamente ou acionadas mecanicamente.
- **Eletropneumática:** A transmissão dos sinais é feita por corrente elétrica, e o processamento desses sinais se dá por meio componentes elétricos, tais como, chaves, interruptores, contadoras e, principalmente, relés. Para acionar as válvulas direcionais, são utilizados solenoides simples ou duplos.
- **Pneutrônica:** Faz o uso de controladores lógicos programáveis (CLPs) para fazer o processamento de sinais. Seu uso foi intensificado nas décadas de 80-90 devido ao surgimento da microeletrônica e da informática, hoje em dia, o uso dessa tecnologia se mostra como principal tendência do mercado.

A Figura 2.5 apresenta dois exemplos de sistemas de atuação discretos, no primeiro (Figura 2.5a), a válvula direcional 1V3 é pilotada

pneumáticamente pelas válvulas 1V1 e 1V2, já na Figura 2.5b, é apresentado um sistema de atuação pneumático onde a válvula 2V1 é acionada por solenoides, permitindo o uso da eletropneumática e também da pneutrônica.

Figura 2.5 - Exemplos de sistemas de atuação discretos.



Fonte: Elaborada pelo autor.

2.2.2.4 Sistemas de atuação contínuos

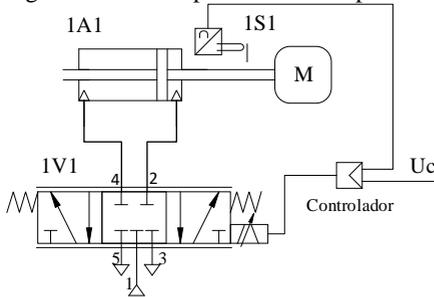
A principal característica de um sistema de atuação contínuo é a possibilidade posicionar a haste do atuador em uma determinada localização de seu curso. Estes sistemas usualmente fazem uso de controladores, onde a variável a ser controlada (posição ou força, por exemplo) é medida continuamente e comparada com um sinal de referência. Se existir uma diferença, o controlador fará ajustes no sistema até eliminar a diferença, igualando o sinal controlado com o sinal desejável, caracterizando um sistema em malha fechada (KRIVTS E KREJNIN, 2006).

Em pneumática, os sistemas de atuação contínuos mais comuns são os posicionadores pneumáticos, também conhecidos como servoposicionadores. Eles são utilizados para as situações onde se faz necessário parar o atuador em uma posição intermediária de seu curso, ou então, quando é necessário seguir uma determinada trajetória. Mesmo com as diversas não linearidades presentes nos sistemas pneumáticos, o uso de controladores sofisticados tem permitido avanços significativos em relação aos posicionadores pneumáticos, como pode ser visto em Xiang e Wikander (2004), onde foi desenvolvido um controlador do tipo *feedback linearization*, que permitiu uma precisão de posicionamento de 5 μm para entradas em degrau de 0,1 m.

O princípio construtivo e os principais componentes de um posicionador pneumático estão representados na Figura 2.6. Para

posicionar a massa M , a válvula de controle direcional proporcional 1V1 controla a entrada e saída de ar nas câmaras do cilindro 1A1. O transdutor de posição (1S1) indica, em tempo real, a posição do atuador, a qual é comparada com o sinal de referência (U_c) e a diferença é transformada em tensão pelo controlador, o que resultará na abertura ou fechamento dos orifícios da válvula.

Figura 2.6 – Exemplo de um servoposicionador pneumático.



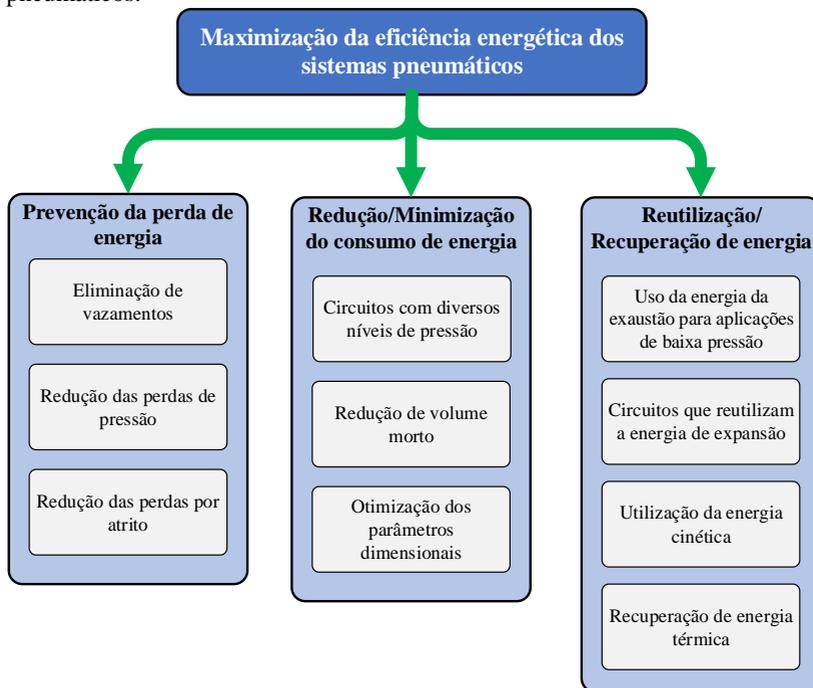
Fonte: Elaborada pelo autor.

2.3 OTIMIZAÇÃO ENERGÉTICA DOS SISTEMAS PNEUMÁTICOS

A otimização energética dos processos de manufatura é uma estratégia amplamente utilizada no setor industrial para redução no consumo de energia, emissão de poluentes e dos custos de produção (BUNSE *et al.*, 2011). Correspondendo a cerca de 10% a 20% do consumo energético industrial (YANG *et al.*, 2017), os sistemas pneumáticos são, inevitavelmente, um tópico de discussão quando se trata de eficiência energética.

Diversas medidas têm sido estudadas e adotadas para melhorar a eficiência energética dos sistemas pneumáticos. Harris *et al.* (2014) destaca que a comunidade científica tem realizado um grande esforço para melhorar o desempenho energético destes sistemas. O autor apresenta três categorias em que se enquadram as estratégias utilizadas para aumentar a eficiência energética dos sistemas pneumáticos. Essas categorias são apresentadas na Figura 2.7 e estão relacionadas à minimização das perdas de energia, redução no consumo de ar comprimido e reutilização de energia dos sistemas pneumáticos.

Figura 2.7 – Estratégias para maximização da eficiência energética dos sistemas pneumáticos.



Fonte: Adaptado de Harris *et al.* (2014).

Mesmo com diversos meios para aumentar a eficiência energética dos sistemas pneumáticos, Hepke e Weber (2013) argumentam que apenas alguns desses métodos são capazes de produzir resultados concretos, que apresentem uma boa relação de custo-benefício ao longo de sua vida útil. Os autores efetuaram um estudo onde foi realizada uma modificação do circuito pneumático para reutilização da energia de expansão do ar comprimido no movimento de retorno, para isso, foi utilizado um reservatório auxiliar para armazenar a energia de expansão da câmara B do atuador (Figura 2.8a). Com essa alteração, houve uma redução de 43% no consumo de ar comprimido.

Os circuitos com diversos níveis de pressão podem ser uma forma simples e efetiva para aumentar a eficiência de um sistema pneumático, pois, em determinadas aplicações a força para retornar o atuador é consideravelmente menor do que a força necessária para avançar. Harris *et al.* (2014) apresentam uma concepção de circuito pneumático onde é adicionado uma válvula reguladora de pressão para cada câmara do

cilindro (Figura 2.8b), permitindo que a pressão de suprimento em cada câmara seja ajustada de acordo com a aplicação. Com essa alteração, o autor observou uma redução de 27% no consumo de energia.

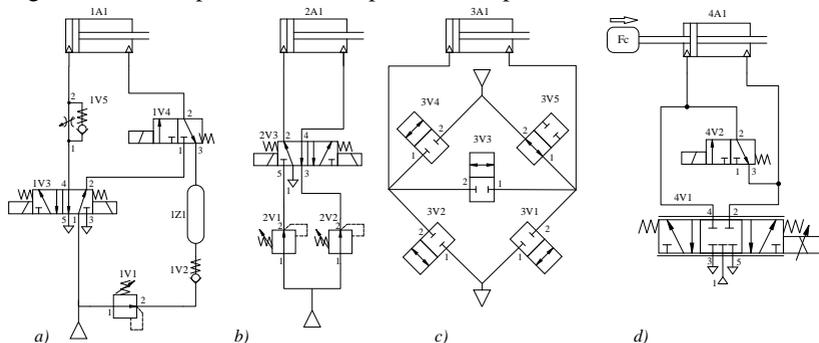
Um dos grandes problemas dos atuadores pneumáticos é que ao completar um movimento, toda a câmara do cilindro é preenchida com ar comprimido de alta pressão, e em seguida, toda essa energia é liberada para a atmosfera. Uma solução apresentada por Otis (1992 apud HARRIS *et al*, 2012) é o fechamento da pressão de suprimento após o cilindro ter completado uma fração de seu deslocamento, utilizando a energia de expansão para completar o movimento. Entretanto, esse método pode comprometer a força pneumática disponível pelo sistema.

Doll *et al.* (2011) propõem um circuito pneumático denominado de “ponte”, onde cinco válvulas de controle direcionais 2/2-vias são utilizadas (Figura 2.8c). Nessa configuração, ambas as câmaras podem ser conectadas à pressão de suprimento, à atmosfera ou então, podem ser interconectadas, permitindo que o ar pressurizado de uma câmara escoe para a outra. Com essa configuração, as válvulas reguladoras de vazão e os amortecedores de fim-de-curso não são necessários, pois, esses efeitos podem ser obtidos pelo controle das válvulas *on/off*. Entretanto, as técnicas de controle requeridas são consideravelmente mais sofisticadas.

Marshall *et al.* (2016) argumentam que o monitoramento das condições de operação pode ser uma maneira importante de reduzir os custos e aumentar a eficiência dos sistemas pneumáticos, uma vez que o vazamento de ar comprimido pode corresponder até 30% do consumo total desta energia. Segundo o autor, a melhor maneira para detectar vazamentos é por meio de sensores acústicos ultrassônicos. Entretanto, Kambli (2008) destaca que a monitoração contínua dos sistemas pneumáticos, por meio de equipamentos mais simples, como sensores de vazão mássica e de pressão, tem se mostrado uma solução mais eficiente.

Endler (2014) desenvolveu um método alternativo de economia de ar comprimido em sistemas de posicionamento pneumáticos, onde foi utilizada uma válvula *on/off* de rápida comutação para realimentar as câmaras de um atuador pneumático simétrico (Figura 2.8d). Neste sistema, a força de carga é utilizada para movimentar o posicionador quando há necessidade de movimenta-lo no mesmo sentido da força. Para isso, a pressão de suprimento é interrompida e a válvula 4V2 realiza a conexão entre as câmaras, permitindo uma economia de até 54% no consumo de energia.

Figura 2.8 – Exemplos de circuitos pneumáticos para aumento de eficiência.



Fonte: Adaptado de Hepke e Weber (2013), Harris *et al.* (2014), Doll *et al.* (2011) e Endler (2014).

2.4 DIMENSIONAMENTO DOS SISTEMAS ATUAÇÃO PNEUMÁTICOS

Durante o projeto de um sistema pneumático, o dimensionamento do sistema de atuação possui um papel de suma importância para o funcionamento adequado do mesmo, pois, é nessa fase que as principais necessidades do sistema a ser projetado serão satisfeitas.

A principal etapa durante o dimensionamento de um sistema de atuação pneumático é a escolha do conjunto válvula direcional e cilindro (DE NEGRI, 2001). Entretanto, os demais componentes que irão compor o sistema de atuação também devem ser dimensionados, tais como válvulas reguladoras de vazão, mangueiras e a pressão de suprimento (BIMBA, 2011).

Dimensionar uma válvula direcional significa determinar a vazão necessária para atingir os requisitos de tempo e velocidade de deslocamento do atuador pneumático. Segundo Bollmann (1997), o dimensionamento da válvula direcional é realizado em conjunto com o dimensionamento do cilindro, uma vez que a vazão volumétrica necessária para atingir os requisitos de velocidade e tempo de deslocamento varia de acordo com o tamanho do atuador.

Nos catálogos técnicos, a caracterização das válvulas pneumáticas é, usualmente, realizada por meio da norma ISO 6358-1 (ISO, 2013), que estabelece o equacionamento para a vazão mássica de ar comprimido através de um orifício por meio de dois parâmetros, a razão de pressões crítica (b) e a condutância sônica (C). A razão de pressões crítica é o limite

que define o início de escoamento sônico, e a condutância sônica é resultado da razão entre a vazão mássica que passa pela válvula e o produto da pressão a montante pela massa específica, nas condições normalizadas, quando o escoamento é sônico.

A norma VDI 3290 (VDI, 1962), apesar de não estar mais vigente, é ainda bastante utilizada para caracterizar a capacidade de uma válvula pneumática. O parâmetro adotado pela norma é a vazão nominal (Q_n), que é a quantidade de ar, por unidade de tempo, que escoar por um componente pneumático com pressão de 7 bar (absoluto) na entrada, 6 bar (absoluto) na saída e temperatura ambiente de 20°C.

A norma NFPA T3.21.3 (NFPA, 2008) caracteriza a capacidade de uma válvula por meio do coeficiente de vazão (C_V), e é bastante utilizada por empresas de manufatura de componentes pneumáticos norte-americanas (BEATER, 2007). De acordo com De Negri (2001), embora o experimento para obtenção do coeficiente C_V seja realizado com ar comprimido, o significado deste parâmetro retrata a quantidade de água, em galões americanos por minuto, que escoar por um determinado orifício, quando a diferença de pressão é de 1 PSI (Manométrico) e a temperatura ambiente é de 68°F (20°C).

Korane (2003) apresenta um método para determinar o coeficiente de vazão (C_V) das válvulas pneumáticas, baseado no tempo de deslocamento e no tamanho do atuador. Um método similar é apresentado por Bimba (2011). De Negri (2001) apresenta um método baseado na velocidade de deslocamento e no diâmetro do atuador. O autor utiliza as equações da norma ISO 6358 para determinar a condutância sônica da válvula (C), além disso, são apresentadas as correlações entre as normas ISO 6358, VDI 3290 e NFPA T3.21.3, ficando a escolha do projetista, a norma a ser utilizada.

O dimensionamento de atuadores pneumáticos é, tradicionalmente, realizado pela experiência dos projetistas. O processo de dimensionamento é governado pelo conhecimento tácito e por “regras básicas”. Por exemplo, Bimba (2011) adota uma sequência de cálculos baseada no peso da massa a ser movida, a inclinação da superfície onde será deslocada a massa e a velocidade de deslocamento. Entretanto, o processo não possui uma fundamentação matemática baseada nos princípios dinâmicos que regem o comportamento de um atuador pneumático, e sim, adota coeficientes de segurança para garantir que o sistema execute as tarefas necessárias, os quais são estabelecidos de acordo com a experiência do autor.

Um método similar é apresentado por Bollmann (1997) e De Negri (2001), onde o dimensionamento é realizado apenas com base na força de carga a ser movimentada. As forças de atrito, variações de pressão e efeitos dinâmicos, como aceleração, são “absorvidos” por um coeficiente de rendimento do cilindro e por uma queda de pressão estimada em torno 0,5 bar.

Esse tipo de abordagem é bastante prática, pois, com apenas alguns passos e equações simples, é possível dimensionar o atuador pneumático, e devido aos coeficientes de segurança envolvidos nos processos, tem-se a certeza que o sistema será capaz de efetuar as tarefas necessárias. Entretanto, esse tipo de metodologia usualmente leva à sistemas superdimensionados. Um exemplo é o método proposto por Bachmann (1997 apud OLIVEIRA, 2009), onde o autor sugere o dimensionamento do atuador com base na força de carga a ser movida e, em seguida, dobrar o diâmetro do cilindro. Fica claro que nesse tipo de abordagem não existe nenhum fundamento matemático dos princípios comportamentais de um atuador pneumático, e sim a experiência do autor de que esse método resultará em um sistema funcional.

Alguns autores desenvolveram programas de computador para realizar o dimensionamento do sistema de atuação, Heung e Jae (1998) apresentam um sistema especialista denominado PNEUDES, o qual dimensiona o conjunto válvula e cilindro com base em alguns dados de entrada, como o tipo de cilindro e a força de carga. Diversos fabricantes, como a FESTO, ROSS CONTROLS, SMC, ASCO e METAL WORK disponibilizam programas de computador com o objetivo de dimensionar o sistema de atuação pneumático. O grande problema relacionado com esse tipo de tecnologia está no não conhecimento do procedimento de cálculo utilizado pelos desenvolvedores dos *softwares*, o que impede que o projetista tenha uma visão global da metodologia sendo utilizada e tenha que confiar nos resultados gerados pelos *softwares*.

A crescente preocupação em otimizar a eficiência energética dos sistemas pneumáticos têm despertado o interesse em aprimorar os métodos de dimensionamento dos atuadores. Rakova *et al.* (2016) por exemplo, realizaram um estudo onde os atuadores foram dimensionados por meio de uma análise de exergia. O método se baseia em um fator de segurança (SF), resultado da razão entre a energia disponível pelo sistema pneumático, que pode ser associado à exergia, pela energia requerida para a realização da tarefa. Por meio de simulação dinâmica, os autores determinaram qual seria o menor fator de segurança que seria capaz de manter as características dinâmicas do sistema. Com essa abordagem, o fator SF otimizado foi comparado com um fator resultante de um método

tradicional de dimensionamento, e, para determinadas condições de carga e velocidade, houve uma redução de $SF = 8$ para $SF = 1,7$.

Métodos de otimização foram utilizados por Harris *et al.* (2014) e também Hepke e Weber (2013), onde, não somente o diâmetro do atuador foi otimizado, mas também a pressão de suprimento, condutância sônica das válvulas e o volume morto dos cilindros. Harris *et al.* (2014) observou que com a otimização dos parâmetros e o uso de duas pressões de suprimento diferentes, houve uma economia de 27% no consumo de ar comprimido. Por sua vez, Hepke e Weber (2013) constataram que a otimização dos parâmetros reduziu em 44% o consumo de energia pneumática.

Esse tipo de abordagem é bastante interessante, pois permite que o sistema projetado possua, além de uma eficiência energética mais elevada, um desempenho dinâmico superior, pois evita que atuadores e válvulas sejam sub ou superdimensionados. Entretanto, um dos maiores problemas relacionados a esse tipo de dimensionamento é a necessidade do uso de equações diferenciais para modelar o comportamento dinâmico do sistema de atuação, o que faz com que em muitos casos, os projetistas deem preferência aos métodos mais tradicionais, deixando de lado um fator muito importante, que é a eficiência energética dos sistemas pneumáticos.

Tendo em vista que muitas metodologias de dimensionamento não são capazes de resultar em um sistema de atuação energeticamente eficiente, e que o uso de otimizadores numéricos muitas vezes é inviável, acredita-se que o desenvolvimento de uma metodologia de projeto que leve em consideração o desempenho dinâmico e energético possa se tornar a chave para o correto dimensionamento de sistemas de atuação pneumáticos. Desta forma, o presente trabalho apresenta o estudo realizado para compreensão dos fenômenos presentes durante o movimento de um atuador pneumático e, a partir disso, a proposição de equações analíticas que visam a obtenção de um conjunto válvula e cilindro que resulte em um ótimo desempenho energético e atenda aos requisitos dinâmicos estabelecidos em projeto.

3. BANCADA DE ENSAIOS

Neste capítulo são apresentadas as bancadas de ensaio utilizadas durante os experimentos realizados para o desenvolvimento deste trabalho.

3.1 INTRODUÇÃO

Durante o desenvolvimento deste trabalho, foram utilizadas duas bancadas experimentais, as quais estão presentes no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. As bancadas de ensaio utilizadas foram a IBYTU e a SPCS.

A palavra IBYTU significa “ar” em *tupi guarani*, sendo esta a razão para o nome dado à bancada experimental (Figura 3.1), uma vez que a mesma foi projetada com o objetivo de estudar as variações das propriedades do ar comprimido, permitindo assim, caracterizar o comportamento de um sistema de atuação pneumática como um todo.

Figura 3.1 – Visão geral da bancada IBYTU.



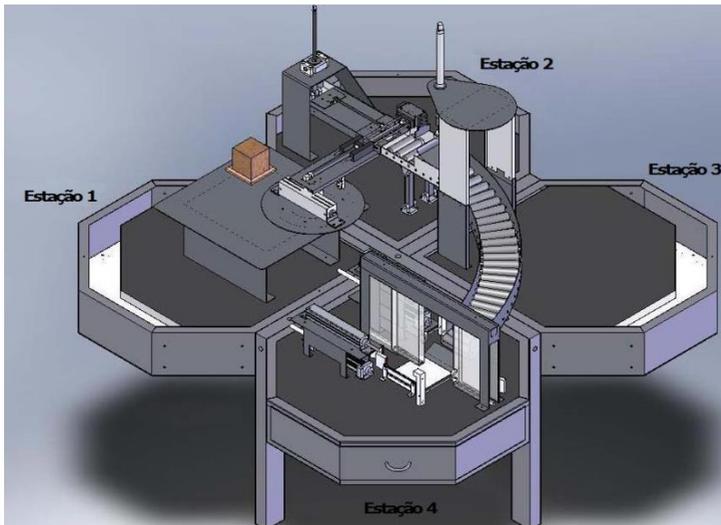
Fonte: Nascimento (2009).

Esta bancada foi desenvolvida para otimizar a área de trabalho, permitindo um melhor aproveitamento durante os ensaios, e suas principais características são: modularidade dos componentes pneumáticos como válvulas e cilindros, reservatórios de ar com grande

capacidade, unidade de potência e atuador hidráulico para aplicação de forças externas e sistema de aquisição de dados. As descrições detalhadas dessas características serão apresentadas nas seções subseqüentes deste capítulo.

Já a bancada SPCS (*System for Pneumatic Circuit Sizing*) (Figura 3.2) foi desenvolvida com o objetivo didático de analisar, de forma prática, o dimensionamento e seleção de válvulas e atuadores pneumáticos, bem como a programação de controladores lógico programáveis, permitindo a aquisição de experiência e domínio sobre esta tecnologia.

Figura 3.2 – Visão geral da bancada SPCS.



Fonte: Vieira *et al.* (2014).

A SPCS é dividida em quatro estações, as quais podem ser operadas em modo simultâneo, simulando um processo sequencial presente nos meios industriais e que são controlados por CLPs, ou então, de modo isolado, quando o controle é feito por acionamentos manuais. Dentre as principais características dessa bancada experimental, destaca-se a modularidade dos componentes e a capacidade de avaliação de um sistema de atuação pneumático para diferentes configurações de cilindro, válvula direcional ou carga.

Neste trabalho, foi utilizado apenas a estrutura e os componentes da estação 3, a qual está descrita com maiores detalhes na seção 3.6.

Tabela 3.1 – Componentes do sistema hidráulico-pneumático

CÓDIGO DE IDENTIFICAÇÃO DOS COMPONENTES	
Descrição	Código
Bomba hidráulica	0P1
Motor elétrico	0M1
Válvula hidráulica reguladora de pressão	0V1
Servoválvula hidráulica 4/3	1V1
Atuador hidráulico simétrico	1A1
Válvula proporcional pneumática 5/3	2V1
Transdutor de posição	2S1
Termopar	2S2, 2S3, 2S4, 2S5
Transdutor de Pressão Absoluta	2S6, 2S7, 2S8
Manômetro	2S9
Célula de Carga	2S10
Atuador pneumático simétrico	2A1
Acumuladores de ar	3Z1
Unidade de filtragem	3Z2, 3Z3, 3Z4, 3Z5
Válvula de esfera	3V1
Válvula de retenção	3V2

Fonte: Adaptado de Hené (2010)

A válvula proporcional pneumática é da marca FESTO, modelo MPYE-5-M5-010-B. Sua vazão nominal é de 100 NL/min, já a condutância sônica (C) é $4,5 \times 10^{-9} \text{ m}^5/\text{N.s}$ e sua razão de pressões crítica (b) é 0,21. A tensão de controle varia de 0 a 10 VCC e a tensão de alimentação varia de 17 a 30 VCC. A faixa de pressões suportada pela válvula é 0 a 10 bar. Mais informações podem ser encontradas em Festo (2009).

As pressões nas câmaras do atuador e na linha de suprimento são obtidas por meio de três sensores extensométricos de ponte completa da marca HBM, modelo P8AP. Esses sensores realizam a medição da pressão absoluta, e sua faixa de medição é 0 a 10 bar, com incerteza de medição de $\pm 0,3\%$. Os sensores foram instalados o mais próximo possível das conexões de entrada das câmaras do atuador, minimizando assim, a divergência entre as pressões medidas em relação às pressões no interior das câmaras. Informações complementares relativas a esses sensores podem ser encontradas em Hbm (2017).

A posição da extremidade da haste é medida com um transmissor de posição da marca BALLUFF, modelo Micropulse BLT5-A11-M0500-

P-S32, o qual possui deslocamento nominal de 500 mm. Mais detalhes sobre o equipamento podem ser encontradas em Balluff (2017).

As temperaturas das câmaras do atuador foram medidas com dois termopares do tipo T, os quais foram instalados nas linhas de entrada e saída de ar do cilindro, próximo aos sensores de pressão. O sensor foi enclausurado em uma conexão pneumática, permitindo que a ponta do mesmo entrasse em contato com fluido que escoava pela tubulação. A faixa de medição é de 0 a 370°C, a bitola do fio é 1,29 mm e a incerteza de medição de $\pm 1^\circ\text{C}$. Informações complementares podem ser encontradas em Ecil (2017).

3.3 RESERVATÓRIOS DE AR

A bancada IBYTU possui dois reservatórios de ar comprimido, cada um com capacidade de 460 L. A principal função dos reservatórios é manter a pressão constante durante um determinado ciclo de ensaio, razão pela qual ambos os reservatórios foram conectados em paralelo.

Os reservatórios são alimentados por meio da rede de ar comprimido do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, a qual possui pressão média de suprimento de 10 bar, e pressão máxima admissível de 12 bar.

Como pode ser observado na Figura 3.4, logo após a entrada de ar comprimido, existe uma válvula de retenção, cuja finalidade é evitar que o ar do reservatório retorne para a rede de ar comprimido. Em seguida, existe um filtro regulador de pressão, para controlar a pressão nos reservatórios, e em caso de emergência, existe uma válvula de segurança. Para monitorar as condições internas dos reservatórios, existe um manômetro e também um termopar. Uma válvula de esfera é utilizada para as situações onde faz-se necessário manutenção ou troca de atuadores na bancada, além de ser a principal forma de fechar o fornecimento de ar comprimido quando não estão sendo realizados ensaios.

Figura 3.4 – Reservatórios de ar da bancada IBYTU



Fonte: Elaborada pelo autor

Devido à grande sensibilidade dos componentes sendo utilizados nos experimentos, especialmente as válvulas proporcionais, os componentes de filtragem são de suma importância. Dessa forma, foi instalado, após o reservatório, uma unidade de filtragem que é composta por três filtros em série, os quais são utilizados para capturar partículas de 20, 4 e 0,01 μ m.

3.4 UNIDADE HIDRÁULICA

Com o objetivo de aplicar uma força externa sobre o sistema pneumático, o sistema hidráulico presente na bancada IBYTU é composto por um atuador hidráulico, uma servoválvula e uma Mini-Unidade Hidráulica.

O atuador hidráulico simétrico, da marca Bosch, modelo CGT3MS2-50/22-500Z1X, possui diâmetro do embolo de 50 mm, diâmetro da haste de 22 mm e curso total de 500 mm. Informações adicionais podem ser encontradas em Rexroth (2017a). Já a servoválvula é da marca MOOG, modelo 760C263A e possui uma vazão de 37,85 L/min a um Δp de 68,94 bar (MOOG, 2007).

A Mini-Unidade Hidráulica é padronizada, fabricada pela Bosch Rexroth, do tipo ABMUP. O reservatório possui capacidade para 60 litros, e a bomba de engrenagens presente na unidade é capaz de trabalhar com pressões que variam de 0 a 240 bar, o que gera uma vazão máxima de 9,8 L/min. Informações complementares podem ser encontradas em Rexroth (2017b).

3.5 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

A Figura 3.5 apresenta a estrutura onde estão instalados os equipamentos para aquisição de dados e controle.

Figura 3.5 – Sistema de aquisição de dados e controle da bancada IBYTU



Fonte: Elaborada pelo autor

A leitura, monitoramento e envio dos sinais é feita por uma placa de aquisição de dados da marca dSPACE, modelo DS1103, a qual se comunica com a CPU do computador por meio de um cabo de fibra ótica. Para a conexão dos cabos de entradas e saídas, existe uma caixa de expansão de conexões, que conta com vinte entradas analógico-digital e oito saídas digital-analógico. Para os sensores que necessitam de amplificação de sinal, como os sensores de pressão e temperatura, existe um condicionador de sinais, da marca HBM, modelo MGCplus, o qual condiciona os sinais e os envia para a caixa de expansão da dSPACE

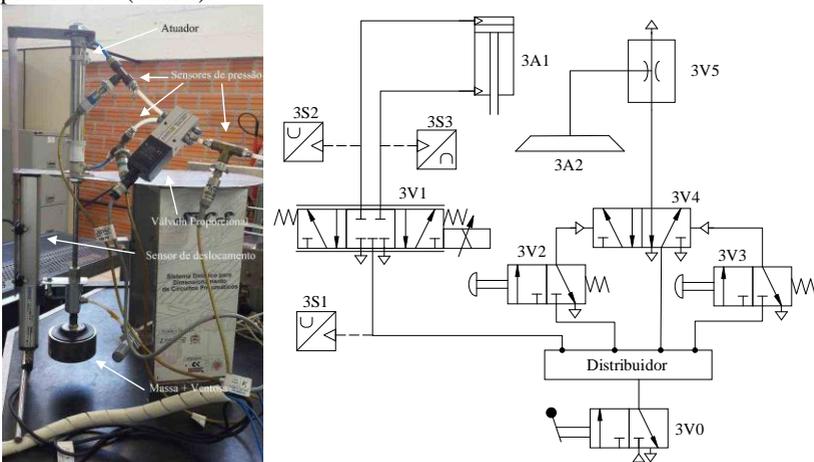
O *software* ControlDesk é o responsável pela interface entre a placa dSPACE e a CPU. Por meio dele é possível monitorar, em tempo real, os dados que estão sendo obtidos no experimento, e também, é possível salvá-los para posterior análise e manipulação. A representação do sistema de aquisição de dados e o desenvolvimento dos sinais de controle que são enviados ao sistema é feita por meio do Matlab/Simulink®, o qual possui total integração com a placa dSPACE e com o *software* ControlDesk.

3.6 ESTAÇÃO 3 DA BANCADA SPCS

A estação 3 da bancada SPCS é composta por um atuador assimétrico de duplo efeito instalado na posição vertical, o qual possui uma ventosa acoplada na ponta da haste. Essa estrutura permite analisar o comportamento de um atuador pneumático sujeito a uma força de carga constante.

Originalmente, a bancada é destinada para análise de modo qualitativo, onde o usuário observa os efeitos decorrentes do mau dimensionamento dos componentes pneumáticos, como a válvula direcional, ventosa ou atuador. De modo a avaliar o comportamento das variáveis de estado, como pressão, deslocamento e velocidade, a estação 3 foi adaptada com uma estrutura auxiliar para fixação de um transmissor de deslocamento, semelhante ao utilizado na bancada IBYTU, mas com deslocamento nominal de 200 mm. Além disso, os sensores de pressão e a válvula proporcional da bancada IBYTU foram utilizados para fazer os ensaios, bem como o sistema de aquisição de dados. Na Figura 3.6 é apresentada a estação 3 com as modificações feitas, e também, o diagrama do circuito pneumático. Na Tabela 3.2 estão presentes os códigos dos componentes e suas respectivas descrições.

Figura 3.6 - Estação 3 da bancada SPCS (esquerda) e diagrama do circuito pneumático (direita).



Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 3.2 – Componentes da estação 3 da bancada SPCS.

CÓDIGO DE IDENTIFICAÇÃO DOS COMPONENTES	
Descrição	Código
Válvula direcional 3/2	3V0, 3V2, 3V3
Válvula proporcional 5/3	3V1
Válvula direcional 5/2	3V4
Transdutor de pressão absoluto	3S1, 3S2, 3S3
Gerador de vácuo	3V5
Atuador (vide Tabela 6.1)	3A1
Ventosa	3A2

Fonte: Elaborada pelo autor.

Durante a montagem do conjunto válvula-cilindro, buscou-se utilizar o menor comprimento possível de mangueiras, pois o volume das câmaras dos cilindros sendo analisados são relativamente pequenos em relação ao volume das mangueiras. Dessa forma, mangueiras muito longas poderiam afetar consideravelmente os resultados obtidos.

No total, foram avaliados três diferentes atuadores pneumáticos, e os demais componentes não foram alterados. Na Tabela 6.1, presente na página 118, estão listados os atuadores que foram utilizados e suas principais características.

4. MODELAGEM DO SISTEMA DE ATUAÇÃO PNEUMÁTICO

Neste capítulo será detalhado o desenvolvimento do modelo dinâmico de um sistema de atuação pneumático composto por uma válvula *on/off* e um cilindro de dupla ação, bem como as hipóteses e considerações assumidas. Tal modelo é utilizado nos estudos e análises presentes nesse trabalho.

4.1 INTRODUÇÃO

Um sistema de atuação pneumático é composto, fundamentalmente, por uma válvula direcional, a qual pode ser do tipo *on/off* ou proporcional e um atuador pneumático, que pode assumir diversas configurações, como apresentado no capítulo 2. A modelagem matemática dos sistemas de atuação pneumáticos é realizada por meio de equações que representam o comportamento de seus componentes, as quais juntas caracterizam o comportamento dinâmico do sistema.

A modelagem e simulação de servoposicionadores pneumáticos já é bastante difundida na área da engenharia, tendo sido realizada no LASHIP por diversos autores como Vieira (1998), Perondi (2002), Mendonza (2006), Oliveira (2009), Hené (2010), entre outros.

A vazão mássica de ar através dos orifícios das válvulas pneumáticas pode ser descrita pela equação geral da energia, como é apresentado em Beater (2007). Entretanto, percebe-se a tendência de adoção da norma ISO 6358-1 (ISO, 2013) devido a sua maior simplicidade e equivalência com componentes comerciais, como é observado em Maré *et al.* (2000), Kawashima *et al.* (2004) e Krichel *et al.* (2010).

O movimento do atuador pneumático pode ser descrito pela Segunda Lei de Newton, a qual é amplamente utilizada para modelagem de atuadores hidráulicos e pneumáticos. Já o comportamento das pressões dos gases nas câmaras do atuador pode ser descrito pelo princípio da conservação da massa no interior de um volume de controle (BLACKBURN, 1969). O comportamento das temperaturas nas câmaras do cilindro pode ser descrito pela equação da energia, e a troca de calor com o ambiente externo é modelada de acordo com a lei de resfriamento de Newton (BEATER, 2007), (CARNEIRO E DE ALMEIDA, 2007).

Dessa forma, as principais considerações e simplificações assumidas são:

- As diferenças de pressão associadas ao escoamento são consideradas apenas nos orifícios de passagem na válvula;
- As temperaturas e as pressões nas câmaras dos cilindros assumem valores médios homogêneos em toda a câmara;
- O ar se comporta como um gás perfeito (a equação de estado dos gases é válida);
- Os calores específicos à pressão e volume constante não se alteram ao longo dos processos;
- Vazamentos em conexões, na válvula e no êmbolo do atuador são desprezados;
- Os efeitos da força da gravidade sobre o ar são considerados desprezíveis;
- A condutância sônica (C) e a razão de pressões crítica (b) da válvula são considerados os mesmos para todos os pares de orifícios da válvula;
- A troca de calor do fluido com o ambiente externo foi considerada apenas para a superfície externa do cilindro;
- A inércia térmica produzida pelo material do cilindro é considerada desprezível.

4.2 MODELO MATEMÁTICO DA VÁLVULA

Para Beater (2007), um modelo detalhado do comportamento dinâmico de uma válvula direcional deve incluir as características do solenoide, a massa e o atrito do carretel, os volumes internos e os parâmetros do orifício aberto para a passagem de ar. Entretanto, tais parâmetros são de difícil determinação e usualmente não são disponibilizados pelo fabricante. Para contornar esse problema, o autor apresenta um modelo onde apenas quatro parâmetros são necessários, sendo duas constantes de tempo, que são relacionadas com o movimento do carretel da válvula e dois parâmetros relativos ao escoamento de ar comprimido por um orifício.

De acordo com Perondi (2002) e Virvalo (1993), a frequência natural dos atuadores pneumáticos varia em torno de 1 a 10 Hz, já a servoválvula utilizada neste trabalho possui uma frequência natural de 115 Hz (FESTO, 2017b), justificando assim a desconsideração da

dinâmica do carretel da válvula para o sistema a ser modelado, restando apenas a modelagem do escoamento de ar pelos orifícios da mesma.

A modelagem matemática do escoamento de ar comprimido por um orifício pode ser obtida de diversas formas, Pritchard (2011) e Andersen (1967) apresentam um desenvolvimento matemático a partir das equações da conservação da massa e da quantidade de movimento, onde a pressão total do fluido é definida como pressão de estagnação isentrópica. Beater (2007) faz uso da equação geral da energia. Ambos os autores assumem que o escoamento ocorre de forma isentrópica, a partir de um reservatório muito grande, e que a descarga é feita através de um bocal arredondado, resultando em uma equação que determina a velocidade do fluido em cada seção transversal do bocal, a qual é aplicada a equação da continuidade para o cálculo da vazão mássica em um determinado orifício, resultando na Equação (4.1).

$$q_m = A_0 p_1 \sqrt{\frac{2}{RT_1}} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/\gamma} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma+1)/\gamma}} \quad (4.1)$$

onde A_0 é a área do orifício, p_1 ¹ e p_2 são as pressões a montante e jusante, respectivamente, R é a constante universal dos gases e γ é a razão de calores específicos.

Segundo Beater (2007), as dificuldades presentes em determinar os parâmetros da Equação (4.1) motivaram a busca por aproximações que descrevessem a vazão mássica de componentes pneumáticos, surgindo então a norma ISO 6358, a qual deriva de uma analogia feita entre a equação de uma elipse com a Equação (4.1), como pode ser visto em Mendonza (2006) e De Negri e Mendonza (2008).

A norma ISO 6358 é baseada na Equação (4.2), que caracteriza um determinado componente pneumático por meio de dois parâmetros, a condutância sônica (C) e a razão de pressões crítica (b), permitindo assim, o cálculo da vazão mássica de ar comprimido através de um orifício.

$$q_m = \begin{cases} p_1 C \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{p_2}{p_1} - b}{1 - b}\right)^2}, & \text{para } \frac{p_2}{p_1} > b \\ p_1 C \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}}, & \text{para } \frac{p_2}{p_1} < b \end{cases} \quad (4.2)$$

¹ As pressões utilizadas neste trabalho são absolutas.

onde C é a condutância sônica, ρ_0 é massa específica nas condições de referência, T_0 e T_1 são as temperaturas nas condições de referência e a montante, respectivamente, e b é a razão de pressões crítica.

As condições de referência da norma ISO 6358 são:

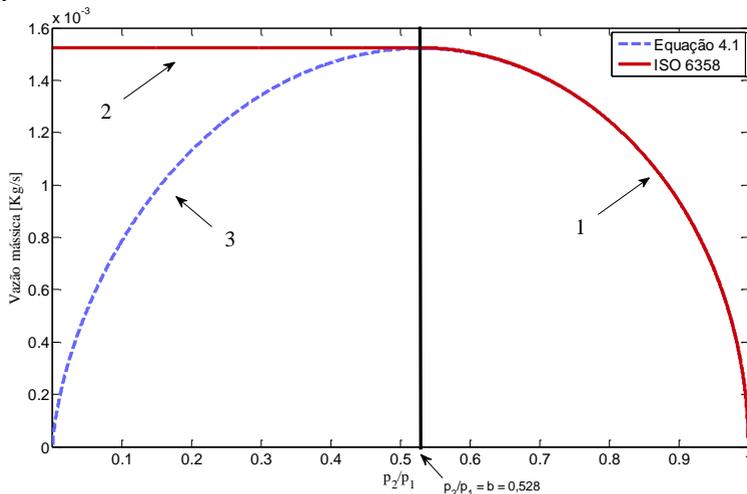
- $T_0 = 293,15$ K
- $P_0 = 100$ kPa
- $\rho_0 = 1,185$ kg/m³
- Humidade relativa 65%
- $R = 288$ J/kg.K

Observando graficamente o comportamento da vazão mássica em relação a razão de pressões a montante e jusante (p_2/p_1), obtém-se as curvas da Figura 4.1, onde no segmento 1, a curva da Equação (4.1) e da norma ISO 6358 estão sobrepostas e representam a região de escoamento subsônico, o qual ocorre quando a razão de pressões for maior que a razão de pressões crítica (b).

A razão de pressões crítica define o início do escoamento sônico, ou seja, é quando a velocidade do fluido atinge a velocidade do som no componente pneumático. Quando a razão de pressões for menor que a razão de pressões crítica, chegar-se-ia ao regime de escoamento supersônico, o qual é representado pelo segmento 3 da Figura 4.1, resultante da Equação (4.1) para essa faixa de razões de pressões. Porém, tal comportamento não é observado na prática, devido à condição de bloqueio originada quando o escoamento se torna sônico, impedindo que as ondas de pressão se comuniquem em velocidades superiores às do som e limitando a vazão mássica no componente pneumático. Dessa forma, os resultados obtidos pela Equação (4.1) não são válidos para as condições onde a razão de pressões for menor que a razão de pressões crítica.

Como em um componente pneumático tradicional o ar comprimido não é capaz de atingir escoamentos supersônicos, a vazão mássica atinge uma condição de saturação para razões de pressões menores que b . Dessa forma, a equação da vazão mássica proposta pela norma ISO 6358 resulta no segmento 2 observado na Figura 4.1, onde é possível observar a saturação da vazão mássica para as condições onde a razão de pressões for menor que b .

Figura 4.1 – Vazão mássica através de uma válvula em função da razão de pressões.



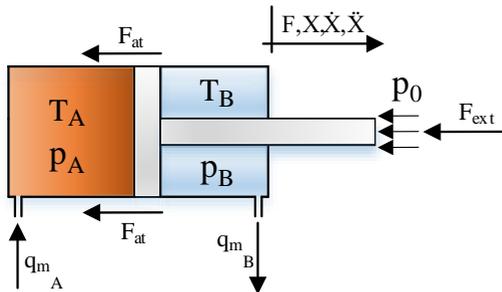
Fonte: Elaborada pelo autor.

A razão de pressões crítica para componentes pneumáticos normalmente é menor que 0,528 e maior que 0,2 (HILDEBRANDT *et al.*, 2005) e (KRICHEL *et al.*, 2010). Tanto b quanto C são parâmetros que estão relacionados com a geometria do carretel da válvula e são determinados experimentalmente.

4.3 MODELO MATEMÁTICO DO CILINDRO

Com o objetivo de analisar o comportamento dinâmico do atuador pneumático, faz-se necessário o desenvolvimento de um modelo matemático que represente tal comportamento. De acordo com Sorli e Gastaldi (2009), a modelagem de um atuador pneumático (Figura 4.2) requer a avaliação do deslocamento e velocidade da haste, vazão mássica de ar, pressões e temperaturas nas câmaras do cilindro.

Figura 4.2 - Principais variáveis e forças que atuam em um cilindro pneumático.



Fonte: Elaborada pelo autor.

4.3.1 Dinâmica das temperaturas no Cilindro

Como explicado em De Las Heras (2003), uma câmara pneumática possui o comportamento termodinâmico de um acumulador, sendo muitas vezes modelado como um processo de compressão e expansão politrópico, utilizando neste caso a equação da conservação da massa e a equação de estado dos gases. De acordo com o mesmo autor, o problema deste método recai em determinar qual é o coeficiente politrópico a ser utilizado, sendo que este parâmetro frequentemente é desconhecido e de difícil determinação experimental. Por simplificação, muitos autores assumem um comportamento adiabático e reversível (MENDONZA, 2006), (OLIVEIRA, 2009) e (LOCATELI, 2011). Maré *et al.* (2000) explicam que essa consideração é adequada para modelos de posicionadores pneumáticos, entretanto o mesmo autor argumenta que esse método só é capaz de produzir resultados com boa precisão para as situações de regime permanente, De Las Heras (2003) também argumenta que esse método representa um comportamento parcial do processo termodinâmico das câmaras dos atuadores.

Uma alternativa para melhor representar o comportamento de um atuador pneumático é a utilização da equação da conservação da energia, também conhecida como a primeira lei da termodinâmica. Utilizando essa abordagem é possível calcular a troca de calor entre o cilindro e o ambiente externo durante o processo de expansão e compressão, obtendo assim a dinâmica das temperaturas do atuador (SORLIE GASTALDI, 2009).

No presente trabalho, o desenvolvimento da equação da variação de temperatura é baseado no trabalho de Shames (1973) e seu equacionamento detalhado é apresentado no Apêndice A.

Aplicando a equação da conservação da energia para o volume de controle da câmara A e B do atuador da Figura 4.2, e considerando que não existe vazamento interno e externo, chega-se a seguinte equação.

$$\frac{dT_A}{dt} = \frac{\frac{\delta Q_A}{\delta t} - p_A A_A \frac{dx}{dt} + C_p T_{S.C.} q_{m_A} - C_v T_A q_{m_A}}{C_v m_A} \quad (4.3)$$

e

$$\frac{dT_B}{dt} = \frac{\frac{\delta Q_B}{\delta t} + p_B A_B \frac{dx}{dt} - C_p T_{S.C.} q_{m_B} + C_v T_B q_{m_B}}{C_v m_B} \quad (4.4)$$

onde p_A e p_B são as pressões nas câmaras A e B, A_A e A_B são as áreas do atuador, C_p é o calor específico à pressão constante, C_v é o calor específico à volume constante, T_A e T_B são as temperaturas nas câmaras, Q_A e Q_B são as trocas de calor entre o ambiente externo e as câmaras A e B, q_{m_A} e q_{m_B} são as vazões mássicas que entra na câmara A e sai da câmara B, respectivamente. E m_A e m_B são as massas de ar presentes nas câmaras A e B, respectivamente, em um determinado instante.

A variável T_{SC} representa as temperaturas na superfície de controle e sua determinação vai depender do sentido de escoamento do fluido. Para o caso do fluido estar saindo da câmara, esta temperatura será igual a própria temperatura interna da câmara. Já para o caso do fluido entrando na câmara, a temperatura na superfície de controle será igual a temperatura do fluido na tubulação. Como neste trabalho a tubulação não foi modelada, assume-se que a temperatura de entrada na superfície de controle seja igual à temperatura de saída da válvula, sendo esta calculada considerando um comportamento isentrópico, ou seja:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.5)$$

onde o subíndice 2 representa as variáveis a jusante da válvula, o subíndice 1 representa as variáveis a montante da válvula e γ a razão de calores específicos.

Os valores de m_A e m_B podem ser obtidos a partir das massas iniciais presentes em cada câmara (m_0) e da variação da vazão mássica (BEATER, 2007).

$$m(t) = \int (q_{m_e} - q_{m_s}) dt + m_0 \quad (4.6)$$

Como o vazamento interno e externo está sendo desprezado, tem-se que:

$$m_A(t) = \int q_{m_A} dt + m_{A0} \quad (4.7)$$

$$m_B(t) = \int -q_{m_B} dt + m_{B0} \quad (4.8)$$

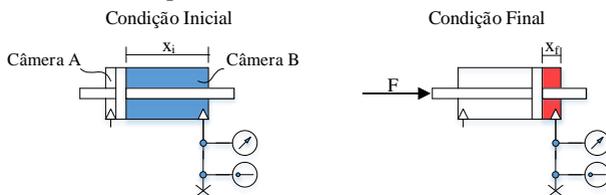
A taxa de troca de calor $(\delta Q / \delta t)$ é obtida por meio da lei de resfriamento de Newton (CENGEL E BOLES, 2014), que é dada por:

$$\frac{\delta Q}{\delta t} = \lambda A_s (T_{amb} - T_{interna}) \quad (4.9)$$

onde A_s é a área de superfície de troca de calor, T_{amb} é a temperatura ambiente e λ é o coeficiente global de troca de calor. É importante notar que ao utilizar $\lambda = 0$, tem-se um processo adiabático, e para um coeficiente de troca térmica tendendo a infinito, o processo se torna isotérmico. Beater (2007) explica que o coeficiente global de troca térmica depende de uma série de fatores, como carga aplicada, velocidade do pistão etc. Pasięka (1991 apud BEATER, 2007) fez um estudo com um atuador pneumático e verificou que o coeficiente global de troca térmica variava entre 5 e 460 W/m²K.

O método denominado de constante de tempo térmica é descrito em Beater (2007) e é uma alternativa para determinação experimental do coeficiente global de troca de calor. Neste método é assumido que a troca de calor entre o atuador pneumático e o ambiente externo possui um comportamento de primeira ordem e busca-se então a determinação experimental da constante de tempo para o atuador em análise. O desenvolvimento matemático desse método se baseia na aplicação da equação da energia para um atuador cuja porta de saída de ar comprimido foi bloqueada e seu êmbolo deslocado, de forma a elevar a pressão na câmara, mantendo a mesma massa de ar comprimido, como ilustrado na Figura 4.3.

Figura 4.3– Diagrama esquemático do experimento para determinação da constante de tempo.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Como a velocidade na condição final é nula e não existe vazão mássica na câmara em análise, a equação da conservação da energia para a câmara B (Equação (4.4)) combinada com a Equação (4.9) resulta em:

$$\frac{dT_B}{dt} = \frac{\lambda A_s (T_{amb} - T_B)}{C_v m_B} \quad (4.10)$$

Assumindo que:

$$\tau = \frac{C_v m_B}{\lambda A_s} \quad (4.11)$$

resulta em

$$\frac{dT_B}{dt} = \frac{(T_{amb} - T_B)}{\tau} \quad (4.12)$$

Por meio da Equação (4.12) é possível determinar experimentalmente a constante de tempo, sendo essa igual ao tempo para que temperatura atinja 63,2% da temperatura de regime permanente. Porém, como mencionado por Carneiro e De Almeida (2007), uma avaliação experimental dos parâmetros da Equação (4.12) não é simples, uma vez que os sensores comerciais disponíveis não possuem uma largura de banda adequada para medir as variações de temperatura existentes. Para contornar esse problema, é possível fazer o uso da equação da continuidade aplicada ao volume de controle da câmara B, resultando assim em variáveis de pressão, que podem ser facilmente medidas.

O desenvolvimento da equação da continuidade é apresentado no Capítulo 4.3.2.

Como a velocidade e a vazão mássica são desprezíveis na condição final da Figura 4.3, a Equação (4.25) resume-se a:

$$\frac{dp_B}{dt} = \frac{p_B}{T_B} \frac{dT_B}{dt} \quad (4.13)$$

Aplicando a Equação (4.12) na Equação (4.13)

$$\frac{dp_B}{dt} = \frac{1}{\tau} \left(\frac{m_B R}{V_{B_{Total}}} T_{amb} - p_B \right) \quad (4.14)$$

Obtém-se, portanto, uma equação diferencial de primeira ordem, a qual representa a variação da pressão em uma câmara de um atuador pneumático resultante da troca de calor do mesmo com o ambiente. Nessa equação, as variáveis possuem fácil mensuração com os equipamentos disponíveis, a massa na câmara B (m_B) pode ser obtida pela equação de estado dos gases (4.15) e o volume total da câmara B ($V_{B_{Total}}$) é dado pela Equação (4.17).

$$pV = mRT \quad (4.15)$$

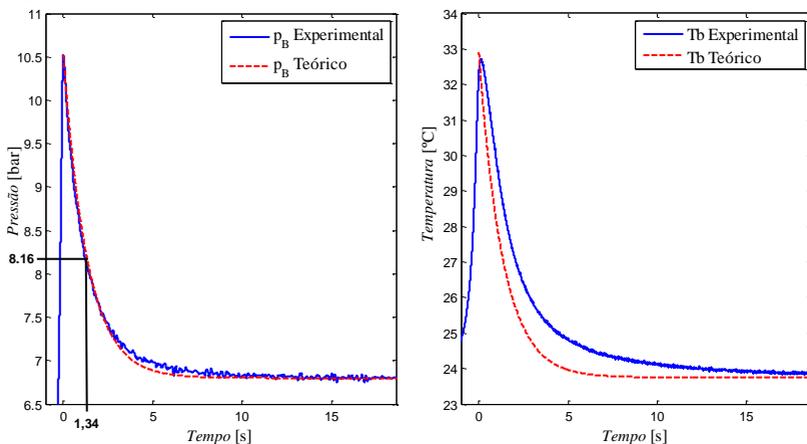
$$V_{B_{Total}} = V_B + V_{B0} \quad (4.16)$$

$$V_{B_{Total}} = \frac{\pi(D_c^2 - D_h^2)}{4} x_f + V_{B0} \quad (4.17)$$

onde V_{B0} é o volume morto da câmara B, D_c é diâmetro do cilindro e D_h é o diâmetro da haste do atuador.

O experimento demonstrado na Figura 4.3 foi realizado na bancada YBITÚ, e o aparato experimental está detalhado no Capítulo 3. Os resultados experimentais do comportamento da pressão e temperatura para a condição final da Figura 4.3 são apresentados na Figura 4.4.

Figura 4.4 – Curvas resultantes da troca de calor entre o atuador e o ambiente.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Utilizando um critério de 1% de variação para determinar o valor da pressão em regime permanente, chega-se ao valor de $\tau = 1,34$ s. Na Figura 4.4, além das curvas experimentais, são apresentadas as curvas teóricas obtidas com as Equações (4.14) e (4.12) para calcular a pressão e temperatura, respectivamente. Para ambas as equações, foi utilizado a mesma constante de tempo.

Por meio do experimento realizado, fica evidente a dificuldade em utilizar a temperatura para estimar a constante de tempo, pois devido à pequena largura de banda do sensor, seu tempo de resposta aumenta, acarretando um atraso na leitura do sinal, além disso, a inércia térmica produzida pelo material do atuador (alumínio), também afeta o comportamento da temperatura, e esse fenômeno não está sendo modelado pela equação proposta. Devido a isso, foi dada preferência aos resultados obtidos com a leitura de pressão ao invés de temperatura.

Como na condição final, a massa de ar no cilindro e sua posição se mantiveram constantes, foi possível determinar o coeficiente global de troca de calor do atuador por meio da Equação (4.11), sendo, portanto, $\lambda = 163,96$ W/m²K.

Para a câmara A do atuador, foi utilizado o mesmo coeficiente de troca de calor, uma vez que o material do cilindro é o mesmo e as condições de operação como pressões e velocidade possuem magnitudes semelhantes.

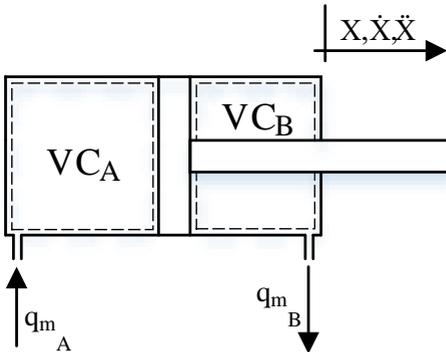
4.3.2 A dinâmica das pressões no cilindro

O comportamento das pressões de um atuador pneumático é representado por meio da aplicação da equação da continuidade em um volume de controle, a qual estabelece que “o fluxo líquido de massa através de uma superfície de controle é igual à variação de massa no interior do volume de controle” (VON LINSINGEN, 2016). De forma geral, a equação da continuidade para um volume de controle genérico é.

$$\int_{SC} \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} + \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho dV = 0 \quad (4.18)$$

Aplicando a Equação (4.18) aos volumes de controle da Figura 4.5 e assumindo que não existem vazamentos internos e externos e que a massa específica é uniformemente distribuída pelo volume de controle, obtém-se:

Figura 4.5 – Volumes de controle de um atuador pneumático.



Fonte: Elaborada pelo autor.

$$-q_{m_A} + \frac{\partial}{\partial t} (\rho_A \cdot V_A) = 0 \quad (4.19)$$

e

$$q_{m_B} + \frac{\partial}{\partial t} (\rho_B \cdot V_B) = 0 \quad (4.20)$$

Fazendo a derivada do produto das Equações (4.19) e (4.20), obtém-se

$$-q_{m_A} + \frac{d\rho_A}{dt} V_A + \frac{dV_A}{dt} \rho_A = 0 \quad (4.21)$$

e

$$q_{m_B} + \frac{d\rho_B}{dt} V_B + \frac{dV_B}{dt} \rho_B = 0 \quad (4.22)$$

Para equacionar a variação da massa específica com tempo é utilizada a derivada com relação ao tempo da Equação (4.15), resultando em

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{dp}{dt} \frac{1}{RT} - \frac{p}{RT^2} \frac{dT}{dt} \quad (4.23)$$

Introduzindo a Equação (4.23) nas Equações (4.21) e (4.22), considerando que os volumes V_A e V_B são iguais ao produto da área pelo deslocamento, mais o volume morto de cada câmara, e isolando o termo dp/dt , chega-se à:

$$\frac{dp_A}{dt} = \frac{p_A}{T_A} \frac{dT_A}{dt} + \frac{1}{V_{A0} + A_A x} \left(q_{m_A} T_A R - p_A A_A \frac{dx}{dt} \right) \quad (4.24)$$

$$\frac{dp_B}{dt} = \frac{p_B}{T_B} \frac{dT_B}{dt} + \frac{1}{V_{B0} + (L - x) A_B} \left(p_B A_B \frac{dx}{dt} - q_{m_B} T_B R \right) \quad (4.25)$$

onde L é o curso do atuador e x a posição do pistão (conjunto êmbolo-haste). Os termos da variação da temperatura (dT_A e dT_B) com o tempo são obtidos com as equações (4.3) e (4.4), respectivamente.

4.3.3 A equação do movimento

A equação do movimento, que deriva da aplicação da segunda lei de Newton ao conjunto êmbolo e haste, é utilizada para fazer o balanço

de forças atuantes no pistão do cilindro. Para o diagrama de corpo livre da Figura 4.2, a equação do movimento é expressa por:

$$p_A A_A - p_B A_B - p_0 A_h - F_{at} - F_{ext} = M \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (4.26)$$

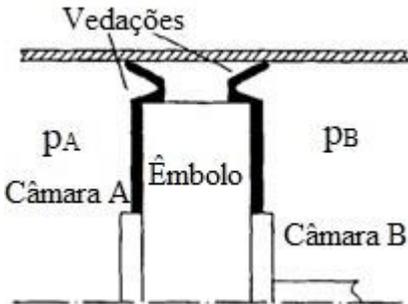
onde p_0 é a pressão atmosférica, A_h é a área da haste, F_{at} é a força de atrito, F_{ext} é a força externa sendo aplicada na haste e M é massa do conjunto haste, êmbolo e carga sendo movida.

4.3.3.1 Modelo do atrito

De acordo com vários autores, o atrito é uma das principais não linearidades presentes em um sistema de atuação pneumático, causando dificuldades para as tarefas de controle de posição, seguimento de trajetória e também em posicionamentos ponto-a-ponto (movimentos *on/off*). Um dos principais efeitos indesejáveis associado ao atrito é o efeito de adere-desliza (*stick-slip*), o qual se caracteriza por uma alteração entre o movimento de deslizamento e repouso (NOURI *et al.*, 2000), (PERONDI, 2002), (VALDIERO, 2005) e (ANDRIGHETTO *et al.*, 2006). O atrito também acarreta a dissipação de energia e a consequente redução do rendimento mecânico do atuador.

A força de atrito ocorre, principalmente, devido às vedações do êmbolo que são forçadas contra a superfície da camisa do cilindro, prevenindo que o ar comprimido de uma câmara não escape para a outra (BEATER, 2007), como ilustrado pela Figura 4.6, e também devido às vedações da haste, que evitam que o ar escape para a atmosfera (RAO E BONE, 2008).

Figura 4.6 – Representação das vedações no êmbolo.



Fonte: Adaptado de Belforte *et al.* (2003).

Como visto em Perondi (2002), a magnitude da força de atrito é influenciada por vários fatores, dentre os quais cita-se: o tipo e a qualidade das superfícies de contato, a lubrificação, o desgaste e o material das vedações, a pressão e a temperatura nas câmaras, o sentido e a velocidade de movimento do êmbolo.

Segundo Belforte *et al.* (2003), muitos benefícios podem ser alcançados por meio da compreensão das características do atrito, como otimização da força efetiva dos cilindros, a prevenção da ocorrência de *stick-slip* e melhora da precisão de posicionamento em sistemas servopneumáticos.

Os modelos de atrito mais simples são compostos por características muito conhecidas da força de atrito, como o atrito estático, atrito de Coulomb, atrito viscoso e o atrito de *Stribeck*, e possuem comportamento estático, ou seja, relacionam a força de atrito, em regime permanente, com um outro parâmetro, usualmente a velocidade. Já os modelos mais complexos incluem características dinâmicas, como a histerese, força de atrito estático variável e movimento de pré-deslizamento. Análises sobre as características dinâmicas da força de atrito podem ser encontrados em Valdiero (2012). Teixeira (2015) ressalta a importância de considerar os efeitos dinâmicos do atrito, pois uma alteração abrupta da velocidade não representa, necessariamente, uma alteração da força de atrito.

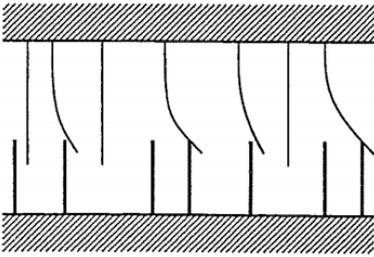
Devido a sua grande aceitação acadêmica para trabalhos com sistemas hidráulicos e pneumáticos, e também a sua capacidade de representar efeitos dinâmicos comentados acima, optou-se por utilizar o modelo proposto por Canudas De Wit *et al.* (1995), mais conhecido como “modelo de LuGre”.

4.3.3.1.1 O Modelo de Atrito de LuGre

O nome LuGre faz referência ao nome de duas universidades que trabalharam em conjunto para a obtenção do modelo, sendo elas Lund e Grenoble.

Neste modelo, as superfícies em contato são analisadas no nível microscópico, sendo que cada superfície é considerada um corpo rígido composto por cerdas elásticas, semelhante à Figura 4.7. A medida que uma força tangencial é aplicada, as cerdas irão flexionar como molas, caracterizando a região de pré-deslizamento. Como consequência da força aplicada as cerdas, têm-se a força de atrito. A partir do momento que a força aplicada for elevada o suficiente, as cerdas irão ceder, entrando no regime de deslizamento (CANUDAS DE WIT *et al.*, 1995).

Figura 4.7 – Representação da região de contato entre duas superfícies



Fonte: Canudas-De-Wit *et al.* (1995).

Devido a característica randômica das formas irregulares das superfícies, a deflexão das cerdas é modelada como deflexão média, sendo representada por z e sua expressão matemática é:

$$\frac{dz}{dt} = v - \sigma_0 \frac{|v|}{g(v)} z \quad (4.27)$$

sendo v a velocidade relativa entre as duas superfícies, σ_0 o coeficiente de rigidez das cerdas e $g(v)$ uma função positiva que depende de vários fatores, como as propriedades dos materiais, lubrificação e temperatura.

Em regime permanente, observa-se que a função z se reduz à:

$$z = \frac{v}{|v|} \frac{1}{\sigma_0} g(v) = \text{sgn}(v) \frac{g(v)}{\sigma_0} \quad (4.28)$$

A força de atrito total, segundo os autores, é dada por:

$$F_{at} = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v \quad (4.29)$$

onde σ_1 é o coeficiente de amortecimento das cerdas e σ_2 é o coeficiente de viscosidade. O efeito de *Stribeck* é caracterizado pela inversão da relação entre força de atrito e velocidade (Figura 4.8) e se faz presente na grande parte dos sistemas mecânicos, dessa forma, Canudas De Wit *et al.* (1995) utilizam o modelo proposto por Armstrong-Hélouvry *et al.* (1994) para definir a função $g(v)$, a qual descreve o efeito de *Stribeck*.

$$g(v) = F_C + (F_S - F_C) e^{-(v/v_S)^\alpha} \quad (4.30)$$

sendo F_C a força de atrito de Coulomb, F_S a força de atrito estático, v_S a velocidade de *Stribeck* e α um parâmetro empírico para definição da região de *Stribeck*.

É importante destacar que os parâmetros da Equação (4.30) podem assumir valores diferentes em módulo para os movimentos de velocidade positiva ou negativa. Dessa forma, a força de atrito de um determinado movimento pode ser caracterizada por meio de sete parâmetros, sendo cinco relacionados ao comportamento estático, quais sejam, σ_2 , F_C , F_S , v_S e α , e dois relacionados ao comportamento dinâmico, ou seja, σ_0 , σ_1 .

A Equação (4.29) pode ser utilizada para descrever as características em regime permanente do modelo, ou seja, com velocidade constante e o termo $dz/dt = 0$, resultando em

$$F_{at} = sgn(v)g(v) + \sigma_2 v \quad (4.31)$$

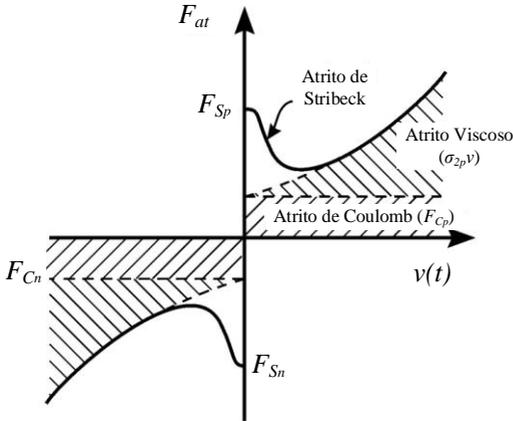
O termo $sgn(v)$ tem como objetivo a inversão do sinal dos parâmetros da função $g(v)$, esse método seria válido para o caso de um modelo simétrico, ou seja, onde os parâmetros da função $g(v)$ possuem o mesmo valor em módulo para velocidades positivas ou negativas. Entretanto essa hipótese é muito improvável de acontecer com atuadores pneumáticos devido à alguns fatores como presença ou não da haste em ambos os lados do atuador ou a presença de carga em apenas um sentido de movimento. Por isso, nesse trabalho optou-se por abordar o mesmo procedimento utilizado em Perondi (2002), Valdiero (2005) e Teixeira (2015), onde os parâmetros da função $g(v)$ foram estimados tanto para velocidades positivas quanto para negativas, deixando de existir o termo $sgn(v)$ na Equação (4.29).

Chega-se então a seguinte expressão para força de atrito em regime permanente:

$$F_{at_{RP}} = \begin{cases} F_{C_p} + (F_{S_p} - F_{C_p})e^{-(v/v_{S_p})^{\alpha_p}} + \sigma_{2_p} v, & \text{para } v > 0 \\ F_{C_n} + (F_{S_n} - F_{C_n})e^{-(v/v_{S_n})^{\alpha_n}} + \sigma_{2_n} v, & \text{para } v < 0 \end{cases} \quad (4.32)$$

A Equação (4.32) compreende as principais características da força de atrito em regime permanente, e sua representação gráfica é dada pela Figura 4.8.

Figura 4.8 – Curva estática da força de atrito e suas principais componentes.



Fonte: Adaptado de Valdiero (2005).

4.3.3.1.2 Determinação dos parâmetros de atrito

Para determinação dos parâmetros de atrito, foi elaborado um mapa estático a partir de medições experimentais, as quais foram realizadas com o atuador em análise se movimentado em velocidade constante. O teste foi realizado na bancada IBYTU, e as informações relativas à bancada de ensaio e os componentes utilizados podem ser encontradas no capítulo 3.

Para elaborar o mapa de atrito, a válvula proporcional foi alimentada com tensão constante, a fim de provocar uma diferença de pressão nas câmaras e consequentemente o deslocamento do atuador. Em um primeiro momento, o atuador tende a possuir velocidade variável e, por isso, foi aguardada a estabilização da velocidade, o que geralmente ocorreu perto do fim do curso do atuador.

Após atingir velocidade constante, é possível estimar a força de atrito por meio da equação do movimento, uma vez que o teste é realizado sem a presença de carga, o atuador é simétrico e se encontra sem aceleração. A Equação (4.26) pode ser reescrita como:

$$F_{at_{RP}} = p_A A_A - p_B A_B \quad (4.33)$$

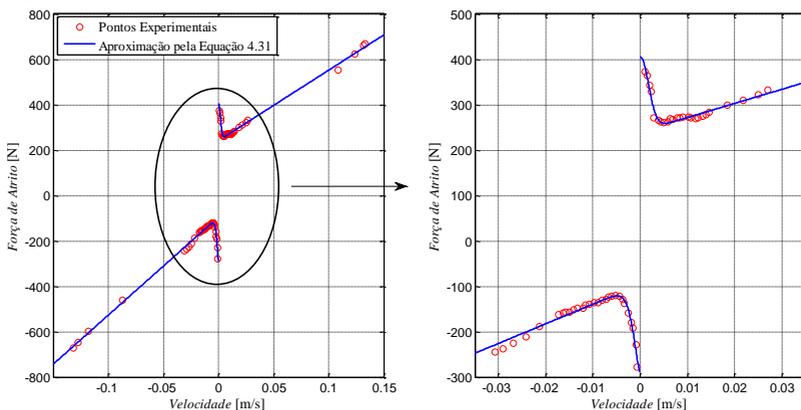
Após determinar a força de atrito para uma determinada velocidade, a tensão na válvula proporcional era alterada de modo a

atingir uma nova velocidade e, conseqüentemente, uma nova força de atrito.

Os parâmetros da Equação (4.32) foram obtidos a partir do mapa estático da força de atrito, utilizando o método dos mínimos quadrados não linear. É importante notar que o parâmetro α , que é responsável por definir a região de *Stribeck*, foi primeiramente fixado por Canudas De Wit *et al.* (1995) sendo igual a 2, entretanto, alguns autores como Tran *et al.* (2012) utilizam valores entre 0,5 e 1,2 para atuadores hidráulicos. Portanto, esse parâmetro foi estimado por inspeção, de modo a identificar qual valor produziu os melhores resultados.

Após determinar os parâmetros da Equação (4.32), denominados parâmetros estáticos, os resultados experimentais foram comparados com as curvas obtidas pela mesma equação, como é observado na Figura 4.9.

Figura 4.9 – Mapa estático da força de atrito.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A partir dos testes experimentais fica evidente a influência do atrito de *Stribeck*, o qual causa a inversão da relação entre força de atrito e velocidade, fazendo com que ocorra o fenômeno do *stick-slip* em velocidades baixas.

A identificação dos parâmetros dinâmicos (σ_0 e σ_1) pode ser feita por meio de algoritmos numéricos de otimização, como proposto por Canudas-De-Wit e Lischinsky (1997), onde experimentos em malha aberta são realizados para aumentar os efeitos causados pelos parâmetros dinâmicos. Com os resultados experimentais obtidos, é possível buscar

parâmetros que minimizem a função erro do algoritmo. Entretanto, Valdiero (2005) argumenta que esse procedimento não se mostrou muito eficiente para atuadores hidráulicos, pois existem fenômenos que não são modelados, como zona morta residual da válvula e vazamentos internos. Tais fenômenos podem influenciar consideravelmente o efeito de pré-deslizamento, levando à resultados mascarrados. Assim, a aplicação deste método no presente trabalho se mostraria ainda menos eficiente, uma vez que não está sendo considerado o comportamento da zona morta da válvula, bem como os vazamentos internos na mesma.

Com o objetivo de fazer uma avaliação experimental das microdeformações, Perondi (2002) utilizou uma roseta óptica, a qual possuía capacidade para medir deslocamentos da ordem de $1\mu\text{m}$. Porém, devido à influência causada pelas vibrações externas, os resultados foram prejudicados e em sua avaliação final os parâmetros medidos tiveram que ser alterados por meio de simulações dinâmicas.

A fim de encontrar parâmetros que resultem em microdeformações com ordem de grandeza aceitável, neste trabalho o valor de σ_0 foi estimado por meio de simulações dinâmicas, buscando encontrar um valor que resultasse em uma microdeformação da ordem de 1 a $50\mu\text{m}$, do mesmo modo feito por Valdiero (2005) e Teixeira (2015).

O parâmetro dinâmico σ_1 tem como função proporcionar amortecimento ao modelo durante os movimentos de pré-deslizamento. Åström e Canudas-De-Wit (2008) comentam que esse parâmetro possui grande influência nos sistemas onde deslocamentos a velocidades baixas são importantes, como microscópios atômicos e satélites. Já para os sistemas mecânicos que possuem escala de deslocamento da ordem de milímetros, o efeito de σ_1 é mínimo e, dessa forma, o comportamento do sistema nessa fase do movimento pode ser assumido como criticamente amortecido, sendo possível determinar σ_1 por meio de:

$$\sigma_1 = 2\zeta\sqrt{\sigma_0 M} - \sigma_2 \quad (4.34)$$

onde M é a massa sendo movido e sob a hipótese de sistema criticamente amortecido ($\zeta = 1$).

Os parâmetros identificados para caracterizar o modelo de atrito de LuGre do atuador pneumático utilizado estão listados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Parâmetros estáticos e dinâmicos para o modelo de LuGre

Direção	Parâmetros Dinâmicos		Parâmetros Estáticos				
	σ_0 [N/m ²]	σ_1 [Ns/m]	σ_2 [Ns/m]	v_s [m/s]	F_C [N]	F_S [N]	α
$v > 0$	$6,0 \cdot 10^7$	41.070,68	3.104,63	0,0025	240,70	405,59	2
$v < 0$	$6,0 \cdot 10^7$	41.070,68	4.322,37	-0,0019	-96,27	-288,58	1,5

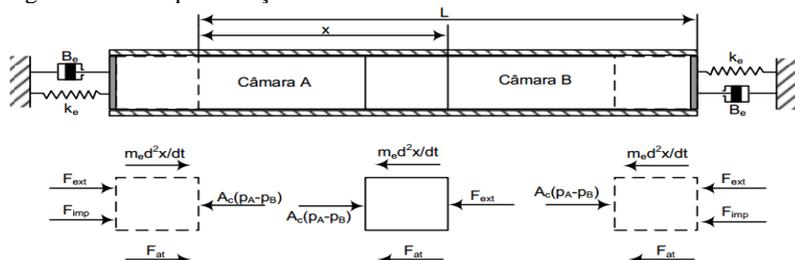
Fonte: Elaborada pelo autor.

4.3.3.2 Modelo do batente de fim de curso

Quando o êmbolo do atuador atinge uma de suas extremidades, ele encontra uma resistência ao seu movimento, e uma nova força aparece no sistema, a qual é resultado da força que o êmbolo exerce sobre o batente. Embora esse fenômeno aparente ser óbvio, a sua inclusão em um modelo dinâmico nem sempre é algo trivial, sendo necessária uma análise cautelosa para que o modelo deste fenômeno produza os resultados esperados, sem causar erros numéricos de simulação.

Para modelar o efeitos dos batentes de fim de curso, Oliveira (2009) e Bacca *et al.* (2010) utilizaram a teoria da colisão elastoplástica para descrever a força de impacto. Neste caso, assume-se que os batentes de fim de curso possuem o comportamento de um sistema massa-mola-amortecedor, como observado na Figura 4.10, fazendo com que ao atingir um dos batentes, a aceleração apresente um valor consideravelmente alto, mas não infinito, permitindo assim uma representação mais fiel do comportamento real.

Figura 4.10 – Representação dos batentes de fim de curso.



Fonte: Oliveira (2009).

Esse comportamento pode ser modelado por meio da equação do movimento (Equação (4.26)), adicionando-se um termo para a força de

impacto para os casos onde o atuador se encontra em alguma das extremidades de seu curso:

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = \begin{cases} p_A A_A - p_B A_B - p_0 A_h - F_{at} - F_{ext} - F_{imp} & \text{se } x < 0 \text{ ou } x > L \\ p_A A_A - p_B A_B - p_0 A_h - F_{at} - F_{ext} & \text{se } 0 \leq x \leq L \end{cases} \quad (4.35)$$

onde a força de impacto, F_{imp} , é dada pela seguinte expressão:

$$F_{imp} = \begin{cases} k_e x + B_e \dot{x} & \text{se } x < 0 \\ k_e (x - L) + B_e \dot{x} & \text{se } x > L \end{cases} \quad (4.36)$$

sendo a constante de mola equivalente do batente de fim de curso representada por k_e , já o coeficiente de amortecimento equivalente é dado por B_e .

As equações até aqui descritas foram implementadas em *software* para propósitos de simulação numérica. Neste trabalho, foi utilizada uma representação por diagrama de blocos, por meio do ambiente de simulação do MATLAB/Simulink®, o qual está apresentado no Apêndice D desta dissertação.

Os parâmetros que não foram discutidos neste capítulo também estão presentes no Apêndice D, que correspondem aos parâmetros facilmente encontrados em catálogos de fabricantes ou medições *in loco* e, por isso, não foram discutidos detalhadamente neste capítulo.

4.3.4 Validação do modelo dinâmico

Com o objetivo de testar o modelo dinâmico para representar o comportamento das variáveis de estado do sistema, faz-se necessário a sua validação, por meio de comparação de dados experimentais com dados simulados, perante as mesmas condições de operação e também com as mesmas entradas para sistema.

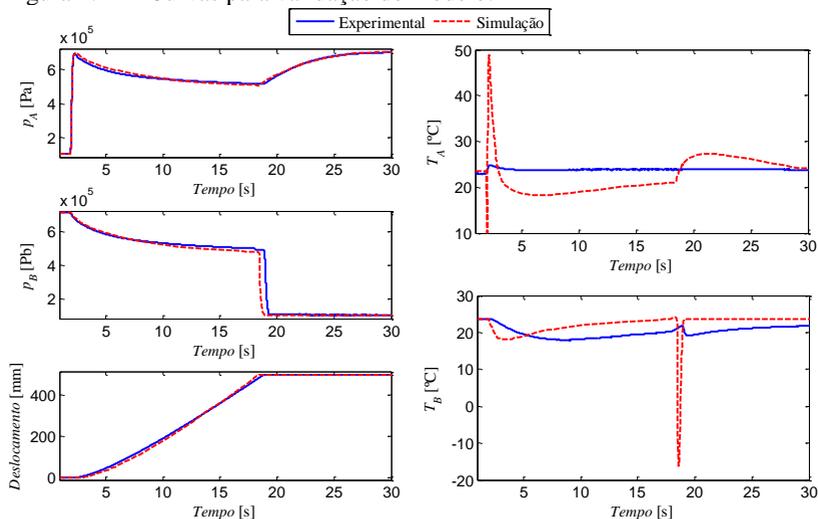
O processo de validação do modelo foi realizado em malha aberta, no qual o atuador em estudo sofreu um movimento completo de avanço após a comutação do carretel da válvula proporcional, simulando, assim, o comportamento típico de um sistema de atuação do tipo *on/off*.

Com o intuito de reproduzir melhor as condições reais de operação de um sistema de atuação pneumático, foi introduzido no modelo dinâmico os resultados experimentais da tensão enviada à válvula e

também da pressão de suprimento. Deste modo, foi possível concatenar com precisão o tempo de início de movimento, bem como levar em consideração os efeitos da variação da pressão de suprimento, produzindo resultados mais fiéis em relação ao sistema modelado.

As curvas obtidas no experimento e na simulação são comparadas na Figura 4.11.

Figura 4.11 – Curvas para validação do modelo.



Fonte: Elaborada pelo autor

Pela análise da Figura 4.11 observa-se um comportamento muito semelhante das pressões experimentais, nas câmaras A e B, em relação aos resultados obtidos pelo modelo de simulação dinâmica, havendo apenas pequenas diferenças entre as pressões teóricas e experimentais. Estas pequenas diferenças estão associadas a incertezas na modelagem, como o coeficiente global de troca de calor, que é assumido ser constante no modelo, mas possivelmente não seja constante durante o movimento do atuador. Outro detalhe que deve ser considerado são os parâmetros C e b da válvula proporcional, nesta simulação foram utilizados os valores encontrados no catálogo do fabricante, mas como visto em Hené (2010), os valores reais dos componentes podem sofrer alterações, levando a resultados errôneos e que podem ter influenciado o comportamento das pressões no modelo dinâmico, uma vez que um valor de C sensivelmente menor, por exemplo, eliminaria a diferença de pressões existentes no final do movimento de avanço.

Em relação ao deslocamento, o comportamento obtido pela simulação dinâmica foi, de modo geral, muito semelhante aos resultados experimentais. As pequenas divergências observadas podem ter sido provocadas, principalmente, pelas divergências observadas nas pressões teóricas, as quais afetam diretamente a equação do movimento. Além disso, os amortecedores de fim de curso, que estão presentes no atuador do experimento, provocam um retardo no início do movimento e reduzem a velocidade do embolo quando este chega ao final de curso, fazendo com que o tempo de avanço do sistema modelado seja ligeiramente menor, como fica evidente na curva da pressão na câmara B.

Já as temperaturas apresentaram grande divergência entre os resultados experimentais e teóricos. Na câmara B, percebe-se que o comportamento teórico é similar ao que foi mensurado e na câmara A, a variação da temperatura medida é muito pequena, diferindo muito dos resultados teóricos.

Dentre as principais causas para tais divergências, pode-se citar o elevado tempo de resposta do sensor, que faz com que o sinal medido possua um atraso em relação a temperatura do interior da câmara. Além disso, a temperatura sendo calculada pelo modelo dinâmico é a do interior do cilindro, entretanto, as medições foram realizadas com termopares localizados nas conexões de entrada e saída de ar do atuador, o que eventualmente, pode fazer com que haja divergências devido à aceleração do fluido.

Como o ar comprimido presente no interior das câmaras pneumáticas é regido pela equação de estado dos gases, espera-se que haja uma variação da temperatura quando há variação das pressões nas câmaras do cilindro. Tal comportamento é observado nos resultados da simulação dinâmica, demonstrando a coerência dos resultados obtidos pela mesma e evidenciando as deficiências do sistema de medição utilizado no experimento.

De modo a fazer uma análise comparativa mais crítica do modelo dinâmico, seria necessário um sistema de medição com tempo de resposta menor e que fosse capaz de medir a temperatura no interior das câmaras do cilindro pneumático. Além disso, deve-se incluir os efeitos causados pela inércia térmica do material da carcaça do cilindro, uma vez que tal comportamento foi negligenciado no modelo matemático desenvolvido.

Por fim, mesmo com algumas divergências, a simulação dinâmica descreveu adequadamente o comportamento de todas as variáveis de estado que foram abordadas. Desta forma, torna-se possível o uso desta modelagem matemática para estudar os fenômenos existentes durante os movimentos de avanço e recuo de um sistema de atuação pneumático do

tipo *on/off*, tais como, tempo e velocidade de avanço, comportamento das pressões nas câmaras do cilindro e também a eficiência energética desses sistemas.

4.3.5 A exergia para um sistema de atuação pneumática

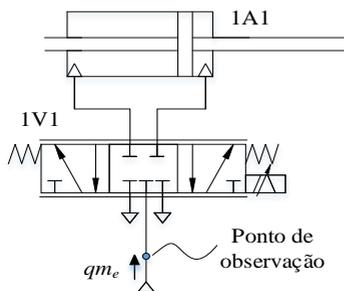
A exergia é, por definição, a quantidade máxima de trabalho útil que pode ser extraída de um sistema, que está a um determinado estado, até esse sistema atingir as condições de equilíbrio com o ambiente (CENGEL E BOLES, 2014). Diante disso, percebe-se uma tendência em utilizar a análise de exergia nos sistemas pneumáticos, a qual permite uma estimativa mais precisa da quantidade de energia disponível pelo sistema e também permite a comparação de diferentes tecnologias, como sistemas eletromecânicos, uma vez que a exergia de um sistema leva em consideração todas as formas de energia presentes no mesmo.

Em um sistema pneumático, a análise de exergia pode ser realizada em vários “pontos de observação”, como foi feito por Rakova *et al.* (2014), permitindo a inclusão da geração de entropia.

No presente trabalho, a análise de exergia foi utilizada juntamente com a simulação dinâmica, viabilizando o aprimoramento da estimativa da eficiência energética do sistema de atuação, uma vez que uma simples análise do consumo de energia poderia levar a resultados mascarados.

De modo a estimar a quantidade total de energia útil fornecida ao sistema de atuação, optou-se por escolher, como ponto de observação, o ponto imediatamente anterior a válvula direcional (Figura 4.12). Refletindo, dessa forma, a quantidade de energia pneumática entregue ao sistema, capaz de realizar trabalho.

Figura 4.12 – Ponto de observação para o cálculo da exergia.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Desprezando os efeitos da energia cinética e potencial, o cálculo da exergia para uma corrente de fluido para um determinado ponto de observação pode ser feito por meio da Equação (4.37), que é oriunda da primeira e segunda lei da termodinâmica e possui seu desenvolvimento detalhado no Apêndice B.

$$X_{fluido} = \int_0^t q_{m_e} C_p (T - T_0) dt - \int_0^t q_{m_e} T_0 \left(C_p \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) - R \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) \right) dt \quad (4.37)$$

onde o subíndice zero indica as condições de equilíbrio com o ambiente, ou seja, é a condição onde se torna impossível retirar qualquer forma de trabalho útil do sistema.

A eficiência energética foi calculada por meio da razão entre a energia necessária para realizar uma determinada tarefa e a quantidade máxima de energia útil que poderia ser extraída do sistema, ou seja, a exergia.

A energia necessária para realizar uma tarefa é obtida por meio da soma de todas as forças que atuam no cilindro durante um determinado deslocamento, como a força de carga (F_{ext}), o atrito (F_{at}), a energia cinética e a energia potencial, ou seja:

$$E_t = \int_0^x F_{ext} dx + \int_0^x F_{at} dx + \int_0^x M dx + \int_0^y M g dy \quad (4.38)$$

onde dx é o diferencial de posição do atuador, g é a força gravitacional e dy é um diferencial de posição vertical.

Por fim, chega-se a expressão da eficiência energética que é dada por:

$$\eta_{sis} = \frac{E_t}{X_{fluido}} \quad (4.39)$$

5. ESTUDO DO COMPORTAMENTO DO CONJUNTO VÁLVULA-CILINDRO

Neste capítulo será apresentado o conceito de ponto de operação, o qual servirá como base para as análises realizadas na seção 5.2. Serão efetuadas análises, por meio de simulações dinâmicas, da influência da área do atuador e do tamanho da válvula no comportamento e eficiência do sistema. Também será caracterizado o comportamento típico da velocidade de um atuador que está sob atuação de uma força de carga constante, o que poderá se tornar uma ferramenta que auxilie o dimensionamento dos componentes do sistema de atuação pneumático.

5.1 PONTO DE OPERAÇÃO DO SISTEMA DE ATUAÇÃO

A previsão do comportamento das pressões nas câmaras de um atuador pneumático possui grande complexidade, pois existem muitas não-linearidades presentes nas equações que regem o comportamento desses sistemas, o que dificulta as tarefas de controle, e também de dimensionamento.

Primeiramente proposto por Oliveira (2009), o ponto de operação de um sistema de atuação é um conjunto de equações que buscam determinar o comportamento das pressões nas câmaras do cilindro, quando este se movimenta em regime permanente, ou seja, sem variações significativas das pressões. Posteriormente, Hené *et al.* (2010) propôs algumas alterações nas equações já desenvolvidas, de modo a incluir alguns efeitos até então desconsiderados, como a possibilidade de incluir uma válvula com parâmetros diferentes para cada par de vias.

Neste trabalho será apresentada uma breve descrição do método utilizado para obter as equações que definem o ponto de operação de um sistema de atuação pneumático. Recomenda-se, porém, uma leitura dos trabalhos mencionados acima para uma melhor compreensão da metodologia utilizada.

Assumindo a hipótese de movimento em regime permanente, é possível encontrar uma relação matemática entre a pressão da câmara A com a pressão da câmara B. Essa relação é obtida por meio da equação da continuidade aplicada ao atuador e da equação da vazão mássica (ISO 6358).

Devido ao fenômeno do escoamento sônico e subsônico, foram derivadas quatro equações matemáticas para o movimento de avanço e mais quatro para o movimento de retorno, onde a pressão em uma câmara é uma função da pressão em outra câmara (OLIVEIRA, 2009). Essas equações foram resultados das possíveis combinações de fenômenos, os quais são apresentados na Tabela 5.1, onde a os termos P-A e P-B representam os pares de vias que conectam a pressão de suprimento às câmaras A e B, respectivamente, e os termos B-T e A-T representam os pares de vias que conectam as câmaras B e A, respectivamente, com a pressão atmosférica.

Tabela 5.1 – Condições de escoamento na válvula.

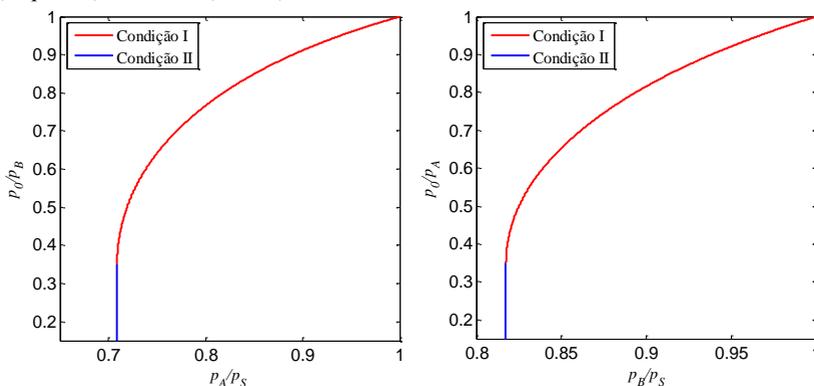
Movimento de avanço		
P-A (Tipo de Escoamento)	B-T (Tipo de Escoamento)	Condição Operacional
Subsônico	Subsônico	Condição I
Subsônico	Sônico	Condição II
Sônico	Subsônico	Condição III
Sônico	Sônico	Condição IV
Movimento de Retorno		
P-B (Tipo de Escoamento)	A-T (Tipo de Escoamento)	Condição Operacional
Subsônico	Subsônico	Condição I
Subsônico	Sônico	Condição II
Sônico	Subsônico	Condição III
Sônico	Sônico	Condição IV

Fonte: Elaborada pelo autor.

Por meio de testes analíticos, Oliveira (2009) identificou que as únicas condições possíveis de acontecer eram as condições I e II, sendo que as outras condições resultavam em incoerências numéricas ou resultados muito improváveis de acontecer.

Como a vazão mássica é comumente apresentada em função de uma razão de pressões (p_2/p_1), as equações foram rearranjadas de forma a obter uma razão de pressões como variável, sendo uma delas referente a câmara A e outra em relação a câmara B. Dessa forma, é possível analisar graficamente as relações matemáticas existentes entre as razões de pressões das duas câmaras, como apresentado na Figura 5.1

Figura 5.1 – Curvas de regime permanente para o movimento de avanço (esquerda) e retorno (direita).



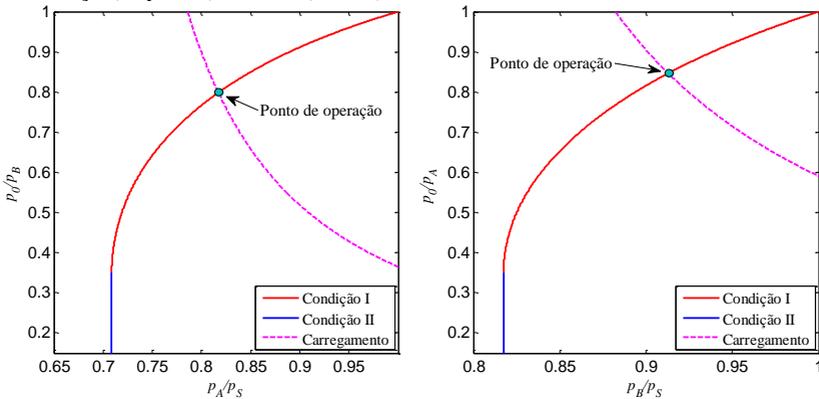
Fonte: Elaborada pelo autor.

Na Figura 5.1 as pressões nas câmaras A e B são representadas por p_A e p_B , respectivamente, a pressão de suprimento é representada por p_s e a pressão atmosférica é representada por p_0 .

Por meio das equações que relacionam as razões de pressões de uma câmara com a outra, para a condição de regime permanente, cria-se a curva de regime de permanente das pressões. Durante o movimento do conjunto haste e êmbolo, em velocidade constante, as razões de pressões das câmaras do atuador, estarão em um determinado ponto dessa curva.

De modo a determinar em qual ponto da curva de regime permanente estará o sistema, foi utilizada a equação do movimento, também sob a hipótese de regime permanente, sendo esta, manipulada matematicamente para ter como variáveis as razões de pressões das duas câmaras do atuador, resultando assim, na curva de carregamento do sistema (OLIVEIRA, 2009). O ponto de operação será, portanto, a interseção entre a curva de regime permanente com a curva de carregamento, como visto na Figura 5.2.

Figura 5.2 – Curvas de regime permanente e de carregamento para o movimento de avanço (esquerda) e recuo (direita).



Fonte: Elaborada pelo autor.

As equações referentes a curva de carregamento e a curva de regime permanente para os movimentos de avanço e retorno são apresentadas na Tabela 5.2, onde r_A representa a razão entre área do lado B do cilindro pela área do lado A e F_{total} é a soma da força de atrito com a força externa sendo aplicada na haste.

Na prática, percebe-se que a curva de regime permanente tende a delimitar o comportamento das pressões durante o movimento do atuador, ou seja, as pressões podem se encontrar em qualquer ponto que esteja abaixo da curva de regime permanente, mas dificilmente se encontram acima dela.

Percebe-se também que, utilizando a equação da curva de carregamento, que é oriunda da equação do movimento, é possível determinar o tamanho do atuador, desde que seja conhecido qual é o ponto de operação ótimo do sistema de atuação, sendo este, um dos objetivos principais desta dissertação e que será abordado na seção 5.2 deste capítulo.

Tabela 5.2 – Equações que determinam a relação entre as razões de pressões nas câmaras do atuador

Avanço	
Condição I	$\frac{p_A}{p_S} = \frac{\left(br_A + \sqrt{b^2 r_A^2 - \left(\frac{p_0}{p_B}\right)^2} + 2b \left(\frac{p_0}{p_B}\right)^2 + 2b \left(\frac{p_0}{p_B}\right) - 4b^2 \left(\frac{p_0}{p_B}\right) - 4b + 4b^2 + 1 + r_A^2 - 2br_A^2 \right) r_A}{-\left(\frac{p_0}{p_B}\right)^2 + 2b \left(\frac{p_0}{p_B}\right) - 2b + 1 + r_A^2}$
Condição II	$\frac{p_A}{p_S} = \frac{(br_A + \sqrt{b^2 r_A^2 - 4b + 1 + 5b^2 - 2b^3 - 2br_A^2 + r_A^2}) r_A}{1 - 2b + b^2 + r_A^2}$
Carregamento	$\frac{p_A}{p_S} = \frac{F_{total}}{p_S A_A} + \left(\frac{p_B}{p_0}\right) \left(\frac{p_0}{p_S}\right) r_A + \frac{p_0}{p_S} (1 - r_A)$
Retorno	
Condição I	$\frac{p_B}{p_S} = \frac{b + \sqrt{b^2 - r_A^2 \left(\frac{p_0}{p_A}\right)^2} + 2br_A^2 \left(\frac{p_0}{p_A}\right)^2 + 2br_A^2 \left(\frac{p_0}{p_A}\right) - 4b^2 r_A^2 \left(\frac{p_0}{p_A}\right) - 4br_A^2 + 4b^2 r_A^2 + 1 + r_A^2 - 2b}{-r_A^2 \left(\frac{p_0}{p_A}\right)^2 + 2br_A^2 \left(\frac{p_0}{p_A}\right) - 2br_A^2 + 1 + r_A^2}$
Condição II	$\frac{p_B}{p_S} = \frac{b + \sqrt{b^2 - 4br_A^2 + r_A^2 + 5b^2 r_A^2 - 2b^3 r_A^2 - 2b + 1}}{r_A^2 - 2br_A^2 + b^2 r_A^2 + 1}$
Carregamento	$\frac{p_B}{p_S} = \frac{F_{total}}{p_S A_B} + \left(\frac{p_A}{p_0}\right) \left(\frac{p_0}{p_S}\right) \frac{1}{r_A} + \frac{p_0}{p_S} \frac{(1 - r_A)}{r_A}$

Fonte: Elaborada pelo autor.

5.2 INFLUÊNCIA DA ÁREA DO ATUADOR NA DINÂMICA DO SISTEMA

A determinação do ponto ótimo de operação é de suma importância para utilização das equações apresentadas na seção 5.1 durante o projeto e dimensionamento de um sistema de atuação, pois, por meio delas é possível dimensionar um atuador pneumático, para que trabalhe em uma condição ótima, desde que se conheçam os pontos operacionais que resultarão neste comportamento. Hené (2010) propôs, como ponto ótimo, o ponto onde a válvula inicia o fenômeno de saturação, ou seja, o ponto onde a termina a condição I e inicia a condição II. Segundo o autor, dimensionar o sistema para trabalhar próximo a esse ponto garante uma menor perda de carga na válvula e, conseqüentemente, uma maior força pneumática e velocidade de deslocamento.

Entretanto, o ponto de operação de um sistema de atuação pneumático sofre influência de diversos fatores, tais como: pressão de suprimento, força de carga, diâmetro do atuador e tamanho de válvula. Sendo que a variação de qualquer um desses parâmetros, irá alterar o ponto de operação do sistema.

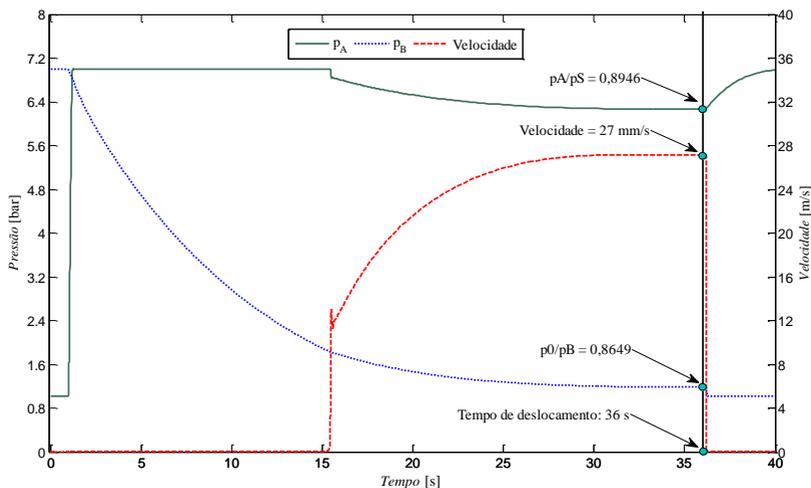
Diante disso, nessa seção será realizada uma análise, por meio de simulação dinâmica, da influência que o diâmetro do atuador causa no comportamento do sistema, mais especificamente, no tempo de avanço, na velocidade de final de curso e na eficiência energética. Esta análise permitirá a identificação de uma região ótima de trabalho da curva de regime permanente.

Deve-se salientar que o modelo de atrito para as simulações foi o mesmo que foi determinado durante o processo de validação do modelo dinâmico, ou seja, equivalente a um atuador simétrico com 125 mm de diâmetro e haste de 32 mm. Por isso, as simulações foram efetuadas com diâmetros em torno desses valores, iniciando com um diâmetro de cilindro de 90 mm e aumentando, com passos de 2 mm, até 160 mm, mantendo sempre a mesma razão de áreas. A força de carga para essas simulações foi 4500 N. Foi considerado uma válvula direcional com condutância sônica de $4,5 \times 10^{-9} \text{ m}^5/\text{N.s}$ e razão de pressões crítica de 0,21. A pressão de suprimento foi de 7,0 bar e o curso do atuador é 500 mm.

De modo a exemplificar, a Figura 5.3 apresenta os resultados de uma simulação dinâmica realizada para um atuador de 110 mm de diâmetro. Para determinação do ponto operacional, foi observado o momento imediatamente anterior à colisão com o final de curso do

atuador, pois nesse instante, o comportamento das pressões tende a ser em regime permanente.

Figura 5.3 – Simulação dinâmica para um atuador de 110 mm



Fonte: Elaborada pelo autor.

Os dados observados acima (ponto de operação, velocidade de fim de curso e tempo de deslocamento) podem ser correlacionados com as figuras 5.4, 5.5, 5.6 e 5.7.

5.2.1 Tempo de deslocamento

O tempo de deslocamento é, geralmente, um requisito fundamental de projeto, sendo, portanto, de suma importância que o projetista consiga garantir esse requisito ao dimensionar o sistema de atuação pneumático.

Geralmente, esse requisito está associado ao tamanho da válvula direcional, sendo que é comum o uso de válvulas superdimensionadas e posteriormente, o uso de válvulas reguladoras de vazão, de modo a atingir uma configuração que resulte na velocidade adequada do sistema.

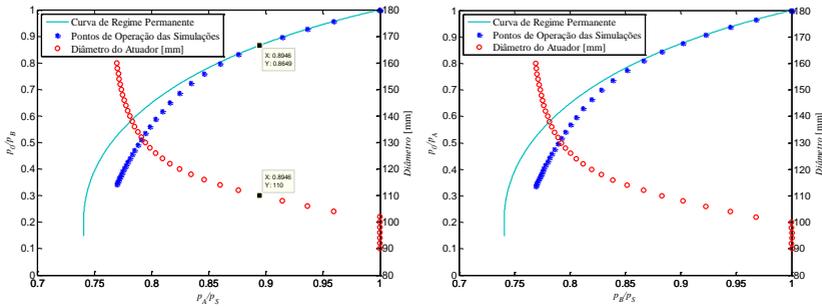
Nessa seção, busca-se avaliar a influência do diâmetro do atuador no tempo de deslocamento do sistema. Para esse estudo, foi feita uma análise de sensibilidade, ou seja, foram efetuadas diversas simulações dinâmicas, sendo que todos os parâmetros do sistema foram mantidos constantes, com exceção do diâmetro do atuador.

Como mencionado, a variação do diâmetro do atuador altera o ponto de operação do sistema e, dessa forma, optou-se por avaliar os

resultados juntamente com a curva de regime permanente, permitindo assim determinar as regiões da curva de regime permanente que resultaram em menor tempo de avanço.

Na Figura 5.4 é apresentada a influência do diâmetro do cilindro (eixo vertical direito) no ponto de operação. Para fins de esclarecimento, os pontos resultantes da simulação dinâmica (Ponto de operação, em azul, e diâmetro do cilindro, em vermelho) estão relacionados com o eixo horizontal.

Figura 5.4 – Relação do diâmetro com o ponto de operação para avanço (esquerda) e retorno (direita).



Fonte: Elaborada pelo autor.

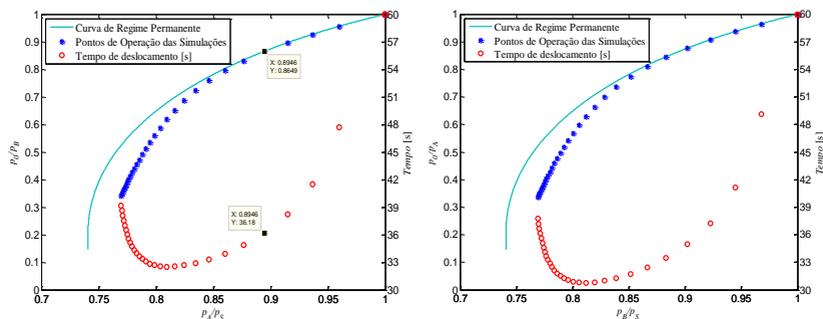
Observa-se que para diâmetros menores ou iguais a 102 mm (avanço) e 100 mm (retorno), a força pneumática resultante foi insuficiente para mover o atuador, pois, ao final da simulação não houve variação das pressões devido ao movimento do atuador e o ponto de operação para essas condições ficou localizado no canto superior direito de cada gráfico. A medida que o diâmetro do cilindro foi aumentado, percebe-se que o ponto de operação se desloca para a esquerda do gráfico.

Por fim, ao utilizar um diâmetro maior ou igual a 114 mm é possível perceber que o ponto de operação da simulação deixa de atingir a curva de regime permanente, sendo que esse comportamento fica mais evidente a medida que o diâmetro do cilindro é aumentado. Tal comportamento pode ser explicado devido ao grande desequilíbrio de forças atuantes no sistema, ou seja, como a área do cilindro aumentou, existe uma força pneumática demasiadamente grande em relação à força de carga sendo aplicada. Este desequilíbrio de forças acaba resultando em aceleração no sistema, impossibilitando o movimento em velocidade constante.

Na Figura 5.5 são apresentados os resultados obtidos com as mesmas simulações, mas desta vez, o eixo vertical direito, que relaciona

o diâmetro com o eixo horizontal, foi substituído pelo eixo do tempo de deslocamento.

Figura 5.5 - Relação do tempo de deslocamento com o ponto de operação para avanço (esquerda) e retorno (direita).



Fonte: Elaborada pelo autor.

Observa-se que as simulações referentes aos diâmetros menores (102mm para avanço e 100 mm para retorno), resultaram em tempo de deslocamento de 60 segundos, o que na realidade é o tempo total da simulação, ou seja, esse é o resultado de uma simulação onde não houve deslocamento do atuador. Os menores diâmetros que resultaram em movimento foram 104 mm (avanço) e 102 mm (retorno), sendo que o tempo de deslocamento para essas simulações foram 47,71 segundos e 49,14 segundos, respectivamente.

A medida que o diâmetro foi aumentado (ponto de operação deslocando-se para a esquerda), o tempo de deslocamento foi reduzindo, o que caracteriza um sistema mais rápido. Entretanto, fica evidente que existe um ponto de inflexão nesse comportamento, sendo este o tempo mínimo de deslocamento, o qual está relacionado a um determinado diâmetro de cilindro e, conseqüentemente, a um determinado ponto de operação.

Para determinar qual é o diâmetro em que ocorre esse ponto de inflexão, deve-se relacionar os gráficos da Figura 5.5 com os gráficos da Figura 5.4, essa correlação é feita por meio do eixo horizontal de cada gráfico, pois os pontos resultantes da simulação dinâmica estão apresentados em função do eixo horizontal. Por exemplo: o tempo mínimo de avanço ocorre em uma relação de $p_A/p_S \cong 0,81$, pela Figura 5.4 observa-se que o diâmetro associado com essa razão de pressões, para o movimento de avanço, é 124 mm, sendo este o diâmetro que resultará no menor tempo de avanço para as condições estabelecidas.

Percebe-se, portanto, que o diâmetro do atuador possui uma influência significativa no tempo de deslocamento do atuador, sendo que um diâmetro muito pequeno pode resultar em um tempo de deslocamento consideravelmente maior, já um diâmetro muito grande também possui uma influência negativa em relação ao tempo de deslocamento, como foi apresentado na Figura 5.5.

Com essa análise, fica evidente a importância de um correto dimensionamento do diâmetro do atuador, o qual é responsável, não somente pela força pneumática disponibilizada pelo sistema, mas também, pelo tempo de deslocamento do conjunto haste e carga.

5.2.2 Velocidade de fim de curso

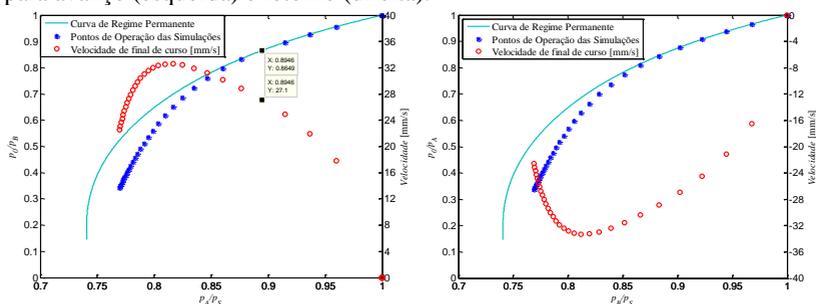
Devido à compressibilidade do fluido e ao comportamento não-linear do atrito, a velocidade do pistão possui grande variação durante o movimento do atuador, conforme será detalhado na seção 5.4. Nesse momento, busca-se avaliar o comportamento da velocidade no final do curso do atuador, a qual, como será visto na seção 5.4, tende a ser constante, ou seja, o movimento do atuador nas regiões próximas ao final de curso tende a possuir um comportamento de regime permanente.

A velocidade de final de curso pode, eventualmente, ser um requisito de projeto, entretanto, é possível relacionar a velocidade de final de curso com tempo de deslocamento, sendo esse o requisito de projeto mais utilizado. Porém, deve-se ressaltar que a velocidade de final de curso não corresponde à velocidade média de deslocamento, a qual usualmente possui um valor menor e é utilizada para obtenção do tempo médio de deslocamento.

Da mesma forma que a razão da velocidade média de deslocamento pelo curso do atuador resultará em um tempo aproximado de deslocamento, busca-se, por meio do estudo da velocidade de final de curso, obter uma aproximação do tempo total de deslocamento, permitindo assim, o uso dessa característica do sistema de atuação para o correto dimensionamento do mesmo.

Os dados apresentados nesta seção são resultado das simulações realizadas para obtenção dos dados da seção 5.2.1, onde foi realizada uma análise de sensibilidade do sistema de atuação em relação a variação do diâmetro do cilindro. Nesta seção, a velocidade de final de curso foi avaliada juntamente com as curvas de regime permanente, permitindo assim, a correlação com o ponto operacional do sistema e, conseqüentemente, com o diâmetro do atuador (Figura 5.4).

Figura 5.6 - Relação de velocidade de fim de curso com o ponto de operação para avanço (esquerda) e retorno (direita).



Fonte: Elaborada pelo autor.

Observa-se que para os diâmetros menores, que resultaram em um ponto de operação no canto superior direito, a velocidade de final de curso foi zero para ambos os movimentos, o que comprova a afirmação feita na seção 5.2.1, de que nessas condições não houve deslocamento do cilindro durante a simulação.

A medida que o diâmetro do cilindro foi aumentando (ponto de operação se movendo para esquerda), percebe-se o aumento da velocidade de fim de curso. Entretanto, o mesmo ponto de inflexão observado no comportamento do tempo de deslocamento é observado na velocidade de fim de curso.

Para determinar qual é o diâmetro associado a velocidade máxima de fim de curso, deve-se relacionar a Figura 5.6 com a Figura 5.4, por exemplo: a velocidade máxima de retorno ocorreu para uma relação de $p_B/p_S \cong 0,812$, o que, de acordo com a Figura 5.4 corresponde a um diâmetro de 122 mm, sendo este o atuador que resultará na maior velocidade de fim de curso para o movimento de retorno.

É importante notar que o diâmetro que resultou na maior velocidade de fim de curso, é o mesmo que resultou no menor tempo de retorno, sendo essa uma característica de suma importância durante o projeto e dimensionamento de sistemas de atuação pneumáticos. No Capítulo 6 será abordado, de forma mais aprofundada, o uso da velocidade de fim de curso como uma ferramenta para dimensionamento de atuadores pneumáticos.

Com a análise realizada nesta seção, conclui-se que em um sistema de atuação pneumático, o diâmetro do cilindro possui grande influência em seu comportamento dinâmico, visto que um atuador com diâmetro muito pequeno pode não ser capaz de realizar o movimento desejado, ou então, possuir um deslocamento muito lento, acarretando em um elevado

tempo de deslocamento. Todavia, fica evidente que o superdimensionamento do atuador também resulta em um tempo de avanço mais elevado, prejudicando o comportamento do sistema, tornando-o mais lento.

5.2.3 A eficiência energética

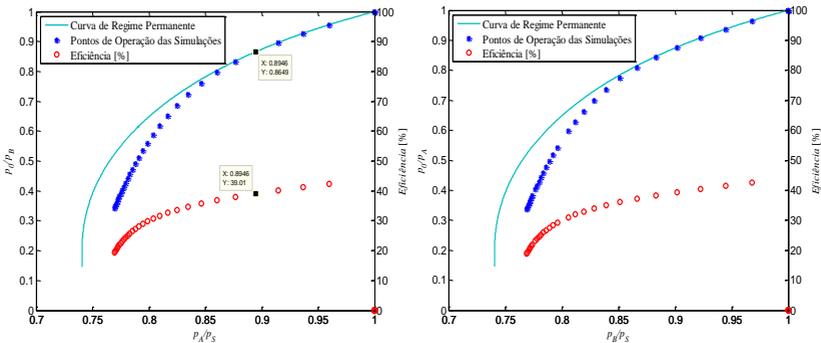
Como mencionado na Capítulo 2, os sistemas de atuação pneumáticos são conhecidos por seu baixo custo de aquisição e manutenção em relação aos sistemas hidráulicos e eletromecânicos, entretanto, possuem elevado custo de operação devido a sua baixa eficiência energética.

Um dos modos mais simples para melhorar a eficiência energética desses sistemas é o correto dimensionamento dos mesmos durante a fase de projeto, sendo o diâmetro do atuador e a pressão de suprimento, duas características de suma importância, que devem ser determinadas pelo projetista.

Nesta seção, a eficiência do sistema de atuação será avaliada em função do diâmetro do cilindro. Os dados utilizados nesta análise são resultados das simulações dinâmicas realizadas para obter os dados utilizados na seção 5.2.1, sendo a metodologia para o cálculo da eficiência energética a apresentada na seção 4.3.5 do Capítulo 4.

Na Figura 5.7 são apresentadas as eficiências energéticas obtidas com as simulações, as quais são apresentadas juntamente com as curvas de regime permanente, permitindo a correlação com o diâmetro do atuador.

Figura 5.7 – Relação da eficiência energética com o ponto de operação para avanço (esquerda) e retorno (direita).



Fonte: Elaborada pelo autor.

Observa-se que para as simulações realizadas com diâmetro do cilindro muito pequeno (que resultam no ponto de operação no canto superior direito do gráfico) a eficiência energética foi zero, sendo este resultado perfeitamente normal, uma vez que não houve nenhum movimento, e conseqüentemente, nenhum trabalho foi realizado.

Percebe-se que a máxima eficiência energética ocorreu com o menor diâmetro capaz de movimentar o atuador, sendo tal eficiência da ordem de 42%. A medida que o diâmetro do cilindro foi aumentando (ponto de operação se movendo para esquerda), a eficiência energética foi reduzindo, sendo que essa redução ocorreu de forma praticamente linear para as razões de pressões, do eixo horizontal, maiores que 0,85. Entretanto, para as razões de pressões menores que 0,85, é possível perceber uma queda de eficiência mais acentuada, sendo que a mínima eficiência registrada foi de aproximadamente 19%.

Como visto na seção 5.1, os menores diâmetros capazes de movimentar a carga foram 104 mm para avanço e 102 mm para recuo, sendo estes, os responsáveis pela melhor eficiência energética do sistema. Desta forma, é possível afirmar que para projetar um sistema de atuação pneumático com máxima eficiência energética, deve-se escolher o menor diâmetro possível que seja capaz de vencer a força de atrito estático e a força de carga. Esse comportamento caracteriza um dos principais problemas energéticos existentes com os sistemas pneumáticos, que se deve ao fato da câmara do atuador ficar preenchida de ar após o final do movimento, e, em seguida, haver a exaustão do ar comprimido para o ambiente. Ou seja, grande parte da energia que passou pelo ponto de observação e foi contabilizada como energia útil, ou exergia, foi desperdiçada ao realizar o movimento contrário do cilindro.

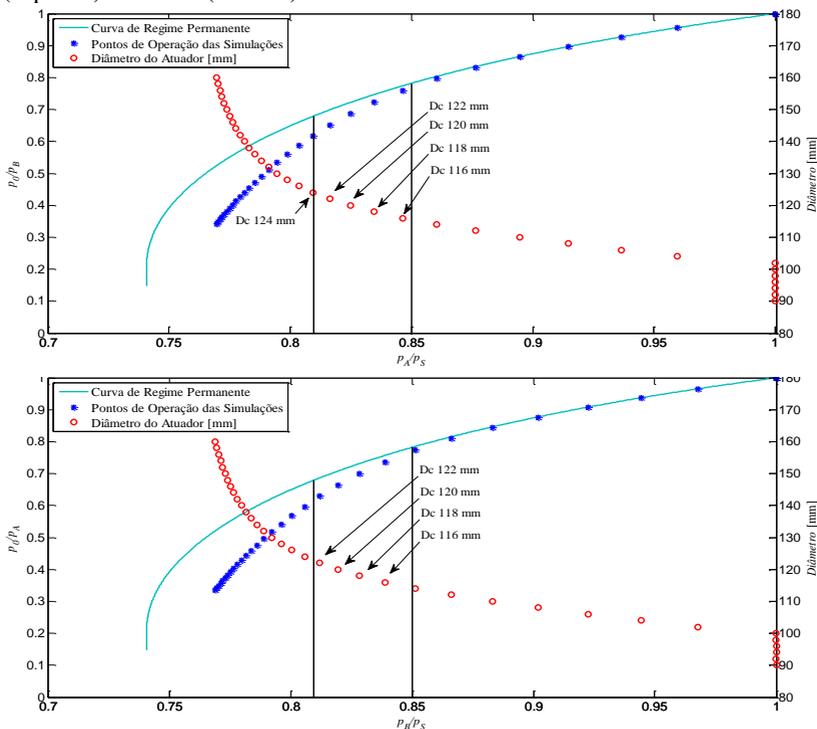
Entretanto, por meio das análises realizadas nas seções 5.2.1 e 5.2.2, é possível perceber que um sistema de atuação pneumático dimensionado para operar com eficiência energética máxima, dificilmente seria capaz de atender requisitos básicos do projeto, como tempo de avanço. É importante notar também, que um sistema operando nessas condições se tornaria muito sensível a qualquer variação na força de carga ou força de atrito, o que demandaria uma alteração dos parâmetros do sistema (como pressão de suprimento) ou então a inutilização do mesmo.

Portanto, ao que tange o dimensionamento do atuador pneumático, pode-se concluir que não existe um ponto ótimo de operação, mas sim, uma região ótima de operação, sendo ela delimitada por dois pontos do eixo horizontal. Esses pontos são:

- **Ponto de velocidade máxima:** A escolha de um ponto de operação nessa região deve ser feita quando se busca um sistema de alta velocidade e pequeno tempo de deslocamento. Observa-se que a eficiência energética do sistema não é máxima, sendo que no exemplo analisado, a mesma foi em torno de 25% menor que a eficiência máxima que o sistema poderia atingir. Para o sistema analisado, observou-se que a velocidade máxima ocorreu no ponto horizontal de 0,81.
- **Ponto de máxima eficiência operacional:** Como visto, qualquer ponto a direita do ponto de velocidade máxima resultará em uma melhor eficiência energética, entretanto, ocorrerá um comprometimento no tempo e velocidade de deslocamento. Dessa forma, o sistema não é capaz de trabalhar sob uma condição de máxima eficiência energética, visto que pontos localizados na extrema direita do gráfico podem resultar em sistemas demasiadamente sensíveis a qualquer variação no carregamento ou na força de atrito. Portanto, deve-se estabelecer um ponto de máxima eficiência operacional, representando os diâmetros com melhor eficiência energética e também, robustez suficiente para atender os requisitos de projeto. Analisando a Figura 5.5, observa-se que a variação no tempo de deslocamento para os pontos localizados a direita do ponto horizontal de 0,85 foi bastante significativa, demonstrando que o sistema de atuação é bastante sensível nesta região. Já para os pontos localizados à esquerda de 0,85, não houve variação significativa no tempo de deslocamento, logo, o sistema se mostra menos sensível nessa região.

Dessa forma, estabeleceu-se uma região ótima de operação, onde cada ponto pode resultar em características muito interessantes do sistema, como comportamento dinâmico ou eficiência energética. Na Figura 5.8 são reapresentados os gráficos da influência do diâmetro no ponto de operação, mas dessa vez, com as delimitações da região ótima de operação.

Figura 5.8 – Delimitação dos pontos ótimos de operação para o avanço (superior) e retorno (inferior).



Fonte: Elaborada pelo autor.

Percebe-se que a faixa de diâmetros ótimos para o sistema analisado varia de 116 mm (eficiência operacional máxima) para 124 mm (desempenho dinâmico máximo). Entretanto, na grande maioria dos casos, o projetista não dispõe de um modelo de simulação dinâmica para fazer uma análise tão detalhada do sistema a ser projetado, o que dificulta a escolha dos pontos de máxima velocidade e máxima eficiência, visto que ambos podem variar de acordo com as características do sistema e da carga a ser movida. No Capítulo 6 será discutida uma abordagem que visa facilitar a obtenção de tais pontos, a qual poderá servir como uma importante ferramenta para o dimensionamento de sistemas atuação pneumáticos.

5.3 INFLUÊNCIA DO TAMANHO DA VÁLVULA NA DINÂMICA DO SISTEMA

De acordo com o que foi apresentado na seção 5.2.1, o tamanho da válvula direcional normalmente está associado com a velocidade e tempo de deslocamento do atuador, sendo que, de modo geral, uma válvula maior resultará em velocidade maior e tempo de deslocamento menor. Entretanto, válvulas superdimensionadas podem resultar em velocidades muito elevadas, o que pode danificar os cilindros pneumáticos ou a carga sendo movida, além de acarretar em um custo de instalação mais elevado, pois válvulas maiores tendem a ser mais caras. Já válvulas muito pequenas podem ter um efeito ainda pior, pois acarretam uma perda de carga muito grande, o que pode prejudicar muito o tempo e a velocidade de deslocamento.

Diante disso, nesta seção será analisado o efeito que o tamanho da válvula direcional pode causar no sistema de atuação. Esse estudo será realizado por meio de uma análise de sensibilidade do sistema de atuação em relação ao tamanho da válvula, permitindo assim, analisar a influência da mesma em relação ao comportamento dinâmico do sistema.

Nesta análise, será avaliado apenas o tempo de deslocamento e a velocidade de fim de curso, pois esses são os dois fatores mais sensíveis a variação do tamanho de válvula. A eficiência energética não será avaliada, pois o modelo da válvula direcional implementado na simulação dinâmica assume um comportamento isentrópico para a mesma. Logo, do ponto de vista energético, a variação do tamanho de válvula se torna irrelevante.

Ressalta-se que essa análise não será realizada em conjunto com a curva de regime permanente, como foi realizado na seção 5.2, pois a variação do tamanho da válvula não é capaz de afetar de forma tão significativa o ponto operacional do sistema de atuação, o que poderia dificultar a interpretação dos resultados.

5.3.1 Tempo de deslocamento

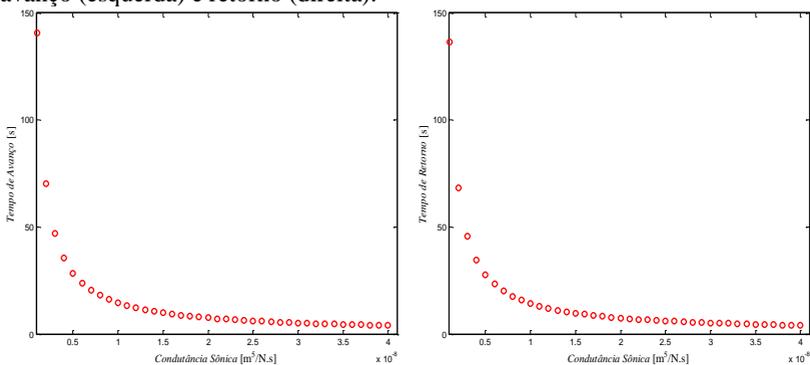
Como mencionado na seção 5.2.1, o tempo de deslocamento é, geralmente, um requisito fundamental do usuário, e está associado ao tamanho da válvula direcional. Entretanto, foi demonstrado que o tempo de deslocamento não é uma característica que depende unicamente da válvula direcional, sendo que o diâmetro do atuador também possui

influência sobre essa característica, o que torna a escolha da válvula direcional ainda mais difícil.

Desse modo, torna-se interessante realizar uma análise de sensibilidade do sistema de atuação pneumático em relação ao tamanho da válvula direcional, permitindo uma melhor compreensão do comportamento desses sistemas sob diferentes configurações de válvulas.

Esse estudo foi feito a partir do modelo dinâmico apresentado no Capítulo 4, onde todos os parâmetros foram mantidos constantes, com exceção da condutância sônica da válvula, que caracteriza seu tamanho, e que foi alterado, com passos de $1 \times 10^{-9} \text{ m}^5/\text{N.s}$, partindo de $1 \times 10^{-9} \text{ m}^5/\text{N.s}$ até $40 \times 10^{-9} \text{ m}^5/\text{N.s}$, correspondendo à valores da ordem 25 a 1000 NI/min. Na Figura 5.9 são apresentados os resultados desta análise, onde o eixo horizontal representa a condutância sônica da válvula e o eixo vertical o tempo de deslocamento.

Figura 5.9 – Relação de tamanho de válvula com tempo de deslocamento para avanço (esquerda) e retorno (direita).



Fonte: Elaborada pelo autor.

Perante a análise dos resultados, observa-se que a faixa de valores de condutância sônica entre $1 \times 10^{-9} \text{ m}^5/\text{N.s}$ e $10 \times 10^{-9} \text{ m}^5/\text{N.s}$ possui grande influência no tempo de deslocamento do atuador, ou seja, o sistema se mostrou muito sensível à variação desse parâmetro nessa faixa de valores. Entretanto, para a condutância sônica entre $10 \times 10^{-9} \text{ m}^5/\text{N.s}$ e $40 \times 10^{-9} \text{ m}^5/\text{N.s}$ a variação do tempo de avanço foi muito pequena, mostrando que o sistema possui baixa sensibilidade a variação desse parâmetro para essa faixa de valores.

A saturação observada no tempo de deslocamento, é resultado da pequena restrição ao escoamento fornecida pela válvula direcional, quando esta possui valores muito elevados de condutância sônica. Essa

configuração faz com que os efeitos de queda de pressão na válvula direcional sejam praticamente desprezíveis, constituindo um sistema semelhante à um atuador conectado diretamente a uma fonte de pressão.

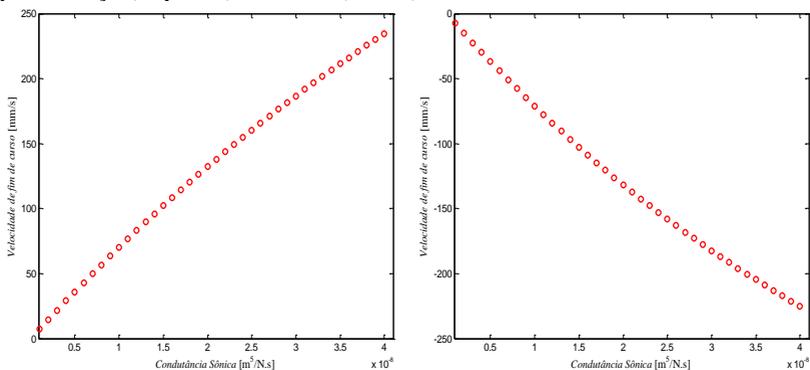
Percebe-se, portanto, que em relação ao tempo de avanço, deve-se evitar utilizar válvulas muito pequenas, pois elas podem afetar consideravelmente o desempenho dinâmico do sistema. Já em relação às válvulas maiores, torna-se praticamente indiferente os efeitos sobre o tempo de deslocamento, sendo que o único efeito indesejado seria o elevado custo inicial de instalação, ou o tempo de comutação do carretel da válvula, que não está presente nesta análise.

5.3.2 Velocidade de fim de curso

Na seção 5.2.2 foi apresentada a influência do diâmetro do atuador na velocidade de fim curso, onde percebeu-se que o uso de atuadores excessivamente grandes pode levar a redução da velocidade de fim de curso e conseqüentemente no tempo de avanço.

De modo a complementar a análise realizada na seção 5.3.1, nesta seção será avaliado a influência do tamanho da válvula na velocidade de fim curso. Os dados utilizados nesta análise são provenientes das simulações realizadas para obtenção dos dados da Figura 5.9, e os resultados são apresentados na Figura 5.10, onde o eixo horizontal representa a condutância sônica da válvula e o eixo vertical a velocidade de fim curso.

Figura 5.10 - Relação de tamanho de válvula com velocidade de fim de curso para avanço (esquerda) e retorno (direita).



Fonte: Elaborada pelo autor.

Observa-se que a velocidade de fim de curso, para ambos os sentidos de deslocamento, possui comportamento quase linear em relação ao tamanho da válvula, o que é perfeitamente justificado pela análise da equação da continuidade e da vazão mássica (equações (4.24) e (4.25)) aplicada à uma das câmaras do atuador. Ao isolar o termo referente a velocidade, percebe-se que a mesma se torna uma função da condutância sônica, da variação de pressão e temperatura.

Como a variação da pressão e temperatura ao final do movimento tendem a ficar próximas a zero, a velocidade de fim de curso acaba se tornando uma relação praticamente proporcional ao tamanho da válvula, ou seja, ao utilizar uma válvula duas vezes maior, a velocidade de fim de curso será próxima ao dobro da velocidade.

Comparando os resultados dessa seção, com os resultados da seção 5.3.1, é possível perceber uma característica muito interessante: O aumento do tamanho da válvula pode elevar, de forma praticamente linear, a velocidade de fim de curso, mas não o tempo de avanço ou recuo, sendo este último, praticamente invariável quando utilizadas válvulas maiores. Essa característica deve ser considerada quando da escolha do tamanho da válvula para o projeto de um sistema de atuação, pois o requisito de usuário mais comum é o tempo de deslocamento e não a velocidade de fim curso, sendo que essa última, muitas vezes pode danificar a estrutura do sistema se for muito elevada.

Dessa forma, pode-se concluir que a escolha do tamanho da válvula, bem como do atuador, são tarefas cruciais para o correto funcionamento do sistema projetado. Percebe-se, entretanto, que a escolha de um conjunto válvula e cilindro não é uma tarefa simples, os métodos tradicionais, que muitas vezes são utilizados, podem levar à sistemas superdimensionados e, a aquisição de experiência do projetista demanda tempo e investimento. Ressalta-se dessa forma, que o dimensionamento de um sistema de atuação pneumático deva ser feito com uma sólida fundamentação matemática.

5.4 O COMPORTAMENTO DA VELOCIDADE DO ATUADOR

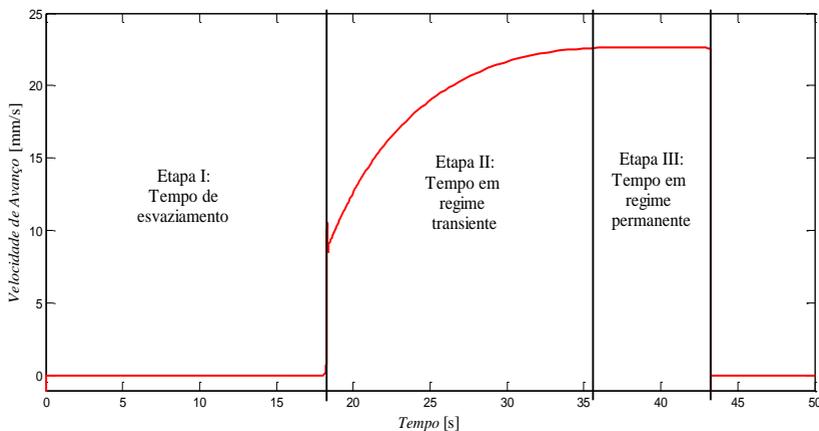
A velocidade de deslocamento de um atuador pneumático possui um comportamento bastante irregular e de difícil previsão matemática. Isso se deve, principalmente, às não linearidades inerentes a esses sistemas, como a compressibilidade do ar e a força de atrito.

As análises elaboradas nas seções 5.2.2 e 5.3.2 foram realizadas no momento imediatamente anterior à chegada ao final de curso do atuador. Essa escolha foi feita de modo a obter os valores da velocidade máxima de deslocamento e também devido ao fato da variação da pressão e temperatura, nesse instante, tenderem a zero, o que faz com que o deslocamento ocorra com velocidade praticamente constante.

Devido a hipótese assumida de deslocamento em regime permanente para construção das curvas da Figura 5.1, faz-se necessário o estudo do comportamento da velocidade durante o deslocamento de um atuador pneumático, de modo a compreender em quais situações essa hipótese pode ser considerada verdadeira.

Ao submeter um sistema de atuação pneumático à uma força de carga de elevada magnitude (e baixa o suficiente para ser movida pelo atuador), o comportamento típico da velocidade será como o apresentado na Figura 5.11, onde é possível dividir o movimento de deslocamento em três etapas, sendo elas: Tempo de esvaziamento, Tempo em regime transiente e Tempo em regime permanente.

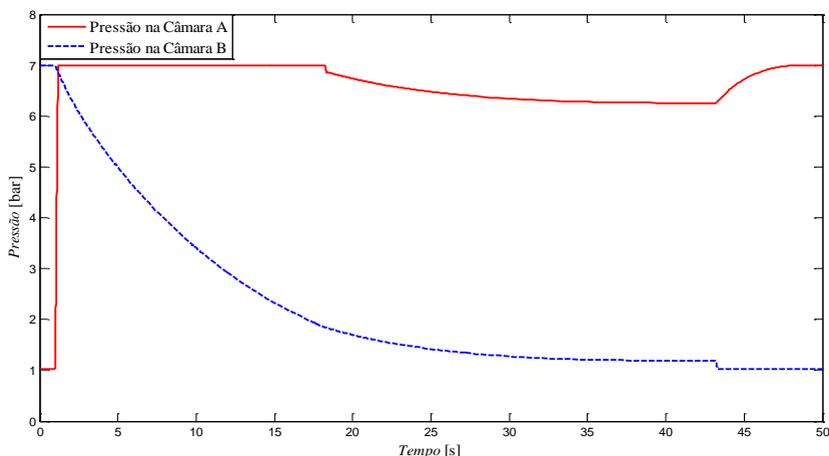
Figura 5.11 - Principais etapas do movimento de deslocamento.



Fonte: Elaborada pelo autor.

De modo a compreender melhor o que está ocorrendo em cada uma das etapas, deve-se analisar o comportamento dinâmico das pressões nas câmaras do atuador, tal comportamento é apresentado pela Figura 5.12 e é resultado da simulação dinâmica apresentada no Capítulo 4, mas neste caso, a força de carga assumida foi de 5.500N.

Figura 5.12 – Comportamento das pressões durante o deslocamento do atuador



Fonte: Elaborada pelo autor.

Pela análise do comportamento das pressões é possível perceber que durante a Etapa I, a pressão na câmara A sobe muito rapidamente, atingindo em poucos milissegundos a pressão de suprimento. Já a pressão na câmara B possui uma taxa de queda muito menor, o que resulta em um maior tempo para esvaziar a câmara B, sendo esta a razão para denominar essa primeira etapa de tempo esvaziamento. Ao analisar matematicamente esse comportamento, percebe-se que o volume de cada câmara é inversamente proporcional a variação de pressão, tal que, na câmara A, onde o volume da mesma no início do movimento é muito pequeno, a taxa de variação da pressão é muito elevada. Já na câmara B, onde o volume no início do movimento é muito grande, a taxa de variação de pressão é muito inferior em relação a da câmara A.

No início da Etapa II percebe-se um aumento abrupto da velocidade, tal fenômeno se deve ao efeito da região de *Stribeck* da curva de atrito, onde a força de atrito sofre uma redução logo após sair da condição de pré-deslizamento. Esse mesmo efeito pode ser percebido na curva da pressão na câmara A, onde acontece uma queda mais acentuada na pressão, sendo essa, o resultado do aumento do volume na câmara, que é causado pelo deslocamento do atuador. Após essa primeira variação, a velocidade na etapa II segue um comportamento muito similar a um sistema de primeira ordem, até se aproximar da região onde a variação da velocidade é relativamente pequena, a ponto de ser válida a hipótese de regime permanente, iniciando assim a Etapa III do deslocamento do

atuador. Nessa última etapa, é possível perceber que a variação da pressão em ambas as câmaras é muito pequena, o que resulta na velocidade constante que é observada na Figura 5.11.

É possível perceber que o tempo de esvaziamento da câmara é responsável, neste caso, por cerca de 40% do tempo total de deslocamento. Já para as situações onde a força de carga possui menor magnitude, esse tempo de esvaziamento tende a ser menor, pois a diferença de pressão entre as câmaras pode ser menor para iniciar o movimento. Ressalta-se que o tempo de esvaziamento não depende unicamente da força de carga sendo movida, mas também da condutância sônica da válvula direcional, da área e do curso do cilindro e da pressão de suprimento.

De acordo com que foi mencionado na seção 5.2.2, a velocidade de fim de curso não corresponde à velocidade média do atuador, pois, como visto na Figura 5.11, as etapas I e II representam um grande percentual do tempo de deslocamento, reduzindo a velocidade média do atuador.

Tendo em vista que a Etapa I ocorre sem a presença de movimento do atuador e que devido ao grande diferencial de pressão existente entre a câmara B e a atmosfera, o escoamento será, predominantemente, sônico, é possível encontrar uma função que relaciona o comportamento da pressão na câmara B com o tempo. Para tal, é necessário empregar a Equação (4.25), sob a hipótese de escoamento isotérmico e de que não exista movimento do atuador, e a Equação (4.2), sob a hipótese de escoamento sônico, obtendo-se:

$$\frac{dp_B}{dt} = \frac{p_B p_0 C}{V_{B0} + (L - x)A_B} \quad (5.1)$$

Rearranjando a equação e integrando, obtém-se:

$$\frac{V_{B0} + (L - x)A_B}{p_0 C} \int_{p_s}^{p_s} \frac{dp_B}{p_B} = \int_{t_0}^t dt \quad (5.2)$$

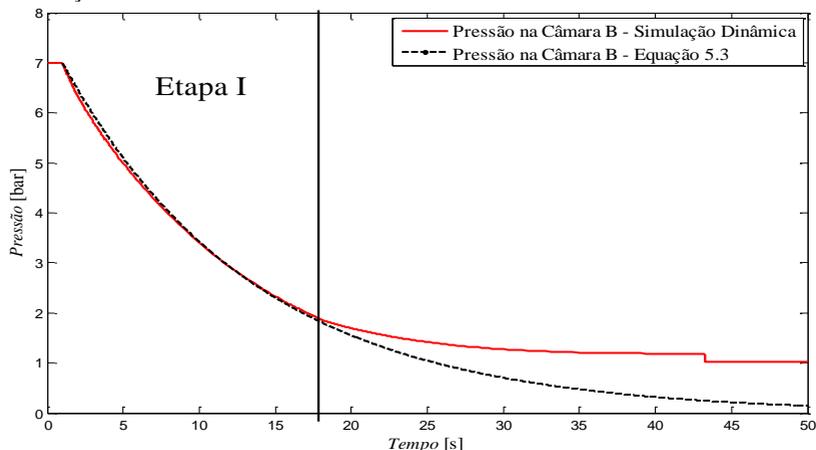
resultando em:

$$p_B = p_s e^{-\frac{tp_0 C}{V_{B0} + (L - x)A_B}} \quad (5.3)$$

Chega-se, portanto, em uma expressão analítica que relaciona o comportamento da pressão na câmara B com tempo, durante a Etapa I do

movimento. Na Figura 5.13 compara-se o resultado obtido com a Equação (5.3) com o resultado da simulação dinâmica da Figura 5.12.

Figura 5.13 – Comparação dos resultados obtidos com a Equação (5.3) e com a simulação dinâmica



Fonte: Elaborada pelo autor.

Como é possível observar, a Equação (5.3) apresenta de forma muito satisfatória o comportamento da pressão na câmara B durante a Etapa I. Como era esperado, para o restante do movimento existe grande divergência, pois existem fenômenos que não são modelados pela equação, como o movimento do atuador e o escoamento subsônico na válvula. Mesmo assim, a equação (5.3) pode se mostrar muito útil, pois a pressão na câmara B é a variável que mais influencia o início do movimento do atuador, ou seja, por meio dessa equação é possível determinar qual é o tempo de esvaziamento da câmara, que coincidirá com o tempo para o início do movimento.

Para determinar o tempo de esvaziamento faz-se necessário o uso da Equação (4.26) sob as seguintes hipóteses:

- Não existe movimento e aceleração;
- A força de atrito será igual a força de atrito estático (F_s);
- A pressão na câmara A será igual a pressão de suprimento;
- A pressão na câmara B é dada pela Equação (5.3);
- A posição inicial (x) é zero.

Dessa forma, a equação do movimento será:

$$p_s A_A - A_B e^{\ln(p_s) - \frac{tp_0 C}{V_{B0} + LA_B}} - p_0 A_h - F_S - F_{ext} = 0 \quad (5.4)$$

Isolando o termo t , resulta em:

$$t = \frac{V_{B0} + LA_B}{p_0 C} \left[\ln(p_s) - \ln \left(\frac{p_s - p_0(1 - Ra)}{Ra} - \frac{F_S + F_{ext}}{A_B} \right) \right] \quad (5.5)$$

A título de comparação, aplicando a Equação (5.5) para a situação da Figura 5.11, chega-se a um tempo de esvaziamento de 16,82 s, sendo que na simulação dinâmica, o tempo para iniciar o movimento foi de 17,25 s, ou seja, por meio dessa equação é possível determinar, com boa aproximação, qual será o tempo necessário para iniciar o movimento. Essa informação pode ser muito útil durante a etapa de projeto, pois, além de prever o tempo de esvaziamento da câmara, é possível aproximar o valor da velocidade de fim de curso com o valor da velocidade média, sendo que o tempo para o cálculo da mesma será o de efetivo movimento (Etapas II e III) e não tempo total de deslocamento.

De modo análogo ao apresentado para o avanço do atuador, o tempo de esvaziamento pode ser estimado para o movimento de retorno. Neste caso, é deduzida a equação da pressão na câmara A em função do tempo, sendo que a pressão na câmara B é assumida constante e igual a pressão de suprimento, e a posição inicial igual ao curso do atuador, resultando em:

$$p_A = p_s e^{-\frac{tp_0 C}{V_{A0} + LA_A}} \quad (5.6)$$

e

$$t = \frac{V_{A0} + LA_A}{p_0 C} \left[\ln(p_s) - \ln \left(p_s Ra + p_0(1 - Ra) - \frac{F_S + F_{ext}}{A_A} \right) \right] \quad (5.7)$$

De acordo com a simulação dinâmica, para o movimento de retorno, foram necessários 16,47 s para iniciar o movimento, enquanto que a Equação (5.7) resultou em 16,14 s, demonstrando a coerência dos resultados obtidos. Entretanto, ressalta-se a necessidade de uma verificação mais aprofundada da aplicabilidade das equações propostas para outras condições operacionais, bem como uma validação experimental, permitindo assim, o uso destas equações de forma generalizada para o processo de projeto e dimensionamento de sistemas de atuação pneumáticos.

6. EQUACIONAMENTO MATEMÁTICO DA VELOCIDADE DE FIM DE CURSO

A proposta deste capítulo é apresentar a determinação de uma expressão matemática que relacione a velocidade, em regime permanente, com as pressões nas câmaras A e B de um atuador pneumático, permitindo a caracterização do sistema de atuação por meio de equações analíticas. Em seguida, serão apresentados os resultados teóricos e experimentais das equações propostas.

6.1 A ANÁLISE EM REGIME PERMANENTE

As análises efetuadas no Capítulo 5 demonstraram a influência que o diâmetro do atuador possui nas características comportamentais do sistema, tais como o tempo de avanço, velocidade em regime permanente e eficiência energética, ficando evidente a existência de uma faixa de diâmetros que são capazes de atender, com máxima performance dinâmica ou energética, os requisitos de projeto. Além disso, foi demonstrado os efeitos que a condutância sônica da válvula possui sobre o comportamento do sistema, onde observou-se que válvulas muito pequenas podem retardar excessivamente o movimento do atuador, enquanto que válvulas demasiadamente grandes não afetam, significativamente, o tempo de deslocamento, apenas elevando a velocidade de fim curso, o que pode ser prejudicial para o sistema de atuação.

Ao mesmo tempo que no Capítulo 5 demonstrou-se a necessidade da escolha ideal dos principais parâmetros do sistema e dos benefícios que podem ser alcançados por meio dessa escolha, não ficou claro de que modo poderia ser feita essa escolha, uma vez que as análises apresentadas foram baseadas em um complexo modelo de simulação dinâmica, o qual dificilmente está à disposição dos projetistas e demanda tempo excessivo para sua elaboração.

Diante disso, buscou-se determinar um meio para representar os comportamentos observados no Capítulo 5 de forma analítica, de modo a permitir que o projetista possa prever o comportamento do sistema que está sendo projetado, sem precisar fazer uso das equações diferenciais apresentadas no Capítulo 4 e de um ambiente de simulação numérica.

Dentre os parâmetros analisados na seção 5.2, o tempo total de avanço e a eficiência energética possuem difícil previsão por meio de equações analíticas, pois eles resultam da simulação dinâmica como um

todo, ou seja, são variáveis que são contabilizadas durante toda a execução da simulação dinâmica, incluindo as regiões onde as parcelas de regime transiente são válidas. Entretanto, como mencionado na seção 5.4, a velocidade de fim curso tende a ocorrer em regime permanente, o que facilita a avaliação por meio de equações analíticas, a qual e será apresentada nas seções subsequentes deste capítulo.

6.2 A RAZÃO DE VELOCIDADE/C PARA O AVANÇO

De acordo com Oliveira (2009), é possível obter uma expressão matemática para a velocidade por meio da Equação (4.24). Sob a hipótese de regime permanente, as parcelas relativas a variação da pressão e temperatura serão iguais a zero e a velocidade de deslocamento pode ser expressa por:

$$v_{R.P.} = \frac{q_{m_A}}{\rho_A A_A} \quad (6.1)$$

Como visto na seção 5.1, para um movimento de avanço, a vazão mássica que entra na câmara A (q_{m_A}) será sempre subsônica para o movimento em regime permanente. Admitindo que a temperatura da linha de suprimento seja igual à temperatura ambiente e que o escoamento ocorra de forma isotérmica, obtém-se:

$$v_{R.P.} = \frac{p_S C p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{p_A - b}{p_S} \right)^2}}{p_A A_A} \quad (6.2)$$

De modo a obter uma expressão que relacione a velocidade, em regime permanente, com o ponto de operação, deve-se encontrar uma equação para a área do atuador que seja uma função das razões de pressões nas câmaras A e B. Pode-se obter esta relação por meio da equação que define a curva de carregamento, a qual foi desenvolvida por Oliveira (2009) e apresentada na seção 5.1.

$$\frac{p_A}{p_S} = \frac{F_{total}}{p_S A_A} + \left(\frac{p_B}{p_0} \right) \left(\frac{p_0}{p_S} \right) r_A + \frac{p_0}{p_S} (1 - r_A) \quad (6.3)$$

Como foi visto, a força total é o resultado da soma entre a força de carga (F_{ext}) e da força de atrito (F_{at}). Uma aproximação feita por Virvalo (1993), utiliza o percentual da força de atrito em relação a força máxima do atuador, doravante denominado coeficiente de atrito (η):

$$F_{at} = p_S A_A \eta \quad (6.4)$$

Portanto, isolando o termo A_A da Equação (6.3), obtém-se:

$$A_A = \frac{F_{ext}}{p_S \left(\frac{p_A}{p_S} - \left(\frac{p_B}{p_0} \right) \left(\frac{p_0}{p_S} \right) r_A - \frac{p_0}{p_S} (1 - r_A) - \eta \right)} \quad (6.5)$$

Introduzindo a Equação (6.5) na Equação (6.2) e dividindo ambos os lados da equação pela condutância sônica da válvula obtém-se:

$$\frac{v_{R.P.}}{C} = \frac{p_S^2 p_0 \left(\frac{p_A}{p_S} - \left(\frac{p_B}{p_0} \right) \left(\frac{p_0}{p_S} \right) r_A - \frac{p_0}{p_S} (1 - r_A) - \eta \right) \sqrt{1 - \left(\frac{p_A - b}{1 - b} \right)^2}}{p_A F_{ext}} \quad (6.6)$$

Observa-se que a razão da velocidade, em regime permanente, pela condutância sônica da válvula se tornou uma função das razões de pressões em cada câmara. Como observado na seção 5.1, as razões de pressões nas câmaras A e B possuem uma relação matemática entre si para a condição de regime permanente, a qual é dada por:

$$\frac{p_A}{p_S} = \frac{\left(b r_A + \sqrt{b^2 r_A^2 - \left(\frac{p_0}{p_B} \right)^2} + 2b \left(\frac{p_0}{p_B} \right)^2 + 2b \left(\frac{p_0}{p_B} \right) - 4b^2 \left(\frac{p_0}{p_B} \right) - 4b + 4b^2 + 1 + r_A^2 - 2b r_A^2 \right) r_A}{-\left(\frac{p_0}{p_B} \right)^2 + 2b \left(\frac{p_0}{p_B} \right) - 2b + 1 + r_A^2} \quad (6.7)$$

Percebe-se que a razão de pressões p_A/p_S é uma função de p_0/p_B . A partir disso, Oliveira (2009) determinou uma expressão para relacionar o termo p_0/p_B em função de p_A/p_S :

$$\frac{p_0}{p_B} = \frac{b \left(\frac{p_A}{p_S} \right) + \sqrt{b^2 \left(\frac{p_A}{p_S} \right)^2 - r_A^2 + 2b r_A^2 - 2b \left(\frac{p_A}{p_S} \right)^2 + \left(\frac{p_A}{p_S} \right)^2 + r_A^2 \left(\frac{p_A}{p_S} \right)^2 - 2b r_A^2 \left(\frac{p_A}{p_S} \right)}}{\left(\frac{p_A}{p_S} \right)} \quad (6.8)$$

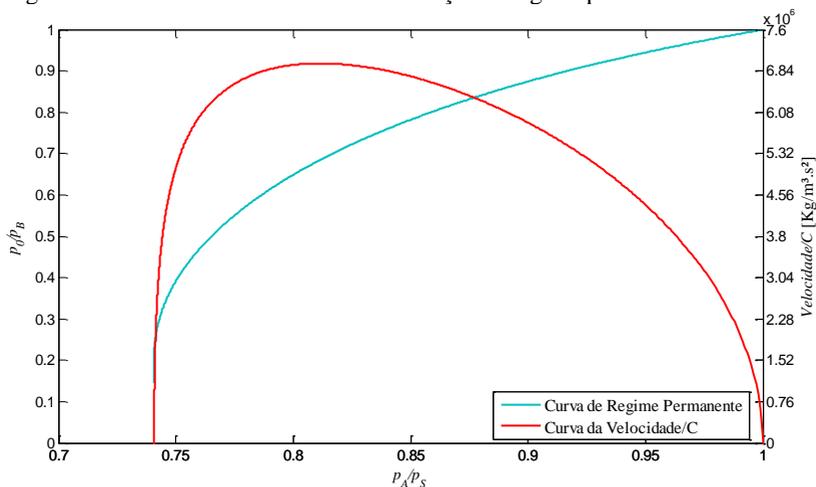
Dessa forma, a razão da velocidade, em regime permanente, pela condutância sônica da válvula, é obtida por meio da equação (6.6) em conjunto com a equação (6.8), resultando em uma expressão que é função apenas de p_A/p_S , além de alguns parâmetros que podem ser estimados ainda na fase inicial de projeto, como a pressão de suprimento (p_S), pressão atmosférica (p_0), razão de áreas (r_A), coeficiente de atrito (η), razão de pressões crítica (b) e força de carga (F_{ext}):

$$\frac{v_{R.P.}}{C} = \frac{p_s^2 p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{p_A - b}{\frac{p_s}{1-b}}\right)^2}}{p_A F_{ext}} \quad (6.9)$$

$$\left(\frac{p_A - p_0}{p_s} (1 - \tau_A) - \eta - \left(\frac{\left(\frac{p_A}{p_s}\right)}{b \left(\frac{p_A}{p_s}\right) + \sqrt{b^2 \left(\frac{p_A}{p_s}\right)^2 - \tau_A^2 + 2b \tau_A^2 - 2b \left(\frac{p_A}{p_s}\right)^2 + \left(\frac{p_A}{p_s}\right)^2 + \tau_A^2 \left(\frac{p_A}{p_s}\right)^2 - 2b \tau_A^2 \left(\frac{p_A}{p_s}\right)}}{\right) \left(\frac{p_0}{p_s}\right) \tau_A \right)$$

Com a equação (6.9), é possível observar graficamente o comportamento da velocidade em regime permanente de acordo com as principais características do sistema. Essa análise pode ser feita em conjunto com as curvas das pressões em regime permanente, permitindo a correlação com um determinado ponto de operação do sistema, como pode ser observado na Figura 6.1.

Figura 6.1 – Análise da velocidade de avanço em regime permanente



Fonte: Elaborada pelo autor.

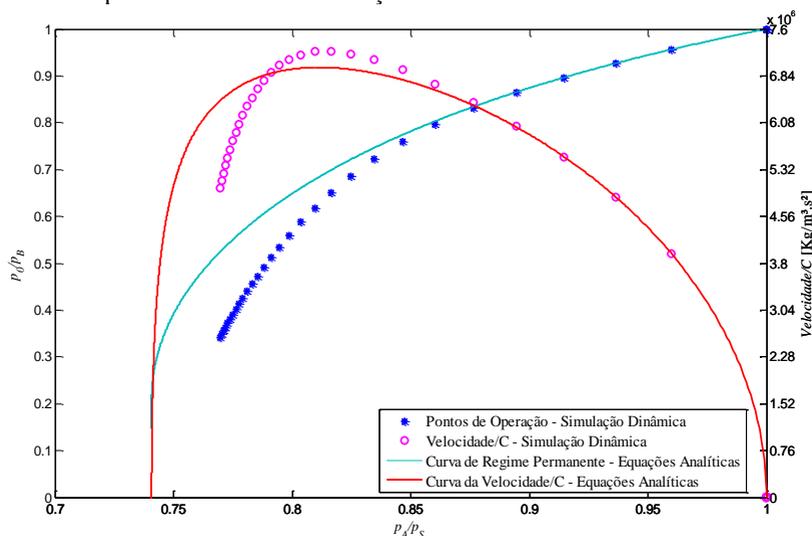
A curva de regime permanente da Figura 6.1 foi construída por meio das equações referentes às condições I e II de avanço, presentes na Tabela 5.2. Já a curva da Velocidade/C foi construída a partir da equação (6.9). É interessante notar que ambas as curvas foram construídas por meio de equações analíticas, as quais são funções de uma única variável (neste caso p_A) e de alguns parâmetros, os quais são relativos ao sistema, tais como a pressão de suprimento, pressão atmosférica, razão de pressões crítica, coeficiente de atrito, razão de áreas e força de carga. Os parâmetros utilizados para a construção das curvas da Figura 6.1, com

exceção do coeficiente de atrito, são os mesmos que foram utilizados na seção 5.2.

Devido às características não lineares da força de atrito, o coeficiente de atrito (η) não possui fácil determinação, pois o mesmo varia de acordo com a velocidade. São poucos os autores que apresentam dados relativos ao coeficiente de atrito, pois esse método dificilmente irá produzir resultados precisos em relação à força de atrito. Mesmo assim, de modo a obter uma aproximação ao valor real, Virvalo (1993) recomenda um coeficiente de atrito da ordem de 8 a 13% da força máxima de atuação, já Scussel (2017) menciona valores da ordem de 8% da força máxima do atuador. Tendo em vista a velocidade consideravelmente baixa que o atuador atinge, e sua melhor adaptação aos resultados obtidos com a simulação dinâmica, optou-se por escolher um coeficiente de atrito de 5% para o caso da Figura 6.1.

Analisando a curva da velocidade/C, percebe-se que a velocidade apresentou comportamento similar à da Figura 5.6. De modo a comparar mais detalhadamente ambos os resultados, optou-se por apresentar, na mesma figura, os dados obtidos com a simulação dinâmica (Figura 5.6) e também as curvas obtidas com a equação analítica proposta.

Figura 6.2 – Comparação das equações analíticas com os dados da simulação dinâmica para o movimento de avanço.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Pela análise da Figura 6.2 observa-se que existe grande convergência dos resultados obtidos com a equação analítica, que descreve o comportamento da velocidade, com os resultados obtidos por meio da simulação dinâmica. Percebe-se, entretanto, que a medida que os pontos de operação se afastam da curva de regime permanente, os pontos relativos à velocidade também começam a apresentar divergência em relação à curva teórica. Esta divergência se mostra mais evidente a medida que os pontos de operação se distanciam da curva de regime permanente. Como justificativa para tal comportamento, pode-se citar, além da imprecisão do modelo de atrito, o fato dos atuadores não terem atingido a condição de regime permanente, fazendo com que a velocidade simulada fosse menor do que velocidade teórica de regime permanente.

Mesmo com as divergências citadas, os resultados obtidos com a equação proposta podem ser de grande utilidade durante a fase de projeto e dimensionamento do sistema de atuação, pois, por meio dessa equação é possível determinar, com boa precisão, o ponto de velocidade máxima do sistema, bem como avaliar qual será o ponto de máxima eficiência operacional, uma vez que para essa região, os resultados teóricos obtidos apresentaram grande convergência. Além disso, a equação (6.9) pode auxiliar na escolha do tamanho da válvula direcional, pois o resultado obtido pelas mesmas é uma razão da velocidade, em regime permanente, pela condutância sônica da válvula, ou seja, uma vez determinada a velocidade desejada em regime permanente, é possível determinar o tamanho da válvula direcional a ser utilizada.

6.3 A RAZÃO DE VELOCIDADE/C PARA O RETORNO

De forma análoga ao apresentado na seção 6.2, é possível determinar uma expressão analítica para o comportamento da velocidade de retorno em regime permanente. Essa análise se inicia com a equação da continuidade aplicada ao volume de controle da câmara B (Equação (4.25)), a qual, sob hipótese de regime permanente, possui os termos relativos à derivada da pressão e temperatura iguais a zero. Desse modo, a velocidade de retorno em regime permanente será:

$$v_{R.P.} = \frac{q_{m_B}}{\rho_B A_B} \quad (6.10)$$

De acordo com o que foi apresentado na seção 5.1, a vazão mássica que entra na câmara B ocorrerá sempre por meio de escoamento subsônico quando o atuador estiver se movimentando em regime permanente. Considerando que escoamento na válvula ocorra

isotermicamente e que a temperatura do ambiente seja igual a temperatura na linha de suprimento, pode-se escrever a Equação (6.10) da seguinte forma:

$$v_{R.P.} = \frac{p_S C p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{p_B - b}{p_S(1-b)}\right)^2}}{p_B A_B} \quad (6.11)$$

Isolando o termo A_B da equação do carregamento para o movimento de retorno, que está presente na Tabela 5.2, e assumindo que a força total é composta pela força de carga (F_{ext}) e pela força de atrito ($F_{at} = p_S A_A \eta$), obtém-se:

$$A_B = \frac{F_{ext}}{p_S \left(\frac{p_B}{p_S} - \left(\frac{p_A}{p_0} \right) \left(\frac{p_0}{p_S} \right) \frac{1}{r_A} + \frac{p_0 (1 - r_A)}{p_S r_A} - \frac{\eta}{r_A} \right)} \quad (6.12)$$

Introduzindo a Equação (6.12) na Equação (6.11) e dividindo ambos os lados pela condutância sônica da válvula:

$$\frac{v_{R.P.}}{C} = \frac{p_S^2 p_0 \left(\frac{p_B}{p_S} - \left(\frac{p_A}{p_0} \right) \left(\frac{p_0}{p_S} \right) \frac{1}{r_A} + \frac{p_0 (1 - r_A)}{p_S r_A} - \frac{\eta}{r_A} \right) \sqrt{1 - \left(\frac{p_B - b}{p_S(1-b)} \right)^2}}{p_B F_{ext}} \quad (6.13)$$

Percebe-se que a razão da velocidade, em regime permanente, pela condutância sônica da válvula se tornou uma função das razões de pressões das câmaras A e B do atuador, as quais possuem uma relação matemática entre si, que foram desenvolvidas por Oliveira (2009) e apresentadas na Tabela 5.2. Para a condição I do movimento de retorno, isolando o termo p_0/p_A e invertendo a equação chega-se a:

$$\frac{p_A}{p_0} = \frac{r_A \left(\frac{p_B}{p_S} \right)}{br_A \left(\frac{p_B}{p_S} \right) + \sqrt{b^2 r_A^2 \left(\frac{p_B}{p_S} \right)^2 - 1 + 2b - 2br_A^2 \left(\frac{p_B}{p_S} \right)^2 + \left(\frac{p_B}{p_S} \right)^2 + r_A^2 \left(\frac{p_B}{p_S} \right)^2 - 2b \left(\frac{p_B}{p_S} \right)}} \quad (6.14)$$

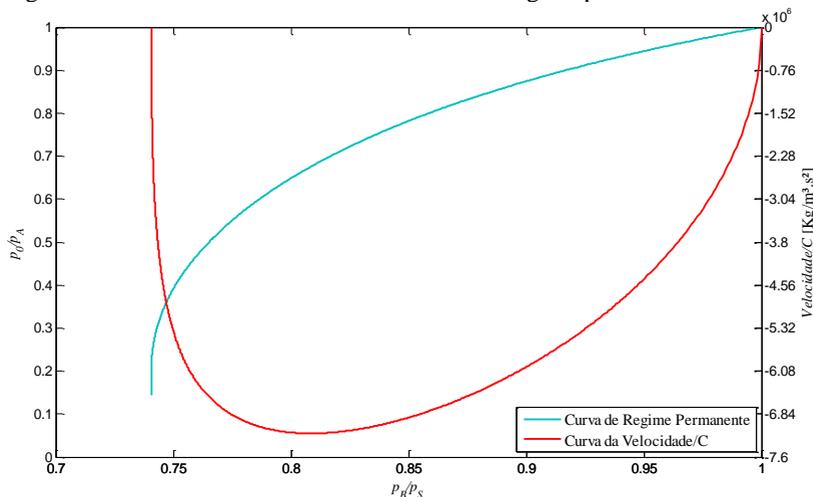
Ao introduzir a Equação (6.14) na Equação (6.13) obtém-se uma expressão analítica que descreve o comportamento da velocidade em regime permanente, onde a única variável existente é a razão de pressões p_B/p_S , além de alguns parâmetros básicos do sistema, como a pressão de suprimento, pressão atmosférica, razão de áreas do atuador, razão de pressões crítica, coeficiente de atrito e a força de carga sendo exercida.

$$\frac{v_{R,P}}{C} = \frac{p_S^2 p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{p_E - b}{p_S - b}\right)^2}}{p_B F_{ext}} \quad (6.15)$$

$$\left(\frac{p_E + p_0(1-r_A)}{p_S} - \frac{\eta}{r_A} - \left(\frac{r_A \left(\frac{p_E}{p_S}\right)}{b r_A \left(\frac{p_E}{p_S}\right) + \sqrt{b^2 r_A^2 \left(\frac{p_E}{p_S}\right)^2 - 1 + 2b - 2b r_A^2 \left(\frac{p_E}{p_S}\right)^2} + \left(\frac{p_E}{p_S}\right)^2 + r_A^2 \left(\frac{p_E}{p_S}\right)^2 - 2b \left(\frac{p_E}{p_S}\right)} \right) \left(\frac{p_0}{p_S}\right) \frac{1}{r_A} \right)$$

Com a equação (6.15) é possível analisar graficamente o comportamento da velocidade em conjunto com as curvas das pressões em regime permanente, permitindo a correlação com um determinado ponto de operação, como pode ser observado na Figura 6.3.

Figura 6.3 - Análise da velocidade de retorno em regime permanente.

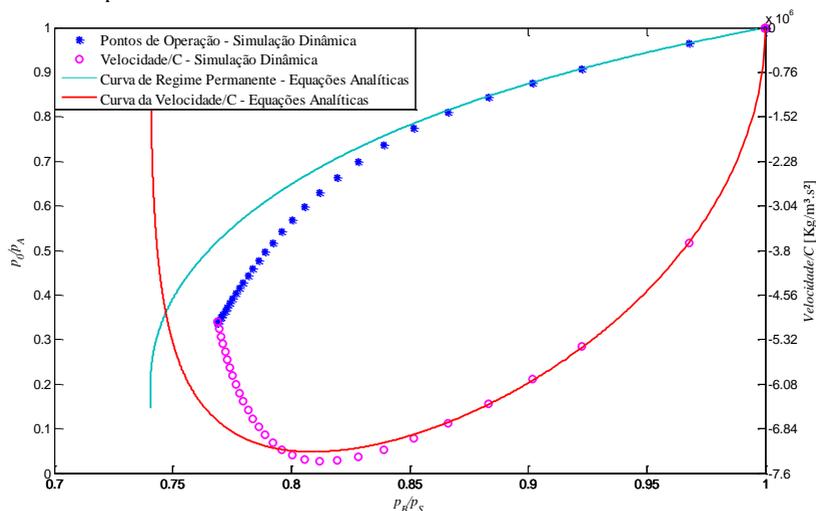


Fonte: Elaborada pelo autor.

Para construção da curva de regime permanente da Figura 6.3 foram utilizadas as equações referentes às condições I e II do movimento de retorno, as quais estão presentes na Tabela 5.2. Já a curva da Velocidade/C foi construída por meio da Equação (6.15). Os parâmetros utilizados para construir as curvas da Figura 6.3 foram os mesmos utilizados para construção das curvas da Figura 6.1, com exceção da força de carga, que neste caso de -4.500 N, e do coeficiente de atrito, que foi assumido 3% para melhor convergência com os resultados da simulação dinâmica.

Novamente, percebe-se a similaridade do comportamento da velocidade em relação à da Figura 5.6. Na Figura 6.4, os resultados obtidos com a simulação dinâmica (Figura 5.6) são apresentados em conjunto com os resultados obtidos por meio da equação (6.15), permitindo assim, a análise e comparação mais detalhada de ambos os casos.

Figura 6.4 - Comparação das equações analíticas com os dados da simulação dinâmica para o movimento de retorno.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Analisando a Figura 6.4, percebe-se que existe grande convergência dos resultados obtidos com as equações analíticas em relação aos resultados obtidos com as simulações dinâmicas. Entretanto, as mesmas divergências observadas para o movimento de avanço estão presentes para o movimento de recuo, sendo que as prováveis causas para tais divergências são as mesmas, ou seja, a imprecisão do modelo de atrito e o fato das pressões não terem atingindo a condição de regime permanente.

Mesmo apresentando divergências, os resultados obtidos por meio da equação (6.15) podem ser de grande utilidade durante o projeto e dimensionamento de sistemas de atuação, pois utilizando essa equação é possível determinar, com boa precisão, qual será o ponto de velocidade máxima, bem como a análise e escolha do ponto de máxima eficiência

operacional, delimitando assim a região ótima de operação. A equação (6.15) também pode auxiliar na escolha do tamanho da válvula direcional, uma vez que os resultados obtidos por meio dela são uma razão da velocidade, em regime permanente, com a condutância sônica. Desta forma, ao determinar a velocidade que o sistema deve operar em regime permanente, pode-se obter o tamanho da válvula direcional, demonstrando assim, a aplicabilidade das equações aqui propostas.

6.4 VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL

Nas seções 6.2 e 6.3 foram propostas equações analíticas para caracterizar o comportamento da velocidade em regime permanente. Os resultados obtidos com essas equações foram comparados com os resultados obtidos com as simulações dinâmicas realizadas na seção 5.2.2, onde percebeu-se que as equações propostas são capazes de descrever, com elevada precisão, o comportamento da velocidade para as situações onde o ponto operacional do sistema se localize a direita do ponto de velocidade máxima, demonstrando assim, a aplicabilidade dessas equações durante o projeto e dimensionamento dos sistemas de atuação pneumáticos.

De modo a avaliar o desempenho das equações propostas em uma condição de carga diferente, e também com diferentes atuadores, foram realizados três experimentos, onde todos os parâmetros do sistema de atuação foram mantidos constantes, com exceção dos atuadores, que foram substituídos em cada experimento, permitindo assim a avaliação experimental do comportamento da velocidade de fim curso para diferentes atuadores.

Os experimentos foram realizados na estação 3 da bancada SPCS, sendo que os equipamentos de medição e aquisição de dados, bem como a válvula direcional, foram descritos no Capítulo 3. Os três atuadores utilizados estão descritos na Tabela 6.1 e a carga do sistema foi um bloco de metal, com massa de 2,457 kg. Considerando a massa média das hastes dos atuadores, os adaptadores e a ventosa, a massa total do conjunto êmbolo, haste e massa totalizou 3,224 kg, ou seja, uma força aproximada de 31,62 N. De modo a refletir os efeitos da força contrária ao movimento, os testes foram realizados para o movimento de retorno do atuador, com a carga presa na ponta da haste por meio da ventosa (Figura 6.5).

Tabela 6.1 – Atuadores utilizados nos experimentos.

Nº	Modelo	Ø do cilindro [mm]	Ø da haste [mm]	Deslocamento [mm]	Razão de áreas
I	25N2A16A200	16	6	200	0,86
II	25N2A20A160	20	8	160	0,84
III	25N2A25A160	25	10	160	0,84

Fonte: Elaborada pelo autor

Os três atuadores foram escolhidos de modo a manter a razão de áreas o mais próximo possível, permitindo a análise em conjunto com as curvas do ponto operacional e da razão Velocidade/C. Devido à inexistência, na bancada de ensaios, de três atuadores com o mesmo curso, optou-se por realizar os testes com cursos diferentes, o que impossibilita a comparação do tempo de deslocamento e da eficiência energética dos experimentos, mas permite a análise do tempo de esvaziamento e da velocidade de fim de curso. A pressão de suprimento foi ajustada para 5,0 bar (absoluto).

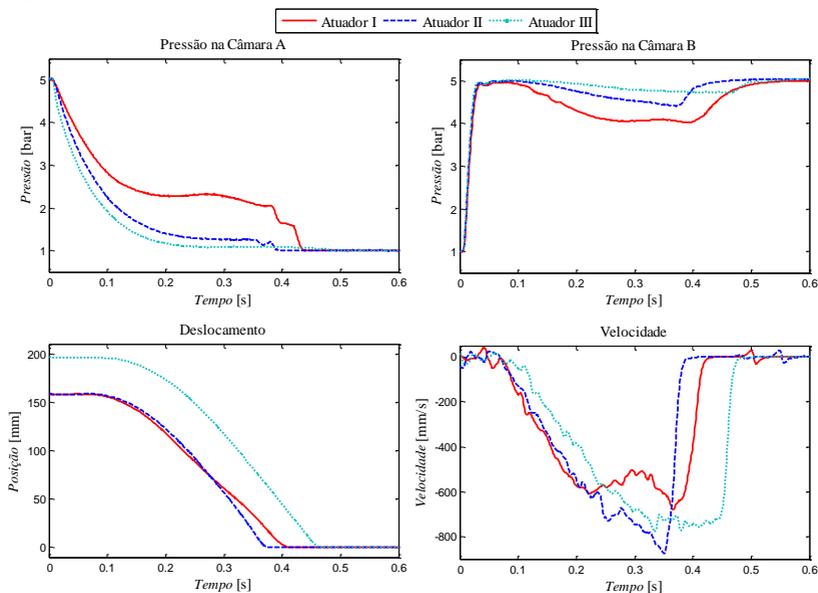
Figura 6.5 – Bancada experimental.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Durante o experimento, quatro variáveis de estado foram mensuradas, sendo elas a pressão nas câmaras A e B, o deslocamento e a velocidade. Esses resultados estão presentes na Figura 6.6.

Figura 6.6 – Variáveis de estado observadas nos experimentos.



Fonte: Elaborada pelo autor.

De modo a facilitar a compreensão do texto, a análise dos resultados foi dividida em duas partes, sendo a primeira relativa ao tempo de esvaziamento, e a segunda relativa a velocidade de fim de curso.

6.4.1 O tempo de esvaziamento

Pela análise dos comportamentos das pressões, percebe-se que para os três atuadores, a pressão na câmara B subiu muito rapidamente, enquanto que na câmara A, o tempo para a pressão cair foi aumentando de acordo com o tamanho do atuador, comprovando a hipótese levantada na seção 5.4, de que o fator predominante para o início do movimento não é o enchimento da câmara que provocará o movimento, mas sim, o esvaziamento da câmara de contra pressão. Na Tabela 6.2 são apresentados os tempos de esvaziamento obtidos experimentalmente e os resultados estimados por meio da Equação (5.7).

Tabela 6.2 – Comparação dos tempos de esvaziamento.

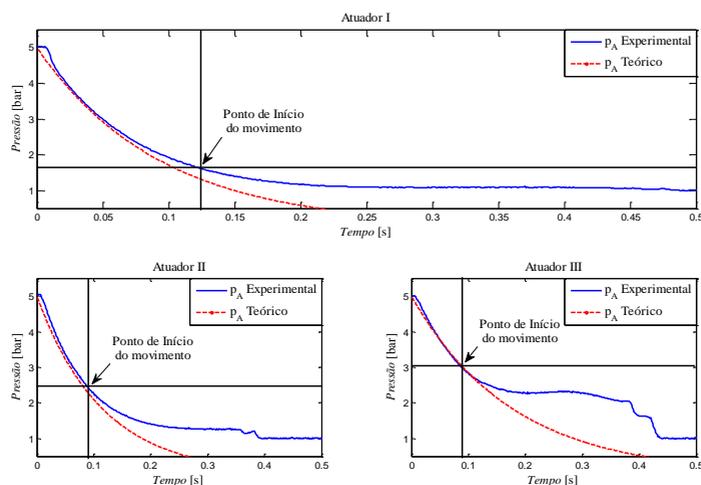
Atuador	Tempo de esvaziamento [ms]		Erro [ms]	Erro [%]
	<i>Experimental</i>	<i>Teórico</i>		
I	123	69,6	53,4	43,4
II	76	64,5	11,5	15,1
III	82	78,1	3,9	4,7

Fonte: Elaborada pelo autor.

Para a obtenção dos resultados teóricos, foi considerado um volume morto equivalente à 180 mm de mangueira com 4 mm de diâmetro interno, força de atrito estático igual à 10% da força máxima de cada atuador e a condutância sônica igual $4,5 \times 10^{-9} \text{ m}^5/\text{N.s}$.

Observando os dados da Tabela 6.2, percebe-se que os tempos teóricos resultaram em um erro muito significativo para o atuador I, onde o tempo estimado foi aproximadamente 2 vezes menor do que o obtido experimentalmente. Já para o atuador III, o erro foi menor que 5%. Com o intuito de compreender melhor a origem dos erros, o comportamento da pressão na câmara A de cada atuador foi comparado com os resultados obtidos pela Equação (5.6), conforme mostrado na Figura 6.7.

Figura 6.7 – Comparação da pressão teórica e experimental da câmara A de cada atuador.



Fonte: Elaborada pelo autor.

De modo geral, é possível perceber que os resultados experimentais apresentaram um atraso no tempo em relação aos resultados teóricos. Esse atraso possivelmente seja resultado da dinâmica da válvula, pois para os resultados experimentais, o instante $t = 0$ é aquele em que o sinal de controle foi enviado para a válvula proporcional. Entretanto, a comutação do carretel da válvula e a consequente queda de pressão na câmara do atuador não ocorre instantaneamente, o que faz com que os resultados observados apresentem um deslocamento no tempo. Portanto, esse efeito poderia ser minimizado adicionando-se, no cálculo do tempo de esvaziamento, o tempo de comutação da válvula, o qual muitas vezes é disponibilizado pelo fabricante.

Tendo em vista que a válvula utilizada possui um tempo de comutação de aproximadamente 8,2 ms, percebe-se que ainda restam divergências no tempo previsto pela Equação (5.7), sendo que estes erros podem estar associados com pequenas incertezas presentes nos parâmetros do sistema, como a condutância sônica da válvula, volume morto, e também, devido a aproximação feita da força de atrito estático.

Outra característica presente nos resultados é o escoamento do ar pela válvula em regime subsônico, o qual ocorre quando a pressão na câmara A fica menor que 4,82 bar ($b = 0,21$). Quando ocorre esse modo de escoamento e o atuador não entrou em movimento, é esperado um erro dos resultados obtidos pela Equação (5.7), uma vez que a mesma não está modelando o escoamento subsônico. Esse efeito fica mais evidente para as condições onde a pressão, na câmara de contrapressão, deva cair até aproximar-se da pressão atmosférica para iniciar o movimento, como é o caso do Atuador I. Nessas situações, a vazão mássica sofre uma alteração muito significativa em virtude do escoamento subsônico, o que aumenta o tempo necessário para o esvaziamento da câmara.

Mesmo com a divergência observada para o resultado teórico do Atuador I, ressalta-se que a inclusão do tempo de comutação da válvula, uma melhor estimativa da força de atrito estático e da condutância sônica da válvula, poderiam levar a resultados mais precisos. Portanto, levando em consideração as possíveis melhorias que podem ser feitas, conclui-se que a equação proposta estimou satisfatoriamente o tempo de início de movimento, demonstrando sua potencialidade de aplicação durante o projeto e dimensionamento de sistemas de atuação pneumáticos.

6.4.2 Velocidade de fim de curso

Em uma primeira análise, percebe-se que durante os testes realizados, o Atuador I apresentou de forma bem definida, as três etapas do comportamento da velocidade, de acordo com o que foi apresentado na seção 5.4. Percebe-se também que as pressões para o mesmo atuador se mantiveram constantes durante a etapa final de movimento, o que caracteriza a velocidade constante de deslocamento (Figura 6.6).

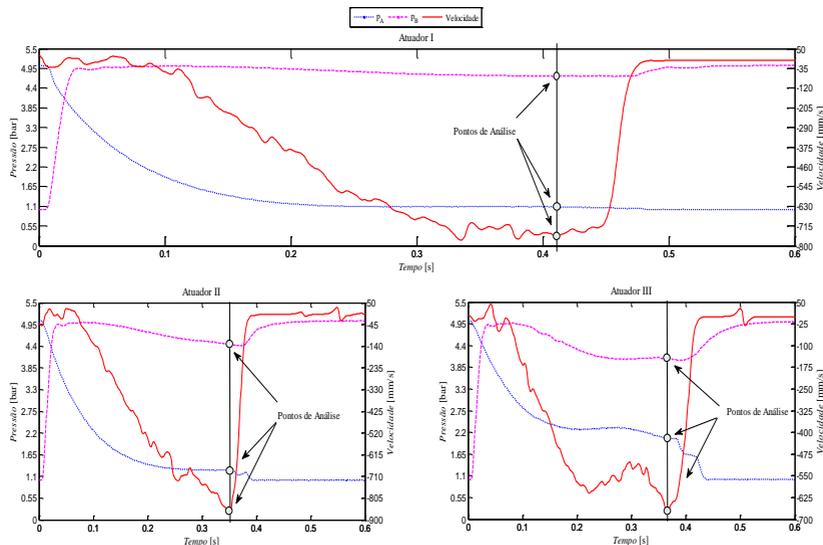
O Atuador II por sua vez, não apresentou deslocamento com velocidade constante, sendo que a mesma variou de forma bastante linear durante todo o movimento. Percebe-se que a pressão na câmara A permaneceu constante durante os instantes finais do movimento, entretanto, a pressão na câmara B sofreu variações durante todo o experimento, caracterizando a variação da velocidade.

Já o Atuador III, apresentou uma oscilação de pressões durante o experimento, tal efeito pode ser observado na curva da velocidade, a qual também sofreu oscilação. Esse comportamento não é típico para as situações onde a carga é mantida constante durante o movimento, e pode estar relacionado à possíveis falhas existentes nas vedações do cilindro, e que eventualmente afetaram a força de atrito durante o deslocamento. De modo a certificar que esse comportamento não foi resultado do acaso, o mesmo teste foi realizado diversas vezes, entretanto, o mesmo resultado foi observado em todos eles.

Os resultados experimentais das pressões e da velocidade foram analisados em conjunto com a curva de regime permanente das pressões e com a curva da Razão Velocidade/C. Tendo em vista que o Atuador II não apresentou movimento com velocidade constante, foi necessário escolher um instante específico para comparar os resultados experimentais com os teóricos de regime permanente. Como foi apresentado na seção 5.4, o deslocamento em regime permanente tende a acontecer quando o êmbolo está se aproximando do final de curso, portanto, o instante escolhido para análise do comportamento foi quando a velocidade atingiu seu valor máximo, pois nesse instante o atuador se encontra na iminência de colidir com o batente de fim de curso, sendo portanto, o valor mais próximo que o mesmo atingirá do deslocamento em regime permanente.

Utilizando a Figura 6.8 é possível obter o valor da velocidade e das pressões nas câmaras A e B para o instante de análise escolhido. Esses resultados estão presentes na Tabela 6.3 e por meio deles é possível obter os valores das razões de pressões e a razão da velocidade pela condutância sônica da válvula.

Figura 6.8 – Pontos de análise dos resultados experimentais.



Fonte: Elaborada pelo autor.

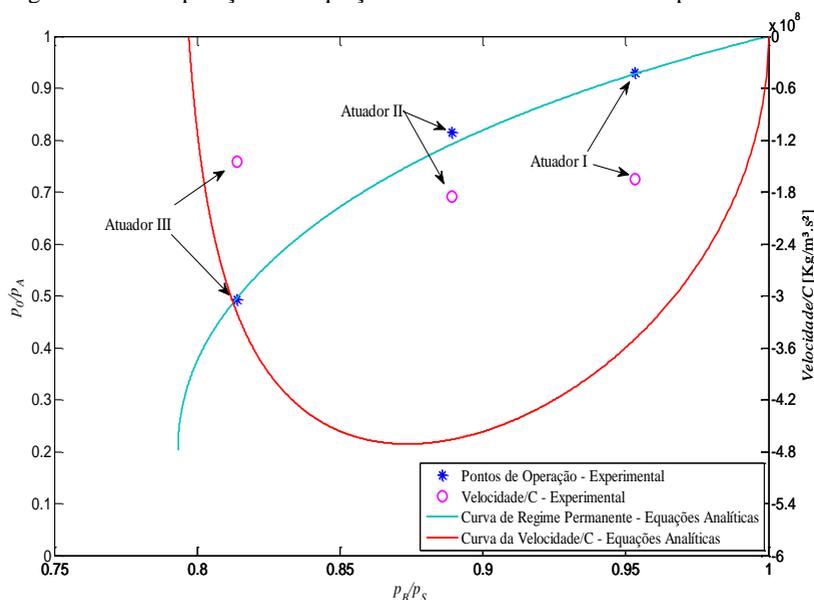
Tabela 6.3 – Dados experimentais para o instante de análise escolhido.

Atuador	p_A [bar]	p_B [bar]	v [mm/s]	p_B/p_S	p_0/p_A	v/C [kg/m ³ .s ²]
I	1,0895	4.7667	-741	0,9533	0,9297	1,646 x10 ⁸
II	1,2417	4.4453	-834	0,8890	0,8158	1,853 x10 ⁸
III	2,0578	4.0701	-653	0,8140	0,4922	1,451 x10 ⁸

Fonte: Elaborada pelo autor.

Utilizando os dados da Tabela 6.3, e considerando uma força de atrito igual a 10% da força máxima, é possível analisar, por meio da Figura 6.9, os resultados obtidos experimentalmente, em conjunto com a curva das pressões em regime permanente (condições I e II para movimento de retorno da Tabela 5.2) e com a curva da Velocidade/C (equação (6.15)).

Figura 6.9 - Comparação das equações analíticas com os dados experimentais.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Pela análise da Figura 6.9, percebe-se que os pontos relativos às razões de pressões obtiveram boa convergência com a curva de regime permanente, especialmente para o atuador I, o qual apresentou, de forma bem definida, as três etapas do comportamento da velocidade. Para o Atuador II, observa-se que o ponto operacional se localizou acima da curva de regime permanente, demonstrando que mesmo quando o deslocamento não ocorre em velocidade constante, ao final do movimento, as pressões tendem a convergir para as pressões de regime permanente. Já o Atuador III, mesmo com as oscilações observadas nas curvas das pressões e da velocidade, também apresentou boa convergência com a curva de regime permanente.

Entretanto, a curva da Velocidade/C apresentou grande divergência em relação aos pontos experimentais. Dentre as possíveis causas para tal comportamento, acredita-se que a imprecisão do modelo de atrito e a incerteza em relação a condutância sônica da válvula, são as principais responsáveis pelas divergências encontradas. Desse modo, será abordado nas seções a seguir, um estudo para identificar o coeficiente de

atrito dos atuadores, e também, será avaliada a condutância sônica da válvula utilizada nos experimentos.

6.4.2.1 Força de atrito em relação à força máxima

A aproximação feita por Virvalo (1993) se mostrou bastante útil durante o desenvolvimento das equações propostas neste trabalho devido à sua simplicidade. Entretanto, é sabido que a força de atrito varia durante todo o movimento, fazendo com que a aproximação proposta pelo referido autor apresente resultados incoerentes em determinadas circunstâncias. Nesta seção, serão calculados os coeficientes de atrito para os atuadores utilizados nos os testes experimentais, esse cálculo será realizado para os instantes apresentados na Figura 6.8, permitindo analisar a eficácia do modelo simplificado para representar as forças de atrito.

Como as pressões nas câmaras A e B e a força de carga são conhecidas, é possível estimar a força de atrito utilizando a Equação (4.26), uma vez que a aceleração, para o instante sendo analisado, tende a ser zero, pois, a velocidade está em um ponto inflexão e sua variação será muito pequena. Portanto:

$$F_{at} = p_B A_B + p_0 A_n - p_A A_A - F_{ext} \quad (6.16)$$

Os coeficientes de atrito para os instantes analisados estão presentes na Tabela 6.4.

Tabela 6.4 – Percentuais de atrito para os testes experimentais.

Atuador	p_A [bar]	p_B [bar]	F_{at} [N]	F_{max} [N]	Coefficiente de atrito [%]
I	1,0895	4.7667	31,70	100,53	31,53
II	1,2417	4.4453	51,77	157,07	32,95
III	2,0578	4.0701	43,14	245,43	17,58

Fonte: Elaborada pelo autor.

Fica evidente a dificuldade em estimar um coeficiente único para ser aplicado nas equações propostas, uma vez que para os experimentos realizados na bancada de ensaios SPCS, houve uma variação do coeficiente de atrito de 17,58% a 32,95%, enquanto que para o sistema de atuação utilizado na validação do modelo dinâmico (Bancada YBITÚ), os coeficientes de 5% (avanço) e 3% (retorno) foram os que melhor se adaptaram.

De uma forma geral, é possível observar que a medida que as velocidades alcançadas pelos atuadores aumentam, o coeficiente de atrito também se eleva, o que é coerente, tendo em vista o comportamento do atrito viscoso, que faz com que a força de atrito aumente linearmente com a velocidade. Entretanto, ressalta-se a necessidade de estudos mais aprofundados sobre a relação da força de atrito com o diâmetro do atuador, de modo a obter um modelo matemático capaz de estimar com maior precisão a força de atrito durante o movimento, e permitir a eliminação de parte das divergências observadas na Figura 6.9.

Como o coeficiente de atrito dos atuadores I e II são próximos, as curvas da Figura 6.9 foram recalculadas com dois novos coeficientes de atrito, sendo um deles referente à média dos coeficientes dos atuadores I e II e o outro, referente ao Atuador III. Ambas as curvas foram recalculadas com uma nova condutância sônica da válvula, que será discutida na seção 6.4.2.2, e as curvas estão presentes na Figura 6.10.

6.4.2.2 Condutância sônica da válvula proporcional

A válvula proporcional FESTO MPYE-5-M5-010-B, que foi utilizada nos experimentos, possui uma vazão mássica nominal de 100 NI/min, a qual, segundo o fabricante, equivale $4,5 \times 10^{-9}$ m⁵/N.s. Entretanto, os resultados apresentados neste trabalho demonstram que possivelmente existam incoerências em relação a esse valor. Por exemplo, durante a validação do modelo dinâmico, na seção 4.3.4, observou-se que uma eventual redução na condutância sônica da válvula produziria resultados com melhor convergência em relação aos resultados obtidos pelo modelo dinâmico. De modo semelhante, na seção 6.4.1, também se obteve tempos de esvaziamentos menores do que o observado experimentalmente, evidenciando que o valor da condutância sônica utilizado não condiz com os resultados experimentais.

Hené (2010) determinou experimentalmente os parâmetros desta válvula, utilizando como referência a norma ISO 6358 (ISO, 1989). Os

resultados encontrados pelo referido autor demonstram que os dados apresentados pelo fabricante estão sobrestimados. Na Tabela 6.5 estão presentes as condutâncias sônicas e as razões de pressões críticas determinadas experimentalmente para cada par de vias.

Tabela 6.5 – Parâmetros da válvula proporcional.

Par de Vias	Condutância Sônica – C [m⁵/N.s]	Razão de pressões Crítica - b
Via 1-4	3,2536 x10 ⁻⁹	0,426
Via 2-3	3,1784 x10 ⁻⁹	0,421
Via 1-2	3,3915 x10 ⁻⁹	0,4023
Via 4-5	3,5023 x10 ⁻⁹	0,4024

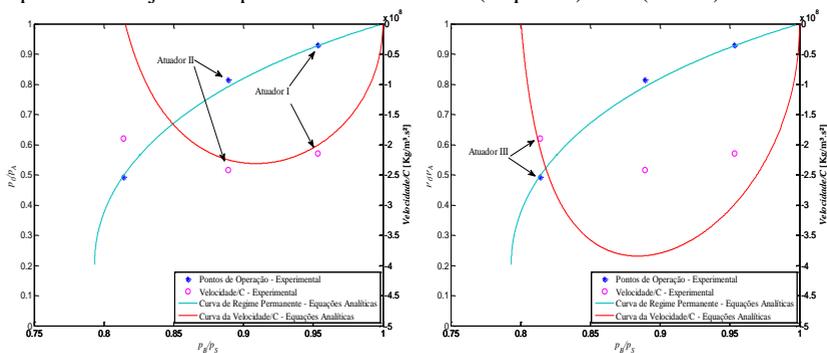
Fonte: (HENÉ, 2010)

É importante ressaltar que durante os ensaios realizados por Hené (2010), foi utilizado um sensor de vazão mássica com capacidade de 2.000 NI/min, com precisão de +/- 3%. Dessa forma, tendo em vista que a válvula em análise possui capacidade de 100 NI/min, e que a precisão do sensor de vazão mássica é de +/- 60 NI/min, a margem de erro dos resultados obtidos pelo referido autor é consideravelmente grande, sendo esta a razão pela utilização dos parâmetros fornecidos pelo fabricante durante a validação do modelo dinâmico.

Portanto, frente aos fatos observados nas seções 4.3.4 e 6.4.1 desta dissertação e aos resultados obtidos por Hené (2010), fica evidente que a condutância sônica da válvula proporcional utilizada é menor do que o estabelecido pelo fabricante, sendo que esta diferença afeta diretamente os resultados obtidos na Figura 6.9. Como os pares de vias utilizados durante os experimentos são 1-2 e 4-5, a condutância sônica média desses pares é de 3,4469x10⁻⁹ m⁵/N.s, ou seja, em torno de 30% menor do que o estabelecido pelo fabricante.

Na Figura 6.10 são rerepresentados os resultados da Figura 6.9 com as correções no valor da condutância sônica e dos coeficientes de atrito.

Figura 6.10 – Comparação das equações analíticas com os dados experimentais e parâmetros ajustados para os atuadores I e II (esquerda) e III (direita).



Fonte: Elaborada pelo autor.

Na Figura 6.10, a curva da Velocidade/C do gráfico da esquerda foi construída com coeficiente de atrito de 32,24% e representa os atuadores I e II, já na curva da direita, o coeficiente de atrito utilizado foi de 17,58% e representa o Atuador III. Percebe-se que existe uma correlação muito boa entre os resultados experimentais e aqueles determinados analiticamente. Deve-se ressaltar, porém, que as curvas apenas apresentam resultados razoáveis para os atuadores que correspondem ao coeficiente de atrito utilizado para construir a curva teórica, evidenciando a forte influência causada pela imprecisão do modelo de atrito utilizado.

Dessa forma, mesmo com algumas limitações, conclui-se que os resultados obtidos pelas equações (6.9) e (6.15) são capazes de prever, com boa precisão, a velocidade de regime permanente que será atingida pelos atuadores pneumáticos. Certifica-se, desta forma, a validade das equações analíticas propostas.

7. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O trabalho documentado nesta dissertação demonstra, de maneira detalhada, o procedimento utilizado para a determinação de uma região ótima de operação nas curvas das pressões, em regime permanente, das câmaras de um atuador pneumático. Além disso, são propostas equações analíticas que podem auxiliar o projetista durante o dimensionamento de um sistema de atuação pneumático.

Foi desenvolvido um modelo matemático para representação do comportamento dinâmico de um conjunto válvula e cilindro. A válvula foi modelada de acordo com as equações propostas pela norma ISO 6358 para determinação da vazão mássica. Já o atuador foi modelado com as equações da energia, da continuidade e a segunda lei de Newton. Para o cálculo da troca de calor com o ambiente, foi utilizada a lei de resfriamento de Newton, e o coeficiente global de troca de calor foi estimado, experimentalmente, com base na metodologia da constante de tempo térmica. Foram utilizados os conceitos de exergia para determinação da eficiência energética do sistema.

Nesta pesquisa, foram realizadas análises de sensibilidade para observar a influência que o diâmetro do atuador e a condutância sônica da válvula exercem sobre sistema. Em relação ao cilindro pneumático, constatou-se que o mesmo possui influência sobre a eficiência energética e o desempenho dinâmico do sistema. Para demonstrar essa relação, foram utilizadas as curvas de regime permanente das pressões das câmaras do atuador e foi definida uma região ótima de operação, que é delimitada por um ponto de velocidade máxima e por um ponto de máxima eficiência operacional.

Em relação ao tamanho da válvula direcional, foi observado que para condutâncias sônicas muito pequenas, a mesma exerce uma interferência muito grande no movimento do atuador, porém, ao aumentar o tamanho da válvula, as variações no tempo de deslocamento são muito pequenas, enquanto que a velocidade de fim de curso aumenta de forma linear.

O comportamento típico da velocidade de um atuador pneumático durante o deslocamento foi caracterizado em três regiões distintas: O tempo de esvaziamento, o tempo em regime transiente e o tempo em regime permanente. Foi observado que o início do movimento do atuador é influenciado, predominantemente, pela queda da pressão na câmara de contrapressão, permitindo a determinação do tempo de esvaziamento por meio de equações analíticas e, com isso, uma melhor aproximação da

velocidade de fim curso com a velocidade média de deslocamento, a qual usualmente é um requisito de projeto.

Como a velocidade de fim de curso tende a ser constante, ou seja, em regime permanente, foram propostas equações analíticas para determinação da razão da velocidade pela condutância sônica da válvula direcional em função das razões de pressões. Isso possibilitou a determinação, de forma analítica, do ponto de velocidade máxima nas curvas de regime permanente das pressões. Essa informação permite que o projetista estime a região ótima de operação do sistema a ser projetado, sem ter a necessidade de desenvolver um modelo matemático de equações diferenciais para representar o comportamento dinâmico do mesmo.

As equações analíticas propostas foram confrontadas com resultados experimentais, onde constatou-se a coerência dos resultados obtidos pelas mesmas. Dessa forma, torna-se viável a conversão dos principais requisitos de usuário, que usualmente são força de carga, tempo de deslocamento e curso, em parâmetros aplicáveis nas equações propostas, auxiliando no dimensionamento do sistema de atuação pneumático.

Obviamente, ainda existem questões a serem respondidas em relação ao trabalho desenvolvido, por exemplo, como melhorar a estimativa da força de atrito em função do diâmetro do atuador, ou então, como estimar a aceleração durante o movimento em regime transiente. A resposta a estas questões poderia aprimorar a determinação da velocidade de fim curso por meio equações analíticas e, conseqüentemente, o dimensionamento preciso do conjunto válvula e cilindro.

Ao que tange o modelo de simulação dinâmica, faz-se necessário a inclusão dos efeitos da inércia térmica causada pelo material da carcaça do cilindro pneumático. Além disso, a obtenção dos dados experimentais deve ser feita com sensores de temperatura que possuam menor tempo de resposta, permitindo mensurar, com maior exatidão, a temperatura do ar comprimido durante o experimento.

Outro tópico que deve ser abordado em pesquisas futuras, são as condições de carregamento. Neste trabalho foi assumido uma força carga constante durante todo o movimento e a massa sendo movida sempre foi consideravelmente pequena. Entretanto, muitas aplicações industriais possuem carregamentos muito diferentes, por exemplo, a movimentação de uma massa muito grande sobre uma superfície de baixo atrito, um carregamento variável durante o deslocamento, um movimento onde a força é executada apenas no fim do movimento, dentre outras. Para propor um método de dimensionamento consistente, deve-se investigar a aplicabilidade do método para essas condições adversas de carregamento

e no caso de deficiências no método, deve-se buscar uma solução alternativa ou então, orientar o projetista sobre as limitações do método proposto.

Ressalta-se que durante este trabalho, foram evidenciados comportamentos interessantes, sobre os quais o autor desconhece trabalhos que os abordem. Dentre eles, cita-se a influência que o diâmetro do atuador possui no comportamento dinâmico do sistema, a relação não-linear do tempo de deslocamento com a condutância sônica da válvula, e a relação da queda de pressão com o início do movimento.

Por fim, ressalta-se que todo o conhecimento adquirido até aqui faz parte de um trabalho iniciado por Oliveira (2009) e conduzido posteriormente por Hené (2010), cujo objetivo final é a proposição de um método de dimensionamento que seja capaz de atender as principais demandas de eficiência energética e desempenho dinâmico que são exigidas pelo mercado, bem como, contribuir para a compreensão dos fenômenos físicos existentes em um sistema de atuação pneumático.

REFERÊNCIAS

ABNT Associação Brasileira de Normas Técnicas, Cilindros pneumáticos de haste simples com montagem removível, série 1100 kPa (10 bar). NBR 12602. Diâmetros de êmbolo de 32 mm a 320 mm - Dimensões de montagem - Padronização, 1992.

ACHTEN, P. Convicted to innovation in fluid power. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, v. 224, n. 6, p. 619-621, 2010. ISSN 0959-6518.

ANDERSEN, B. W. The analysis and design of pneumatic systems. New York: Wiley, 1967.

ANDRIGHETTO, P. L.; VALDIERO, A. C.; CARLOTTO, L. Study of the friction behavior in industrial pneumatic actuators. ABCM Symposium series in mechatronics, 2006, 2006. p.369-376.

ARMSTRONG-HÉLOUVRY, B.; DUPONT, P.; DE WIT, C. C. A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. Automatica, v. 30, n. 7, p. 1083-1138, 1994. ISSN 0005-1098.

ÅSTRÖM, K. J.; CANUDAS-DE-WIT, C. Revisiting the lugre model; stick-slip motion and rate dependence. IEEE Control Systems Magazine, v. 28, 2008.

BACCA, G. A.; DE NEGRI, V. J.; ASSAF, Y. Modelo Matemático No-Linear para un Servosistema Neumático de Posicionamiento Preciso. Tecno Lógicas, n. 24, 2010. ISSN 0123-7799.

BALLUFF. Sensores Magnetostritivos BTL5-A11-M0500-P-S32. p. 2, 2017.

BEATER, P. Pneumatic Drives: System Design, Modelling and Control. Berlin, Germany: Springer, 2007. 323 pp. p. ISBN 978-3-540-69470-0.

BELFORTE, G. et al. Measurement of friction force in pneumatic cylinders. Lubrication Science, v. 10, n. 1, p. 33-48, 2003. ISSN 1557-685X.

BIMBA. Pneumatic application & reference handbook. Monee, Illinois: Bimba Manufacturing Company, 2011.

BLACKBURN, J. F. Fluid power control. Mit Press, 1969.

BOLLMANN, A. Fundamentos da Automação Industrial Pneutrônica - Projeto de Comandos Binários Eletropneumáticos. São Paulo: Associação Brasileira de Hidráulica e Pneumático, 1997. 278 p.

BUNSE, K. et al. Integrating energy efficiency performance in production management—gap analysis between industrial needs and scientific literature. Journal of Cleaner Production, v. 19, n. 6, p. 667-679, 2011. ISSN 0959-6526.

CAMOZZI. Series 60 cylinders: 16 p. 2017.

CANUDAS-DE-WIT, C.; LISCHINSKY, P. Adaptive friction compensation with partially known dynamic friction model. International journal of adaptive control and signal processing, v. 11, n. 1, p. 65-80, 1997. ISSN 1099-1115.

CANUDAS-DE-WIT, C. et al. A new model for control of systems with friction. IEEE Transactions on Automatic Control, v. 40, n. 3, p. 419-425, 1995.

CANUDAS DE WIT, C. et al. A new model for control of systems with friction. IEEE Transactions on Automatic Control, v. 40, n. 3, p. 419-425, 1995. ISSN 0018-9286.

CARNEIRO, J.; DE ALMEIDA, F. G. Heat transfer evaluation of industrial pneumatic cylinders. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, v. 221, n. 1, p. 119-128, 2007. ISSN 0959-6518.

CENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. Thermodynamics: An Engineering Approach. 8. Nova York: McGraw-Hill Education, 2014. 1024 p. ISBN 9780073398174.

DE LAS HERAS, S. Improving gas dynamic models for pneumatic systems. International Journal of Fluid Power, v. 4, n. 3, p. 47-56, 2003. ISSN 1439-9776.

DE NEGRI, V. J. Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle: PARTE II - Sistemas Pneumáticos para Automação. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, SC, Brasil. 2001

DE NEGRI, V. J.; MENDONZA, Y. E. A. Posicionadores Eletropneumáticos. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, SC, Brasil. 2008

DOLL, M.; NEUMANN, R.; SAWODNY, O. Energy efficient use of compressed air in pneumatic drive systems for motion tasks. International Conference on Fluid Power and Mechatronics, 2011: IEEE, 2011. p.340-345.

DOLL, M.; NEUMANN, R.; SAWODNY, O. Dimensioning of pneumatic cylinders for motion tasks. International Journal of Fluid Power, v. 16, n. 1, p. 11-24, 2015. ISSN 1439-9776.

ECIL. Termopar Tipo T. 2017. Disponível em: < <http://www.ecil.com.br/temperatura-industrial/termopares/termopar-tipo-t/> >. Acesso em: 22/11.

ENDLER, L. Uma solução para economia de ar comprimido em sistemas de controle de posição pneumáticos. 2014. 135 p. Tese de Doutorado Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Automação e Sistemas, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

ESPOSITO, A. Fluid power with applications. 4. Nova Jersey, Ohio: Prentice-Hall International, 1997. ISBN 0133998908.

FESTO. Válvulas posicionadoras MPYE. FESTO PNEUMATICS 2009.

FESTO. Catálogo de Produtos. 2017a. Disponível em: < https://www.festo.com/cat/pt-br_br/products >. Acesso em: 14/12/2017.

FESTO. Proportional directional control valves MPYE. BRASIL, F. 2017b.

HARRIS, P.; NOLAN, S.; O'DONNELL, G. E. Energy optimisation of pneumatic actuator systems in manufacturing. Journal of cleaner production, v. 72, p. 35-45, 2014. ISSN 0959-6526.

HARRIS, P.; O'DONNELL, G. E.; WHELAN, T. Energy efficiency in pneumatic production systems: state of the art and future directions. Leveraging Technology for a Sustainable World, p. 363-368, 2012.

HBM. P8AP Absolute Pressure Transducer. Darmstadt, Alemanha 2017.

HENÉ, M. D. Estudo teórico-experimental do ponto de operação e proposição de método de dimensionamento para sistemas pneumáticos. 2010.

192 p. Dissertação de Mestrado Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

HENÉ, M. D.; MENDONZA, Y. E. A.; OLIVEIRA, L. G. D. Determination of operational point for pneumatic system sizing. 7th International Fluid Power Conference. Aachen, Germany. 4: 343-354 p. 2010.

HEPKE, J.; WEBER, J. Energy saving measures on pneumatic drive systems. Scandinavian International Conference on Fluid Power, 2013, Linköping, Suécia: Linköping University Electronic Press, 2013. p.475-483.

HEUNG, Y. S.; JAE, W. L. An expert system for pneumatic design. AI EDAM, v. 12, n. 1, p. 3-11, 1998. ISSN 1469-1760.

HILDEBRANDT, A. et al. Cascaded control concept of a robot with two degrees of freedom driven by four artificial pneumatic muscle actuators. Proceedings of the American Control Conference, 2005: IEEE, 2005. p.680-685.

ISO International Organization for Standardization, Pneumatic Fluid Power, Components Using Compressible Fluids. ISO 6358. Determination of flow rate characteristics, 1989.

ISO International Organization for Standardization, Pneumatic Fluid Power. ISO 15552. Cylinders with detachable mountings, 1 000 kPa (10 bar) series, bores from 32mm to 320mm -- Basic, mounting and accessories dimensions, 2004.

ISO International Organization for Standardization, Fluid power systems and components. ISO 1219-2. Graphical symbols and circuit diagrams -- Part 2: Circuit diagrams, 2012a.

ISO International Organization for Standardization, Fluid power systems and components. ISO 1219-1. Graphical symbols and circuit diagrams -- Part 1: Graphic symbols for conventional use and data-processing applications, 2012b.

ISO International Organization for Standardization, Pneumatic Fluid Power. ISO 6358-1. Determination of flow rate characteristics of components using compressible fluids -- Part 1: General rules and test methods for steady-state flow, 2013.

ISO International Organization for Standardization, Pneumatic Fluid Power. ISO 6432. Single rod cylinders, 1 000 kPa (10 bar) series, bores from 8mm to 25mm -- Basic and mounting dimensions, 2015.

ISO International Organization for Standardization, Fluid power systems and components. ISO 1219-3. Graphical symbols and circuit diagrams -- Part 3: Symbol modules and connected symbols in circuit diagrams, 2016.

KAMBLI, S. Monitoring Pneumatics makes all the difference. Machine Design. Hauppauge, Nova York: Festo Corp. 2008.

KAWASHIMA, K. et al. Determination of flow characteristics of pneumatic valves using isothermal chamber. Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power, 2004: The Japan Fluid Power System Society, 2004. p.89-94.

KIM, D. S.; LEE, W. H.; CHOI, B. O. Development of direct drive type pneumatic servo valve. Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power, 2005: The Japan Fluid Power System Society, 2005. p.782-788.

KORANE, K. Right-sizing pneumatic valves. Machine Design. Hauppauge, Nova York: Festo Corp. 2003.

KRICHEL, S. V.; SAWODNY, O.; HILDEBRANDT, A. Tracking control of a pneumatic muscle actuator using one servovalve. Proceedings of the 2010 American Control Conference, 2010, 2010. p.4385-4390.

KRIVTS, I. L.; KREJNIN, G. V. Pneumatic actuating systems for automatic equipment: structure and design. Crc Press, 2006.

LEE, I.-Y.; KIM, T.-H.; CHOI, S.-R. Hidraulic Servo System Using a Feedback Linearization and Disturbance Observer - Sensitivity of System Parameters -. 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, 2008, Toyama, Japão. JFPS, 2008. p.307-312.

LOCATELI, C. C. Modelagem e Desenvolvimento de um Sistema de Controle de Posição Pneumático com Acionamento por Válvulas ON/OFF. 2011. 139 p. Dissertação de Mestrado Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

MARÉ, J. C.; GEIDER, O.; COLIN, S. An Improved Dynamic Model of Pneumatic Actuators. *International Journal of Fluid Power*, v. 1, p. 39-49, 2000.

MARSHALL, R. et al. *Improving Compressed Air System Performance: A Sourcebook for Industry v3*. Lawrence Berkeley National Laboratory, Resource Dynamics Corporation. 2016

MENDONZA, Y. E. A. Desenvolvimento de um sistema servopneumático para regulação de velocidade de turbinas em pequenas centrais hidroelétricas. 2006. 143 p. Dissertação de Mestrado Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

MERKELBACH, S.; MURRENHOFF, H. Exergy based analysis of pneumatic air saving measures. *Proceedings of the ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control*, 2015, 2015.

MOOG. 760 Series - Servovalves - ISO 10372 Size 04. MOOG. East Aurora, NY, USA. 2007. (CDL6335 Rev G 500-213 807)

NASCIMENTO, A. S. B. Relatório da Bancada IBYTÚ. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, p.25. 2009

NFPA National Fluid Power Association, Pneumatic Fluid Power. NFPA T3.21.3. Flow Rating Test Procedure and Reporting Method - For Fixed Orifice Componentes, 2008.

NOURI, B. M. et al. Modelling a pneumatic servo positioning system with friction. *Proceedings of the American Control Conference*, 2000: IEEE, 2000. p.1067-1071.

OLIVEIRA, L. G. Determinação de pontos de operação para conjuntos válvula-cilindro pneumáticos. 2009. 225 p. Dissertação Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal De Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

PARR, A. A. *Hydraulics and Pneumatics: A technician's and engineer's guide*. 2nd Edition. United Kingdom: Elsevier Science & Technology Books, 1999. 244 pp. p. ISBN 0750644192.

PERONDI, E. A. Controle Não-Linear em Cascata de um Servoposicionador Pneumático com Compensação do Atrito. 2002. 196 p. Tese de Doutorado

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

PRITCHARD, P. J. Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics. Eighth edition. United States of America: John Wiley & Sons, 2011. 896 p. ISBN 9780470547557.

RABIE, M. G. Fluid power engineering. Nova York, Nova York, EUA: McGraw-Hill 2009. ISBN 978-0-07-162606-4.

RAKOVA, E.; HEPKE, J.; WEBER, J. Comparison of methods for the investigation on the energetic behaviour of pneumatic drives. International Fluid Power Conference, v. 8, p. 8, 2014.

RAKOVA, E.; HEPKE, J.; WEBER, J. EXonomy analysis for the Inter-domain comparison of electromechanical and pneumatic drives. International Fluid Power Conference, v. 3, p. 117 - 136, 2016.

RAO, Z.; BONE, G. M. Nonlinear modeling and control of servo pneumatic actuators. IEEE transactions on control systems technology, v. 16, p. 562-569, 2008.

REXROTH. Cilindro Hidráulico tipo CDT3/ CGT3 2017a.

REXROTH. Mini-Unidades Hidráulicas Padronizadas Tipo ABMUP. GROUP, R. B. 2017b.

ROCHA, C. R.; MONTEIRO, M. A. G. Eficiência energética em sistemas de ar comprimido: manual prático. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

SAMUEL, G. Compressor and compressed air systems. 2015. Disponível em: < <http://technicalmateria.blogspot.com.br/2015/11/compressors-and-compressed-air-systems.html> >. Acesso em: 27 de novembro de 2017.

SCUSSEL, J. N. Entrevista concedida a Vinícius Vígolo e Victor Juliano de Negri. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Florianópolis 2017.

SHAMES, I. H. Mecânica do Fluidos: Princípios Básicos. São Paulo: Edgard Blücher, 1973.

SORLI, M.; GASTALDI, L. Thermic influence on the dynamics of pneumatic servosystems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, v. 131, 2009.

SULLIVAN, J. A. *Fluid Power Theory and Application*. Nova Jersey, EUA: Prentice-Hall Company 1989.

TEIXEIRA, P. L. Análise teórico experimental de prensa dobradeira hidráulica controlada por bomba-motor com velocidade variável 2015. 154 p. Dissertação de Mestrado Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC, Brasil.

TRAN, X. B.; HAFIZAH, N.; YANADA, H. Modeling of dynamic friction behaviors of hydraulic cylinders. *Mechatronics*, v. 22, p. 65-75, 2012. ISSN 09574158.

VALDIERO, A. C. Controle de Robôs Hidráulicos com compensação de atrito. 2005. 157 p. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

VALDIERO, A. C. Modelagem matemática de robôs hidráulicos. 1 ed. Ijuí: Unijuí, 2012. 200 p.

VDI Verein Deutscher Ingenieure, Parameters of Pneumatic Appliances for Control Systems. VDI 3290. Directional Control Valves, 1962.

VIEIRA, A. D. Análise Teórico Experimental de Servoposicionadores Lineares Pneumáticos. 1998. 226 p. Dissertação de Mestrado Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

VIEIRA, A. G. et al. Descrição e Manual da Bancada SPCS – System for the Pneumatic Circuit Sizing. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2014

VIRVALO, T. Modeling pneumatic position servo realized with commercial components. *Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power*, 1993: The Japan Fluid Power System Society, 1993. p.577-582.

VON LINSINGEN, I. *Fundamentos de Sistemas Hidráulicos*. 5 Ed. Editora da UFSC, 2016. 398 p. ISBN 978-85-328-0792-2.

XIANG, F.; WIKANDER, J. Block-oriented approximate feedback linearization for control of pneumatic actuator system. *Control Engineering Practice*, v. 12, p. 387-399, 2004. ISSN 0967-0661.

YANG, F. et al. Analysis of the Energy Efficiency of a Pneumatic Booster Regulator with Energy Recovery. *Applied Sciences*, v. 7, p. 816, 2017.

APÊNDICE A - DESENVOLVIMENTO DA EQUAÇÃO DA VARIÇÃO DE TEMPERATURA

O desenvolvimento do termo para calcular a variação da temperatura em função do tempo é obtido por meio da equação da energia, que também é conhecida como primeira lei da termodinâmica. Segundo Shames (1973), a primeira lei da termodinâmica aplica o princípio da conservação da energia, levando em consideração a energia fornecida, retirada e acumulada em um sistema ou volume de controle a cada instante.

O autor classifica a energia em duas categorias, a energia armazenada, que está associada com uma determinada massa, e a energia de transição, a qual passa de um sistema para outro.

Para um determinado sistema, onde não existe transferência de massa, a primeira lei da termodinâmica estabelece que:

$$\frac{dE}{dt} = \frac{\delta Q}{\delta t} - \frac{dW}{dt} \quad (\text{A.1})$$

onde o primeiro termo, dE/dt , corresponde a variação da energia armazenada e o segundo termo corresponde a energia em transição do sistema, a qual é composta por Q que é o calor adicionado e W que é o trabalho executado pelo sistema.

Já em um volume de controle, onde existe transferência de massa, a energia armazenada é dada por:

$$\frac{dE}{dt} = \oint_{s.c.} (e) (\rho \vec{v} \cdot d\vec{A}) + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{V.C.} (e) (\rho dV) \quad (\text{A.2})$$

onde o termo e representa a energia armazenada por unidade de massa, a qual é composta pela soma dos tipos específicos de energia, sendo eles:

- **Energia Cinética:** Está relacionada a velocidade de escoamento do fluido,
- **Energia Potencial:** É a energia que o fluido possui devido sua posição no campo gravitacional da terra,
- **Energia Interna:** É a energia associada com os constituintes microscópicos, como a vibração dos átomos e moléculas.

Portanto, e é dado pela seguinte expressão:

$$e = \frac{v^2}{2} + gy + u \quad (\text{A.3})$$

onde g é o valor da aceleração da gravidade, y é a altura em metros e u é o valor da energia interna por unidade de massa.

Unindo as equações (A.1), (A.2) e (A.3) chega-se a:

$$\begin{aligned} \frac{\delta Q}{\delta t} - \frac{dW}{dt} = & \oint_{s.c.} \left(\frac{v^2}{2} + gy + u \right) (\rho \vec{v} \cdot d\vec{A}) \\ & + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{v.c.} \left(\frac{v^2}{2} + gy + u \right) (\rho dV) \end{aligned} \quad (\text{A.4})$$

Como está sendo analisado um volume de controle, o trabalho executado pode ser, convenientemente, dividido em duas parcelas, sendo elas:

- **Trabalho de escoamento (W_f):** Trabalho efetuado sobre o exterior do volume de controle, o qual é resultado das tensões na superfície de controle onde há escoamento de fluido.
- **Trabalho de eixo (W_e):** Qualquer outra forma de trabalho efetuado sobre a vizinhança do volume de controle, tal como movimento de eixos, corrente elétrica, etc.

Considerando que o escoamento na superfície de controle ocorra na direção normal, o trabalho de escoamento é dado por:

$$\frac{dW_f}{dt} = - \oint_{s.c.} \left(-p \frac{1}{\rho} \right) (\rho \vec{v} \cdot d\vec{A}) \quad (\text{A.5})$$

Portanto, a Equação (A.4) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\begin{aligned} \frac{\delta Q}{\delta t} - \left(\frac{dW_e}{dt} + \oint_{s.c.} \left(p \frac{1}{\rho} \right) (\rho \vec{v} \cdot d\vec{A}) \right) \\ = \oint_{s.c.} \left(\frac{v^2}{2} + gy + u \right) (\rho \vec{v} \cdot d\vec{A}) \\ + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{v.c.} \left(\frac{v^2}{2} + gy + u \right) (\rho dV) \end{aligned} \quad (\text{A.6})$$

Rearranjando os termos similares:

$$\frac{\delta Q}{\delta t} - \frac{dW_e}{dt} = \iint_{s.c.} \left(\frac{v^2}{2} + gy + u + p \frac{1}{\rho} \right) (\rho \vec{v} \cdot d\vec{A}) \quad (\text{A.7})$$

$$+ \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{V.C.} \left(\frac{v^2}{2} + gy + u \right) (\rho dV)$$

A soma da energia interna com produto da pressão pelo volume específico ($1/\rho$) resulta em entalpia específica. Portanto, a primeira lei da termodinâmica aplicada a um volume de controle genérico, onde existe escoamento de fluido se resume a:

$$\frac{\delta Q}{\delta t} - \frac{dW_e}{dt} = \iint_{s.c.} \left(\frac{v^2}{2} + gy + h \right) (\rho \vec{v} \cdot d\vec{A}) \quad (\text{A.8})$$

$$+ \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{V.C.} \left(\frac{v^2}{2} + gy + u \right) (\rho dV)$$

Analisando o volume de controle da câmara A do atuador da Figura 4.5 em movimento de avanço, pode-se fazer as seguintes considerações:

- As energias cinéticas e potenciais podem ser desprezadas devido ao seus valores serem relativamente pequenos em relação aos termos de energia interna e entalpia (BEATER, 2007).
- O único trabalho de eixo sendo realizado pelo volume de controle é o da haste do atuador.
- A massa específica está uniformemente distribuída pelo volume de controle e também pela superfície de controle.

Com base nas considerações acima, a Equação (A.8) pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{\delta Q}{\delta t} - p_A A_A \frac{dx}{dt} = -hq_{m_A} + \frac{\partial}{\partial t} (u\rho V) \quad (\text{A.9})$$

O produto da massa específica pelo volume é igual a massa, ou seja.

$$\frac{\delta Q}{\delta t} - p_A A_A \frac{dx}{dt} = -hq_{m_A} + \frac{\partial}{\partial t} (um_A) \quad (\text{A.10})$$

Fazendo a derivada do produto do último termo, resulta em:

$$\frac{\delta Q}{\delta t} - p_A A_A \frac{dx}{dt} = -h q_{m_A} + \frac{du}{dt} m_A + \frac{dm_A}{dt} u \quad (\text{A.11})$$

A entalpia para gases ideais é uma função que depende unicamente da temperatura. Portanto, assumindo que C_p é constante, é possível calcular a entalpia por meio do produto entre a temperatura na superfície de controle e o calor específico a pressão constante (C_p).

A energia interna, da mesma forma que a entalpia, também depende unicamente da temperatura e, assumindo que C_v é constante, pode-se calcular a energia interna por meio da multiplicação do calor específico a volume constante (C_v) pela temperatura no volume de controle.

A variação da energia interna para fluidos é uma função da temperatura e do volume específico, Entretanto, considerando que o ar se comporta como um gás ideal, a função du se torna dependente unicamente da temperatura (CENGEL E BOLES, 2014), sendo ela:

$$du = C_v dT \quad (\text{A.12})$$

A derivada da massa em relação ao tempo pode ser obtida por meio da equação da continuidade (Equação (4.18)) aplicada ao volume de controle da câmara A do atuador da Figura 4.5, que resultará na vazão mássica que entra menos a que sai. Como, neste caso, está sendo assumido que não existem vazamentos externos ou internos no cilindro, o termo dm_A/dt se iguala a vazão mássica proveniente da válvula, q_{m_A} . Dessa forma, a Equação (A.11) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\frac{\delta Q}{\delta t} - p_A A_A \frac{dx}{dt} = -C_p T_{S.C.} q_{m_A} + \frac{C_v dT_A}{dt} m_A + q_{m_A} C_v T_A \quad (\text{A.13})$$

Por fim, isolando-se o termo de variação da temperatura com tempo, chega-se a mesma expressão apresentada no capítulo 4.3.1.

$$\frac{dT_A}{dt} = \frac{\frac{\delta Q}{\delta t} - p_A A_A \frac{dx}{dt} + C_p T_{S.C.} q_{m_A} - C_v T_A q_{m_A}}{C_v m_A} \quad (\text{A.14})$$

Para a câmara B, a modelagem possui o mesmo procedimento, entretanto, deve-se notar que para um movimento de avanço a vazão mássica está saindo da câmara e o meio está exercendo trabalho sobre o volume de controle, diferentemente da câmara A, onde a vazão mássica está entrando na câmara e o volume de controle está exercendo trabalho

sobre o meio. Essas diferenças resultam na troca do sinal dos últimos três termos da Equação (A.14). Portanto:

$$\frac{dT_B}{dt} = \frac{\frac{\delta Q}{\delta t} + p_B A_B \frac{dx}{dt} - C_p T_{S.C.} q_{m_B} + C_v T_B q_{m_B}}{C_v m_B} \quad (\text{A.15})$$

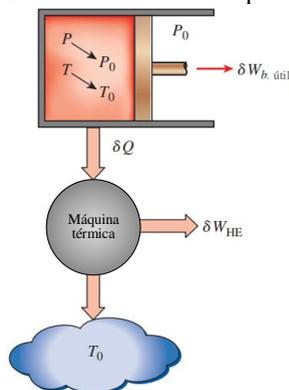
APÊNDICE B - DESENVOLVIMENTO DA EQUAÇÃO DA EXERGIA

A análise de exergia é resultado da integração entre a primeira e segunda lei da termodinâmica. A primeira lei, como já mencionado, aborda a quantidade de energia e afirma que a energia não pode ser criada nem destruída. Já a segunda lei aborda a geração de entropia, ou seja, a qualidade da energia, refletindo assim a perda da oportunidade de realizar trabalho.

Existem diversas formas para se obter a equação matemática para o cálculo da exergia de escoamento para um determinado ponto de observação. Uma forma mais simples é apresentada por Cengel e Boles (2014), onde a análise é realizada primeiramente para um sistema fechado (sem escoamento) e posteriormente para uma corrente de fluido.

Primeiramente, deve-se considerar o sistema da Figura B.1, o qual está a uma determinada condição de pressão e temperatura, e sofrerá um processo reversível até chegar as condições de equilíbrio com o ambiente.

Figura B.1 – Sistema sofrendo processo reversível



Fonte: Adaptado de Cengel e Boles (2014).

Quando o sistema inicia o processo, o volume do cilindro sofre uma variação dV e ocorre uma transferência de calor δQ . Como as duas formas de energia estão saindo do cilindro, a primeira lei estabelece que:

$$dE = -\delta Q - \delta W \quad (\text{B.1})$$

Neste exemplo, a única variação de energia no interior do cilindro se deve à variação da energia interna, portanto $dE = dU$. Observa-se

também que o único trabalho sendo realizado pelo cilindro se deve à expansão do volume, que é dado por $\delta W = pdV$. Entretanto, para calcular o trabalho útil deve-se subtrair a pressão atmosférica, pois qualquer forma de trabalho útil será produzido com pressão acima da pressão atmosférica. Posteriormente, deve-se somar o termo p_0dV de forma a não alterar a equação original.

$$\delta W = (p - p_0)dV + p_0dV = \delta W_{b,\text{útil}} + p_0dV \quad (\text{B.2})$$

Como toda a troca de calor está ocorrendo unicamente entre o cilindro e a máquina térmica, nenhuma forma de energia está sendo perdida para o ambiente externo, sendo que todo o calor é absorvido pela máquina térmica. Porém, mesmo sendo um processo reversível, existe a geração de entropia, a qual resulta em ineficiências na máquina térmica.

A máquina hipotética de Carnot é conhecida por operar sob um ciclo reversível, e sua eficiência é dada por:

$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_0}{T} \quad (\text{B.3})$$

Dessa forma, o trabalho útil produzido pela máquina térmica da Figura B.1 será:

$$\delta W_{HE} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q \quad (\text{B.4})$$

A Equação (B.5) foi introduzida em 1865 por R.J.E. Clausius e representa a variação da entropia para um processo reversível.

$$dS = \frac{\delta Q}{T} \quad (\text{B.5})$$

Essa equação pertence à segunda lei da termodinâmica, a qual enuncia a perda da capacidade de realizar trabalho e, por isso, o termo dS , ao ser introduzido na Equação (B.4), passa a ser subtraído da mesma. Desta forma, torna-se possível avaliar o trabalho útil a ser extraído do sistema, portanto:

$$\delta Q = \delta W_{HE} - T_0dS \quad (\text{B.6})$$

Considerando que o trabalho útil ($\delta W_{\text{util total}}$) desse sistema é a soma de $\delta W_{b,\text{útil}}$ e δW_{HE} e substituindo as equações (B.6) e (B.2) na Equação (B.1), obtém-se:

$$\delta W_{util\ total} = -dU - p_0 dV + T_0 dS \quad (B.7)$$

Integrando a Equação (B.7) de um estado qualquer até o estado de equilíbrio com ambiente chega-se a:

$$W_{util\ total} = (U - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (B.8)$$

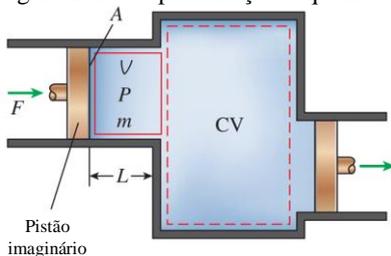
O termo $W_{util\ total}$ representa o trabalho útil total produzido pelo sistema, o qual estava a uma determinada condição de pressão e temperatura e sofreu um processo reversível até atingir as condições de equilíbrio com o ambiente. Portanto, por definição, $W_{util\ total}$ é a exergia do sistema.

Cengel e Boles (2014) argumentam que um sistema fechado, de forma geral, pode possuir energia cinética e potencial. Essas energias são, porém, formas de exergia, uma vez que elas podem ser convertidas completamente em trabalho. Por isso, a Equação (B.9) é a forma genérica que representa a exergia por unidade por massa de um sistema fechado.

$$x_{sist.fechado} = (u - u_0) + p_0 \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_0} \right) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gy \quad (B.9)$$

Já para um sistema aberto, onde existe escoamento de fluido, deve-se considerar a presença do trabalho de escoamento, o qual é responsável por manter o fluido escoando para dentro e fora do volume de controle, e do qual é possível retirar energia na forma de trabalho útil.

Figura B.2 – Representação esquemática do trabalho de escoamento



Fonte: Adaptado de Cengel e Boles (2014).

Para determinar uma relação matemática, deve-se analisar a Figura B.2, onde o fluido com volume V está prestes a entrar no volume de controle CV . Para que esse fluido entre no volume de controle, o pistão imaginário deve exercer uma determinada força F durante o

deslocamento L . A força exercida é pA , que multiplicada pelo deslocamento L se torna pV . Portanto, em unidades por massa:

$$w_{escoamento} = p \frac{1}{\rho} \quad (\text{B.10})$$

Porém, como a pressão na Equação (B.10) é absoluta, deve-se subtrair a pressão atmosférica de modo a encontrar o termo referente ao trabalho útil, sendo essa a exergia associado à energia de escoamento.

$$w_{\text{útil}} = p \frac{1}{\rho} - p_0 \frac{1}{\rho} = (p - p_0) \frac{1}{\rho} = x_{escoamento} \quad (\text{B.11})$$

A exergia de uma corrente de fluido é dada pela soma da exergia de um sistema fechado com a exergia associada ao escoamento, ou seja:

$$x_{fluido} = x_{escoamento} + x_{sist.fechado} \quad (\text{B.12})$$

$$x_{fluido} = \left(u + p \frac{1}{\rho} \right) - \left(u_0 + p_0 \frac{1}{\rho_0} \right) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gy \quad (\text{B.13})$$

De acordo com a definição de entalpia apresentada no Apêndice A, a Equação (A.13) torna-se:

$$x_{fluido} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (\text{B.14})$$

A Equação (B.14) representa a exergia, em valores específicos, para uma corrente de fluido. Na literatura, a mesma equação é muitas vezes denominada *flow exergy*, porém, nesse trabalho optou-se por escolher o nome de exergia do fluido (x_{fluido}) para evitar confusões com a Equação (B.11).

De modo a obter a exergia em valores absolutos, ou seja, em Joules, deve-se multiplicar a exergia específica pela vazão mássica da tubulação em análise. Como a vazão mássica é uma relação de massa com o tempo, é necessário integrar a expressão, partindo de um instante $t=0$ até um instante genérico t . Observa-se também que a exergia cinética e potencial do fluido muitas vezes é desprezada, devido ao fato de seus valores serem relativamente pequenos em relação as outras componentes da equação. Portanto:

$$X_{fluido} = \int_0^t q_{m_e} (h - h_0) dt - \int_0^t q_{m_e} T_0 (s - s_0) dt \quad (\text{B.15})$$

O termo referente a variação de entropia ($s-s_0$) para gases ideais é obtido por meio da Equação (B.16) e seu desenvolvimento detalhado é apresentado no Apêndice C. Já o termo referente a entalpia, pode ser substituído pela relação apresentada no Apêndice A, no qual a entalpia é resultado do produto do calor específico a pressão constante pela temperatura, ou seja:

$$s - s_0 = C_p \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) - R \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) \quad (\text{B.16})$$

$$h - h_0 = C_p T - C_p T_0 = C_p (T - T_0) \quad (\text{B.17})$$

Por fim, a exergia de uma corrente de fluido que escoou por uma determinada tubulação com vazão mássica q_{me} durante um intervalo de tempo t é dada pela Equação (B.18).

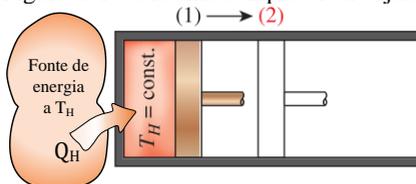
$$X_{ftuido} = \int_0^t q_{me} C_p (T - T_0) dt - \int_0^t q_{me} T_0 \left(C_p \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) - R \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) \right) dt \quad (\text{B.18})$$

APÊNDICE C - DESENVOLVIMENTO DA EQUAÇÃO DA VARIÇÃO DA ENTROPIA

A entropia de uma substância é uma propriedade da mesma e, uma vez que o estado dessa substância é conhecido, é possível determinar sua entropia, independentemente do processo que esteja ocorrendo. Portanto, a variação da entropia de uma substância pode ser expressa a partir de outras propriedades, como temperatura e pressão (CENGEL E BOLES, 2014).

Matematicamente, a variação da entropia é definida pela segunda lei da termodinâmica, e foi apresentada neste trabalho no Apêndice B, pela Equação (B.5). Para correlacionar essa expressão com outras propriedades da substância, deve-se imaginar um processo reversível ocorrendo em sistema compressível, como o cilindro pneumático apresentado na Figura C.1

Figura C.1 – Sistema compressível sujeito a um processo reversível



Fonte: (CENGEL E BOLES, 2014)

Neste sistema, a primeira e segunda lei da termodinâmica dizem que:

$$dU = \delta Q - \delta W \quad (C.1)$$

$$\delta Q = Tds \quad (C.2)$$

A única forma de trabalho sendo produzida, é devida a expansão volumétrica, portanto:

$$\delta W = pdV \quad (C.3)$$

Logo, na forma específica, a Equação (C.1) será:

$$Tds = du + pd\left(\frac{1}{\rho}\right) \quad (C.4)$$

Como visto no Apêndice A, a entalpia é resultado da soma da energia interna com o produto da pressão pelo volume específico, e na forma diferencial obtém-se:

$$h = u + p \frac{1}{\rho} \quad (\text{C.5})$$

$$dh = du + pd \left(\frac{1}{\rho} \right) + \frac{1}{\rho} dp \quad (\text{C.6})$$

Substituindo na Equação (C.4), tem-se:

$$Tds = dh - \frac{1}{\rho} dp \quad (\text{C.7})$$

Para gases ideais, sabe-se que a variação da entalpia é o produto do calor específico a volume constante, C_p , com a variação da temperatura, e o volume específico pode ser obtido pela equação de estados dos gases ideais, ou seja:

$$dh = C_p dT \quad (\text{C.8})$$

e

$$\frac{1}{\rho} = \frac{RT}{p} \quad (\text{C.9})$$

Portanto, a variação da entalpia será:

$$ds = \frac{C_p dT}{T} - \frac{R dp}{p} \quad (\text{C.10})$$

Integrando a Equação (C.10) de um estado qualquer até o estado de equilíbrio com o ambiente:

$$\int_s^{s_0} ds = \int_T^{T_0} \frac{C_p}{T} dT - \int_p^{p_0} \frac{R}{p} dp \quad (\text{C.11})$$

Chega-se, dessa forma, a equação da variação da entropia de um gás ideal que é função da pressão e temperatura do mesmo.

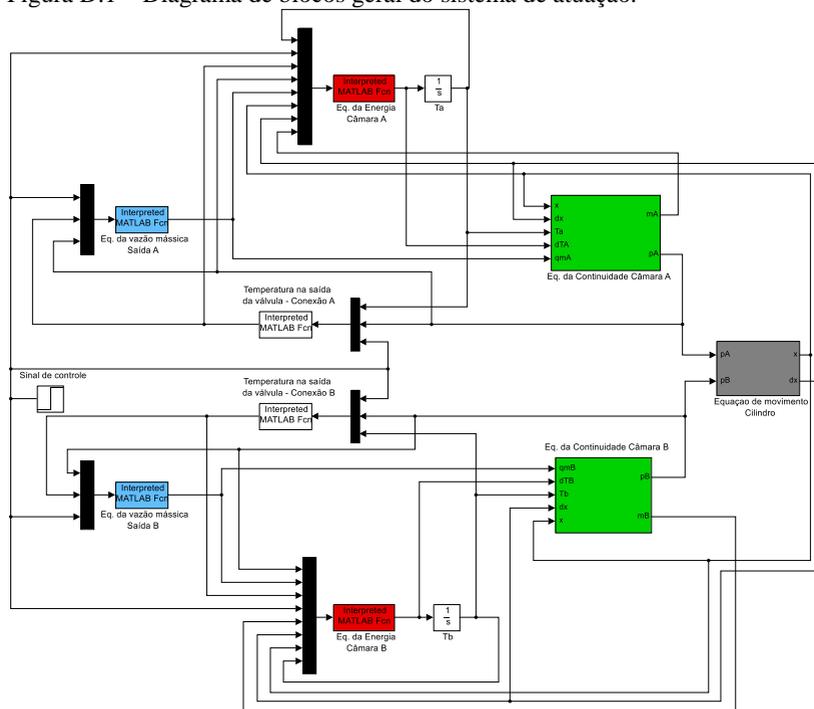
$$s - s_0 = C_p \ln \left(\frac{T_0}{T} \right) - R \ln \left(\frac{p_0}{p} \right) \quad (\text{C.12})$$

APÊNDICE D – MODELO DINÂMICO DO CONJUNTO VÁLVULA E CILINDRO

A seguir são apresentados os diagramas de blocos elaborados em MATLAB/Simulink® para representar o comportamento dinâmico do sistema de atuação pneumático. São apresentados também os códigos que contêm os parâmetros utilizados e as rotinas de cálculo que não foram elaboradas por diagrama de blocos.

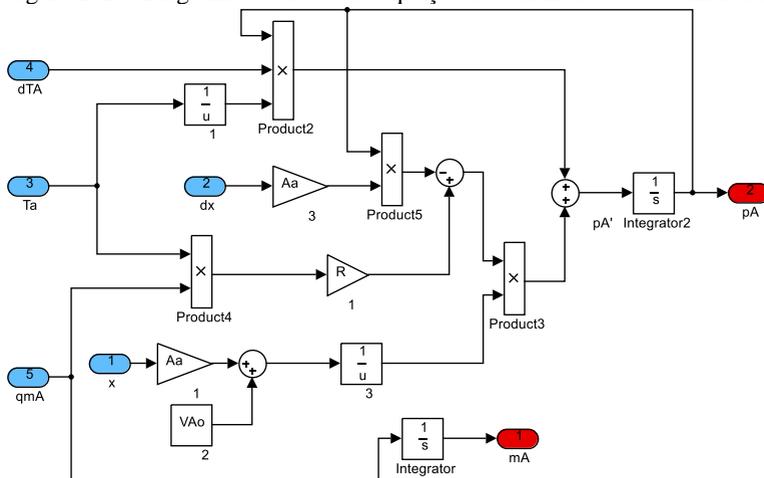
Devido às características dinâmicas de um sistema de atuação pneumático, recomenda-se o uso de um método de integração variável, afim de agilizar os cálculos. Neste trabalho, foi utilizado o método de integração ODE15s.

Figura D.1 – Diagrama de blocos geral do sistema de atuação.



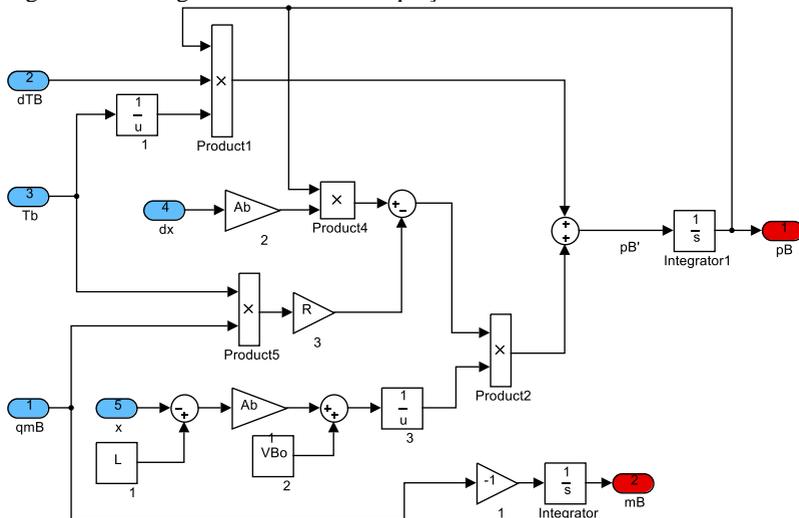
Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura D.2 – Diagrama de blocos da equação da continuidade da câmara A.



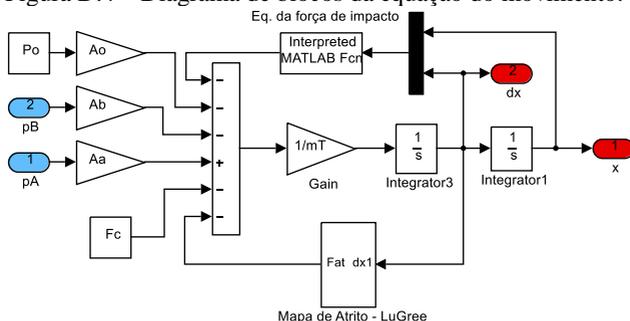
Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura D.3 – Diagrama de blocos da equação da continuidade da câmara B.



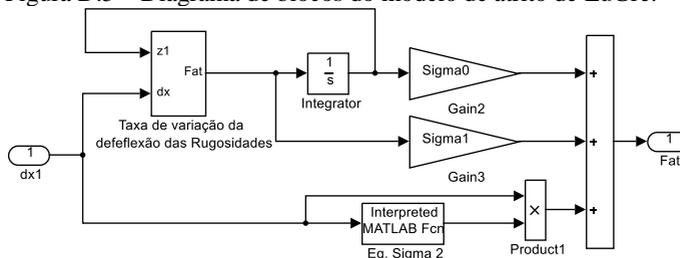
Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura D.4 – Diagrama de blocos da equação do movimento.



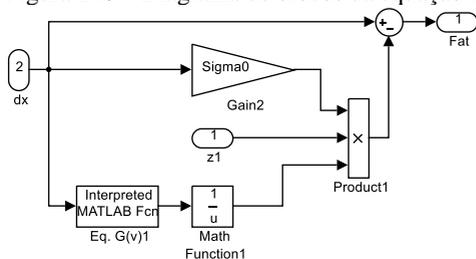
Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura D.5 – Diagrama de blocos do modelo de atrito de LuGre.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura D.6 – Diagrama de blocos da equação $G(v)$ do modelo de atrito.



Fonte: Elaborada pelo autor.

%%%%%%%%%% PARÂMETROS DO SISTEMA %%%%%%%%%%%

clc

clear all

close all

global Po R ToA ToB To Ts Ps Pt L Ke Be Cv Cp Aa Ab VAo VBo G
Dc h0 Ra Fc C b

global AtCp AtCn AtVp AtVn AtStaticp AtStaticn VStrn VStrp AlfaP
AlfaN

Cv=720; %Calor específico a volume constate [J/Kg.K]

Cp=1005; %Calor específico a pressão constate [J/Kg.K]

G=1.4; %Razão de calores específicos

R=288; %Constante universal dos gases [J/kgK]

Po=1.025e5; %Pressão normal [Pa]

Pt=1.025e5; %Pressão atmosf. [Pa]

Ts=293; %Temperatura do ensaio

ToB=293; %Temperatura Inicial Câmara B [K]

ToA=293; %Temperatura Inicial Câmara A [K]

To=293; %Temperatura CNTP [K]

Ps=7e5; %Pressão na entrada do orifício de controle [Pa]

Fc=0; %Força de carga [N]

%Parâmetros de Atrito do modelo de LuGre - Atuador Dc125 Dh 32 e
%500 mm Comprimento

AtCp = 240.70; %Atrito de Coulomb Positivo [N]

AtCn = -96.27; %Atrito de Coulomb Negativo [N]

AtVp = 3104.63; %Atrito Viscoso Positivo [N.s/m]

AtVn = 4322.37; %Atrito Viscoso Negativo [N.s/m]

AtStaticp = 405.59; %Atrito Estático Positivo [N]

AtStaticn = -288.58; %Atrito Estático Negativo [N]

VStrp = 0.0025; %Velocidade de Stribeck Positiva [m/s]

VStrn = -0.0019; %Velocidade de Stribeck Negativa [m/s]

AlfaP = 2; %Coeficiente de Stribeck Positivo

AlfaN = 1.5; %Coeficiente de Stribeck Negativo

Sigma0 = 6e7; %Coeficiente de Rigidez das cerdas [N/m²]

Sigma1 = 41070; %Coeficiente de mi amortecimento [N/m²]

%Parâmetros da válvula direcional

$C = 4.5e-9$; %Condutância Sônica [$m^5/N.s$]

$b = 0.21$; %Razão de pressões crítica

$V_{Ao} = 84.1536e-6 + \pi * 0.004 * 0.004 * 0.4/4$; %Volume morto da câmara A do cilindro [m^3]

$V_{Bo} = 84.1536e-6 + \pi * 0.004 * 0.004 * 0.4/4$; %Volume morto da câmara B do cilindro [m^3]

% Dados do cilindro:

$D_c = 0.125$; %Diâmetro do Cilindro [m]

$D_h = 0.032$; %Diâmetro da Haste [m]

$L = 0.500$; %Curso do cilindro [m]

$A_h = (\pi/4) * (D_h^2)$; %Área da Haste [m^2]

$A_a = (\pi/4) * (D_c^2) - A_h$; %Área maior do Cilindro [m^2]

$A_b = (\pi/4) * (D_c^2) - A_h$; %Área anular do cilindro [m^2]

$R_a = A_b/A_a$; %Razão de áreas do cilindro

$A_o = A_a - A_b$; %Diferencial de áreas [m^2](Usado para

%cilindros diferenciais)

$h_0 = 163.96$; %Coeficiente global de transferência de calor [$w/K.m^2$]

% Cálculo da massa do conjunto haste e êmbolo

$eE = 0.025$ %Espessura do embolo [m]

$RhoS = 8000$; %Massa específica do conjunto embolo + pistão [Kg/m^3]

$mL = 0.0$; %Massa da carga sendo movida [Kg]

$VolT = A_a * eE + 2 * L * A_h$; %Volume total do conjunto embolo + pistão Atuador simétrico [m^3]

$mC = VolT * RhoS$; %Massa do conjunto embolo + pistão [m^3]

$mT = mC + mL$; %Massa total do conjunto êmbolo+pistão+carga [Kg]

%Dados dos batentes de fim de curso

$Ke = 9800000000$; %Rigidez do atuador [N/m]

$Be = 500000$; %Coeficiente de amortecimento de fim de curso [N/m/s]

%Definição das condições iniciais

$x_i = 0$; %Posição inicial da haste

%Condições iniciais se atuador inicia na posição recuado

if $x_i \leq 0$

```

pA0 = Pt;           %Pressão inicial na câmara A
pB0 = Ps;           %Pressão inicial na câmara B
mAo = (Pt*VAo)/(R*ToA); %Massa inicial de ar na câmara A
mBo = (Ps*(VBo+Ab*L))/(R*ToB); %Massa inicial de ar na câmara B
Uv = 0;            %Sinal de controle

```

```

%Condições iniciais se atuador inicia na posição avançado

```

```

elseif xi == L
pA0 = Ps;           %Pressão inicial na câmara A
pB0 = Pt;           %Pressão inicial na câmara B
mAo = (Ps*(VAo+Aa*L))/(R*To); %Massa inicial de ar na câmara A
mBo = (Pt*VBo)/(R*To); %Massa inicial de ar na câmara B
Uv = 10;           %Sina de controle
end

```

```

end

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```

%% Algoritmo para calcular a variação da temperatura na câmara A %%

```

```

function saída=alg_Eq_Energia_A(v)
global Ts Ps Pt Cp Cv Aa Dc h0
persistent a U1 pA Qma Tma Ta x mA Et dTa Q W Ein u dx h As
Ta = v(1); %Temperatura na câmara A [k]
U1 = v(2); %Sinal de controle
Tma = v(3); %Temperatura na tubulação A [K]
pA = v(4); %Pressão na câmara A [Pa]
Qma = v(5); %Vazão mássica na câmara A [Kg/s]
x = v(6); %Posição do atuador [m]
dx = v(7); %Velocidade de deslocamento [m/s]
mA = v(8); %Massa de ar na câmara A [Kg]

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```

% Vazão mássica entrando na tubulação A

```

```

if U1<=5
h = Cp*Tma;
a=pA/Ps;
if a>1.01
h = Cp*Ta;
end
end

```

```

end

```

```

% Vazão mássica saindo da tubulação A

```

```

if U1>5

```

```

h = Cp*Ta;
a=Pt/pA;
if a>1.01
    h = Cp*Tma;
end
end

```

%Definição do Calor que entra/sai na câmara

```

As = (pi*Dc*x + pi*Dc*Dc/4); % Área externa do cilindro + a tampa
Q=h0*As*(Ts-Ta);           %Cálculo do fluxo de calor

```

%Definição do Trabalho produzido pelo atuador

```

W = pA*Aa*dx;

```

%Definição das Energias Específicas Relacionadas à área de entrada

```

Ein = h*Qma;

```

%Definição do Primeiro termo do regime transiente

```

u = Cv*Ta; %Cálculo da energia interna

```

```

Et = u*Qma;

```

%Cálculo da variação da Temperatura

```

dTa = (Q-W+Ein-Et)/(mA*Cv);

```

```

saida=[dTa];

```

```

end

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

%% Algoritmo para calcular a variação da temperatura na câmara B%%

```

function saida=alg_Eq_Energia_B(v)

```

```

global Ts Ps Pt Cp Cv L Ab Dc h0

```

```

persistent a U1 pB Qmb Tmb Tb x mb Et dTb Q W Ein dx u h As

```

```

pB = v(1); %Pressão na câmara B [Pa]

```

```

Qmb = v(2); %Vazão mássica na câmara B [Kg/s]

```

```

Tmb = v(3); %Temperatura na tubulação B [K]

```

```

U1 = v(4); %Sinal de controle

```

```

mb = v(5); %Massa de ar na câmara B [Kg]

```

```

dx = v(6); %Velocidade de deslocamento [m/s]

```

```

x = v(7); %Posição do atuador [m]

```

```

Tb = v(8); %Temperatura na câmara B [k]

```



```

%% Algoritmo para o cálculo da vazão que entra/sai na câmara A%%
function saida=alg_valvula_A(v)
global C b Po R To Ts Pt Ps
persistent p1 a wa U1 pA1 qmA1 Tma T1 Cf
U1 = v(1); %Sinal de controle
Tma = v(2); %Temperatura na mangueira da câmara A
pA1 = v(3); %Pressão na câmara A

%Definição dos parâmetros de acordo com o sentido de escoamento %
Vazão mássica entrando na tubulação A
if U1<=5
    p1=Ps;
    T1 = Ts;
    a=pA1/p1;
    Cf=1*C;
    if a>1
        p1=pA1;
        T1 = Tma;
        a=Ps/pA1;
        Cf=-C;
    end
end
% Vazão mássica saindo da tubulação A
if U1>5
    p1=pA1;
    T1 = Tma;
    a=Pt/pA1;
    Cf=-C;
    if a>1
        p1=Pt;
        T1 = Ts;
        a=pA1/Pt;
        Cf=1*C;
    end
end

% Definição de w(a)
if a<b
    wa=1;
end
if a>=b

```

```

    wa= sqrt(1-(((a-b)/(1-b))^2));
end
% Definição de qmA1
qmA1=Cf*wa*p1*(Po/(R*To))*(sqrt(To/T1));
saida=[qmA1];
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% %%Algoritmo para o cálculo da vazão que entra/sai na câmara B%%
function saida=alg_valvula_B(v)
global C b Po R To Ts Pt Ps
persistent p1 a wa U2 pB1 qmB1 T1 Tmb Cf
pB1 = v(1); %Sinal de controle
Tmb = v(2); %Temperatura na mangueira da câmara B
U2 = v(3); %Pressão na câmara B
% % Definição dos parâmetros de acordo com o sentido de escoamento
% Vazão mássica entrando na tubulação B
if U2>=5
    p1=Ps;
    T1 = Ts;
    a=pB1/Ps;
    Cf=-C;
    if a>1
        p1=pB1;
        T1 = Tmb;
        a=Ps/pB1;
        Cf=1*C;
    end
end
% Vazão mássica saindo da tubulação B
if U2<5
    p1=pB1;
    T1 = Tmb;
    a=Pt/pB1;
    Cf=1*C;
    if a>1
        p1=Pt;
        T1 = Ts;
        a=pB1/Pt;
        Cf=-C;
    end
end

```

```

end
% Definição de w(a)
if a<b
    wa=1;
end
if a>=b
    wa= sqrt(1-(((a-b)/(1-b))^2));
end
% Definição de qmB1
qmB1=Cf*wa*p1*(Po/(R*To))*(sqrt(To/T1));
saida =qmB1;
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% %%% Algoritmo para o cálculo da temperatura de saída da válvula -
% conexão câmara A %%%%%%%%%%%%%%%
function saida=alg_Temp_Tubulacao_A(v)
global Ps Ts Pt To G
persistent pA1 Tma U1 Ta a
Ta = v(1); % Temperatura na câmara A [K]
pA1 = v(2); % Pressão na câmara A [Pa]
U1 = v(3); % Sinal de controle

% A temperatura na saída da válvula dependerá do sentido de escoamento
% Vazão mássica entrando na câmara A -> Temperatura na saída da válvula
% obedecerá a equação de processo isentrópico
if U1<=5
    Tma = Ts*((pA1/Ps)^((G-1)/G));
    a=pA1/Ps;
    if a>1.01
        Tma = Ta;
    end
end
% Vazão mássica saindo da câmara A --> A temperatura será igual a
% temperatura da câmara A
if U1>5
    Tma = Ta;
    a=Pt/pA1;
    if a>1.01
        Tma = To*(pA1/Pt)^((G-1)/G);
    end
end

```


%%%

```
function saida=alg_forca_impacto(v)
global L Ke Be
persistent x dx Fimp Fr
x = v(1); %Posição da haste [m]
dx = v(2); %Velocidade de deslocamento [m/s]

% Condição para os casos onde o atuador se encontra entre os batentes
if x>=0 && x<=L
    Fr = 0; %Força de impacto será nula (Está se movendo)
end
% Condição para os casos onde o atuador bateu no batente da posição zero
if x<0
    Fr = Ke*x+Be*dx;
end
% Condição para os casos onde o atuador bateu no batente da posição L
if x>L
    Fr = Ke*(x-L)+Be*dx;
end
Fimp = Fr;
saida=Fimp;
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

%%%

```
% %%Algoritmo para determinar Sigma 2 do modelo de atrito de LuGre %
function saida=alg_Sigma2(v)
global AtVp AtVn
persistent Sig2 dx

dx=v(1); %Velocidade de deslocamento [m/s]
%Para deslocamentos com velocidades positivas
if dx>0
    Sig2 = AtVp;
end
%Para deslocamentos com velocidades negativas
if dx<=0
    Sig2 = AtVn;
end
saida=Sig2;
```

