

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

ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS  
EM CURVAS CARACTERÍSTICAS DE VÁLVULAS DE  
CONTROLE CONTÍNUO DIRECIONAL

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

DESYEL FERRONATTO

Florianópolis, Novembro de 2011.

Catálogo na fonte pela Biblioteca Universitária  
da  
Universidade Federal de Santa Catarina

F396a Ferronato, Desyel  
Análise da influência de parâmetros geométricos em curvas  
características de válvulas de controle contínuo direcional  
[dissertação] / Desyel Ferronato ; orientador, Victor Juliano  
De Negri. - Florianópolis, SC, 2011.  
153 p.: il., tabs., graf.

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

Inclui referências

1. Engenharia mecânica. 2. Sistemas hidráulicos. 3.  
Válvulas. 4. Histerese. I. De Negri, Victor Juliano. II.  
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-  
Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU 621

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

ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS  
EM CURVAS CARACTERÍSTICAS DE VÁLVULAS DE  
CONTROLE CONTÍNUO DIRECIONAL

DESYEL FERRONATTO

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

Sendo aprovada em sua forma final.

---

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

---

Prof. Júlio César Passos, Dr. Eng. – Coordenador do Programa

BANCA EXAMINADORA

---

Prof. Amir Antônio Martins Oliveira Jr., Ph.D.

---

Prof. Antonio Carlos Valdiero, Dr. Eng.

---

Prof. Walter Lindolfo Weingaertner, Dr. Ing.



*“A alegria de ver e entender  
é o mais perfeito dom da natureza”*

*Albert Einstein*



*Aos meus pais, que me motivaram  
nas horas difíceis para que todos  
os obstáculos fossem vencidos.*





## AGRADECIMENTOS

Agradeço à CAPES pelo apoio financeiro.

Ao Prof. Victor Juliano De Negri que, com paciência e maestria, foi o precursor e incentivador deste trabalho tendo sempre a amizade como sentimento base para este desenvolvimento.

Ao diretor da empresa REIVAX S/A Automação e Controle, Sr. João Marcos Castro Soares, pela oportunidade de crescimento profissional a qual tem possibilitado a aplicação dos conhecimentos adquiridos ao longo do mestrado.

Aos meus amigos lashipianos, Matheus, Facundo, Cristiano, Galaz, Vitor, Mauro, Yesid, que desde o mais simples conselho até o estudo mais complexo me auxiliaram nesta longa jornada, fortalecendo cada vez mais nossa importantíssima amizade.

À minha família que me apoiou desde o amadurecer da idéia da realização do mestrado até sua conclusão, período no qual o amor, o carinho, a união e a força de superação iluminaram todos os meus passos.

À minha namorada Andrea que, com amor e sabedoria, soube me apoiar em todas as horas.

O meu muito obrigado a todos!



## SUMÁRIO

<b>Lista de figuras</b> .....	xv
<b>Lista de tabelas</b> .....	xxiii
<b>Simbologia</b> .....	xxv
<b>Resumo</b> .....	xxix
<b>Abstract</b> .....	xxx
<b>Capítulo 1 – Introdução</b> .....	1
1.1 Contextualização .....	1
1.2 Objetivos .....	2
1.2.1 Objetivo principal .....	2
1.2.2 Objetivos específicos .....	2
1.3 Justificativas e contribuições .....	2
1.4 Estrutura da dissertação .....	3
<b>Capítulo 2 – Válvula de controle contínuo direcional</b> .....	5
2.1 Válvulas de carretel deslizante .....	8
2.1.1 Características geométricas .....	9
2.1.2 Grandezas características .....	14
2.2 Ensaios do comportamento estático .....	22
2.2.1 Norma ISO 10.770-1 .....	22
2.3 Modelagem analítica de válvulas direcionais .....	27
<b>Capítulo 3 – Modelagem geométrica e comportamental</b> .....	30

3.1 Vazão em orifícios .....	31
3.2 Geometria interna.....	34
3.2.1 Região com sobreposição .....	36
3.2.2 Região sem sobreposição .....	37
3.2.3 Excentricidade .....	44
3.3 Coeficiente de descarga .....	45
3.3.1 Tubo curto .....	45
3.3.2 Canto vivo .....	47
3.4 Modelagem de válvulas direcionais .....	49
3.4.1 Modelo por resistências .....	50
3.4.2 Modelo por vazão de controle .....	59
<b>Capítulo 4 – Caracterização teórico-experimental .....</b>	<b>75</b>
4.1 Bancada de ensaios .....	75
4.1.1 Sistema de aquisição e condicionamento de sinais.....	78
4.2 Parametrização do modelo analítico .....	80
4.2.1 Características dimensionais .....	80
4.2.2 Viscosidade .....	82
4.2.3 Massa específica.....	84
4.2.4 Módulo de compressibilidade efetivo.....	85
4.2.5 Volume das câmaras de controle .....	86
4.3 Procedimentos experimentais .....	87
4.3.1 Ensaio de pressão e vazamento interno .....	87
4.3.2 Ensaio de histerese .....	88
<b>Capítulo 5 – Análise de sensibilidade .....</b>	<b>92</b>
5.1 Estudo de Caso 1.....	92
5.1.1 Características dimensionais .....	93
5.1.2 Validação do modelo.....	95

5.1.3	Influência da sobreposição.....	98
5.1.4	Conclusões sobre o modelo por resistências.....	99
5.2	Estudo de Caso 2.....	100
5.2.1	Características dimensionais.....	100
5.2.2	Validação do modelo.....	102
5.2.3	Influência da folga radial.....	104
5.2.4	Influência da sobreposição.....	106
5.2.5	Histerese.....	108
5.2.6	Influência da excentricidade.....	118
5.2.7	Centro hidráulico.....	122
5.3	Estudo de Caso 3.....	126
5.3.1	Características dimensionais.....	126
5.3.2	Validação do modelo.....	128
5.3.3	Influência da sobreposição.....	130
5.4	Conclusões.....	131
	Capítulo 6.....	132
6.1	Resultados.....	132
6.2	Sugestões para trabalhos futuros.....	135
	Referências Bibliográficas.....	137
	Apêndice A.....	142
A.1	Estudo de caso 1.....	142
A.2	Estudo de caso 2.....	144
A.2	Estudo de caso 3.....	147
	Apêndice B.....	151
B.1	Desenhos dimensionais – estudo de caso 2.....	151

Apêndice C .....	152
C.1 Relatório dimensional - camisa .....	152
C.2 Relatório dimensional - carretel .....	153

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Exemplos de válvulas direcionais de (a) retenção e (b) de assento (ATOS, 2011).....	7
Figura 2.2 – Válvula proporcional de carretel deslizante com quatro vias (REXROTH, 1991). ....	7
Figura 2.3 – Válvula direcional de carretel deslizante de quatro vias. ....	8
Figura 2.4 – Configurações estruturais típicas: (a) corpo/carretel e (b) corpo/camisa/carretel. ....	9
Figura 2.5 – Nomenclatura típica dos orifícios de controle na modelagem teórica de válvulas direcionais (Adaptado de DE NEGRI, 2001). ....	10
Figura 2.6 – Tipos de orifícios em válvulas direcionais, (a) Orifícios simétricos, (b) Orifícios casados (DO CARMO, 2003) .....	11
Figura 2.7 – Apresentação dos parâmetros: folga radial ( $fr$ ), largura do ressalto do carretel ( $lr$ ) e largura do pórtico do corpo ( $lp$ ) (Adaptado de DE NEGRI, 2001).....	12
Figura 2.8 – Tipos de centro em válvulas de carretel: (a) subcrítico, (b) crítico e (c) supercrítico (Adaptado de DO CARMO, 2003). ....	14
Figura 2.9 – Curva típica do ensaio de ganho de pressão (MERRITT, 1967). ....	15
Figura 2.10 – Centro hidráulico e centro geométrico coincidentes. ....	17
Figura 2.11 – Centro hidráulico e centro geométrico não coincidentes. ....	17
Figura 2.12 – Vazamento interno para diferentes magnitudes de sobreposição (Adaptado de OHTAGURO, 2004).....	18

Figura 2.13 – Vazamento interno para diferentes magnitudes de folga radial. ....	19
Figura 2.14 – Histerese na pressão da via de trabalho da válvula apresentada na norma ISO 10.770-1 (Adaptado de ISO, 1998).....	20
Figura 2.15 – Zona morta em válvulas (Adaptado de FURST, 2001). .	21
Figura 2.16 – Circuito típico para ensaios (Adaptado de ISO, 1998)...	24
Figura 2.17 – Comportamento das pressões das vias de trabalho versus sinal de entrada (Adaptado de ISO, 1998). ....	25
Figura 2.18 – Vazamento interno versus sinal de entrada (Adaptado de ISO, 1998).....	26
Figura 3.1 – Representação simplificada de uma válvula de duas vias.	31
Figura 3.2 – Representação simplificada de uma válvula de quatro vias. ....	32
Figura 3.3 – Variáveis da modelagem da conservação da energia de um fluido escoando em um conduto fechado (Adaptado de LINSINGEN, 2008). ....	33
Figura 3.4 – Mudança na área do orifício de controle com o deslocamento do carretel: a) seção anular e b) seção em canto vivo. . .	35
Figura 3.5 – Modelagem da área de passagem desconsiderando a folga radial entre camisa e carretel.....	38
Figura 3.6 – Modelagem da área de passagem considerando folga radial entre camisa e carretel.....	39



Figura 3.7 – Modelagem da geometria não-linear circular: (a) pórtico circular e (b) evolução não-linear da área de passagem do fluido com $x_c$ (Adaptado de MERRITT, 1967). .....	41
Figura 3.8 – Variação entre área real e área teórica considerando a folga radial.....	42
Figura 3.9 – Condição de abertura do orifício circular: (a) área de abertura parcial e (b) descrição das variáveis.....	43
Figura 3.10 – Coeficiente de descarga para orifícios modelados como tubo curto (Adaptado de KINCELER e DE NEGRI, 2001).....	46
Figura 3.11 – Coeficiente de descarga para orifícios modelados como canto vivo (Adaptado de MERRITT, 1967).....	48
Figura 3.12 – Coeficiente de vazão laminar para diferentes condições do orifício (Adaptado de MERRITT, 1967).....	49
Figura 3.13 - Exemplo de um caminho de escoamento em série com quatro restrições (Retzlaff et al, 2009). .....	51
Figura 3.14 – Modelo baseado em resistências hidráulicas de uma válvula direcional 4 vias.....	52
Figura 3.15 - Geometria da válvula: (a) carretel, (b) camisa e (c) detalhe do rebaixo no pórtico da camisa (Retzlaff et al, 2009).....	53
Figura 3.16 – Identificação da geometria interna da válvula: (a) vista planificada do conjunto camisa e carretel e (b) corte transversal na região de sobreposição constante. ....	54
Figura 3.17 - Diagrama geral do programa de simulações baseado em resistências hidráulicas.....	57

Figura 3.18 – Diagrama detalhado do programa de simulações baseado em resistências hidráulicas.....	58
Figura 3.19 – Vista em corte da válvula direcional do sensor de sobrevelocidade.....	63
Figura 3.20 – Peças principais da válvula direcional: (a) corpo e (b) carretel. ....	64
Figura 3.21 – Ilustração das variáveis de acordo com a geometria interna. ....	64
Figura 3.22 – Vista geral do programa para simulações. ....	68
Figura 3.23 – Vista geral do equacionamento em um dos orifícios de controle. ....	69
Figura 3.24 – Componentes internos da válvula distribuidora: (a) carretel e (b) camisa. ....	70
Figura 3.25 – Área das regiões com sobreposição constante ente camisa e carretel durante a abertura dos orifícios de controle. ....	71
Figura 4.1 – Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico (Ramos Filho, 2009). ....	76
Figura 4.2 – Bancada de testes (Ramos Filho, 2009).....	76
Figura 4.3 – Circuito hidráulico da bancada de ensaios.....	77
Figura 4.4 – Regiões da geometria onde são realizadas as medições dimensionais dos diâmetros: (a) carretel e (b) camisa. ....	81
Figura 4.5 - Regiões da geometria onde são realizadas as medições dimensionais para determinação da sobreposição: (a) carretel e (b) camisa. ....	82

Figura 4.6 – Variação da viscosidade cinemática com a temperatura para diferentes classes de fluido hidráulico (Adaptado de CUTHBERT, 2011). .....	83
Figura 4.7 – Variação da viscosidade com a pressão para diferentes fluidos hidráulicos (Adaptado de LINSINGEN, 2008). .....	84
Figura 4.8 – Resultado da medição do volume da câmara de controle da via de trabalho B na válvula direcional. ....	86
Figura 4.9 – Ensaio de histerese com $t_c = 10s$ . .....	89
Figura 4.10 – Ensaio de histerese com $t_c = 60s$ . .....	89
Figura 4.11 – Ensaio de histerese com $t_c = 120s$ . .....	90
Figura 4.12 - Exemplo de compilação dos dados do ensaio de histerese. ....	91
Figura 5.1 - Validação do modelo por resistências hidráulicas. ....	95
Figura 5.2 – Resultados teóricos e experimentais para o comportamento das pressões pelo modelo de resistências: (a) máxima folga radial e (b) mínima folga radial. ....	97
Figura 5.3 – Comparação teórico-experimental com base na magnitude da sobreposição. ....	98
Figura 5.4 – Curvas de pressão da válvula com comparação da curva de pressão na via A experimental ( $sv = 0,2mm$ ) e da teórica ( $sv = 0,1mm$ ). ....	99
Figura 5.5 – Validação do modelo por vazão de controle. ....	102

Figura 5.6 – Comparação teórico-experimental da relação das pressões pelo modelo da vazão de controle: (a) máxima folga radial e (b) mínima folga radial. ....	103
Figura 5.7 – Variação do vazamento interno com a folga radial. ....	104
Figura 5.8 – Curvas de pressão teórica para folga radial maior no orifício de retorno da via B e igual na via A. ....	105
Figura 5.9 – Curvas de pressão para folga radial maior no orifício de pressão da via B e igual na via A. ....	106
Figura 5.10 – Estimativa da sobreposição em cada via de trabalho. ....	107
Figura 5.11 – Variação do vazamento interno em função da sobreposição. ....	108
Figura 5.12 – Variação do comportamento da pressão na via B em função do $\beta e$ . ....	109
Figura 5.13 – Presença de histerese nas curvas de pressão para tempo de estabilização reduzido. ....	110
Figura 5.14 – Ensaio de histerese para tempo de estabilização de 10 s. ....	111
Figura 5.15 – Ensaio de histerese para tempo de estabilização de 30 s. ....	111
Figura 5.16 – Ensaio de histerese para tempo de estabilização de 60 s. ....	112
Figura 5.17 – Ensaio de histerese para tempo de estabilização de 120 s. ....	112

Figura 5.18 – Histerese teórica para o caso de folga radial idêntica para os orifícios de controle. ....	114
Figura 5.19 – Histerese teórica para o caso de folga radial idêntica para os orifícios de controle mas câmaras com volumes diferentes.....	114
Figura 5.20 – Condições para ensaios de verificação da histerese: (a) configuração inicial e (b) configuração com volume da câmara A estendida.....	115
Figura 5.21 – Comparação entre ensaios experimentais onde câmara A possui volumes diferentes para tempo de estabilização de 10 s. ....	116
Figura 5.22 – Comparação entre ensaios experimentais onde câmara A possui volumes diferentes para tempo de estabilização de 30 s. ....	116
Figura 5.23 – Comparação entre ensaios experimentais onde câmara A possui volumes diferentes para tempo de estabilização de 60 s. ....	117
Figura 5.24 – Comparação entre ensaios experimentais onde câmara A possui volumes diferentes para tempo de estabilização de 120 s. ....	117
Figura 5.25 – Detalhes do sistema de atuação da válvula direcional. .	119
Figura 5.26 – Comparação entre dados teóricos e experimentais. ....	119
Figura 5.27 – Comparação entre modelos para tempo de estabilização de 10s. ....	120
Figura 5.28 – Comparação entre modelos e dados experimentais para excentricidade de 5 $\mu$ m. ....	121
Figura 5.29 – Excentricidade desigual para os orifícios de uma mesma via de trabalho. ....	121

Figura 5.30 – Condição de desigualdade na excentricidade entre os orifícios de uma mesma via de pressão.....	122
Figura 5.31 – Comparativo para o centro hidráulico para uma geometria ideal e uma geometria real. ....	123
Figura 5.32 – Comparativo para o centro hidráulico para uma geometria real com som sobreposição idêntica mas folgas radiais variáveis.....	124
Figura 5.33 – Comparativo para o centro hidráulico entre o ensaio real e simulação teórica com parâmetros reais. ....	125
Figura 5.34 – Determinação dos dois centros hidráulicos, um no avanço e outro no retorno do carretel.....	126
Figura 5.35 – Validação do modelo por vazão de controle da válvula distribuidora. ....	129
Figura 5.36 – Resultados teóricos e experimentais para o comportamento da pressão por vazão de controle: (a) máxima folga radial e (b) mínima folga radial.....	130
Figura 5.37 – Comparação teórico-experimental da sobreposição da válvula do estudo de caso 03.....	131

**LISTA DE TABELAS**

Tabela 2.1 – Identificação dos componentes do circuito de ensaio da norma ISO 10.770-1.....	23
Tabela 3.1 – Lógica para o coeficiente de descarga para tubo curto.....	47
Tabela 3.2 – Lógica para equacionamento do coeficiente de descarga para canto vivo. ....	49
Tabela 3.3 – Área ativas para as diferentes faixas de deslocamento do carretel.....	56
Tabela 3.4 – Mapeamento da área de passagem para os orifícios de controle de geometria linear.....	66
Tabela 3.5 – Mapeamento do diâmetro hidráulico para os orifícios de controle.....	66
Tabela 3.6 – Mapeamento da área de passagem para os orifícios de controle do estudo de caso 3. ....	72
Tabela 3.7 – Mapeamento do diâmetro hidráulico para os orifícios de controle do estudo de caso 3. ....	74
Tabela 4.1 - Componentes do circuito hidráulico da bancada de ensaios. ....	78
Tabela 4.2 – Variação experimental da viscosidade com a temperatura. ....	83
Tabela 4.3 – Resultados das medições dos volumes das câmaras de controle das válvulas. ....	87
Tabela 5.1 – Diâmetros medidos e respectivas incertezas de medição do caso 1 (DE NEGRI <i>et al</i> , 2008).....	93

Tabela 5.2 – Folga radial mínima, média e máxima nos orifício de controle do caso 1 .	94
Tabela 5.3 – Distâncias medidas para determinação da sobreposição para o caso 1 (DE NEGRI <i>et al</i> , 2008).	94
Tabela 5.4 – Sobreposições nos orifícios da válvula do estudo de caso 1 (DE NEGRI <i>et al</i> , 2008).	95
Tabela 5.5 – Diâmetros medidos e respectivas incertezas de medição do caso 2 (DE NEGRI <i>et al</i> , 2008).	100
Tabela 5.6 – Folga radial mínima, média e máxima nos orifício de controle do caso 2.	101
Tabela 5.7 – Distâncias medidas para determinação da sobreposição para o caso 2 (DE NEGRI <i>et al</i> , 2008).	101
Tabela 5.8 – Sobreposições nos orifícios da válvula do estudo de caso 2 (DE NEGRI <i>et al</i> , 2008).	101
Tabela 5.9 – Diâmetros medidos e respectivas incertezas de medição do caso 3.	127
Tabela 5.10 – Folga radial mínima, média e máxima nos orifício de controle do caso 3.	127
Tabela 5.11 – Distâncias medidas para determinação da sobreposição para o caso 3.	128
Tabela 5.12 – Sobreposições nos orifícios da válvula do estudo de caso 3.	128



## SIMBOLOGIA

## PARÂMETROS E VARIÁVEIS

**Alfabeto Latino:**

$A$	Área útil	[m <sup>2</sup> ]
$c$	Largura do rebaixo	[m]
$c_d$	Coefficiente de descarga	[adm]
$D_h$	Diâmetro hidráulico	[m]
$e$	Excentricidade	[m]
$f_r$	Folga radial	[m]
$g$	Aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
$p$	Pressão	[Pa]
$Pe$	Perímetro	[m]
$q_v$	Vazão de controle	[m <sup>3</sup> /s]
$R$	Resistência hidráulica	[kg/m <sup>3</sup> ]
$Re$	Número de <i>Reynolds</i>	[adm]
$s_v$	Sobreposição	[m]
$v$	Velocidade	[m/s]
$V$	Volume	[m <sup>3</sup> ]
$x$	Posição	[m]
$y$	Distância	[m]
$z$	Altura de referência	[m]

**Alfabeto Grego:**

$\beta_e$	Módulo de compressibilidade efetivo	[N/m <sup>2</sup> ]
$\Delta p$	Diferença de pressão no orifício	[Pa]
$\delta$	Coefficiente de vazão laminar	[adm]

$\theta$	Ângulo	[°]
$\mu$	Viscosidade absoluta	[Pa.s]
$\nu$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Massa específica	

### SUPER-ÍNDICES

RCS	Região com sobreposição
RSS	Região sem sobreposição

### SUB-ÍNDICES

A	Via A
<i>ad</i>	Relativo à região do rebaixo adicional
B	Via B
<i>c</i>	Carretel da válvula
<i>i</i>	Ponto de operação
<i>ic</i>	Relativo ao interior da camisa
<i>in</i>	Interno
<i>lam</i>	Relativo ao escoamento laminar
<i>lin</i>	Linear
<i>máx</i>	Máximo
<i>mín</i>	Mínimo
<i>n</i>	Nominal
<i>nlin</i>	Não-linear
<i>o</i>	Relativo ao orifício
<i>s</i>	Relativo ao pórtico da camisa
<i>sc</i>	Segmento circular
<i>sv</i>	Relativo à região com sobreposição constante

<i>r</i>	Relativo ao ressalto do carretel
<i>re</i>	Relativo à região do rebaixo auxiliar
<i>S</i>	Linha de suprimento
<i>t</i>	Total
<i>turb</i>	Relativo ao escoamento turbulento
<i>T</i>	Linha de retorno
<i>0</i>	Inicial

### ABREVIATURAS

CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CH	Centro hidráulico
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
SH	Sistema hidráulico
UPCH	Unidade de potência e condicionamento hidráulico



## RESUMO

Com a crescente necessidade do aumento da precisão e rapidez de resposta dos sistemas hidráulicos de controle de posição, a pesquisa aprofundada do comportamento isolado de componentes hidráulicos tem crescido fortemente haja vista que o conhecimento comportamental detalhado de cada componente pode auxiliar na compreensão de desvios de desempenho do sistema como um todo. A presente dissertação realiza estudos sobre o comportamento de válvulas de controle contínuo direcional, especificamente de válvulas de carretel, que são largamente utilizadas em sistemas hidráulicos de controle de posição, como por exemplo, no posicionamento do anel distribuidor em usinas hidrelétricas. O trabalho avalia a influência de alguns parâmetros da geometria interna das válvulas em seu comportamento hidráulico. Para isso, é desenvolvido um modelo do escoamento interno do fluido tendo como base a equação da vazão através de orifícios que, combinado à modelagem da geometria interna e aos modelos do coeficiente de descarga, reproduz o comportamento das pressões e vazamentos no interior da válvula. A modelagem, que contempla diferentes geometrias e tamanhos nominais de válvulas, é validada pelo confronto entre os dados experimentais obtidos através de ensaios padronizados pela Norma ISO 10.770-1 e os resultados das simulações teóricas. As conclusões obtidas permitem estabelecer uma visão geral da influência da folga radial, sobreposição, excentricidade, volume das câmaras e tempo de estabilização do ensaio sobre características comportamentais como comportamento das pressões, magnitude do vazamento interno, nível de histerese e posição do centro hidráulico.

### **Palavras-chave:**

Sistemas hidráulicos, válvulas direcionais de carretel, vazamento interno, curvas características, histerese.

## ABSTRACT

With the growing need to increase accuracy and speed response of the hydraulic positioning control systems, the detailed research of the isolated behavior of hydraulic components has grown quite considering that the detailed behavioral knowledge of each component can help to understand the deviations in system performance. This thesis conducts a research on the behavior of directional continuous control valves, specifically spool valves, which are widely used in hydraulic position control systems, for example, in positioning control systems of the distributor ring in hydroelectric power plants. The study evaluates the influence of internal geometric parameters such as radial clearance, overlap length in the hydraulic behavior of the directional control valves. A theoretical model based on the internal fluid flow through orifices is developed that, combining modeling of the internal geometry and discharge coefficient models, reproduces both pressure and leakages inside the valve. The modeling which includes different geometries and valve nominal size is validated by comparison between experimental data obtained from standardized tests by ISO 10.770-1 Standard and simulation results obtained with theoretical model. The conclusions lead to establish a global view of the influence of radial clearance, overlap, eccentricity, chambers volume and pressure settling time in behavioral characteristics such as pressure behavior, internal leakage magnitude, hysteresis and hydraulic center position.

### **Keywords:**

Hydraulic systems, spool directional valves, internal leakage, characteristics curves, hysteresis.

## Capítulo 1

**INTRODUÇÃO****1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO**

Com a necessidade de sistemas cada vez mais eficientes, torna-se imprescindível o melhor dimensionamento isolado dos componentes hidráulicos. Isto requer que estudos mais aprofundados sejam realizados para determinar a influência dos principais parâmetros no comportamento de tais componentes, levando a horizontes de desempenho anteriormente jamais imaginados.

Um sistema hidráulico padrão possui um número mínimo de componentes que viabilizam sua utilização. Atualmente é dividido em circuito de potência onde estão o reservatório, o filtro, a bomba hidrostática e a válvula de alívio e em circuito de atuação onde estão a válvula direcional, as válvulas limitadoras de vazão e o atuador. Porém, dependendo do número de funções do sistema hidráulico e/ou complexidade das mesmas, a quantidade de componentes tende a crescer consideravelmente. Como parte fundamental de um sistema de maior complexidade, as válvulas direcionais executam importante função sendo necessário que seu comportamento seja cada vez melhor avaliado. Por isto, o presente trabalho visa elucidar os detalhes do comportamento estático das válvulas de controle contínuo direcional objetivando o aperfeiçoamento do seu projeto.

Atualmente, o mercado brasileiro ainda é muito dependente de tecnologia externa para a solução de problemas envolvendo este tipo de dispositivo. No escopo da geração de energia elétrica, por exemplo, os sistemas hidráulicos são empregados nos setores em que as forças envolvidas são elevadas como a abertura e fechamento do distribuidor da turbina hidráulica. Inserida no sistema hidráulico da aplicação mencionada, têm-se as válvulas distribuidoras que até poucos anos eram totalmente importadas dos seus fabricantes originais, por falta de soluções nacionais, gerando uma apreensão enorme devido à dificuldade em se conseguir até mesmo peças de reposição para as mesmas em caso de necessidade. Porém, nos últimos anos, vários são os estudos nacionais sobre estes componentes, incluindo a fabricação, teste e implantação em campo de válvulas projetadas inteiramente em nosso país.

Desta forma, caminha-se a passos largos para a nacionalização de tecnologias de ponta anteriormente dominadas somente por países desenvolvidos, sendo que esta dissertação contribuirá para a futura consolidação deste cenário.

## **1.2 OBJETIVOS**

### **1.2.1 Objetivo principal**

Determinar a influência de parâmetros da geometria interna das válvulas de controle contínuo direcional de carretel em suas curvas comportamentais características através de uma modelagem detalhada dos fenômenos físicos envolvidos. Isto possibilitará inferir nas características da geometria interna e no processo de fabricação do componente, alavancando o conhecimento teórico e minimizando o tempo despendido tanto na etapa de projeto de novos produtos quanto na investigação e solução de problemas de válvulas em operação.

### **1.2.2 Objetivos específicos**

A conclusão dos objetivos específicos a seguir propiciará alcançar o objetivo principal. São eles:

- Validar os modelos através de confronto dos dados experimentais com os resultados teóricos;
- Caracterizar o fenômeno de histerese nas curvas comportamentais apresentadas na norma ISO 10.770-1;
- Avaliar a influência da incerteza de medição dos instrumentos metrológicos no comportamento das curvas características de pressão e vazamento interno;
- Determinar o tempo de estabilização das pressões nas câmaras de controle da válvula a fim de orientar os ensaios do comportamento das pressões;
- Estudar a forma correta de determinação do centro hidráulico de uma válvula direcional de carretel e os cuidados a serem tomados durante os ensaios.

## **1.3 JUSTIFICATIVAS E CONTRIBUIÇÕES**

A principal justificativa deste estudo é que atualmente muitas indústrias necessitam que suas válvulas proporcionais direcionais, especialmente as de grande porte por serem de fabricação quase unitária, se-



jam modernizadas ou até mesmo substituídas por componentes novos. Assim, modernizar, neste contexto, significaria primeiramente avaliar as condições da geometria interna da válvula para que possam ser feitas as correções necessárias a fim de que seu comportamento seja restabelecido aos padrões aceitáveis. Substituir, significaria projetar novas válvulas que atendam aos requisitos normativos impostos e que também possam ter um comportamento otimizado em relação a sua antecessora.

As contribuições gerais deste trabalho são elencadas como:

- Diminuição do tempo de análise de inconsistências do comportamento hidráulico de válvulas que podem ser originadas por desvios de fabricação ou desgastes na geometria interna do componente;
- Aproximação dos campos da simulação e da experimentação com o intuito da obtenção de resultados teóricos mais exatos sem a necessidade imediata da construção de protótipo para comprovação experimental;
- Os resultados a serem obtidos neste trabalho contribuirão como fonte de referência para projetos de válvulas direcionais;
- Propiciar um maior conhecimento dos fenômenos físicos internos deste componente hidráulico, transformando-se como fonte de consulta futura.

## 1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O conteúdo desta dissertação é apresentado em seis capítulos contemplando desde o embasamento teórico até os resultados obtidos.

No capítulo 2 é apresentada uma revisão dos conteúdos fundamentais da mecânica dos fluidos e das características geométricas e comportamentais de válvulas direcionais contextualizando o estudo dentro da área maior da hidráulica.

No capítulo 3 é apresentada a modelagem matemática desenvolvida na qual são apresentadas as equações utilizadas nos modelos teóricos que, convenientemente associadas, produzem uma ferramenta computacional a fim de estudar as alterações de comportamento das válvulas direcionais de controle contínuo.

No capítulo 4 é descrita a bancada experimental e a instrumentação utilizada nos ensaios de validação juntamente com os procedimentos para levantamento dos parâmetros dos modelos teóricos.

No capítulo 5 é realizada a validação teórico-experimental através de confronto entre os resultados teóricos e os dados experimentais.

Posteriormente, são feitas análises teóricas para qualificar as alterações no comportamento das pressões nas vias de trabalho e do vazamento interno frente às modificações em parâmetros da geometria interna e em condições de ensaio.

No capítulo 6 são apresentadas as conclusões gerais do trabalho além da motivação para estudos evolutivos deste projeto.

## Capítulo 2

**VÁLVULAS DE CONTROLE CONTÍNUO DIRECIONAL**

Os sistemas hidráulicos possuem como principal característica a baixa relação peso/potência. Este é seguramente um dos motivos pelos quais o setor industrial como um todo, especialmente os que empregam máquinas de grande porte, pregam pelo uso da hidráulica nos acionamentos dos seus dispositivos. Entretanto, uma das maiores desvantagens destes sistemas são as perdas por vazamentos internos devido ao aumento das folgas de contato entre as partes mecânicas móveis dos componentes ao longo de sua vida operacional. Isto acarreta diminuição considerável da eficiência do sistema, da vida dos equipamentos e da exatidão dos movimentos. Com isto, os fabricantes de componentes hidráulicos tendem a evoluir gradativamente no conhecimento teórico em busca de componentes de alto desempenho.

Diferentemente dos sistemas tradicionais ON/OFF, que visam a realização de ações discretizadas e sequenciadas por uma lógica pré-determinada, os sistemas de controle possuem como função principal a realização de uma ou mais ações que são observadas ao longo do tempo e cuja modificação decorre da aplicação de sinais de entrada. Segundo De Negri (2001), estas ações podem ser a regulagem de posição, velocidade ou força em um atuador, ou de vazão ou pressão em um circuito. Para tornar possível este funcionamento, é necessário que sejam usados componentes que respondam proporcionalmente ao sinal de referência. Neste contexto estão inseridas as válvulas de controle contínuo direcional que são os elementos chave deste trabalho.

A ação de regular envolve a limitação de energia no sistema a qual é realizada através do ajuste do valor da potência hidráulica do sistema por intermédio de componentes que alteram a magnitude da vazão e/ou pressão. Este controle de energia é realizado por controle resistivo ou por controle conservativo. O resistivo é aquele no qual a ação de limitação está atrelada a grande dissipação de energia e é obtido por válvulas que disponibilizam qualquer nível de energia desejado transformando o excedente em energia térmica. Em contrapartida, o conservativo é realizado através de pequena dissipação de energia comumente observado em bombas e motores de deslocamento variável

onde somente uma pequena quantidade de energia é gasta para a realização do controle (LINSINGEN, 2008).

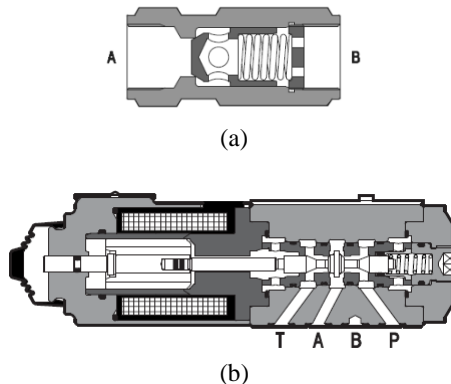
O controle da pressão é de fundamental importância devido à questão de segurança frente a sobrecargas no sistema, mas em especial pela necessidade do controle de forças e torques de atuação, sendo obtido através de válvulas ou de bombas de deslocamento variável.

O controle de vazão tem como foco a limitação das velocidades de atuação do sistema onde é comumente aplicado o controle resistivo através de orifícios de área de passagem fixa ou variável.

Já o controle da direção do fluido é realizado por válvulas direcionais que promovem o desvio ou interrupção do escoamento, como e quando for necessário, sendo executado de forma discreta no controle clássico e de forma contínua no controle proporcional.

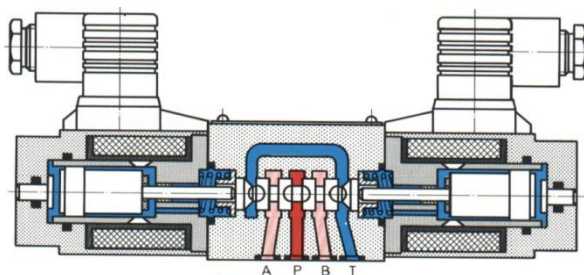
As válvulas direcionais possuem como função básica o controle da direção do fluido hidráulico e são convenientemente associadas de acordo com as necessidades operacionais de cada circuito hidráulico. Estas necessidades parecem básicas quando inseridas em sistemas convencionais, no entanto para sistemas de controle de posição, por exemplo, existem características muito mais específicas do que simplesmente o número de vias e posições, o tipo de elemento de comando e a forma dos elementos internos os quais representam satisfatoriamente as válvulas direcionais dos sistemas ON/OFF.

O tipo mais simples de válvula direcional é a válvula de retenção a qual permite o escoamento livre somente em um dos sentidos da linha, bloqueando-o no sentido inverso. Já as formas construtivas de válvulas direcionais mais utilizadas são a de assento e a de carretel deslizante, onde seus locais de utilização dentro do sistema hidráulico são determinados pela função que devem desempenhar. As válvulas de assento se constituem por combinações convenientes de retenções propiciando direcionar o escoamento da forma desejada, surgindo assim, as válvulas direcionais com mais de duas vias. Tanto as válvulas de retenção como as de assento são isentas de vazamentos internos, o que eleva sua aplicabilidade em situações nas quais a estagnação de movimento é requerida. Na Figura 2.1 são apresentadas ilustrações de modelos básicos de uma válvula de retenção (Figura 2.1a) e de uma válvula de assento (Figura 2.1b). Maiores informações sobre estes tipos de válvulas direcionais podem ser obtidas em Linsingen (2008).



**Figura 2.1** – Exemplos de válvulas direcionais de (a) retenção e (b) de assento (ATOS, 2011).

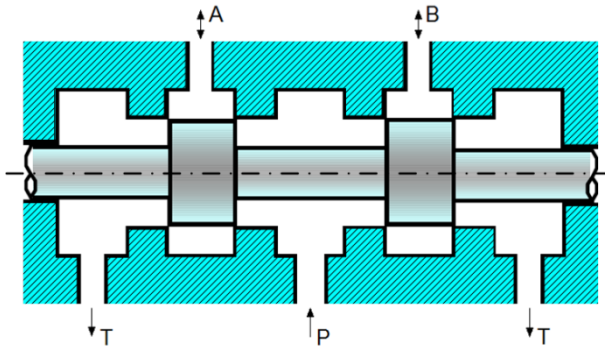
Já as válvulas de carter deslizante, configuração geométrica das válvulas utilizadas nesta dissertação e detalhadas a seguir, são as de aplicação mais difundida, pois, segundo Linsingen (2008), possuem bom equilíbrio hidráulico e permitem a compensação das forças de escoamento, o que reduz as forças de acionamento. Sua geometria interna serve de base para as válvulas proporcionais e servoproporcionais. Segundo Ramos Filho (2009), as válvulas proporcionais (Figura 2.2) movem seu carter de maneira diretamente proporcional a um sinal de comando através de solenóides, mas não possuem qualquer meio automático de correção de erro de posicionamento (realimentação) internamente à válvula. As válvulas servoproporcionais são acrescidas de um transdutor de posição cuja função é medir continuamente a posição do núcleo do solenóide, permitindo o controle do deslocamento do carter por meio de realimentação elétrica.



**Figura 2.2** – Válvula proporcional de carter deslizante com quatro vias (REXROTH, 1991).

## 2.1 VÁLVULAS DE CARRETEL DESLIZANTE

Segundo Merritt (1967), as válvulas de carretel deslizante são classificadas pelo número de vias de escoamento, ou seja, portas de vazão (2, 3 ou 4) disponíveis para utilização, pelo número de ressaltos do carretel e pelo tipo de centro na posição neutra da válvula. São dispositivos constituídos basicamente de um corpo perfurado com câmaras internas onde em seu interior desliza um êmbolo cilíndrico escalonado de forma semelhante a um carretel. O movimento relativo entre o corpo e o carretel determina qual a via de trabalho estará ligada à via de pressão do sistema e qual estará ligada ao reservatório. A Figura 2.3 ilustra a estrutura interna de um modelo de quatro vias.



**Figura 2.3** – Válvula direcional de carretel deslizante de quatro vias.

Esta configuração construtiva estabelece uma característica importante neste tipo de válvula que é a de não possuir vedação total contra vazamentos internos entre as regiões com pressões distintas. Tal característica será explorada adiante juntamente com as demais que afetam significativamente o comportamento hidráulico da válvula.

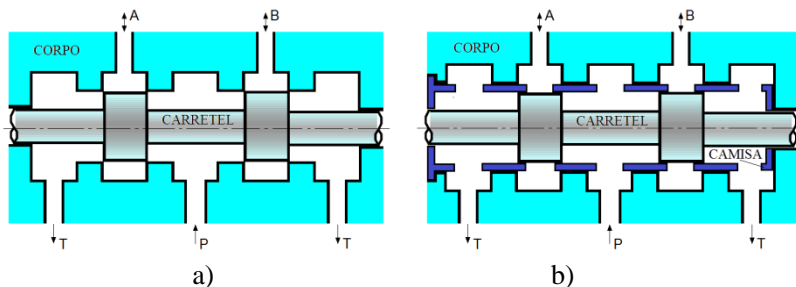
Em princípio, no nível da concepção teórica, o carretel pode assumir infinitas posições entre estados extremos o que confere um caráter de continuidade à função direcional. Isto o possibilita a realizar outras funções de controle resistivo conjuntas, como controle de vazão e/ou pressão. A exatidão requerida para estas funções adicionais de controle é muito maior de modo que as exigências de fabricação e os procedimentos de compensação dos desvios de fabricação tornam-se significativas aumentando o custo e limitando a utilização de tais concepções (LINSINGEN, 2008).

As válvulas de carretel produzem baixa perda de carga com vazões elevadas devido aos elevados ganhos de área e deslocamento do carretel. Comercialmente, estão disponíveis válvulas direcionais com vazão entre 10 L/min e 1.500 L/min ( $\Delta p_t = 10$  bar). Entretanto, devido às aplicações específicas como em sistemas hidráulicos de controle de posição do anel distribuidor da turbina de usinas hidrelétricas, há a necessidade de válvulas proporcionais de alta vazão (maior que 1.500 L/min). Estas válvulas são de duplo estágio onde o estágio piloto é normalmente controlado por válvulas proporcionais de prateleira, com vazão nominal de até 60 L/min e pressão de até 350 bar.

Para o melhor entendimento do comportamento das válvulas de carretel, é necessário o conhecimento de suas principais características geométricas e comportamentais que serão apresentadas a seguir.

### 2.1.1 Características geométricas

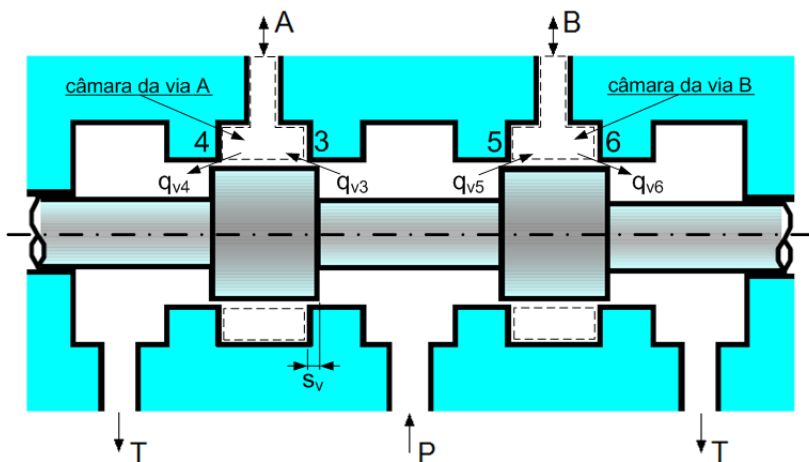
A configuração construtiva básica (Figura 2.4a) de uma válvula direcional de controle contínuo é o corpo no qual são usinados os pórticos das vias de trabalho, e o carretel, onde estão os ressaltos. O posicionamento relativo entre o ressalto e o pórtico determina as características do comportamento hidráulico da válvula. Uma configuração típica em válvulas de grande porte (Figura 2.4b) é a corpo, camisa e carretel. Esta estrutura construtiva proporciona facilidades na usinagem, pois a usinagem de precisão, que determina a folga radial e a sobreposição da válvula, fica restrita ao conjunto camisa e carretel que possui dimensões menores se comparados ao corpo.



**Figura 2.4** – Configurações estruturais típicas: (a) corpo/carretel e (b) corpo/camisa/carretel.

Os orifícios de controle são as restrições físicas pelas quais o fluido hidráulico escoa durante seu deslocamento pelo interior da válvula. Um orifício de controle é caracterizado como qualquer área restritiva onde exista passagem de fluido devido a uma diferença de pressão entre a região de entrada e a região de saída do orifício. Normalmente, uma válvula proporcional direcional possui quatro orifícios de controle principais, sendo que a geometria da área do orifício pode variar ao longo do deslocamento do carretel formando as mais diversas áreas de passagem. Conforme ilustrado na Figura 2.5, os orifícios principais são:

- orifício 3: restrição de passagem entre a via de suprimento e a via de trabalho A;
- orifício 4: restrição de passagem entre a via de trabalho A e via para reservatório;
- orifício 5: restrição de passagem entre a via de suprimento e a via de trabalho B;
- orifício 6: restrição de passagem entre a via de trabalho B e via para reservatório.



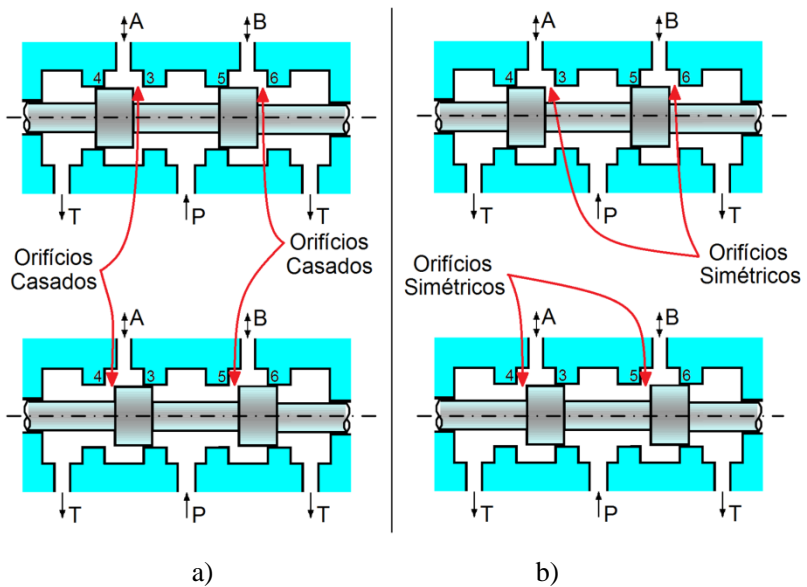
**Figura 2.5** – Nomenclatura típica dos orifícios de controle na modelagem teórica de válvulas direcionais (Adaptado de DE NEGRI, 2001).

Segundo Furst e De Negri (2002), os orifícios de controle podem ser casados e/ou simétricos. Uma válvula com orifícios casados (Figura 2.6a) são aquelas em que, a partir de um mesmo sinal de controle (positivo ou negativo), os orifícios de controle de cada via apresentam a mesma área equivalente proporcionando vazões iguais em todos os pa-



res de vias. Já válvulas com orifícios de controle simétricos (Figura 2.6b) gera a mesma abertura dos orifícios de controle de uma das vias quando acionada para ambos os lados e, conseqüentemente, fornece o mesmo valor de vazão para um sinal de entrada positivo ou negativo.

Estas condições de simetria são determinadas pela forma geométrica do orifício e também pela sobreposição existente em cada orifício de controle. Logo, ocorrendo sobreposição diferente ao especificado em projeto ou fora da tolerância de fabricação em um ou mais orifícios, corre-se o risco de alterar as condições de simetria pré-definidas, além de modificar o comportamento hidráulico esperado. Merritt (1967) adverte que um grande cuidado deve ser tomado na manufatura da válvula para garantir que os orifícios estejam simétricos e casados, caso contrário a válvula exibirá uma alteração no ganho de vazão próximo a região central.



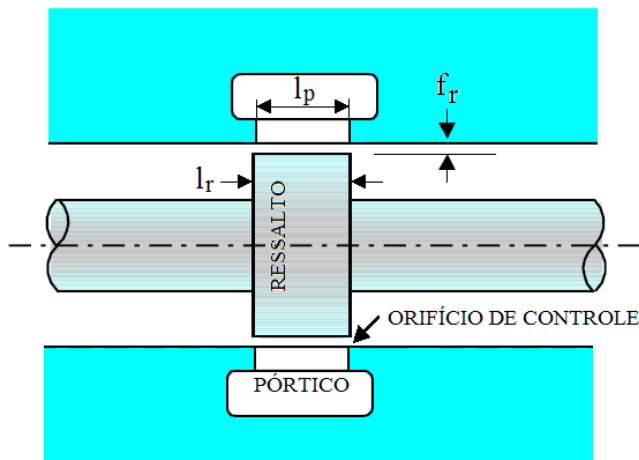
**Figura 2.6** – Tipos de orifícios em válvulas direcionais, (a) Orifícios casados, (b) Orifícios simétricos (DO CARMO, 2003).

Após o conhecimento geral da geometria interna das válvulas direcionais de carretel, são descritas as características geométricas que

foram selecionadas para estudar as variações comportamentais das válvulas proporcionais.

### 2.1.1.1 Folga radial

A folga radial ( $f_r$ ) é a região compreendida entre corpo e carretel ou camisa e carretel, dependendo da configuração, que permite a movimentação relativa entre a parte móvel (carretel) e a parte fixa (corpo ou camisa) e é por onde o fluido escoa durante o período em que há diferença de pressão entre as câmaras internas da válvula. A Figura 2.7 ilustra um exemplo de configuração geométrica ampliada para visualização da localização da folga radial.



**Figura 2.7** – Apresentação dos parâmetros: folga radial ( $f_r$ ), largura do ressalto do carretel ( $l_r$ ) e largura do pórtico do corpo ( $l_p$ ) (Adaptado de DE NEGRI, 2001).

É um dos parâmetros que mais influencia na quantidade de fluido hidráulico perdida por vazamento durante a operação da válvula. Assim, em uma condição ideal, seriam fabricadas válvulas com geometria interna perfeita que possibilitasse a ausência de vazamentos internos, ou seja, folga nula. Porém, tendo em vista a impossibilidade de fabricação mecânica advinda de tal condição ideal, trabalha-se com uma pequena folga entre camisa e carretel que possibilite a lubrificação e o deslocamento relativo entre camisa e carretel com o mínimo de atrito.

Visando minimizar estas perdas, é preciso trabalhar com folgas radiais pequenas<sup>1</sup> o que exige máquinas de usinagem com características diferenciadas, elevando o custo de fabricação das válvulas. Mesmo com máquinas de alto nível, é certo que a folga radial não apresenta uma constância em valor ao longo do conjunto camisa-carretel já que a incerteza de medição é fonte suficiente para comprovar tal afirmação.

Outro ponto importante para o estudo da folga radial é a determinação dos materiais de que são feitos os componentes da válvula, pois, com variações significativas na temperatura de trabalho, a folga pode variar consideravelmente devido à dilatação térmica desigual dos materiais envolvidos. Assim, para análises mais exatas, é necessário levar em consideração se camisa e carretel são do mesmo material onde o efeito de dilatação térmica seria equivalente ou se camisa e carretel são de materiais diferentes, tornando o coeficiente de dilatação térmica uma importante variável na análise da folga radial.

Logo, evidencia-se a necessidade de tolerâncias dimensionais e de forma mais justas para que seja garantida uma faixa de folga radial que não comprometa o desempenho hidráulico da válvula. Assim, no capítulo 5 serão estudadas situações teóricas que mostram a influência de variações da folga radial no comportamento de pressões e vazamentos internos.

### **2.1.1.2 Sobreposição**

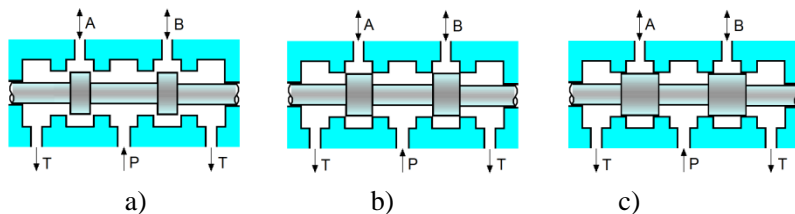
A sobreposição ( $s_p$ ), também chamada de recobrimento, é diferença entre a largura do ressalto ( $l_r$ ) do carretel e a largura do pórtico ( $l_p$ ) da via de trabalho, quer seja no corpo ou na camisa. Esta relação determina o três tipos de centros possíveis em válvulas direcionais de carretel deslizante. Caso a diferença seja negativa, tem-se sobreposição negativa ou centro subcrítico. Caso a diferença seja nula, tem-se sobreposição nula ou centro crítico. Caso a diferença seja positiva, tem-se sobreposição positiva ou centro supercrítico (LINSINGEN, 2008 e FURST, 2002).

Cada tipo de centro, ilustrados na Figura 2.8, gera características peculiares para a válvula. Exemplificando, segundo Merritt (1967), válvulas supercrítico não são desejáveis devido à presença de zona morta no ganho de vazão, mas são utilizadas em sistemas com acumuladores porque evitam a operação contínua das bombas hidráulicas para manter

---

<sup>1</sup> A folga radial em válvulas direcionais de controle contínuo é em torno de 5  $\mu\text{m}$ . Dimensão que pode variar de acordo com a funcionalidade da válvula e o nível de contaminação que ela deverá suportar em operação.

a pressão do sistema. Já válvulas de centro aberto (centro subcrítico) possuem um alto vazamento interno como desvantagem, mas auxiliam em aplicações que necessitam de vazão contínua evitando desvio do fluido pela válvula de alívio o que minimiza o aumento da temperatura do fluido.



**Figura 2.8** – Tipos de centro em válvulas de carretel: (a) subcrítico, (b) crítico e (c) supercrítico (Adaptado de DO CARMO, 2003).

O presente estudo é restrito ao comportamento em regime permanente de válvulas com sobreposição positiva, pois, em conjunto com as de sobreposição nula, são as mais utilizadas na atualidade.

### 2.1.2 Grandezas características

Devido às incertezas mecânicas presentes em qualquer processo de fabricação, é mecanicamente impossível a construção de duas peças iguais. Porém, pode-se construir peças semelhantes que, estando dentro de uma mesma tolerância dimensional, tendem a propiciar comportamentos hidráulicos praticamente iguais. Desta forma, é preciso estabelecer métodos de análise padronizados para auxílio na determinação das corretas tolerâncias dimensionais que garantirão semelhança qualitativa e quantitativa entre duas válvulas de mesmas características.

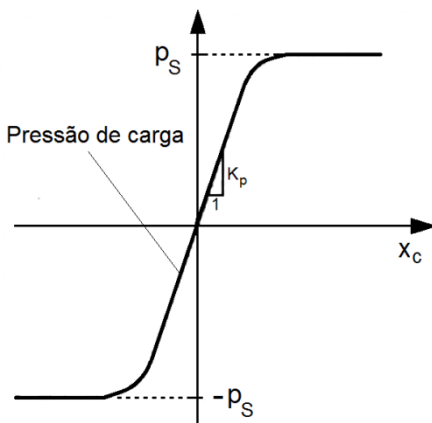
Muitas são as grandezas características que podem ser avaliadas em válvulas proporcionais direcionais. Citam-se como as principais: zona morta, ganho de vazão, ganho de pressão, histerese, vazamento interno, frequência natural e tempo de resposta ao degrau. Estas são as particularidades que determinam o comportamento de cada válvula e que auxiliam na comparação e posterior especificação do componente a ser utilizado.

Como o objetivo principal deste trabalho é o estudo da influência da geometria dos componentes funcionais no comportamento de válvulas de controle contínuo direcional, escolheram-se as características que

mais seriam influenciadas por variações na geometria. Assim, na sequência, são descritas as características selecionadas juntamente com sua forma de obtenção.

### 2.1.2.1 Ganho de pressão

O ganho de pressão ( $K_p$ ) é a inclinação em um ponto específico de operação da curva de comportamento da pressão em cada via de trabalho pelo sinal de entrada, seja posição, tensão ou corrente de controle. Uma forma alternativa de apresentação do resultado é através da diferença das pressões nas vias de trabalho, também chamada de pressão de carga (Figura 2.9). O procedimento do ensaio experimental para o levantamento desta curva é descrito na seção 2.3.2.1.



**Figura 2.9** – Curva típica do ensaio de ganho de pressão (MERRITT, 1967).

O comportamento do ganho de pressão, principalmente na região central da válvula, é bem sensível às variações do deslocamento do carretel. Tal sensibilidade é mais evidente em válvula de centro crítico e sub-crítico, porém também em válvula com sobreposição pequena. A influência da sobreposição nas curvas de pressão da válvula será apresentada no capítulo 5.

Assim, esta característica permite a avaliação de dois aspectos comportamentais importantes das válvulas. O primeiro é comportamento pontual das pressões nas vias de trabalho onde podem ser observados erros de projeto ou fabricação que causam alterações nas curvas de pressão ao longo da região de controle da válvula. O segundo é a determina-

ção do centro hidráulico da válvula, exposto com mais detalhes na seção a seguir.

### **2.1.2.2 Centro hidráulico**

Segundo Johnson (2011), o centro hidráulico é o ponto onde as pressões nas vias de trabalho tornam-se iguais, ou seja, a pressão de carga é nula. A localização deste ponto é de fundamental importância principalmente para sistemas hidráulicos de controle de posição que trabalham em malha fechada. Assim, quando é preciso a ausência de movimento no atuador simétrico, deve-se posicionar a válvula direcional em seu centro hidráulico. Esta condição deve ser adaptada quando se está trabalhando com atuadores assimétricos, pois para estes a posição nula da válvula direcional deve ser configurada no ponto em que as pressões, atreladas ao diferencial de áreas do atuador, propiciem igualdade de forças em ambos os sentidos do êmbolo do atuador.

Para melhor compreensão desta característica, é necessário esclarecer a diferença entre o centro hidráulico e centro geométrico. O centro hidráulico foi descrito acima e refere-se ao sinal de entrada no qual a pressão de carga é nula. Já o centro geométrico corresponde ao sinal de entrada no qual a posição do carretel é nula. Muitos entendem como sendo o mesmo ponto, mas não necessariamente serão. Dependendo das configurações da geometria interna, o centro hidráulico pode estar deslocado significativamente com relação ao centro geométrico. A Figura 2.10 mostra a coincidência entre os centros hidráulico e geométrico. Já a Figura 2.11 ilustra o centro hidráulico deslocado devido à diferença entre as folgas radiais da via de trabalho A e da via B.

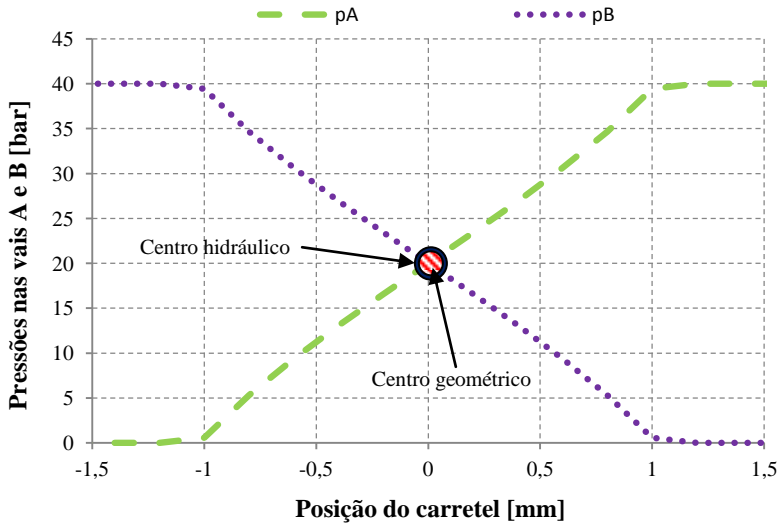


Figura 2.10 – Centro hidráulico e centro geométrico coincidentes.

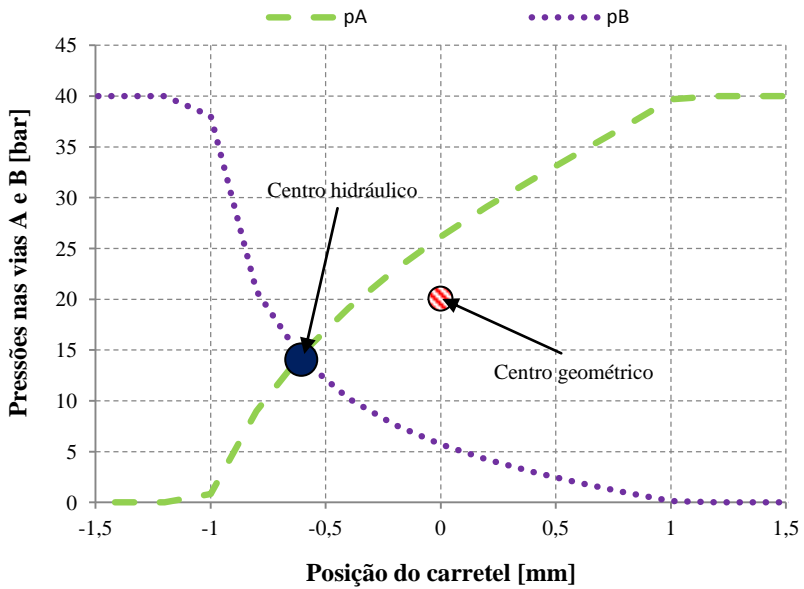


Figura 2.11 – Centro hidráulico e centro geométrico não coincidentes.

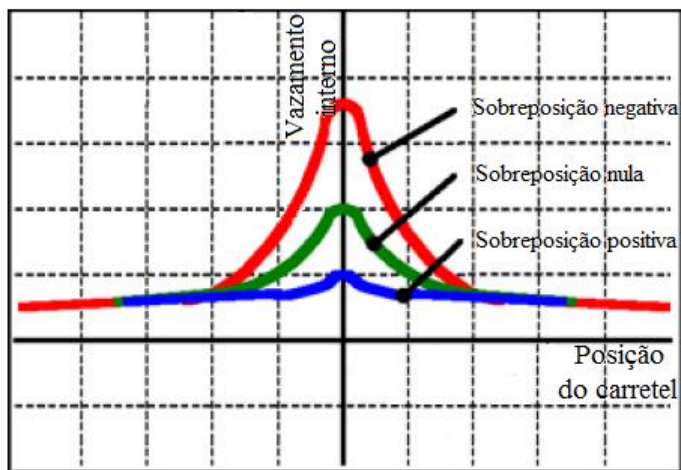
A necessidade do conhecimento da localização do centro hidráulico é importante, pois, assim, pode-se ajustar o *offset* da válvula garantindo que, em caso de condição de estagnação do atuador hidráulico, existirá pressão de carga nula entre as vias de trabalho da válvula.

No capítulo 5 será apresentado o efeito da variação de alguns parâmetros no deslocamento do centro hidráulico das válvulas e a influência de sua correta determinação em uma malha de controle de posição.

### 2.1.2.3 Vazamento interno

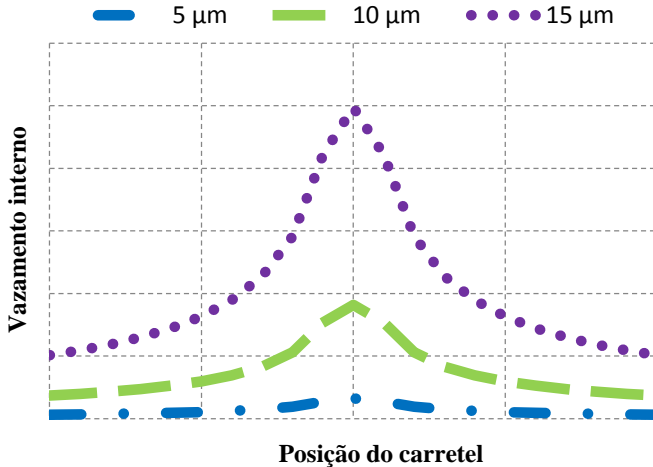
O vazamento interno é a perda de fluido do interior da válvula entre a via de suprimento e a via de retorno. Apesar deste vazamento ser benéfico para a lubrificação das peças mecânicas, é em parte indesejado, pois diminui a vazão disponível nas vias de trabalho além de comprometer a eficiência energética.

A magnitude do vazamento interno é fortemente influenciada por duas características geométricas: sobreposição e folga radial. Conforme mostrado em MERRITT (1967), para uma mesma queda de pressão, quanto maior a sobreposição, menor o vazamento (Figura 2.12) e quanto maior a folga, maior o vazamento (Figura 2.13). Assim, a tendência seria fabricar válvula com a maior sobreposição e a menor folga possível. Porém, cada uma dessas características geométricas possui influência sobre outras características comportamentais como é o caso da sobreposição sobre a zona morta e a folga sobre a histerese.



**Figura 2.12** – Vazamento interno para diferentes magnitudes de sobreposição (Adaptado de OHTAGURO, 2004).





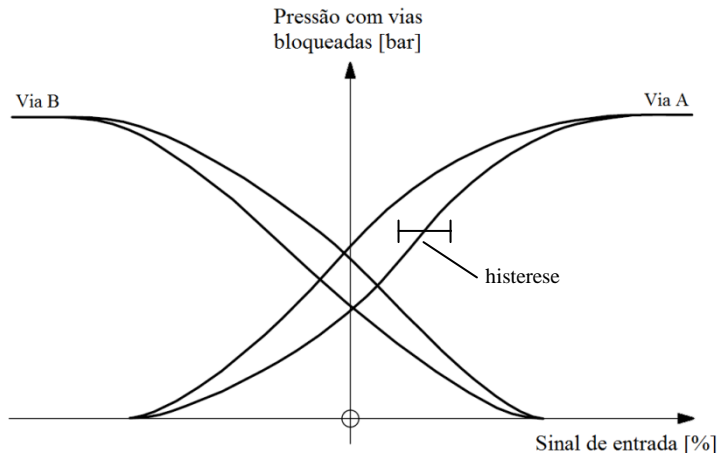
**Figura 2.13** – Vazamento interno para diferentes magnitudes de folga radial.

Neste cenário, é necessária a conciliação entre sobreposição e folga radial para a determinação de um ponto ótimo de trabalho. Para isto, é preciso o conhecimento qualitativo de cada característica no comportamento da válvula direcional e, principalmente, a utilização de uma ferramenta teórica que possibilite o estudo de novas configurações geométricas sem a necessidade de construção imediata de protótipos.

#### **2.1.2.4 Histerese**

Segundo a norma ISO 5598 (ISO, 2008), histerese é a máxima diferença de um sinal de entrada para um mesmo sinal de saída ocorrendo em um ciclo completo da faixa total possível do sinal de entrada.

Assim, esta característica está presente na dinâmica de diversas variáveis de um componente, como a medição da posição, da pressão, da vazão, quer seja devido a influências elétricas, mecânicas ou eletromagnéticas. Porém, a histerese de interesse para este trabalho é a identificada na curva de pressão na norma ISO 10.770-1 (ISO, 1998) (Figura 2.14).

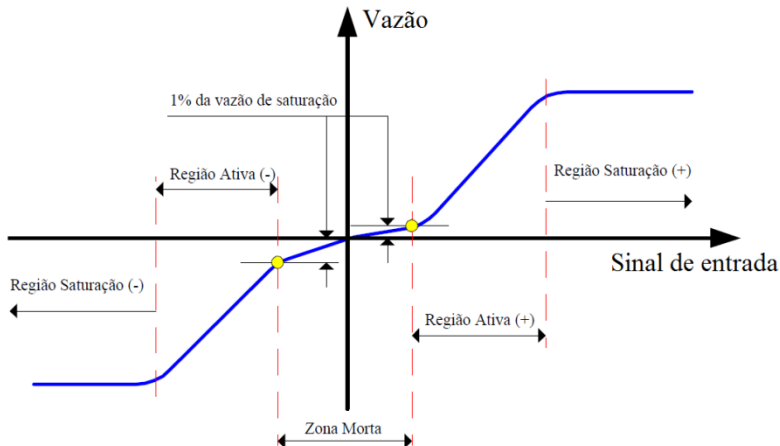


**Figura 2.14** – Histerese na pressão da via de trabalho da válvula apresentada na norma ISO 10.770-1 (Adaptado de ISO, 1998).

O aparecimento da histerese nas curvas de pressão era previamente tido como sendo efeito da sobreposição existente na válvula. Porém, será visto no capítulo 5 que a histerese presente na curva de pressão é devida a um procedimento inadequado no momento do ensaio com relação ao tempo de estabilização pontual e que sua magnitude é dependente de fatores geométricos da válvula.

#### **2.1.2.5 Zona morta**

A zona morta (Figura 2.15) é a região próxima ao centro do carretel em que a vazão é menor que 1% da vazão nominal da válvula (FURST, 2001). Segundo Andrighetto (1996), além da sobreposição do carretel, atritos de Coulomb e estático entre camisa e carretel também são fatores para a existência da zona morta.



**Figura 2.15** – Zona morta em válvulas (Adaptado de FURST, 2001).

A sua determinação normalmente é feita através da curva de vazão pela posição do carretel, utilizando caros transdutores de vazão. Porém, Valdiero, Guenther e De Negri (2005) descrevem uma nova metodologia para a determinação da zona morta através da curva de pressão pelo deslocamento do carretel de forma dinâmica.

O ensaio de comportamento das pressões apresentado na seção 2.3.2.1, ilustra uma forma de visualização aproximada da zona morta através de um ensaio em condições de regime permanente. Este procedimento auxilia no julgamento da qualidade da fabricação da válvula, pois possibilita visualizar erros dimensionais grosseiros.

### **2.1.2.6 Tempo de estabilização das pressões**

Esta característica é definida como o tempo necessário para a estabilização da pressão na câmara de controle de cada via de trabalho após uma variação na posição do carretel durante os ensaios de desempenho descrito na seção seguinte.

Conforme será discutido no capítulo 5, esta característica é influenciada pela folga radial dos orifícios de controle e pelo volume da câmara de controle da via da válvula. Intuitivamente, avalia-se que quanto menor a folga radial e maior a câmara de pressão, maior será o tempo de estabilização da pressão na via de trabalho da válvula devido ao aumento das restrições de passagem do fluido pelo interior da válvula e ao maior volume de fluido sujeito a compressão ou descompressão.

## 2.2 ENSAIOS DO COMPORTAMENTO ESTÁTICO

Procura-se a obtenção de parâmetros reais do comportamento das válvulas que possam servir de base para o estudo teórico da influência das características da geometria dos componentes funcionais da válvula no seu comportamento hidráulico. Baseado neste contexto, são tomados como procedimento para tal levantamento os ensaios de desempenho descritos pelas normas da série ISO 10.770 (ISO, 1998) a qual relata os ensaios e seus respectivos procedimentos experimentais que auxiliam na determinação das características estáticas e dinâmicas tanto de servoválvulas como de válvulas proporcionais. A norma é dividida em três partes principais onde a primeira descreve os ensaios para válvulas de 4 vias, a segunda para válvulas de 3 vias e a terceira para válvulas de controle de pressão.

Como as válvulas utilizadas neste trabalho foram exclusivamente as de 4 vias, todos os procedimentos são fundamentados na primeira parte da norma (ISO 10.770-1) cujos ensaios de interesse são descritos nas seções posteriores.

Apesar das válvulas utilizadas não serem eletricamente moduladas, ou seja, são acionadas manualmente ou por intermédio de acionamento externo, os procedimentos dos ensaios são válidos.

Toda a análise de sensibilidade realizada é baseada nos dois ensaios normatizados apresentados nas seções 2.3.2.1 e 2.3.2.2. Além de possibilitar a repetibilidade dos resultados experimentais, a padronização dos ensaios eleva ao aumento da confiabilidade dos resultados adquiridos.

### 2.2.1 Norma ISO 10.770-1

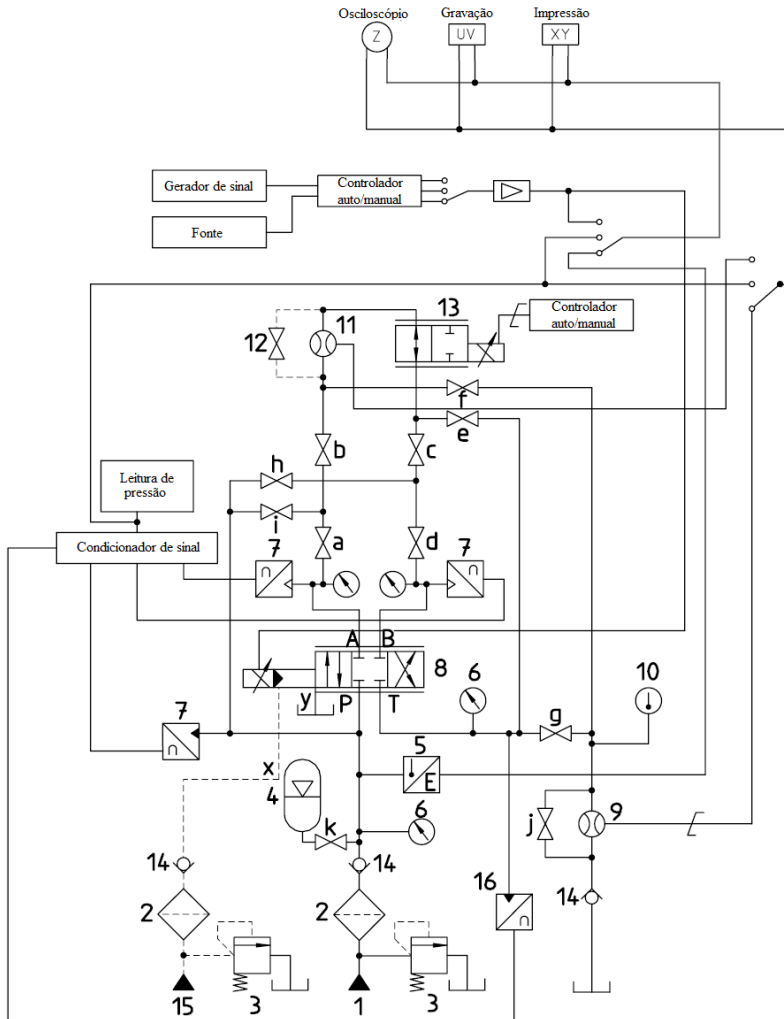
A norma ISO 10.770-1 descreve os procedimentos para ensaios de instalação, elétricos, de desempenho, de durabilidade, além das condições padrão de ensaios, apresentação de resultados, etc. Ela abrange ainda os métodos de aceitação e de qualificação para válvulas proporcionais eletricamente moduladas.

Apesar da norma especificar ensaios para a determinação das mais diversas características, as que foram relevantes para este trabalho são as seções que tratam sobre o levantamento de características hidráulicas como o comportamento das pressões e o vazamento interno ao longo do deslocamento do carretel da válvula porque são monitoráveis e geram resultados válidos para qualquer tamanho nominal de válvula.

A Tabela 2.1 apresenta a relação dos itens principais do diagrama hidráulico e a Figura 2.16 mostra o diagrama hidráulico da bancada padrão que contempla todos os ensaios descritos na norma.

**Tabela 2.1** – Identificação dos componentes do circuito de ensaio da norma ISO 10.770-1.

<b>Identificação</b>	<b>Descrição</b>
<b>1</b>	Fonte de energia hidráulica
<b>2</b>	Filtro
<b>3</b>	Válvula de alívio
<b>4</b>	Acumulador
<b>5</b>	Sensor de temperatura
<b>6</b>	Manômetro
<b>7</b>	Transdutor de pressão
<b>8</b>	Válvula em teste
<b>9</b>	Transdutor de vazão (vazamento interno)
<b>10</b>	Indicador de temperatura
<b>11</b>	Transdutor de vazão (vazão nominal)
<b>12</b>	By-pass opcional
<b>13</b>	Válvula direcional
<b>14</b>	Válvula de retenção
<b>15</b>	Fonte de energia hidráulica para pilotagem
<b>16</b>	Transdutor de pressão elétrico
<b>a até k</b>	Registros de esfera



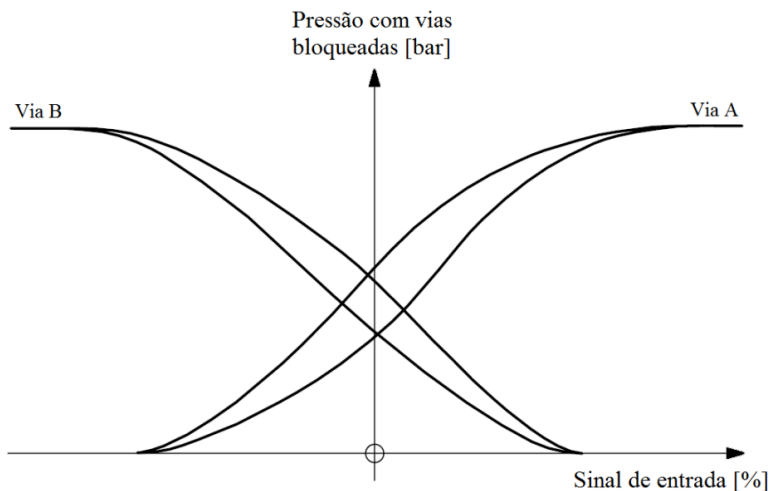
**Figura 2.16** – Circuito típico para ensaios (Adaptado de ISO, 1998).

Na sequência, são expostos os dois principais ensaios de desempenho utilizados, suas características, procedimentos experimentais e forma de apresentação dos resultados. Ambos os ensaios são realizados em condições de regime permanente onde se evita qualquer efeito dinâmico no decorrer do ensaio.

### 2.2.1.1 Ensaio de pressão

Conforme ISO (1998), o objetivo deste ensaio é determinar o comportamento das pressões nas vias de trabalho A e B versus o sinal de entrada sendo realizado da seguinte forma:

- bloquear as vias de trabalho A e B;
- ajustar a pressão de suprimento;
- seleccionar a amplitude do sinal de entrada que seja suficiente para atingir a pressão de suprimento em ambas as vias de trabalho;
- variar vagarosamente o sinal de entrada ao longo da faixa selecionada;
- construir um gráfico conforme Figura 2.17.



**Figura 2.17** – Comportamento das pressões das vias de trabalho versus sinal de entrada (Adaptado de ISO, 1998).

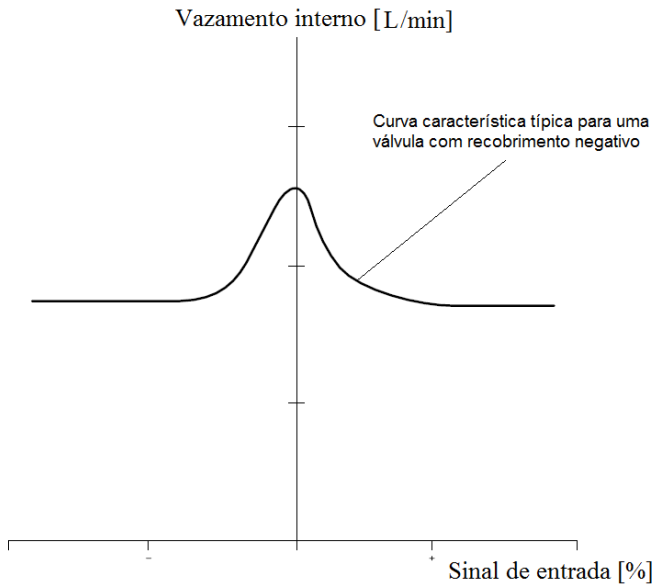
- é recomendada a execução de pelo menos duas vezes o procedimento acima descrito a título de comprovação dos resultados obtidos no primeiro ensaio.

### 2.2.1.2 Ensaio de vazamento interno

Conforme ISO (1998), antes de iniciar o ensaio, qualquer ajuste mecânico/elétrico necessário deverá ser feito como o ajuste de centro da válvula e então o ensaio deverá ser realizado para determinar o vaza-

mento total, incluindo qualquer piloto hidráulico de controle. O procedimento é como segue:

- bloquear as vias de trabalho A e B;
- ajustar a pressão de suprimento para 10 MPa (100 bar);
- registrar o vazamento interno na via de retorno e nos pilotos, caso necessário, ao longo do deslocamento nominal da válvula desde o máximo positivo até o máximo negativo do sinal de entrada;
- caso necessário, realizar o ensaio para pressões de suprimento adicionais conforme a necessidade;
- construir um gráfico conforme Figura 2.18.



**Figura 2.18** – Vazamento interno versus sinal de entrada (Adaptado de ISO, 1998).

- é recomendada a execução de pelo menos duas vezes o procedimento acima descrito a título de comprovação dos resultados obtidos no primeiro ensaio.



## 2.3 MODELAGEM ANALÍTICA DE VÁLVULAS DIRECIONAIS

A evolução histórica dos sistemas hidráulicos tem mostrado que sua gama de componentes para atender às mais diversas aplicações é inesgotável. Após o advento da hidráulica de controle contínuo, a necessidade do conhecimento comportamental dos componentes hidráulicos foi acentuada. O olhar global sobre o sistema que antes satisfazia as necessidades operacionais mudou agora para um olhar setorial que visa o aumento do desempenho de cada componente para que a eficiência global seja melhorada. Assim, passou-se a modelar teoricamente cada um dos componentes visando conhecer suas particularidades.

No caso de válvulas direcionais, passou-se da necessidade do conhecimento somente da vazão nominal e pressão máxima de trabalho quando em acionamento ON/OFF para o estudo de características como zona morta, histerese, vazamento interno, forças de escoamento, centro hidráulico, entre outras quando em acionamento contínuo. Assim, a utilização da equação básica da vazão através de orifício<sup>2</sup> (Equação 3.2), derivada da equação de *Bernoulli*, que é proporcional a área da seção de passagem do orifício e a raiz quadrada da queda de pressão é a base para tais estudos. Esta modelagem à parâmetros concentrados<sup>3</sup> é muito explorada na atualidade, pois possibilita a explicação de muitos fenômenos comportamentais de forma menos custosa computacionalmente que a modelagem à parâmetros distribuídos<sup>4</sup>. Assim, muitos são os pesquisadores que tem trabalhado nesta abordagem no intuito de validá-la para as mais diversas configurações de válvulas e de condições operacionais. Para exemplificar esta importância, são relacionados alguns trabalhos que tiveram essa modelagem como guia.

Borutzky, Barnard e Thoma (2002) propõem uma única equação empírica que promove a linearização da equação básica da vazão em orifício quando é utilizada para a condição onde o diferencial de pressão na válvula é pequeno, conferindo uma transição suave entre escoamento laminar e turbulento.

---

<sup>2</sup> Uma abordagem detalhada dessa modelagem juntamente com suas condições restritivas de utilização será realizada no capítulo 3.

<sup>3</sup> Sistemas à parâmetros concentrados são aqueles em que toda a energia armazenada ou dissipada pode ser concentrada em um número finito de locais espaciais discretos. São descritos por equações diferenciais ordinárias, ou em alguns casos por equações puramente algébricas (OVUNC, 2004).

<sup>4</sup> Sistemas à parâmetros distribuídos requerem equações diferenciais parciais para sua modelagem como na descrição de correntes e tensões em cada ponto espacial ao longo de uma linha de transmissão de energia, por exemplo (OVUNC, 2004).

Wu, Burton e Schoenau (2002) desenvolveram um modelo para o coeficiente de descarga como função do número de *Reynolds* que pode ser aplicado para diferentes tipos de orifícios onde o modelo propicia determinar a vazão através do orifício sem a necessidade de um processo iterativo. Baseado neste estudo, Wu *et al.* (2003) utilizaram o mesmo modelo computacional para modelar a vazão através de orifícios na condição de pequenas aberturas da válvula onde abordam que a relação entre a vazão de controle e a abertura do orifício é extremamente complexa devido às folgas, chanfros e outros fatores que resultam da limitação dos processos de fabricação.

Borghini, Milani e Paoluzzi (2005) analisam a influência que o número e a forma dos rebaixos podem ter em características como coeficiente de descarga, coeficiente de velocidade e ângulo de escoamento em válvulas hidráulicas de carretel. Várias combinações de forma e número de rebaixos são utilizadas para avaliar a correlação entre a área de passagem do fluido com a vazão, forças de escoamento axiais e queda de pressão com o objetivo de estimar o coeficiente de descarga e o ângulo de escoamento na região do orifício.

Dobchuck, Burton e Nikiforuk (2007) apresentam um método que descreve uma relação entre o deslocamento, o diferencial de pressão e a vazão em uma válvula com configuração geométrica desconhecida pode ser obtida com um conjunto de poucos dados experimentais através da implementação de um modelo de coeficiente de descarga modificado na equação básica da vazão em orifício.

Maré e Attar (2008) propõem um novo modelo contínuo entre as condições de orifício aberto e orifício fechado em válvulas de carretel que é validado para temperaturas entre  $-40^{\circ}\text{C}$  a  $32^{\circ}\text{C}$ . Tem como objetivo reproduzir com exatidão o ganho de pressão, ganho de vazão e vazamento interno para uma ampla gama de temperatura sem o conhecimento detalhado da geometria da válvula.

Di Rito (2007) realiza a caracterização de uma servoválvula de 4 vias através da equação da vazão em orifícios (parâmetros concentrados) e também de simulações em CFD (parâmetros distribuídos). Teve por objetivos caracterizar a transição entre o escoamento laminar e turbulento nos orifícios da válvula e destacar a necessidade da utilização de uma equação para orifício que dependa do número de *Reynolds*.

Estes são alguns dos trabalhos recentemente desenvolvidos e que enaltecem a contínua pesquisa do comportamento de válvulas direcionais de forma cada vez mais específica visando o conhecimento das peculiaridades do componente para posteriormente otimização de seu desempenho em trabalho.

No capítulo seguinte será abordada a modelagem de válvulas de controle contínuo direcionais tendo como ponto de partida a modelagem à parâmetros concentrados cuja equação base é a conhecida equação da vazão através de um orifício.

## Capítulo 3

**MODELAGEM DA GEOMETRIA E DOS PARÂMETROS DAS  
CARACTERÍSTICAS FUNCIONAIS**

Com o aumento das aplicações comerciais tanto em quantidade quanto em diversidade, o mercado fornecedor tem apresentado válvulas direcionais de controle contínuo com características funcionais cada vez mais específicas às necessidades requeridas. Dependendo do nível de pressão e vazão de trabalho, características como tempo de resposta, histerese, zona morta, vazamento interno entre outras, devem ser selecionadas a fim de adequar o comportamento da válvula aos requisitos de projeto. Uma das formas de adequação é a correta seleção da sua geometria interna. Assim, é necessário que o projetista tenha conhecimento da influência dos principais parâmetros geométricos funcionais no desempenho do componente.

Visando atender as mais variadas necessidades, encontram-se no mercado válvulas com diversas configurações geométricas mesmo em se tratando somente dos formatos do carretel e dos pórticos da camisa. A variação da área de passagem do fluido é fruto da combinação da geometria do carretel e da camisa e define o comportamento das características da válvula como vazão e pressão. Tendo com referência o deslocamento do carretel, a variação da área origina dois tipos de geometria: geometrias lineares e geometrias não-lineares. Há uma necessidade do conhecimento destas geometrias, pois são as mais empregadas na atualidade e exigem técnicas de controle diferenciadas devido a suas particularidades. Desta forma, é importante que a modelagem aqui desenvolvida seja validada para diferentes configurações geométricas.

Já a qualidade da fabricação afeta requisitos de projeto como máximo vazamento interno e comportamento das pressões nas vias de trabalho na região de controle que são fortemente influenciadas por variações nas dimensões internas. Com isto, variações dimensionais imperceptíveis a olho nu são suficientes para invalidar um componente hidráulico. Logo, é muito importante que sejam conhecidas as influências de alterações de parâmetros dimensionais da válvula em seu comportamento hidráulico para que sejam estabelecidas as exigências das tolerân-

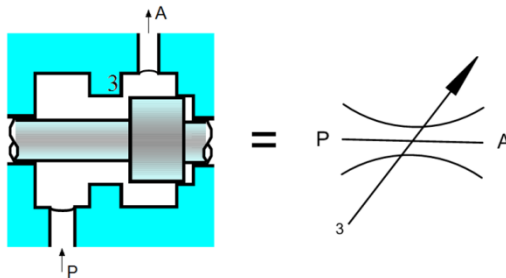
cias dimensionais com clareza a fim de garantir um comportamento semelhante para diversos componentes.

Para auxiliar a sanar tais questionamentos, modelos analíticos da geometria interna, da vazão de controle, das canalizações internas, do tempo de ensaio e de outros pontos importantes foram desenvolvidos com o intuito de validar de forma teórica e experimental a influência dos mais importantes parâmetros geométricos no comportamento das curvas de pressão nas vias de trabalho e de vazamento interno, além de fenômenos como histerese, excentricidade.

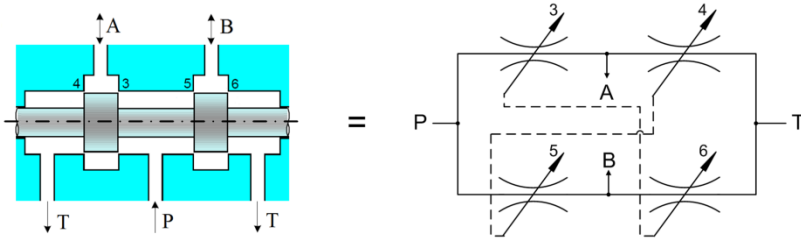
Este capítulo apresenta o desenvolvimento da modelagem adotada para a descrição dos fenômenos hidráulicos que ocorrem na válvula através do modelo da vazão por orifícios que possui como variáveis principais a variação da área de passagem do fluido ao longo do deslocamento do carretel e o cálculo do coeficiente de descarga.

### 3.1 VAZÃO EM ORIFÍCIOS

Conforme mencionado no capítulo anterior, uma das formas para executar o controle da potência em um sistema hidráulico é através de processos resistivos, os quais geram considerável perda de carga. Uma das formas mais simples de fazer uso deste tipo de controle é através de válvulas. Sobre um olhar prático e simplista, uma válvula (Figura 3.1) nada mais é que um orifício de área ajustável situado em uma tubulação cuja função é regular a potência do fluido que por ela escoa. A partir deste ponto de vista, observa-se que a modelagem dos fenômenos físicos deste componente pode ser equacionada através do difundido modelo matemático da vazão através de orifício, pois mesmo para válvulas mais complexas (Figura 3.2) compostas por vários orifícios, a combinação matemática destes orifícios, seja em série ou paralelo, é capaz de descrever o comportamento hidráulico do componente como um todo.



**Figura 3.1** – Representação simplificada de uma válvula de duas vias.



**Figura 3.2** – Representação simplificada de uma válvula de quatro vias.

Como alicerce da modelagem da vazão através de orifícios está o princípio desenvolvido por *Daniel Bernoulli* (Figura 3.3) que, segundo Fox e McDonald (1995), consolida a tese de que um fluido ideal tem sua energia conservada ao longo de todo o seu percurso quando escoar no interior de um conduto fechado. Esta conservação de energia é representada pela Equação 3.1, tendo como restrições de modelagem as condições de fluido incompressível, ausência de atrito, escoamento ao longo de uma linha de corrente e escoamento em regime permanente.

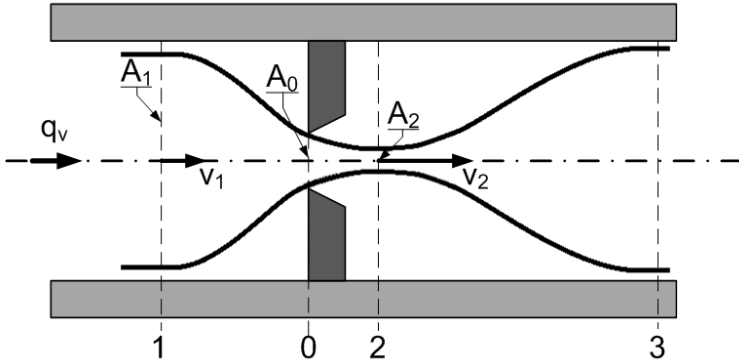
$$\frac{v^2}{2} + g \cdot z + \frac{p}{\rho} = \text{constante} \quad (3.1)$$

onde:

$\frac{v^2}{2}$  → densidade de energia cinética;

$g \cdot z$  → densidade de energia potencial;

$\frac{p}{\rho}$  → densidade de energia de pressão.



**Figura 3.3** – Variáveis da modelagem da conservação da energia de um fluido escoando em um conduto fechado (Adaptado de LINSINGEN, 2008).

Através da aplicação deste princípio para dois estados estáveis, um pré e o outro pós-orifício, origina-se a equação da vazão através de um orifício de controle. O detalhamento matemático desde o princípio de Bernoulli até a Equação 3.2 pode ser encontrado na literatura clássica da hidráulica, como por exemplo, em Merritt (1967).

$$q_v = c_d \cdot A_o \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (3.2)$$

onde:

$q_v \rightarrow$  vazão através do orifício [ $m^3/s$ ];

$c_d \rightarrow$  coeficiente de descarga [ $adm$ ];

$A_o \rightarrow$  área do orifício [ $m^2$ ];

$\Delta p \rightarrow$  diferença de pressão entre entrada e saída do orifício [ $Pa$ ];

$\rho \rightarrow$  massa específica do fluido [ $kg/m^3$ ].

Além das hipóteses feitas na equação de Bernoulli, a Equação 3.2, a princípio, é restrita a utilização na modelagem de orifícios que possam ser tratados como de canto vivo e o escoamento seja turbulento onde o  $c_d$  é tomado como constante. Já para condições de regime laminar, situação na qual as forças viscosas dominam o escoamento, a equa-

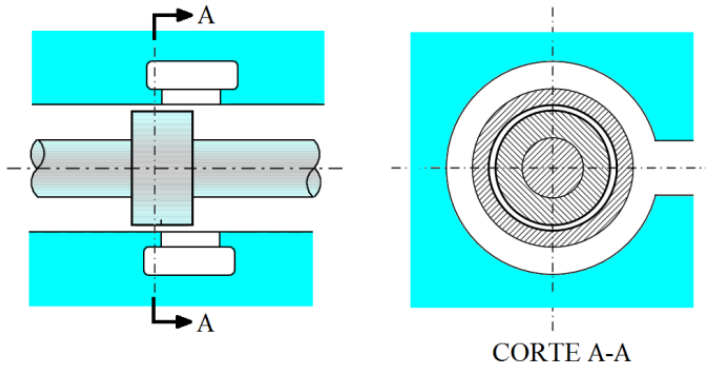
ção não seria válida. Conforme Linsingen (2008), na prática costuma-se utilizar tal equação para ambos os regimes de escoamento e para orifícios de qualquer geometria, inclusive para resistências formadas por tubos curtos de pequeno diâmetro, utilizando-se um coeficiente de descarga experimental adequado.

Avalia-se de antemão que a determinação do  $c_d$  e da  $A_o$  são os pontos primordiais para o sucesso desta modelagem tanto para o projeto quanto para a análise de desempenho de válvulas em operação. Nas seções seguintes, cada uma destas variáveis será melhor analisada.

A modelagem utilizada nas seções 3.2, 3.3 e 3.4 é baseada no trabalho desenvolvido por Kinceler e De Negri (2001) que apresenta a modelagem não-linear da vazão e forças de escoamento em regime permanente aplicada a válvulas de carretel em geral.

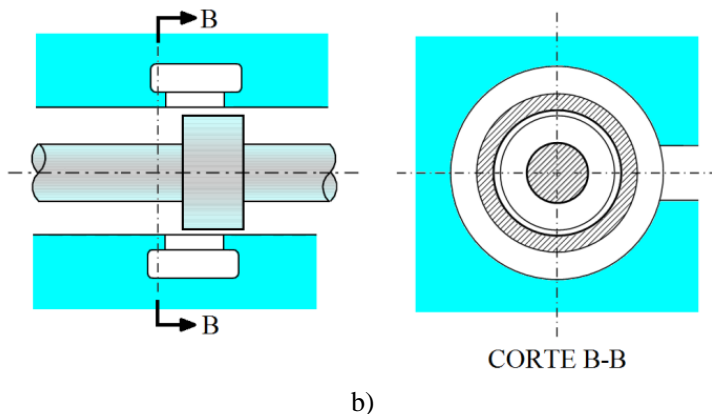
### 3.2 GEOMETRIA INTERNA

A determinação da área do orifício de passagem do fluido é de fundamental importância haja vista que podem ocorrer mudanças significativas na sua magnitude ao longo do deslocamento do carretel, levando a alterações expressivas no comportamento de pressões e vazões. Para exemplificar, a Figura 3.4 mostra a variação da área de passagem do fluido com a mudança na posição do carretel.



a)





**Figura 3.4** – Mudança na área do orifício de controle com o deslocamento do carretel: a) seção anular e b) seção em canto vivo.

Observa-se que há dois estados possíveis com relação à interação entre camisa e carretel no que tange a região do orifício de controle. Há a região em que camisa e carretel trabalham recobertos, originando um orifício em forma de folga anular, e há a região em que tal recobrimento não ocorre, originando orifícios de canto vivo, ou seja, regiões com e sem sobreposição, respectivamente. Cada situação necessita uma abordagem matemática específica para o cálculo da área e, sobretudo, uma abordagem diferenciada para o cálculo do coeficiente de descarga, pois este varia de acordo com a geometria dos orifícios.

Na sequência, discute-se o cálculo da área do orifício de controle para as geometrias funcionais das válvulas utilizadas neste trabalho as quais são corriqueiramente encontradas comercialmente. Porém, ressalta-se que com os devidos cuidados de implementação, qualquer geometria pode ser desenvolvida e ter seu comportamento funcional avaliado. Assim, a modelagem validada possibilita tanto o estudo de desempenho de válvulas em operação quanto o desenvolvimento de projetos especificamente demandados.

Outra importante característica para a determinação do comportamento do fluido no interior das válvulas é o diâmetro hidráulico. Esta é uma dimensão característica que depende da geometria da seção transversal do escoamento e que é utilizada no cálculo do número de Reynolds. Seu equacionamento é amplamente difundido e pode ser encontrado na bibliografia especializada. Para utilização neste trabalho, parte-se da equação:

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{Pe} \quad (3.3)$$

onde:

$D_h$  → diâmetro hidráulico;

$A$  → área molhada de passagem do fluido;

$Pe$  → perímetro molhado da seção transversal.

Logo, a quantificação da área e do perímetro da região de passagem do fluido deve ser cuidadosa, pois possuem elevada influência na magnitude da vazão de controle uma vez que podem variar sensivelmente frente a pequenas variações da posição do carretel da válvula.

### 3.2.1 Região com sobreposição

Região com sobreposição (RCS) é a condição em que camisa e carretel estão trabalhando axialmente recobertos originando uma região de passagem anular delimitada pelo diâmetro externo do carretel e pelo diâmetro interno da camisa.

Desta forma, para a condição em que ambos, camisa e carretel, possuam geometria circular uniforme, concêntrica e sem qualquer rebaiço no perímetro da região de sobreposição, o equacionamento da área do orifício para a RCS ( $A_o^{RCS}$ ) é:

$$A_o^{RCS} = \frac{\pi \cdot (d_{ic}^2 - d_r^2)}{4} \quad (3.4)$$

onde:

$d_{ic}$  → diâmetro interno da camisa [ $m$ ];

$d_r$  → diâmetro do ressalto do carretel [ $m$ ].

Observa-se que a área do orifício nesta região independe do deslocamento do carretel, mas é extremamente dependente dos diâmetros do conjunto surgindo a questão da dependência do comportamento frente às tolerâncias dimensionais da manufatura do componente, ou seja, até onde é possível considerar um único diâmetro para o carretel todo,

por exemplo, ou é preciso considerar diâmetros diferentes para cada ressalto. Em uma análise detalhada onde o comportamento dos diâmetros ao longo do carretel se tornaria importante, haveria a necessidade de um levantamento do perfil do diâmetro na região de sobreposição da válvula. Questões como estas serão exploradas nos capítulos seguintes.

Para o diâmetro hidráulico deve ser observado, além da área já identificada, o perímetro molhado (Equação 3.5) da seção transversal de passagem do fluido que pode ser observado na Figura 3.4.

$$P_e^{RCS} = \pi \cdot d_{ic} + \pi \cdot d_r \quad (3.5)$$

Com base na Equação 3.3, calcula-se o diâmetro hidráulico para a região com sobreposição como:

$$D_h^{RCS} = d_{ic} - d_r \quad (3.6)$$

Desta maneira, está concluída a modelagem geométrica dos orifícios de controle para toda posição do carretel em que ocorre um recobrimento entre camisa e carretel.

### 3.2.2 Região sem sobreposição

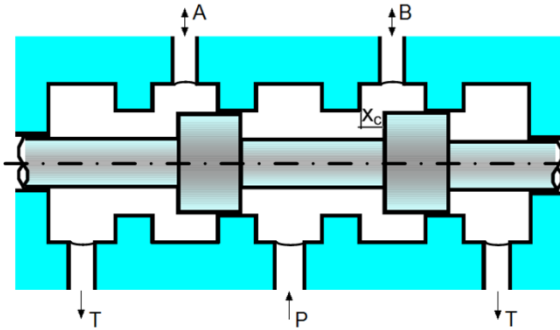
Região sem sobreposição (RSS) é a condição em que camisa e carretel não estão trabalhando axialmente recobertos originando uma região de passagem delimitada pelas extremidades do pórtico da camisa e do ressalto do carretel, caracterizando teoricamente um orifício em canto vivo. Sendo assim, é preciso que a geometria do orifício anelar de controle seja levada em consideração no cálculo da área total de passagem. Para o presente trabalho foram trabalhadas duas geometrias principais que são de larga utilização comercial. A seguir, é feito uma análise qualitativa e quantitativa destas geometrias.

#### 3.2.2.1 Geometria linear

A característica principal da geometria linear é a variação linear da área de passagem do fluido ao longo do deslocamento do carretel. A Equação 3.7 é a de maior simplicidade porque desconsidera a folga radi-

al (Figura 3.5) entre corpo/camisá<sup>5</sup> e carretel tornando a magnitude da área de passagem exclusivamente dependente do deslocamento do carretel ( $x_c$ ).

$$A_o^{RSS} = \pi \cdot d_{ic} \cdot x_c \quad (3.7)$$



**Figura 3.5** – Modelagem da área de passagem desconsiderando a folga radial entre camisa e carretel.

Para haver uma representação mais fiel do desempenho real, é preciso incluir a folga radial entre camisa e carretel, pois esta gera o vazamento interno que possibilita a contínua lubrificação interna, porém gerando perdas que são inevitáveis. Assim, considerando tal folga radial (Figura 3.6) e avaliando que a área de passagem é representada por uma área anelar cônica, tem-se o seguinte equacionamento:

$$A_{o\_lin}^{RSS} = \pi \cdot d_m \cdot \sqrt{x_c^2 + f_r^2} \quad (3.8)$$

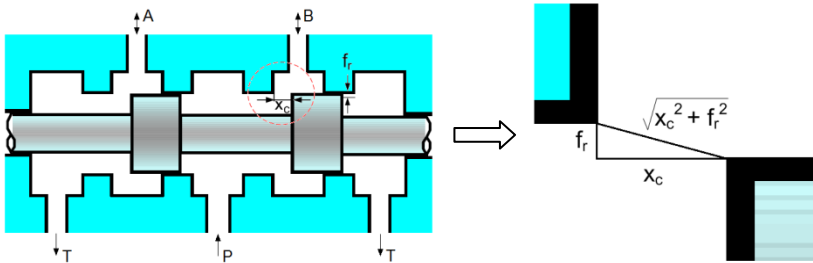
onde:

$A_{o\_lin}^{RSS}$  → área do orifício anelar de canto vivo de geometria linear considerando a folga radial [m<sup>2</sup>];

$d_m$  → diâmetro médio entre camisa e carretel [m];

<sup>5</sup> Doravante esta nota, será desconsiderada a condição da existência do conjunto corpo e carretel somente, tratando-se todas as situações como interação entre camisa e carretel com o intuito de facilitar o transcorrer do texto e evitar ambigüidade.

$f_r \rightarrow$  folga radial entre camisa e carretel [m].



**Figura 3.6** – Modelagem da área de passagem considerando folga radial entre camisa e carretel.

Através de simples avaliação, constata-se que a folga radial tem influência significativa nos deslocamentos iniciais da válvula tornando-se insignificante para regiões de aberturas maiores, ou seja, quando a válvula trabalha em regiões de vazão elevada. Neste momento, a folga poderia ser desconsiderada da modelagem. Em contrapartida, conforme será abordado posteriormente, diferenças de micrometros podem alterar substancialmente o comportamento do vazamento interno da válvula e das pressões na região de controle.

Com relação à fabricação, este tipo de geometria é mais simples por não exigir rebaixos nos ressaltos do carretel e nem pórticos complexos na camisa. Porém, a vazão de controle está sujeita a altos ganhos com pequenos deslocamentos do carretel o que é útil para movimentos emergenciais de avanço ou recuo total do cilindro acionado, mas é prejudicial para seu controle.

Da mesma forma que para a região com sobreposição, é necessário a identificação do diâmetro hidráulico para a condição de geometria linear. Assim, aplicando-se a área calculada (Equação 3.8) juntamente com o perímetro molhado (Equação 3.5) na Equação 3.3, tem-se:

$$D_{h\_lin}^{RSS} = 2 \cdot \sqrt{x_c^2 + f_r^2} \tag{3.9}$$

Com a conclusão da modelagem para a geometria linear, observa-se a grande dependência da folga radial tanto na área quanto no diâmetro hidráulico, fato este que corrobora para o estudo da influência das tolerâncias dimensionais no comportamento hidráulico da válvula.

### 3.2.2.2 Geometria não-linear

A característica principal da geometria progressiva é a variação não-linear da área de passagem do fluido ao longo do deslocamento do carretel. Há no mercado diversas configurações de geometrias não-lineares, porém uma das mais comuns é a que reproduz seções circulares nos pórticos da camisa. Assim, com o deslocamento do carretel ocorre a abertura progressiva de um segmento circular do pórtico (Figura 3.7a) sendo a evolução da área calculada através da Equação 3.10, apresentada por Merritt (1967) (Figura 3.7b).

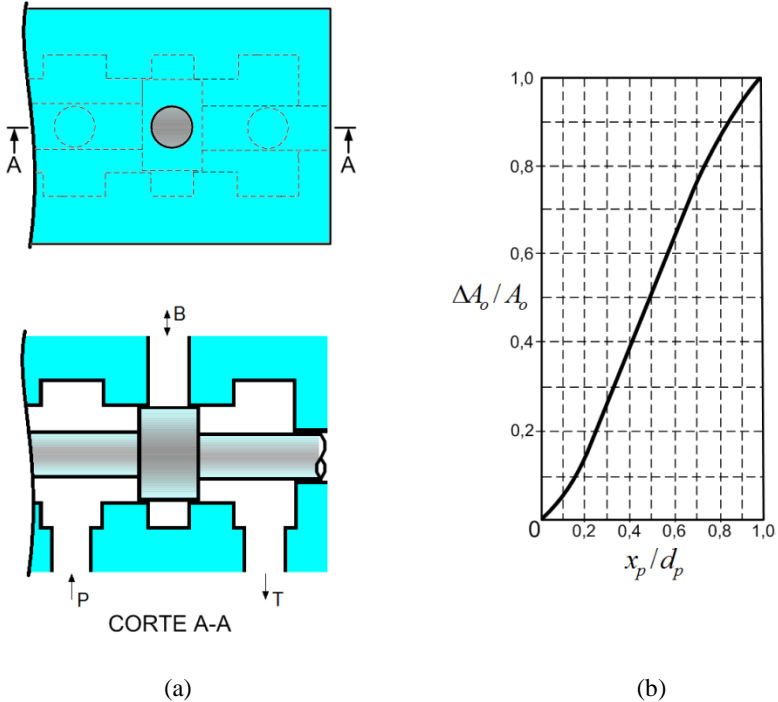
$$A_o^{RSS} = \frac{d_p^2}{4} \cdot \left[ \cos^{-1} \cdot \left( 1 - \frac{2 \cdot x_p}{d_p} \right) - 2 \cdot \left( 1 - \frac{2 \cdot x_p}{d_p} \right) \cdot \sqrt{\frac{x_p}{d_p} - \left( \frac{x_p}{d_p} \right)^2} \right] \quad (3.10)$$

onde:

$A_o^{RSS} \rightarrow$  área de passagem do orifício teórica para geometria progressiva circular em região sem sobreposição [ $m^2$ ];

$d_p \rightarrow$  diâmetro do orifício do pórtico da camisa [ $m$ ].

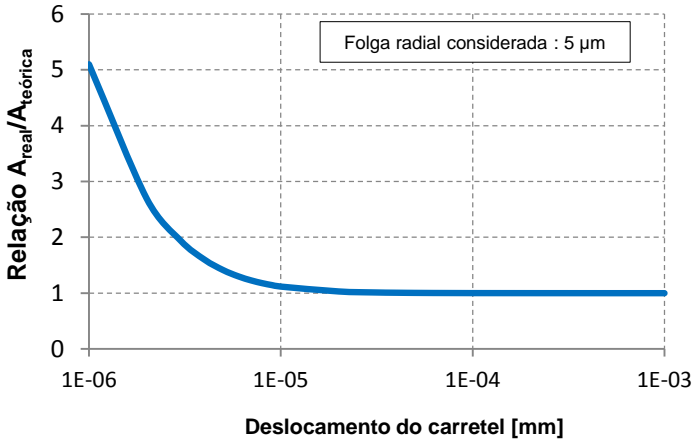
$x_p \rightarrow$  abertura do pórtico devido ao deslocamento do carretel [ $m$ ].



**Figura 3.7** – Modelagem da geometria não-linear circular: (a) pórtico circular e (b) evolução não-linear da área de passagem do fluido com  $x_c$  (Adaptado de MERRITT, 1967).

Um ponto a destacar é que, conforme a Figura 3.6, há a folga radial entre camisa e carretel que deve ser considerada para uma modelagem mais exata. Isso faz com que a área de passagem do fluido no orifício circular real tenha uma leve inclinação se comparada à área apresentada. Porém, através de simples análise geométrica, verifica-se que somente para deslocamentos de mesma grandeza da folga radial é que ocorre uma variação significativa da área plana para a área inclinada (Figura 3.8). Assim, através do ângulo formado no triângulo retângulo (Figura 3.6) devido à folga radial e ao deslocamento do carretel, tem-se que a área de passagem real (inclinada) é um pouco maior que a área de passagem teórica (plana), logo:

$$A_{o\_nlin}^{RSS} = \frac{A_o^{RSS}}{\cos\left(\tan^{-1}\frac{f_r}{x_p}\right)} \quad (3.11)$$



**Figura 3.8** – Variação entre área real e área teórica considerando a folga radial.

O exposto até agora é a modelagem para somente um orifício circular. Porém, as válvulas direcionais de carretel apresentam um número maior de orifícios num mesmo pórtico, geralmente em números pares, para balancear as forças de escoamento radiais que surgiriam caso não houvesse tal simetria. Desta forma, é necessário que o cálculo da área de passagem seja elaborado para contemplar todos os orifícios circulares somados às áreas das regiões entre orifício, conforme detalhado nas seções 3.4.1.1 e 3.4.2.3 a seguir.

O diâmetro hidráulico é de obtenção cada vez mais difícil com o aumento da complexidade da geometria. Isso se deve a não mais dependência linear das variáveis envolvidas com o deslocamento do carretel e a presença simultânea de regiões com e sem sobreposição. Assim, uma modelagem mais cuidadosa deve ser feita para contemplar o maior número de detalhes possíveis garantindo uma reprodução teórica confiável.

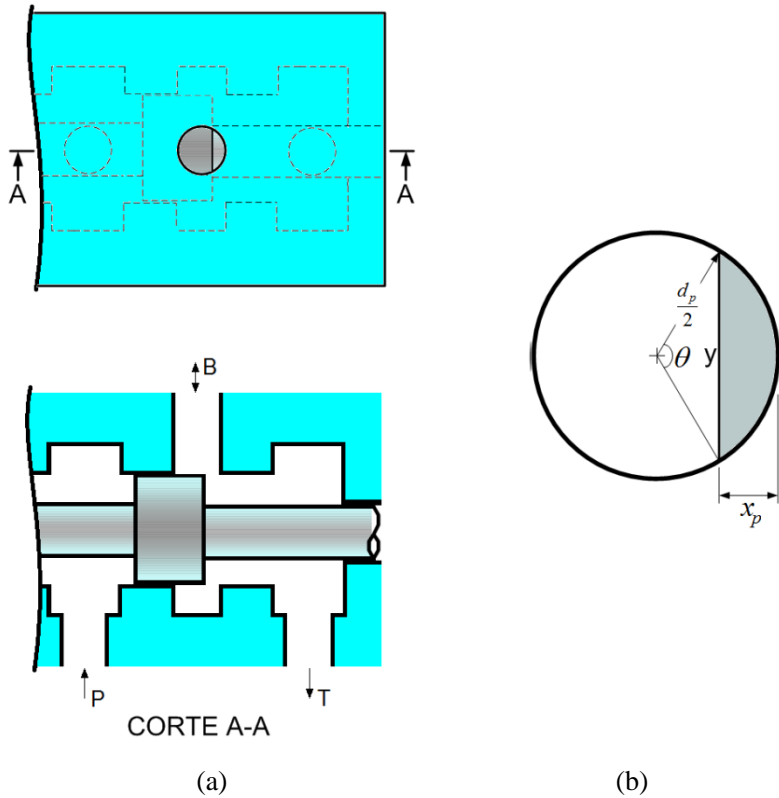
Para aberturas intermediárias, a área de passagem é um segmento circular (Figura 3.9) onde:

$$\theta = 2 \cdot \cos^{-1}\left(1 - \frac{2 \cdot x_p}{d_p}\right) \quad (3.12)$$



e

$$y = d_p \cdot \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (3.13)$$



**Figura 3.9** – Condição de abertura do orifício circular: (a) área de abertura parcial e (b) descrição das variáveis.

Para um pórtico com furo de diâmetro conhecido ( $d_p$ ) e com o deslocamento do carretel ( $x_c$ ), tem-se para o perímetro do segmento circular:

$$Pe_{sc} = d_p \cdot \left\{ \sin \left[ \cos^{-1} \left( 1 - \frac{2 \cdot x_p}{d_p} \right) \right] + \cos^{-1} \left( 1 - \frac{2 \cdot x_p}{d_p} \right) \right\} \quad (3.14)$$

Aplicando-se a Equação 3.3 para o cálculo do diâmetro hidráulico:

$$D_{h\_nlin}^{RSS} = \frac{4 \cdot A_{o\_nlin}^{RSS}}{Pe_{sc}} \quad (3.15)$$

O equacionamento presente nesta seção é referido a somente um orifício circular. Caso haja necessidade, deve-se expandir o procedimento acima para o número de orifícios desejados de acordo com a geometria interna do pórtico da via de trabalho.

### 3.2.3 Excentricidade

Em condições de trabalho, espera-se que a pressão do fluido hidráulico imposta à válvula seja capaz de centralizar radialmente o carretel no interior da camisa criando uma película lubrificante. Porém, devido às limitações de fabricação é impossível garantir uma geometria perfeita que possibilite a exata concentricidade entre camisa e carretel. Pela atuação de forças de escoamento de diferentes magnitudes, forças de acionamento desalinhadas e imprecisões de forma, a excentricidade está presente nas válvulas. Esta condição pode se tornar muito influente, pois com as folgas micrométricas das válvulas de carretel a determinação da excentricidade real é praticamente inviável.

É feito um rápido estudo da influência da excentricidade nos resultados do ensaio do comportamento das pressões nas vias de trabalho com o intuito de qualificar tal influência, mas não quantificá-la. Para tal, considera-se que o escoamento seja sempre laminar, condição esta que será posteriormente provada como verdadeira, e que a área de passagem seja anular.

De acordo com a bibliografia especializada (LISINGEN (2008), STRINGER (1976)), a equação para a vazão laminar através de uma passagem anular, onde é levada em consideração a excentricidade ( $e$ ), é modelada por:

$$q_v = \frac{\pi \cdot d_{ic} \cdot f_r^3}{12 \cdot \mu \cdot s_v} \cdot \left[ 1 + 1,5 \cdot \left( \frac{e}{f_r} \right)^2 \right] \cdot \Delta p \quad (3.16)$$

Com base nesta equação, será modelada a geometria interna de uma via de trabalho, ou seja, a composição de dois orifícios de controle em condição de sobreposição separados por uma câmara de controle através da qual será estudada a influência da excentricidade no comportamento da sua curva de pressão. Os resultados serão apresentados na seção 5.2.6.

### 3.3 COEFICIENTE DE DESCARGA

Conforme exposto na seção 3.1, a vazão por orifício tem como base o princípio de Bernoulli e pode ser modelada pela Equação 3.2. Uma das variáveis de interesse é o coeficiente de descarga que representa as perdas sofridas pelo escoamento através do orifício e auxilia no entendimento da condição do escoamento, laminar ou turbulento, pois está intimamente ligado ao número de Reynolds ( $Re$ ) local. Além disto, é este coeficiente que permite a utilização da Equação 3.2 para qualquer regime de escoamento.

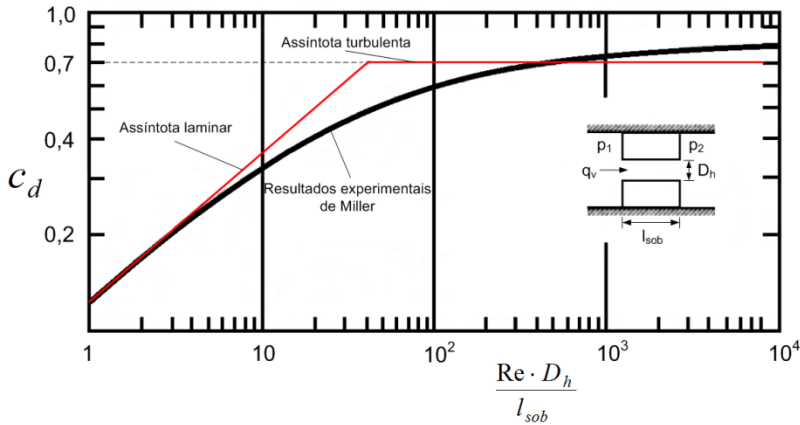
Da mesma forma que a área do orifício de controle, o resultado da modelagem do coeficiente de descarga também é fortemente influenciada pela interação existente entre camisa e carretel. Nas regiões com sobreposição, é possível que o escoamento seja tratado como se estivesse passando por uma folga anular (modelagem por tubo curto) e nas regiões sem sobreposição, o escoamento em orifício de canto vivo é quem rege o comportamento hidráulico. Assim, faz-se necessária tal diferenciação que será exposta a seguir.

#### 3.3.1 Tubo curto

Em regiões com sobreposição permanente, a área de passagem do fluido hidráulico assemelha-se a uma passagem anular. Esta passagem gerada entre camisa e carretel possui um comprimento (diâmetro da camisa) muito maior que sua espessura (folga radial). Assim, é possível modelar o escoamento como se entre placas paralelas com comprimento igual ao perímetro da circunferência interna da camisa sendo separadas pela folga radial, assumindo-se concentricidade entre camisa e carretel.

Como o coeficiente de descarga é diretamente dependente da geometria do orifício, haveria a necessidade de um ensaio específico para sua determinação que teria como base a Equação 3.2 onde, através da aplicação de vazões e diferenças de pressão controlados em uma determinada área de passagem da válvula, seria levantada a curva do coeficiente de descarga. Porém, Merritt (1967) relata a obtenção do coeficiente

de descarga médio para tubo curto e que embora seja aproximado, é suficiente para sua utilização em estudos simplificados. Mas ressalta que caso possível, é recomendada a utilização de dados experimentais. No entanto, como este trabalho não visa o estudo quantitativo do comportamento das características da válvula, mas sim a análise de sensibilidade de alguns parâmetros do comportamento global, o uso de resultados gerais é possível. A Figura 3.10 apresenta assíntotas representando a região laminar e a turbulenta referentes às medições de Miller (1978).



**Figura 3.10** – Coeficiente de descarga para orifícios modelados como tubo curto (Adaptado de KINCELER e DE NEGRI, 2001).

Assim, definiram-se duas regiões de interesse. A primeira se refere à região onde o coeficiente de descarga varia que, por questão simplificatória<sup>6</sup>, chama-se de laminar e a outra, onde o coeficiente de descarga se torna constante e independente da variação do número de Reynolds, chamada de turbulenta.

Segundo Kinceler e De Negri (2001), substituindo o diâmetro do tubo pelo diâmetro hidráulico do orifício anular, constrói-se um equacionamento linear para  $c_d$  variável e um valor constante ( $c_{d\_turb}$ ) para condição turbulenta. A Tabela 3.1 apresenta o resultado do equacionamento das assíntotas.

<sup>6</sup> O número de Reynolds é o parâmetro para determinação do regime de escoamento de um fluido no interior de um tubo, onde para  $Re < 2000$  tem-se escoamento laminar, para  $2000 < Re < 4000$  tem-se escoamento transitório e para  $Re > 4000$  tem-se escoamento turbulento. Porém, adota-se a mesma nomenclatura para  $c_d$  variável (laminar) e  $c_d$  constante (turbulento) para que haja um marco transitório entre os regimes.

**Tabela 3.1** – Valores adotados para o coeficiente de descarga para tubo curto.

	$c_d < c_{d\_turb}$	$c_d \geq c_{d\_turb}$
$c_d$	$0,11243 \cdot \left( \frac{D_h \cdot Re}{l_{sob}} \right)^{0,5}$	$c_{d\_turb}$

$l_{sob}$  → refere-se ao comprimento do tubo curto que é a sobreposição existente no orifício de controle numa determinada posição do carretel.

Sabendo que:

$$Re = \frac{v \cdot D_h}{\nu} = \frac{q_v \cdot D_h}{A_o \cdot \nu} \tag{3.17}$$

onde:

$Re$  → número de Reynolds [adm];

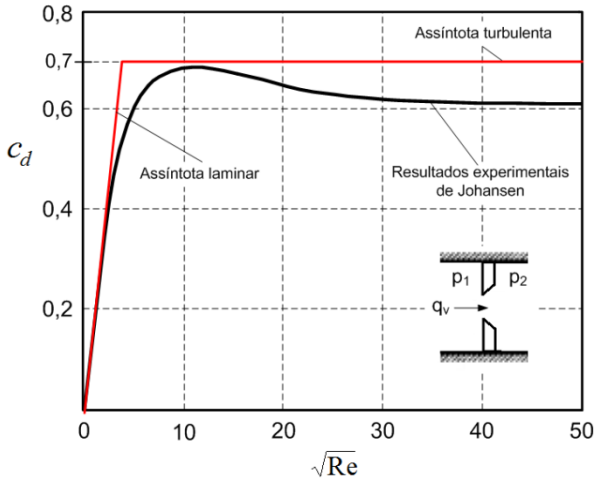
$v$  → velocidade de escoamento do fluido [m/s];

$\nu$  → viscosidade cinemática do fluido [m<sup>2</sup>/s].

É possível determinar a equação da vazão em um orifício de controle substituindo a Equação 3.17 na condição de  $c_d$  variável e por sua vez na Equação 3.2. A aplicação de tal equação será exemplificada nos estudos de caso.

### 3.3.2 Canto vivo

Em regiões sem sobreposição, a área de passagem é extremamente dependente da geometria formada entre o pórtilo da camisa e o ressalto do carretel. Nas seções 3.2.2.1 e 3.2.2.2 foram apresentadas as áreas de passagem que, apesar de diferentes, possuem em comum a forma de obtenção de  $c_d$ . A modelagem do coeficiente de descarga leva em consideração que, independente da geometria da área, a restrição de passagem do fluido é dada através de um orifício de canto vivo. A Figura 3.11 apresenta o comportamento do coeficiente de descarga para orifícios de canto vivo.



**Figura 3.11** – Coeficiente de descarga para orifícios modelados como canto vivo (Adaptado de MERRITT, 1967).

Segundo Merritt (1967), muitos pesquisadores da área da mecânica dos fluidos têm encontrado que o coeficiente de descarga para valores de Reynolds menores que dez (10) tem seu comportamento diretamente proporcional a sua raiz quadrada conforme Equação 3.18.

$$c_d = \delta \cdot \sqrt{Re} \quad (3.18)$$

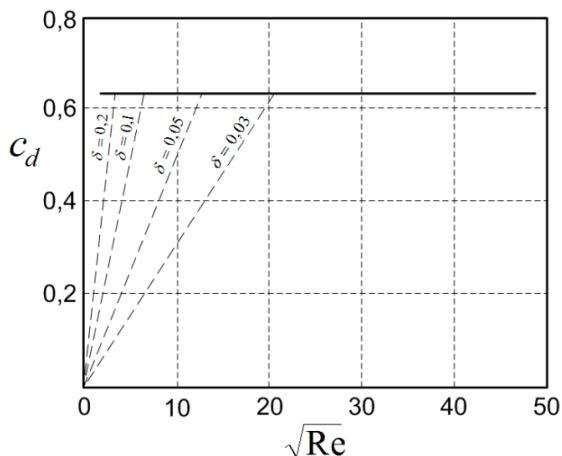
onde:

$\delta \rightarrow$  coeficiente de vazão laminar [*adm*].

Assim, definem-se duas regiões de interesse. Uma em que o coeficiente de descarga varia linearmente com a raiz quadrada de  $Re$  e a outra em que o coeficiente de descarga é constante ( $c_{d,turb}$ ), conforme assíntotas laminar e turbulenta. Como já comentado, a realização de um ensaio experimental para a determinação do coeficiente de descarga para a geometria das válvulas em estudo forneceria resultados mais exatos, porém esta modelagem é suficiente para este trabalho.

O coeficiente de vazão laminar (Figura 3.12) também é dependente da geometria do orifício e sofre grande influência de quão vivo é o canto do ressalto do carretel e do pórtico da camisa, formadores do orifício de passagem. Segundo Merritt (1967), orifícios com cantos bem vivos, que é o caso das válvulas estudadas, um valor de 0,157 é coerente

o qual é adotado nos modelos teóricos. Já para cantos arredondados, o valor é de 0,2.



**Figura 3.12** – Coeficiente de vazão laminar para diferentes condições do orifício (Adaptado de MERRITT, 1967).

Então, admitindo tais condições, é resumido na Tabela 3.2 o coeficiente de descarga para orifícios de canto vivo.

**Tabela 3.2** – Valores adotados para o equacionamento do coeficiente de descarga para canto vivo.

	$C_d \leq C_{d\_turb}$	$C_d > C_{d\_turb}$
$C_d$	$\delta \cdot \sqrt{Re}$	$C_{d\_turb}$

Substituindo a Equação 3.17 na condição linear do coeficiente de descarga acima e posteriormente na Equação 3.2, determina-se a vazão através do orifício de canto vivo. A aplicação de tal equação também será exemplificada nos estudos de caso.

### 3.4 MODELAGEM DE VÁLVULAS DIRECIONAIS

Nas seções anteriores deste capítulo, foi apresentada a equação que rege a vazão através de orifício e as particularidades que o projetista

deve atentar para a execução de uma modelagem coerente para válvulas das mais diferentes geometrias.

Para o projeto de novas configurações geométricas, é preciso demandar um esforço considerável na descrição da variação da área ao longo do deslocamento do carretel. Tal característica influencia o cálculo do coeficiente de descarga ao qual é dependente do diâmetro hidráulico e da área de passagem do fluido. Assim, procura-se mostrar através da seguinte modelagem de estudos de caso que é possível compreender comportamentos específicos das válvulas direcionais que auxiliarão no projeto de novos componentes ou testes de desempenho.

A modelagem teórica sofreu alterações ao longo da pesquisa que propiciaram o conhecimento de características comportamentais indispensáveis para aguçar o olhar do projetista em questões voltadas ao controle de sistemas de atuação. Na sequência, são apresentadas tais alterações por intermédio da separação em dois tópicos de estudo principais onde o primeiro trata da primeira abordagem escolhida, modelo por resistências, que gerou um conhecimento inicial no comportamento do vazamento interno e no das pressões nas vias de trabalho, e a segunda, modelo por vazão de controle, que propiciou o conhecimento de características como histerese, condição do escoamento do fluido (laminar ou turbulento) e as influências do volume das câmaras de controle das vias de trabalho.

### 3.4.1 Modelo por resistências

A modelagem por resistências hidráulicas apresentada em Linsingen (2008) é o alicerce para o desenvolvimento de trabalhos como De Negri *et al* (2008) no qual foi realizado o estudo analítico da vazão de controle de uma válvula distribuidora de geometria complexa. O modelo desenvolvido neste trabalho serviu de embasamento para a modelagem das resistências hidráulicas desta válvula visando agora o estudo do comportamento das pressões e do vazamento no interior do componente.

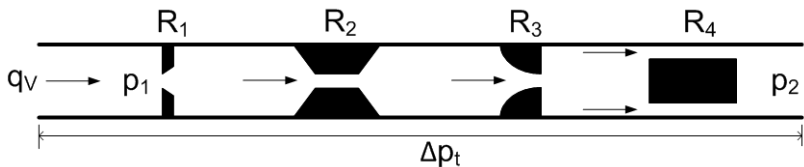
Conforme publicado em Retzlaff *et al* (2009), baseando-se na equação da vazão por orifício (Equação 3.2), avalia-se que a queda de pressão ao longo do caminho do escoamento onde estão presentes “n” restrições é proporcional a raiz quadrada da vazão. Considerando restrições em série (Figura 3.13), a queda de pressão total é a soma da queda de pressão que o fluido sofre quando passa através de cada restrição ao longo do caminho. Cada restrição é modelada como segue:



$$\Delta p_i = R_i \cdot q_v^2 \quad (3.19)$$

Sendo que a resistência gerada pela restrição é expressa por:

$$R_i = \frac{\rho}{2 \cdot c_d^2 \cdot A_o^2} \quad (3.20)$$



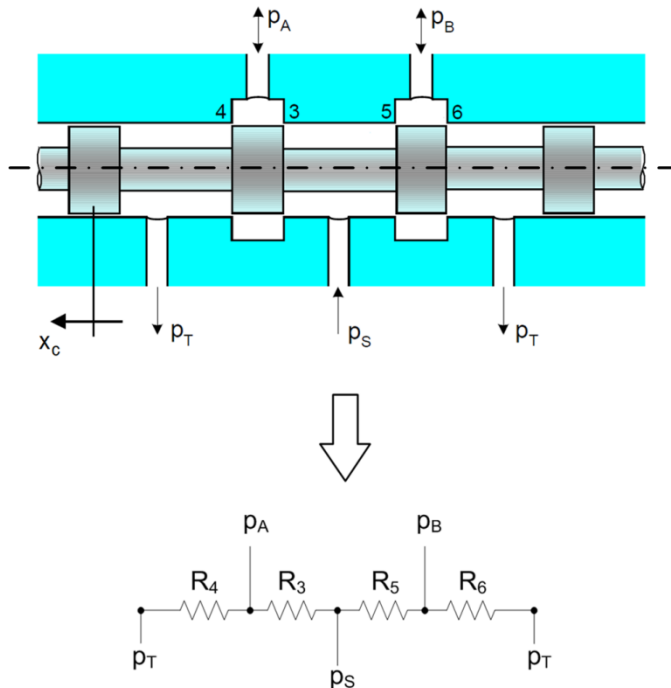
**Figura 3.13** – Exemplo de um caminho de escoamento em série com quatro restrições (Retzlaff et al, 2009).

Desta forma, observa-se que as restrições hidráulicas podem ter o mesmo tratamento matemático que as resistências elétricas (série e/ou paralelo) visando o cálculo da resistência equivalente. A equação genérica para o cálculo da queda de pressão total para o caso de orifícios em série (Equação 3.21) e em paralelo (Equação 3.22) é:

$$\Delta p_t = \sum_i^n (R_i) \cdot q_v^2 \quad (3.21)$$

$$\Delta p_t = \frac{1}{\sum_i^n \frac{1}{R_i}} \cdot q_v^2 \quad (3.22)$$

Assim, é possível modelar qualquer válvula levando em consideração a distribuição das restrições pelas quais o fluido passará no interior da mesma. A Figura 3.14 ilustra a aplicação da teoria exposta para uma válvula direcional de quatro vias.



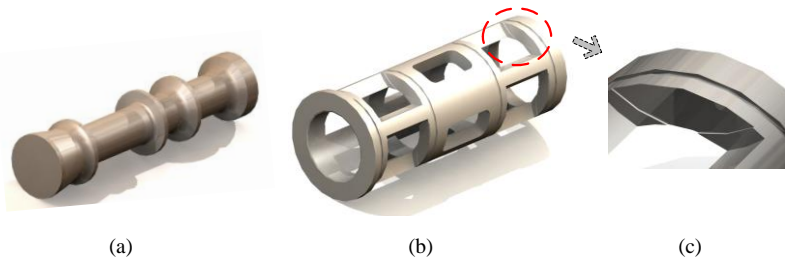
**Figura 3.14** – Modelo baseado em resistências hidráulicas de uma válvula direcional 4 vias.

A geometria funcional interna da válvula e as condições do escoamento, independentemente de quão complexos sejam, podem ser equacionados através do comportamento da área do orifício ao longo do deslocamento do carretel e do tipo de modelagem do coeficiente de descarga conforme exposto nas seções 3.2 e 3.3 respectivamente, contemplando assim a solução da Equação 3.20 que representa a resistência hidráulica para um orifício.

#### 3.4.1.1 Estudo de caso 1 – geometria não-linear

O elemento deste estudo de caso é uma válvula distribuidora de alta vazão que é fruto de um projeto realizado através de convênio FINEP/UFSC pelo LASHIP que consistiu no desenvolvimento de equipamentos hidráulicos para turbinas de usinas hidrelétricas (DE NEGRI *et al*, 2008).

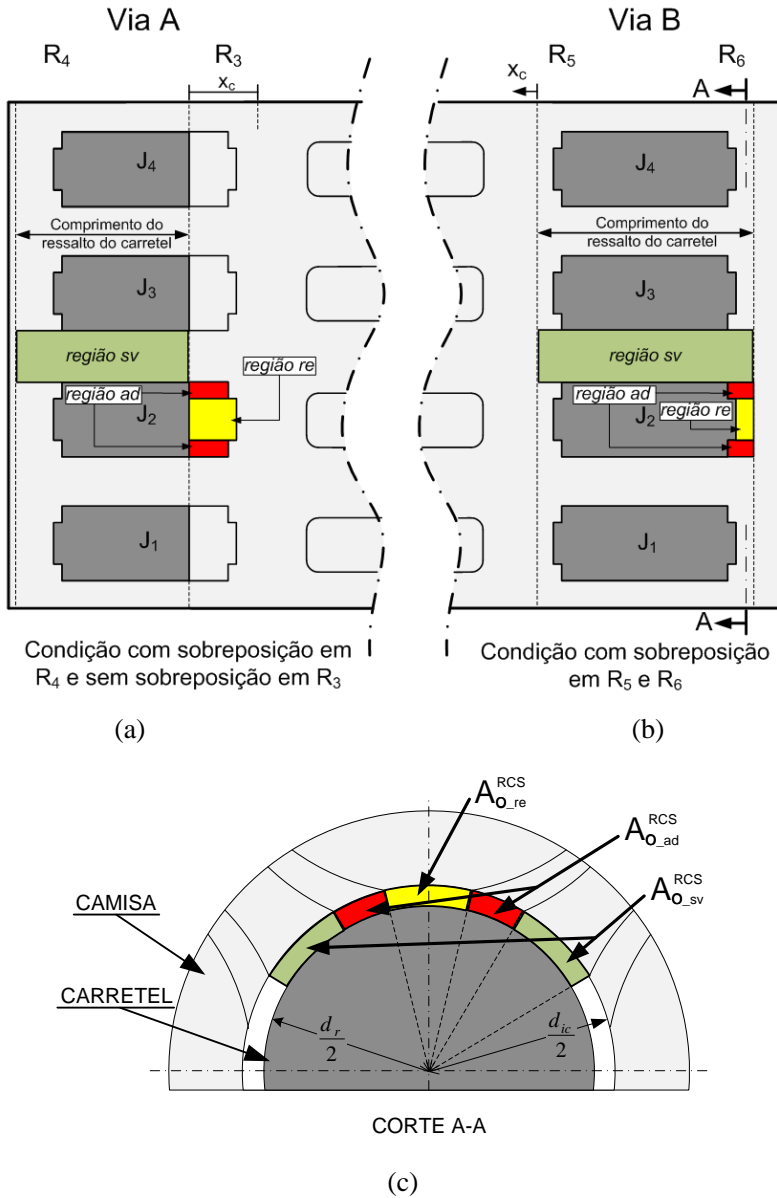
Apesar da geometria complexa (Figura 3.15), o objetivo inicial era estruturar um modelo que propiciasse determinar a vazão de controle para diferentes diferenciais de pressão e condições operacionais (DE NEGRI *et al*, 2008). Porém, no decorrer no desenvolvimento, observaram-se influência de outros parâmetros até então não analisados que serviram de motivação da presente pesquisa.



**Figura 3.15** – Geometria da válvula: (a) carretel, (b) camisa e (c) detalhe do rebaixo no pórtico da camisa (Retzlaff *et al*, 2009).

Conforme mostrado nas Figuras 3.16a e 3.16b planificando a interação entre camisa e carretel é possível avaliar que existem três regiões em que o mapeamento da área é necessário. Primeiramente, há a região em que a sobreposição é permanente em toda a circunferência da interação entre camisa e carretel ( $A_{o_{sv}}^{RCS}$ ) e há a região em que ocorre a efetiva abertura dos orifícios que é dividida em duas partes: a primeira relativa à abertura no rebaixo auxiliar ( $A_{o_{re}}$ ) e a segunda relativa à abertura do restante do pórtico do orifício ( $A_{o_{ad}}$ ).

A necessidade inicial era determinar o comportamento da área de passagem nos orifícios de controle ao longo do deslocamento do carretel sempre possibilitando que parâmetros como sobreposição, folga radial, comprimentos característicos possam ser alterados facilmente. Assim, a área total de passagem foi dividida em subáreas (Figura 3.16c), respeitando a disposição dos pórticos da camisa ( $J_i$ ), que permitissem o controle individualizado dos parâmetros geométricos.



**Figura 3.16** – Identificação da geometria interna da válvula: (a) vista planificada do conjunto camisa e carretel e (b) corte transversal na região de sobreposição constante.

Considerando tal divisão, o mapeamento da evolução da área para cada orifício na região com sobreposição é:

$$A_{o_{sv}}^{RCS} = (d_{ic}^2 - d_r^2) \cdot \left( \frac{\pi}{16} - \frac{\arcsin\left(\frac{c_{re}}{d_{ic}}\right)}{4} - \frac{\arcsin\left(\frac{c_{ad}}{d_{ic}}\right)}{4} \right) \quad (3.23)$$

$$A_{o_{re}}^{RCS} = \frac{(d_{ic}^2 - d_r^2) \cdot \arcsin\left(\frac{c_{re}}{d_{ic}}\right)}{4} \quad (3.24)$$

$$A_{o_{ad}}^{RCS} = \frac{2 \cdot (d_{ic}^2 - d_r^2) \cdot \arcsin\left(\frac{c_{ad}}{d_{ic}}\right)}{4} \quad (3.25)$$

onde:

$A_{o_{re}}^{RCS}$  → área do orifício de controle na região *re* para a região com sobreposição;

$A_{o_{ad}}^{RCS}$  → área do orifício de controle na região *ad* para a região com sobreposição;

$c_{re}$  → largura do rebaixo na região *re*;

$c_{ad}$  → largura do rebaixo na região *ad*;

Já o mapeamento para cada orifício na região sem sobreposição é:

$$A_{o_{re}}^{RSS} = d_m \cdot \arcsin\left(\frac{c_{re}}{d_{ic}}\right) \cdot \sqrt{x_{re}^2 + f_r^2} \quad (3.26)$$

$$A_{o_{ad}}^{RSS} = d_m \cdot \arcsin\left(\frac{c_{ad}}{d_{ic}}\right) \cdot \sqrt{x_{ad}^2 + f_r^2} \quad (3.27)$$

onde:

$A_{o_{re}}^{RSS}$  → área do orifício de controle na região *re* para a região sem sobreposição;

$A_{o_{ad}}^{RSS}$  → área do orifício de controle na região  $ad$  para a região com sobreposição;

$d_m$  → diâmetro médio entre  $d_{ic}$  e  $d_r$ ;

$x_{re}$  → abertura do orifício na região  $re$  que corresponde ao deslocamento do carretel menos a sobreposição na região  $re$  do respectivo orifício;

$x_{ad}$  → abertura do orifício na região  $ad$  que corresponde ao deslocamento do carretel menos a sobreposição na região  $ad$  do respectivo orifício;

Finalizando o mapeamento, são mostradas na Tabela 3.3 as áreas ativas para cada faixa de deslocamento do carretel. Essa abordagem permite que sejam diferenciadas as regiões com e sem sobreposição.

Verifica-se que com o modelo por resistências a flexibilidade nas alterações na geometria interna é privilegiada. Isto permite que o projetista faça um estudo aprofundado de como a geometria interna da válvula se comportaria visando atender os requisitos do seu projeto. Por outro lado, tal flexibilidade pode ser utilizada para o estudo de discrepâncias comportamentais de válvulas em trabalho como, por exemplo, falhas no processo de fabricação ou desgastes de utilização.

**Tabela 3.3** – Área ativas para as diferentes faixas de deslocamento do carretel.

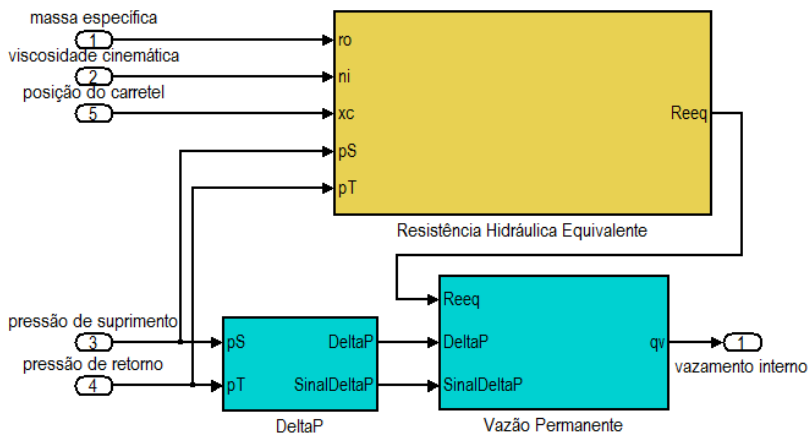
Faixa do deslocamento do carretel	Orifícios 3 e 6 ( $x_c > 0$ ) e orifícios 4 e 5 ( $x_c < 0$ )	Orifícios 4 e 5 ( $x_c \geq 0$ ) e orifícios 3 e 6 ( $x_c \leq 0$ )
$x_c < s_v$	$A_{oi} = A_o^{RCS} =$ $A_{o_{sv}}^{RCS} + A_{o_{re}}^{RCS} + A_{o_{ad}}^{RCS}$	$A_{oi} = A_o^{RCS} =$ $A_{o_{sv}}^{RCS} + A_{o_{re}}^{RCS} + A_{o_{ad}}^{RCS}$
$x_c \leq s_v + l_i$	$A_{oi} = A_o^{RCS} + A_o^{RSS}$ $A_o^{RSS} = A_{o_{re}}^{RSS}$ $A_o^{RCS} = A_{o_{sv}}^{RCS} + A_{o_{ad}}^{RCS}$	
$x_c > s_v + l_i$	$A_{oi} = A_o^{RCS} + A_o^{RSS}$ $A_o^{RSS} = A_{o_{re}}^{RSS} + A_{o_{ad}}^{RSS}$ $A_o^{RCS} = A_{o_{sv}}^{RCS}$	

Para exemplificar, pode-se utilizar esta modelagem para determinar qual deve ser a folga radial de uma determinada válvula para atender aos requisitos de vazamento interno impostos por normas e por outro

ponto de vista, pode-se utilizar o mesmo modelo para determinar qual a folga de uma válvula que está em operação há vários anos por intermédio de seu vazamento interno.

O cálculo do coeficiente de descarga é feito de acordo com a seção 3.3. Com tal abordagem, juntamente com o cálculo das áreas exposto na Tabela 3.3, aplica-se a Equação 3.2 da vazão através de orifícios para determinar o comportamento da pressão nas vias de trabalho e do vazamento interno. Um ponto importante a ser esclarecido é a não modelagem do efeito das câmaras de controle nas vias de trabalho, a qual será contemplada no modelo seguinte.

A seguir, ilustra-se a estrutura principal do programa de simulações onde na Figura 3.17 é mostrada a implementação do modelo por resistências que, baseado na Equação 3.19, é calculada a resistência equivalente. Na Figura 3.18, é mostrada a estrutura interna do bloco “Resistência Hidráulica Equivalente” onde cada orifício é modelado separadamente gerando flexibilidade na parametrização da geometria da válvula. Tal parametrização é realizada através de um código (Apêndice A.1) programado no próprio ambiente do Matlab®.



**Figura 3.17** – Diagrama geral do programa de simulações baseado em resistências hidráulicas.

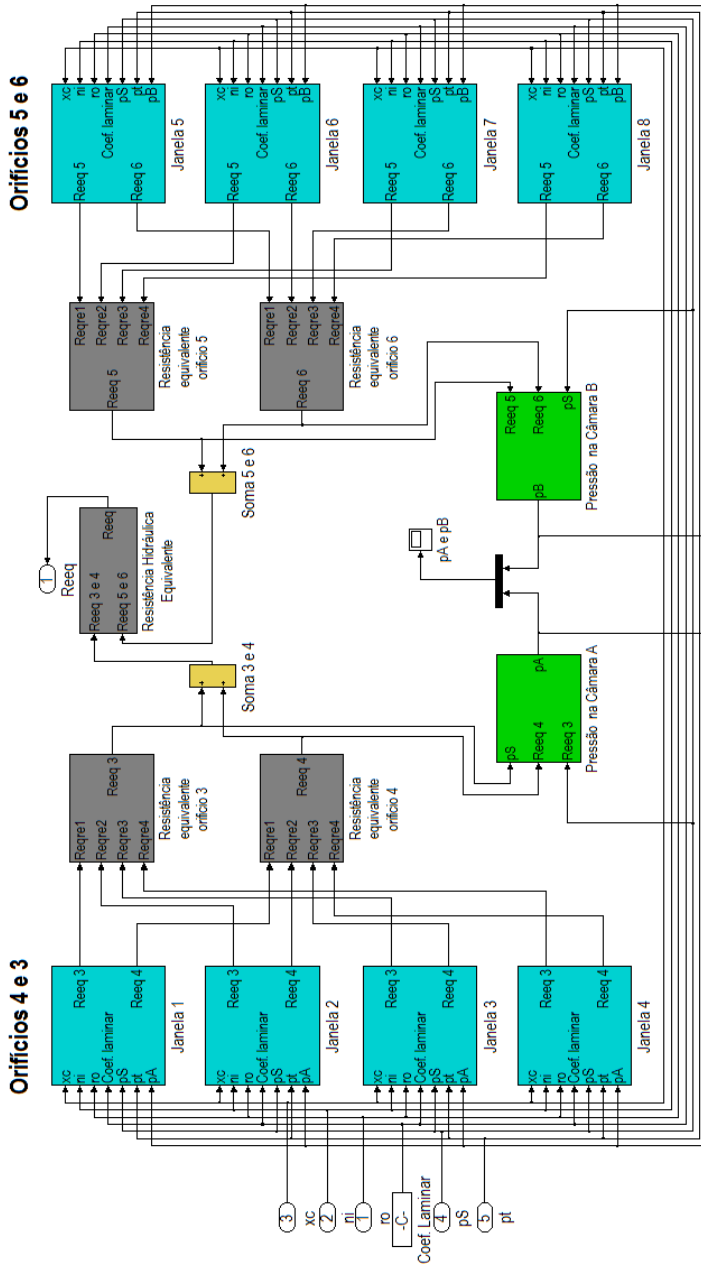


Figura 3.18 – Diagrama detalhado do programa de simulações baseado em resistências hidráulicas.



### 3.4.2 Modelo por vazão de controle

O modelo por vazão de controle busca determinar a transição do tipo de escoamento, laminar ou turbulento, tendo como parâmetro de comparação uma vazão de transição calculada para cada condição pontual, ou seja, em cada posição do carretel é calculada uma vazão teórica de transição para cada orifício que é comparada a vazão que efetivamente está passando no momento no mesmo orifício. Caso a vazão efetiva seja menor, ter-se-á escoamento laminar, caso seja maior, ter-se-á escoamento turbulento. Esta estratégia de modelagem tem sido adotada em diversos trabalhos realizados no LASHIP. Em Kinceler e De Negri (2001), a modelagem foi utilizada para o estudo de vazões e forças de escoamento em válvula de carretel deslizante. Em De Negri et al (2008), a mesma modelagem foi utilizada para o desenvolvimento de uma válvula distribuidora para reguladores de velocidade de usinas hidrelétricas.

Através da modelagem por fluxo de sinal, o equacionamento descrito a seguir é convenientemente organizado a fim de representar o fluxo do fluido hidráulico no interior das válvulas direcionais de controle contínuo. Como o processo de simulação é iterativo devido à interdependência de variáveis como vazão, pressão, coeficiente de descarga, há uma lógica de programação no modelo que propicia que as condições iniciais da simulação para a posição seguinte do carretel sejam as condições finais da simulação da posição anterior do carretel. Assim, evita-se perder informação além de aumentar o realismo das condições de simulação teóricas frente às condições do ensaio real.

Para o entendimento desta modelagem, tem-se como base a vazão através do orifício de controle conforme exposto na seção 3.1 e principalmente o equacionamento para um volume de controle que representa as câmaras entre os orifícios de controle de uma mesma via, conforme descrito nas seções seguintes.

#### 3.4.2.1 Câmara de controle

Toda válvula possui em sua geometria interna câmaras entre os pórticos e as vias de trabalho em que o fluido fica parcialmente confinado e que contribuem no aumento do seu tempo de resposta. O volume destas câmaras é cada vez maior com o aumento do tamanho nominal da válvula, o que eleva a chance do aparecimento de histerese. Neste trabalho é abordada a influência do tamanho das câmaras de controle das vias de trabalho da válvula no comportamento das pressões tanto para válvulas de grande como de pequeno porte.

A modelagem matemática destas câmaras é regida pela equação da continuidade (Equação 3.28). Esta equação determina que a diferença entre a vazão de entrada ( $qv_1$ ) e de saída ( $qv_2$ ) em um dado volume de controle (VC) é igual à taxa de variação do volume no tempo somada à parcela que corresponde à expansão ou compressão do fluido no interior do mesmo devido às variações na pressão no interior da câmara.

$$qv_1 - qv_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta_e} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (3.28)$$

onde:

$qv_1$  → vazão que entra no volume de controle [ $m^3/s$ ];

$qv_2$  → vazão que sai do volume de controle [ $m^3/s$ ];

$\frac{dV}{dt}$  → taxa de variação do volume de controle no tempo no VC [ $m^3/s$ ];

$\frac{V}{\beta_e} \cdot \frac{dp}{dt}$  → taxa de compressão/expansão do fluido no VC [ $m^3/s$ ];

$V$  → volume da câmara [ $m^3$ ];

$\beta_e$  → módulo de compressibilidade efetivo [ $Pa$ ].

Conforme detalhamento feito na seção 2.3, os ensaios são realizados em condição de regime permanente possibilitando eliminar a parcela da Equação 3.28 correspondente à taxa de variação do volume do volume de controle no tempo. Assim, a equação da continuidade aplicada neste estudo é:

$$qv_1 - qv_2 = \frac{V}{\beta_e} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (3.29)$$

Conforme Linsingen (2008), o módulo de compressibilidade efetivo  $\beta_e$  inclui o efeito da presença de ar no fluido e da dilatação dos componentes mecânicos internos como carretel e camisa e externo como o corpo. Este parâmetro é de difícil obtenção, até mesmo experimentalmente e, no caso de volumes pequenos, a influência do ar dissolvido ou do ar preso nas câmaras, torna este parâmetro muito significativo. Desta

maneira, estruturou-se um método comparativo entre os resultados experimentais e os teóricos para que o módulo de compressibilidade efetivo fosse determinado de tal forma que contribuísse para uma representação teórica coerente dos fenômenos físicos que não se possui domínio. Este método comparativo será esclarecido no capítulo 5.

### 3.4.2.2 Equações para regiões com sobreposição

Através da equação da vazão por orifícios (Equação 3.2) e do cálculo do coeficiente de descarga para a RCS baseado nas assíntotas apresentadas (Figura 3.10), é possível determinar as vazões de interesse, ou seja, vazão laminar, de transição e turbulenta.

Segundo Kinceler e De Negri (2001) e tendo como referência a assíntota turbulenta, a equação que descreve a vazão em regime turbulento pode ser expressada por:

$$q_{v\_turb}^{RCS} = c_{d\_turb} \cdot A_o^{RCS} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (3.30)$$

Por outro lado, a assíntota laminar do coeficiente de descarga para região com sobreposição permite expressar o  $c_d$  como:

$$c_d = 0,11243 \cdot \sqrt{\frac{D_h \cdot Re}{l_{sob}}} \quad (3.31)$$

onde:

$l_{sob}$  → recobrimento no orifício de controle para uma determinada posição do carretel que, para válvulas com sobreposição, corresponde à diferença entre a sobreposição do orifício e o deslocamento do carretel.

Aplicando a Equação 3.17 que descreve o número de Reynolds na Equação 3.31 e seu resultado na Equação 3.2, define-se a equação da vazão laminar para a região com sobreposição:

$$q_{v\_lam}^{RCS} = 0,01286 \cdot \frac{D_h^2 \cdot A_o^{RCS}}{\nu \cdot l_{sob}} \cdot \left( \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho} \right) \quad (3.32)$$

A vazão de transição é deduzida através da Equação 3.31 adotando-se como condição limite  $c_d = c_{d\_turb}$  e substituindo  $R_e$  pela sua equação em função da vazão (Equação 3.17). Logo:

$$q_{v\_trans}^{RCS} = 77.763 \cdot \frac{A_o^{RCS} \cdot l_{sob} \cdot \nu \cdot c_{d\_turb}^2}{D_h^2} \quad (3.33)$$

Finalizando, a lógica determina que no caso em que  $q_{v\_lam}^{RCS} \leq q_{v\_trans}^{RCS}$ , o escoamento é definido como laminar ( $q_{v\_lam}^{RCS}$ ). Caso  $q_{v\_lam}^{RCS} > q_{v\_trans}^{RCS}$ , o escoamento é definido como turbulento ( $q_{v\_turb}^{RCS}$ ) (KINCERLER e DE NEGRI, 2001).

### 3.4.2.3 Equações para regiões sem sobreposição

Do mesmo modo, através da equação da vazão por orifícios (Equação 3.2) e do cálculo do coeficiente de descarga para a RSS baseado nas assíntotas apresentadas (Figura 3.11), é possível determinar as vazões de interesse, ou seja, vazão laminar, de transição e turbulenta.

Segundo Kinceler e De Negri (2001) e tendo como referência a assíntota turbulenta, a equação que descreve a vazão em regime turbulento pode ser expressada por:

$$q_{v\_turb}^{RSS} = c_{d\_turb} \cdot A_o^{RSS} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (3.34)$$

Por outro lado, aplicando a Equação 3.17 que descreve o número de Reynolds na Equação 3.18 que expressa o  $c_d$  para a assíntota laminar e seu resultado na Equação 3.2, define-se a equação da vazão laminar para a região sem sobreposição:

$$q_{v\_lam}^{RSS} = \delta^2 \cdot \frac{D_h \cdot A_o^{RSS}}{\nu} \cdot \left( \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho} \right) \quad (3.35)$$

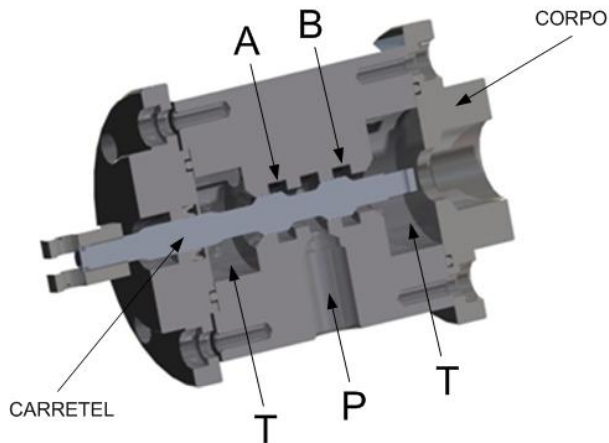
Para a vazão de transição, parte-se do princípio que a Equação 3.18 é válida para  $c_d \leq c_{d\_turb}$ . Assim, a vazão de transição laminar-turbulento para a RSS é:

$$q_{v\_trans}^{RSS} = \left( \frac{c_{d\_turb}}{\delta} \right)^2 \cdot \frac{A_o^{RSS} \cdot v}{D_h} \quad (3.36)$$

Assim, a lógica determina que no caso em que  $q_{v\_lam}^{RSS} \leq q_{v\_trans}^{RSS}$ , o escoamento é definido como laminar ( $q_{v\_lam}^{RSS}$ ). Por outro lado, caso  $q_{v\_lam}^{RSS} > q_{v\_trans}^{RSS}$ , o escoamento é definido como turbulento ( $q_{v\_turb}^{RSS}$ ) (KINCELER e DE NEGRI, 2001).

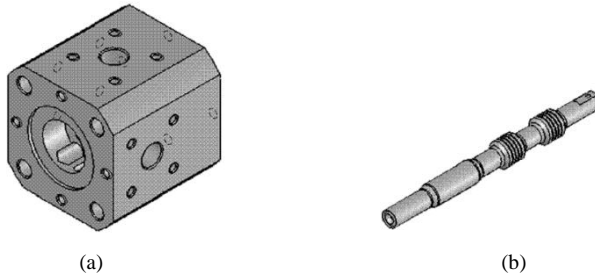
#### 3.4.2.4 Estudo de caso 2 – geometria linear

O elemento deste estudo (Figura 3.19) é uma válvula direcional com quatro vias utilizada no dispositivo hidráulico de sobrevelocidade da Usina de Tucuruí/PA e que foi fruto do mesmo projeto realizado através de convênio FINEP/UFSC da válvula da seção 3.4.1.1.



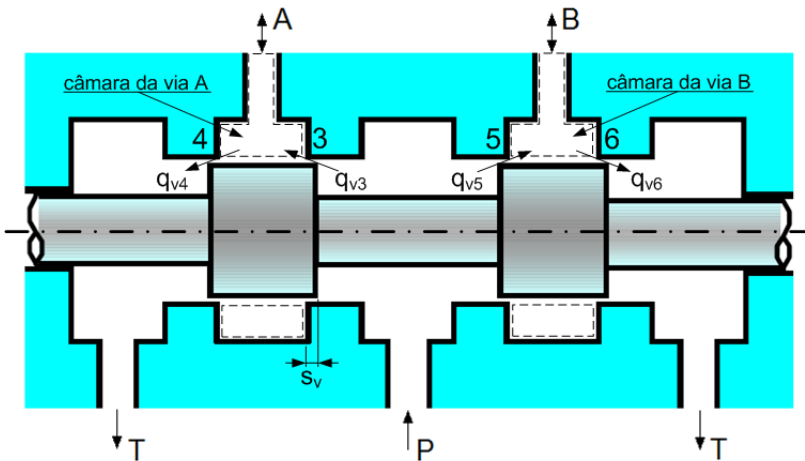
**Figura 3.19** – Vista em corte da válvula direcional do sensor de sobrevelocidade.

Esta válvula é constituída por um corpo (Figura 3.20a) e um carretel (Figura 3.20b) onde da interação entre os pórticos do corpo e os ressaltos do carretel são definidos os parâmetros geométricos necessários para a determinação do comportamento da área de passagem do fluido ao longo do deslocamento do carretel. No Apêndice B são apresentados os desenhos dimensionais do corpo e do carretel visando à melhor compreensão do dispositivo.



**Figura 3.20** – Peças principais da válvula direcional: (a) corpo e (b) carretel.

A modelagem completa da válvula compreende o cálculo da vazão de controle em cada orifício sendo que em cada via de trabalho da válvula há uma câmara de controle intermediária. A Figura 3.21 ilustra a nomenclatura dos orifícios e das câmaras.



**Figura 3.21** – Ilustração das variáveis de acordo com a geometria interna.

Através da comparação entre a Figura 3.19 e Figura 3.21, visualiza-se a concordância entre a geometria real e sua representação teórica. A título de unificação, o caminho que o fluido percorre no interior da válvula é descrito como:

- entrada do fluido pela linha de pressão ( $p_S$ );
- passagem pelas restrições (orifício 3 e orifício 5)

- passagem pelas respectivas câmaras de controle (câmara A e câmara B);
- passagem pelas restrições (orifício 4 e orifício 5)
- saída do fluido pela via de retorno ao reservatório.

O acréscimo da modelagem das câmaras de controle permite avaliar o efeito da compressibilidade do fluido no seu interior durante os ensaios de pressão e vazamento interno. O equacionamento é feito através da lógica das equações descritas nas seções 3.4.2.2 e 3.4.2.3 para os orifício de controle da válvula conforme a condição de sobreposição e da Equação 3.29 para as câmaras de controle.

A equação da continuidade para a câmara A é expressa como:

$$q_{v3} - q_{v4} = \frac{V_A}{\beta_e} \cdot \frac{dp_A}{dt} \quad (3.37)$$

e para a câmara B como:

$$q_{v5} - q_{v6} = \frac{V_B}{\beta_e} \cdot \frac{dp_B}{dt} \quad (3.38)$$

A Tabela 3.4 apresenta a lógica de transição das áreas de cada orifício de controle onde, quando há sobreposição entre camisa e carretel, é utilizada a Equação 3.4 e, quando não há sobreposição, a Equação 3.8.

Dimensionalmente, é possível determinar valores dos diâmetros tanto da camisa quanto do carretel e das sobreposições específicas para cada orifício. Assim, consegue-se uma adequada descrição do comportamento da válvula.

**Tabela 3.4** – Mapeamento da área de passagem para os orifícios de controle de geometria linear.

Área	$x_c < -s_v$	$-s_v \leq x_c \leq s_v$	$x_c > s_v$
$A_{o3}$	$\frac{\pi \cdot (d_{ic}^2 - d_r^2)}{4}$	$\frac{\pi \cdot (d_{ic}^2 - d_r^2)}{4}$	$\frac{\pi \cdot d_m}{\sqrt{x_c^2 + f_r^2}}$
$A_{o4}$	$\frac{\pi \cdot d_m}{\sqrt{x_c^2 + f_r^2}}$	$\frac{\pi \cdot (d_{ic}^2 - d_r^2)}{4}$	$\frac{\pi \cdot (d_{ic}^2 - d_r^2)}{4}$
$A_{o5}$	$\frac{\pi \cdot d_m}{\sqrt{x_c^2 + f_r^2}}$	$\frac{\pi \cdot (d_{ic}^2 - d_r^2)}{4}$	$\frac{\pi \cdot (d_{ic}^2 - d_r^2)}{4}$
$A_{o6}$	$\frac{\pi \cdot (d_{ic}^2 - d_r^2)}{4}$	$\frac{\pi \cdot (d_{ic}^2 - d_r^2)}{4}$	$\frac{\pi \cdot d_m}{\sqrt{x_c^2 + f_r^2}}$

Conforme será abordado no capítulo 5, é significativa a diferença do comportamento das curvas de pressão e de vazamento interno quando é simulada a condição de dimensões médias e quando é simulada a condição de dimensões exatas para cada orifício. Entende-se que o ideal seria um mapeamento da evolução do diâmetro da camisa e do carretel ao longo do deslocamento do carretel para uma adequação ainda maior, porém se torna inviável dependendo do objetivo do estudo.

O diâmetro hidráulico segue o mesmo princípio da área em função do deslocamento do carretel e da sobreposição nos orifícios. A Tabela 3.5 apresenta-o para as diversas faixas de deslocamento do carretel.

**Tabela 3.5** – Mapeamento do diâmetro hidráulico para os orifícios de controle.

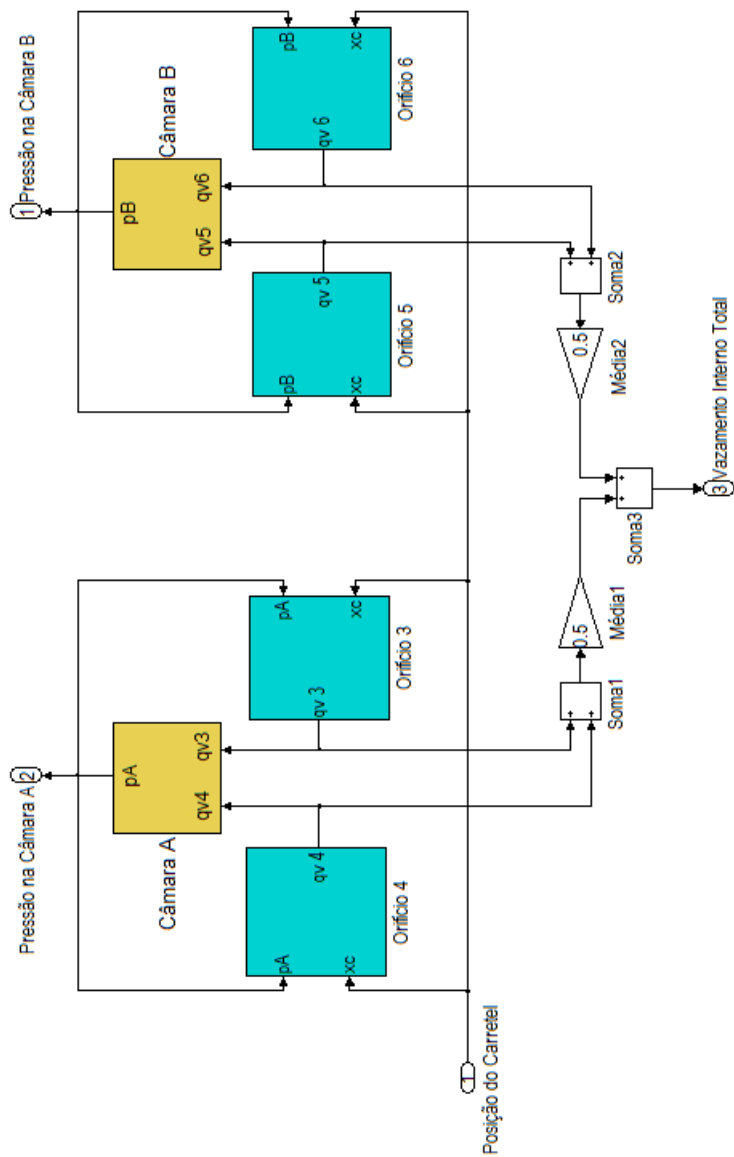
Orifício	$x_c < -s_v$	$-s_v \leq x_c \leq s_v$	$x_c > s_v$
$A_{o3}$	$d_{ic} - d_r$	$d_{ic} - d_r$	$2 \cdot \sqrt{x_c^2 + f_r^2}$
$A_{o4}$	$2 \cdot \sqrt{x_c^2 + f_r^2}$	$d_{ic} - d_r$	$d_{ic} - d_r$
$A_{o5}$	$2 \cdot \sqrt{x_c^2 + f_r^2}$	$d_{ic} - d_r$	$d_{ic} - d_r$
$A_{o6}$	$d_{ic} - d_r$	$d_{ic} - d_r$	$2 \cdot \sqrt{x_c^2 + f_r^2}$



Com base no equacionamento apresentado, desenvolveu-se um programa para simulações (Figura 3.22) em Matlab/Simulink visando o cálculo das pressões nas câmaras de controle e as vazões nos orifícios de controle que, convenientemente associadas, determinam o vazamento interno da válvula.

Procurou-se dispor os blocos do programa de uma forma que lembrasse a sequência de passagem do fluido no interior da válvula o que facilita a navegação interna para que, em caso de necessidade, a alteração de parâmetros ficasse mais rápida e consciente. Visualiza-se na Figura 3.22, de forma macroscópica, os quatro orifícios de controle e as respectivas câmaras onde a parametrização e a entrada/saída das variáveis são regidas por um código (Apêndice A.2) programado no próprio ambiente do Matlab.

A Figura 3.23 apresenta o equacionamento para o orifício 3 que é dividido em RCS e RSS além do processo de determinação da vazão efetiva. Os blocos em cor cinza equacionam o escoamento para a condição de sobreposição (tubo curto) e os blocos em cor verde equacionam a condição de não sobreposição (canto vivo). Para cada condição, há o equacionamento do regime do escoamento. A lógica de verificação está baseada na equação da vazão de transição onde, caso a magnitude da vazão laminar seja menor ou igual à de transição, o escoamento é laminar. Por outro lado, se a vazão laminar estiver acima da vazão de transição, considera-se escoamento em regime turbulento. Para este orifício, as variáveis de entrada são o deslocamento do carretel e a pressão na via de trabalho A, e a variável de saída é a vazão no orifício 3.



**Figura 3.22** – Vista geral do programa para simulações.

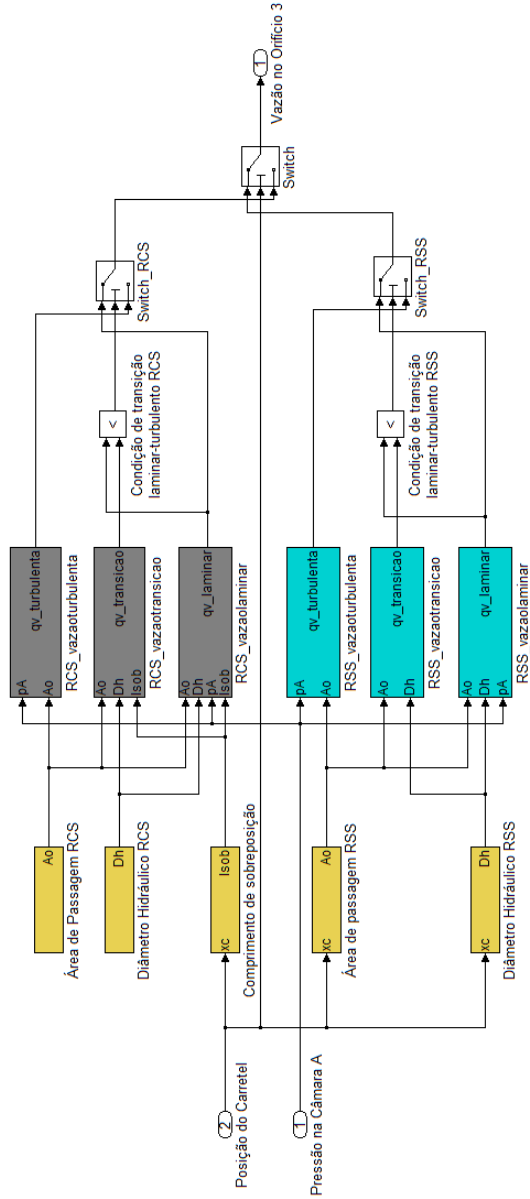
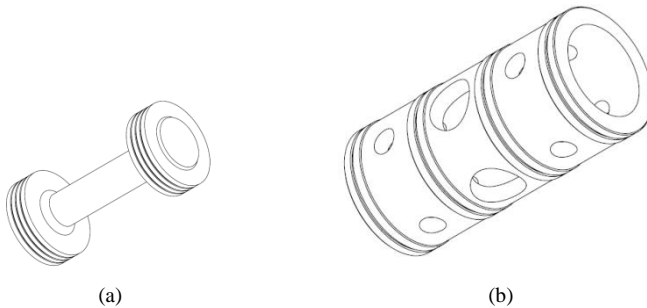


Figura 3.23 – Vista geral do equacionamento em um dos orifícios de controle.

### 3.4.2.5 Estudo de caso 3 – geometria não-linear

Neste estudo, a válvula escolhida foi uma válvula distribuidora (Figura 3.24) de alta vazão. Esta opção foi feita devido à disponibilidade de um protótipo<sup>7</sup> oferecido pela empresa REIVAX S/A Automação e Controle que é fruto de um projeto desenvolvido pela própria empresa cujos testes hidráulicos de desempenho foram realizados no LASHIP. Através deste projeto, gerou-se a possibilidade da utilização da válvula para esta dissertação.



**Figura 3.24** – Componentes internos da válvula distribuidora: (a) carretel e (b) camisa.

Observa-se que no carretel não há qualquer rebaixo indicando a existência de uma geometria diferenciada (os sulcos presentes são para alívio da pressão conforme descrito em Merritt (1967)), porém os pórticos de controle da camisa são de geometria circular. A interação entre carretel e camisa gera uma área de passagem do fluido que evolui de forma não-linear ao longo do deslocamento do carretel, conforme exposto na seção 3.2.2.2.

A modelagem para a determinação da vazão de controle nos orifícios da válvula é a mesma utilizada no estudo de caso 2 para a geometria linear onde as equações das seções 3.4.2.2 e 3.4.2.3 são igualmente aplicada a esta geometria e o cálculo do coeficiente de descarga segue os princípios apresentados na seção 3.3.

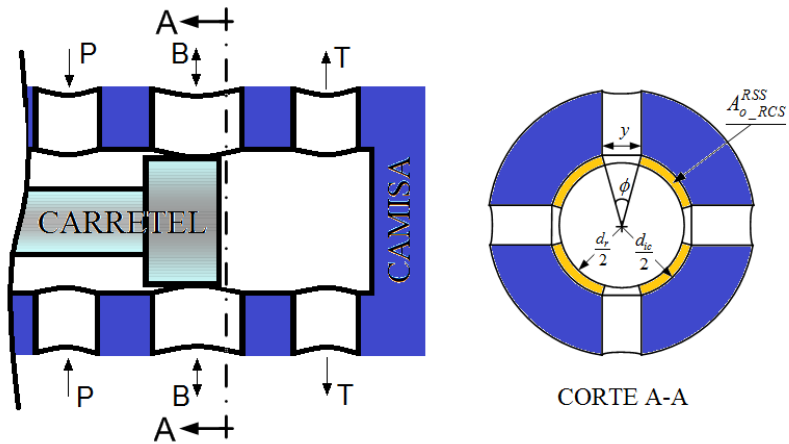
A variável que diferencia as modelagens de diferentes válvulas é a área de passagem do fluido no orifício de controle. O mapeamento do comportamento das áreas ao longo do deslocamento do carretel tem

<sup>7</sup> Por questões legais e por ser um produto desenvolvido pela empresa REIVAX S/A Automação e Controle, foi necessário manter sigilo das informações de projeto. Assim, são apresentados somente os dados necessários para o entendimento da geometria interna da válvula.

como base o exposto na seção 3.2.2.2. Porém, estes cálculos são somente para uma unidade de orifício circular. Sendo assim, deve-se adaptar a abordagem para contemplar os quatro orifícios circulares em cada via de trabalho.

Para a região com sobreposição, a Equação 3.4 da área anular e a Equação 3.6 do diâmetro hidráulico são utilizadas normalmente. A grande diferença está na região sem sobreposição, pois apesar de ocorrer a abertura dos quatro orifícios circulares, há quatro regiões entre os furos que permanecem com recobrimento. Assim, existem quatro regiões sem sobreposição e quatro regiões com sobreposição para uma única posição do carretel. Este fato dificulta a obtenção da área de passagem e do diâmetro hidráulico devido à região de transição entre a RCS e a RSS. Por isto, o cálculo da área e do diâmetro hidráulico é feito através da soma das oito seções visando unificá-las.

Para as regiões com sobreposição, o cálculo é feito eliminando-se as áreas dos furos da área total, conforme ilustrado na Figura 3.25.



**Figura 3.25** – Área das regiões com sobreposição constante ente camisa e carretel durante a abertura dos orifícios de controle.

Logo, a área total das regiões com sobreposição é:

$$A_{\sigma_{RCS}}^{RSS} = (d_{ic}^2 - d_r^2) \cdot \left( \frac{\pi}{4} - \sin^{-1} \left( \frac{y}{d_{ic}} \right) \right) \quad (3.39)$$

Observa-se que há uma dependência da variável ( $y$ ) que descreve a abertura do diâmetro do orifício circular com o deslocamento do carretel. Assim, minimiza-se a influência das zonas de transição entre a RCS e a RSS.

Somando-se a área da Equação 3.39 com as áreas dos quatro orifícios calculadas pela Equação 3.11, a qual representa a área de apenas um orifício circular, obtém-se a área total de passagem na região em que ocorre a abertura de um orifício de controle, ou seja:

$$A_{o\_nlin}^{RSS} = (d_{ic}^2 - d_r^2) \cdot \left( \frac{\pi}{4} - \sin^{-1} \left( \frac{y}{d_{ic}} \right) \right) + \frac{d_p^2}{\cos \left( \tan^{-1} \frac{f_r}{x_c} \right)} \cdot \left[ \cos^{-1} \cdot \left( 1 - \frac{2 \cdot x_c}{d_p} \right) - 2 \cdot \left( 1 - \frac{2 \cdot x_c}{d_p} \right) \cdot \sqrt{\frac{x_c}{d_p} - \left( \frac{x_c}{d_p} \right)^2} \right] \quad (3.40)$$

A Tabela 3.6 apresenta o mapeamento das áreas ativas para as diferentes faixas de deslocamento do carretel.

**Tabela 3.6** – Mapeamento da área de passagem para os orifícios de controle do estudo de caso 3.

Área	$x_c < -s_v$	$-s_v \leq x_c \leq s_v$	$x_c > s_v$
$A_{o3}$	$\frac{\pi \cdot (d_{ic}^2 - d_r^2)}{4}$	$\frac{\pi \cdot (d_{ic}^2 - d_r^2)}{4}$	Equação 3.40
$A_{o4}$	Equação 3.40	$\frac{\pi \cdot (d_{ic}^2 - d_r^2)}{4}$	$\frac{\pi \cdot (d_{ic}^2 - d_r^2)}{4}$
$A_{o5}$	Equação 3.40	$\frac{\pi \cdot (d_{ic}^2 - d_r^2)}{4}$	$\frac{\pi \cdot (d_{ic}^2 - d_r^2)}{4}$
$A_{o6}$	$\frac{\pi \cdot (d_{ic}^2 - d_r^2)}{4}$	$\frac{\pi \cdot (d_{ic}^2 - d_r^2)}{4}$	Equação 3.40

Finalizando a modelagem, deve-se determinar o diâmetro hidráulico para esta situação. Com o aumento da complexidade da geometria interna, é possível que seja necessário modularizar a geometria a fim de facilitar a determinação tanto da área total de passagem quanto do diâmetro hidráulico. Esta abordagem acrescenta erros na modelagem dos fenômenos físicos, principalmente na modelagem da vazão, pois informações são perdidas nas regiões de transição entre as diversas regiões modularizadas.

O perímetro molhado desta região depende do nível de abertura dos orifícios circulares, assim como apresentado na área de passagem. Dessa forma, tendo como base a Figura 3.25, determina-se o perímetro das quatro áreas com sobreposição permanente e o perímetro relativo aos quatro furos.

Para o perímetro molhado total onde é somado o perímetro das RCS, o perímetro da abertura dos orifícios e o perímetro do carretel, tem-se:

$$Pe_{nlin}^{RSS} = \left[ \pi \cdot d_{ic} - 8 \cdot d_{ic} \cdot \sin^{-1} \left( \frac{y}{d_{ic}} \right) \right] + \left[ 4 \cdot d_{ic} \cdot \cos^{-1} \left( 1 - \frac{2 \cdot x_c}{d_p} \right) \right] + [\pi \cdot d_r] \quad (3.41)$$

Assim, o diâmetro hidráulico da região sem sobreposição para a geometria não-linear apresentada é:

$$D_{h,nlin}^{RSS} = 4 \cdot \frac{A_{o,nlin}^{RSS}}{Pe_{nlin}^{RSS}} \quad (3.42)$$

A Tabela 3.7 apresenta o diâmetro hidráulico para as diferentes faixas de deslocamento do carretel.

**Tabela 3.7** – Mapeamento do diâmetro hidráulico para os orifícios de controle do estudo de caso 3.

<b>Diâmetro hidráulico</b>	$x_c < -s_v$	$-s_v \leq x_c \leq s_v$	$x_c > s_v$
$D_{h3}$	$d_{ic} - d_r$	$d_{ic} - d_r$	Equação 3.43
$D_{h4}$	Equação 3.43	$d_{ic} - d_r$	$d_{ic} - d_r$
$D_{h5}$	Equação 3.43	$d_{ic} - d_r$	$d_{ic} - d_r$
$D_{h6}$	$d_{ic} - d_r$	$d_{ic} - d_r$	Equação 3.43

Tendo como referência o equacionamento apresentado, o mapeamento das áreas de passagem e o cálculo do coeficiente de descarga segundo a seção 3.3, utiliza-se o mesmo programa (Figura 3.22 e Figura 3.23) desenvolvido em Matlab/Simulink para unir as equações propiciando o cálculo das pressões nas câmaras de controle e as vazões nos orifícios de controle.

O que difere uma válvula da outra é a geometria interna, isso exige que a determinação da área de passagem e do diâmetro hidráulico seja corretamente executada visando minimizar erros na modelagem.



## Capítulo 4

**CARACTERIZAÇÃO TEÓRICO-EXPERIMENTAL**

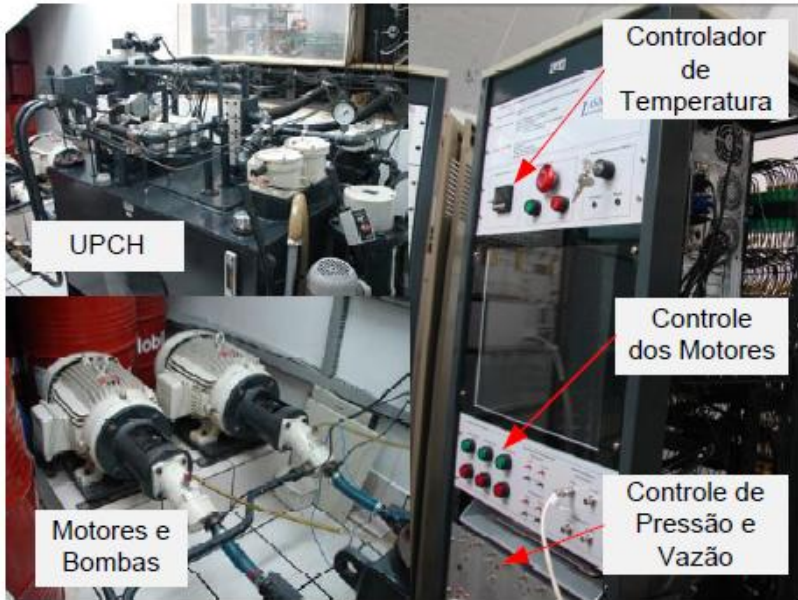
A correta parametrização de um modelo analítico é um dos passos para que resultados consistentes sejam obtidos. Para isto, é preciso que os parâmetros dos modelos apresentados sejam investigados visando a sua correta determinação nas mais diferentes condições de trabalho. Alguns destes parâmetros podem ser obtidos teoricamente como é o caso da viscosidade do fluido utilizado. Já outros devem ser obtidos experimentalmente como o volume das câmaras de controle da válvula.

Outra etapa importante é definir a metodologia dos ensaios, pois estes ensaios possuem procedimentos normatizados como é o caso do vazamento interno. Porém, para a investigação de fenômenos como a histerese, é necessário estruturar uma metodologia robusta de ensaios que propicie repetibilidade dos resultados do procedimento experimental.

Todos os ensaios foram realizados no LASHIP no setor da Hidráulica I que possui uma bancada para ensaios hidráulicos que segue os conceitos expostos na seção 2.3. Na sequência, são apresentados a bancada de ensaios e os métodos para obtenção dos valores dos parâmetros do modelo teórico.

**4.1 BANCADA DE ENSAIOS**

O sistema hidráulico utilizado é composto pela Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico (UPCH) (Figura 4.1) que fornece o fluido na pressão e vazão requerida para o ensaio e também pela bancada de testes (Figura 4.2) onde há o circuito de atuação no qual é convenientemente montada a válvula a ser testada. A UPCH é capaz de controlar vazão, pressão e temperatura, possuindo vazão máxima de 100 dm<sup>3</sup>/min (100 L/min), pressão máxima de 20 MPa (200 bar) e temperatura máxima de trabalho de 60°C.



**Figura 4.1** – Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico (Ramos Filho, 2009).



**Figura 4.2** – Bancada de testes (Ramos Filho, 2009).

Baseado na estrutura da bancada apresentada pela norma ISO 10.770-1 que contempla a realização dos ensaios descritos nesta norma, utilizou-se somente o circuito e os componentes pertinentes a realização dos ensaios descritos na seção 2.3. A Figura 4.3 apresenta o circuito

hidráulico da bancada utilizada se acordo com a simbologia determinada pela norma ISO 1219-1 (ISO, 2006). Já a Tabela 4.1 discrimina os componentes utilizados incluindo a instrumentação para aquisição dos sinais de interesse.

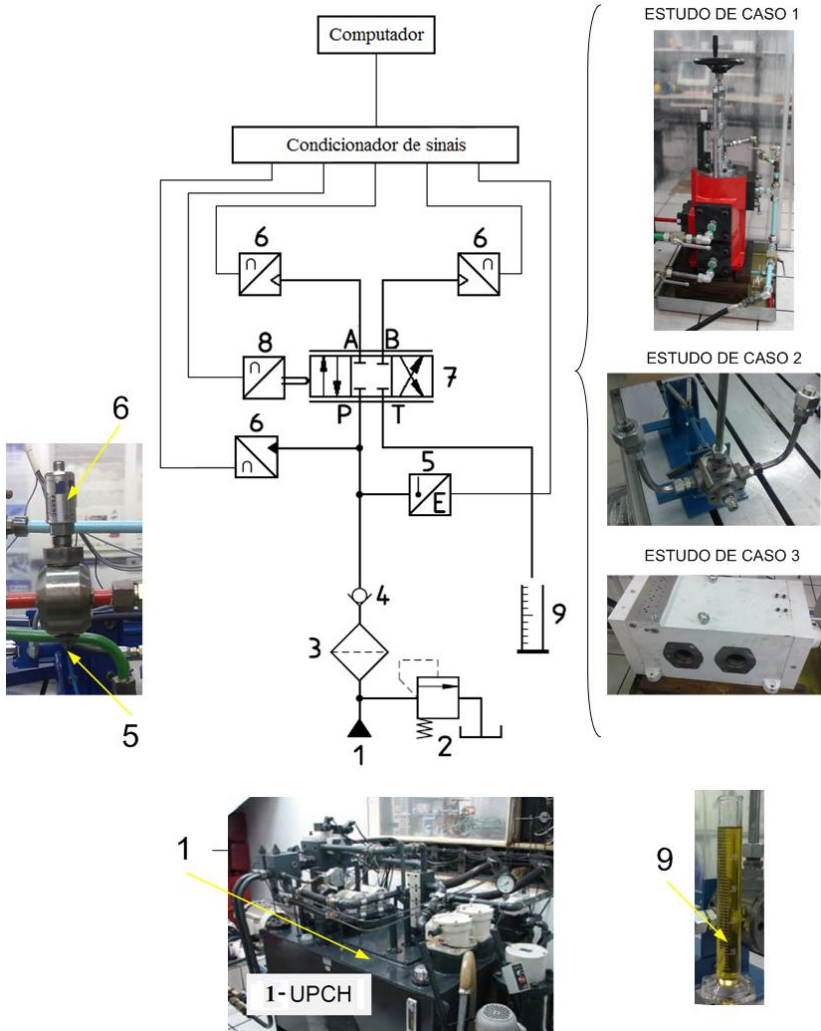


Figura 4.3 – Circuito hidráulico da bancada de ensaios.

**Tabela 4.1** - Componentes do circuito hidráulico da bancada de ensaios.

Item	Equipamento	Características
1	UPCH	Reservatório de 500 L, 2 motores de 22 kW, 2 bombas de pistão axial de 30 L/min, válvulas limitadoras de pressão, válvulas reguladoras de vazão
2	Válvula de alívio	Pressão de ajuste: 250 bar
3	Filtro	-
4	Válvula de retenção	-
5	Termopar	Tipo "J" (Fe-CuNi)
6	Transmissor de pressão	HBM P15RVA1/200B, faixa de medição de 0 a 20 MPa, incerteza de medição de $\pm 1\%$ .
7	Válvulas direcionais de controle contínuo	Estudo de caso 1: válvula distribuidora de 7.000 L/min ( $\Delta p_{total} = 10$ bar)  Estudo de caso 2: válvula direcional de 400 L/min ( $\Delta p_{total} = 10$ bar)  Estudo de caso 3: válvula distribuidora de 2.500 L/min ( $\Delta p_{total} = 10$ bar)
8	Transdutor de posição	BALLUFF BTL5-A11-M200-P-S32, faixa de medição de 0 a 200 mm, incerteza de medição de 0,02% VFE
9	Proveta	Provetas graduadas Faixas de medição: 0 – 10 mL; 0 – 50 mL; 0 – 1,0 L

#### 4.1.1 Sistema de aquisição e condicionamento de sinais

O sistema de aquisição e condicionamento de sinais auxiliou no correto levantamento dos sinais de interesse para levantamento das curvas dos ensaios normatizados e na parametrização do modelo teórico.

Na sequência, são descritos os principais módulos utilizados e os sinais físicos adquiridos.

#### ***4.1.1.1 Medição da pressão***

A monitoração da pressão é realizada na via de suprimento, na via de trabalho A e na via de trabalho B sendo que a via de retorno T sempre foi ligada diretamente à atmosfera garantindo pressão manométrica nula. Estas medições são feitas o mais próximo possível da válvula para evitar que volumes extras devido às tubulações auxiliares possam influenciar no resultado do ensaio. Porém, por questões construtivas, foi necessária a adição de adaptações para o correto posicionamento dos transmissores de pressão sendo este acréscimo em volume levado em consideração nos modelos teóricos.

#### ***4.1.1.2 Medição da posição***

A posição do carretel deve ser monitorada para que, em conjunto com os sinais de pressão nas vias de trabalho e de vazamento interno, seja possível a construção dos gráficos de interesse. Para isto foi utilizado um transdutor de posição eletromecânico com características suficientes para uma correta avaliação da posição do carretel das válvulas fosse executada.

#### ***4.1.1.3 Medição da temperatura***

Como o tempo de duração do ensaio é elevado e a vazão que percorre a válvula é pequena, ocorre uma queda de temperatura significativa do fluido no percurso desde o reservatório (40°C) até a válvula (temperatura ambiente). Devido ao único ponto de monitoração de temperatura localizado no interior do reservatório da unidade hidráulica, optou-se pela introdução no circuito de um termopar do tipo “J” próximo à via de suprimento da válvula para a monitoração da temperatura real do fluido ao adentrar o componente.

#### ***4.1.1.4 Medição do vazamento interno***

Dependendo da magnitude do vazamento interno, optou-se por dois tipos de medidores de vazão. Para as válvulas distribuidoras que apresentam maiores vazamentos, utilizou-se um transdutor de vazão com medição de até 5 L/min. Já para a válvula do estudo de caso 2, utilizou-se proveta graduada com faixa de medição de 1 a 10 ml juntamente com um relógio digital para determinação do tempo de coleta.

#### **4.1.1.5 AQX 4350**

Módulo de conversão analógico/digital utilizado para a conversão de sinais analógicos 0-10 V advindos dos sensores em sinais digitais para monitoramento on-line e armazenamento de dados. Como não era necessário o comando de nenhum componente hidráulico, a função de conversão digital/analógica presente no módulo não foi utilizada.

#### **4.1.1.6 Software**

Para o condicionamento e armazenamento dos sinais digitais fornecidos pela AQX 4350, utilizou-se um computador no qual estavam embarcados os softwares Matlab e Simulink. O Matlab foi utilizado para implementar a linguagem de programação baseada na modelagem teórica apresentada no capítulo 3 onde é possível a geração de gráficos, armazenamento de dados simulados e parametrização do modelo. Já o Simulink foi utilizado como meio de interface entre os dados coletados pela AQX 4350 e a visualização on-line dos resultados.

### **4.2 PARAMETRIZAÇÃO DO MODELO ANALÍTICO**

A partir da modelagem matemática apresentada no capítulo 3, observa-se a necessidade da determinação de alguns parâmetros do modelo teórico. Alguns destes parâmetros são de difícil determinação, como é o caso das dimensões da geometria interna e coeficiente de compressibilidade do fluido. Já outros são obtidos através de cruzamentos de informações teórico-experimentais, como viscosidade, massa específica baseados em condições de pressão e temperatura. A seguir, são descritos os procedimentos de obtenção dos parâmetros dos modelos analíticos.

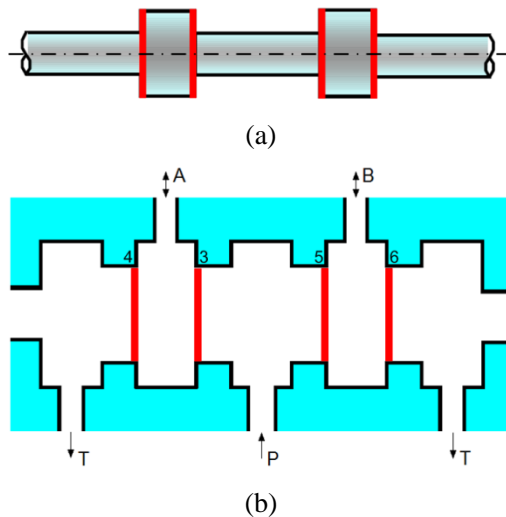
#### **4.2.1 Características dimensionais**

Para um projeto de sucesso, a usinagem de uma válvula direcional deve respeitar as várias tolerâncias de fabricação que proporcionarão o correto funcionamento do componente. Essas tolerâncias são imposições dimensionais que têm se ajustado ao longo dos anos a fim de que o comportamento hidráulico da válvula permaneça dentro dos limites estabelecidos pelas normas regulamentadoras e pelos seus consumidores.

Há dois pontos que são imprescindíveis para a parametrização geométrica dos modelos propostos. Um é a folga radial e o outro é a

sobreposição existente no conjunto camisa e carretel da válvula. Juntos, estes parâmetros são responsáveis por grande parcela dos desvios comportamentais das válvulas direcionais de controle contínuo.

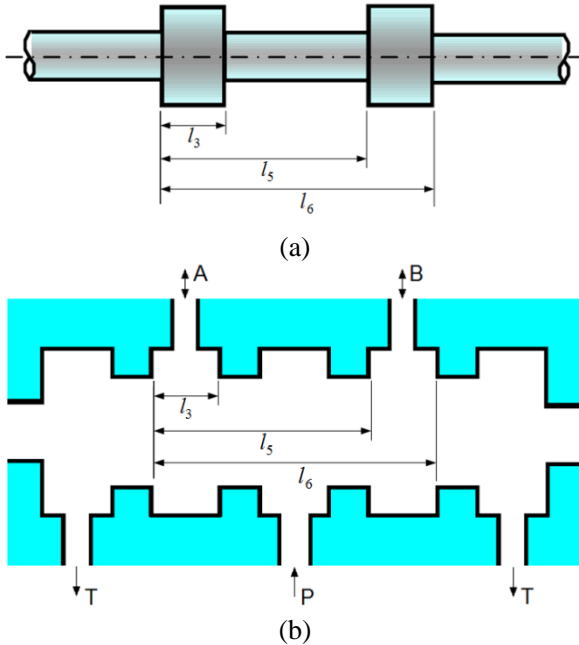
A folga radial é determinada através da medição dimensional do diâmetro interno da camisa e do diâmetro externo do ressalto do carretel. Na condição ideal, seria interessante o levantamento do perfil de variação dos diâmetros ao longo do deslocamento do carretel para que um completo entendimento da folga no conjunto camisa-carretel fosse aferido. Porém, isso encareceria demais o processo devido ao aumento significativo do tempo de utilização de equipamentos de medição de alta tecnologia, geralmente máquinas de medição por coordenadas de baixa incerteza, que possuem o preço da hora de trabalho elevada. Visando minimizar os custos, realiza-se somente a medição dos diâmetros próximos aos orifícios de controle, mas que possibilitam uma visão da variação da folga nos quatro orifícios de controle. Para exemplificar, apresenta-se na Figura 4.4 a localização das medições a serem realizadas no carretel e na camisa a fim de permitir uma parametrização coerente do modelo.



**Figura 4.4** – Regiões da geometria onde são realizadas as medições dimensionais dos diâmetros: (a) carretel e (b) camisa.

A sobreposição é determinada através da medição da largura do ressalto do carretel e da largura do pórtico da válvula. Em concordância

à folga radial, é necessário que seja feito um número reduzido de medições para não encarecer o processo como um todo. Assim, quatro medições são realizadas em cada orifício de controle visando determinar um valor médio. A Figura 4.5 exemplifica a localização dos comprimentos a serem medidos no carretel e na camisa.



**Figura 4.5** – Regiões da geometria onde são realizadas as medições dimensionais para determinação da sobreposição: (a) carretel e (b) camisa.

## 4.2.2 Viscosidade

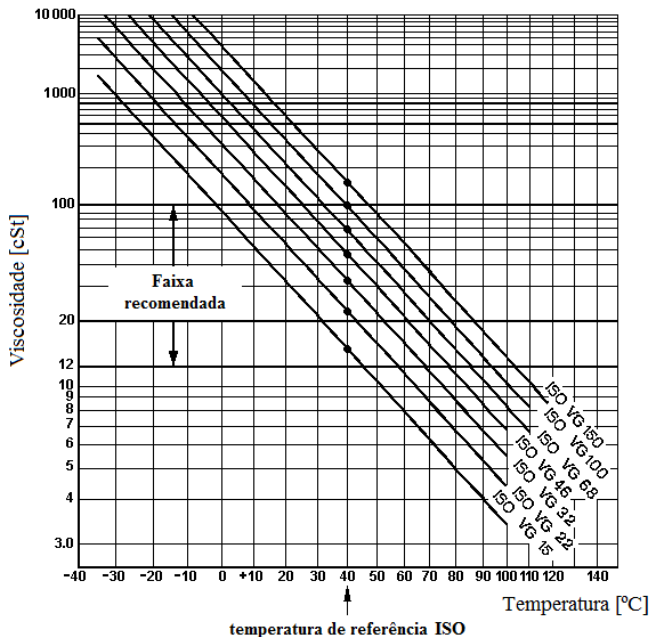
A viscosidade é uma das mais importantes características de um fluido, pois é o indicador que revela qual sua facilidade em escoar ao longo de uma superfície. Sofre variações em magnitude tanto devido a alterações na pressão quanto a alterações na temperatura do fluido.

Há duas grandezas que quantificam a viscosidade e que estão correlacionadas entre si através da massa específica ( $\rho$ ) do fluido: a viscosidade absoluta ou dinâmica ( $\mu$ ) e a viscosidade cinemática ( $\nu$ ). Onde:



$$v = \frac{\mu}{\rho} \tag{4.1}$$

A Figura 4.6 apresenta a variação da viscosidade cinemática com relação à temperatura para as diferentes classes de fluidos hidráulicos.



**Figura 4.6** – Variação da viscosidade cinemática com a temperatura para diferentes classes de fluido hidráulico (Adaptado de CUTHBERT, 2011).

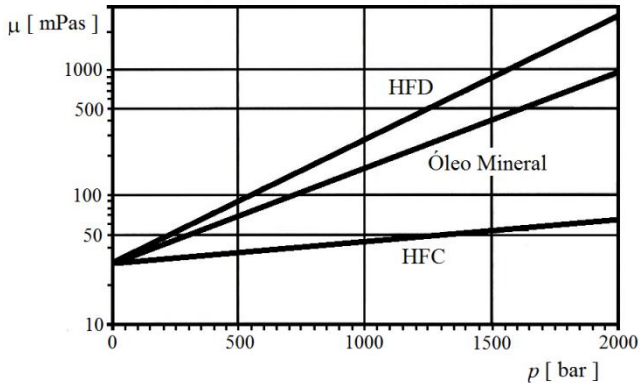
O fluido utilizado na bancada de ensaios é o ISO VG 32 cuja variação da viscosidade foi determinada através de ensaio experimental em laboratório especializado. Os resultados são apresentados na Tabela 4.2.

**Tabela 4.2** – Variação experimental da viscosidade com a temperatura.

Temperatura do fluido (°C)	Viscosidade cinemática (cSt*)
20	72
25	56
40	28
50	18
60	13

\* 1 cSt = 1 mm<sup>2</sup>/s

Observa-se que a viscosidade dos fluidos hidráulicos varia significativamente com a variação da temperatura, o que não ocorre com a variação da pressão. A Figura 4.7 apresenta a variação da viscosidade frente a alterações na pressão.



**Figura 4.7** – Variação da viscosidade com a pressão para diferentes fluidos hidráulicos (Adaptado de LINSINGEN, 2008).

A viscosidade varia significativamente somente para pressão elevadas que estão muito além das pressões aplicadas às válvulas deste trabalho (de 40 a 60 bar). Assim, desconsidera-se a variação da viscosidade com relação à pressão e foca-se somente nas variações devido à temperatura.

### 4.2.3 Massa específica

A massa específica é definida como sendo a quantidade de matéria de uma substância (massa) contida em um volume unitário desta (LINSINGEN, 2008). Sua unidade no sistema internacional de medidas (SI) é  $\text{kg/m}^3$ .

Para fluidos derivados do petróleo, a massa específica está na faixa de 850 a 930  $\text{kg/m}^3$  dependendo da composição química, da temperatura e da pressão.

Segundo Linsingen (2008), pode-se considerar a massa específica constante (fluido incompressível) em sistemas hidráulicos cujas condições de operação não contemplem variações rápidas e elevadas de pressão e/ou temperatura. Dessa forma, como os ensaios deste trabalho são realizados de forma lenta e sem variações bruscas tanto de pressão quan-

to de temperatura, considera-se a massa específica constante adotando o valor de  $900 \text{ kg/m}^3$ .

#### 4.2.4 Módulo de compressibilidade efetivo

Segundo Linsingen (2008), o volume do fluido em um sistema hidráulico tende a diminuir quando submetido a um aumento da pressão. Já os demais componentes do sistema tendem a se expandir em decorrência da deformação elástica do material de que são compostos. Além de alterações volumétricas, é possível que agregados de gás ou vapor estejam misturados ao líquido ou permaneçam retidos em reentrâncias dos componentes, como nas câmaras de pressão. Assim, a alta compressibilidade dos gases afeta significativamente a compressibilidade do fluido frente a alterações na pressão.

O módulo de compressibilidade efetivo é um parâmetro que incorpora o efeito da variação volumétrica das partes e a presença de ar livre à compressibilidade intrínseca do fluido (LINSINGEN, 2008), ou seja:

$$\beta_e = \frac{1}{\frac{1}{\beta_c} + \frac{1}{\beta_l} + \left(\frac{V_g}{V_t}\right) \cdot \frac{1}{\beta_g}} \quad (4.2)$$

onde:

$\beta_e$  → módulo de compressibilidade efetivo;

$\beta_c$  → módulo de compressibilidade do recipiente;

$\beta_l$  → módulo de compressibilidade do fluido;

$\left(\frac{V_g}{V_t}\right)$  → percentual do volume de gás (ar) livre no fluido;

$\beta_g$  → módulo de compressibilidade do gás.

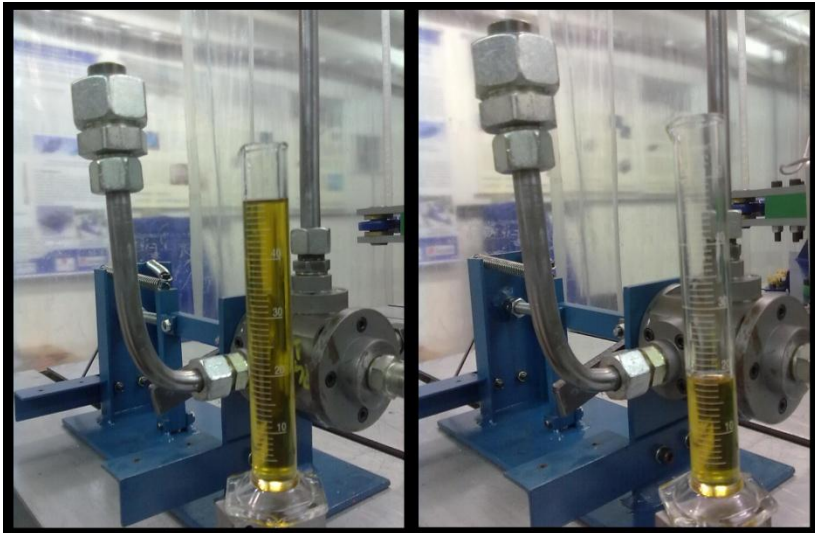
Este parâmetro é de difícil determinação experimental. Logo, foi necessário estimá-lo através de método de tentativa e erro tendo como parâmetro de comparação o nível de histerese apresentado para os vários tempos de estabilização nos ensaios de comportamento da pressão ao longo do deslocamento do carretel que será abordado no capítulo 5.

#### 4.2.5 Volume das câmaras de controle

A modelagem das câmaras de controle foi aplicada somente aos volumes relativos às vias de trabalho A e B, pois é admitido que a pressão no volume da via de suprimento permanece inalterada devido ao elevado tamanho do seu volume de controle. Assim, para a aplicação da equação da continuidade, a qual modela o comportamento das pressões nas câmaras de controle, é necessário quantificar o volume de fluido de cada uma das vias.

Sua determinação é simples através de medição manual do volume da câmara. Para isso, é utilizado o mesmo fluido dos ensaios (ISO VG32) à temperatura ambiente ( $20 \pm 2^\circ\text{C}$ ), pois a massa específica não é alterada significativamente frente a pequenas alterações na temperatura.

Além da câmara interna da válvula, é somado o volume devido à tubulação adicionada para a fixação dos transmissores de pressão. A Figura 4.8 ilustra a determinação do volume da câmara B da válvula direcional do estudo de caso 2 onde é utilizada em proveta graduada com faixa de medição de 50 mL.



**Figura 4.8** – Resultado da medição do volume da câmara de controle da via de trabalho B na válvula direcional.

A determinação do volume das câmaras foi realizada somente para a válvula do estudo de caso 2 onde foi aplicada a modelagem da va-

ção de controle, pois as câmaras não são modeladas no modelo por resistências hidráulicas. A Tabela 4.3 apresenta os resultados obtidos.

**Tabela 4.3** – Resultados das medições dos volumes das câmaras de controle das válvulas.

Válvula direcional	Condição	Volume da câmara A [L]	Volume da câmara B [L]
Estudo de caso 2	Original	0,043	0,033
	Com volume extra na via A	0,073	0,033

Para a válvula do estudo de caso 2, há dois casos ensaiados. O primeiro refere-se aos volumes do sistema originalmente montado com tubulações e transdutores. O segundo caso refere-se a um estudo específico realizado no qual a intenção é determinar a influência da variação do volume da câmara de controle na histerese das curvas de pressão. Para isso, foi adicionado um volume extra na câmara A para verificação da validade do estudo. Os resultados serão apresentados e discutidos no capítulo 5.

### 4.3 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Seguindo as diretrizes da norma ISO 10.770-1 (ISO, 1998), os ensaios são realizados com o objetivo do levantamento de dados reais do comportamento da válvula. Adequando-se o procedimento experimental às condições dos equipamentos do LASHIP, os ensaios são realizados seguindo o mesmo padrão para todas as válvulas para que haja repetibilidade nos resultados.

A seguir, são descritos os procedimentos de cada ensaio e as características comportamentais que são determináveis em cada um deles.

#### 4.3.1 Ensaio de pressão e vazamento interno

Conforme descrito nas seções 2.3.2.1 e 2.3.2.2, a obtenção tanto do comportamento das pressões nas vias de trabalho quanto do comportamento do vazamento interno deve ser realizada simultaneamente.

Além dos princípios básicos já mencionados, o procedimento consiste em discretizar a região central de deslocamento do carretel em tantos pontos quantos forem necessários para uma visualização clara do comportamento das variáveis na faixa de deslocamento escolhida. Esta escolha está correlacionada ao valor da sobreposição da válvula, pois

quanto maior for a sobreposição, maior poderá ser o intervalo entre pontos. Como exemplo, a sobreposição da válvula do estudo de caso 2 por via de trabalho é de 2,2 mm e foi discretizada em 15 pontos espaçados de 0,2 mm para garantir que toda a sobreposição fosse monitorada.

Para cada ponto, o carretel é posicionado e é aguardado um tempo de estabilização ( $t_e$ ) que se refere ao tempo necessário para que a pressão nas vias de trabalho se mantenha inalterada dentro de uma pequena margem de variação ( $\pm 0,5$  bar). Neste momento, é feita a aquisição dos valores de cada pressão e simultaneamente a coleta do valor do vazamento interno através do transdutor de vazão. Após tal processo, o carretel é movimentado para a próxima posição onde o procedimento acima descrito é repetido. O ciclo de medição compreende um avanço e um retorno em toda a faixa selecionada de deslocamento do carretel de forma ininterrupta.

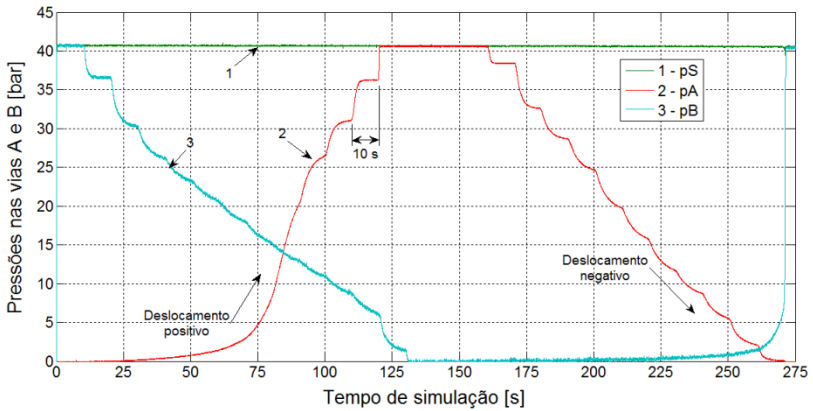
Devido ao grande tempo de estabilização das pressões para as válvulas ensaiadas, o procedimento de documentação das variáveis é feita de forma manual que gera uma tabela de pontos que posteriormente é apresentada em forma gráfica. Com a conclusão, verifica-se o comportamento através da visualização em forma gráfica da posição do carretel *versus* pressões nas vias de trabalho, semelhante a Figura 2.11 e da posição do carretel *versus* o vazamento interno, semelhante a Figura 2.13.

### 4.3.2 Ensaio de histerese

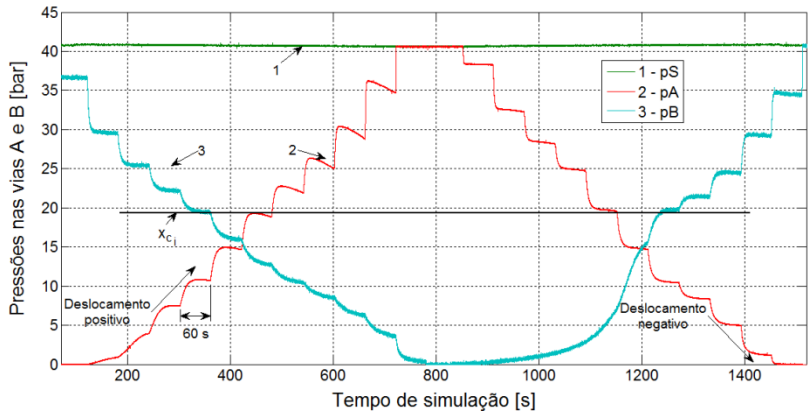
O ensaio para verificação do aparecimento da histerese é realizado de maneira semelhante ao procedimento descrito na seção 4.3.1. A diferença significativa está no tempo de estabilização. No ensaio original, o tempo de estabilização é suficiente para que as pressões atinjam o regime permanente. Porém, verificou-se através do modelo que o tempo de estabilização determina o aparecimento do fenômeno da histerese nas curvas das pressões. Dessa forma, optou-se pela realização de alguns ensaios com tempo de estabilização de diferentes magnitudes para que fosse possível determinar a intensidade da histerese em cada situação. Assim, este ensaio visa determinar o tempo de estabilização das pressões nas câmaras da válvula para evitar o surgimento da histerese visando orientar a sua correta execução.

Devido à necessidade de aquisição rápida das variáveis em cada posição do carretel, faz-se necessária a utilização das ferramentas computacionais e de aquisição descritas na seção 4.1.1 que armazenam as variáveis ao longo do tempo possibilitando a análise de dados de forma mais precisa em etapa posterior. Tendo como referência a posição do

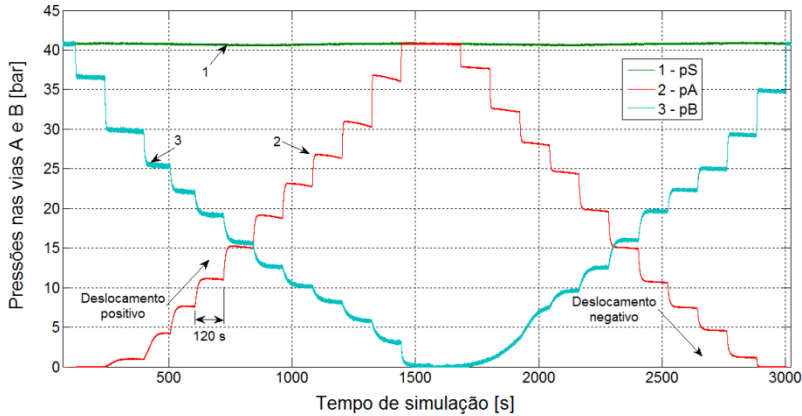
carretel da válvula para cada ponto de coleta, como é mostrado na Figura 4.11, é realizada a verificação da pressão após o tempo de estabilização determinado para cada ensaio. Para exemplificar, são apresentados na sequência os resultados de três ensaios para ilustrar o exposto, todos realizados na válvula do estudo de caso 2. A Figura 4.9 mostra o ensaio para tempo de estabilização de 10s, a Figura 4.10 para o tempo de 60s e a Figura 4.11 para o tempo de 120s onde este último caracteriza o tempo aproximado para o alcance do regime permanente.



**Figura 4.9** – Ensaio de histerese com  $t_e = 10s$ .



**Figura 4.10** – Ensaio de histerese com  $t_e = 60s$ .

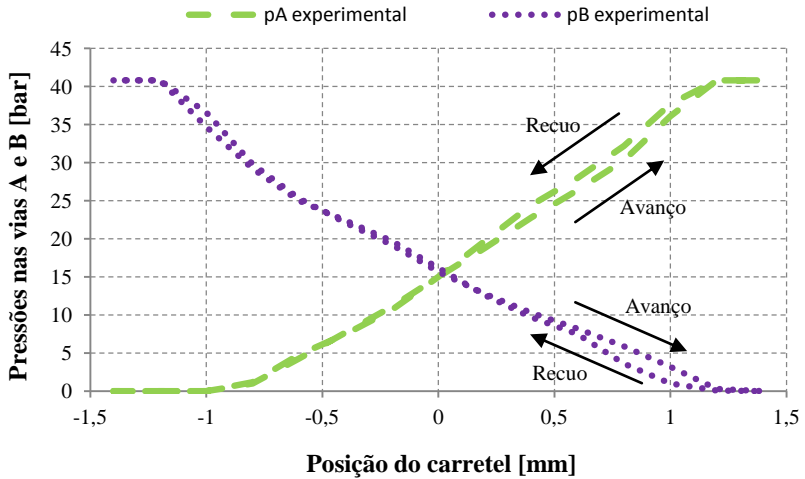


**Figura 4.11** – Ensaio de histerese com  $t_e = 120s$ .

A identificação do nível de histerese é realizada da seguinte maneira:

- escolha do tempo de estabilização das pressões. Este tempo é que determina a transição entre um ponto e outro da coleta de dados;
- execução do ensaio completo, ou seja, um deslocamento positivo completo seguido de um deslocamento negativo do carretel na região próxima a sobreposição da válvula conforme mostra a Figura 4.11 a qual representa a aquisição das pressões ao longo do tempo;
- construção do gráfico que representa o comportamento das pressões em função do deslocamento do carretel (Figura 4.12). Neste gráfico é mostrada qual foi a pressão adquirida ao final do tempo de estabilização nas diversas posições do carretel;
- observação do nível de histerese apresentado de acordo com o conceito apresentado na seção 2.2.3.5.





**Figura 4.12** – Exemplo de compilação dos dados do ensaio de histerese.

Assim, através da comprovação teórico-experimental que será mostrada no capítulo 5, este procedimento é de extrema importância para determinar o tempo de estabilização das pressões necessário para a correta execução dos ensaios de validação.

## Capítulo 5

### ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

A análise de sensibilidade avalia a influência de um determinado parâmetro sobre o sistema ou sobre alguma característica comportamental específica.

O objetivo deste capítulo é apresentar qualitativamente e, quando possível, quantitativamente, a influência dos parâmetros que mais interferem no comportamento das pressões nas vias de trabalho e no vazamento interno de válvulas direcionais de controle contínuo. O entendimento de alguns fenômenos até então inexplorados podem auxiliar no estudo mais aprofundado do comportamento em operação dessas válvulas e na avaliação do estado da geometria interna de componentes durante sua vida útil.

Para o estudo dessas influências é preciso que o modelo teórico seja validado, pois assim é possível estudar comportamentos que experimentalmente não foram determinados neste trabalho por delimitação de escopo, mas que podem ser de interesse para projetos futuros.

O trabalho de validação dos modelos teóricos é desenvolvido tendo como alicerces os ensaios de comportamento das pressões nas vias de trabalho e de comportamento do vazamento interno, conforme exposto na seção 2.3. Através da configuração da geometria interna, propôs-se a criação de um modelo do escoamento interno do fluido a parâmetros concentrados que possibilitasse reproduzir teoricamente o comportamento hidráulico presente nestes ensaios experimentais. Assim, é possível que estudos de sensibilidade de alguns parâmetros sejam feitos sem que haja a necessidade da construção de protótipos para avaliação real. Como exemplo, pode-se avaliar o comportamento do vazamento interno de uma determinada válvula para diferentes folgas radiais sem que seja necessário fabricar carretéis com diferentes diâmetros.

#### 5.1 ESTUDO DE CASO 1

A modelagem aplicada neste estudo de caso é a por resistências hidráulicas e avalia somente o vazamento interno e as curvas de pressão nas vias de controle da válvula direcional.

### 5.1.1 Características dimensionais

A válvula direcional de controle contínuo deste estudo de caso é uma válvula distribuidora cujas particularidades da geometria interna foram discutidas na seção 3.4.1.1. Apresentam-se somente neste momento as dimensões de interesse da geometria interna da válvula para que a percepção da influência dimensional no comportamento hidráulico fique mais evidente.

As duas características dimensionais que mais tem influência sobre o comportamento de pressões e vazões no interior da válvula são a folga radial e a sobreposição. Para sua obtenção experimental são necessárias medições de regiões específicas do carretel e da camisa conforme visto na seção 4.2.1. A Tabela 5.1 apresenta as dimensões do carretel e da camisa da válvula conforme relatório dimensional da válvula (DE NEGRI *et al*, 2008).

**Tabela 5.1** – Diâmetros medidos e respectivas incertezas de medição do caso 1 (DE NEGRI *et al*, 2008).

Dimensões	Orifício	Média de três medições [mm]	Incerteza de medição expandida [mm]
Diâmetro externo do carretel	3	99,976	± 0,003
	4	99,976	± 0,003
	5	99,985	± 0,003
	6	99,981	± 0,003
Diâmetro interno da camisa	3	100,004	± 0,004
	4	100,006	± 0,004
	5	100,008	± 0,004
	6	100,010	± 0,004

Com estes dados, é possível avaliar a folga radial em cada orifício de controle da válvula, o que torna a modelagem mais realista, pois a consideração de uma folga radial média e igual em todos os orifícios acarreta um desvio considerável na análise do comportamento das pressões nas vias de trabalho. Além disso, avaliam-se as dimensões máximas e mínimas que tanto carretel quanto camisa poderiam assumir caso seja considerada a incerteza de medição. A Tabela 5.2 apresenta a folga radial média em cada orifício e seus valores máximos e mínimos calculados com base na incerteza de medição apresentada.

**Tabela 5.2** – Folga radial mínima, média e máxima nos orifício de controle do caso 1 .

Orifício	Folga mínima [mm]	Folga média [mm]	Folga máxima [mm]
3	0,0105	0,0140	0,0175
4	0,0115	0,0150	0,0185
5	0,0080	0,0115	0,0150
6	0,0110	0,0145	0,0180

Como as folgas são pequenas, a incerteza de medição contribui consideravelmente para uma variação significativa entre os valores de folga máxima e mínima. No decorrer do capítulo serão apresentadas as influências dessas variações no comportamento das válvulas direcionais.

É possível também determinar a sobreposição existente em cada orifício de controle da válvula. Para isso, é necessária a determinação das larguras do pórtilo da camisa e do ressalto do carretel que são avaliadas através da medição das dimensões conforme exposto Figura 4.5. A Tabela 5.3 apresenta tais dimensões que são obtidas após análise do relatório dimensional.

**Tabela 5.3** – Distâncias medidas para determinação da sobreposição para o caso 1 (DE NEGRI *et al*, 2008).

Dimensões	Orifício	Média de três medições [mm]	Incerteza de medição expandida [mm]
Dimensões dos ressaltos do carretel	3	85,387	± 0,003
	4	0,000	± 0,003
	5	239,967	± 0,003
	6	325,370	± 0,003
Dimensões dos pórticos da camisa	3	85,006	± 0,006
	4	0,006	± 0,005
	5	239,993	± 0,007
	6	325,000	± 0,008

Procedendo a comparação da largura do pórtilo de cada via da válvula (via A – orifícios 3 e 4 ; via B – orifícios 5 e 6), determina-se a sobreposição em cada orifício conforme apresentado na Tabela 5.4 onde é mostrado o comparativo entre a sobreposição de projeto e a real.

**Tabela 5.4** – Sobreposições nos orifícios da válvula do estudo de caso 1 (DE NEGRI *et al.*, 2008).

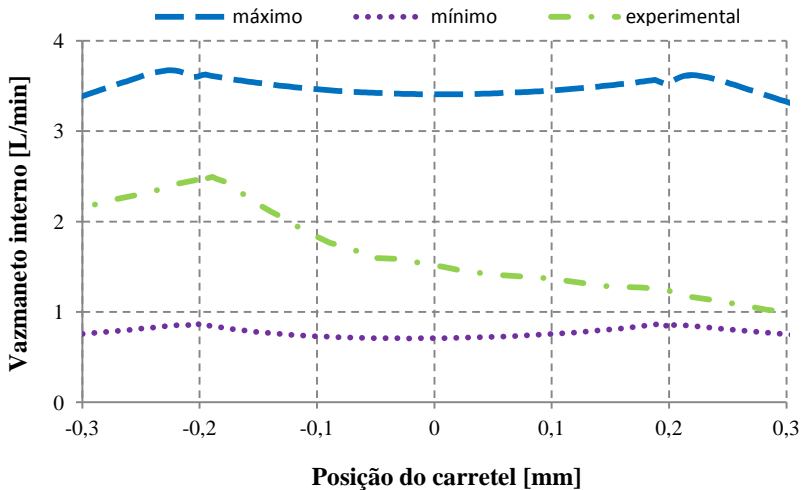
	Orifício 3 [mm]	Orifício 4 [mm]	Orifício 5 [mm]	Orifício 6 [mm]
Sobreposição de projeto	0,20 ± 0,03	0,20 ± 0,03	0,20 ± 0,03	0,20 ± 0,03
Sobreposição medida	0,194 ± 0,007	0,194 ± 0,006	0,201 ± 0,008	0,201 ± 0,009

Já para a sobreposição, a incerteza de medição não possui tanta influência quanto para a folga radial, o que permite desconsiderar a incerteza de medição apresentada nas análises posteriores.

### 5.1.2 Validação do modelo

A validação teórico-experimental é realizada através da comparação entre os dados experimentais obtidos nos ensaios e os resultados obtidos através de simulações com parâmetros reais.

Para validar a modelagem por resistências hidráulicas utilizada neste estudo de caso, apresentam-se na Figura 5.1 os resultados obtidos onde se observa que a curva de vazamento experimental está compreendida entre a curva de vazamento máximo, determinada com a folga radial máxima, e a curva de vazamento mínimo, determinada com a folga radial mínima, conforme Tabela 5.2.



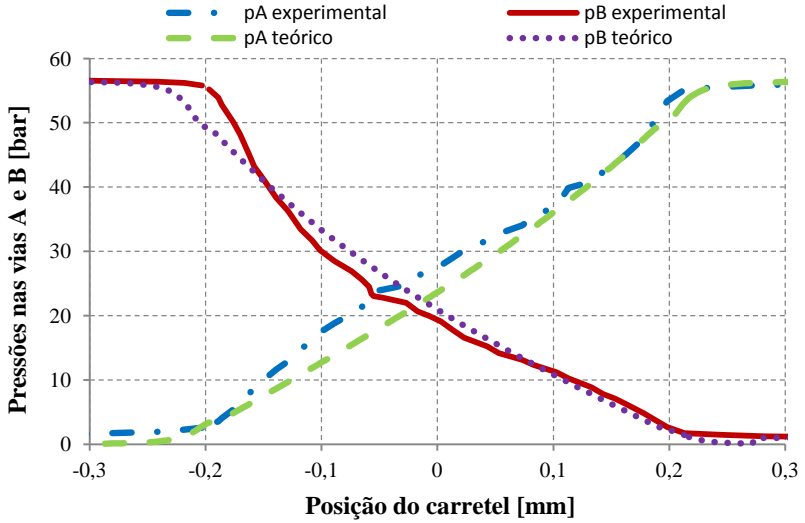
**Figura 5.1** – Validação do modelo por resistências hidráulicas.

Com os limites do vazamento interno estabelecidos, é possível que, trabalhando convenientemente com as folgas radiais dentro das incertezas de medição, a curva experimental seja reproduzida com certa exatidão. Apesar da existência dessa possibilidade teórica, o objetivo principal é a determinação de limites operacionais que propiciem segurança ao projetista na predição do comportamento hidráulico do componente.

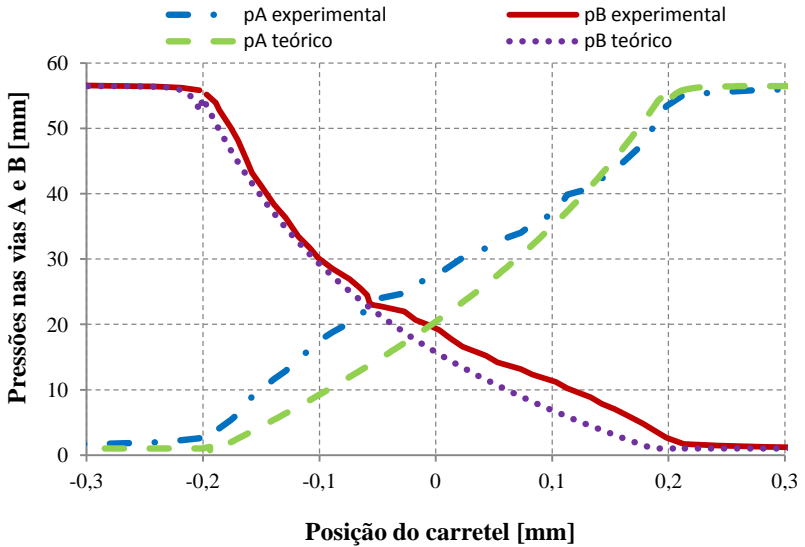
A Figura 5.2 apresenta as curvas de pressão nas vias de trabalho para as mesmas configurações de folga radial, ou seja, folga radial máxima (Figura 5.2a) e folga radial mínima (Figura 5.2b), sendo que os valores utilizados no modelo para as sobreposições dos orifícios de controle são os valores referentes à linha sobreposição medida conforme Tabela 5.4.

Observa-se que há uma boa proximidade entre resultados teóricos e experimentais além de uma validação em termos de vazamento interno, porém a complexidade geométrica da válvula e a modelagem modular das resistências em um mesmo orifício de controle pode dificultar a reprodução teórica de fenômenos reais impossibilitando a fiel reprodução da curva de pressão experimental.

Comparando-se as Figuras 5.2a e 5.2b, é possível visualizar que com somente a alteração de um dos parâmetros principais, folga radial, ocorrem diferenças no comportamento que necessitam que outros parâmetros sejam incorporados na análise para que tais desvios possam ser explicados.



(a)

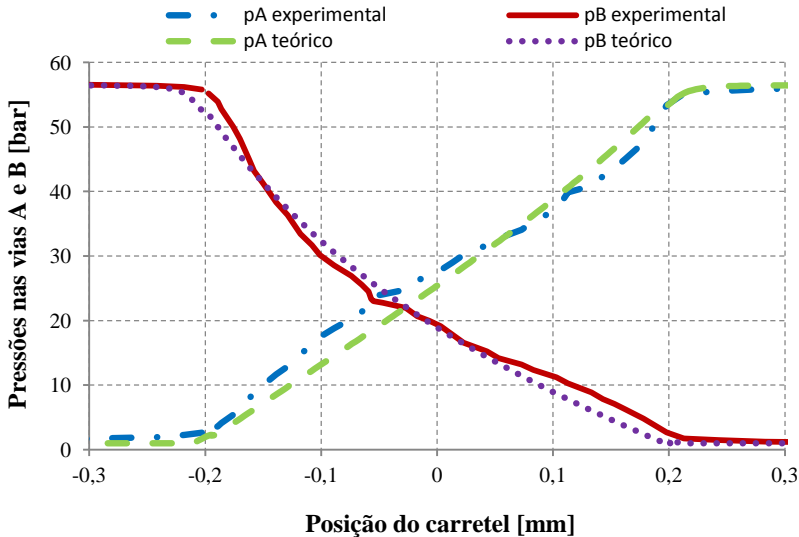


(b)

**Figura 5.2** – Resultados teóricos e experimentais para o comportamento das pressões pelo modelo de resistências: (a) máxima folga radial e (b) mínima folga radial.

### 5.1.3 Influência da sobreposição

Conforme a Tabela 5.4, a sobreposição real está dentro da tolerância de projeto ( $\pm 0,03$  mm). Porém, é preciso verificar se a estimativa de sobreposição visualizada no ensaio experimental é condizente com as medições dimensionais. A Figura 5.3 mostra a comparação entre os resultados experimentais e a simulação cuja parametrização da sobreposição está de acordo com a Tabela 5.4 e da folga radial média de acordo com a Tabela 5.2.



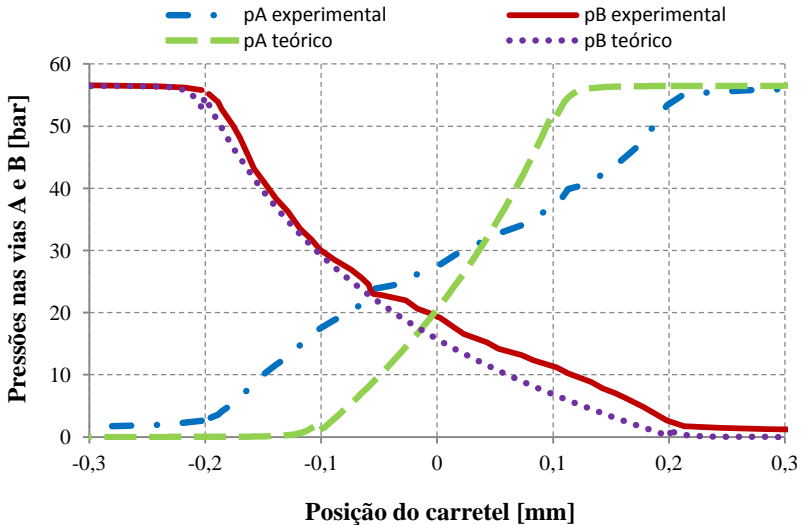
**Figura 5.3** – Comparação teórico-experimental com base na magnitude da sobreposição.

Observa-se que os resultados, teórico e experimental, estão bastante próximos, principalmente na região de pressões estáveis (suprimento e retorno) em cada via. A intenção desta análise é mostrar que, apesar da inviabilidade em quantificar exatamente a sobreposição através do ensaio, é possível atestar a ocorrência de desvios significativos em sua magnitude. Com o intuito de ilustrar tal discrepância, aplica-se teoricamente uma sobreposição de magnitude diferente na via de trabalho A ( $s_p=0,1$ mm). O resultado é mostrado na Figura 5.4.

Assim, observa-se que a sobreposição da válvula está intimamente ligada à largura da zona de transição da pressão na via de trabalho, possibilitando identificar erros na fabricação a partir do ensaio descrito



na seção 2.3.2.1, sem a necessidade de despendere custo com a medição dimensional dos componentes. Este conceito pode ser aplicado a qualquer tamanho nominal de válvula, de produção seriada ou não. Porém sua importância é muito maior em componentes não seriados, pois devido à baixa quantidade fabricada, há a precaução que todas as válvulas passem por ensaios hidráulicos de validação e até mesmo medição dimensional.



**Figura 5.4** – Curvas de pressão da válvula com comparação da curva de pressão na via A experimental ( $s_v = 0,2\text{mm}$ ) e da teórica ( $s_v = 0,1\text{mm}$ ).

#### 5.1.4 Conclusões sobre o modelo por resistências

O modelo por resistências foi validado através do vazamento interno e das curvas de pressão para uma válvula de geometria complexa o que lhe confere robustez para a análise de geometrias mais simples. Sua modelagem propicia a quantificação e qualificação tanto do vazamento interno quanto das curvas de pressões onde, através de alterações nos parâmetros do modelo, é possível avaliar a causa de distorções como, por exemplo, variações na sobreposição em um orifício de controle e aumento excessivo da fuga radial através do vazamento interno.

## 5.2 ESTUDO DE CASO 2

A modelagem aplicada neste estudo de caso possui como característica principal a determinação de uma vazão de transição entre escoamento laminar e escoamento turbulento que auxilie no correto equacionamento de cada regime do fluido. Este modelo também permite avaliar o vazamento interno e as curvas de pressão nas vias de controle da válvula direcional, porém, diferentemente do modelo por resistências, possibilita ainda a determinação do tempo de estabilização dos ensaios de qualificação de acordo com o exposto na seção 2.2.3.7.

### 5.2.1 Características dimensionais

A válvula direcional de controle contínuo deste estudo de caso é uma válvula direcional com elevada sobreposição cuja geometria interna foi detalhada na seção 3.4.2.4.

Da mesma forma que no estudo de caso anterior, são apresentados os valores dimensionais necessários para a correta determinação da folga radial e da sobreposição nos orifícios de controle.

Na Tabela 5.5 são apresentadas as dimensões dos diâmetros do carretel e da camisa juntamente com as incertezas de medição obtidas de relatório dimensional (vide Apêndice C) que proporcionarão a determinação das folgas, máxima e mínima, possíveis através da combinação entre as folgas médias e a incerteza (Tabela 5.6).

**Tabela 5.5** – Diâmetros medidos e respectivas incertezas de medição do caso 2 (DE NEGRI *et al*, 2008).

Dimensões	Orifício	Média de três medições [mm]	Incerteza de medição expandida [mm]
Diâmetro externo do carretel	3	11,995	± 0,002
	4	11,994	± 0,002
	5	11,998	± 0,002
	6	11,999	± 0,002
Diâmetro interno da camisa	3	12,004	± 0,002
	4	12,004	± 0,002
	5	12,003	± 0,002
	6	12,004	± 0,002

**Tabela 5.6** – Folga radial mínima, média e máxima nos orifício de controle do caso 2.

Orifício	Folga mínima [mm]	Folga média [mm]	Folga máxima [mm]
3	0,0025	0,0045	0,0065
4	0,0030	0,0050	0,0070
5	0,0005	0,0025	0,0045
6	0,0005	0,0025	0,0045

Na sequência, na Tabela 5.7 são apresentadas as dimensões necessárias para o cálculo da largura dos ressaltos do carretel e dos pórticos da camisa juntamente com as incertezas de medição e na Tabela 5.8 é realizada a comparação entre a sobreposição especificada no projeto e a sobreposição medida experimentalmente.

**Tabela 5.7** – Distâncias medidas para determinação da sobreposição para o caso 2 (DE NEGRI *et al*, 2008).

Dimensões	Orifício	Média de três medições [mm]	Incerteza de medição expandida [mm]
Dimensões dos ressaltos do carretel	3	22,136	± 0,004
	4	30,662	± 0,004
	5	44,673	± 0,004
	6	53,095	± 0,004
Dimensões dos pórticos da camisa	3	25,747	± 0,002
	4	31,881	± 0,002
	5	48,162	± 0,002
	6	54,306	± 0,002

**Tabela 5.8** – Sobreposições nos orifícios da válvula do estudo de caso 2 (DE NEGRI *et al*, 2008).

	Orifício 3 [mm]	Orifício 4 [mm]	Orifício 5 [mm]	Orifício 6 [mm]
Sobreposição de projeto	1,10 ± 0,10	1,10 ± 0,10	1,10 ± 0,10	1,10 ± 0,10
Sobreposição medida	1,200 ± 0,004	1,078 ± 0,004	1,192 ± 0,004	1,200 ± 0,004

Através da comparação entre a sobreposição de projeto e a sobreposição obtida por medições dimensionais, verifica-se que mesmo estando dentro da tolerância de fabricação, a sobreposição no orifício 3 é 0,12 mm menor que a sobreposição nos demais orifício. Na seção 5.2.4 tal desvio na sobreposição é evidenciado nas curvas de pressão onde o modelo representa adequadamente a situação.

## 5.2.2 Validação do modelo

A validação é feita da mesma forma apresentada no estudo de caso 1, onde são simuladas as condições de máxima e de mínima folgas radiais para determinação do limite operacional da válvula de acordo com as medições dimensionais realizadas.

Esta válvula apresenta uma configuração geométrica simples que serve de padrão para muitas das válvulas comercialmente disponíveis no mercado. Assim, sua validação implica na possibilidade da utilização do modelo no estudo comportamental das válvulas comerciais haja vista que os catálogos dos fabricantes apresentam informações operacionais limites que para aplicações industriais são suficientes, mas para aplicações acadêmicas podem ser escassas.

A Figura 5.5 apresenta os resultados para o vazamento interno onde os dados experimentais também permanecem entre os limites teóricos estabelecidos pelas folgas máxima e mínima comprovando a validade do modelo.

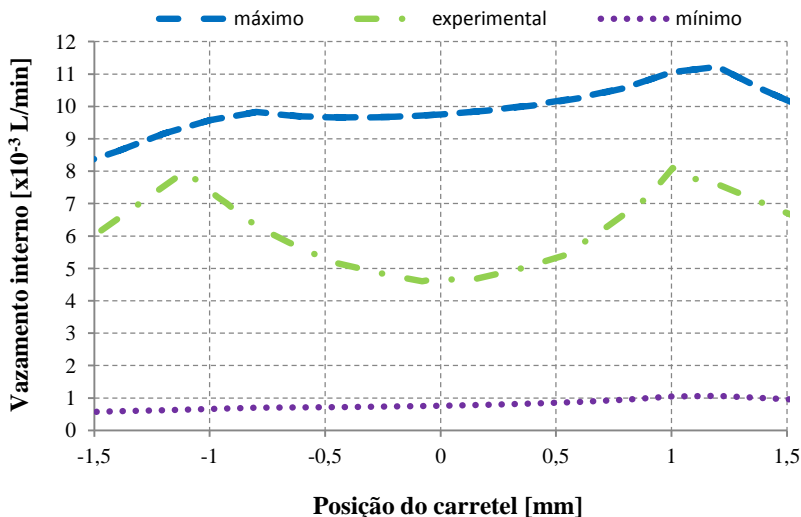
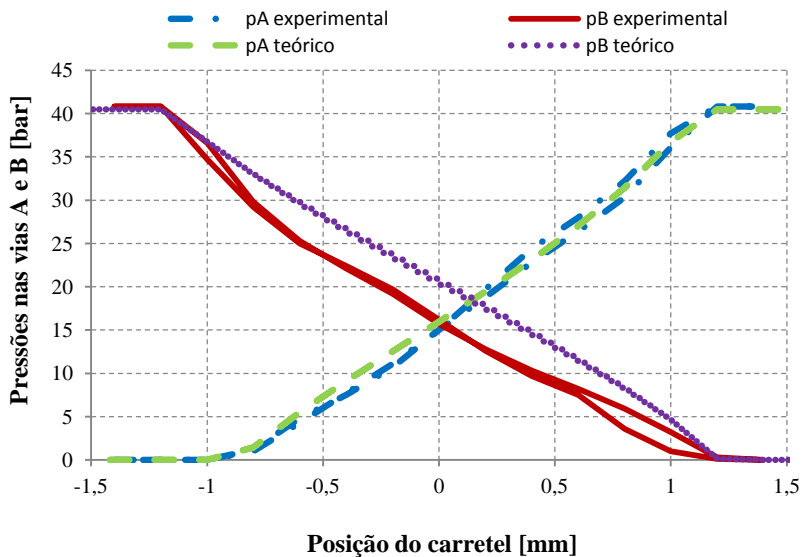
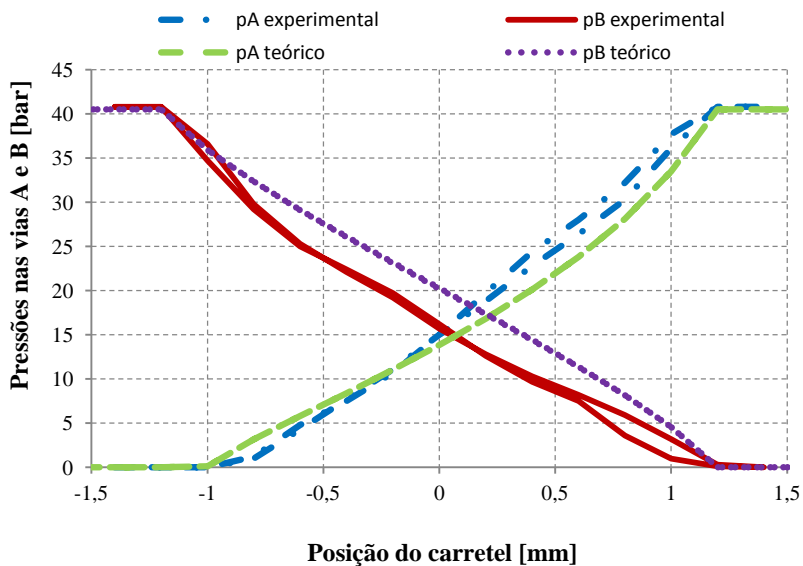


Figura 5.5 – Validação do modelo por vazão de controle.

A Figura 5.6 apresenta as curvas de pressão nas vias de trabalho para as mesmas condições, folga radial máxima (Figura 5.6a) e folga radial mínima (Figura 5.6b).



(a)



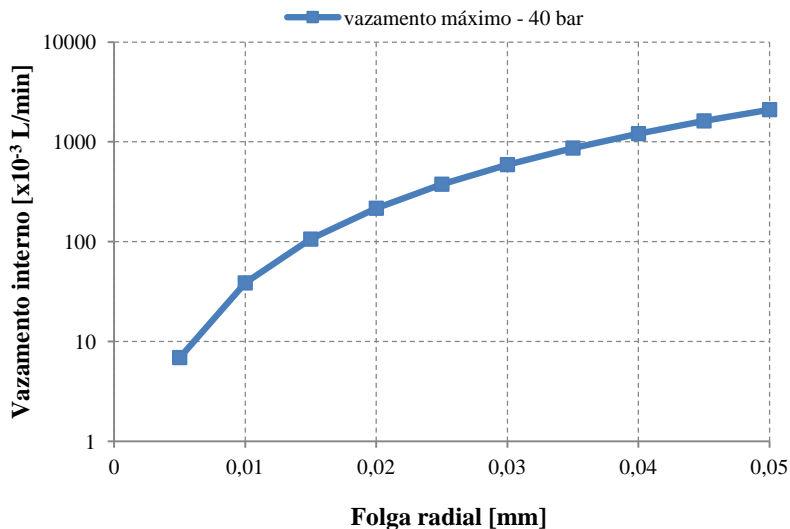
(b)

**Figura 5.6** – Comparação teórico-experimental da relação das pressões pelo modelo da vazão de controle: (a) máxima folga radial e (b) mínima folga radial.

### 5.2.3 Influência da folga radial

A variação da folga radial possui grande influência sobre o comportamento das pressões e do vazamento interno, mesmo em se tratando de dimensões de dezenas de micrometros.

Na seção 5.1 foi ilustrado que a incorporação das incertezas de medição na determinação da folga radial permite a obtenção de uma faixa de vazamento interno considerável. Dessa forma, para uma avaliação mais ampla sobre a influência da folga radial no vazamento interno, utiliza-se o modelo validado para a realização de simulações com diferentes folgas visando conhecer o perfil do vazamento interno. A Figura 5.7 ilustra a variação do vazamento interno máximo ao longo do deslocamento do carretel com o aumento da folga radial, partindo da folga atual da válvula e extrapolando para folgas maiores que representariam a evolução do desgaste do componente ao longo de sua vida útil.

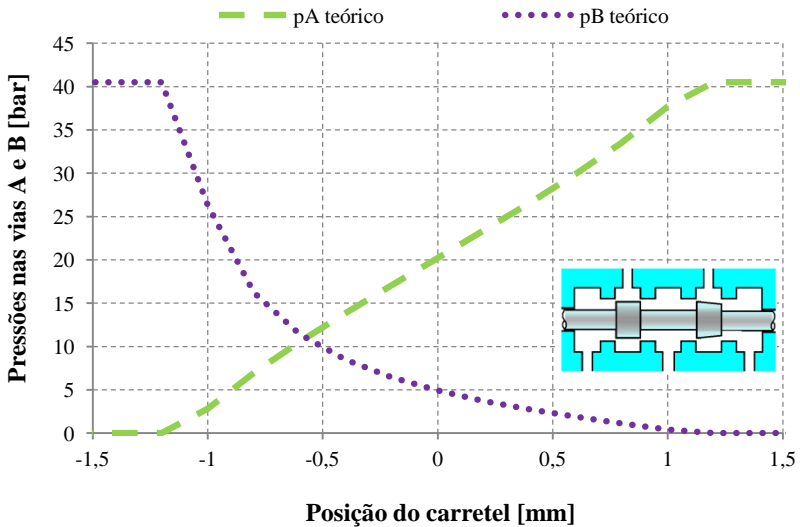


**Figura 5.7** – Variação do vazamento interno com a folga radial.

Este tipo de estudo auxilia na determinação da folga radial necessária para que a válvula atenda requisitos de projeto como o de máximo vazamento. A utilidade de um modelo validado vai além de questões de projeto, pois pode auxiliar na determinação das condições operacionais de válvulas em uso através de ensaios de qualificação.

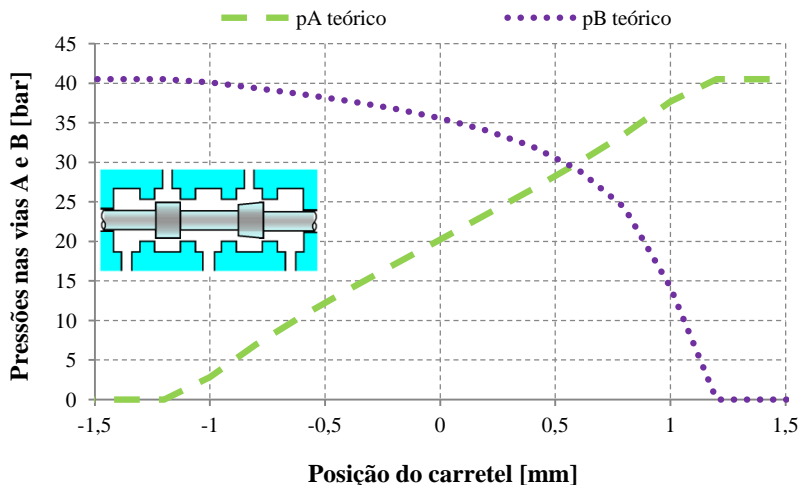
Além de influenciar o vazamento, a folga altera a configuração das curvas de pressão nas vias de trabalho o que impacta diretamente em questões de controlabilidade onde a válvula opera em um sistema em malha fechada de controle de posição, por exemplo. Desvios dimensionais na folga radial modificam o centro hidráulico da válvula, conforme será visto na seção 5.6. É esperado que ao final da etapa de usinagem da camisa e carretel, as folgas estejam dentro da tolerância de projeto e que possuam pequena variação ao longo do comprimento do carretel o que proporcionará uma uniformidade comportamental da válvula. Porém, sabendo-se que somente a incerteza de medição já altera substancialmente o comportamento hidráulico, é preciso que alguns efeitos extremos causados por imperfeições geométricas sejam conhecidos para permitir o entendimento de variações na topologia das curvas de pressão e de vazamento sem a necessidade de medições dimensionais.

A primeira situação refere-se à condição em que a folga radial é maior no orifício ligado ao retorno do que na via de pressão. Isto faz com que a via de trabalho relacionada tenha um perfil de pressão mais baixo que o original, conforme ilustrado na Figura 5.8. Nesta situação, a via A possui folgas iguais nos seus dois orifícios ( $f_{r3} = f_{r4}$ ) e a via B possui folgas diferentes nos seus orifícios ( $f_{r6} > f_{r5}$ ).



**Figura 5.8** – Curvas de pressão teórica para folga radial maior no orifício de retorno da via B e igual na via A.

A segunda situação refere-se à condição em que a folga radial é maior no orifício ligado à via de pressão do que à via de retorno. Isto faz com que a via de trabalho tenha um perfil de pressão mais alto do que o original, conforme ilustrado na Figura 5.9. Nesta situação, a via A possui folgas iguais nos seus dois orifícios ( $f_{r3} = f_{r4}$ ) e a via B possui folgas diferentes nos seus orifícios ( $f_{r5} > f_{r6}$ ).



**Figura 5.9** – Curvas de pressão para folga radial maior no orifício de pressão da via B e igual na via A.

Assim, conclui-se que as curvas relativas ao comportamento das pressões nas vias de trabalho da válvula cujo ensaio é executado conforme descrito na seção 2.3.2.1 possam revelar importantes informações sobre a situação da folga radial entre conjunto camisa-carretel. A fim de exemplificar tais conclusões, remete-se a Figura 5.6 onde se observa que na curva de pressão da via B há uma ligeira representação do caso estudado na Figura 5.8.

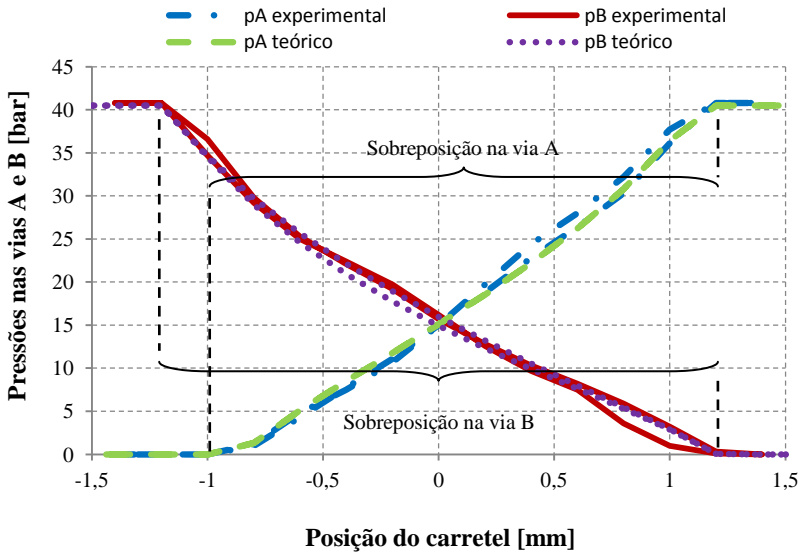
#### 5.2.4 Influência da sobreposição

A sobreposição está intimamente ligada à zona morta da válvula. Para que a válvula direcional tenha um comportamento hidráulico simétrico, um dos requisitos de projeto é a necessidade de que a sobreposição seja igual em todos os orifícios de controle. Assim, a sobreposição é indiretamente especificada no projeto através da combinação das dimensões da camisa e do carretel, conforme visto na seção 5.2.1. Após a fa-



bricação, tais dimensões podem ser medidas para confirmar que estão dentro da tolerância especificada ou podem ser quantificadas através da metodologia abaixo descrita.

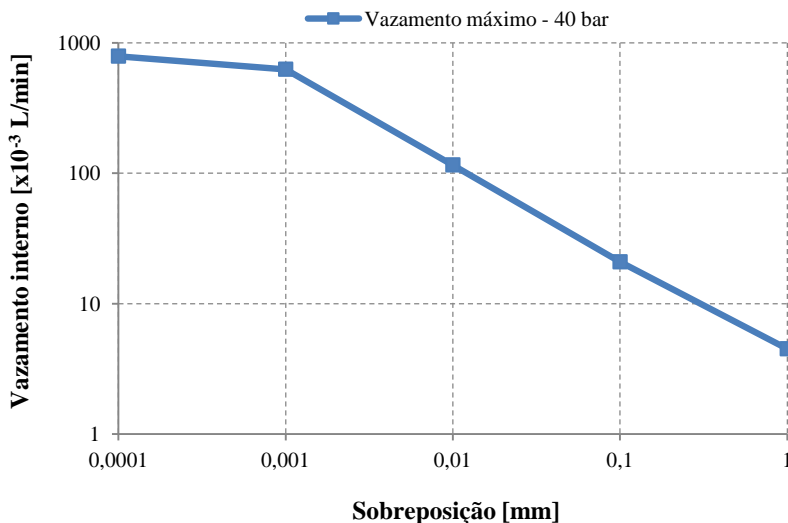
De acordo com a seção 2.2.3.6, há várias formas para a determinação da zona morta de forma mais ou menos precisa. As curvas de pressão nas vias de trabalho pela posição do carretel (vide seção 2.3.2.1) apresentam uma visão do alcance da zona morta. Assim, avalia-se que a zona morta é determinada pela sobreposição da válvula que é a região entre os pontos extremos em que a pressão em uma das câmaras alterna entre pressão de retorno e pressão de suprimento. A Figura 5.10 ilustra a configuração da sobreposição para a válvula direcional do estudo de caso 2.



**Figura 5.10** – Estimativa da sobreposição em cada via de trabalho.

Dessa forma, além do conhecimento da amplitude da zona morta, este ensaio auxilia na verificação dimensional da sobreposição, pois se o projeto especificasse uma sobreposição igual (vide Tabela 5.8) para as duas vias de trabalho em 2,2 mm (caso da Figura 5.10), verificar-se-ia que a sobreposição na via A estaria menor que ao requisitado. Esta análise permitiria reprová-lo sem a necessidade de medições dimensionais especializadas.

A sobreposição possui elevada influência sobre a magnitude do vazamento interno da válvula, pois quanto maior a sobreposição, menor será o vazamento interno para uma mesma folga radial. A Figura 5.11 apresenta a evolução teórica do máximo vazamento interno com a diminuição da sobreposição desde a sobreposição original da válvula até sobreposição praticamente nula.



**Figura 5.11** – Variação do vazamento interno em função da sobreposição.

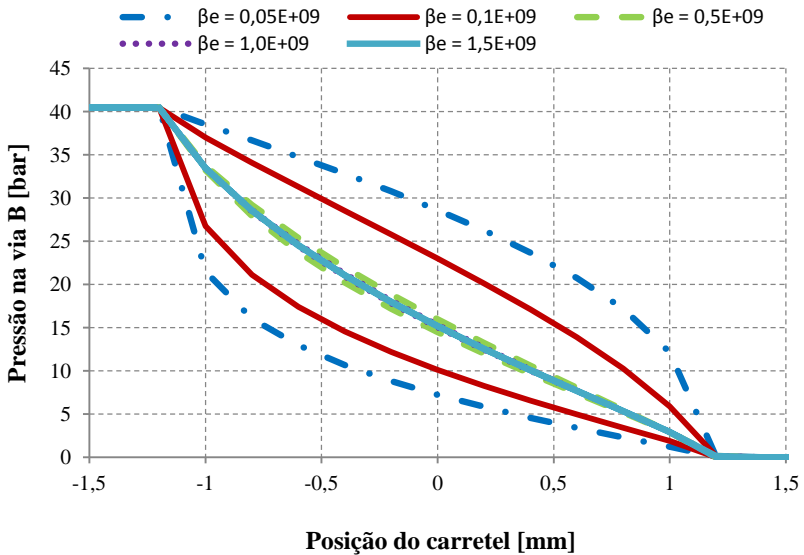
Conclui-se que a diminuição da sobreposição aumenta significativamente o vazamento interno sendo que este estudo quantitativo deve ser executado para que o projetista possa escolher o nível de sobreposição conveniente às características do projeto.

### 5.2.5 Histerese

De acordo com os conceitos expostos na seção 2.2.3.5, o fenômeno de histerese nas curvas de pressão aparece quando a válvula direcional é submetida a deslocamentos do carretel em ambos os sentidos de forma cíclica e rápida. Seguindo o procedimento da seção 4.3.2, aplicou-se deslocamentos no carretel da válvula, partindo-se do extremo negativo, indo até o extremo positivo e retornando ao extremo negativo, completando um ciclo completo.

Retornando ao conceito do módulo de compressibilidade efetivo, verificou-se que o valor típico para fluido hidráulico ( $\beta_e = 1,5 \times 10^9$

[N/m<sup>2</sup>]) adotado no início da pesquisa, desconsiderando expansão da válvula e presença de ar, não era condizente com o comportamento experimental apresentado, pois o tempo de estabilização teórico era muito menor que o tempo experimental para um mesmo ensaio. Sendo o módulo de compressibilidade um parâmetro não facilmente mensurável, optou-se pela execução do método de tentativa e erro para estimar um valor correto de forma razoável. Este método consistiu na variação do módulo de compressibilidade efetivo visando adequar o tempo de simulação teórico ao tempo de simulação real através de comparação das curvas de pressão. A Figura 5.12 ilustra a variação da curva de pressão na via B da válvula com o decréscimo do  $\beta_e$  para o mesmo tempo de estabilização de dez segundos (10 s).

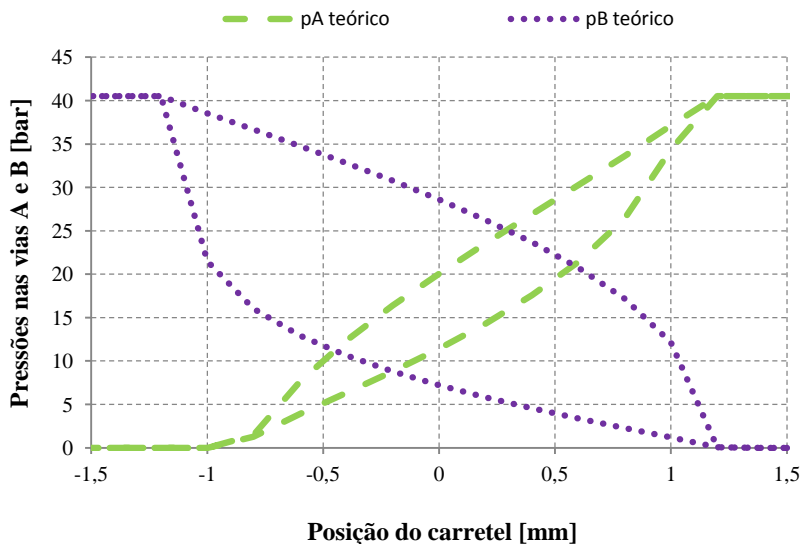


**Figura 5.12** – Variação do comportamento da pressão na via B em função do  $\beta_e$ .

Com esta análise, chegou-se a conclusão que um valor coerente para o módulo de compressibilidade efetivo seria de  $0,05 \times 10^9$  N/m<sup>2</sup> que reproduz em magnitude a histerese apresentada experimentalmente (vide Figura 5.14) na mesma via B.

Com o modelo corretamente parametrizado, estudou-se o efeito de variações no tempo de estabilização a fim de explicar o aparecimento de histerese nas curvas de pressão, fenômeno este apresentado pela nor-

ma ISO 10.770-1. A Figura 5.13 mostra resultados teóricos obtidos através do modelo onde o tempo de estabilização utilizado nestas simulações ( $t_e = 10$  s) é bem menor que o tempo necessário para que o sistema alcance o regime permanente ( $t_e = 120$  s). Esta análise teórica inicial alertou para o surgimento da histerese nas curvas de pressão devido aos tempos reduzidos na execução dos ensaios experimentais.



**Figura 5.13** – Presença de histerese nas curvas de pressão para tempo de estabilização reduzido.

Após detecção do aparecimento da histerese em função do tempo de estabilização, fez-se necessário a sua comprovação teórico-experimental. Para isso, foi utilizada a válvula do estudo de caso 2 por apresentar elevada sobreposição, pois se acreditava que a histerese apresentada na referida norma era devido à sobreposição da válvula.

Para tal comprovação, devem-se realizar ensaios com tempos de estabilização variados tendo como referência limite o tempo necessário para alcance da condição de regime permanente. Para a válvula em questão cujo tempo de estabilização para alcance do regime permanente é de aproximadamente 120 s, optou-se pela realização de três ensaios abaixo deste tempo, que são: dez segundos (10 s), trinta segundos (30 s) e sessenta segundos (60 s). Por fim, a comparação entre dados experimentais e resultados teóricos é apresentada na Figura 5.14 para 10 s, na

Figura 5.15 para 30 s, na Figura 5.16 para 60 s e na Figura 5.17 para 120 s.

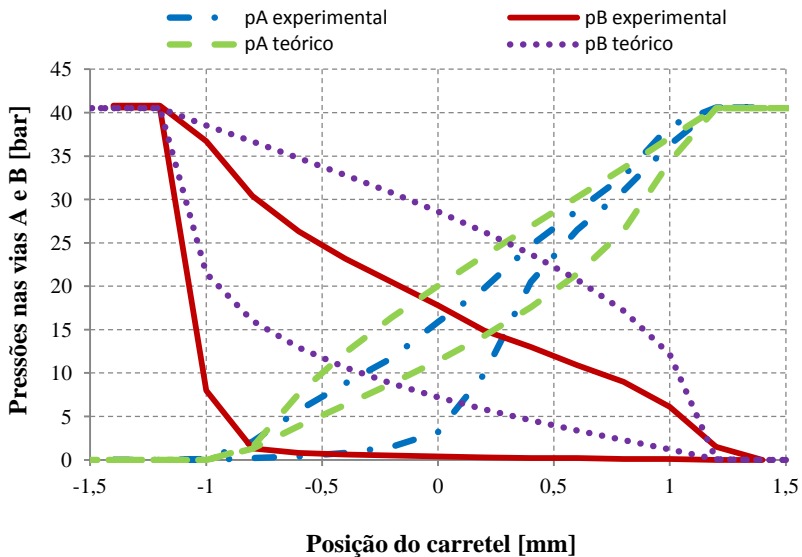


Figura 5.14 – Ensaio de histerese para tempo de estabilização de 10 s.

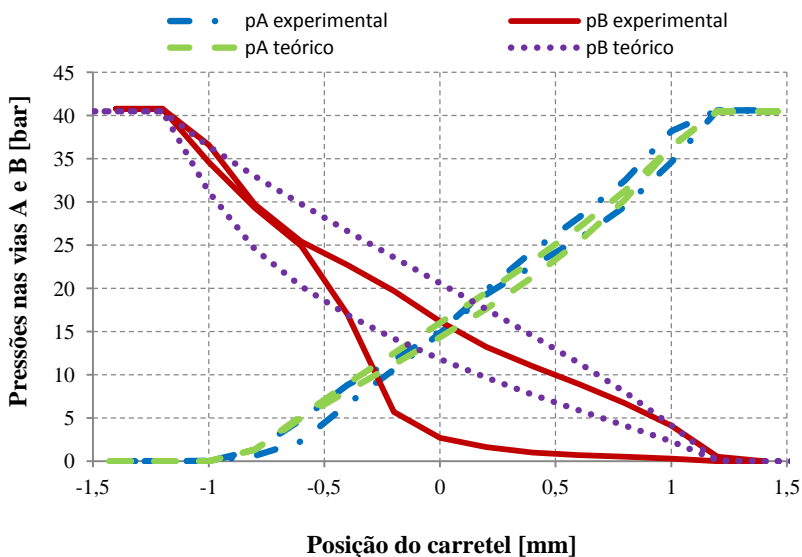


Figura 5.15 – Ensaio de histerese para tempo de estabilização de 30 s.

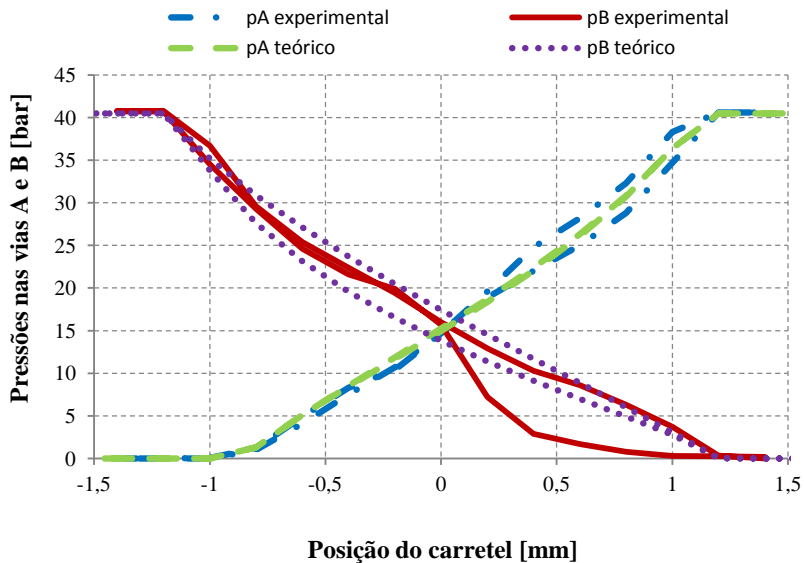


Figura 5.16 – Ensaio de histerese para tempo de estabilização de 60 s.

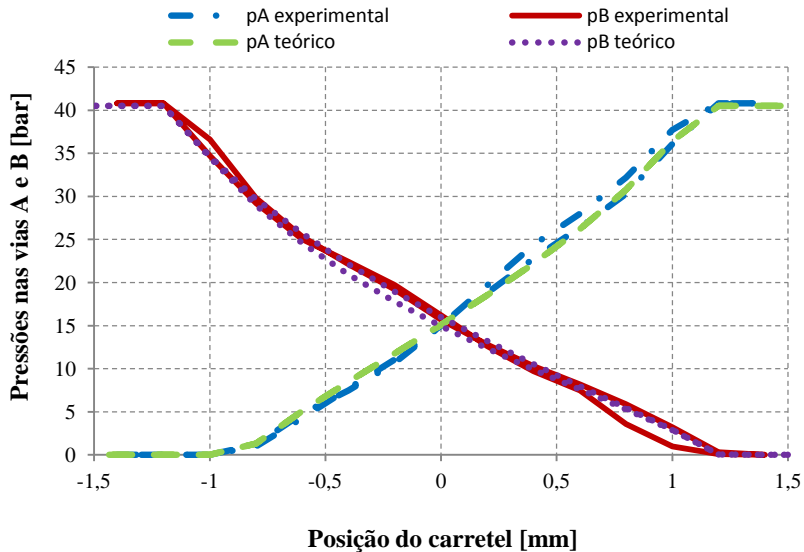
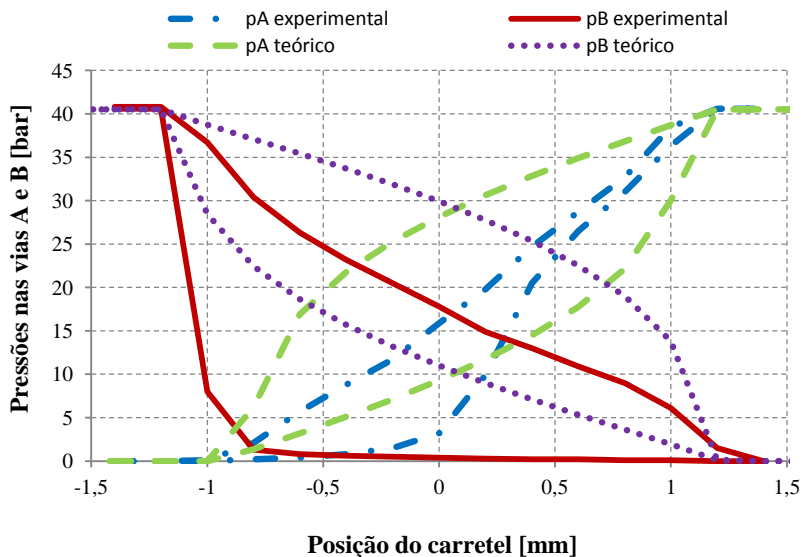


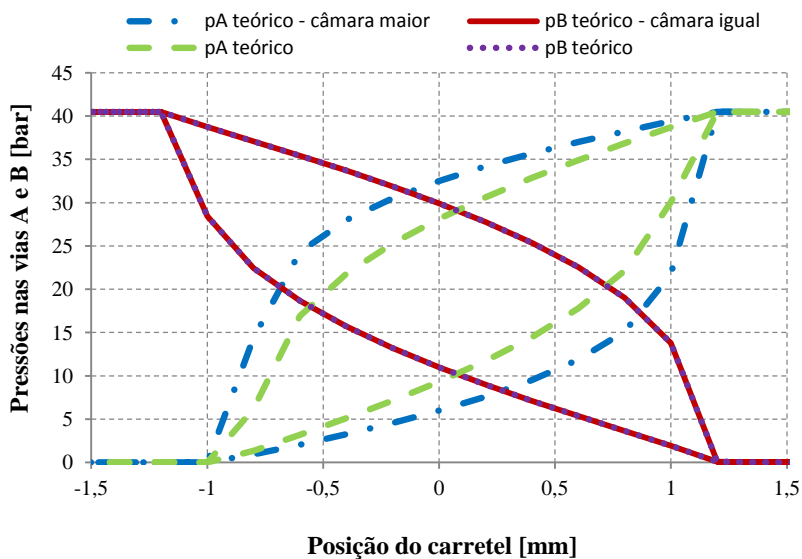
Figura 5.17 – Ensaio de histerese para tempo de estabilização de 120 s.

Observa-se que a magnitude da histerese aumenta com a redução do tempo de estabilização tanto nos ensaios experimentais quanto nas simulações. Para o ensaio de 120 s, tanto o modelo teórico quanto o ensaio apresentam nível de histerese desprezível onde este tempo foi considerado o limite dos ensaios, pois tempos acima deste não trariam diminuição significativa da histerese até aqui apresentada. Para o ensaio de 60 s, observa-se um aumento da histerese em maior intensidade na via B sendo que o modelo teórico também representa tal diferença. Para o ensaio de 30 s, a diferença de magnitude da histerese nas vias de pressão se torna mais evidente, aumentando ainda mais para o ensaio de 10 s. Apesar do modelo teórico não representar fielmente o comportamento das pressões nos casos de maior histerese, comprova a correlação entre tempo de estabilização e amplitude de histerese.

A diferença de comportamento da histerese entre as vias de trabalho é determinada pela desigualdade de duas características geométricas da válvula. A primeira é a folga radial, pois como os orifícios da via A apresentam folga radial maior que os da via B (vide Tabela 5.6), a restrição à passagem do fluido é menor, o que torna o seu valor de histerese menor para um mesmo tempo de estabilização. Assim, aplicando-se a mesma folga radial para todos os orifícios é esperado que o nível de histerese seja equivalente nas duas vias de pressão. Tal hipótese é confirmada na Figura 5.18 onde as curvas que representam os resultados teóricos tornaram-se simétricas em nível de histerese após serem iguadas as suas folgas radiais. A outra característica é o volume das câmaras de controle. Caso ocorra uma diferença significativa entre os volumes das duas câmaras de controle das vias de trabalho da válvula, o tempo de estabilização será afetado, ocasionando diferenças nos níveis de histerese. A Figura 5.19 ilustra a condição simulada em que o volume da câmara da via A é aumentado para o dobro do volume do atual valor e o volume da câmara da via B permanece constante.



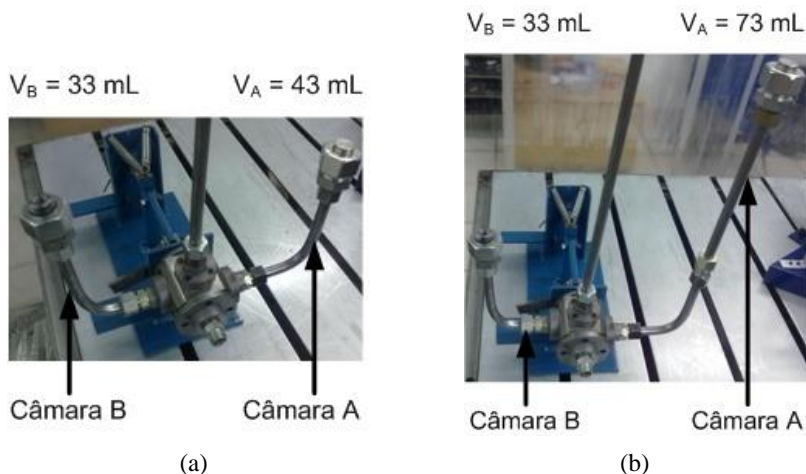
**Figura 5.18** – Histerese teórica para o caso de folga radial idêntica para os orifícios de controle.



**Figura 5.19** – Histerese teórica para o caso de folga radial idêntica para os orifícios de controle mas câmaras com volumes diferentes.

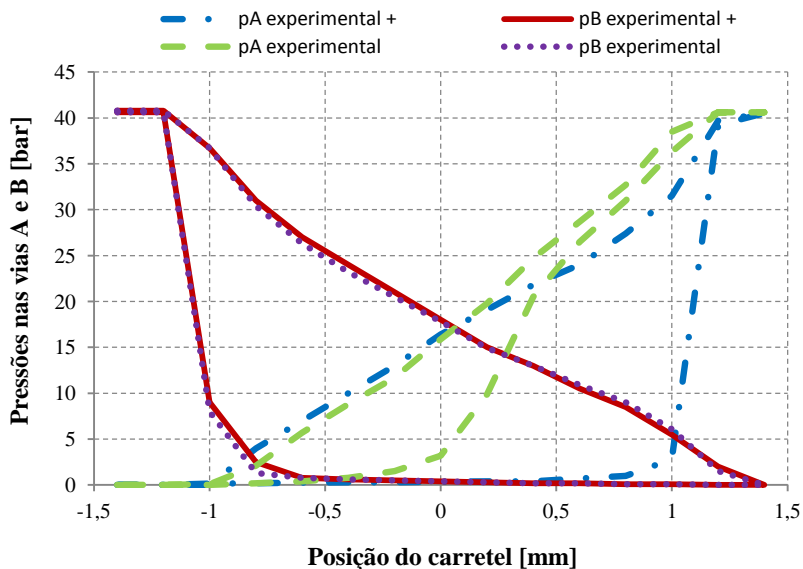


Para a validação do conceito apresentado na Figura 5.19, ensaios com a válvula contendo uma das câmaras com volume maior foram realizados a fim de determinar a real influência do aumento da câmara de controle nas curvas de pressão da válvula. Baseado na diferença de histerese entre as câmaras A e B apresentado na Figura 5.18 e na Figura 5.19, acrescenta-se um volume adicional na via A para que o efeito da diferença do volume das câmaras possa ser visualizado. Dessa forma, espera-se que o valor da histerese na via A aumente quando comparado ao ensaio original. A Figura 5.20a mostra a configuração da bancada para o ensaio original e a Figura 5.20b apresenta a configuração com a câmara da via A aumentada.

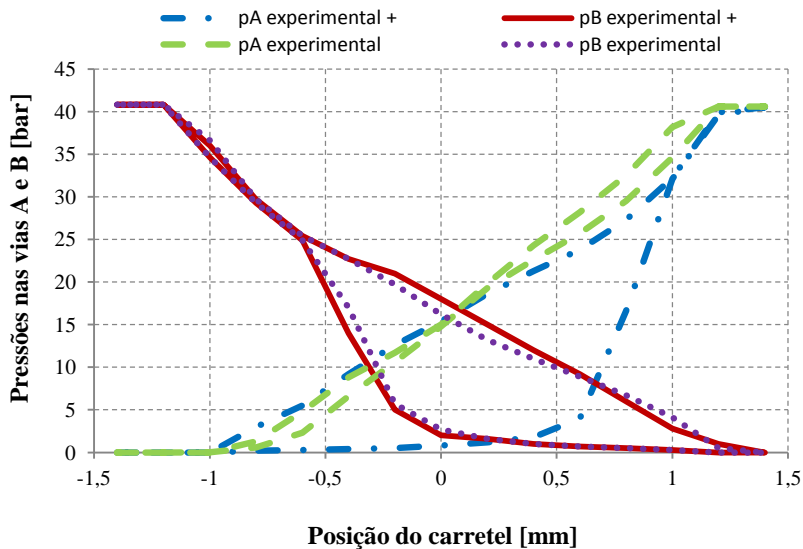


**Figura 5.20** – Condições para ensaios de verificação da histerese: (a) configuração inicial e (b) configuração com volume da câmara A estendida.

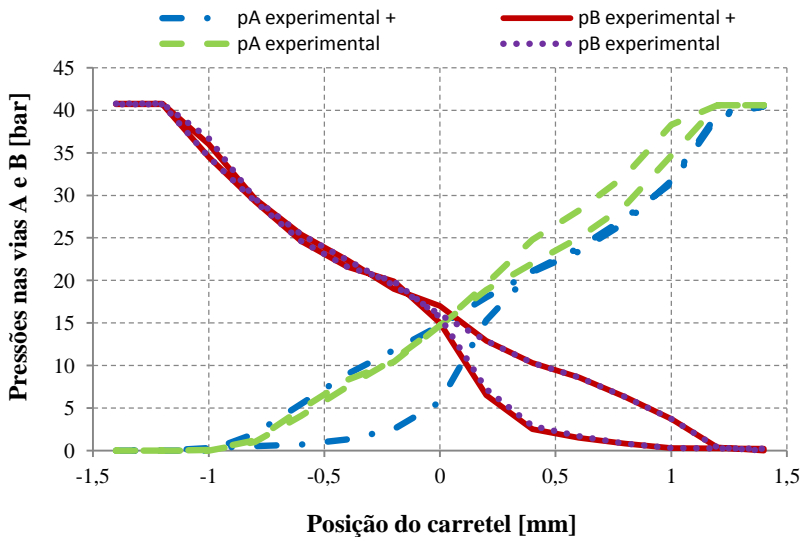
Os ensaios foram executados de forma análoga aos descritos anteriormente para que a repetibilidade dos resultados fosse garantida. Da Figura 5.21 até a Figura 5.24 são apresentados os resultados comparativos entre os ensaios com as câmaras na configuração original e os ensaios com a configuração com volume da câmara A estendida (representados pelo sinal +).



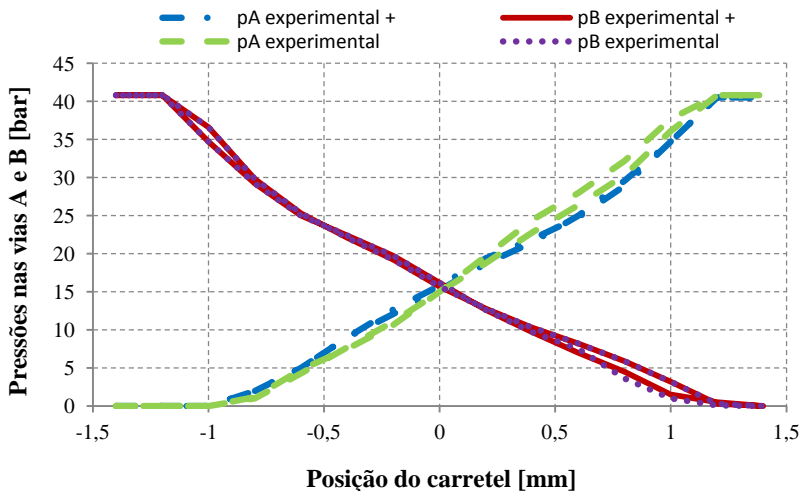
**Figura 5.21** – Comparação entre ensaios experimentais onde câmara A possui volumes diferentes para tempo de estabilização de 10 s.



**Figura 5.22** – Comparação entre ensaios experimentais onde câmara A possui volumes diferentes para tempo de estabilização de 30 s.



**Figura 5.23** – Comparação entre ensaios experimentais onde câmara A possui volumes diferentes para tempo de estabilização de 60 s.



**Figura 5.24** – Comparação entre ensaios experimentais onde câmara A possui volumes diferentes para tempo de estabilização de 120 s.

Conclui-se que o aumento do volume da câmara A acarretou na elevação do valor de histerese da via para os tempos de estabilização

inferiores a 120 s. Observa-se também que o valor de histerese apresentado na via A após o acréscimo em seu volume tornou-se equivalente ao nível de histerese da via B. Assim, este aumento do volume auxiliou na equiparação da diferença original do nível de histerese entre as vias devido à desigualdade na folga radial existente entre elas.

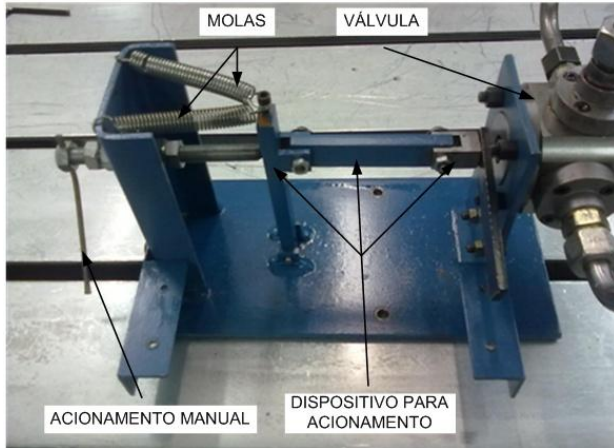
### 5.2.6 Influência da excentricidade

Excentricidade é um desalinhamento na concentricidade entre duas peças cilíndricas. Isto ocasiona, no caso de válvulas, diferenças nas áreas de passagem num mesmo orifício de controle ou entre orifícios, pois a seção anular deixa de ser circular. Este efeito pode, além de ocasionar alteração no comportamento, levar a um travamento da válvula.

A excentricidade pode ser devido ao desalinhamento dos esforços de acionamento da válvula quando esta é acionada manualmente, à falha na formação da película lubrificante de fluido hidráulico ou aos erros de usinagem durante a fabricação. Pelas inúmeras possibilidades de alteração na concentricidade entre camisa e carretel em válvulas direcionais, é importante que a influência da excentricidade seja qualificada.

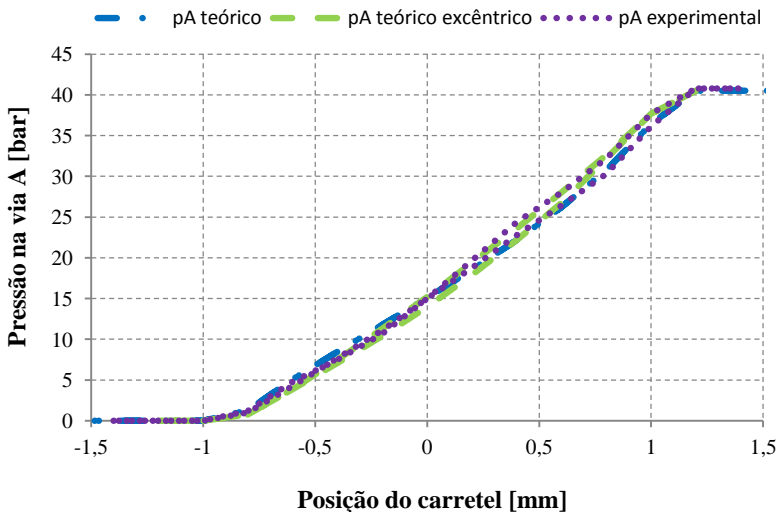
Devido às folgas radiais micrométricas em válvulas, é esperado que valores de excentricidade muito pequenos possam ocasionar variações no comportamento hidráulico do componente. A determinação da excentricidade durante o ensaio é impossível o que torna o presente estudo um análise qualitativa da influência da excentricidade nas curvas de pressão das válvulas através do modelo teórico já validado.

Escolheu-se em realizar tal estudo com a válvula direcional do estudo de caso 2, pois seu mecanismo de acionamento mecânico manual pode ocasionar excentricidade considerável por se tratar de um acionamento indireto composto por parafusos e molas conforme mostrado na Figura 5.25.



**Figura 5.25** – Detalhes do sistema de atuação da válvula direcional.

Faz-se um estudo comparativo entre os resultados teóricos obtidos através do modelo por vazão de controle e os resultados teóricos obtidos pela Equação 3.16 cuja base teórica é a equação da vazão laminar em folgas anulares com excentricidade. A Figura 5.26 mostra a comparação entre os resultados do modelo por vazão de controle, os por vazão laminar com excentricidade nula e os dados experimentais para a condição de regime permanente.



**Figura 5.26** – Comparação entre dados teóricos e experimentais.

Avalia-se que os modelos se equivalem para a condição de regime permanente (Figura 5.26) onde tanto os dados experimentais quanto os resultados teóricos possuem o mesmo comportamento e praticamente nenhuma histerese em todos os casos.

A Figura 5.27 apresenta as mesmas condições, porém para um tempo de estabilização de dez segundos (10s).

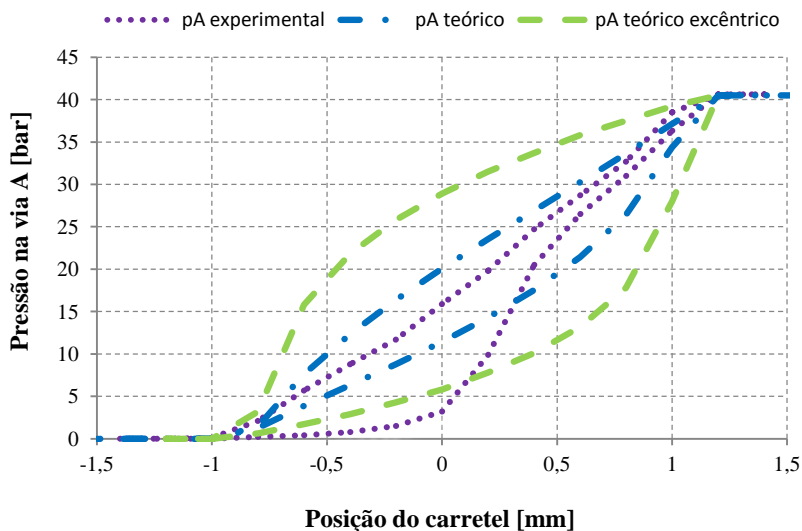
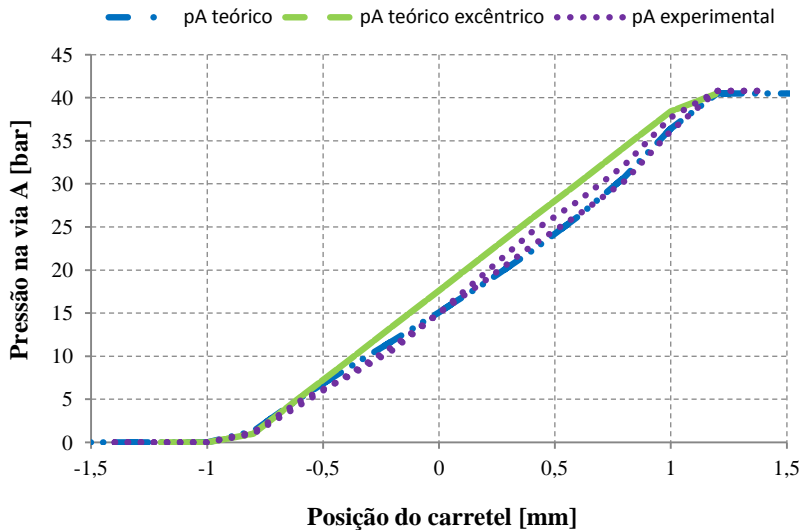


Figura 5.27 – Comparação entre modelos para tempo de estabilização de 10s.

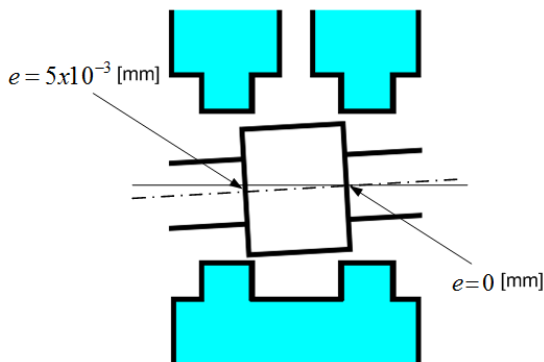
Observa-se que a magnitude da histerese é muito maior para o modelo à vazão laminar do que para o modelo à vazão de controle se comparados aos dados experimentais. Assim, atesta-se que o modelo por vazão de controle tem maior representatividade do fenômeno da histerese.

Após validação em regime permanente do modelo de vazão laminar, é aplicada uma excentricidade de magnitude igual à folga radial nos dois orifícios de uma mesma via, ou seja, é simulada a condição em que o carretel encosta na parede da camisa. A Figura 5.28 mostra a alteração no comportamento da curva de pressão da via A.



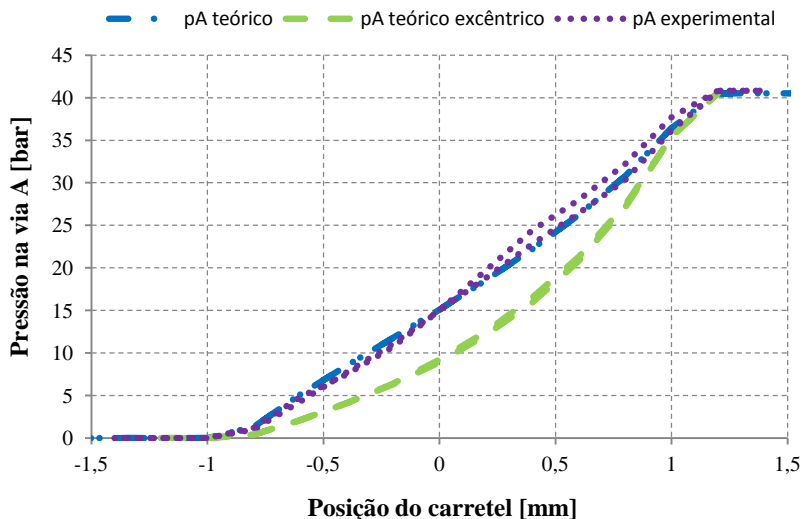
**Figura 5.28** – Comparação entre modelos e dados experimentais para excentricidade de 5µm.

Já é perceptível uma variação no comportamento da curva de pressão devido à presença da excentricidade de forma uniforme. Para a visualização da influência de forma mais explícita, é simulado um caso de desalinhamento de cilindridade entre camisa e carretel que ocasiona uma maior excentricidade no orifício que está ligado ao retorno (orifício 4) do que no orifício que está ligado à pressão (orifício 3) conforme ilustrado na Figura 5.29.



**Figura 5.29** – Excentricidade desigual para os orifícios de uma mesma via de trabalho.

A Figura 5.30 mostra o comportamento da pressão na via para o caso particular apresentado na Figura 5.29 em regime permanente.



**Figura 5.30** – Condição de desigualdade na excentricidade entre os orifícios de uma mesma via de pressão.

Conclui-se que a excentricidade influencia na alteração do comportamento da curva de pressão. Porém, sua análise quantitativa é de difícil obtenção devido às questões dimensionais e ao procedimento de verificação. A cilindridade<sup>8</sup> é um parâmetro dimensional que pode ser utilizado para que o projetista conheça a faixa de excentricidade possível para o conjunto camisa-carretel.

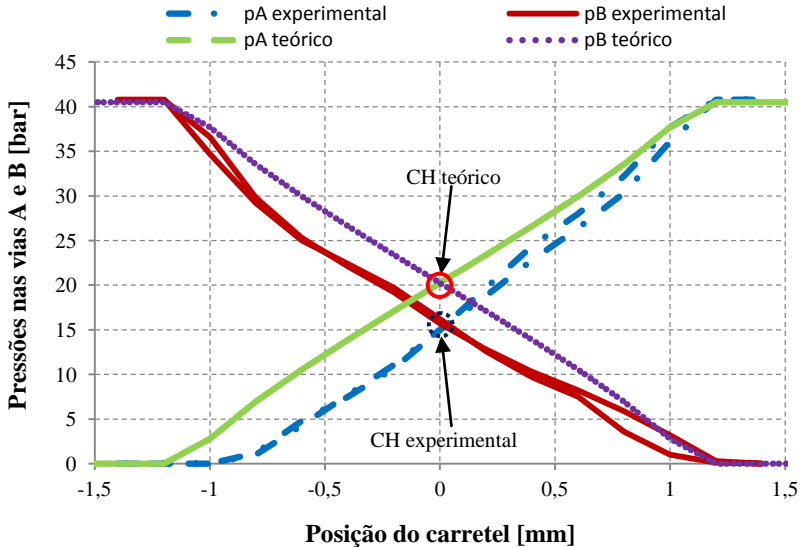
## 5.2.7 Centro hidráulico

De acordo com a seção 2.2.3.3, o centro hidráulico (CH) de uma válvula é a posição do carretel na qual as pressões nas vias de trabalho são iguais. É esperado que o centro hidráulico coincida com o centro geométrico, porém dificilmente isto acontecerá devido às imperfeições que inevitavelmente ocorrem na fabricação das válvulas. A seguir, é mostrada a influência que alguns parâmetros como a folga radial e a sobreposição tem sobre a localização do centro hidráulico.

<sup>8</sup> Cilindridade é a tolerância de forma cuja especificação se refere a distância entre os eixos de dois cilindros coaxiais com relação ao valor do eixo do cilindro ideal.



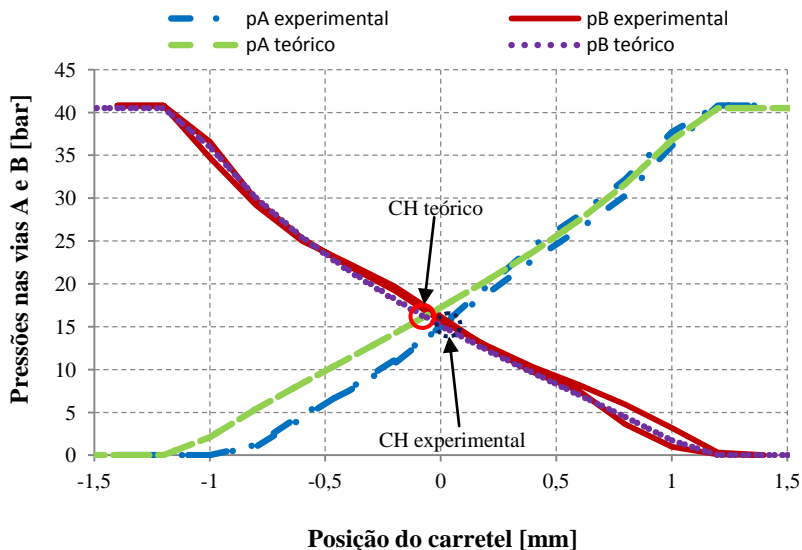
Para uma primeira análise, parte-se da condição ideal da geometria, ou seja, a folga radial e a sobreposição são iguais em todos os orifícios. A Figura 5.31 apresenta os resultados teóricos para esta condição e os dados experimentais dos ensaios com a válvula direcional.



**Figura 5.31** – Comparativo para o centro hidráulico para uma geometria ideal e uma geometria real.

Nota-se que para o estudo teórico, o centro hidráulico e o centro geométrico coincidem (pressão de cruzamento em  $p_s/2$  e em  $s_v/2$ ) devido à exata simetria geométrica o que não acontece para os dados experimentais.

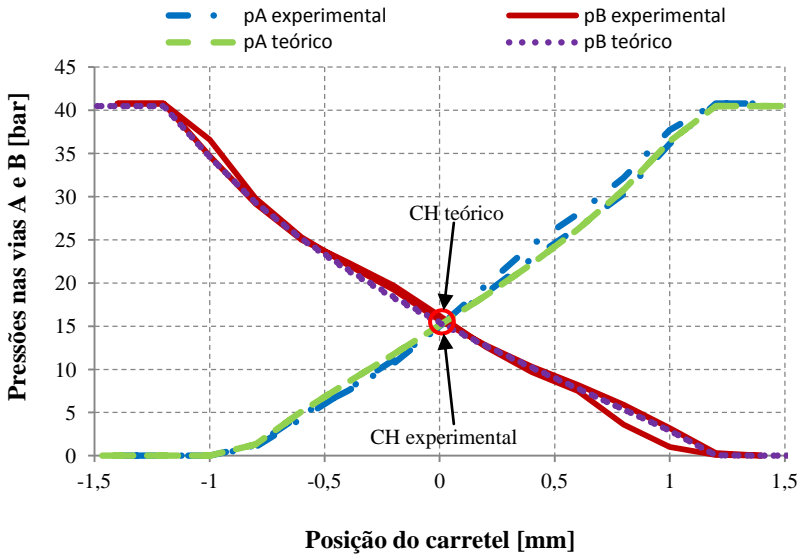
Com base nas Tabelas 5.9 a 5.11, utilizam-se as dimensões medidas no modelo para verificar a alteração no comportamento das curvas de pressão. Primeiramente, incorporam-se as folgas radiais em cada um dos orifícios de controle onde resultado é mostrado na Figura 5.32.



**Figura 5.32** – Comparativo para o centro hidráulico para uma geometria real com sobreposição idêntica mas folgas radiais variáveis.

Através da correção das folgas radiais, o centro hidráulico teórico foi reposicionado e se aproximou razoavelmente do centro hidráulico experimental. Porém, a sobreposição na via A é menor que a especificada.

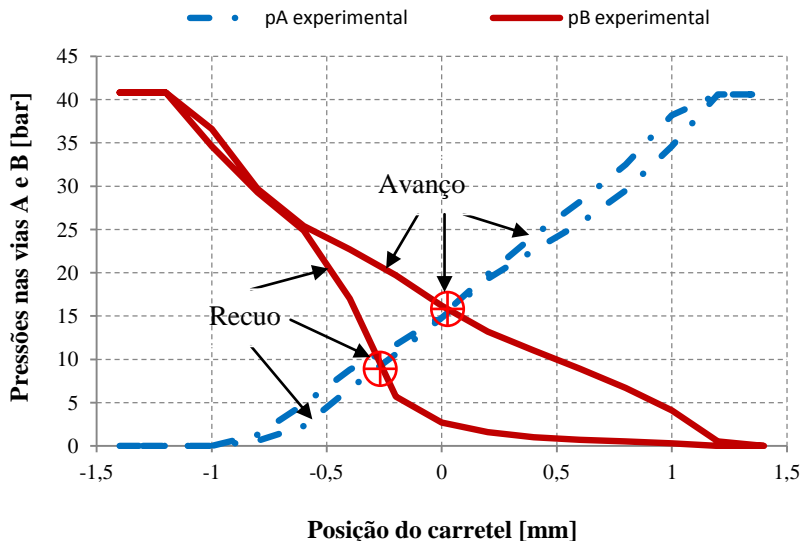
Assim, completando a análise, são incorporadas as sobreposições reais a fim de parametrizar completamente o modelo teórico. A Figura 5.33 mostra o resultado teórico obtido em comparação às curvas experimentais.



**Figura 5.33** – Comparativo para o centro hidráulico entre o ensaio real e simulação teórica com parâmetros reais.

Visualiza-se que, com a parametrização de acordo com as medições reais de folgas radiais e sobreposições para cada orifício, há a possibilidade de uma determinação teórica do centro hidráulico muito próximo ao centro experimental.

Essa determinação é para a condição de regime permanente, ou seja, para tempos de estabilização relativamente longos. Porém, para casos em que a histerese está presente de forma significativa, ocorre a formação de dois centros hidráulicos distintos, um para o sentido de avanço do deslocamento do carretel e outro para o sentido de retorno. Para exemplificar a situação, recorre-se a uma adaptação da Figura 5.22, onde são mostrados somente os dados experimentais com a distinção dos dois centros hidráulicos (Figura 5.37).



**Figura 5.34** – Determinação dos dois centros hidráulicos, um no avanço e outro no retorno do carretel.

Observa-se a comprovação da existência de dois centros hidráulicos, sendo um relativo ao avanço (0,04 mm e 15,5 bar) e um ao recuo (-0,3 mm e 10,5 bar). Um exemplo com maior diferença pode ser visualizado na Figura 5.21 onde a histerese é ainda maior. Assim, é esperado que caso o *offset* da válvula seja ajustado para o centro geométrico e não para o centro hidráulico, ocorreria um desequilíbrio nas pressões e possivelmente um erro no posicionamento no atuador comandado pela válvula.

### 5.3 ESTUDO DE CASO 3

A modelagem aplicada neste estudo de caso é a da vazão de controle. Este estudo de caso visa comprovar a validade desta modelagem para diferentes tamanhos nominais de válvulas haja vista que tanto o estudo de caso 2 (válvula de pequeno porte) quanto o presente estudo de caso (válvula de grande porte) aplicam a mesma modelagem.

#### 5.3.1 Características dimensionais

A válvula direcional de controle contínuo deste estudo de caso é uma válvula distribuidora de alta vazão cuja geometria interna apresenta

maior complexidade que a válvula da seção 5.2. Assim, o objetivo é validar a modelagem teórica para diversos tamanhos nominais de válvulas e diversas configurações geométricas.

Da mesma forma que no estudo de caso anterior, são apresentadas as dimensões necessárias para a determinação da folga radial e da sobreposição nos orifícios de controle.

Na Tabela 5.9 são apresentadas as dimensões dos diâmetros do carretel e da camisa juntamente com as incertezas de medição obtidas de relatório dimensional que proporcionarão a determinação das folgas máxima e mínima possíveis através da combinação entre as folgas médias e a incerteza de medição (Tabela 5.10).

**Tabela 5.9** – Diâmetros medidos e respectivas incertezas de medição do caso 3.

Dimensões	Orifício	Média de três medições [mm]	Incerteza de medição expandida [mm]
Diâmetro externo do carretel	3	90,0149	± 0,0028
	4	90,0160	± 0,0028
	5	90,0180	± 0,0028
	6	90,0182	± 0,0028
Diâmetro interno da camisa	3	90,0286	± 0,0029
	4	90,0273	± 0,0029
	5	90,0292	± 0,0029
	6	90,0286	± 0,0029

**Tabela 5.10** – Folga radial mínima, média e máxima nos orifício de controle do caso 3.

Orifício	Folga mínima [mm]	Folga média [mm]	Folga máxima [mm]
3	0,00400	0,00685	0,00970
4	0,00280	0,00565	0,00850
5	0,00275	0,00560	0,00845
6	0,00235	0,00520	0,00805

Na Tabela 5.11 são apresentadas as distâncias necessárias para o cálculo da largura dos ressalto do carretel e dos pórticos da camisa juntamente com as incertezas de medição. Na Tabela 5.12 é realizada a comparação entre a sobreposição especificada no projeto e a sobreposição medida experimentalmente.

**Tabela 5.11** – Distâncias medidas para determinação da sobreposição para o caso 3.

Dimensões	Orifício	Média de três medições [mm]	Incerteza de medição expandida [mm]
Dimensões dos ressaltos do carretel	3	25,2172	± 0,0032
	4	0,0000	± 0,0032
	5	165,0039	± 0,0032
	6	190,2122	± 0,0032
Dimensões dos pórticos da camisa	3	24,9935	± 0,0023
	4	0,0000	± 0,0023
	5	164,9997	± 0,0023
	6	190,0016	± 0,0023

**Tabela 5.12** – Sobreposições nos orifícios da válvula do estudo de caso 3.

	Orifício 3 [mm]	Orifício 4 [mm]	Orifício 5 [mm]	Orifício 6 [mm]
Sobreposição de projeto	0,100 ± 0,02	0,100 ± 0,02	0,100 ± 0,02	0,100 ± 0,02
Sobreposição medida	0,119 ± 0,0039	0,119 ± 0,0039	0,114 ± 0,0039	0,092 ± 0,0039

Através da comparação entre a sobreposição de projeto e a sobreposição obtida por medições dimensionais, verifica-se que mesmo estando dentro da tolerância de fabricação a sobreposição no orifício 6 é aproximadamente 0,025 mm menor que a sobreposição nos demais orifício. Esta diferença dificilmente será revelada nas curvas do ensaio experimental, porém é importante que sua magnitude aproximada seja verificada nos ensaios conforme será discutido a seguir.

### 5.3.2 Validação do modelo

Com o modelo por vazão de controle já validado pela seção 5.1.2, são apresentados os resultados para este estudo de caso, pois embora a modelagem seja a mesma, a área dos orifícios é mais complexa.

A Figura 5.35 apresenta os resultados para o vazamento interno e a Figura 5.36 os resultados para as curvas de pressão ambas para as condições de máxima e mínima folgas radiais.

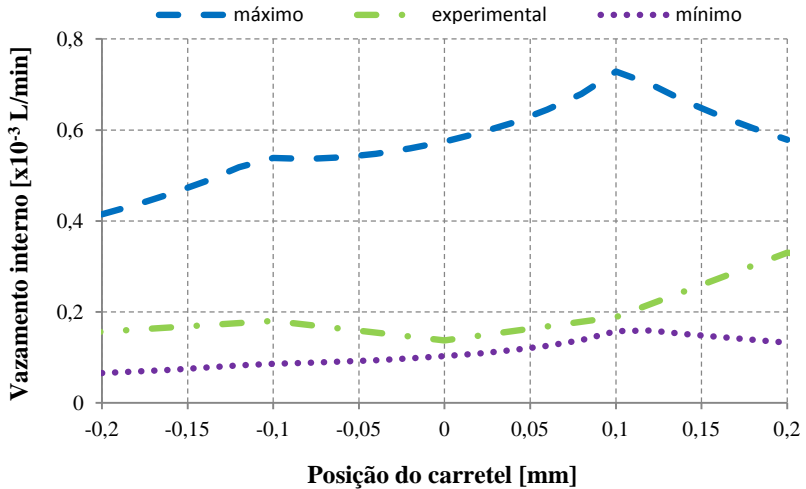
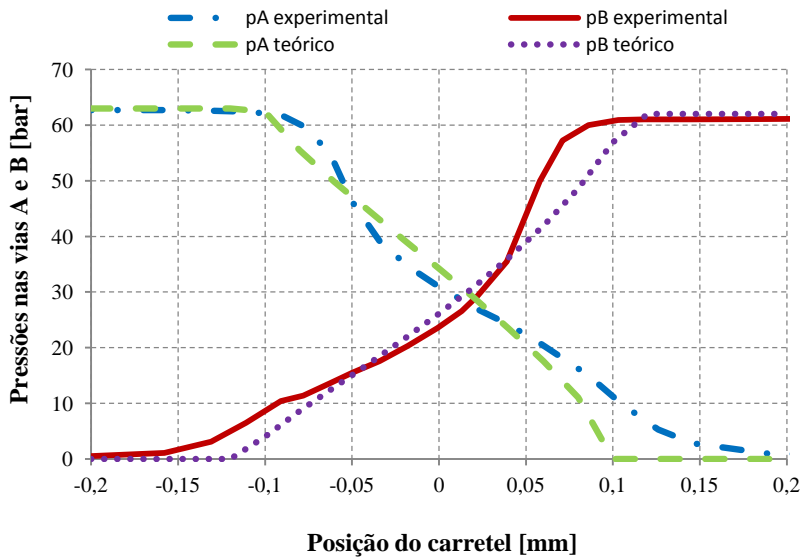
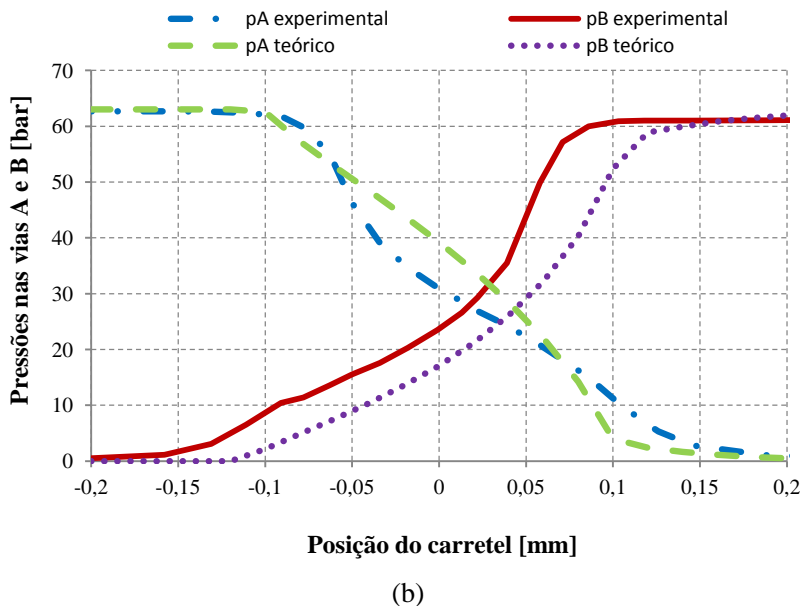


Figura 5.35 – Validação do modelo por vazão de controle da válvula distribuidora.



(a)



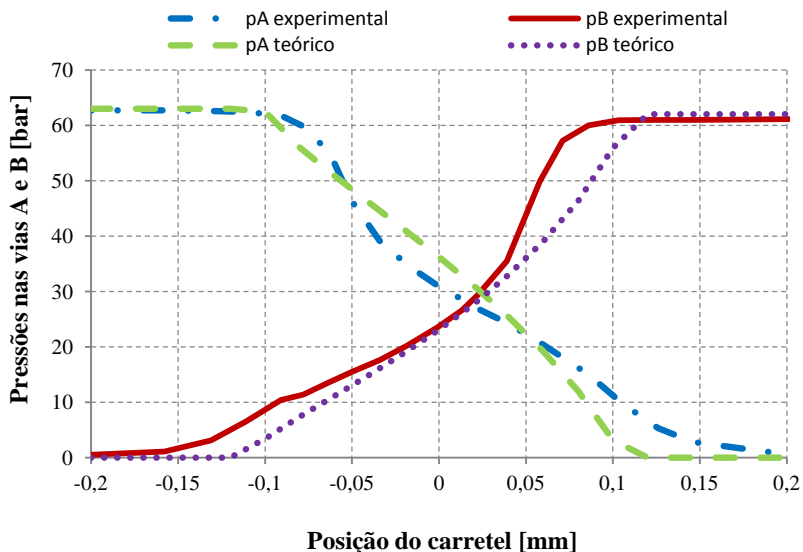
**Figura 5.36** – Resultados teóricos e experimentais para o comportamento da pressão por vazão de controle: (a) máxima folga radial e (b) mínima folga radial.

### 5.3.3 Influência da sobreposição

Com o aumento da complexidade da geometria e consequentemente da modelagem matemática, fatores que não são diretamente mensuráveis podem resultar em uma representação teórica menos precisa do que para geometrias mais simples como o estudo de caso 2. A Figura 5.37 apresenta claramente as dificuldades na modelagem da sobreposição em geometrias complexas que foram observados em menor intensidade no estudo de caso 1 e quase inexistentes no caso 2.

É possível observar que as sobreposições medidas e implantadas teoricamente possuem valores diferentes das apresentadas experimentalmente. Estes erros podem ocorrer devido às falhas na medição em questão do posicionamento da medida, aos cantos vivos inconsistentes no carretel que geram ganhos na pressão antecipados, às variações da folga radial e ao desalinhamento das furações dos pórticos de uma mesma via de trabalho.





**Figura 5.37** – Comparação teórico-experimental da sobreposição da válvula do estudo de caso 03.

Porém, trata-se de uma qualificação da sobreposição, pois detalhes da geometria interna podem fazer com que o comportamento das pressões se desvie no esperado.

## 5.4 CONCLUSÕES

Neste capítulo foram validados os modelos propostos através do estudo da influência da incerteza de medição dos diâmetros dos pórticos das camisas e dos ressaltos dos carretéis das válvulas direcionais apresentadas e também através da comparação entre sobreposição teórica e sobreposição experimental. Após a validação teórico-experimental dos modelos, alguns estudos teóricos foram executados a fim de visualizar a influência dos parâmetros geométricos no comportamento das válvulas. Além de estudos voltados ao vazamento interno, à sobreposição, à excentricidade, importantes conclusões foram obtidas sobre o fenômeno da histerese e sobre a influência do centro hidráulico.

## Capítulo 6

### CONCLUSÕES

Neste trabalho realizaram-se estudos sobre o comportamento de válvulas de controle contínuo direcional cujo objetivo principal era avaliar a influência dos parâmetros folga radial, sobreposição e excentricidade da geometria dos componentes funcionais (camisa e carretel) nas curvas características das pressões e do vazamento interno da válvula. Observou-se ao longo do trabalho que os modelos propostos reproduzem adequadamente a influência dos parâmetros em tais curvas. Além disso, o modelo por vazão de controle permitiu determinar as condições de aparecimento da histerese nos ensaios normatizados e, consequentemente, estimar o tempo de estabilização necessário para a correta execução dos ensaios.

#### 6.1 RESULTADOS

Um dos pontos primordiais para a obtenção de um modelo consistente é a correta modelagem da geometria interna da válvula. É necessário explorar suas particularidades para que a variação da área ao longo do deslocamento do carretel seja modelada da melhor forma possível, pois são detalhes como rebaixos no carretel e nos pórticos da camisa que determinam a sobreposição nos orifícios de controle e consequentemente o comportamento das pressões na região central da válvula.

Para a avaliação da folga radial entre camisa e carretel, é imprescindível a realização de medições dimensionais com equipamentos adequados de baixíssima incerteza visto que, conforme comprovado durante o trabalho, a parametrização do modelo com um valor médio de folga radial para todos os orifícios de controle limita significativamente os resultados. Já a incerteza de medição gera uma faixa de folgas radiais teoricamente possíveis que induz um intervalo elevado de vazamentos internos a serem considerados, o que aumenta a incerteza dos resultados teóricos. Dessa forma, é preciso que tais incertezas sejam minimizadas visando à obtenção de dimensões cada vez mais exatas para que o modelo seja parametrizado corretamente.

Foram exploradas neste trabalho somente duas das várias curvas características que uma válvula de controle contínuo direcional possui.

Porém, estas curvas são de fácil obtenção permitindo que o usuário instrumente seu equipamento e monitore a evolução dessas características ao longo do tempo ou utilize-se do procedimento aqui descrito para avaliar questões de projeto sem que haja a necessidade da construção de protótipos.

As curvas das pressões nas vias de trabalho ao longo do deslocamento do carretel auxiliam na verificação da qualidade da fabricação da válvula, pois através da análise do comportamento dessas curvas é possível constatar erros na sobreposição e na folga radial. Através destas curvas, pode-se avaliar a sobreposição entre camisa e carretel permitindo conhecer aproximadamente as dimensões da zona morta da válvula. Assim, ficou constatado que quanto mais simples a geometria da válvula (estudo de caso 2), melhor é a reprodução teórica da sobreposição real, pois para geometrias complexas (estudos de caso 1 e 3) fatores como o desalinhamento dos pórticos da camisa e modelagem conjunta da área, não considerados nos modelos, podem alterar a amplitude da zona morta. Estas curvas determinam a correta localização do centro hidráulico da válvula que é um dos pontos fundamentais para um bom controle de posição nos sistemas que operam em malha fechada. Porém, é preciso que o ensaio seja corretamente executado a fim de eliminar a histerese, possibilitando a determinação de um único centro hidráulico.

Constatou-se que a excentricidade advinda, por exemplo, do desalinhamento das forças de acionamento do carretel pode interferir no comportamento das curvas de pressão. Apesar de ser uma variável importante para o completo entendimento dos resultados, é de obtenção inviável. Assim, é necessário que os ensaios sejam realizados em regime permanente, respeitando o tempo de estabilização das pressões nas câmaras da válvula determinado pelo modelo, para que sua influência seja minimizada devido a maior possibilidade do sistema chegar a um ponto de equilíbrio.

Observou-se que o vazamento interno varia sensivelmente às variações da folga radial, especialmente quando foi utilizada a incerteza de medição na determinação do máximo e mínimo vazamentos possíveis. Este fato ocorre devido às válvulas possuírem folgas radiais micrométricas, pois apesar do sistema de medição utilizado na determinação das dimensões apresentar baixíssima incerteza, quando as dimensões dos diâmetros são combinadas para avaliar as folgas da válvula, tais incertezas tornam-se significativas. Dessa forma, o principal uso do modelo é na determinação da folga necessária para que requisitos de vazamento sejam cumpridos, mas, no sentido inverso da modelagem, pode-se esti-

mar qual a folga radial de uma determinada válvula em operação caso seja conhecido seu vazamento interno.

A sobreposição mostrou-se muito influente nos valores de vazamento interno obtidos, tornando-se uma importante variável no projeto de válvulas direcionais de controle contínuo. Frente à possibilidade da compensação de zona morta que a sobreposição causa nas válvulas e à menor influência das incertezas de medição na determinação do valor da mesma, entende-se que a fabricação de válvulas com folgas e sobreposição maiores é mais vantajosa às válvulas com folgas e sobreposição menores, considerando-se um mesmo valor de vazamento interno.

Foi comprovado que o aparecimento da histerese nas curvas de pressão é devido a não correta execução dos ensaios normatizados, ou seja, o tempo de estabilização das pressões necessário para atingir a condição de regime permanente não é respeitado. Através do modelo proposto, é possível que o tempo de estabilização seja determinado de forma adequada visando orientar o executor do ensaio. É importante ressaltar que este parâmetro varia sensivelmente de acordo com a geometria interna da válvula, especialmente, com o volume das câmaras. Assim, é preciso uma correta parametrização do modelo para que este determine o tempo de estabilização com pequeno erro. A grande influência do aparecimento da histerese nas curvas de pressão é a incorreta determinação do centro hidráulico da válvula ocasionando um *offset* equivocado, diminuindo a eficiência do controle do sistema.

Com a necessidade de válvulas com menores perdas por vazamentos, tem-se adotado folgas radiais cada vez menores. Com isso, as tolerâncias de fabricação empregadas acompanham tal movimento tornando-se cada vez mais justas. Espera-se que este trabalho auxilie na determinação de um consenso sobre a magnitude das folgas, pois com folgas muito pequenas corre-se o risco da quebra do filme de fluido entre camisa e carretel ou do travamento da válvula devido à contaminação. Por outro lado, folgas excessivas que minimizariam estes problemas, diminuem a eficiência energética do sistema hidráulico devido ao alto vazamento interno.

Baseado neste cenário, o modelo apresentado auxiliará na determinação da correta folga radial visando um equilíbrio entre ganhos e perdas, além de permitir o estudo e determinação das reais tolerâncias de fabricação necessárias para que a válvula permaneça dentro dos limites operacionais exigidos.

## 6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para a continuação dessa pesquisa sugerem-se duas linhas principais. A primeira seria ampliar o número de geometrias avaliadas e a segunda seria avaliar como os resultados obtidos poderiam auxiliar na predição da falha da válvula.

Com a ampliação da gama de configurações geométricas, seria possível comprovar a influência da folga radial no tempo de estabilização das pressões das câmaras das vias de trabalho da válvula, pois é esperado que com o aumento da folga radial o tempo de estabilização diminua devido à maior facilidade com que o fluido escoará pelo seu interior. Além dessa análise, poderiam ser estudadas válvulas com sobreposições diversas partindo desde válvulas com sobreposição negativa, passando por válvulas com sobreposição nula, até as válvulas com sobreposição positiva que foram estudadas nesta pesquisa, para que seja possível a comprovação teórico-experimental da influência da sobreposição em características como vazamento interno, tempo de estabilização das pressões e determinação teórica da sobreposição.

A segunda linha de pesquisa seria estudar como as conclusões deste trabalho poderiam ser aplicadas em um sistema de monitoramento preditivo de válvulas para que através de variações no comportamento das curvas de pressão nas vias de trabalho e na magnitude do vazamento interno possa-se realizar um acompanhamento das condições de operação do componente, mas, principalmente, estimar o momento da manutenção ou substituição da válvula, quando mantido um histórico de variação das curvas características. Um exemplo que pode ser citado é a utilização do ensaio do comportamento do vazamento interno para o acompanhamento da evolução do desgaste do conjunto camisa-carretel, pois com o aumento do desgaste a folga torna-se maior, conseqüentemente o vazamento aumenta. Assim, tendo um limite pré-estabelecido, pode-se utilizar este procedimento com fins preditivos visando acompanhar a evolução do desgaste.

Em caráter de extrapolação para o estudo da dinâmica das pressões nas câmaras de controle, poder-se-ia desenvolver uma metodologia de análise dos fenômenos transientes, baseada em função degrau, pois é esperado que a resposta das pressões a este impulso revele uma grande quantidade de informações que auxilie no entendimento do funcionamento das válvulas direcionais de controle contínuo. Além disso, pode-se estender a modelagem realizada para o estudo do comportamento do ganho de vazão em válvulas direcionais tendo como foco a necessidade

da comprovação experimental dos dados de vazão que são de obtenção muito mais custosa que os dados de pressão.

**REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

ANDRIGHETTO, Pedro Luís. **Posicionador eletro-hidráulico controlado por válvula proporcional direcional**. 1996. 170 f. Dissertação (Mestrado) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1996.

ATOS. **Válvula de retenção tipo ADR-32**. Catalog Check valves type ADR in-line mounting – from G ¼" to G 1¼" threaded ports. Table C406-4/E. Disponível em:

< [http://www.atos.com/english/technical\\_tables/english/C406.pdf](http://www.atos.com/english/technical_tables/english/C406.pdf) >. Acesso em: 02 ago. 2011.

ATOS. **Válvula direcional de assento tipo DLOK-3C**. Catalog Solenoid directional valves type DLOH, DOLK poppet type leak free, direct operated, ISO 4401 size 06. Table E041-16//E. Disponível em:

< [http://www.atos.com/english/technical\\_tables/english/E041.pdf](http://www.atos.com/english/technical_tables/english/E041.pdf) >. Acesso em: 14 ago. 2011.

BALLUFF. **Transdutor Micropulse BTL5-A11-M0200-P S32 – Technical Description User's Guide**. Catálogo. São Paulo: 2003. 32 p.

BORGHI, Massimo; MILANI, Massimo; PAOLUZZI, Roberto. **Influence of notch shape and number of notches on the metering characteristics of hydraulic spool valves**. International Journal of Fluid Power, TuTech. Vol. 6. n° 2, 2005. p. 5-18.

BORUTZKY, W.; BARNARD, B.; THOMA, J. **An orifice flow model for laminar and turbulent conditions**. Simulation Modelling Practice and Theory, Elsevier Science B. V. Vol. 10, 2002. p. 141-152.

CUTHBERT, Martin. **Viscosity of hydraulic oil**. Technical report. Webtec Instruments. Disponível em: < <http://www.webster-inst.com/tech/reports/viscosity> >. Acesso em: 22 ago. 2011.

DE NEGRI, Victor J. **Sistemas hidráulicos e pneumáticos para automação e controle – parte III – sistemas hidráulicos para controle.** Apostila. Florianópolis: UFSC, 2001.

DE NEGRI, Victor J.; RETZLAFF, Luciano; BELAN, Henri C.; MARTINS, Túlio H.; RODRIGUES, Luiz A. H.; PACHECO, Matheus I. **Relatório Final: Meta 2 - Desenvolvimento de válvula distribuidora (VD) para regulador de velocidade.** UFSC. Relatório Técnico n°520041/2006-2, 2008.

DI RITO, Gianpietro. **Experiments and CFD simulations for the characterization of the orifice flow in a four-way servovalve.** International Journal of Fluid Power, TuTech. Vol. 8. n°2, 2007. p. 37-46.

DOBCHUK, Jeff; BURTON, Richard; NIKIFORUK, Peter. **A modified turbulent orifice equation approach for modeling valves of unknown configuration.** International Journal of Fluid Power, TuTech. Vol. 8. n°3, 2007. p. 25-30.

DO CARMO, Paulo Francisco. **Proposta de modelo para descrição da vazão em válvulas direcionais proporcionais, com efeito de vazamento.** 2003. 134 f. Dissertação (Mestrado) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.

ERYILMAZ, Bora; WILSON, Bruce H. **Unified modeling and analysis of a proportional valve.** Journal of Rankling Institute, Elsevier Ltd. Vol. 343, 2006. p. 48-68.

FOX, R.; McDONALD, A. **Introdução à Mecânica dos Fluidos.** 4. ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Koogan, 1995. 662 p.

FURST, Fernando L.. **Sistematização do projeto preliminar de circuitos hidráulicos de controle de posição.** 2001. 149 f. Dissertação (Mestrado) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.



FURST, Fernando L., DE NEGRI, Victor J. **Projeto de sistemas hidráulicos de controle de posição**. Apostila. Florianópolis: 2002. 107 p.

International Organization for Standardization. **ISO 10770-1. Hydraulic fluid power – Electrically modulated hydraulic control valves – Part 1: Test methods for four-way directional flow control valves**. Geneva: 1998. 50 p.

International Organization for Standardization. **ISO 1219-1 Fluid power systems and components – Graphic symbols and circuit diagrams – part 1: graphic symbols for conventional use and data-processing applications**. Geneva, 2006.

International Organization for Standardization. **ISO 5598. Fluid power systems and components – Vocabulary. 2<sup>a</sup> Edition**. Geneva: 2008. 190 p.

JOHNSON, Jack L. **Myth #9: Servo and proportional valves can control no more than their rated flow**. Hydraulics & Pneumatics Magazine, Cleveland, v. 61, n. 11, p. 20-22. Nov. 2008. Mensal. Disponível em:

[http://vnweb.hwwilsonweb.com/hww/results/results\\_single\\_fulltext.jhtml;hwwilsonid=UACMTJZM2LEKZQA3DIMSFSGGADUNGIIV0](http://vnweb.hwwilsonweb.com/hww/results/results_single_fulltext.jhtml;hwwilsonid=UACMTJZM2LEKZQA3DIMSFSGGADUNGIIV0)

Acesso em: 21 mar. 2011.

KIM, Sunghun; PIEPENSTOCK, Ulf; MURRENHOF, Hubertus. **Effects of manufacturing deviation on the pressure pulsation of three screw pumps**. International Journal of Fluid Power, TuTech. Vol. 12. n.º 1, 2011. p. 41-50.

KINCELER, Roberto; DE NEGRI, Victor J. **A new flow force-compensated control valve – conception and mathematical modeling**. In: Proceedings of COBEM 2001 of the 16<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Vol. 13. ABCM, 2001. p 219-228.

LINSINGEN, Irlan v. **Fundamentos de sistemas hidráulicos**. 3. ed. revisada - Florianópolis: Editora da UFSC, 2008. 399 p.

MARÉ, Jean-Charles; ATTAR, Batoul. **Enhanced model of four way valves characteristics and its validation at low temperature**. International Journal of Fluid Power, TuTech. Vol. 9. n° 3, 2008. p. 35-43.

MERRIT, Herbert E. **Hydraulic Control Systems**. New York: John Wiley and Sons, 1967. 368 p.

MILLER, D.S. **Internal flow systems**. v. 5. BHRA Fluid Engineering, 1978.

OHTAGURO, Nobuhiro. **Did you know? Customized null cutting and optimized performance**. Moog Industrial Newsletter, vol 1. June 2004. Disponível em:  
<http://www.moog.com/literature/ICD/Newsletters/moogindustrialnewsletterissue4.pdf> Acesso em: 26 mai 2011

OVUNC, Bulent A.; **The engineering handbook**. 2ª Edition. Edited by Richard C. Dorf. CRC Press, 2004.

RAMOS FILHO, José R. B. **Análise teórico-experimental de falhas em válvula direcionais servoproporcionais**. 2009. 152 f. Dissertação (Mestrado) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.

RETZLAFF, Luciano; BELAN, Henri C.; PACHECO, Matheus I.; FERRONATTO, Desyel; DE NEGRI, Victor J.; SOARES, João M. C. **Performance of distributing valves in hydroelectric speed governors: analysis of the influence of the internal geometry**. The 8<sup>th</sup> Latin-american Congress on Electricity Generation and Transmission – CLAGTEE 2009. 2009. 7p.

REXROTH. **Proportional and Servo Valve technology**. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth GmbH, 1991. 299 p.

ROVIRA-MÁS, Francisco; ZHANG, Qin; HANSEN, Alan C. **Dynamic behavior of an electrohydraulic valve: typology of characteristic curves**. Mechatronics, Elsevier Ltd. Vol. 17, 2007. p. 551-561.

STRINGER, J. D. **Hydraulic Systems Analysis**. London: The Macmillan Press, 1976. 173 p.

SZPAK, Rodrigo. **Análise Teórico-Experimental das Pressões em Posicionadores Hidráulicos**. 2008. 143 f. Dissertação (Mestrado) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.

VALDIERO, Antonio C. **Controle de robôs hidráulicos com compensação de atrito**. 2005. 177 f. Tese de Doutorado – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2005.

VALDIERO, Antonio C.; GUENTHER, Raul; DE NEGRI, Victor J. **New methodology for identification of the dead zone in proportional directional hydraulic valves**. In: Proceedings of COBEM 2005 of the 18<sup>th</sup> International Congress of Mechanical Engineering. Vol 2. ABCM, 2005. p. 377-384.

WU, Duqiang; BURTON, Richard; SCHOENAU, Greg. **An empirical discharge coefficient model for orifice flow**. International Journal of Fluid Power, TuTech. Vol. 3. n° 3, 2002. p. 13-18.

WU, Duqiang; BURTON, Richard; SCHOENAU, Greg; BITNER, Doug. **Modelling of orifice flow rate at very small openings**. International Journal of Fluid Power, TuTech. Vol. 4. n°1, 2003. p. 31-39.

## APÊNDICE A

### PARÂMETROS DOS MODELOS

#### A.1 ESTUDO DE CASO 1

##### % PARÂMETROS DO MODELO

##### %PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DA VÁLVULA

cre1 = 16.0e-3; [m] Comprimento do rebaixo(linha reta) (orifício 4) Via A

cre2 = 16.0e-3; [m] Comprimento do rebaixo(linha reta) (orifício 3) Via A

cre3 = 16.0e-3; [m] Comprimento do rebaixo(linha reta) (orifício 5) Via B

cre4 = 16.0e-3; [m] Comprimento do rebaixo(linha reta) (orifício 6) Via B

cad = 16.0e-3; [m] Comprimento adicional do pórtico(linha reta)

##### %SOBREPOSIÇÃO NOS ORIFÍCIOS DE CONTROLE

##### % Via A

Sv41 = 0.194e-3; [m] Sobreposição no orifício 4 Janela 1

Sv42 = 0.194-3; [m] Sobreposição no orifício 4 Janela 2

Sv43 = 0.194e-3; [m] Sobreposição no orifício 4 Janela 3

Sv44 = 0.194e-3; [m] Sobreposição no orifício 4 Janela 4

Sv31 = 0.194e-3; [m] Sobreposição no orifício 3 Janela 1

Sv32 = 0.194-3; [m] Sobreposição no orifício 3 Janela 2

Sv33 = 0.194e-3; [m] Sobreposição no orifício 3 Janela 3

Sv34 = 0.194e-3; [m] Sobreposição no orifício 3 Janela 4

##### % Via B

Sv51 = 0.201e-3; [m] Sobreposição no orifício 5 Janela 1

Sv52 = 0.201e-3; [m] Sobreposição no orifício 5 Janela 2

Sv53 = 0.201e-3; [m] Sobreposição no orifício 5 Janela 3

Sv54 = 0.201e-3; [m] Sobreposição no orifício 5 Janela 4

Sv61 = 0.201e-3; [m] Sobreposição no orifício 6 Janela 1

Sv62 = 0.201e-3; [m] Sobreposição no orifício 6 Janela 2

$Sv63 = 0.201e-3;$  [m] Sobreposição no orifício 6 Janela 3

$Sv64 = 0.201e-3;$  [m] Sobreposição no orifício 6 Janela 4

#### %DIÂMETROS DO CARRETEL E CAMISA - POR MÍNIMOS QUADRADOS

dic1 = 100.002e-3; [m] Diâmetro interno da camisa no segmento 1 (orifício 4)  
4) Via A

dic2 = 99.998e-3; [m] Diâmetro interno da camisa no segmento 2 (orifício 3)  
3) Via A

dic3 = 100.004e-3; [m] Diâmetro interno da camisa no segmento 3 (orifício 5)  
5) Via B

dic4 = 100.006e-3; [m] Diâmetro interno da camisa no segmento 4 (orifício 6)  
6) Via B

$dr1 = 99.979e-3;$  [m] Diâmetro do ressalto no segmento 1 (orifício 4)

$dr2 = 99.979e-3;$  [m] Diâmetro do ressalto no segmento 2 (orifício 3)

$dr3 = 99.988e-3;$  [m] Diâmetro do ressalto no segmento 3 (orifício 5)

$dr4 = 99.984e-3;$  [m] Diâmetro do ressalto no segmento 4 (orifício 6)

$dm1 = (dic1+dr1)/2;$  [m] Diâmetro médio entre camisa e ressalto no segmento 1 (orifício 4)

$dm2 = (dic2+dr2)/2;$  [m] Diâmetro médio entre camisa e ressalto no segmento 2 (orifício 3)

$dm3 = (dic3+dr3)/2;$  [m] Diâmetro médio entre camisa e ressalto no segmento 3 (orifício 5)

$dm4 = (dic4+dr4)/2;$  [m] Diâmetro médio entre camisa e ressalto no segmento 4 (orifício 6)

$fr1 = (dic1-dr1)/2;$  [m] Folga radial no segmento 1 (orifício 4)

$fr2 = (dic2-dr2)/2;$  [m] Folga radial no segmento 2 (orifício 3)

$fr3 = (dic3-dr3)/2;$  [m] Folga radial no segmento 3 (orifício 5)

$fr4 = (dic4-dr4)/2;$  [m] Folga radial no segmento 4 (orifício 6)

#### %DEMAIS PARÂMETROS

$dh = 60.0e-3;$  [m] Diâmetro da haste do carretel

$hp = 20.0e-3;$  [m] Profundidade do pórtico

$lA = 69.40e-3;$  [m] Comprimento característico da câmara A

$lB = 69.40e-3;$  [m] Comprimento característico da câmara B

$li = 1.00e-3;$  [m] Profundidade do rebaixo inicial do pórtrico auxiliar

$lpa = 85.05e-3;$	[m] Comprimento do pórtico auxiliar
$lpi = 85.042e-3;$	[m] Comprimento inicial do pórtico auxiliar
$lpp = 85.00e-3;$	[m] Comprimento do pórtico principal
$lr = 8.00e-3;$	[m] Comprimento do ressalto
$ps = 56.5e6;$	[Pa] Pressão de suprimento
$Sv = 0.2e-3;$	[m] Sobreposição
$xv\_max = 7.5e-3;$	[m] Deslocamento máximo do carretel
$\% AoM = 312.534e-6$	[m <sup>2</sup> ] Área máxima do orifício de Controle
$\% Ao\_RCS = 9.738e-6$	[m <sup>2</sup> ] Área do orifício de controle na RCS
$\% AreM = 1.5730e-6$	[m <sup>2</sup> ] Área máxima do rebaixo
$\% Dh\_RCS = 0.062e-3$	[m] Diâmetro hidráulico na RCS

#### % PARÂMETROS PARA CÁLCULO DA VAZÃO POR RESISTÊNCIAS

##### %% PROPRIEDADES DO ÓLEO %%

$ro = 900;$	[kg/m <sup>3</sup> ] Massa específica
$ni = 28.0e-6;$	[kg/m <sup>3</sup> ] Viscosidade cinemática para T=25°C
% Coef. de vazão laminar para canto vivo	
$deltaCd = 0.157;$	[adm]

## A.2 ESTUDO DE CASO 2

### % PARÂMETROS DO MODELO

#### % PROPRIEDADES DO FLUIDO

$ro = 900;$	[kg/m <sup>3</sup> ] Massa específica
$ni = 56.0e-6;$	[m <sup>2</sup> /s] Viscosidade cinemática para T=25°C
$bheta = 0.05e9;$	[Pa] Módulo de compressibilidade efetivo

#### % SOBREPOSIÇÃO

$sv3 = 1.200e-3;$	[m] Sobreposição no orifício 3
$sv4 = 1.078e-3;$	[m] Sobreposição no orifício 4
$sv5 = 1.192e-3;$	[m] Sobreposição no orifício 5
$sv6 = 1.200e-3;$	[m] Sobreposição no orifício 6

## %CONDIÇÕES DO ENSAIO

$l_r = 8,40e-3;$	[m] Comprimento do ressalto do carretel
$p_s = 40.5e5;$	[Pa] Pressão de suprimento
$p_t = 0e6$	[Pa] Pressão de retorno
$\sigma = 0.157;$	[adm] inclinação da curva de ajuste para cd de canto vivo (de acordo com MERRITT, 1967)
$cd_{turb} = 0.7;$	[adm] coeficiente de descarga para escoamento turbulento

## % VOLUME DAS CÂMARAS DAS VIAS DE TRABALHO

$VolA = 4.3e-5;$	[m <sup>3</sup> ] Volume da câmara A
$VolB = 3.3e-5;$	[m <sup>3</sup> ] Volume da câmara B

## %DIÂMETROS DO CARRETEL E CAMISA - POR MÍNIMOS QUADRADOS

$dic4 = 12.006e-3;$ câmbio 4) Via A	[m] Diâmetro interno da camisa no segmento 1 (orifício 4)
$dic3 = 12.002e-3;$ câmbio 3) Via A	[m] Diâmetro interno da camisa no segmento 2 (orifício 3)
$dic5 = 12.001e-3;$ câmbio 5) Via B	[m] Diâmetro interno da camisa no segmento 3 (orifício 5)
$dic6 = 12.006e-3;$ câmbio 6) Via B	[m] Diâmetro interno da camisa no segmento 4 (orifício 6)
$dr4 = 11.992e-3;$	[m] Diâmetro do ressalto no segmento 1 (orifício 4)
$dr3 = 11.997e-3;$	[m] Diâmetro do ressalto no segmento 2 (orifício 3)
$dr5 = 12.000e-3;$	[m] Diâmetro do ressalto no segmento 3 (orifício 5)
$dr6 = 11.997e-3;$	[m] Diâmetro do ressalto no segmento 4 (orifício 6)
$dm4 = (dic4+dr4)/2;$ segmento 1 (orifício 4)	[m] Diâmetro médio entre camisa e ressalto no segmento 1 (orifício 4)
$dm3 = (dic3+dr3)/2;$ segmento 2 (orifício 3)	[m] Diâmetro médio entre camisa e ressalto no segmento 2 (orifício 3)
$dm5 = (dic5+dr5)/2;$ segmento 3 (orifício 5)	[m] Diâmetro médio entre camisa e ressalto no segmento 3 (orifício 5)
$dm6 = (dic6+dr6)/2;$ segmento 4 (orifício 6)	[m] Diâmetro médio entre camisa e ressalto no segmento 4 (orifício 6)
$fr4 = (dic4-dr4)/2;$	[m] Folga radial no segmento 1 (orifício 4)

fr3 = (dic3-dr3)/2; [m] Folga radial no segmento 2 (orifício 3)

fr5 = (dic5-dr5)/2; [m] Folga radial no segmento 3 (orifício 5)

fr6 = (dic6-dr6)/2; [m] Folga radial no segmento 4 (orifício 6)

%PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO CONTÍNUA

xInitial=zeros(1,2);

for i = 1:20:801 Deslocamento do carretel i = 1 a 801 corresponde a  
-2 a 2 mm ida e volta

ii=i

if ii <= 401

xc=1e-5\*ii-2.01e-3; Corresponde a deslocamento do carretel de -2 a 2  
mm crescente (i = 1 a 401)

else

xc=-1e-5\*ii+6.01e-3; Corresponde a deslocamento do carretel de 2 a -2  
mm decrescente (i = 401 a 801)

end

tf=30; % final time

opts=simset('InitialState',xInitial,'FinalStateName','xFinal');

%[t,X,Y] = sim('PWMCircuitsNonLinear',[0 tf],opts,[]);

[t,X,Y] = sim('Sensor\_4\_orificios\_01',[0 tf],opts,[]);

xInitial=xFinal;

y=Y;

tt=t;

ntt=length(tt);

clear t X Y;

% CÁLCULO DAS VARIÁVEIS (PRESSÕES, VAZAMENTO INTERNO)

pB(i)=y(ntt,1);

pA(i)=y(ntt,2);

qv(i)=y(ntt,3);

xcc(i)=xc;

dlmwrite('posicao.out',xcc, '')

dlmwrite('pA.out',pA, '')

dlmwrite('pB.out',pB, '')



```
end
```

```
figure(1)
plot(xcc,pB,'r*',xcc,pA,'g+')
xlabel('Deslocamento do Carretel (mm)');
ylabel('Pressão nas Vias (bar)');
title ('Comportamento das Pressões de Trabalho');
```

```
figure(2)
plot(xcc,qv,'b*')
xlabel('Deslocamento do Carretel (mm)');
ylabel('Vazamento Interno (x10-3 l/min)');
title ('Vazamento Interno na Válvula');
```

## A.2 ESTUDO DE CASO 3

```
% PARÂMETROS DO MODELO
```

```
% PROPRIEDADES DO FLUIDO
```

```
ro = 900; [kg/m3] Massa específica
ni = 72.0e-6; [m2/s] Viscosidade cinemática para T=25°C
btheta = 1e9 [Pa] Módulo de compressibilidade efetivo
```

```
% SOBREPOSIÇÃO
```

```
sv3 = 0.119e-3; [m] Sobreposição no orifício 3
sv4 = 0.119e-3 [m] Sobreposição no orifício 4
sv5 = 0.114e-3; [m] Sobreposição no orifício 5
sv6 = 0.092e-3; [m] Sobreposição no orifício 6
```

```
lr = 25.2e-3; [m] Comprimento do ressalto do carretel
```

```
% CONDIÇÕES DO ENSAIO
```

```
ps = 63e5; [Pa] Pressão de suprimento
pt = 0e5; [Pa] Pressão de retorno
```

$\sigma = 0.157$ ; [adm] inclinação da curva de ajuste para cd de canto vivo (de acordo com MERRITT, 1967)

$cd_{turb} = 0.7$ ; [adm] coeficiente de descarga para escoamento turbulento

#### % VOLUME DAS CÂMARAS DAS VIAS DE TRABALHO

$VolA = 1300e-6$ ; [m<sup>3</sup>] Volume da câmara A

$VolB = 1250e-6$ ; [m<sup>3</sup>] Volume da câmara B

#### % DIÂMETROS DO CARRETEL E CAMISA - POR MÍNIMOS QUADRADOS

$dic4 = 90.0257e-3$ ; [m] Diâmetro interno da camisa no segmento 1 (orifício 4) Via A

$dic3 = 90.0244e-3$ ; [m] Diâmetro interno da camisa no segmento 2 (orifício 3) Via A

$dic5 = 90.0263e-3$ ; [m] Diâmetro interno da camisa no segmento 3 (orifício 5) Via B

$dic6 = 90.0257e-3$ ; [m] Diâmetro interno da camisa no segmento 4 (orifício 6) Via B

$dr4 = 90.0177e-3$ ; [m] Diâmetro do ressalto no segmento 1 (orifício 4)

$dr3 = 90.0188e-3$ ; [m] Diâmetro do ressalto no segmento 2 (orifício 3)

$dr5 = 90.0208e-3$ ; [m] Diâmetro do ressalto no segmento 3 (orifício 5)

$dr6 = 90.0210e-3$ ; [m] Diâmetro do ressalto no segmento 4 (orifício 6)

$dm4 = (dic4+dr4)/2$ ; [m] Diâmetro médio entre camisa e ressalto no segmento 1 (orifício 4)

$dm3 = (dic3+dr3)/2$ ; [m] Diâmetro médio entre camisa e ressalto no segmento 2 (orifício 3)

$dm5 = (dic5+dr5)/2$ ; [m] Diâmetro médio entre camisa e ressalto no segmento 3 (orifício 5)

$dm6 = (dic6+dr6)/2$ ; [m] Diâmetro médio entre camisa e ressalto no segmento 4 (orifício 6)

$fr4 = (dic4-dr4)/2$ ; [m] Folga radial no segmento 1 (orifício 4)

$fr3 = (dic3-dr3)/2$ ; [m] Folga radial no segmento 2 (orifício 3)

$fr5 = (dic5-dr5)/2$ ; [m] Folga radial no segmento 3 (orifício 5)

$fr6 = (dic6-dr6)/2$ ; [m] Folga radial no segmento 4 (orifício 6)

```

df1 = 24.9952e-3;           [mm] via A
df2 = 24.9907e-3;           [mm] via A
df3 = 24.9974e-3;           [mm] via A
df4 = 24.9906e-3;           [mm] via A
df5 = 25.0104e-3;           [mm] via B
df6 = 24.9932e-3;           [mm] via B
df7 = 25.0102e-3;           [mm] via B
df8 = 24.9935e-3;           [mm] via B

```

```
%PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO CONTÍNUA
```

```

xInitial=zeros(1,2);
for i =1:20:401           % Deslocamento do carretel i = 1 a 801 corresponde a -2 a 2
mm ida e volta
    ii=i
    if ii <= 401
        xc=1e-6*ii-2.01e-4; % Corresponde a deslocamento do carretel de -2 a 2 mm
crescente (i = 1 a 401)
    else
        xc=-1e-6*ii+6.01e-4; % Corresponde a deslocamento do carretel de 2 a -2 mm de-
crescente (i = 401 a 801)
    end
    tf=10; % final time
    opts=simset('InitialState',xInitial,'FinalStateName','xFinal');
    %[t,X,Y] = sim('PWMCircuitsNonLinear',[0 tf],opts,[]);
    [t,X,Y] = sim('VDX2500_2',[0 tf],opts,[]);
    xInitial=xFinal;
    y=Y;
    tt=t;
    ntt=length(tt);
    clear t X Y;

% CÁLCULO DAS VARIÁVEIS (PRESSÕES, VAZAMENTO INTERNO)
pB(i)=y(ntt,1);
pA(i)=y(ntt,2);
qv(i)=y(ntt,3);
xcc(i)=xc;

```

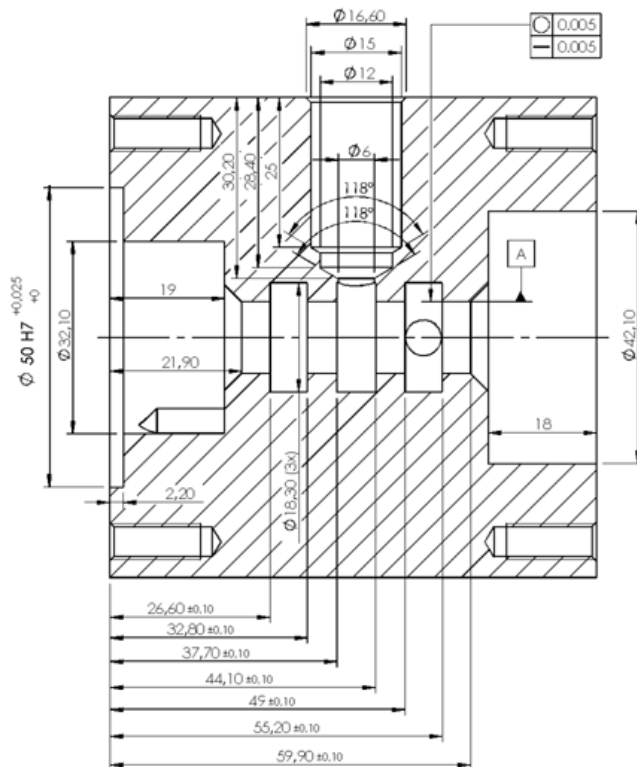
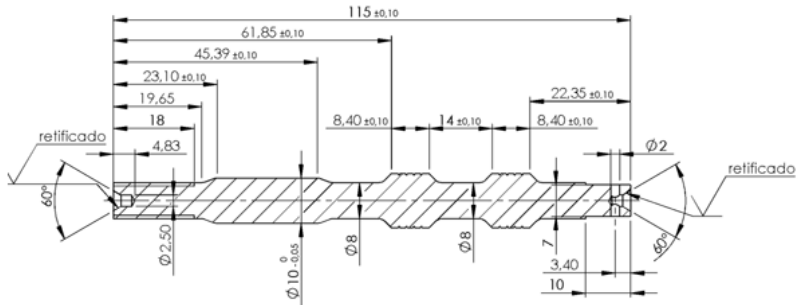
```
dlmwrite('posicao.out',xcc, ' ')
dlmwrite('pA.out',pA, ' ')
dlmwrite('pB.out',pB, ' ')
dlmwrite('qv.out',qv, ' ')
end

figure(1)
plot(xcc,pB,'r*',xcc,pA,'g+')
xlabel('Deslocamento do Carretel (mm)');
ylabel('Pressão nas Vias (bar)');
title ('Comportamento das Pressões de Trabalho');

figure(2)
plot(xcc,qv,'b*')
xlabel('Deslocamento do Carretel (mm)');
ylabel('Vazamento Interno (x10-3 l/min)');
title ('Vazamento Interno na Válvula');
```

APÊNDICE B

B.1 DESENHOS DIMENSIONAIS – ESTUDO DE CASO 2



## APÊNDICE C

### ESTUDO DE CASO 2

#### C.1 RELATÓRIO DIMENSIONAL - CAMISA

##### Relatório de Medição

Data da medição: 01/04/2010

Nº: 1407/10

Componente: Camisa

Nº identificação: Camisa 1 - sensor

Máquina de medir por coordenadas

Incerteza (U): 0,0014 mm

Nº Registro (CERTI): RC 0542A

Temperatura:  $20,0 \pm 0,3$  °C

Umidade relativa do ar:  $50 \pm 10\%$

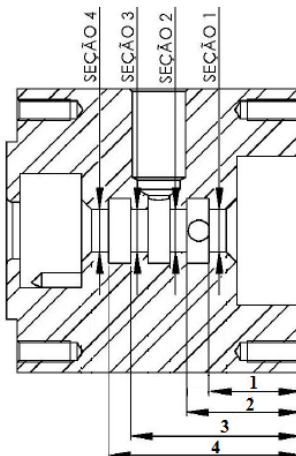
##### Resultados dos diâmetros avaliados por mínimos quadrados:

Item	Denominação	Medido [mm]	U [mm]
1	Diâmetro seção 1	11,994	0,002
2	Diâmetro seção 2	11,995	0,002
3	Diâmetro seção 3	11,998	0,002
4	Diâmetro seção 4	11,999	0,002

##### Distâncias:

Item	Denominação	Medido [mm]	U [mm]
1	Distância 1	22,136	0,002
2	Distância 2	30,662	0,002
3	Distância 3	44,673	0,002
4	Distância 4	53,095	0,002

##### Diagrama:



## C.2 RELATÓRIO DIMENSIONAL - CARRETEL

### Relatório de Medição

Data da medição: 01/04/2010  
 Componente: Carretel

Nº: 1406/10  
 Nº identificação: Carretel 1 - sensor

Máquina de medir por coordenadas  
 Nº Registro (CERTI): RC 0542A

Incerteza (U): 0,0014 mm  
 Temperatura: 20,0 ± 0,3 °C  
 Umidade relativa do ar: 50 ± 10%

### Resultados dos diâmetros avaliados por mínimos quadrados:

Item	Denominação	Medido [mm]	U [mm]
1	Diâmetro seção 1	12,004	0,002
2	Diâmetro seção 2	12,004	0,002
3	Diâmetro seção 3	12,003	0,002
4	Diâmetro seção 4	12,004	0,002

### Distâncias:

Item	Denominação	Medido [mm]	U [mm]
1	Distância 1	25,747	0,002
2	Distância 2	31,881	0,002
3	Distância 3	48,162	0,002
4	Distância 4	54,306	0,002

### Diagrama:

