

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

**PROPOSTA DE MODELO PARA DESCRIÇÃO DA VAZÃO EM  
VÁLVULAS DIRECIONAIS PROPORCIONAIS, COM EFEITO DE  
VAZAMENTO.**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA  
CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA  
MECÂNICA**

**PAULO FRANCISCO DO CARMO**

**FLORIANÓPOLIS, MAIO DE 2003**

**PROPOSTA DE MODELO PARA DESCRIÇÃO DA VAZÃO EM  
VÁLVULAS DIRECIONAIS PROPORCIONAIS, COM EFEITO DE  
VAZAMENTO.**

**PAULO FRANCISCO DO CARMO**

**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. José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr. - Coordenador do Curso**

**BANCA EXAMINADORA**

---

**Prof. Irlan von Linsingen, Dr. Educ.**

---

**Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.**

---

**Prof. Raul Guenther, Dr. Eng.**

**Aos meus pais**  
**José Francisco e Divina**

**As minhas irmãs Greyce,  
Meyre, Rosa e Francisca.**

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus.

Aos meus pais José Francisco e Divina pelos incentivos, e guiando meus passos com dedicação e lealdade.

As minhas irmãs.

Ao Professor Dr. Victor Juliano De Negri pela confiança, amizade, paciência, orientação e também pela forma dedicada com que transmite conhecimentos.

Ao grande amigo gaúcho Rogério do Amaral.

Ao grande amigo de Minas Gerais Marne Moreira Gomide.

As amigas de Florianópolis Erica, Marize, Vaneide.

Aos amigos Valdeon, Alexandre Dors, Aírton Alonço, Vinadé, Giovana.

À empresa REIVAX pelo apoio.

Ao CNPq pelo financiamento.

***"Nunca, jamais desanimeis, embora venham ventos contrários".***  
Madre Paulina.

## SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	x
LISTA DE TABELAS.....	xiii
SIMBOLOGIA .....	xiv
RESUMO .....	xvi
ABSTRACT.....	xvii
CAPÍTULO 1- INTRODUÇÃO .....	1
1.1 JUSTIFICATIVA.....	1
1.2 OBJETIVOS E CONTRIBUIÇÃO.....	2
1.3 METODOLOGIA.....	2
1.4 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO .....	3
CAPÍTULO 2 - VÁLVULAS DIRECIONAIS PROPORCIONAIS .....	4
2.1 INTRODUÇÃO.....	4
2.2 SISTEMAS COM VÁLVULAS DIRECIONAIS PROPORCIONAIS.....	5
2.3 CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS DE VÁLVULAS DIRECIONAIS PROPORCIONAIS. ....	6
2.3.1 Tipo de centro.....	8
2.3.2 Número de vias.....	10
2.3.3 Forma dos ressaltos .....	11
2.3.4 Geometria de entalhes no ressalto do carretel.....	12
2.4 CARACTERÍSTICAS COMPORTAMENTAIS .....	14
2.4.1 Zona morta .....	14
2.4.2 Histerese.....	14
2.4.3 Vazamento interno.....	15
2.4.4 Saturação .....	15
2.4.5 Equação da vazão de controle .....	16
2.4.6 Dinâmica das válvulas direcionais proporcionais .....	17
2.4.7 Equação da vazão linearizada para válvulas direcionais proporcionais.....	19
2.4.8 Coeficientes da equação da vazão linearizada de válvulas direcionais proporcionais .....	20
2.5 APLICAÇÃO DA EQUAÇÃO CLÁSSICA DA VAZÃO DE VÁLVULAS DIRECIONAIS PROPORCIONAIS .....	21
2.5.1 Controle de servossistemas hidráulicos .....	21
2.5.2 Controle de força e controle de posição .....	23
2.5.3 Controlador adaptativo .....	24
2.5.4 Controle em cascata.....	25

2.5.5 Controle de manipuladores e robôs.....	26
2.5.6 Regulagem de velocidade de turbinas de usinas geradoras de energia elétrica.....	28
CAPÍTULO 3 - DADOS DE CATÁLOGOS .....	31
3.1 INTRODUÇÃO.....	31
3.2 INFORMAÇÕES FORNECIDAS PELOS CATÁLOGOS DOS FABRICANTES .....	31
3.2.1 Dados gerais.....	31
3.2.2 Dados específicos .....	33
3.3 GRÁFICOS DE VAZÃO POR DESLOCAMENTO DO CARRETEL .....	35
3.4 COEFICIENTE DE VAZÃO ( $K_v$ ).....	38
3.5 GANHO DE VAZÃO ( $K_{q_0}$ ).....	40
3.6 GANHO DE VAZÃO-PRESSÃO ( $K_{c_0}$ ) .....	40
3.7 LIMITES DE OPERAÇÃO .....	40
3.8 RESPOSTA DINÂMICA.....	41
3.8.1 Resposta em frequência.....	41
3.8.2 Resposta ao degrau .....	43
3.9 VAZAMENTOS INTERNO.....	44
CAPÍTULO 4 - MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULÇÃO DO MODELO PROPOSTO DA VÁLVULA .....	45
4.1 INTRODUÇÃO.....	45
4.2 PROPOSTA DO MODELO MATEMÁTICO.....	45
4.3 DETERMINAÇÃO DE ÁREAS DOS ORIFÍCIOS DE CONTROLE - ( $A_0$ ).....	47
4.3.1 Considerando cantos vivos.....	47
4.3.2 Considerando cantos arredondados.....	49
4.4 ESCOAMENTO NOS ORIFÍCIOS DE CONTROLE .....	52
4.4.1 Vazão no orifício de controle considerando cantos vivos.....	52
4.4.2 Vazão no orifício de controle considerando cantos arredondados.....	57
4.5 DETERMINAÇÃO DA VAZÃO EFETIVA.....	61
4.6 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES TEÓRICAS .....	61
4.6.1 Resultados considerando cantos vivos .....	62
4.6.2 Resultados considerando cantos arredondados .....	69
4.7 MODELO MATEMÁTICO DA EQUAÇÃO DA VAZÃO PROPOSTA.....	80
4.7.1. Equação matemática da vazão para deslocamento positivo.....	81
CAPÍTULO 5 - MODELO MATEMÁTICO PARA UMA VÁLVULA DIRECIONAL PROPORCIONAL.....	83



5.1 INTRODUÇÃO.....	83
5.2 MODELO MATEMÁTICO PARA USO GERAL .....	83
5.3 DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE CONTROLE LINEARIZADA ( $q_{vc}$ ) PARA CANTOS VIVOS E ARREDONDADOS INCLUINDO EFEITO DE VAZAMENTO.....	87
5.4 EXPRESSÕES MATEMÁTICAS PARA OS GANHOS INCLUINDO O EFEITO DE VAZAMENTO INTERNO .....	88
CAPÍTULO 6 - CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	90
BIBLIOGRAFIA.....	92
APÊNDICE .....	99
Apêndice A - ESQUEMA E DESCRIÇÃO DA BANCADA PARA ENSAIO E OBTENÇÃO DOS COEFICIENTES DA VÁLVULA DIRECIONAL PROPORCIONAL	99
Apêndice B - ETAPAS PARA OBTENÇÃO DOS COEFICIENTES DE VAZÃO E VAZAMENTO DA VÁLVULA DIRECIONAL PROPORCIONAL ATRAVÉS DO ENSAIO	101
Apêndice C - OBTENÇÃO DO COEFICIENTE DE VAZÃO E VAZAMENTO INTERNO DA VÁLVULA ATRAVÉS DE CATÁLOGOS .....	103
Apêndice D - PROGRAMA USADO NA SIMULAÇÃO .....	108

## LISTA DE FIGURAS

- Figura 2.1 – Configuração de um circuito hidráulico com a válvula direcional proporcional, atuadores, unidade de potencia, eletrônica.
- Figura 2.2 – Características das válvulas direcionais proporcionais
- Figura 2.3 – Configuração do centro crítico da válvula direcional proporcional
- Figura 2.4 – Configuração do centro subcrítico da válvula direcional proporcional
- Figura 2.5 – Configuração do centro supercrítico da válvula direcional proporcional
- Figura 2.6 – Representação de uma válvula de 3 vias
- Figura 2.7 – Representação de uma válvula de 4 vias
- Figura 2.8 – Detalhe do ressalto e portico do carretel da válvula
- Figura 2.9 – Fotografia do ressalto do carretel de uma válvula direcional proporcional
- Figura 2.10 – Carretel com entalhes retangular
- Figura 2.11 – Carretel com entalhes circular
- Figura 2.12 – Carretel com entalhes triangular
- Figura 2.13 – Histerese e limiar de um instrumento
- Figura 2.14 – Saturação das válvulas direcionais proporcionais
- Figura 2.15 – Válvula carretel de 4 vias com 4 ressaltos
- Figura 2.16 – Curva característica de vazão com  $\Delta p$  constante para válvula direcional
- Figura 3.1 – Vazão nominal com diferencial de pressão na válvula em função do deslocamento do carretel (REXROTH, 1998)
- Figura 3.2 – Vazão nominal com diferencial de pressão na válvula em função da posição do carretel (NACHI, s.d.)
- Figura 3.3 – Vazão nominal com diferencial de pressão por par de vias em função do sinal de tensão (BOSCH, 1987b)
- Figura 3.4 – Vazão nominal com diferencial de pressão na válvula em função do sinal de corrente (DUPLOMATIC, 2002)
- Figura 3.5 – Vazão nominal com diferencial de pressão na válvula em função do sinal de tensão (MOOG, 2002)
- Figura 3.6 – Limite de operação de válvulas direcionais proporcionais (BOSCH, 1987b)
- Figura 3.7 - Resposta em frequência de uma válvula direcional proporcional (BOSCH, 1987c)
- Figura 3.8 – Resposta ao degrau da válvula D633 (MOOG, 2002)
- Figura 4.1 – Modelo carretel-camisa sem escala. Identificação dos parâmetros geométricos
- Figura 4.2 – Esboço do carretel-camisa para determinação da área com sobreposição para cantos vivos
- Figura 4.3 – Esboço do carretel-camisa para determinação da área sem sobreposição para cantos vivos

Figura 4.4 – Esboço do carretel-camisa para determinação da área com sobreposição para cantos arredondados

Figura 4.5 – Esboço do carretel-camisa para determinação da área sem sobreposição para cantos arredondados

Figura 4.6 – Representação da área do orifício de controle para cantos arredondados

Figura 4.7 – Coeficiente de descarga para um orifício tipo tubo curto

Figura 4.8 – Variação do coeficiente de descarga com número de Reynolds para cantos vivos e arredondados.

Figura 4.9 – Vazões na região com e sem sobreposição orifício 3

Figura 4.10 – Vazões na região com e sem sobreposição no orifício 4

Figura 4.11 – Vazão na via A versus deslocamento do carretel

Figura 4.12 – Vazão no orifício 3 versus deslocamento do carretel

Figura 4.13 – Vazão no orifício 4 versus deslocamento do carretel

Figura 4.14 – Vazão total na via A versus deslocamento do carretel

Figura 4.15 – Vazão total na via A para deslocamento do ressalto referente a via A

Figura 4.16 – Vazão total na via A versus pressão de carga

Figura 4.17 – Vazão no orifício 6 versus deslocamento do carretel

Figura 4.18 – Vazão no orifício 5 versus deslocamento do carretel

Figura 4.19 – Vazão total no orifício B versus deslocamento do carretel

Figura 4.20 – Vazão total na via B versus pressão de carga

Figura 4.21 – Vazões na região com e sem sobreposição orifício 3

Figura 4.22 – Vazões na região intermediária com sobreposição no orifício 3

Figura 4.23 – Vazões na região com sobreposição no orifício 4

Figura 4.24 – Vazão na via A versus deslocamento do carretel

Figura 4.25 – Vazão no orifício 3 versus deslocamento do carretel

Figura 4.26 – Vazão na região intermediária do orifício 3 versus deslocamento do carretel

Figura 4.27 – Vazão no orifício 4 versus deslocamento do carretel

Figura 4.28 – Vazão total na via A versus deslocamento do carretel

Figura 4.29 – Vazão total na via A para deslocamento do ressalto referente a via A

Figura 4.30 – Vazão total na via A versus pressão de carga

Figura 4.31 – Vazão no orifício 5 versus deslocamento do carretel

Figura 4.32 – Vazão no orifício 6 versus deslocamento do carretel

Figura 4.33 – Vazão na região intermediária do orifício 6 versus deslocamento do carretel

Figura 4.34 – Vazão total na via B versus deslocamento do carretel

Figura 4.35 – Vazão total na via B versus pressão de carga

Figura 4.36 – Vazão total na via A para canto vivo e canto arredondado

Figura 4.37 – Detalhe da região b da figura 4.36

Figura 4.38 – Detalhe da região c da figura 4.36

Figura 4.39 - Detalhe da região d da figura 4.36

Figura 5.1 – Diagrama funcional do modelo matemático proposto da válvula

Figura A.1 – Esquema da bancada experimental

Figura C.1 – Curva de vazão da válvula BOSCH, NG6 – O811 404 119 (BOSCH, 1987b)

Figura C.2 – Dados do vazamento da válvula catálogo (BOSCH, 1987b)

Figura C.3 – Curvas de vazão da válvula modelo Rexroth 4WRE6V681X/24 (REXROTH, 1998)

Figura C.4 – Curvas de vazamento na posição central (REXROTH, 1998)

## LISTA DE TABELAS

- Tabela 2.1 – Equações da vazão usadas pelos autores no controle de servossistemas hidráulicos
- Tabela 2.2 – Equações da vazão usadas pelos autores no controle de força e posição de atuadores hidráulicos
- Tabela 2.3 – Equações da vazão usadas pelos autores no controlador adaptativo
- Tabela 2.4 – Equações da vazão usadas pelos autores no controlador em cascata
- Tabela 2.5 – Equações da vazão usadas pelos autores no controle de robôs e manipuladores hidráulicos
- Tabela 2.6 – Equações da vazão usada para controle das pás da turbina Kaplan.
- Tabela 4.1 – Equações para escoamento na região de sobreposição
- Tabela 4.2 – Equações para escoamento na região de sobreposição
- Tabela 4.3 – Equações para escoamento na região sem sobreposição
- Tabela 4.4 – Equações para escoamento na região sem sobreposição
- Tabela 4.5 – Equações para escoamento na região de sobreposição
- Tabela 4.6 – Equações para escoamento na região de sobreposição
- Tabela 4.7 – Equações para escoamento na região intermediária de sobreposição
- Tabela 4.8 – Equações para escoamento na região intermediária de sobreposição
- Tabela 4.9 – Equações para escoamento na região sem sobreposição
- Tabela 4.10 – Equações para escoamento na região sem sobreposição
- Tabela 4.11 – Dados para simulação teórica

## SÍMBOLOGIA

### PARÂMETROS E VARIÁVEIS

#### Alfabeto Latino:

$A$	Linha de fluxo da válvula.
$A_{1, 2, \dots}$	Área equivalente ao orifício de controle 1, 2... etc.
$A_p$	Área do cilindro.
$A_n$	Área nominal do orifício de controle.
$B$	Linha de fluxo da válvula.
$B_c$	Coefficiente do amortecimento viscoso.
$cd$	Coefficiente de descarga.
$d$	Diâmetro.
$d_c$	Diâmetro da camisa da válvula.
$d_{cr}$	Diâmetro do carretel da válvula.
$Fa$	Força de atrito.
$Fc$	Força da carga.
$I_c$	Corrente.
$Kc$	Coefficiente de vazão – pressão.
$Kc_0$	Coefficiente de vazão – pressão no ponto zero.
$Kp_{A, B}$	Ganho de pressão. (porta A ; B).
$Kq$	Ganho de vazão.
$Kq_0$	Ganho de vazão no ponto zero.
$Kq_{A,B}$	Ganho de vazão (porta A ; B).
$Kv$	Coefficiente da Válvula.
$Kv_{via}$	Coefficiente da Válvula por par de vias.
$K_{xc}$	Constante elástica da mola.
$L$	Indutância da bobina do solenóide.
$M_c^{VP}$	Massa do carretel da válvula.
$p$	Linha de pressão
$p_{A, B}$	Pressão na via A ou B.
$pc$	Pressão de carga.
$p_T$	Pressão de retorno.
$ps$	Pressão de suprimento.
$qv$	Vazão no orifício.
$q_{vc}$	Vazão de controle.
$q_{vcn}$	Vazão de controle nominal.

$q_{VSAT}$	Vazão de saturação.
$q_{VA,B}$	Vazão nas linhas A e B
$R$	Resistência da bobina.
$T$	Linha de retorno de fluxo da válvula.
$U_c$	Tensão.
$w$	Perímetro do orifício.
$x$	Deslocamento linear.
$x_v$	Deslocamento do carretel.

### **Alfabeto Grego:**

$\xi$	Coefficiente de amortecimento.
$\beta_e$	Módulo de compressibilidade efetivo.
$\omega_n$	Frequência natural não amortecida.
$\Delta p_{v_n}$	Diferença de pressão nominal.
$\Delta p$	Diferença de pressão.
$\tau$	Constante de tempo.
$\rho$	Massa específica.
$\mu$	Viscosidade absoluta do fluido.

### **SUPER ÍNDICE**

VD	Válvula distribuidora.
VP	Válvula Direcional Proporcional.

## RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo apresentar uma modelagem matemática mais completa para a descrição da vazão em válvulas direcionais proporcionais. O modelo matemático da vazão em uma válvula direcional proporcional é fundamental para o estudo dos sistemas hidráulicos, principalmente àqueles ligados ao controle de posição, força e velocidade de atuadores hidráulicos. Estas formas de controle são bastante empregadas na robótica, siderurgia, indústria, aviação, marinha entre outras. Atualmente, dispõe-se de modelos linearizados que incorporam os efeitos de vazamentos internos, mas não incluem o fator quadrático da pressão, o que traz resultados muito afastados da realidade quando a válvula opera distante do seu ponto central. Nos modelos não lineares, está presente o fator quadrático da pressão mas, por sua vez, não são contemplados os vazamentos internos das válvulas, provocando erros significativos quando o sistema hidráulico está sujeito a cargas maiores. O modelo não linear proposto no presente trabalho é baseado na composição da vazão nos diversos orifícios de controle da válvula, acrescentando os efeitos de vazamentos internos e, para a definição dos parâmetros presentes no modelo, são propostos procedimentos de teste e a correlação com os dados de catálogos técnicos. Assim sendo, apresenta-se uma modelagem matemática não linear mais completa e que permite uma representação mais aproximada dos fenômenos físicos nos projetos hidráulicos.

**Palavras Chaves:** Válvula direcional proporcional, modelagem matemática da vazão, sistemas hidráulicos, vazamentos internos.



## ABSTRACT

This work has as objective to present a more complete mathematical modeling for directional proportional valves flow rate. The flow rate modeling in a directional proportional valve is essential for the study of hydraulic systems, mainly those related to position, force, and velocity control of hydraulic actuators. These forms of control are also applied to robotics, siderurgy, industry, aircrafts, navy, among others. Presently, linearized models are used which incorporate the effects of internal leakage, but these models do not include the square pressure factor, fact that brings results too far away from the reality when the valve works away from its central point. In the linearized models, the square factor of pressure is present, but this model does not include the valve internal leakage, that leads to significative errors when the hydraulic system is exposed to heavy work. The non-linear model proposed in this work is based on the flow composition in the several valve control orifices, adding the effects of internal leakage and, for definition of the parameters of the model, procedures for testing and correlation with technical catalogues are proposed. Therefore, a complete non-linear mathematical modeling is shown, which allows a better representation of the physical phenomena in hydraulic systems design.

**Key Words:** Directional proportional valve, flow rate modeling, hydraulic systems, internal leakage.

# CAPÍTULO 1

## INTRODUÇÃO

---

### 1.1 JUSTIFICATIVA

Nas últimas duas décadas ocorreram consideráveis mudanças tecnológicas em diversos setores das atividades humanas o que se deveu, entre outros fatores, o desenvolvimento da eletrônica e elétrica, da informática, da ciência dos materiais e da mecânica. O aperfeiçoamento de acionamentos hidráulicos, comandos e regulações permitiu melhorias significativas na automatização e controle de equipamentos, tanto na área de produção quanto na de serviços. Acompanhando essas mudanças, a hidráulica está presente nos domínios de máquinas ferramentas, dos equipamentos móveis, da indústria das máquinas de construção, das indústrias siderúrgica e metal-mecânica pesada, das máquinas agrícolas, do setor de transporte de elevação, das máquinas de injeção, dos robôs manipuladores, da indústria aeronáutica e aeroespacial (DE NEGRI, 2001).

Nesse contexto, um dos elementos mais importantes é a válvula direcional proporcional, por ser o principal componente de ligação entre as unidades de potência e os atuadores. A válvula direcional proporcional controla a direção e ajusta ou impede a passagem de fluido, obedecendo a sinais elétricos que lhe são enviados. Da ação precisa de válvulas proporcionais depende a correta velocidade das turbinas em usinas geradoras de energia elétrica, a movimentação suave e precisa de braços robôs e uma infinidade de outras situações nas quais o controle confiável de posição se faz indispensável.

As válvulas direcionais, pelas suas características construtivas, podem ser classificadas como deslizantes e de assento. O tipo de válvula mais extensamente usado é a deslizante do tipo carretel. As válvulas de carretel também são classificadas pelo número de vias, posições e tipo de centro na posição central.

Os estudos desenvolvidos sobre válvulas direcionais proporcionais apresentam modelos matemáticos não-lineares, pressupondo que as válvulas tenham geometria ideal, ou seja, sem folga radial entre a camisa e o carretel e com os cantos dos ressaltos do carretel e dos pórticos com quina viva alinhados. As não linearidades das válvulas direcionais proporcionais estão relacionadas com a dependência da vazão com a raiz quadrada da pressão, a sobreposição do ressalto do carretel sobre os pórticos, as forças de escoamento, e os efeitos do atrito estático e Coulomb (von LINSINGEN et al., 1991). Nesses modelos matemáticos não são contemplados os vazamentos internos das válvulas que, na realidade, são significativos.

Esse modelo matemático clássico para vazão de controle tem sido usado por vários autores em seus trabalhos voltados ao controle de posição e velocidade de atuadores

hidráulicos e, portanto, sustenta o projeto de controladores, segundo diversas técnicas como PID, adaptativo, cascata etc.

Já no modelo matemático linear, ou seja, linearizado em torno de um ponto de operação genérico, muito utilizado nas ferramentas de análise da teoria de controle linear (DE NEGRI, 2001), está presente o coeficiente de vazão-pressão, que incorpora o efeito de vazamentos internos. Porém, a linearização induz erros significativos quando são avaliadas respostas um pouco mais distantes do ponto de operação.

Desta forma, os modelos matemáticos não-lineares, ainda que desconsiderem os vazamentos internos, continuam sendo o mais usado até o momento.

## 1.2 OBJETIVOS E CONTRIBUIÇÃO

Tendo em vista os dois tipos de modelos para a vazão de controle em válvulas proporcionais mencionadas anteriormente, estabelece-se como principais objetivos deste trabalho:

- Obtenção de um novo modelo matemático da equação da vazão não-linear para válvulas direcionais proporcionais que descreva mais adequadamente o comportamento destas, levando em consideração a pressão de carga, e os vazamentos internos relacionados com a folga radial e os cantos vivos e arredondados dos ressaltos do carretel e pórticos.
- Adequação dos dados fornecidos pelos catálogos e estabelecimento de um procedimento de testes para obtenção do novo modelo, visando melhorar o dimensionamento de válvulas direcionais proporcionais.

Como contribuição, espera-se que o modelo proposto permita uma descrição mais adequada do comportamento da válvula proporcional, possibilitando maior clareza no projeto de sistemas hidráulicos e melhor sustentação para o projeto de controladores.

## 1.3 METODOLOGIA

Este trabalho fundamenta-se na aplicação dos conceitos da mecânica dos fluidos avaliando-se o tipo de escoamento que ocorre nos orifícios da válvula em função do deslocamento do carretel e das pressões de suprimento e de carga.

O tipo de escoamento na região com sobreposição está baseado nos resultados obtidos por MERRITT (1967), para orifício circular tipo tubo curto. Na região sem sobreposição, o tipo de escoamento é dado com a variação do coeficiente de descarga e o número de Reynolds MERRITT (1967) (figura 4.7) sendo que para coeficientes de descarga com valor menor que 0.7 o escoamento é considerado como laminar, e caso contrário, turbulento.

Para avaliar os tipos de escoamento que ocorrem nos orifícios com e sem sobreposição das válvulas direcionais proporcionais com carretel deslizante, podem ser empregados os estudos descritos acima.

O enfoque deste trabalho é apresentar um modelo matemático da vazão, mais completo, para válvulas direcionais proporcionais, permitindo uma representação mais aproximada dos fenômenos físicos nos projetos hidráulicos, e são apresentados resultados referentes a simulações teóricas do modelo usando o software MatLab.

#### **1.4 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO**

Este capítulo introdutório apresentou a justificativa do estudo, seus objetivos e a metodologia proposta para sua realização. O Capítulo 2 descreve a estrutura de válvulas direcionais proporcionais e os modelos existentes. O Capítulo 3 apresenta como são fornecidos os dados em catálogos. No capítulo 4, é elaborado um novo modelo matemático para a vazão de controle da válvula, incluindo o efeito do vazamento interno e considerando a geometria do carretel da válvula para cantos vivos e arredondados. Neste também são apresentadas as curvas das simulações teóricas. O capítulo 5 apresenta a equação da vazão de uso geral e expressões matemáticas dos ganhos envolvendo o efeito do vazamento interno. No capítulo 6 são apresentadas as conclusões do estudo.

# CAPÍTULO 2

## VÁLVULAS DIRECIONAIS PROPORCIONAIS

---

Este capítulo apresenta a multifuncionalidade da válvula direcional proporcional, suas características construtivas e funcionais. Também apresenta-se a aplicação das equações clássicas da vazão, linear e não-linear, usadas pelos autores citados neste capítulo nos contextos de controle de servossistemas hidráulicos, controle de força e posição, controle adaptativo e em cascata, controle de robôs e manipuladores e regulação de velocidade de turbinas geradoras de energia elétrica.

### 2.1 INTRODUÇÃO

“Por muitos anos, a maioria dos circuitos hidráulicos foram operados eletricamente, porém ajustados de forma manual. Em outras palavras as operações de partida e parada e o controle direcional dos atuadores eram obtidos por válvulas eletro-hidráulicas acionadas por solenóides que atuavam em duas posições extremas: ligado/desligado. Entretanto as regulagens dos valores de vazão e pressão eram feitas por válvulas ajustadas manualmente, o que era satisfatório em muitas aplicações. Os vários ajustes de vazão não eram vantajosos, devido à necessidade de uma variedade de válvulas e pontos de controle. Por exemplo, quando se precisava de aceleração e desaceleração de um atuador, isso requeria uma série de componentes adicionados ao circuito que o tornavam mais complexo e elevavam seu custo.” (UGGIONI, 1997).

As válvulas direcionais proporcionais surgiram no espaço entre a válvula simples, comandada por solenóide convencional e as servoválvulas, que eram a única solução quando se necessitava de atuações precisas no controle de velocidade e posicionamento. Em sua maioria, as servoválvulas apresentam baixo índice de tolerância à contaminação e alto custo e, por isso, são hoje aplicadas em situações específicas que requerem alto desempenho, como na tecnologia aerospacial e militar.

A possibilidade de uma válvula direcional ser ajustada eletronicamente significa que regulagens diferentes podem ser obtidas por meio de componentes eletrônicos, bem mais econômicos que os controles hidráulicos convencionais. A tecnologia da hidráulica proporcional é o perfeito entrosamento entre os comandos eletrônicos e os acionamentos hidráulicos, possibilitando interações para regulagem em máquinas e equipamentos industriais, otimizando processos de manufatura, reduzindo o circuito hidráulico e oferecendo possibilidades de controle e direção por uma única válvula (UGGIONI, 2002).

Na caracterização de uma válvula como proporcional ou servoválvula a última versão da ISO 5598 define ambas como válvulas de controle contínuo, enfatizando que as funções destas são idênticas.

## 2.2 SISTEMAS COM VÁLVULAS DIRECIONAIS PROPORCIONAIS

As servoválvulas surgiram na década de 40, como fruto das exigências de desenvolvimento tecnológico da 2ª Guerra Mundial. No final dos anos 50, as servoválvulas eram utilizadas na área espacial para orientação e controle de vôo em veículos lançadores. No campo aeronáutico, elas foram intensamente usadas em comandos hidráulicos, controle de lemes e trens de pouso etc. Aos poucos, essa tecnologia foi sendo transferida para a automação e o controle industrial, em laminadores, na indústria siderúrgica, no controle de turbinas de geração de energia elétrica e em equipamentos móveis.

As válvulas direcionais proporcionais tiveram seu surgimento na década de 70 para aplicação em equipamentos móveis e industriais. Apesar de não garantir o mesmo padrão de desempenho das servoválvulas, as válvulas direcionais proporcionais davam conta da maioria das aplicações, a um custo consideravelmente inferior.

Com o propósito de melhorar o desempenho estático e dinâmico, tem sido incorporada maciçamente a realimentação da posição de elementos internos destas válvulas. Para isso, utilizam-se sensores de posição e circuitos eletrônicos dedicados instalados em cartelas eletrônicas.

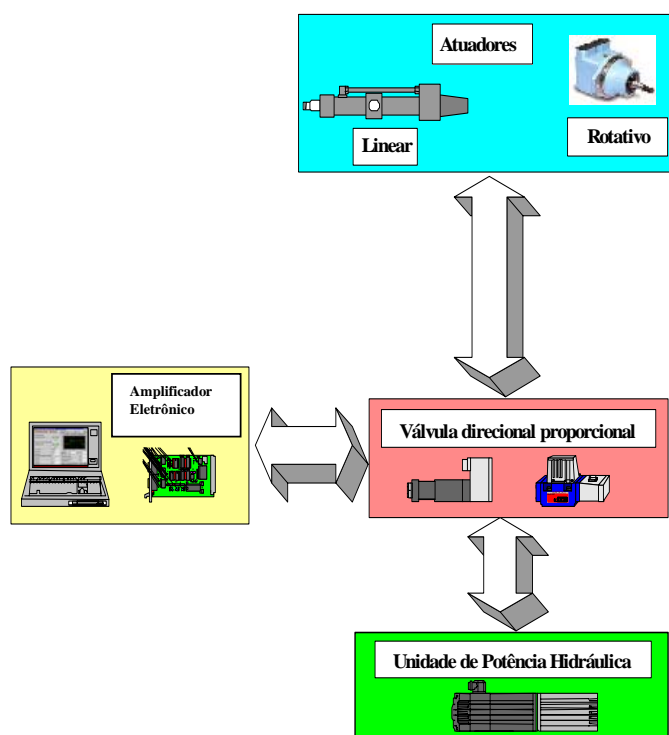
Desenvolvimentos recentes em eletrônica e em tecnologia dos materiais têm permitido considerável melhoria no desempenho das válvulas proporcionais, como atesta (DE NEGRI, 2001):

“Com o desenvolvimento tecnológico das válvulas, incluindo o emprego de novos materiais, como plásticos e novas ligas, e a melhoria dos processos de fabricação, incorporando dispositivos eletrônicos, foi possível aprimorar o desempenho das válvulas proporcionais e, ao mesmo tempo, reduzir o custo. Isso as tem tornado menos sensíveis a influências do meio.”

Conforme citado anteriormente, a válvula direcional proporcional é considerada um componente multifuncional e pode ser interpretada como elemento de ligação entre a unidade de potência, atuadores e os controles eletrônicos. A figura 2.1 ilustra a interligação da válvula direcional proporcional com os outros componentes do circuito hidráulico.

A unidade de potência hidráulica fornece vazão para acionamento dos atuadores hidráulicos. Basicamente a unidade de potência hidráulica é composta de: motor elétrico para acionamento da bomba, bomba de deslocamento positivo, válvulas reguladoras de pressão e filtros. Os motores elétricos transformam a energia elétrica em energia mecânica

para acionamento da bomba. A bomba por sua vez transforma a energia mecânica (torque ou rotação) em energia hidráulica cinética (vazão e de pressão). A energia hidráulica é transferida pelo fluido até o pórtico de pressão da válvula direcional proporcional. Da válvula direcional proporcional, a vazão é controlada e direcionada das vias de trabalho, até os atuadores (cilindro ou motores hidráulicos) para avançar, retornar ou rotacionar a carga. Este controle de vazão decorre da restrição à passagem de fluido através do orifício de controle gerado entre o ressalto do carretel e o pórtico da válvula direcional proporcional. A abertura do orifício de controle pode ser providenciado por sinais elétricos captados pelos sensores ou pode-se considerar também outras possibilidades como as funções pré-programadas ou mesmo sinais providenciados por ação externa, normalmente estão acoplados aos atuadores hidráulicos, e enviado ao amplificador eletrônico da válvula direcional proporcional. Estes sinais são amplificados para que o solenóide desloque o carretel da válvula, controlando assim a abertura do orifício de controle e corrigindo os desvios ( de posição ou velocidade) dos atuadores.



**Figura 2.1** – Configuração de um circuito hidráulico com a válvula direcional proporcional, atuadores, unidade de potência e amplificador eletrônico.

### 2.3 CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS DE VÁLVULAS DIRECIONAIS PROPORCIONAIS.

A construção básica de uma válvula direcional proporcional compreende uma camisa e um carretel. A camisa apresenta pórticos originando orifícios por onde passa o fluido. O carretel, que se move longitudinalmente no interior da camisa, apresenta ressaltos que podem obstruir total ou parcialmente os pórticos. As válvulas direcionais proporcionais são acionadas por meio de solenóide que mantém o acionamento do carretel. Este é utilizado para posicionar o carretel da válvula entre os extremos do seu curso, possibilitando ajustar a vazão através dos orifícios de controle (ANDRIGGHETO e BOLLMANN, 1997).

Nas válvulas centradas por mola, os solenóides, ao receberem um sinal de entrada (tensão), geram as forças que atuam diretamente no carretel, movendo-o contra a mola de reposicionamento (ou de centragem). À medida que a mola é comprimida, a força aumenta até que se estabeleça um equilíbrio entre a força de atuação do solenóide – proporcional ao sinal de entrada – e a força de mola, posicionando o carretel e definindo as áreas dos orifícios de controle. Quanto maior o valor do sinal de entrada, maior o deslocamento, maior a abertura dos orifícios de controle e maior a vazão pelas vias da válvula ( $P \rightarrow A$  e  $A \rightarrow T$  num sentido, ou  $P \rightarrow B$  e  $A \rightarrow T$  no outro). Em muitos casos, os carretéis são fabricados com entalhes (de diferentes geometrias) que permitem obter o controle preciso das áreas dos orifícios de controle, tanto na via A quanto na via B da válvula (von LINSINGEN, 2001). A figura 2.2 apresenta as características das válvulas direcionais proporcionais de uma forma geral.

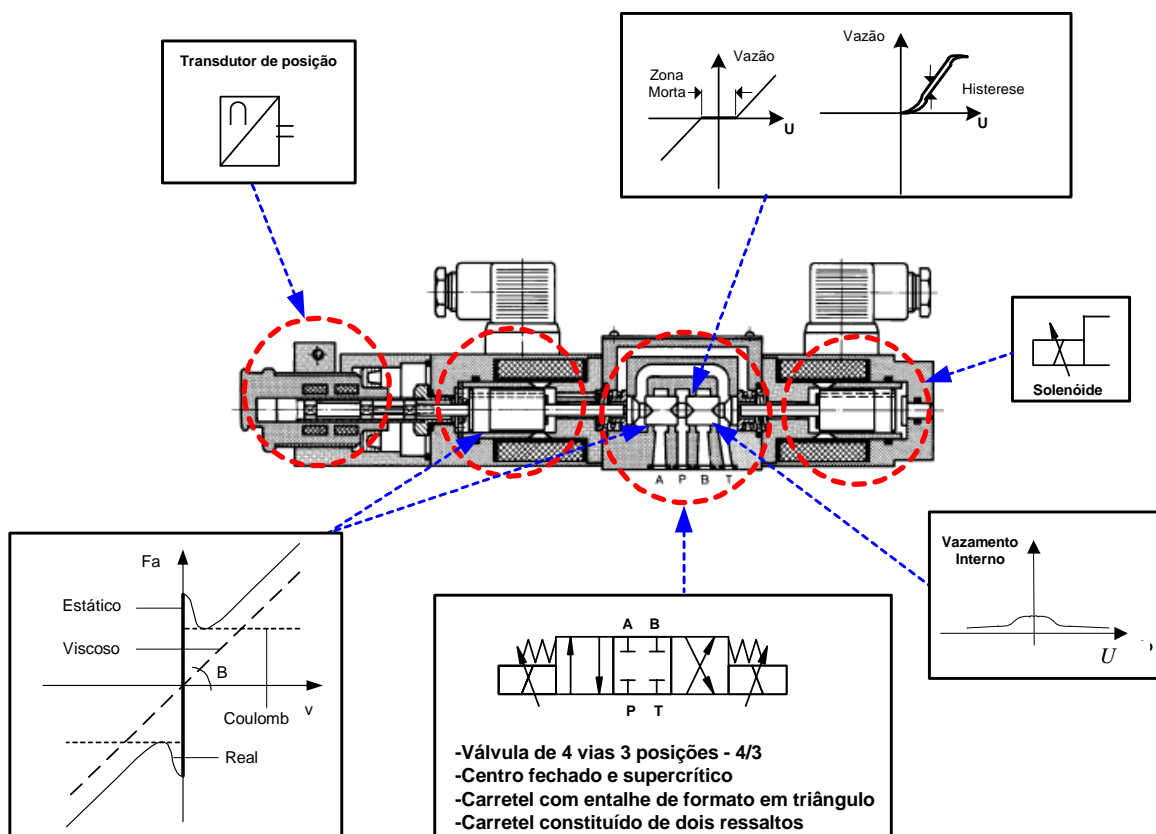


Figura 2.2 – Características das válvulas direcionais proporcionais

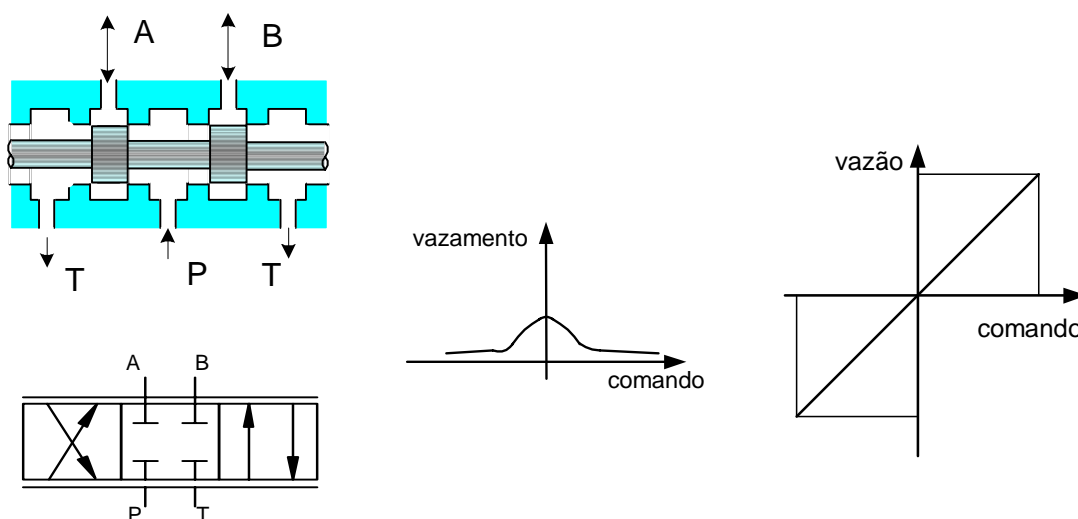


Algumas válvulas direcionais proporcionais dispõem de controles eletrônicos dedicados (cartelas), que são acoplados na mesma para realizarem uma série de ajustes automáticos para compensar desvios devidos a sua construção.

A forma construtiva das válvulas direcionais proporcionais define grande parte de suas características funcionais, sendo que os fatores mais relevantes são o número de vias, o formato do pórtico, o número de ressaltos, o tipo de centro e o formato dos cantos.

### 2.3.1 Tipo de centro

**Centro crítico** – Também chamado de centro fechado ou sobreposição nula. Neste tipo de configuração, a dimensão do carretel é igual à do pórtico da camisa da válvula (figura 2.3a). Quando a sobreposição da válvula é nula, as arestas externas dos ressaltos do carretel estão alinhadas com as arestas internas do pórticos da camisa, existindo um pequeno vazamento devido a uma pequena área anelar entre o carretel e a camisa resultante da folga radial e o arredondamento de canto (figura 2.3b). Para este tipo de configuração, qualquer deslocamento do carretel imediatamente causará vazão. Assim, considera-se que o ganho de vazão é proporcional ao deslocamento do carretel conforme a (figura 2.3c).



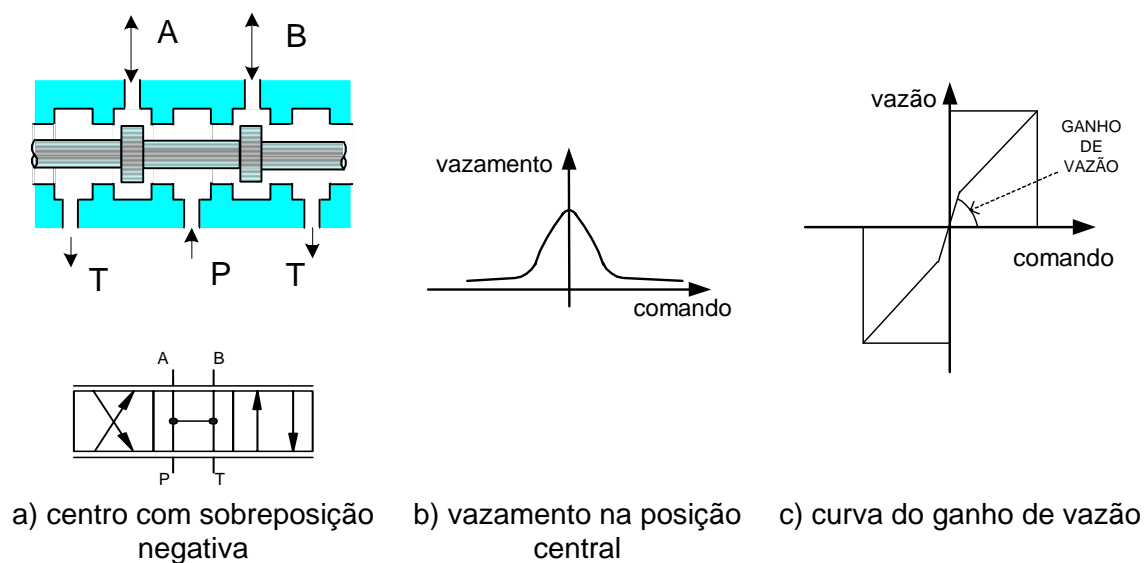
a) centro com sobreposição zero    b) vazamento na posição central    c) curva do ganho de vazão

**Figura 2.3** – Configuração de centro crítico da válvula direcional proporcional

**Centro subcrítico** (sobreposição negativa) – Nas válvulas com centro subcrítico, a dimensão do ressaltos do carretel é menor que a dimensão do pórtico da válvula sendo que a

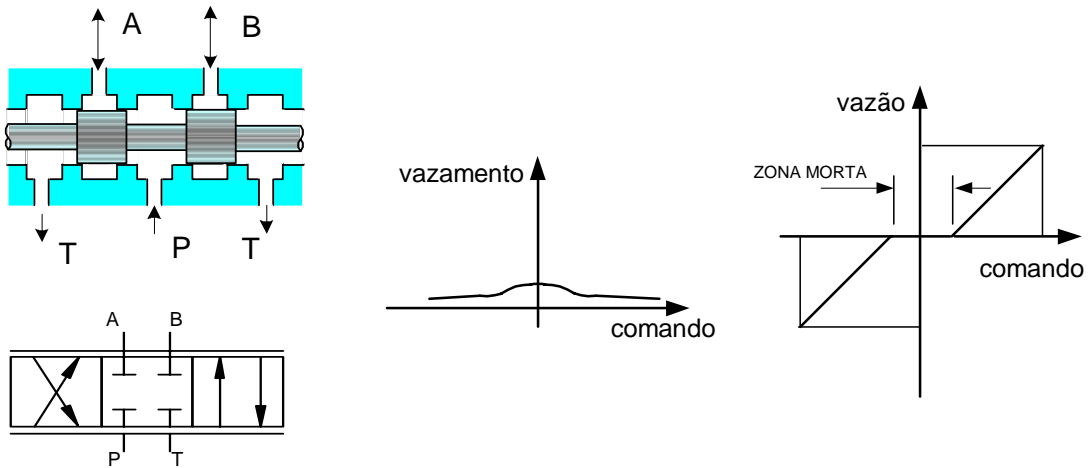
sobreposição é negativa (figura 2.4a). Por isso esse tipo de centro é também chamado de centro aberto. Na posição central há um maior vazamento interno (figura 2.4b) por não existirem restrições entre o carretel e a camisa da válvula. Como não existe sobreposição, o resultado da curva na região central possui uma inclinação maior, o que ocasiona um ganho de vazão (figura 2.4c).

Na transição da via A para B, todos os orifícios ficam momentaneamente interligados, permitindo uma comutação suave. A desvantagem desse tipo de válvula é a queda de pressão quando na posição central, com decaimento de carga e esvaziamento de acumuladores.



**Figura 2.4** – Configuração de centro subcrítico da válvula direcional proporcional

**Centro supercrítico** (sobreposição positiva) – Para esta configuração, as dimensões dos ressaltos do carretel são maiores que as dos pórticos, havendo uma sobreposição (recobrimento). Assim, só haverá vazão no orifício de controle quando o carretel vencer a parte coberta entre a camisa e o carretel (figura 2.5a). O carretel, na posição central, forma com a camisa uma região anelar bastante estreita devido a folga radial e de extensão significativa. Com isso, os vazamentos internos são bem menores. Quando o carretel se desloca para um lado, diminuindo a restrição e abrindo o orifício de controle de vazão, o outro lado aumenta mais ainda a restrição, diminuindo o vazamento (figura 2.5b). Neste tipo de válvula, existe o efeito chamado de zona morta, a qual significa que, ao se deslocar o carretel, só haverá vazão quando não existir mais sobreposição (figura 2.5c).



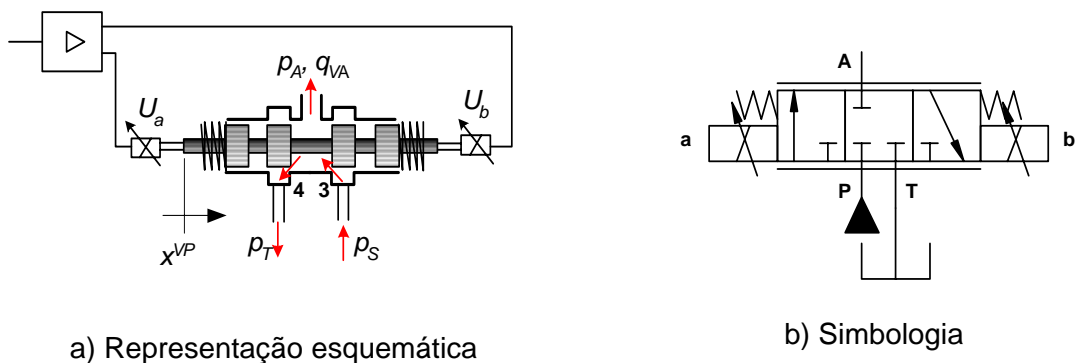
a) centro com sobreposição    b) vazamento na posição central    c) curva do ganho de vazão

**Figura 2.5** – Configuração de centro supercrítico da válvula direcional proporcional

### 2.3.2 Número de vias

As válvulas direcionais proporcionais comercialmente utilizadas têm três ou quatro vias, figuras 2.6 e 2.7. As válvulas de três vias têm apenas uma via de trabalho, que serve alternadamente como linha de avanço propriamente ou como linha de retorno do atuador hidráulico.

As válvulas direcionais proporcionais de quatro vias são mais versáteis e permitem o controle preciso de vazão nas vias de entrada e saída de fluido. Quando as vazões são iguais, as quedas de pressão em ambos os lados da válvula permanecem relativamente iguais, o que permite uma boa controlabilidade de atuadores e motores.



a) Representação esquemática

b) Simbologia

**Figura 2.6** – Representação de uma válvula de 3 vias (FURST e DE NEGRI, 2002)

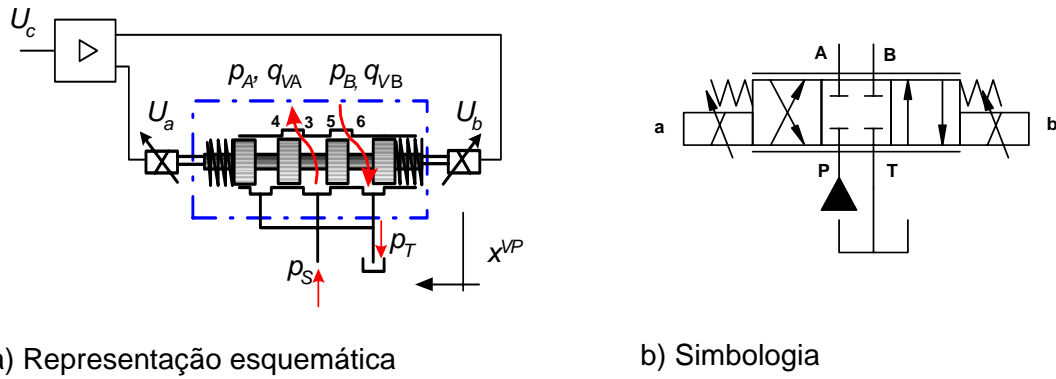


Figura 2.7 – Representação de uma válvula de 4 vias (FURST e DE NEGRI, 2002)

### 2.3.3 Forma dos ressaltos

De uma forma simplificada, o carretel, juntamente com uma camisa apropriada, constituem a estrutura principal de uma válvula direcional proporcional, sendo que ele direciona o fluido e combinações internas de abertura dos orifícios de controle da válvula.

DE NEGRI (2001) apresenta um detalhamento da região próxima a um ressalto, como mostra a Figura 2.8, sendo:

$lp$  = comprimento do pórtico da válvula;

$lr$  = comprimento do ressalto do carretel;

$r$  = raio das quinas do ressalto do carretel e do pórtico da camisa da válvula;

$fr$  = folga radial;

$w$  = largura do pórtico.

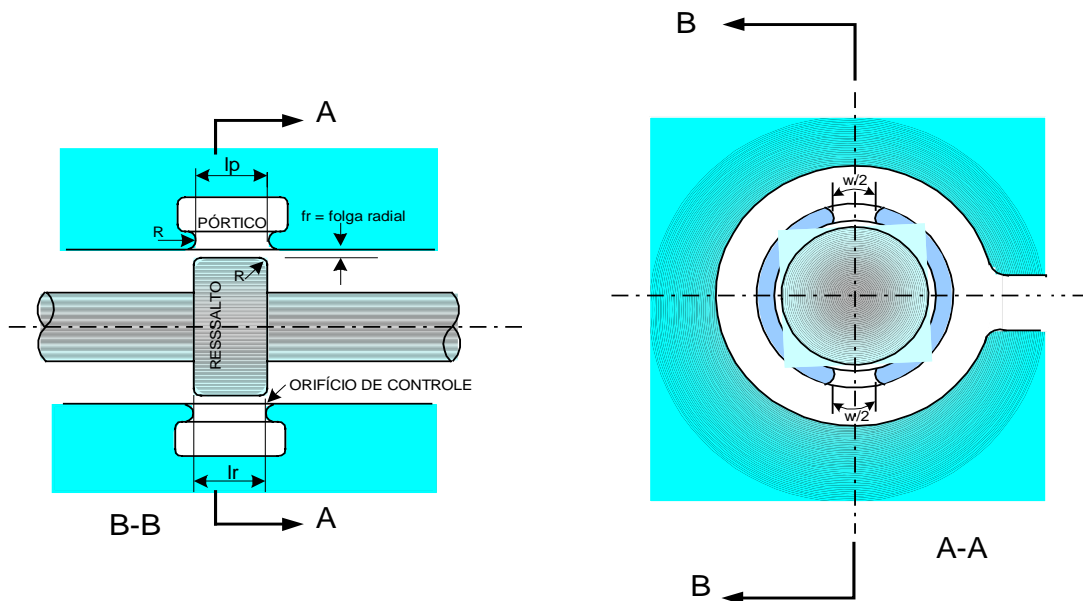
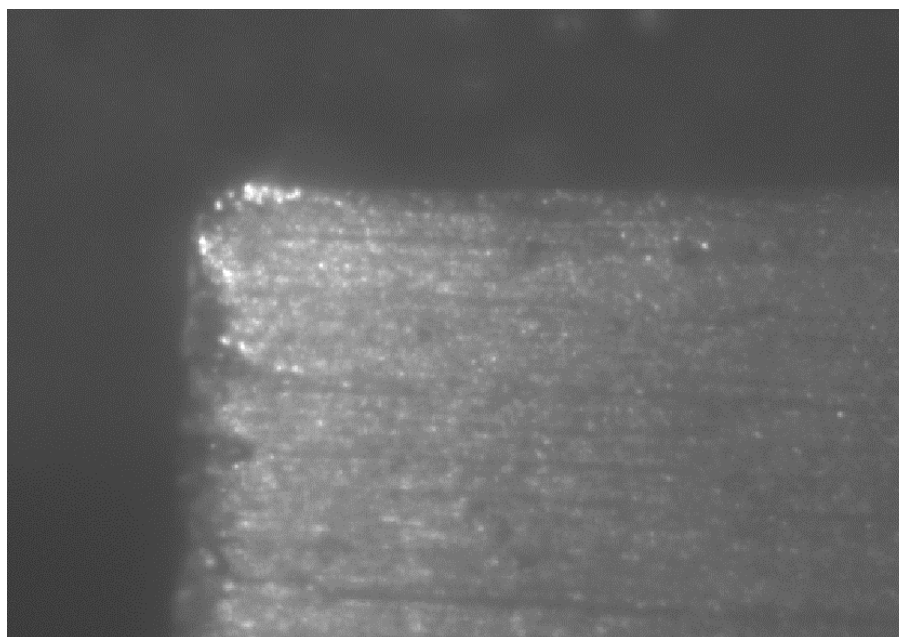


Figura 2.8 – Detalhe do ressalto e pórtico em válvulas carretel (DE NEGRI, 2001)

Em uma válvula ideal, não deveria haver folga radial entre o carretel e a camisa, e os cantos dos pórticos e dos ressaltos do carretel não deveriam ser arredondados. Toda válvula apresenta folga radial entre o carretel e a camisa e os cantos dos pórticos e dos ressaltos do carretel são arredondados em função dos processos de fabricação. Esses desvios em relação à situação ideal não são contemplados em algumas modelagens matemáticas, mas, na verdade, têm papel relevante no funcionamento das válvulas. A figura 2.9 apresenta uma fotografia do canto do ressalto de um carretel de uma válvula direcional proporcional NG10 0 811 404 001 marca BOSCH, onde se vê o canto arredondado devido o processo de fabricação.

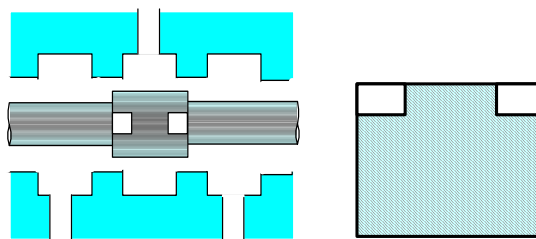


**Figura 2.9-** Fotografia do ressalto do carretel da válvula proporcional

#### **2.3.4 Geometria de entalhes no ressalto do carretel**

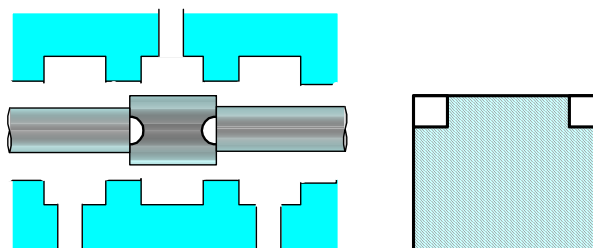
A forma dos entalhes, conjugado a outros fatores, influencia na curva de vazão da válvula direcional proporcional. Comercialmente, encontram-se três tipos de entalhes no carretel: circular, triangular e retangular.

Nos entalhes de forma retangular (figura 2.10) o carretel ao se deslocar, faz com que o entalhe forme com a quina do pórtico da válvula uma pequena abertura retangular. Como a área desta pequena abertura tem uma forma linear, neste caso, consegue-se controlar a vazão para pequenos deslocamentos do carretel.



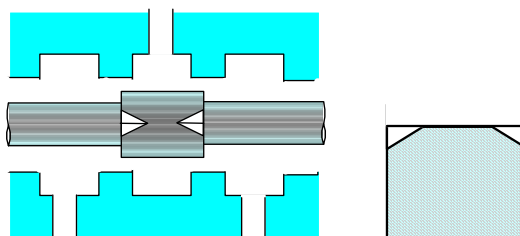
**Figura 2.10** – Carretel com entalhes retangular.

Os entalhes com forma circular (figura 2.11) produzem ganhos de vazão maiores, em relação aos entalhes retangulares, tornado o controle de vazões pequenas e mais difícil pois um pequeno movimento do carretel terá um impacto grande sobre a vazão de saída (CAPUTO, 1994).



**Figura 2.11** – Carretel com entalhes circular

Os entalhes de formato triangular (figura 2.12) fornecem excelente controle para baixas velocidades. Neste tipo entalhe, para pequenos deslocamentos do carretel, a abertura produz ganhos de vazão menores quando a válvula está controlando pequenas vazões.



**Figura 2.12-** Carretel com entalhes triangular

## 2.4 CARACTERÍSTICAS COMPORTAMENTAIS

### 2.4.1 Zona morta

A zona morta é uma característica não linear das válvulas direcionais proporcionais de centro supercrítico e é decorrente, em boa parte, das dimensões dos ressaltos do carretel serem maiores que as dos pórticos das válvulas. Neste caso, ao se deslocar o carretel, existe uma região em que há pequenas vazões considerado como vazamentos interno. A vazão controlada só existirá quando o carretel descobrir os pórticos da válvula (CUNHA, 2001).

Segundo (ANDRIGHETTO, 1996) além da sobreposição do carretel sobre os pórticos existem outras causas para a presença de zona morta, como os atritos de Coulomb e estático entre o carretel e a camisa e presença de pré-carga das molas de centragem do carretel.

### 2.4.2 Histerese

A histerese é uma não-linearidade encontrada na caracterização de instrumentos e que corresponde à diferença entre saídas obtidas a partir de um mesmo valor do sinal de entrada, quando a entrada está decrescendo de valor e quando está crescendo de valor. Por sua vez, o termo *limiar* ou *erro de reversão* (threshold) especifica a variação no valor da entrada necessário para produzir uma reversão no valor do sinal de saída (DE NEGRI, 1999). A figura 2.13 ilustra estes parâmetros.

Nas válvulas direcionais proporcionais hidráulicas, a histerese é a diferença de vazão de saída quando a válvula é comandada lentamente por um sinal de entrada crescente e por um sinal decrescente. Com base na definição acima e fazendo uma relação com o movimento do carretel da válvula, a histerese está relacionada com a diferença na posição do carretel quando ele se aproxima da posição desejada vindo da duas direções opostas. Basicamente é a incerteza que pode ser esperada da válvula a um dado comando (ANDRIGHETTO e BOLLMAN, 1997).

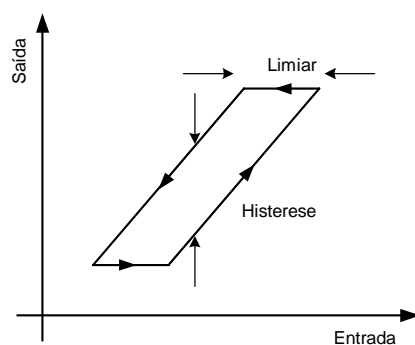


Figura 2.13 – Histerese e limiar de um instrumento (DE NEGRI, 1999)

### 2.4.3 Vazamento interno

O vazamento interno de uma válvula direcional proporcional está associado às perdas internas de fluido entre o carretel e a camisa decorrentes da folga radial, que além de proporcionar a lubrificação entre estas partes móveis, reduz a vazão de trabalho da válvula.

As figuras 2.3b, 2.4b e 2.5b exemplificam as perdas de fluido internamente nas válvulas conforme sua posição central, o que é feito bloqueando as vias *A* e *B* e medindo a vazão que passa da via de pressão *P* para a via de retorno *T*. Esta perda máxima de fluido ocorre quando o carretel da válvula se encontra na posição central sendo o valor de pico das curvas das válvulas. Para o caso de perdas muito baixas, usa-se a técnica de cronômetro e bequer, para obter alta precisão a perda interna de fluido de uma válvula (NASCA, 1990).

MERRITT (1967) e GÖTZ (1989) apresentam curvas de vazamento interno para válvula na posição central, úteis para indicar a qualidade de controle da mesma. O valor para o vazamento da válvula na posição central, com uma pressão de suprimento fixa, pode ser usado para determinar as tolerâncias de fabricação, o tipo de geometria, assim como restrições relacionadas com a sobreposição.

### 2.4.4 Saturação

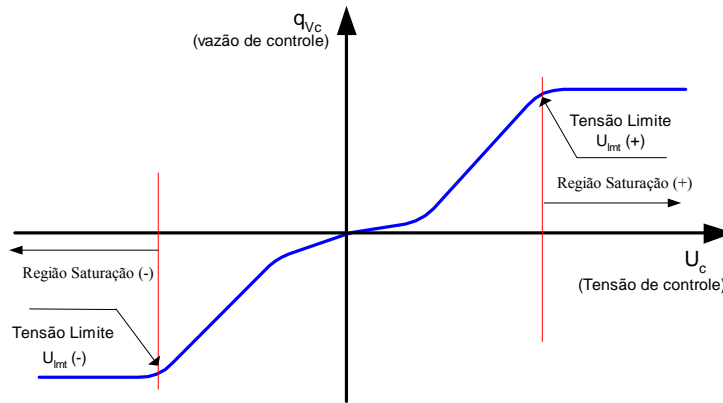
A saturação é uma não-linearidade manifestada através da abertura do orifício de controle e, conseqüentemente, pela vazão da válvula. A saturação também está relacionada com a geometria interna da válvula, e os componentes eletrônicos.

FURST(2001), ANDRIGHETO (1996) e JOHNSON (1995) descrevem que a saturação das válvulas direcionais proporcionais é devida as suas limitações e dos circuitos eletrônicos no seu amplificador.

A saturação, devido à construção mecânica, está relacionada ao deslocamento máximo do carretel, ou seja, seu limite mecânico ou quando se dá a redução da queda de pressão nas vias internas da válvula. A qualquer sinal de entrada para deslocamento do carretel e ele estando no seu limite, a área do orifício de controle vai permanecer constante e, conseqüentemente também o valor da vazão.

A figura 2.14 mostra as não-linearidades da válvula como a saturação, zona morta e uma região linear denominada como região ativa que se encontra entre a zona morta e a saturação da válvula.



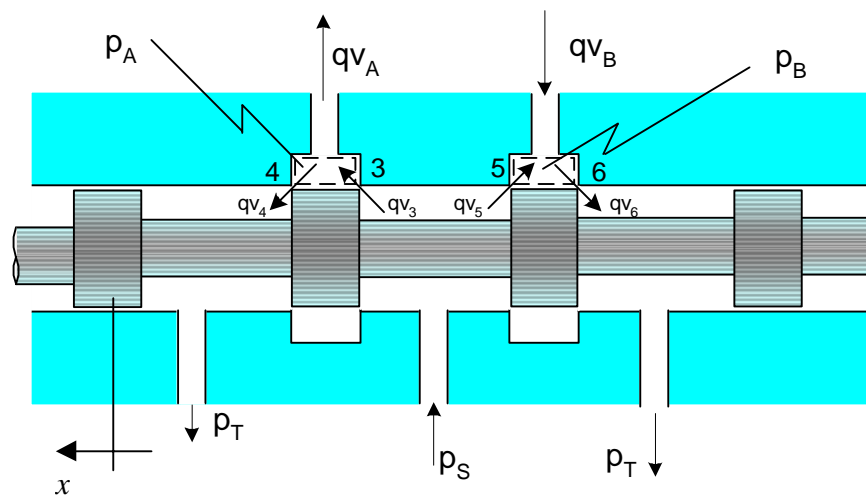


**Figura 2.14** – Saturação de válvulas direcionais proporcionais (FURST, 2001)

### 2.4.5 Equação da vazão de controle

O controle de vazão através de uma válvula direcional proporcional é decorrente da ação integrada de 4 orifícios de controle (3, 4, 5 e 6), conforme figura 2.15.

A vazão através de cada orifício é obtida aplicando-se a equação de Bernoulli, a qual estabelece que a energia ao longo de um escoamento se conserva, podendo haver a conversão entre as energias cinética, de pressão e potencial. Esta equação é válida para regime permanente de um escoamento unidimensional e incompressível de um fluido ideal (DE NEGRI, 2001).



**Figura 2.15** – Válvula carretel de 4 vias com 4 ressaltos.

A vazão em um orifício é descrita por uma relação quadrática entre a vazão e a queda de pressão através dele.

Para a válvula da figura 2.15, tradicionalmente as vazões nas linhas A e B são consideradas iguais, correspondendo a vazão de controle, ou seja:

$$q_v = cdA_0 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (2.1)$$

$$q_{VC} = cdA_0 \sqrt{\frac{p_s - \text{sgn}(x)p_c}{\rho}} \quad (2.2)$$

onde:

$cd$  = coeficiente de descarga do orifício de controle;

$A_0$  = área do orifício de controle;

$p_s$  = pressão de suprimento;

$p_c$  = pressão de carga;

$\Delta p$  = diferença de pressão;

$\text{sgn}$  = sinal qualquer de deslocamento do carretel;

$\rho$  = massa específica do fluido.

Esta equação não linear é empregada para descrever a vazão através da válvula, sendo a mais utilizada em diversas áreas. Para este modelo, destaca-se que a área do orifício de controle varia com a posição do carretel e não se considera a folga radial, os cantos arredondados dos ressaltos do carretel e dos pórticos e nem os vazamentos internos.

Este modelo, mesmo não incorporando os fatores citados acima, atualmente, é o mais usado e o que melhor descreve a vazão de controle em uma válvula de quatro vias.

#### 2.4.6 Dinâmica das válvulas direcionais proporcionais

A equação matemática que descreve o comportamento dinâmico das válvulas direcionais proporcionais é proveniente da combinação da equação da continuidade com a equação do movimento do carretel da válvula que é acionado pela bobina do solenóide proporcional. Combinado as equações do solenóide proporcional com a equação do movimento do carretel da válvula, produz-se um sistema de terceira ordem, pelo qual se pode determinar o coeficiente de amortecimento, o ganho de regime permanente da válvula e a frequência natural.

- Equação do movimento do carretel de válvulas direcionais proporcionais

Comumente o carretel da válvula direcional proporcional é movimentado pela força que é gerada no solenóide que o impulsiona contra a ação da mola. Esta força é uma relação entre a tensão aplicada ao solenóide e a corrente obtida neste (von LINSINGEN et al., 1991). Os solenóides são componentes eletromecânicos, que tem por função realizar a conversão de energia elétrica em energia mecânica, objetivando a realização de um

movimento linear. O solenóide proporcional, quando parcialmente energizado, resulta em uma posição intermediária do carretel entre a posição central e a posição extrema a direita ou à extrema esquerda. O posicionamento intermediário do carretel determina a área de passagem do fluido, permitindo tanto o direcionamento quanto a restrição do escoamento.

Uma bobina do solenóide, alimentada por corrente contínua, é constituída de um condutor apropriadamente enrolado. Assim sendo, esta bobina irá apresentar um valor de resistência elétrica, o qual será função do material, do comprimento e da seção do condutor utilizado. Nas bobinas está presente o valor da sua indutância, a qual é função da geometria, do número de espiras da bobina e do material utilizado na construção do núcleo (VALDIEIRO et al., 2000). Assim sendo, a equação da tensão para movimentar o carretel da válvula direcional proporcional é dada pela seguinte relação:

$$U_c = L \frac{dI_c}{dt} + RI_c \quad (2.3)$$

onde:

$U_c$  – tensão no solenóide – V;

$L$  – indutância da bobina do solenóide – H;

$I_c$  – corrente – A;

$R$  – resistência da bobina do solenóide –  $\Omega$ .

Aplicando-se Laplace, na equação (2.3) tem-se:

$$\frac{I_c(s)}{U_c(s)} = \frac{1}{sL + R} \quad (2.4)$$

A equação para movimentar o carretel baseia-se no equilíbrio de forças que atuam sobre ele e pode ser obtida através da aplicação da Lei de Newton. A força é calculada de um modo simplificado, não levando em consideração as forças de Coulomb e a força de escoamento. A equação do movimento do carretel é:

$$F = M_c^{VP} \frac{d^2x}{dt^2} + B_c \frac{dx}{dt} + K_{xc}x \quad (2.5)$$

onde:

$F$  – força necessária para movimentar o carretel – N,

$M_c^{VP}$  – massa do carretel da válvula – Kg,

$B_c$  – amortecimento viscoso do carretel da válvula – s.N/m,

$K_{xc}$  – constante elástica da mola do carretel da válvula- N/m,

Considerando que o deslocamento do solenóide é igual ao deslocamento do carretel, e que a força produzida é proporcional a corrente, tem-se:

$$KfI_c = F = M_c^{VP} \frac{d^2x}{dt^2} + B_c \frac{dx}{dt} + K_{xc}x \quad (2.6)$$

ou

$$KfI_c = M_c^{VP} \frac{d^2x}{dt^2} + B_c \frac{dx}{dt} + K_{xc}x \quad (2.7)$$

onde:

$Kf$  = constante de força.

Aplicando-se Laplace, na equação (2.7) tem-se:

$$X(s) = \frac{Kf}{M_c^{VP}s^2 + B_c s + K_{cx}} I_c(s) \quad (2.8)$$

Substituindo a equação (2.4) na equação (2.8)

$$X(s) = \frac{Kf}{M_c^{VP}s^2 + B_c s + K_{cx}} \frac{U_c(s)}{(sL + R)} \quad (2.9)$$

#### 2.4.7 Equação da vazão linearizada para válvulas direcionais proporcionais

Considerando para fins de descrição matemática o uso de válvulas direcionais proporcionais tipo crítica de quatro vias, com geometria ideal é pórtico retangulares, sem folga radial e canto vivos é definida na seção 2.4.5. A partir da equação (2.2), a equação da vazão de controle linearizada fica:

$$q_{VC} = Kq_{x0}x - Kc_0p_C \quad (2.10)$$

Aplicando-se Laplace, na equação (2.10) obtêm-se:

$$q_{VC}(s) = Kq_{x0}X(s) - Kc_0p_C(s) \quad (2.11)$$

Substituindo-se a equação (2.9) na equação (2.11), obtem-se a equação global da válvula direcional proporcional para uma entrada em tensão e saída em vazão.

$$q_{VC} = Kq_0 \cdot \frac{Kf}{(M_c^{VP}s^2 + B_c s + K_{xc})} \frac{U_c(s)}{(sL + R)} - Kc_0p_C(s) \quad (2.12)$$

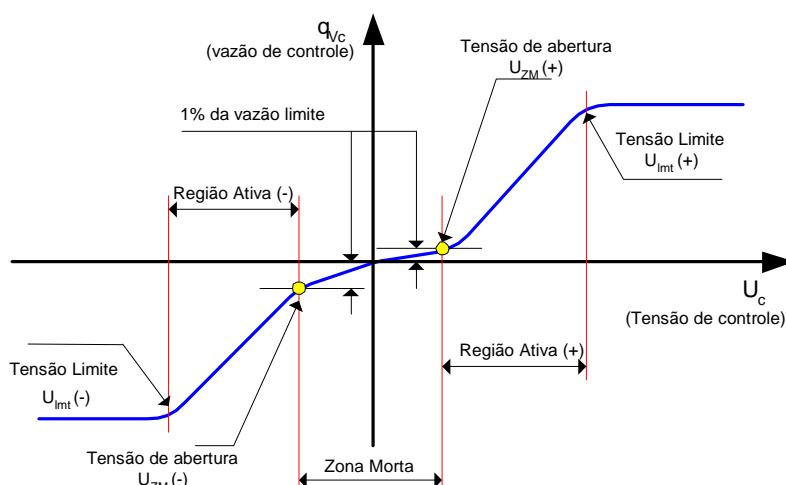
Finalmente, a equação 2.12 é a equação de vazão de controle linearizada para válvulas direcionais proporcionais.

### 2.4.8 Coeficientes da equação da vazão linearizada para válvulas direcionais proporcionais

Os coeficientes usados na equação da vazão linearizada, podem ser obtidos das curvas de vazão-pressão, realização de ensaios conforme a norma ISO 6404 ou extraindo das curvas de catálogos (DE NEGRI, 2001).

#### • Ganho de vazão

É dado pela inclinação da curva da vazão de controle *versus* o sinal entrada especificado por um ponto ou toda a região ativa da válvula (figura 2.16). O valor do ganho de vazão pode variar muito de ponto a ponto devido às não linearidades da válvula. Este parâmetro afeta o ganho do sistema em malha aberta, influenciado diretamente na sua estabilidade.



**Figura 2.16** – Curva característica de vazão a  $\Delta p$  constante para válvula direcional proporcional (FURST, 2001)

#### • Coeficiente de vazão-pressão

Segundo (FURST e DE NEGRI, 2002) o coeficiente de vazão-pressão é definido como a negação da derivada da vazão de controle em relação à pressão de carga e corresponde também à divisão entre o ganho de vazão e o ganho de pressão.

#### • Ganho de pressão

O ganho de pressão normalmente é especificado pela inclinação da curva de pressão *versus* o sinal de entrada de controle para um ponto de operação específico a cada via de trabalho da válvula, com os pórticos conectados sem que haja vazão.

BLACKBURN (1960), considera o ganho de pressão como a segunda característica mais importante das válvulas direcionais hidráulicas, sendo que para uma válvula ideal este coeficiente é teoricamente infinito.

Segundo (MERRIT, 1967), a importância do ganho de vazão, do coeficiente de vazão-pressão e do ganho de pressão, que são chamados coeficientes da válvula, está ligada diretamente à determinação da resposta dinâmica, incluindo sua estabilidade, e do erro de regime permanente global. A inclinação da curva que origina o ganho de pressão possui uma forte dependência para com os vazamentos internos da válvula, sendo que para pequenos vazamentos, esta gera maior ganho de pressão e quando o ganho de pressão é baixo indica que a válvula tem grande vazamento interno, podendo resultar em baixo desempenho do sistema. Um sistema que apresenta altos ganhos de pressão permite que o conjunto válvula e atuador vença altas cargas de atrito.

## **2.5 APLICAÇÃO DA EQUAÇÃO CLÁSSICA DA VAZÃO DE VÁLVULAS DIRECIONAIS PROPORCIONAIS**

Os modelos matemáticos clássicos da equação da vazão de válvulas direcionais proporcionais (equações 2.2 e 2.10), tem sido utilizadas em praticamente todas as situações onde há necessidade de emprego de circuitos hidráulicos com controle de proporcional de vazão, pressão ou posição. Nas seções 2.5.1 a 2.5.7 são apresentados alguns trabalhos em que seus autores empregam a equação da vazão clássica de válvulas direcionais proporcionais como: controle de força e controle de posição; controlador adaptativo e cascata; controle de servossistemas hidráulicos e manipuladores.

### **2.5.1 Controle de servossistemas hidráulicos**

Um servossistema hidráulico é um sistema de controle realimentado em que a saída é posição, velocidade, aceleração ou força. Especificamente, os servossistemas eletro-hidráulicos são constituídos de componentes mecânicos, elétricos e hidráulicos (PING e LIHUA, 2002).

Os servossistemas hidráulicos são largamente utilizados nas indústrias por fornecerem alta potência. Entretanto, tais servossistemas possuem algumas características que limitam seu desempenho como as não linearidades, interdependência entre vazão e pressão e a compressibilidade do fluido.

No projeto e desenvolvimento de servossistemas, características como estabilidade, velocidade de resposta e erro de resposta devem ser consideradas, em adição aos fatores de custos usuais como disponibilidade, confiabilidade e manutenibilidade. Uma análise

completa do servossistema pode tornar-se bastante complexa e várias técnicas têm sido desenvolvidas para o estudo da estabilidade dos servossistemas. Em geral, é obtida uma equação diferencial para o sistema, e as características da solução são estudadas para determinar a sua estabilidade. JOVANOVIĆ (2002), analisa o controle de velocidade de um servossistema hidráulico com a presença de não linearidades e atritos. MOHAMMAD et al. (2000) analisa os problemas de direção de um servossistema hidráulico adotando a estratégia de *backstepping*<sup>1</sup>. Já KREMER et al. (1998), analisa a estabilidade do servossistema hidráulico. Em HAVLICSEK et al. (1999), descreve um modelo matemático para uma máquina injetora controlada por uma válvula direcional proporcional incluindo o atrito viscoso, tempo de atraso e a zona morta. Na tabela 2.1, são apresentadas as equações usadas no controle de servossistemas hidráulicos segundo os autores referenciados nesta seção.

**Tabela 2.1** – Equações da vazão usadas pelos autores no controle de servossistemas hidráulicos.

Autor(es)	Equações usadas no controle de servossistemas hidráulicos
KREMER et al. (1998)	$Q_L = \frac{(cd\sqrt{P_s})}{\sqrt{\rho}}(x_{eff} \cdot w) \sqrt{1 - \left(\frac{x_i}{P_s}\right) \left(\frac{x_v}{ x_v }\right)}$
HAVLICSEK et al. (1999)	$Q_1 = Q_{nom} \cdot (Vf) \sqrt{\frac{P_{sup} - P_L}{C}}$
MOHAMMAD et al. (2000)	$q_l = cd \cdot w \cdot x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_c)}$
JOVANOVIĆ (2002)	$Q = cd \cdot W \cdot x_3 \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - x_i \cdot \text{sign}(x_3))}$

onde:

$Q_L, Q, Q_1, q_1$  = vazão de controle da válvula;

$cd$  = coeficiente de descarga;

$W, w$  = perímetro do orifício;

$x_v, x_3, x_{eff}$  = deslocamento nominal do carretel;

$\rho$  = massa específica do fluido;

$P_L, x_2, P_c$  = pressão de carga;

$P_s, P_{sup}$  = pressão de suprimento;

<sup>1</sup> É um procedimento de projeto recursivo que interliga o projeto de controle por realimentação com a escolha de uma função de Lyapunov.

$x_i$  = variável de estado ( $i \Rightarrow 1=$  velocidade,  $2=$  pressão de carga,  $3 =$  deslocamento da válvula)

$C$  = constante incluindo coeficiente de descarga e densidade do fluido

$V_f$  = valor do sinal de tensão para controle de vazão da válvula;

$Q_{nom}$  = coeficiente de vazão da válvula em regime permanente;

$sgn$  = sinal qualquer de deslocamento.

Nesta seção expõem-se o uso da equação da vazão clássica de válvulas direcionais proporcionais no estudo de técnicas de controle em servossistemas hidráulicos. Observa-se que autores não levaram em consideração o efeito do vazamento interno da válvula.

## 2.5.2 Controle de força e controle de posição

A maioria dos esforços de pesquisa concentram-se na regulagem da posição e controle de força dos atuadores hidráulicos. Na literatura revisada sobre sistemas hidráulicos, os trabalhos de HEINRICHS et al. (1997) e ALLEYNE e HEDRICK (1995), consideram explicitamente que o problema está na força necessária para deslocar o atuador. Conforme ALLEYNE et al. (1998), a necessidade da força para o deslocamento do atuador é utilizada em muitos campos como: na suspensão ativa, máquinas injetoras, robôs, manipuladores de materiais). CUNHA (2000), faz um estudo do controle de força de um atuador hidráulico com uma força exercida sobre o mesmo. SCHNEIDER (2002), descreve o controle de posição de uma fresadora para usinagem de peças chamadas injetores.

Na tabela 2.2, são apresentadas as equações usadas no controle de força e posição de atuadores hidráulicos.

**Tabela 2.2** – Equações da vazão usadas pelos autores no controle de força e posição de atuadores hidráulicos

Autor(es)	Equação usada no controle de força e posição
HEINRICHS et al. (1997)	$K_x = K_A \sqrt{\Delta p}$
ALLEYNE et al. (1998)	$q = \frac{cdw}{\sqrt{\rho}} x_4 \sqrt{P_s - sgn(x_4)x_3}$
ALLEYNE e HEDRICK (1995)	$Q_L = cd.w.x_v \sqrt{\frac{P_s - sgn(x_v)P_L}{\rho}}$
CUNHA (2000)	$Q = K_Q X_V - K_C P_\Delta$
SCHNEIDER (2002)	$q_{vc} = K_{qu} \cdot U^{V1} - K_{c0} \cdot pc$

onde:

$Q_L, Q, K_x, q, q_{vc}$  = vazão de controle da válvula;

$cd$  = coeficiente de descarga;



$w$  = perímetro do orifício;

$x_v, x_4, X_V$  = deslocamento do carretel;

$\rho$  = massa específica do fluido;

$PL, x_3, P_\Delta, p_c$  = pressão de carga;

$P_s$  = pressão de suprimento;

$sgn$  = sinal qualquer de deslocamento;

$K_A$  = constante relacionada com a área do orifício de controle, coeficiente de descarga, densidade do fluido;

$\Delta p$  = diferença de pressão na válvula;

$Kq, K_Q, K_{qu}$  = ganho de vazão da válvula;

$Kc, K_{co}$  = coeficiente de vazão pressão

$A$  = área da seção transversal do atuador;

$f$  = força gerada pelo atuador.

$U^{VI}$  = sinal de entrada na válvula;

### 2.5.3 Controlador adaptativo

Os controladores adaptativos são baseados em um modelo linear com parâmetros incertos constantes ou que variam lentamente, ou seja, ao variar os erros os parâmetros ajustam-se.

YUN e CHO (1988), propõe um controlador adaptativo levando em consideração os limites de incertezas nos parâmetros para controlar a velocidade de um cilindro hidráulico de haste dupla com uma carga engastada em uma das extremidades. Já ZHENG et al. (1998), estuda um controlador não linear para o controle do movimento de cilindro hidráulico sendo acionado por uma válvula direcional proporcional incluindo as incertezas da válvula como as não linearidades, zona morta, vazão de saturação e o atrito estático do cilindro hidráulico.

Na tabela 2.3, são apresentadas as equações de vazão para as válvulas usadas para controlador adaptativo segundo os autores referenciados nesta seção.

**Tabela 2.3** – Equações da vazão usadas pelos autores no controlador adaptativo

Autor(es)	Equação usada no controlador
YUN e CHO (1988)	$Q_1 = K.i.\sqrt{P_s - sgn(i)P_1}$
ZHENG et al. (1998)	$q = Kq.x - Kc.pc$

onde:

$q, Q_1$  = vazão de controle da válvula;

$pc, P_1$  = diferença de pressão de carga;

$K_q$  = constante de vazão da válvula;

$K_c$  = coeficiente de vazão pressão;

$K$  = fator de ganho da válvula ;

$x$  = deslocamento do carretel da válvula;

$P_s$  = pressão de suprimento;

$i$  = sinal de entrada para deslocamento do carretel da válvula.

#### 2.5.4 Controle em cascata

A estratégia que a literatura apresenta para este tipo de controlador é a divisão do sistema<sup>2</sup> em dois subsistemas: hidráulico e mecânico. O subsistema hidráulico está relacionado com o deslocamento do carretel da válvula direcional proporcional causando uma diferença de pressão no cilindro e, conseqüentemente, uma força. Já no subsistema mecânico, a força gerada pelo cilindro é aplicada em um sistema massa-amortecedor. Neste tipo de controlador, baseia-se em modelos matemáticos lineares e não lineares considerando ou não a dinâmica da válvula direcional proporcional.

CUNHA (2001), apresenta uma visão geral dos controladores em cascata com e sem consideração da dinâmica da válvula direcional proporcional no modelo matemático do atuador hidráulico, sendo que a dinâmica da válvula para este controlador foi considerada como um sistema de 1ª ordem. SEKHAVAT et al. (2001), usa um controlador em cascata, para um sistema onde a carga encontra fixada por uma combinação de molas e amortecedores e o cilindro hidráulico faz movimentos de avanço e retorno.

Na tabela 2.4, são apresentadas as equações usadas para controlador em cascata segundo os autores referenciados nesta seção.

**Tabela 2.4** – Equações da vazão usada pelos autores no controlador em cascata

Autor(es)	Equação usada no controlador
CUNHA (2001)	$Q = K_h \cdot x_v \cdot \sqrt{P_s - \text{sgn}(x_v) P_\Delta}$ $Q = k_Q x_v - K_C P_\Delta$
SEKHAVAT et al. (2001)	$Q_i = cd \cdot \Delta(x_{SP}) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_i)} \quad \text{avanço}$ $Q_o = cd \cdot \Delta(x_{SP}) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_o)} \quad \text{retorno}$

onde:

$Q_i, o$ ,  $Q$  = vazão de controle da válvula;

<sup>2</sup> Conjunto de válvula, cilindro e carregamento

$cd$  = coeficiente de descarga;

$\Delta(x_{SP})$  = função de deslocamento do carretel com a área do orifício da válvula;

$p_s$  e  $P_S$  = pressão de suprimento;

$p_i$  , e  $p_o$  = pressões na linha de trabalho da válvula;

$p_e$  = pressão de retorno

$\rho$  = massa específica do fluido;

$$K_h = c \sqrt{\frac{1}{\rho}} = \text{constante hidráulica};$$

$x_v$  = posição do carretel da válvula;

$\text{sgn}(x_v)$  = função sinal válida para sentido positivo e negativo do carretel da válvula;

$P_\Delta$  = diferença de pressão entre as câmaras do atuador;

$K_Q = K_h \sqrt{P_S}$  = ganho de vazão;

$$K_C = K_h \frac{\sqrt{P_S}}{2P_S} |x_v| = \text{coeficiente de vazão-pressão}.$$

### 2.5.5 Controle de manipuladores e robôs

A sobrevivência das indústrias depende de sua capacidade de reduzir os custos de fabricação de seus produtos e aumentar a qualidade. Neste domínio, a robótica tem um grande papel e traz grandes vantagens sempre que houver necessidade de efetuar mudanças de operação com relativa freqüência.

Os manipuladores são dispositivos constituídos por vários segmentos ligados em série entre si por meio de articulações prismáticas ou de rotação. Uma das extremidades da cadeia está fixa à base suporte do manipulador. Através do movimento das articulações, resulta o movimento das ligações e a outra extremidade possui liberdade de posicionamento no espaço de trabalho do manipulador. É uma máquina que tem funções similares às dos membros superiores humanos (características antropomórficas <sup>3</sup>).

Os robôs podem ser definidos pelo instituto americano “ Robotics Industries Association” (RIA) da seguinte maneira: “ *Um robô industrial é um manipulador projetado para manusear materiais, peças, ferramentas e dispositivos especiais, através de movimentos programados para realizar varias tarefas.*”

Já a diferença entre manipulador e robô é apresentada em (IFTOMM, 1991), como:

---

<sup>3</sup> Que tem a forma e aparência humana.

- manipuladores são sistemas mecânicos que prendem e seguram objetos e deslocam-os através dos seus movimentos;
- robôs são sistemas mecânicos com controle automático que desempenham operações de manipulação e locomoção.

Os termos manipulador e robô são muitas vezes usados com a mesma finalidade. A estrutura de um robô ou manipulador pode variar mas, normalmente, é possível identificar os principais elementos funcionais como: manipuladores, sensores, controladores e a unidade de potência.

Os controladores são dispositivos que processam e enviam sinais de comando para o acionamento dos atuadores hidráulicos e assim gerando o movimento dos robôs e manipuladores. A energia para que os atuadores sejam acionados é gerada pela unidade de potência. Os atuadores, neste caso, desempenham o papel dos músculos dos robôs ou manipuladores. No caso de robôs hidráulicos o controle dos atuadores hidráulicos é realizado por válvulas direcionais proporcionais sendo que cada articulação possui seu próprio servossistema. As juntas podem ser de translação ou revolução e os atuadores hidráulicos normalmente usados são motores ou cilindros hidráulicos.

O emprego da equação da vazão de válvulas direcionais proporcionais pode ser observado em diversos estudos que incluem a modelagem matemática para o controle de robôs e manipuladores. Pode-se citar LI et al. (1997) e BU et al. (2000), para controle de atuadores lineares; SEPEHRI et al. (1990), HABIBI e GOLDENBERG (1995), e BILODEAU et al. (1997), para atuadores rotacionais e HABIBI et al. (1994), para atuadores lineares e rotacionais.

Na tabela 2.5, são apresentadas as equações usadas no controle de robôs e manipuladores hidráulicos segundo os autores referenciados nesta seção.

**Tabela 2.5** – Equações da vazão usada pelos autores no controle de robôs e manipuladores hidráulicos.

Autor(es)	Equação usadas no controle de robôs e manipuladores
HABIBI e GOLDENBERG (1995)	$q = K_{sv} \cdot I_v \cdot \sqrt{P_s - P_c}$
HABIBI et al. (1994)	$q = K_{sv} \cdot I_v \cdot \sqrt{\Delta P}$
BILODEAU et al. (1997)	$Q = cd \cdot A_{orifice}(x_v) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{hi} - P_{lo})}$
LI et al. (1997)	$Q = C_d \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} ( P_1 - P_2 )}$
BU et al. (2000)	$Q_1 = k_{q1} \cdot g_3 \cdot (P_1, \text{sign}(x_v)) x_v$ $Q_2 = k_{q2} \cdot g_4 \cdot (P_2, \text{sign}(x_v)) x_v$

onde:

$Q, Q_1, Q_2, q$  = vazão de controle da válvula;

$cd$  = coeficiente de descarga;

$p_s, P_{hi}$  = pressão de suprimento;

$p_{lo}$  = pressões de retorno;

$\rho$  = massa específica do fluido;

$A_{orifício}$  = área do orifício.

$P_c$  = pressão de carga;

$\sqrt{\Delta P}$  = diferença de pressão de carga;

$A$  = área do orifício de controle;

$(|P_1 - P_2|)$  = queda de pressão no orifício da válvula;

$K_{q1}, K_{q2}$  = constante do ganho de vazão da válvula;

$g_3 \cdot (P_1, \text{sign}(x_v))x_v, g_4 \cdot (P_2, \text{sign}(x_v))x_v$  = relação da queda de pressão na válvula devido ao deslocamento do carretel;

$x_v$  = deslocamento carretel;

$I_v$  = sinal de entrada em corrente para deslocamento do carretel da válvula;

$K_{sv} = k_{sv} \cdot cd \cdot w \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$  = função de transferência entre a posição do carretel e o referencial da corrente de entrada da válvula.

$k_{sv} = I_v \cdot x_v$

## 2.5.6 Regulação de velocidade de turbinas de usinas geradoras de energia elétrica

O regulador de velocidade é necessário para gerar energia elétrica na frequência correta. Além disso permite controlar a potência gerada pela máquina e entregue ao sistema. O regulador de velocidade controla a potência mecânica desenvolvida pela turbina, atuando sobre a vazão de água através do distribuidor. O distribuidor é usualmente acionado por um cilindro hidráulico que, por sua vez, é acionado por uma válvula distribuidora ou uma válvula direcional proporcional. A válvula distribuidora pode ser controlada por uma válvula direcional proporcional.

O regulador de velocidade deve levar o gerador ao ponto de operação, segundo uma referência de velocidade, e aí mantê-lo. A referência de velocidade depende da carga demandada. Estando a máquina sincronizada e acoplada ao barramento, o controle da vazão de água permite o fornecimento de potência para o sistema.

O sistema de regulação de velocidade é composto por um painel elétrico de controle, uma unidade hidráulica completa, com cilindro hidráulico, válvulas de comando, sistema de suprimento de óleo, válvula distribuidora e direcional proporcional e transdutores de deslocamento responsáveis pela medição e atuação sobre a planta.

Toda a estrutura do sistema de regulação de velocidade depende do tipo de turbina existente na usina geradora de energia elétrica. Comumente são encontrados três tipos de turbinas: Kaplan, Francis e Pelton.

### • Circuito hidráulico do regulador de velocidade

O circuito hidráulico normalmente usado em regulador de velocidade para turbina geradora de energia elétrica, compreende basicamente uma unidade de potência, válvulas de comando e um cilindro de acionamento do distribuidor das turbinas Kaplan, Francis e Pelton. Nas usinas onde necessita-se de altas vazões de óleo para a regulação de velocidade das turbinas, adota-se no circuito hidráulico uma válvula direcional proporcional para o acionamento da válvula distribuidora (chamado de piloto hidráulico) e esta comanda o cilindro do distribuidor. Para pequenas centrais e usinas hidrelétricas onde vazões de óleo para regulação da velocidade das turbinas são menores, pode ser adotada uma válvula direcional proporcional atuando diretamente no cilindro do distribuidor.

YAOZHENG (2001), mostra um circuito hidráulico para regulação de velocidade usado em turbinas hidráulicas totalmente digital. Neste modelo usa-se somente as equações do conduto, turbina, gerador e carga e não é apresentada a equação da vazão de válvulas direcionais. O sistema de controle hidráulico é conectado paralelamente ao sistema, considerando duas partes:

1 - os elementos lógicos (válvulas cartucho) do sistema são controlados por uma válvula direcional on-off, que tem uma alta faixa de vazão para satisfazer a vazão do sistema.

2 - duas válvulas digitais ultra-rápidas. Suas faixas de vazões são pequenas, com alta precisão e bom desempenho dinâmico assegurando uma ótima posição do cilindro.

A estratégia de controle apresentado para este sistema segundo YAOZHENG (2001) é a seguinte:

1 - se o erro da posição for grande, o sistema da válvula do cartucho e as válvulas ultra-rápidas on-off trabalham juntas movimentando rapidamente o cilindro para a posição desejada.

2 - se o erro da posição for pequeno, somente as válvulas ultra-rápidas trabalham assegurando com precisão a posição desejada do cilindro.

RODRIGUES et al. (2001), apresenta um circuito hidráulico de controle de velocidade de turbinas de central hidrelétrica, fazendo uma correlação dos dados de operação de um regulador de velocidade com os modelos matemáticos do circuito hidráulico visando a identificação dos fenômenos físicos predominantes. No circuito hidráulico em questão, a válvula direcional proporcional controla a válvula distribuidora das pás do rotor de uma turbina Kaplan. A equação da vazão usada para a válvula distribuidora é similar a que foi usada para a válvula direcional proporcional.

Na tabela 2.6, são apresentadas as equações usadas no controle de posição das pás do rotor da turbina Kaplan.

**Tabela 2.6** – Equações da vazão usada por RODRIGUES et al. (2001) para controle das pás de turbina Kaplan .

Válvula	Equação usadas no controle das pás da turbina
Direcional proporcional	$\partial q_V^{VP} = k_{q0} \partial x^{VP} + k_{c0} \partial p_C^{VP}$
Distribuidora das pás	$\partial q_V^{VD} = k_{q0} \partial x^{VD} - k_{c0} \partial p_C^{VD}$

onde:

$q_V^{VP}$  = vazão de controle da válvula direcional proporcional;

$q_V^{VD}$  = vazão de controle da válvula distribuidora;

$p_C^{VP}$  = pressão controlada pela válvula proporcional;

$p_C^{VD}$  = pressão controlada pela válvula distribuidora;

$k_{q0}$  = ganho de vazão da válvula;

$k_{c0}$  = coeficiente de vazão-pressão da válvula;

$x^{VP}$  = deslocamento do carretel da válvula direcional proporcional;

$x^{VD}$  = deslocamento do carretel da válvula distribuidora.

# CAPÍTULO 3

## DADOS DE CATÁLOGOS

---

Este capítulo apresenta como os fabricantes fornecem os dados técnicos de válvulas direcionais proporcionais e como obtê-los através dos catálogos. Os catálogos dos fabricantes BOSCH (1987), REXROTH (1998), NACHI (s.d.), DUPLOMATIC (2002) e MOOG (2002) são usados neste capítulo como exemplos.

### 3.1 INTRODUÇÃO

As válvulas proporcionais têm as suas diversas aplicações como reguladoras de pressão, direcionais e reguladoras de vazão. As válvulas direcionais proporcionais são usadas freqüentemente em aplicações que necessitam do atuador hidráulico uma resposta rápida e bom desempenho. Estas aplicações envolvem o controle de velocidade, de força e de posição. Comumente há uma grande quantidade de informações nos catálogos, porém é pouco evidente a forma como o projetista pode se beneficiar destas informações. No caso de válvulas direcionais proporcionais este fato é marcante e tem levado as várias especificações equivocadas. Se o projetista estiver familiarizado com os catálogos ele saberá usufruir das informações descritas de cada fabricante, para selecionar o que melhor atende. Neste capítulo será apresentado como os fabricantes fornecem os dados em seus catálogos, tratando-se especificamente de válvulas direcionais proporcionais.

### 3.2 INFORMAÇÕES FORNECIDAS PELOS CATÁLOGOS DOS FABRICANTES

#### 3.2.1 Dados gerais

##### • Simbologia

A denominação de válvulas direcionais proporcionais ocorre conforme a quantidade das conexões úteis e o número de posições de comutação. Ambas fazem parte da designação das válvulas direcionais proporcionais. Os símbolos apresentados por quadrados são identificadas as posições funcionais da válvula. Os orifícios de controle, provenientes do deslocamento do carretel com o pórtico da camisa, são representados por setas. A sua representação simbólica é composta por vários quadrados justapostos. A designação das linhas de conexão da válvula dadas pelas letras:

- *A* e *B*, portas de trabalho;
- *P*, porta de pressão ou suprimento;
- *T*, porta de retorno.



Além das posições funcionais das válvulas direcionais proporcionais, a natureza do seu comando também é posta em destaque no símbolo da válvula. O posicionamento central do carretel das válvulas direcionais proporcionais acionadas por um ou dois solenóides é feito por molas. A posição central, é denominada a posição na qual o carretel ocupa o seu estado sem atuação. O símbolo normalizado para válvula direcional proporcional e adotado internacionalmente é apresentado na norma ISO 1219-1.

#### • **Acionamento do carretel**

O acionamento de uma válvula direcional proporcional é feito através solenóide conforme apresentado no capítulo 2. Os fabricantes usam um ou dois solenóides variáveis atuando opostamente.

De acordo com a sua aplicação, os solenóides podem operar em malha aberta, ou então em um circuito com realimentação da posição da válvula. Para o primeiro caso, a Rexroth, emprega a denominação de solenóides com curso regulado e, quando à realimentação de posição usa os solenóides com força regulada.

#### • **Diferença de pressão nominal**

A sua representação simbólica nos catálogos é dada por  $(\Delta p)$ . O projetista deverá ter uma atenção especial ao dimensionar uma válvula pois esta variável poderá ser fornecida nos catálogos por par de vias ou total na válvula, e a sua unidade também pode ser fornecida em Pa ou bar. A diferença de pressão por par de vias será por exemplo, de  $P$  para  $A$  ou  $P$  para  $B$ ; se for fornecida a diferença de pressão total na válvula será dada de  $P$  para  $A$  e  $B$  para  $T$ . O valor da variável  $(\Delta p)$  é especificado para cada tipo de válvula.

#### • **Vazão nominal**

A vazão nominal das válvulas direcionais proporcionais é obtida através de dados experimentais e é apresentada em seus catálogos conforme a norma ISO 6404 (1985). Para determinar a vazão nominal seguindo a norma ISO 6404 (1985), a pressão da linha de suprimento deve ser igual a perda de carga  $(\Delta p)$  por par de vias ou total na válvula e com o deslocamento nominal carretel. As linhas de trabalho da válvula devem estar interligadas e a pressão na linha do reservatório igual a zero. As curvas da vazão nominal apresentadas nos catálogos dos fabricantes podem ser vistas nas figuras 3.1, 3.2, 3.4, 3.4 e 3.5 da seção 3.3, estas não incluem o valor referente ao vazamento interno.

### • Pressão máxima de trabalho

A pressão máxima de trabalho de uma válvula direcional proporcional é a pressão que a válvula suporta sem que o seu sistema mecânico se danifique, sendo também um valor de segurança de trabalho da mesma. A pressão máxima de trabalho para válvulas direcionais proporcionais normalmente é fornecida na faixa de 300 bar.

### • Amplificador eletrônico (cartela eletrônica)

O amplificador eletrônico faz a interface do solenóide proporcional da válvula com os sinais de controle. O amplificador eletrônico tem como funções: amplificar os sinais de comando e gerar a tensão correspondente a este sinal para os solenóides, compensar a zona morta do carretel da válvula, ajustar os ganhos de vazão e a possibilidade de incluir dither.

### • Código de referência

A importância deste código pelo que foi observado nos catálogos é uma forma simples e segura de fabricante e projetista conversarem sobre o produto. O código de referência facilita a identificação da válvula de um fabricante com outros fabricantes, sendo que as características e funções das válvulas de vários fabricantes são semelhantes. Este código fornece aos projetistas dados sobre a válvula como: o número de vias, tipo de centro, tamanho da válvula, tipo de solenóide usado para acionamento do carretel e sua centragem, tipo de fluido hidráulico a ser usado para que as vedações da válvula não sofram avarias. O código de referência pode ser numérico ou alfanumérico dependendo do fabricante.

## 3.2.2 Dados específicos

Nos catálogos de uma forma geral são fornecidos também os dados específicos das válvulas. Nos dados específicos são encontradas as características gerais, hidráulicas, elétricas, estáticas e dinâmicas da válvula.

### • Características gerais

**Tipo construtivo**  $\left\{ \begin{array}{l} \text{válvulas de carretel deslizante} \\ \text{válvulas de assento} \end{array} \right.$

### **Tipo de acionamento**

Para o acionamento do carretel da válvula, os fabricantes informam o tipo do solenóide usado na válvula como também, as instruções de instalação, tipo de fiação elétrica e os conectores que deverão ser usada. No capítulo 2, seção 2.3 descreve-se como é o funcionamento do solenóide para acionar o carretel da válvula.

### **Posição de montagem**

Nos catálogos verificou-se que algumas válvulas têm as mesmas características para diferentes fabricantes mas, por exemplo, a posição de montagem não segue o mesmo procedimento quando as válvulas são idênticas. Alguns fabricantes informam em seus catálogos que a válvula só pode ser montada na posição horizontal e outro em qualquer posição.

### **Temperatura ambiente**

Para cada válvula, é determinado pelo fabricante a temperatura do ambiente em que a ela deve trabalhar para que não sofra avarias devido a aquecimento do próprio sistema, ou por fonte de calor externo. Com o aquecimento da válvula pode acontecer grimpamento entre o carretel e a camisa pelos diferentes materiais usados na fabricação, onde um material pode dilatar mais do que o outro além de avarias nas vedações da válvula. Para temperaturas baixas, pode acontecer o mesmo efeito de grimpamento devido a contração entre as peças moveis da válvula.

### **• Características hidráulicas**

O tipo de fluido é normalmente especificado por norma para cada tipo de válvula. O fluido deve apresentar características tais como: boa proteção contra a oxidação das partes metálicas da válvula; baixa tendência à formação de borra nos orifícios de controle da válvula; boa estabilidade térmica, entre outras.

A viscosidade do fluido também é outro fator que os catálogos estabelecem para que a válvula desempenhe sua função corretamente. Se a viscosidade for muito alta o fluido terá dificuldade de passar pelos orifícios de controle e se a viscosidade for muito baixa poderá haver maiores vazamentos internos entre as partes moveis da válvula.

A faixa de temperatura e tipo de fluido a ser usado no sistema para que a válvula tenha um bom desempenho, é também sugerido pelo fabricante.

O grau de contaminação que o fluido deverá apresentar, também é estabelecido pelo fabricante em seus catálogos de acordo com a segurança de serviço do equipamento em geral e vida útil da válvula. Para informações mais detalhadas sobre fluidos hidráulicos

referentes a tipos, as propriedades químicas e térmicas entre outras, podem ser consultados em (von LINSINGEN, 2001).

### • Características elétricas

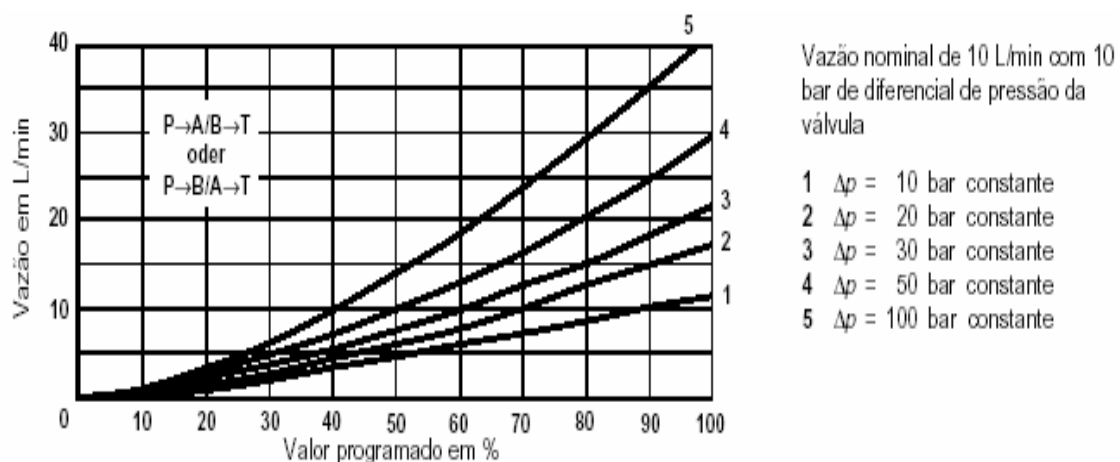
Os catálogos em geral informam algumas características elétricas da válvula e as normas usadas. Abaixo estão listadas algumas características elétricas que são fornecidas em todos os catálogos:

- tipo de tensão aplicada na bobina da válvula;
- classe de proteção da válvula;
- tipo de conexão elétrica que deve ser usada;
- potência máxima por solenóide;
- valor da resistência da bobina.

### 3.3 GRÁFICOS DE VAZÃO POR DESLOCAMENTO DO CARRETEL

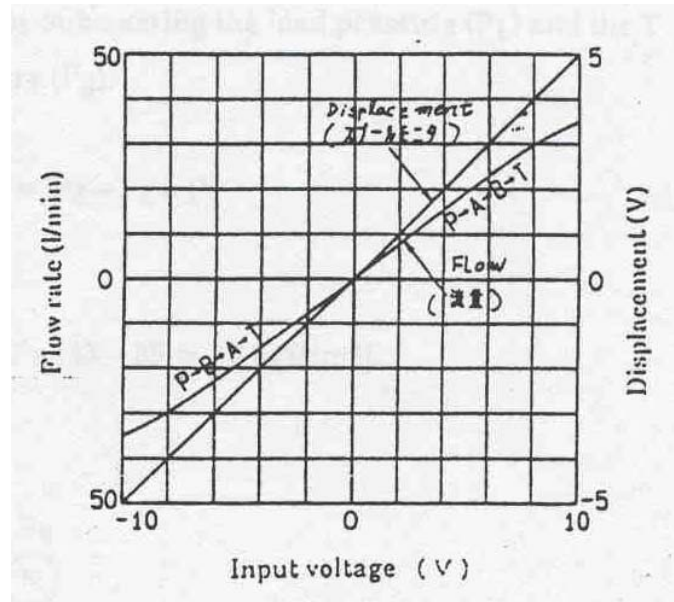
As figuras 3.1, 3.2, 3.3, 3.4 e 3.5 apresentadas nesta seção, exemplificam como são fornecidos os valores de vazões nominais de cinco fabricantes de válvulas direcionais proporcionais. As curvas de vazões nominais dos cinco fabricantes, são fornecidas para um determinado sinal de entrada nominal e para uma determinada queda de pressão ( $\Delta p$ ) por par de vias ou total na válvula.

A figura 3.1 mostra o exemplo de curvas de vazão da válvula tipo 4WRE do fornecedor REXROTH (1998), onde a vazão nominal é dada pelo fabricante e por diferença de pressão total na válvula, como mostra no gráfico de  $P \rightarrow A$  e  $B \rightarrow T$  ou  $P \rightarrow B$  e  $A \rightarrow T$ .

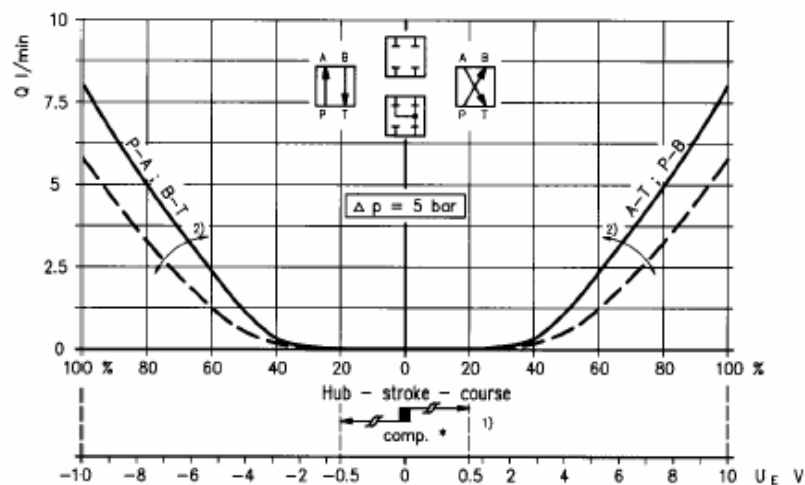


**Figura 3.1** - Vazão nominal para diferentes valores de  $\Delta p_t$  em função do deslocamento do carretel (REXROTH, 1998)

A figura 3.2 foi extraída do catálogo de uma válvula tipo ESH-G01-H520A-10 do fornecedor NACHI (s.d.), onde a vazão nominal é dada para uma diferença de pressão total na válvula de 6.86 MPa. Um dado muito importante é que o fabricante mostra o deslocamento do carretel em função do sinal de entrada.



**Figura 3.2** – Vazão nominal para deslocamento em função da posição do carretel para  $\Delta p_t$  igual a 6,8MPa (NACHI, s.d.).

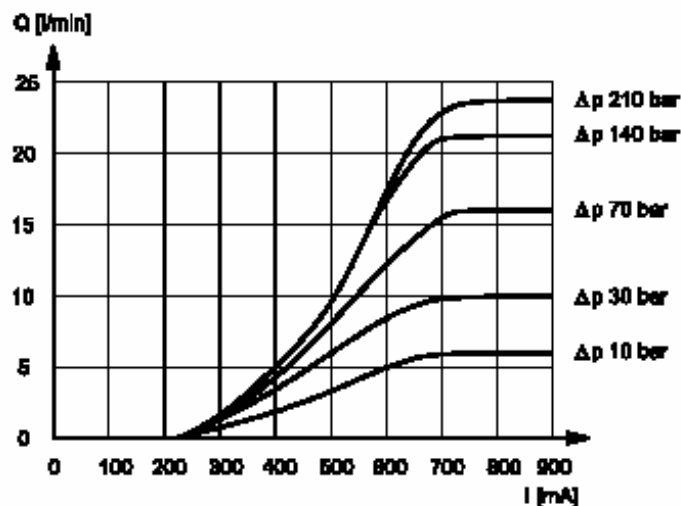


**Figura 3.3** – Vazão nominal com diferencial de pressão por par de vias em função do sinal de tensão (BOSCH, 1987b).

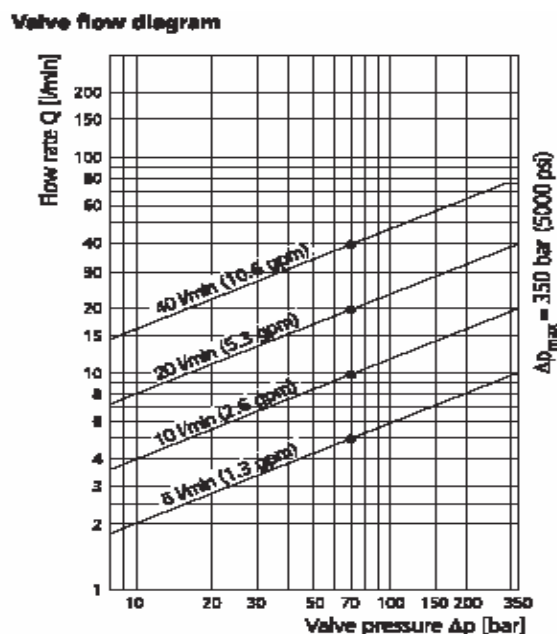
A figura 3.3 é um exemplo das válvulas tipo NG6 0 800 404 101 e NG6 0 800 404 126 do fabricante BOSCH (1987b), o valor de vazão nominal deste fabricante é dado por

diferença de pressão por par de vias. Uma observação importante neste fabricante é que ele apresenta a regulagem da faixa da zona morta do carretel da válvula na posição central (1) e o ganho de vazão mínimo e máximo (2) através do amplificador eletrônico.

A figura 3.4 apresenta as curvas da vazão nominal da válvula tipo D4E do fabricante DUPLOMATIC (2002), com diferença de pressão total na válvula de 10 bar. Os valores de vazões nominais são dados para sinais de entrada em corrente. Nas curvas também são apresentadas as vazões de saturação da válvula.



**Figura 3.4** – Vazão nominal em função do sinal corrente para vários valores de  $\Delta p_t$  (DUPLOMATIC, 2002).



**Figura 3.5** – Vazão nominal em função do sinal corrente para de  $\Delta p_t$  igual a 70 bar na válvula (MOOG, 2002).

Na figura 3.5 as curvas de vazões nominais apresentadas para as válvulas do tipo D633 do fabricante MOOG (2002) com uma diferença de pressão total na válvula de 70 bar. As curvas de vazão estão em escala logarítmica, o que apresenta uma vazão nominal linear em função da queda de pressão ( $\Delta p$ ) para diferentes sinais de entrada.

### 3.4 COEFICIENTE DE VAZÃO ( $K_V$ )

Este coeficiente representa a relação da vazão da válvula para um valor de entrada nominal em deslocamento, corrente ou tensão para uma determinada pressão de teste. FURST (2001) trata da conversão dos dados de catálogo em parâmetros necessários para projetos e análise de sistemas hidráulicos.

A equação da vazão de controle em uma válvula pode ser escrita como (FURST, 2001):

$$q_{VC} = \frac{cd \cdot A}{\sqrt{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p_t} \quad (3.1)$$

sendo:

$$\Delta p_t = p_s - p_T - \text{sgn}(x)p_C$$

$$\Delta p_t = 2 \cdot \Delta p_{via}$$

$$p_C = p_A - p_B$$

Para um sinal de entrada em corrente, deslocamento ou tensão positivos, a vazão de controle nominal ( $q_{VCn}$ ) pode ser escrita por:

$$q_{VCn} = \frac{cd \cdot A_n}{\sqrt{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p_m} \quad (3.2)$$

e o coeficiente de vazão ( $K_V$ ) é definido como:

$$K_V = \frac{q_{VCn}}{\sqrt{\Delta p_m}} = \frac{cd \cdot A_n}{\sqrt{\rho}} \quad (3.3)$$

Substituindo a área  $A$  da equação (3.1) por:

$A = w \cdot x$ ; para entradas em deslocamento  $x$  do carretel da válvula;

$A = w \cdot k_f \cdot i$ ; para entradas de corrente  $i$  no carretel da válvula;

$A = w \cdot k_U \cdot U$ ; para entradas em tensão  $U$  no carretel da válvula;

e colocando a equação (3.1) na forma:

$$q_{VC} = \frac{cd \cdot A_n}{\sqrt{\rho}} \cdot \frac{A}{A_n} \cdot \sqrt{\Delta p_t} \quad (3.4)$$

tem-se (FURST, 2001),

$q_{VC} = K_v \cdot \frac{x}{x_n} \cdot \sqrt{\Delta p_t}$  ou então  $q_{VC} = q_{VCn} \cdot \frac{x}{x_n} \cdot \frac{\sqrt{\Delta p_t}}{\sqrt{\Delta p_m}} \Rightarrow$  vazão de controle para entrada em deslocamento do carretel;

(3.5)

$q_{VC} = K_v \cdot \frac{i}{i_n} \cdot \sqrt{\Delta p_t}$  ou então  $q_{VC} = q_{VCn} \cdot \frac{i}{i_n} \cdot \frac{\sqrt{\Delta p_t}}{\sqrt{\Delta p_m}} \Rightarrow$  vazão de controle para entrada em corrente ;

(3.6)

$q_{VC} = K_v \cdot \frac{U}{U_n} \cdot \sqrt{\Delta p_t}$  ou então  $q_{VC} = q_{VCn} \cdot \frac{U}{U_n} \cdot \frac{\sqrt{\Delta p_t}}{\sqrt{\Delta p_m}} \Rightarrow$  vazão de controle para entrada em tensão.

(3.7)

Com a equação 3.3 pode-se determinar o valor do coeficiente  $K_v$  da válvula para os sinais de entrada em deslocamento, corrente e tensão diretamente nas curvas de vazão que os fabricantes fornecem em seus catálogos.

As equações (3.5), (3.6) e (3.7) fornecem a vazão da válvula para uma entrada  $x$ ,  $i$  ou  $U$  a uma diferença de pressão total na válvula ( $\Delta p_t$ ). Uma atenção especial deve ser dada à forma como é definido a queda de pressão na válvula, pois ele pode corresponder a queda de pressão total na válvula ou por par de vias (FURST, 2001).

A equação 3.3 é válida para uma diferença de pressão total na válvula. Caso o catálogo apresente dados para diferença de pressão por par de vias o modelo da válvula fica:

$$q_{VC} = K_{v_{via}} \cdot \frac{U}{U_n} \cdot \sqrt{\Delta p_{via}} \quad (3.8)$$

A equação (3.8) é a equação da vazão de controle na válvula para um par de vias. Igualando-se a equação de controle entre as vias P e T da válvula (equação da vazão de controle para entrada em tensão nominal), e considerando o sentido positivo da vazão de controle como (P  $\Rightarrow$  A) e (B  $\Rightarrow$  T), pode-se concluir que (FURST e DE NEGRI, 2002):

$$K_v \cdot \frac{U}{U_n} \cdot \sqrt{\Delta p_t} = K_{v_{via}} \cdot \frac{U}{U_n} \cdot \sqrt{\Delta p_{via}} \quad (3.9)$$

A relação entre o  $\Delta p_t$  e  $\Delta p_{via}$  para uma válvula de quatro vias é  $\Delta p_t = 2 \cdot \Delta p_{via}$  e pode ser admitida como válida para uma válvula de três vias. Substituindo na equação (3.9) tem-se que (FURST e DE NEGRI, 2002):

$$K_{v_{via}} = K_v \cdot \sqrt{2} \quad (3.10)$$



### 3.5 GANHO DE VAZÃO ( $Kq_0$ )

O valor deste coeficiente pode ser obtido nos catálogos das válvulas direcionais proporcionais. Este coeficiente está associado com o ganho de vazão da válvula em relação com o sinal de entrada aplicado a ela. No gráfico de vazão versus tensão ou deslocamento do carretel da válvula conforme figuras da seção 3.3, o ganho de vazão  $Kq$ , é dado pelo coeficiente angular da reta.

Em válvulas direcionais proporcionais, o efeito de zona morta é comum e a área dos orifícios de controle muitas vezes não é retangular, de tal modo que o ganho de vazão depende da posição do carretel. O tratamento destas válvulas com modelos lineares só é possível após decidir qual o seu comportamento real, uma vez que este coeficiente varia em função da pressão de carga, como decorrência do comportamento da vazão em orifícios (FURST, 2001).

### 3.6 COEFICIENTE DE VAZÃO-PRESSÃO ( $Kc_0$ )

Este coeficiente representa, em regime permanente, o vazamento interno da válvula. Nas válvulas direcionais proporcionais o valor deste coeficiente é bem pequeno devido sua relação com a folga radial entre o carretel e a camisa. Para determinar este coeficiente nos catálogos deve-se verificar qual vazamento que está associado a válvula e determinar o quociente pela pressão em que ocorre o vazamento (MACARINI, 2000).

### 3.7 LIMITES DE OPERAÇÃO

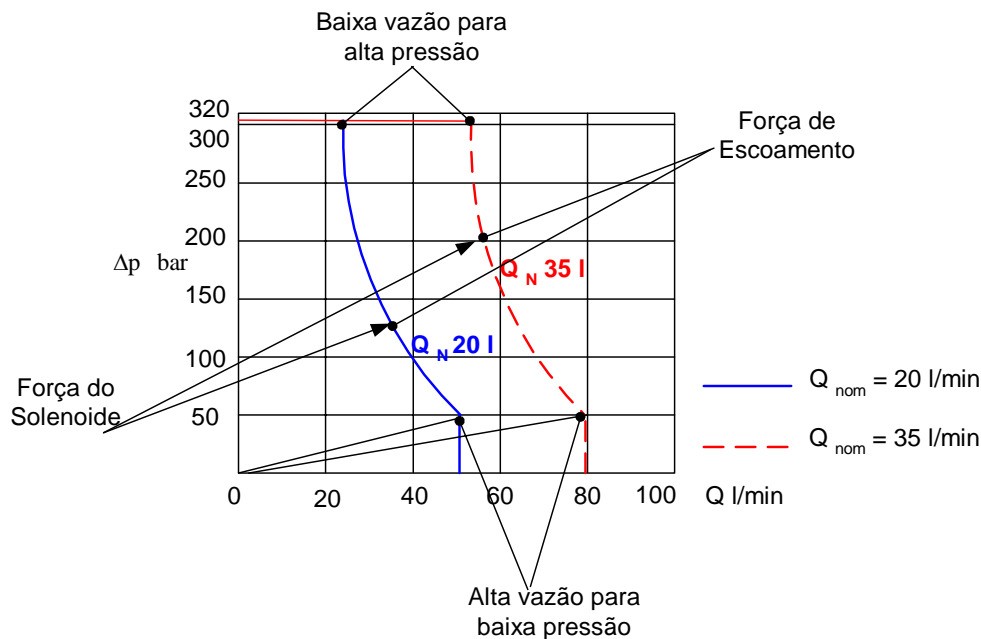
FURST e DE NEGRI (2002) apresentam uma metodologia de dimensionamento estático e dinâmico para válvula direcional proporcional e atuador. A metodologia é definida a partir da frequência natural, ou seja, através do comportamento dinâmico do sistema para o dimensionamento de válvulas direcionais proporcionais.

Com o resultado desta metodologia consegue-se um conjunto de especificações como: vazão necessária ao cilindro; pressão de carga; frequência natural do cilindro e da válvula e tempo de acomodação mínimo necessário da válvula. Com estas especificações segue-se a pré-seleção da válvula através dos catálogos de fabricantes.

Ao pré-selecionar a válvula, deve-se observar o limite de operação da mesma. Esta seção mostra como o limite de operação da válvula é apresentado através dos catálogos de fabricantes. Um estudo com maiores explicações pode ser consultado em (FURST, 2001).

O catálogo do fabricante BOSCH (1987a), apresenta curvas para avaliar o limite de operação da válvula e verificar se a válvula atende as especificações desejadas. Estas curvas indicam a força limite do solenóide e as forças de escoamento do fluido. Se a força

de escoamento for maior que a do solenóide ela tende a fechar o orifício de controle através do retorno do carretel. O gráfico da figura 3.6 mostra a área de utilização para diferentes  $\Delta p$  e vazões, limitados pela linha da força de escoamento. A figura 3.6 - catálogo BOSCH (1987b) - descreve o limite de operação para dois tipos de válvulas sendo para vazões nominais de 20 lpm e 35 lpm.



**Figura 3.6** - Limite de operação de válvulas direcionais proporcionais (BOSCH, 1987b).

## 3.8 RESPOSTA DINÂMICA

### 3.8.1 Resposta em frequência

A informação para analisar o comportamento dinâmico de uma válvula direcional proporcional pode ser obtida através do diagrama de Bode, cuja resposta em frequência depende da amplitude do sinal da válvula. O diagrama de Bode possibilita delimitar se a resposta dinâmica da válvula é mais rápida ou mais lenta, pois representa resposta ao degrau transformado para o domínio da frequência. Neste diagrama observa-se que na medida que aumenta a frequência a amplitude diminui, sendo que a frequências baixas não há defasagem e a frequências altas aumenta a defasagem conforme mostra a figura 3.7. Neste diagrama pode ser determinada a frequência natural ( $\omega_n$ ) e a razão de amortecimento da válvula ( $\xi$ ).

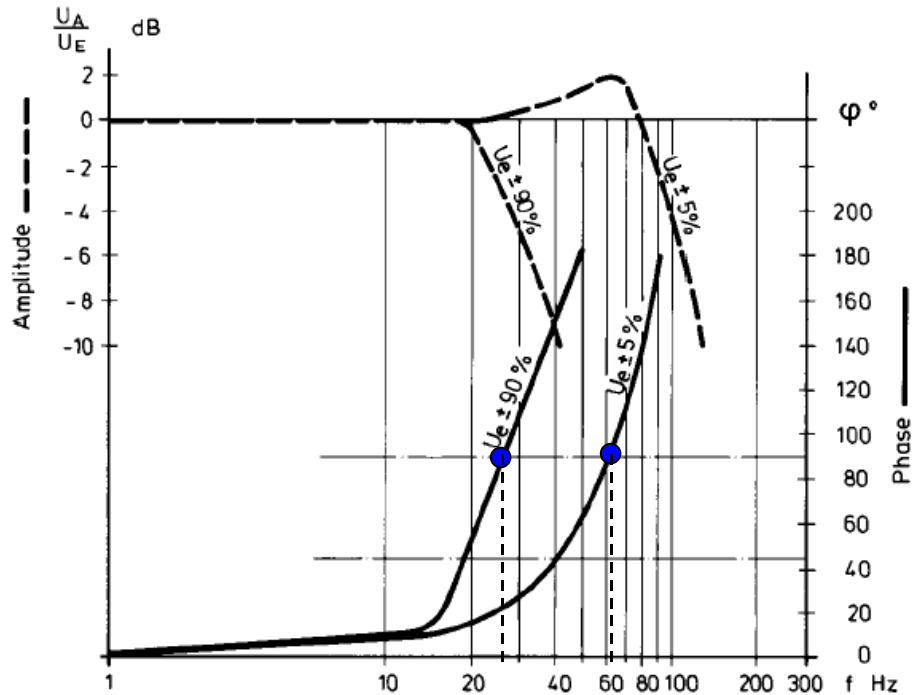


Figura 3.7 – Resposta em freqüência de uma válvula direcional proporcional (BOSCH, 1987c)

Considerando que a equação que representa o comportamento dinâmico da válvula direcional proporcional é representada por um sistema de segunda ordem genérico dado como:

$$G(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (3.10)$$

Particularizando-se o domínio da freqüência  $S(\sigma + j\omega)$  para a parcela imaginária somente ( $j\omega$ ), tem-se:

$$G(j\omega) = \frac{\omega_n^2}{(j\omega)^2 + 2\zeta\omega_n(j\omega) + \omega_n^2}$$

$$G(j\omega) = \frac{\omega_n^2}{(\omega_n^2 - \omega^2) + 2\zeta\omega_n\omega} \quad (3.11)$$

assim, quando  $\omega = \omega_n$  a equação 3.11 fica:

$$G(j\omega) = \frac{\omega_n^2}{2\zeta\omega_n^2}$$

Em notação fasorial:

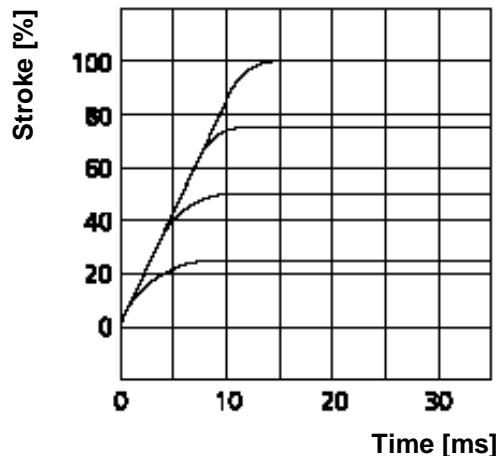
$$G(j\omega) = \frac{1}{2\zeta} \angle -90^\circ \quad (3.12)$$

A equação 3.12 representa um módulo (amplitude) de  $\frac{1}{2\zeta}$ , com um ângulo de fase de  $-90^\circ$ . Na figura 3.7 consegue-se determinar a frequência natural da válvula em que o ângulo de fase é  $-90^\circ$ .

A resposta em frequência apresenta algumas vantagens como a de determinar a priori os pólos e os zeros, podendo-se tratar o sistema como uma caixa preta, permitindo sua identificação. Permite também o ajuste na banda de passagem do sistema, de modo a torná-lo mais imune a ruídos. Sendo que a sua desvantagem é a dependência da obtenção de muitos pontos, em regime permanente, e não é aconselhado a sua obtenção experimental em sistemas com elevadas constantes de tempo (OGATA, 1993).

### 3.8.2 Resposta ao degrau

Na figura 3.7 pode-se observar que são fornecidas duas curvas para amplitude e duas de fase. Uma curva para valores próximos de 90% do sinal de entrada no solenóide, e outra para valores próximos de 5% do sinal de entrada.



**Figura 3.8** – Resposta ao degrau da válvula D633 (MOOG, 2002)

A figura 3.8 apresenta as curvas da resposta em degrau da válvula direcional proporcional D633 MOOG (2002). Nota-se, então, que o comportamento dinâmico da válvula direcional proporcional varia com a amplitude da tensão, sendo que para valores pequenos de tensões no solenóide, a válvula responde mais rápido, e para sinais de tensões maiores ela responde mais lentamente.

### 3.9 VAZAMENTOS INTERNOS

Como foi descrito na seção 3.2.1.4, o valor referente ao vazamento interno da válvula não está inserido nas curvas de vazão da válvula. O valor correspondente ao do vazamento interno é determinado através de ensaios conforme a norma ISO 6404 para cada tipo de válvula com o seu carretel na posição central, e as pressões de suprimento usadas no ensaio são fornecidas pelo fabricante. No ensaio para determinar o vazamento interno, as linhas de trabalho *A* e *B* da válvula devem estar fechadas e a linha de retorno *T* deve estar aberta e conectada diretamente ao tanque. Entretanto, o valor do vazamento interno apresentado nos catálogos, é fornecido da linha de trabalho *A* e *B* para a linha de retorno *T* como pode ser visto na figura 5.4. Com a saída das linhas de trabalho *A* e *B* fechadas, e suas linhas de retorno são interligadas internamente dentro do bloco da válvula originando-se em uma só linha de retorno. Assim sendo, o valor do vazamento interno é total o que é obtido da linha de pressão ( $p_s$ ) para a linha de retorno ( $p_T$ ). E o vazamento para cada via será a metade do vazamento total.

Nos catálogos dos fabricantes como DUPLOMATIC (2002), e NACHI (s.d.) não são apresentados valores e nem curvas correspondentes ao vazamento interno de suas válvulas. Já nos catálogos dos fabricantes BOSCH (1987b) e MOOG (2002), são apresentados os valores correspondentes ao vazamento interno, com o carretel da válvula na posição central e a pressão de suprimento usada no ensaio. Nos catálogos da REXROTH (1998), é fornecido a curva de vazamento interno também com o carretel da válvula na posição central e a pressão de suprimento usada no ensaio.

# CAPÍTULO 4

## MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO DO MODELO PROPOSTO DA VÁLVULA

---

Este capítulo apresenta a modelagem matemática da vazão de controle para válvulas direcionais proporcionais contemplando o vazamento interno, folga radial e sobreposição para cantos vivos e arredondados. Os resultados teóricos das modelagens para os cantos vivos e arredondados foram obtidos através da simulação usando o MatLab e estão apresentados na seção 4.6 deste capítulo.

### 4.1 INTRODUÇÃO

Atualmente as válvulas direcionais proporcionais de quatro vias e três posições são bastante usadas em circuitos hidráulicos por apresentarem excelente desempenho devido ao seu processo de fabricação. O modelo matemático da equação da vazão a ser apresentado foi baseado nos dados apresentados por estudos de DE NEGRI (1999 e 2001). Os trabalhos dos autores de RANDY et al. (2000), LI (2001), MOOKHERJEE (2000), MERRITT (1967), BLACKBURN et al. (1960), McCLOY et al. (1973), LEWIS (1962) e STRINGER (1976) também serviram como base para o modelo matemático proposto destacando-se, porém, que estes modelos matemáticos tratam da equação clássica da vazão de válvulas direcionais.

O estudo do modelo matemático proposto neste capítulo é para uma válvula do tipo supercrítico (com sobreposição) envolvendo a folga radial, cantos vivos e arredondados e fazendo uma avaliação dos tipos de vazões como laminar ou turbulento nos orifícios de controle para as vias de trabalho  $A$  e  $B$ .

### 4.2 PROPOSTA DO MODELO MATEMÁTICO

A figura 4.1 apresenta como base, um modelo ilustrativo para identificação das variáveis empregadas na análise da válvula direcional. Nesta figura apresenta-se de uma forma geral, como é o sentido de escoamento do fluido através de uma válvula de centro supercrítico. Conforme a forma geométrica apresentada na figura 4.1, ao se deslocar o carretel no sentido positivo ou negativo, só haverá vazão significativa no orifício após o ressalto do carretel vencer a faixa de sobreposição. Esta faixa de sobreposição é um dos fatores que determina a zona morta, considerada como desvantagem, mas produz como benefício a redução do vazamento interno, que é uma vazão decorrente da folga radial e da diferença de pressão nos orifícios. A vazão no orifício de controle dar-se-á no momento em que a sobreposição deixar de existir, ou seja, quando começa a ter uma pequena abertura

do orifício de controle. Observa-se que na mesma via em que acontece a abertura do orifício de controle, a sobreposição do outro lado aumenta, o que diminui o vazamento na via em questão.

Com base na figura 4.1 podem ser determinadas as equações da vazão para válvulas direcionais proporcionais contemplando os vazamentos internos. A equação 4.1 corresponde a vazão da via A e a equação 4.2 corresponde a vazão da via B. O primeiro termo das equações é considerado como a vazão no orifício principal e o segundo termo é considerado como vazamento interno da válvula ficando da seguinte forma:

- Para  $x_v \geq 0$

$$q_{VA} = cd_3 A_3 \sqrt{\frac{2(p_S - p_A)}{\rho}} - cd_4 A_4 \sqrt{\frac{2(p_A - p_R)}{\rho}} \quad (4.1)$$

$$q_{VB} = cd_6 A_6 \sqrt{\frac{2(p_B - p_R)}{\rho}} - cd_5 A_5 \sqrt{\frac{2(p_S - p_B)}{\rho}} \quad (4.2)$$

- Para  $x_v \leq 0$

$$q_{VA} = cd_4 A_4 \sqrt{\frac{2(p_A - p_R)}{\rho}} - cd_3 A_3 \sqrt{\frac{2(p_S - p_A)}{\rho}} \quad (4.3)$$

$$q_{VB} = cd_5 A_5 \sqrt{\frac{2(p_S - p_B)}{\rho}} - cd_6 A_6 \sqrt{\frac{2(p_B - p_R)}{\rho}} \quad (4.4)$$

onde:

$cd$  = coeficiente de descarga nos orifícios principal e do orifício de vazamento;

$A_{3,4,5,6}$  = áreas equivalente aos orifícios de controle 3, 4, 5, 6;

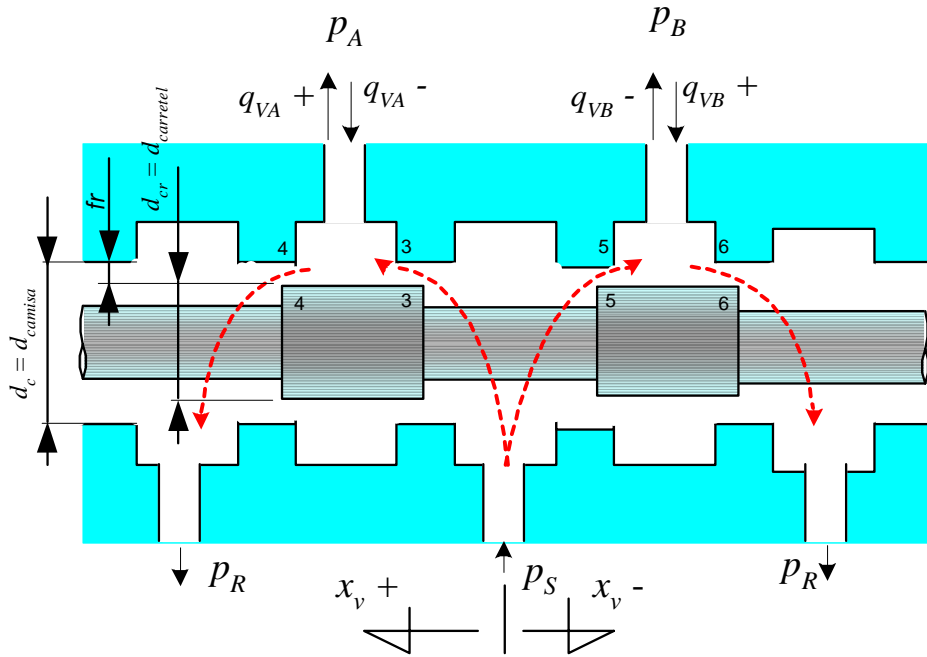
$p_S$  = pressão de suprimento;

$p_R$  = pressão de retorno;

$p_A$  = pressão na câmara A;

$p_B$  = pressão na câmara B;

$\rho$  = massa específica.



**Figura 4.1** - Modelo do par carretel-camisa sem escala. Identificação de parâmetros geométricos variáveis.

### 4.3 DETERMINAÇÃO DE ÁREAS DOS ORIFÍCIOS DE CONTROLE - ( $A_o$ )

#### 4.3.1 Considerando cantos vivos

As áreas, nesta seção, serão determinadas para a região com sobreposição e sem sobreposição. Na região com sobreposição, a área tem uma forma anelar, já para a área sem sobreposição tem a forma geométrica de uma face de cone formado pelo deslocamento da quina do ressalto do carretel em relação a quina do pórtico da camisa e sob influência da folga radial. As figuras 4.2 (a e b) e 4.3 (a e b) representam as áreas das regiões com sobreposição e sem sobreposição.

#### • Para a região com sobreposição

Para a região com sobreposição ( $0 \leq x_v \leq l_{e_{ol}}$ ), considerando-se a figura 4.2(b), tem-se a seguinte área:

$$A_o = A_c - A_{cr} = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{cr}^2}{4} \quad (4.5)$$

onde:

$A_o$  = área da coroa circular;

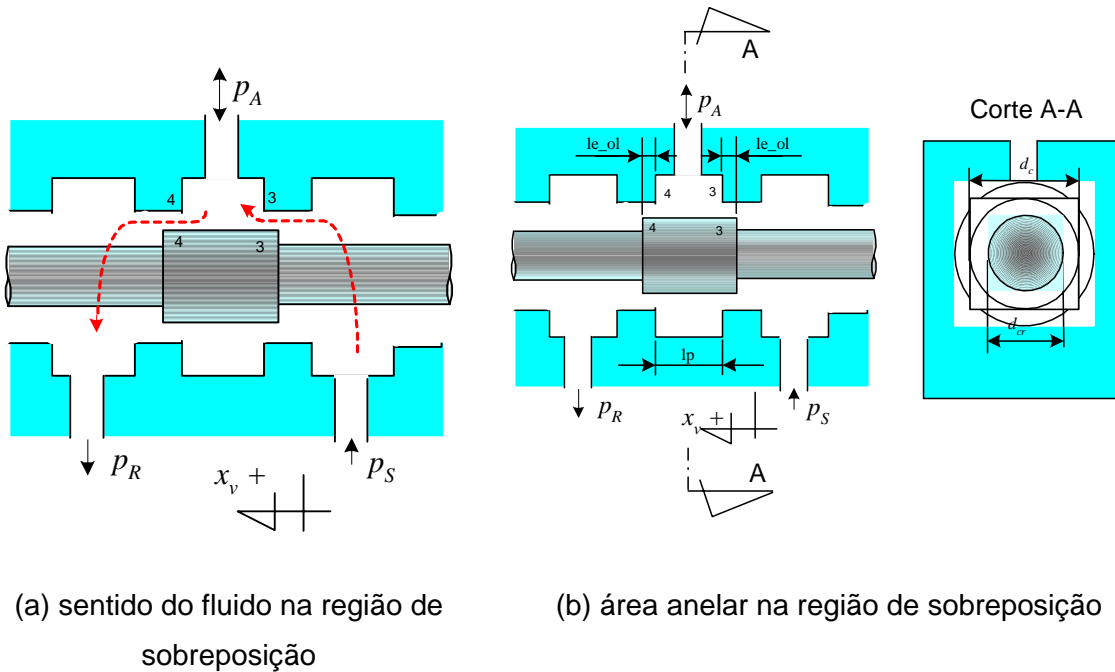
$A_c$  = área da camisa;

$A_{cr}$  = área do carretel;



$d_c$  = diâmetro da camisa;

$d_{cr}$  = diâmetro do carretel.



**Figura 4.2** - Esboço do carretel camisa para determinação da área com sobreposição em cantos vivos.

#### • Para a região sem sobreposição

Para a região sem sobreposição  $l_{e\_ol} \leq x_v \leq x_{vm}$ , figura 4.3(b), temos a seguinte área:

$$d = \sqrt{x^2 + fr^2} \quad (4.6)$$

$$d_{médio} = \frac{d_c + d_{cr}}{2} = d_{cr} + fr \quad (4.7)$$

$$w = \pi \cdot d_{médio} = \pi(d_{cr} + fr) \quad (4.8)$$

$$A_o = \pi(d_{cr} + fr)\sqrt{x^2 + fr^2} \quad (4.9)$$

Onde:

$d_c$  = diâmetro da camisa da válvula;

$d_{cr}$  = diâmetro do carretel;

$fr$  = folga radial;

$d$  = comprimento da abertura entre as quinas do carretel e da camisa da válvula;

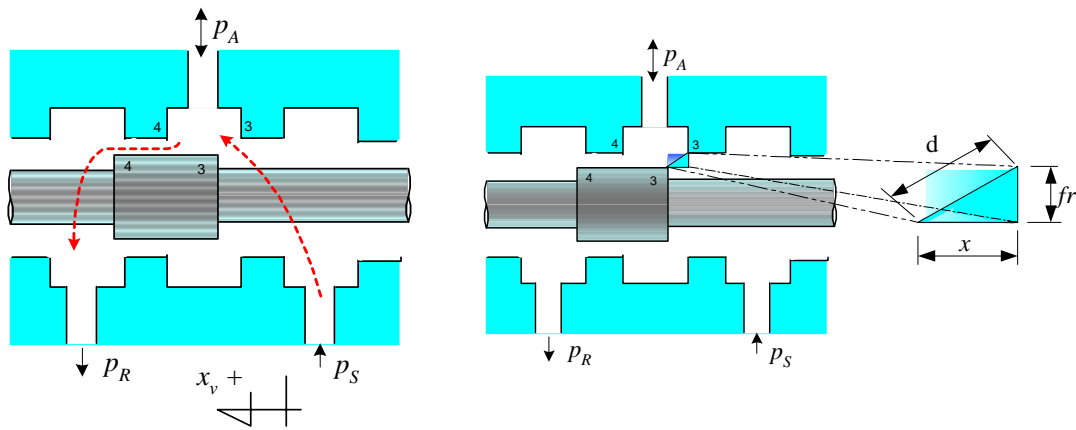
$\nu$  = viscosidade cinemática;

$l_{e\_ol}$  = comprimento de sobreposição;

$x_v$  = deslocamento do carretel em relação a posição central;

$x = x_v - l_{e-ol}$  (deslocamento efetivo do carretel);

$w$  = comprimento no diâmetro médio



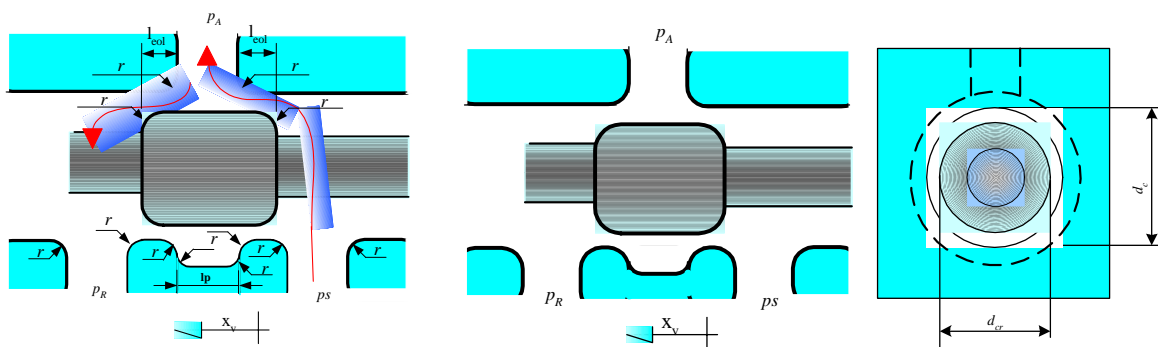
(a) sentido do fluido no orifício de controle.

(b) área de abertura do orifício de controle na região sem sobreposição.

**Figura 4.3** – Esboço do carretel camisa para determinação da área sem sobreposição cantos vivos.

### 4.3.2 Considerando cantos arredondados

- Para a região com sobreposição



(a) sentido do fluido na região de sobreposição

(b) área anelar na região de sobreposição

**Figura 4.4** - Esboço do carretel camisa para determinação da área com sobreposição para cantos arredondados

Para a região com sobreposição ( $0 \leq x_v \leq t$ ) tem-se a seguinte área:

$$A_o = A_c - A_{cr} = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{cr}^2}{4} \quad (4.10)$$

onde:

$A_o$  = área da coroa circular;

$A_c$  = área da camisa;

$A_{cr}$  = área do carretel;

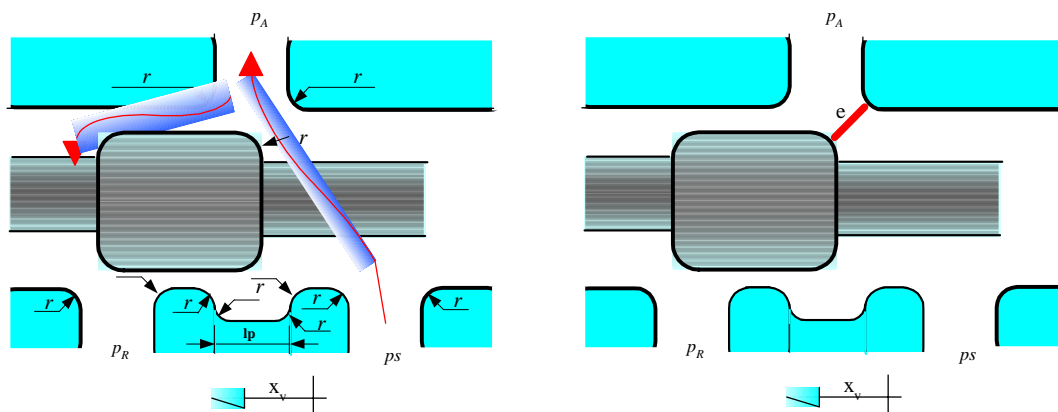
$d_c$  = diâmetro da camisa;

$d_{cr}$  = diâmetro do carretel;

$t$  = comprimento da região anelar compreendida na sobreposição para cantos arredondados;

$r$  = raio dos cantos dos ressaltos do carretel e do pórtico da camisa.

• Para a região sem sobreposição



(a) Sentido do fluido no orifício de Controle

(b) área de abertura do orifício de controle na região sem sobreposição

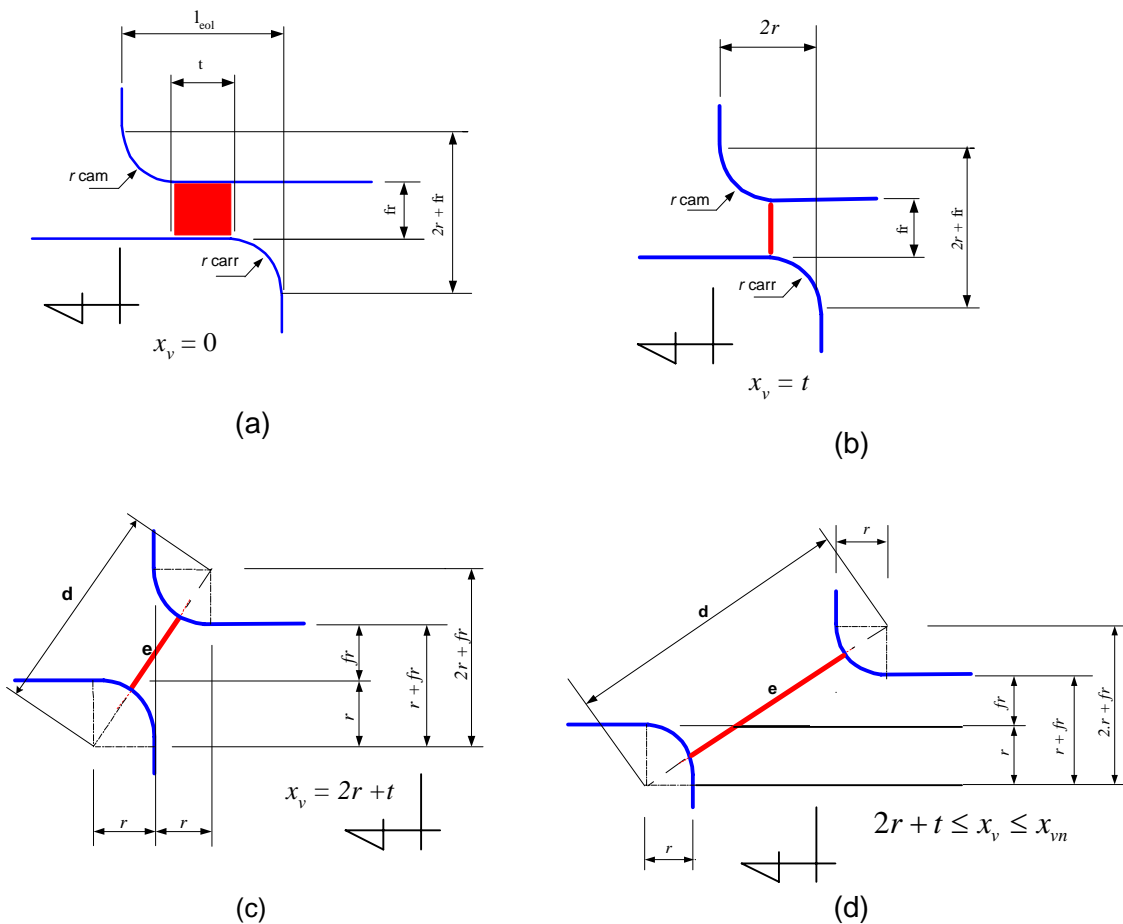
**Figura 4.5** – Esboço do carretel camisa para determinação da área sem sobreposição cantos arredondados

As áreas para os cantos arredondados são ilustrados na figura 4.6, onde:

- $l_{e-ol}$  = comprimento da sobreposição;
- $r$  = raio do carretel é igual ao raio da camisa;
- $lp$  = largura do pórtico da válvula;

A figura 4.6 mostra o orifício de controle considerando as quinças do ressaltos do carretel e pórtico da camisa arredondados. Na figura 4.6(a) é representado o carretel na posição central, mostrando a sobreposição entre o ressaltos do carretel e a camisa da válvula. Nota-se nesta figura que a área de sobreposição tem uma forma anelar. Neste caso

o comprimento da abertura entre o carretel e a camisa é igual à folga radial. Na figura 4.6(b), para  $t = 0$ , onde se inicia a região de alteração do tipo de área dentro da região de sobreposição. O comprimento “e” da abertura entre o carretel e a camisa é igual a folga radial. A figura 4.6(c) mostra o limite entre as regiões com e sem sobreposição. Em 4.6(d), é mostrada a abertura do orifício com o deslocamento nominal do carretel, na região sem sobreposição.



**Figura 4.6** – Representação da área do orifício de controle para cantos arredondados

O cálculo do comprimento ‘e’, entre os pontos de tangência do raio do ressalto do carretel e a camisa da válvula é dado por:

$$e = d - 2r$$

O desenvolvimento do cálculo do comprimento da abertura do orifício de controle neste caso só é válido para pórticos anelares.

A equação 4.11 determina a distância ‘d’ em função do deslocamento quando a alteração do tipo de área ainda está na região de sobreposição, ou seja, quando o deslocamento do carretel está entre  $t \leq x_v \leq 2r + t$  como está representado na região das figuras 4.6(b) e 4.6(c).

$$d = \sqrt{(x_v - t)^2 + (fr + 2r)^2} \quad (4.11)$$

E o comprimento e para este caso é dado:

$$e = \sqrt{(x_v - t)^2 + (fr + 2r)^2} - 2r \quad (4.12)$$

Como a área do orifício de controle é calculada por  $A_o = \pi \cdot d_{médio} \cdot e$ , a área entre as figuras 4.6(b) e 4.6(c) para o intervalo  $(t \leq x_v \leq 2r + t)$  fica:

$$A_{oi} = \pi \cdot (d_{cr} + fr) \left( \sqrt{(x_v - t)^2 + (2r + fr)^2} - 2r \right) \quad (4.13)$$

Para o deslocamento do carretel, na região sem sobreposição, no intervalo  $(2r + t \leq x_v \leq x_{nominal})$  apresentado na figura 4.6(d), a distancia entre o carretel e a camisa é dado pela equação 4.11. A expressão da área para a região sem sobreposição apresentado na figura 4.6(d) é igual a equação 4.13, onde:  $A_{oRSS} = A_{oi}$ .

#### 4.4 ESCOAMENTO NOS ORIFÍCOS DE CONTROLE

As vazões nos orifícios de controle, designados pelos números 3 a 6 na figura 4.1, são modelados através da aplicação dos princípios da mecânica dos fluidos (FOX e McDONALD, 1981). No presente caso, em que se deseja uma avaliação da válvula isoladamente, é importante investigar o tipo de escoamento que ocorre em função do deslocamento do carretel e das pressões de suprimento e nas vias de trabalho *A* e *B* da válvula. Assim sendo, foram desenvolvidas expressões matemáticas para o escoamento laminar e turbulento. A expressão matemática referente ao escoamento de transição para a região com e sem sobreposição determina a mudança do regime de escoamento no orifício. Ocorrendo vazões inferiores a vazão de transição, considerar-se-á o escoamento uma função linear (escoamento laminar) e, caso contrário função quadrática (escoamento turbulento). Nas seções 4.4.1 e 4.4.2, são apresentadas as equações aplicadas nas análises para os tipos de orifícios de controle e tipos de escoamento para os cantos vivos e arredondados.

##### 4.4.1 Vazão no orifício de controle considerando cantos vivos

###### • Região com sobreposição – RCS

Conforme a figura 4.2, quando a faixa do deslocamento do carretel é positiva  $0 \leq x_v < l_{e_{ol}}$ , o orifício de controle é definido pela folga entre o ressalto do carretel e a camisa da válvula, onde o comprimento efetivo da sobreposição varia de acordo com o

deslocamento do carretel. Para descrever a faixa de vazão neste caso, os resultados obtidos para vazão laminar através de placas planas podem ser uma opção. Entretanto, estes resultados podem ser aplicados somente para orifícios de configuração com a folga radial muito menor que o diâmetro do ressalto do carretel e a folga radial muito menor que a região de sobreposição, pode-se admitir que o comportamento do escoamento é semelhante o que ocorre entre as placas planas (von LINSINGEN, 2001). Uma alternativa para descrever a faixa de vazão é baseada nos resultados obtidos por (MERRITT, 1967), para orifícios circular tipo tubo curto conforme figura 4.7, substituindo o diâmetro do tubo pelo diâmetro hidráulico num orifício anelar como:

$$D_h = \frac{4 \cdot A_0}{P_h}$$

O perímetro hidráulico é dado por (DE NEGRI et al., 1998):

$$P_h = \pi(d_c + d_{cr})$$

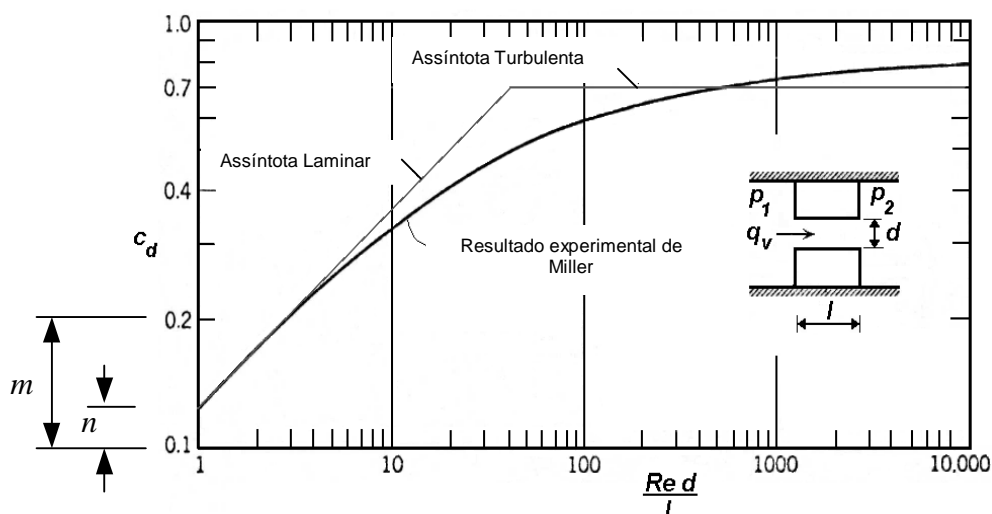
O diâmetro hidráulico na região de sobreposição fica (DE NEGRI et al., 1998):

$$D_{h\_ol} = d_c - d_{cr} = 2 \cdot fr \quad (4.14)$$

E escrevendo o coeficiente de descarga pelas assíntotas sobrepostas por (MERRITT, 1967), nas curvas da figura 4.7, sabendo-se que:

$$Re = \frac{\rho \cdot q_v \cdot D_{h\_ol}}{A_0 \cdot \mu} ; \quad (4.15)$$

$$q_v = cd \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (4.16)$$



**Figura 4.7** – Coeficiente de descarga para um orifício tipo tubo curto

Fazendo o valor da expressão do coeficiente de descarga para um orifício tipo tubo curto seja linear com o  $\Delta p$  é dado por (DE NEGRI et al., 1998):

$$\log cd = \lambda \log \frac{Re.d}{l} + Z \quad (4.17)$$

O valor para  $Z$ , pode ser encontrado através do gráfico da figura 4.7 da seguinte forma:

$$\begin{aligned} m &\rightarrow \log 0,2 - \log 0,1 \\ n &\rightarrow \log cd - \log 0,1 \end{aligned} \Rightarrow \log cd = -0,9468$$

onde:

$$m = 17$$

$$n = 3$$

Adotando

$$\lambda = 0,5 \text{ (inclinação das assíntotas);}$$

$$Z = -0,9468.$$

Substituindo os valores de  $\lambda$  e  $Z$  na equação 4.17, tem-se:

$$\log cd = 0,5 \log \frac{Re.d}{l} - 0,9468 \quad (4.18)$$

Logo  $cd$  fica:

$$cd = 0,1134 \sqrt{\frac{Re.d}{l}} \quad (4.19)$$

Substituindo a equação 4.15 na equação 4.19:

$$cd = 0,1134 \sqrt{\frac{q_v \cdot D_{h_{ol}}^2}{A_0 \cdot v \cdot l_{e_{ol}}}} \quad (4.20)$$

Para o ponto real da curva com  $\frac{Re.d}{l} = 1$  e  $cd = 0,1134$ .

Da equação 4.20, e considerando o coeficiente de descarga associado à assíntota do escoamento turbulento, pode-se determinar a vazão de transição da seguinte forma:

$$\begin{aligned} \frac{Re \cdot D_{h_{ol}}}{l_{e_{ol}}} &= cd_{tur}^2 \cdot (0,1134)^{-2} \\ q_v &= 77,7632 \cdot \frac{A_0 \cdot v \cdot l_{e_{ol}}}{D_{h_{ol}}^2} \cdot cd_{tur}^2 \end{aligned} \quad (4.21)$$

Substituindo as equações 4.20, 4.14 e 4.5 na equação 4.16, tem-se a vazão laminar para a região de sobreposição. Com as equações 4.14 e 4.5 substituindo na equação 4.21, tem-se a vazão de transição para a região de sobreposição. Considerando-se o coeficiente

de descarga como turbulento e, substituindo a equação da área anelar 4.5, na equação 4.16, tem-se a equação da vazão turbulenta para a região de sobreposição.

As equações para o escoamento nos orifícios na região de sobreposição para cantos vivos são apresentadas na tabela 4.1 e 4.2 (DE NEGRI et al., 1998):

**Tabela 4.1** – Equações para escoamento na região de sobreposição

Tipo de escoamento	Equação para área anelar	
	Para orifício 3	Para orifício 4
Laminar	$\frac{0,02572}{\nu \cdot \rho} \cdot \pi \cdot fr^2 \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \frac{(\Delta p_{S-A})}{l_{e-ol3}}$	$\frac{0,02572}{\nu \cdot \rho} \cdot \pi \cdot fr^2 \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \frac{(\Delta p_{A-R})}{l_{e-ol4}}$
Transição	$\pi \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \left( \frac{4.86018 \nu l_{e-ol3} \cdot cd_{turb}^2}{fr^2} \right)$	$\pi \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \left( \frac{4.86018 \nu l_{e-ol4} \cdot cd_{turb}^2}{fr^2} \right)$
Turbulento	$\frac{cd_{turb}}{4\sqrt{\rho}} \cdot \pi \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \cdot \sqrt{2 \cdot (\Delta p_{S-A})}$	$\frac{cd_{turb}}{4\sqrt{\rho}} \cdot \pi \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \cdot \sqrt{2 \cdot (\Delta p_{A-R})}$

**Tabela 4.2** – Equações para escoamento na região de sobreposição

Tipo de escoamento	Equação para área anelar	
	Para orifício 5	Para orifício 6
Laminar	$\frac{0,02572}{\nu \cdot \rho} \cdot \pi \cdot fr^2 \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \frac{(\Delta p_{S-B})}{l_{e-ol5}}$	$\frac{0,02572}{\nu \cdot \rho} \cdot \pi \cdot fr^2 \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \frac{(\Delta p_{B-R})}{l_{e-ol6}}$
Transição	$\pi \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \left( \frac{4.86018 \nu l_{e-ol5} \cdot cd_{turb}^2}{fr^2} \right)$	$\pi \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \left( \frac{4.86018 \nu l_{e-ol6} \cdot cd_{turb}^2}{fr^2} \right)$
Turbulento	$\frac{cd_{turb}}{4\sqrt{\rho}} \cdot \pi \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \cdot \sqrt{2 \cdot (\Delta p_{S-B})}$	$\frac{cd_{turb}}{4\sqrt{\rho}} \cdot \pi \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \cdot \sqrt{2 \cdot (\Delta p_{B-R})}$

Sendo que:

$\nu$  = viscosidade cinemática;

$cd_{turb} = cd$  = coeficiente de descarga turbulento;

$l_{e-ol3} = l_{e-ol6} = l_{e-ol} - x_v$  para faixa de  $(-x_{vn} \leq x_v \leq l_{e-ol})$ ;

$l_{e-ol4} = l_{e-ol5} = l_{e-ol} + x_v$  para faixa de  $(-l_{e-ol} \leq x_v \leq x_{vn})$ ;

Estas duas relações são válidas para a faixa de  $x_v$  formada por:  $-l_{e-ol} \leq x_v \leq l_{e-ol}$ .

#### • Região sem sobreposição – RSS

Considerando a variação do coeficiente de descarga  $cd$  com o número de Reynolds através das assíntotas (MERRITT, 1967), conforme a figura 4.8, existe um limite para o escoamento laminar onde o coeficiente de descarga é considerado proporcional a raiz quadrada do número de Reynolds  $Re$ . Embora os resultados experimentais mostrados na



figura 4.8 foram obtidos para orifícios de canto vivo em uma tubulação, também são aplicáveis para os orifícios de controle de válvulas direcionais tipo carretel deslizante escolhendo um valor entre 0.6 a 0.8. A constante para escoamento laminar ( $\delta$ ), mostrado na figura 4.8, varia de 0.03 a 0.2 de acordo com o tipo de orifício. Para um orifício de canto vivo, que se aproxima a um orifício de controle de uma válvula, o valor teórico para  $\delta$  é de 0.157 (MERRITT, 1967).

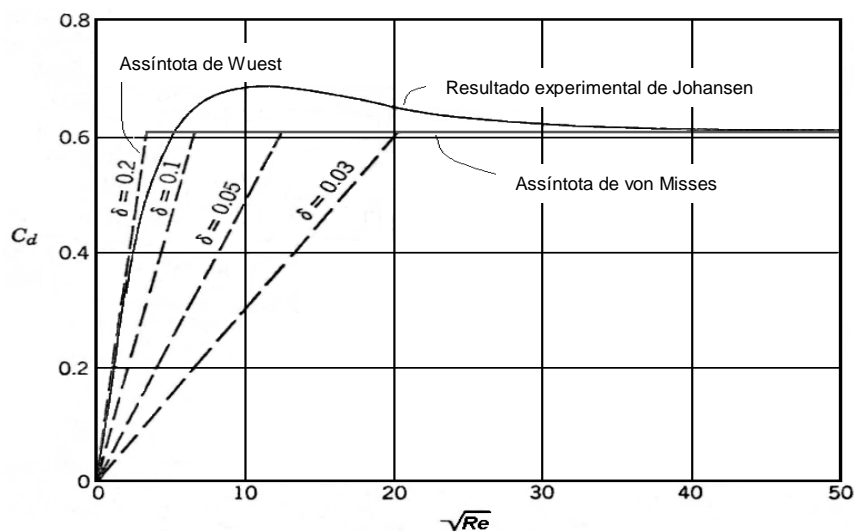
A expressão para uma faixa de escoamento laminar pode ser dada como:

$$cd = \delta \cdot \sqrt{Re} = \delta \cdot \sqrt{\frac{\rho \cdot qv \cdot D_h}{A_0 \cdot \mu}} \quad (4.22)$$

Considerando que o perímetro molhado na região sem sobreposição como  $P_h = \pi \cdot (d_c + d_{cr})$ , o diâmetro hidráulico  $D_h$  fica:

$$D_h = 2 \cdot \sqrt{x^2 + fr^2} \quad (4.23)$$

Substituindo as equações 4.23, 4.22 e 4.9 na equação 4.16, tem-se a equação da vazão laminar para região sem sobreposição. Para encontrar a vazão de transição, substitui-se as equações 4.23 e 4.9 na equação 4.22. E a equação da vazão turbulenta para a região sem sobreposição considera o coeficiente de descarga como turbulento e substitui a equação 4.9 na equação 4.16.



**Figura 4.8** – Variação do coeficiente de descarga com número de Reynolds para cantos vivos e arredondados

As equações para o escoamento nos orifícios na região sem sobreposição são apresentadas na tabela 4.3 e 4.4 (DE NEGRI et al., 1998):

**Tabela 4.3 – Equações para escoamento na região sem sobreposição**

Tipo de escoamento	Equação para região sem sobreposição	
	Para orifício 3	Para orifício 4
Laminar	$\frac{4.\pi\delta^2}{\nu.\rho} (x_3^2 + fr^2)(d_{cr} + fr)(\Delta p_{S-A})$	$\frac{4.\pi\delta^2}{\nu.\rho} (x_4^2 + fr^2)(d_{cr} + fr)(\Delta p_{A-R})$
Transição	$\frac{cd_{turb}^2}{2.\delta^2} .\pi.v.(d_{cr} + fr)$	
Turbulento	$cd_{turb}.\pi.(d_{cr} + fr).\sqrt{(x_3)^2 + (fr)^2} .\sqrt{\frac{2}{\rho} .(\Delta p_{S-A})}$	$cd_{turb}.\pi.(d_{cr} + fr).\sqrt{(x_4)^2 + (fr)^2} .\sqrt{\frac{2}{\rho} .(\Delta p_{A-R})}$

**Tabela 4.4 – Equações para escoamento na região sem sobreposição**

Tipo de escoamento	Equação para região sem sobreposição	
	Para orifício 5	Para orifício 6
Laminar	$\frac{4.\pi\delta^2}{\nu.\rho} (x_5^2 + fr^2)(d_{cr} + fr)(\Delta p_{S-B})$	$\frac{4.\pi\delta^2}{\nu.\rho} (x_6^2 + fr^2)(d_{cr} + fr)(\Delta p_{B-R})$
Transição	$\frac{cd_{turb}^2}{2.\delta^2} .\pi.v.(d_{cr} + fr)$	
Turbulento	$cd_{turb}.\pi.(d_{cr} + fr).\sqrt{(x_5)^2 + (fr)^2} .\sqrt{\frac{2}{\rho} .(\Delta p_{S-B})}$	$cd_{turb}.\pi.(d_{cr} + fr).\sqrt{(x_6)^2 + (fr)^2} .\sqrt{\frac{2}{\rho} .(\Delta p_{B-R})}$

Sendo que:

$$x_3 = x_6 = x_v - l_{e-ol} \text{ para faixa de } (l_{e-ol} \leq x_v \leq x_{vn});$$

$$x_4 = x_5 = l_{e-ol} + x_v \text{ para faixa de } (-x_{vn} \leq x_v \leq -l_{e-ol});$$

#### 4.4.2 Vazão no orifício de controle considerando cantos arredondados

##### • Região com sobreposição – RCS

As equações para o escoamento nos orifícios na região de sobreposição para cantos arredondados são apresentadas nas tabelas 4.5 e 4.6.

Substituindo as equações 4.20, 4.14 e 4.10 na equação 4.16, tem-se a vazão laminar para a região de sobreposição, sendo que a sobreposição neste caso é igual a  $l_{e-ol} = 2r + t$ . Para a vazão de transição considerando a região de sobreposição, substitui as equações 4.14 e 4.10 na equação 4.21. Considerando-se o coeficiente de descarga como turbulento e,

substitui-se a equação da área anelar 4.10, na equação 4.16, tem-se a equação da vazão turbulenta para a região de sobreposição.

As equações para o escoamento nos orifícios na região de sobreposição considerando cantos arredondados, são apresentadas na tabela 4.5 e 4.6. Estas equações estão relacionadas ao tipo de escoamento na região de sobreposição considerando a região anelar.

**Tabela 4.5 – Equações para escoamento na região de sobreposição**

Tipo de escoamento	Equações considerando a região anelar	
	Para orifício 3	Para orifício 4
Laminar	$\frac{0,02572}{\nu \cdot \rho} \cdot \pi \cdot fr^2 \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \cdot \frac{(\Delta p_{S-A})}{l_{e-ol3}}$	$\frac{0,02572}{\nu \cdot \rho} \cdot \pi \cdot fr^2 \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \cdot \frac{(\Delta p_{A-R})}{l_{e-ol4}}$
Transição	$\pi \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \cdot \left( \frac{4.86018 \nu \cdot l_{e-ol3} \cdot cd_{turb}^2}{fr^2} \right)$	$\pi \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \cdot \left( \frac{4.86018 \nu \cdot l_{e-ol4} \cdot cd_{turb}^2}{fr^2} \right)$
Turbulento	$\frac{cd_{turb}}{4\sqrt{\rho}} \cdot \pi \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \cdot \sqrt{2 \cdot (\Delta p_{S-A})}$	$\frac{cd_{turb}}{4\sqrt{\rho}} \cdot \pi \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \cdot \sqrt{2 \cdot (\Delta p_{A-R})}$

**Tabela 4.6 – Equações para escoamento na região de sobreposição**

Tipo de escoamento	Equações considerando a região anelar	
	Para orifício 5	Para orifício 6
Laminar	$\frac{0,02572}{\nu \cdot \rho} \cdot \pi \cdot fr^2 \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \cdot \frac{(\Delta p_{S-B})}{l_{e-ol5}}$	$\frac{0,02572}{\nu \cdot \rho} \cdot \pi \cdot fr^2 \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \cdot \frac{(\Delta p_{B-R})}{l_{e-ol6}}$
Transição	$\pi \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \cdot \left( \frac{4.86018 \nu \cdot l_{e-ol5} \cdot cd_{turb}^2}{fr^2} \right)$	$\pi \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \cdot \left( \frac{4.86018 \nu \cdot l_{e-ol6} \cdot cd_{turb}^2}{fr^2} \right)$
Turbulento	$\frac{cd_{turb}}{4\sqrt{\rho}} \cdot \pi \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \cdot \sqrt{2 \cdot (\Delta p_{S-B})}$	$\frac{cd_{turb}}{4\sqrt{\rho}} \cdot \pi \cdot (d_c^2 - d_{cr}^2) \cdot \sqrt{2 \cdot (\Delta p_{B-R})}$

Sendo que:

$$l_{e-ol3} = l_{e-ol6} = l_{e-ol} - x_v \text{ para faixa de } (-x_{vn} \leq x_v \leq t);$$

$$l_{e-ol4} = l_{e-ol5} = l_{e-ol} + x_v \text{ para faixa de } (-t \leq x_v \leq x_{vn});$$

Nas tabelas 4.7 e 4.8 apresenta-se as equações para o escoamento quando há alteração no tipo da área dentro da região de sobreposição. A alteração da área na região de sobreposição, conforme figuras 4.6(b) e 4.6(c), está compreendida na faixa entre  $t \leq x_v \leq 2r + t$ . Substituindo-se a equação do diâmetro hidráulico da alteração de área 4.24, no diâmetro hidráulico da equação 4.20 tem-se o valor de  $cd$  para a região de alteração de área. Com o valor do  $cd$  para a região de alteração de área e com a equação 4.13 e

substituindo na equação 4.16, tem-se a vazão laminar para a região de sobreposição com alteração de área. Para a vazão de transição, na alteração da área na região de sobreposição, substitui-se as equações 4.24 e 4.13 na equação 4.21, sabendo-se que para esta região de alteração  $A_0 = A_{oi}$  e  $D_{h_{ol}} = D_{hoi}$ . Considerando que a vazão é turbulenta, substituir a equação 4.13 na equação 4.16. A área de alteração  $A_{oi}$  indicada nas equações das tabelas 4.7 e 4.8, é apresentada na seção 4.3.2.2 deste capítulo.

O diâmetro hidráulico para a região de alteração de área fica:

$$D_{hoi} = 4.\pi.(d_{cr} + fr) \quad (4.24)$$

**Tabela 4.7** – Equações para escoamento na região intermediária de sobreposição

Tipo de escoamento	Equações considerando a faixa alteração da área na região anelar	
	Para orifício 3	Para orifício 4
Laminar	$\frac{0,02572}{\nu.\rho} .D_{hoi} .A_{oi} . \frac{(\Delta p_{S-A})}{l_{e_{ol3}}}$	$\frac{0,02572}{\nu.\rho} .D_{hoi} .A_{oi} . \frac{(\Delta p_{A-R})}{l_{e_{ol4}}}$
Transição	$\frac{77,7632 A_{oi} . \nu . l_{e_{ol3}} . cd_{turb}^2}{D_{hoi}^2}$	$\frac{77,7632 A_{oi} . \nu . l_{e_{ol4}} . cd_{turb}^2}{D_{hoi}^2}$
Turbulento	$cd_{turb} . A_{oi} . \sqrt{\frac{2}{\rho} . (\Delta p_{S-A})}$	$cd_{turb} . A_{oi} . \sqrt{\frac{2}{\rho} . (\Delta p_{A-R})}$

**Tabela 4.8** – Equações para escoamento na região intermediária de sobreposição

Tipo de escoamento	Equações considerando a faixa alteração da área na região anelar	
	Para orifício 5	Para orifício 6
Laminar	$\frac{0,02572}{\nu.\rho} .D_{hoi} .A_{oi} . \frac{(\Delta p_{S-B})}{l_{e_{ol5}}}$	$\frac{0,02572}{\nu.\rho} .D_{hoi} .A_{oi} . \frac{(\Delta p_{B-R})}{l_{e_{ol6}}}$
Transição	$\frac{77,7632 A_{oi} . \nu . l_{e_{ol5}} . cd_{turb}^2}{D_{hoi}^2}$	$\frac{77,7632 A_{oi} . \nu . l_{e_{ol6}} . cd_{turb}^2}{D_{hoi}^2}$
Turbulento	$cd_{turb} . A_{oi} . \sqrt{\frac{2}{\rho} . (\Delta p_{S-B})}$	$cd_{turb} . A_{oi} . \sqrt{\frac{2}{\rho} . (\Delta p_{B-R})}$

Sendo que:

$$l_{e_{ol3}} = l_{e_{ol6}} = l_{e_{ol}} - x_v \text{ para faixa de } (t \leq x_v \leq (2r + t));$$

$$l_{e_{ol4}} = l_{e_{ol5}} = l_{e_{ol}} + x_v \text{ para faixa de } (- (2r + t) \leq x_v \leq -t);$$

### • Região sem sobreposição – RSS

As tabelas 4.9 e 4.10 apresentam as equações para escoamento na região sem sobreposição para cantos arredondados.

O diâmetro hidráulico para a região sem sobreposição para canto arredondado é dado por:

$$D_{hoRSS} = 2 \cdot \sqrt{(x_v - t)^2 + (2r + fr)^2} - 2r \quad (4.25)$$

A vazão para a região sem sobreposição, conforme figuras 4.6(d), está compreendida na faixa entre  $2r + t \leq x_v \leq x_{vm}$ . Substituindo-se a equação do diâmetro hidráulico 4.25, no diâmetro hidráulico da equação 4.22 tem-se o valor de  $cd$  para a região sem sobreposição. Com o valor do  $cd$  para a região sem sobreposição e com a equação 4.13, substituindo-as na equação 4.16, tem-se a vazão laminar para a região sem sobreposição para cantos arredondados. Para a vazão de transição, substitui-se as equações 4.25 e 4.13 na equação 4.22, sabendo-se que na região sem sobreposição considerando cantos arredondados, o  $A_o = A_{oRSS}$  e  $D_{h_{ol}} = D_{hoRSS}$ . A equação da vazão turbulenta substitui a equação 4.13 na equação 4.16 e considera o coeficiente de descarga como turbulento.

**Tabela 4.9** – Equações para escoamento na região sem sobreposição

Tipo de escoamento	Equação para região sem sobreposição	
	Para orifício 3	Para orifício 4
Laminar	$\frac{2 \cdot \delta^2}{v \cdot \rho} \cdot D_{hoRSS} \cdot A_{oRSS} \cdot (\Delta p_{S-A})$	$\frac{2 \cdot \delta^2}{v \cdot \rho} \cdot D_{hoRSS} \cdot A_{oRSS} \cdot (\Delta p_{A-R})$
Transição	$\frac{cd_{turb}^2}{2 \cdot \delta^2} \cdot v \cdot \frac{A_{oRSS}}{D_{hoRSS}}$	
Turbulento	$cd_{turb} \cdot A_{oRSS} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (\Delta p_{S-A})}$	$cd_{turb} \cdot A_{oRSS} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (\Delta p_{A-R})}$

**Tabela 4.10** – Equações para escoamento na região sem sobreposição

Tipo de escoamento	Equação para região sem sobreposição	
	Para orifício 5	Para orifício 6
Laminar	$\frac{2 \cdot \delta^2}{v \cdot \rho} \cdot D_{hoRSS} \cdot A_{oRSS} \cdot (p_{S-B})$	$\frac{2 \cdot \delta^2}{v \cdot \rho} \cdot D_{hoRSS} \cdot A_{oRSS} \cdot (p_{B-R})$
Transição	$\frac{cd_{turb}^2}{2 \cdot \delta^2} \cdot v \cdot \frac{A_{oRSS}}{D_{hoRSS}}$	
Turbulento	$cd_{turb} \cdot A_{oRSS} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_{S-B})}$	$cd_{turb} \cdot A_{oRSS} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_{B-R})}$

## 4.5 DETERMINAÇÃO DA VAZÃO EFETIVA

Para avaliar o tipo de escoamento através do orifício de controle, foram usadas as equações das tabelas 4.1 a 4.10, que apresentam as equações dos orifícios 3, 4, 5 e 6 para cantos vivos e arredondados. Estas equações foram simuladas usando o software MatLab. Os resultados da simulação e avaliação do tipo de escoamento são apresentados nas curvas de vazão das seções 4.6.1 e 4.6.2. A vazão de transição não depende do deslocamento do carretel. No algoritmo proposto esta vazão determina quando há mudança do tipo de escoamento de laminar para turbulento ou vice-versa dentro ou fora da região de sobreposição que pode ser visto nas curvas das figuras 4.7 e 4.8 que foram usadas para determinar os coeficientes de descarga. O programa usado na simulação teórica é apresentado no apêndice D. Uma forma simplificada do algoritmo usado na simulação está apresentada abaixo:

```
Se  $q_{vlam} \leq q_{vtran}$   
então  
     $q_{ve} = q_{vlam}$   
senão  
     $q_{ve} = q_{vturb}$ 
```

## 4.6 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES TEÓRICAS

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos através de simulações usando o software MatLab. As simulações foram realizadas utilizando as equações das seções 4.4.1 e 4.4.2. O comprimento da sobreposição adotado nas simulações foi de  $40 \times 10^{-6}$  m, sendo que este valor é usado no algoritmo para cantos vivos e arredondados. Para os cantos arredondados, o valor real da sobreposição nas simulações é de  $40 \times 10^{-6}$  m, considerando o comprimento dos raios e da região anelar. A sobreposição usada nas simulações teóricas ocasiona nas curvas apresentadas uma zona morta para cantos vivos e cantos arredondados que pode ser observado nas curvas de vazão devido à sobreposição que foi considerada na simulação. Os valores usados na simulação teórica apresentada na tabela 4.11 são para uma válvula direcional proporcional NG10 marca BOSCH com a mesma ordem de grandeza com os dados apresentados por (DE NEGRI et al., 1998).

**Tabela 4.11** – Dados para simulação teórica

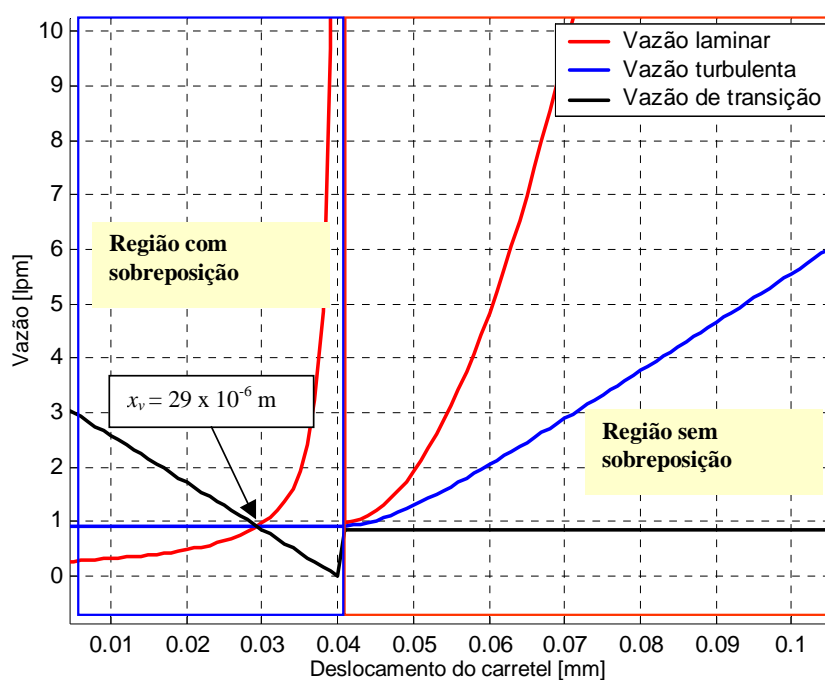
Símbolo	Descritivo	Valor
$c_{d_{turb}}$	Coeficiente de descarga para escoamento turbulento	0.7
$f_r$	Folga radial	$10 \times 10^{-6}$ m
$d_c$	Diâmetro da camisa da válvula	$12 \times 10^{-3}$ m
$d_{cr}$	Diâmetro do carretel da válvula	$11,98 \times 10^{-3}$ m
$l_{e_{ol}}$	Comprimento da sobreposição	$40 \times 10^{-6}$ m
$p_S$	Pressão de suprimento	6 Mpa
$x_v$	Deslocamento do carretel	$1 \times 10^{-3}$ m
$\rho$	Massa específica do óleo	900 Kg/m <sup>3</sup>
$\nu$	Viscosidade cinemática óleo	$40 \times 10^{-6}$ m <sup>2</sup> /s
$r$	Raio de arredondamento	$10 \times 10^{-6}$ m
$\delta$	Constante para escoamento laminar	0.16

#### 4.6.1 Resultados considerando cantos vivos

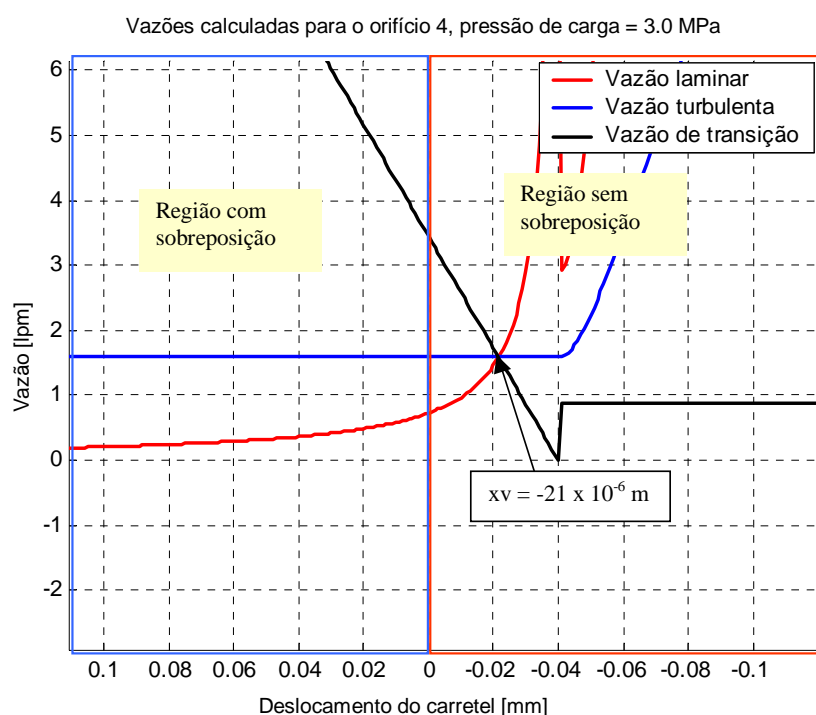
##### • Vazões referentes à via de trabalho A

A figura 4.9 mostra as curvas das vazões laminar e turbulenta no orifício 3 da via A com relação a uma diferença de pressão de 3 MPa. Observa-se que o carretel ao se deslocar para abrir o orifício de controle, na região com sobreposição, a vazão é laminar até  $x_v = 29 \times 10^{-6}$  m; após este ponto dentro na região de sobreposição acontece uma vazão turbulenta. Logo após, na região sem sobreposição, a vazão continua turbulenta.

Vazões calculadas para orifício 3, pressão de carga = 3.0 MPa

**Figura 4.9** – Vazões na região com e sem sobreposição orifício 3

A figura 4.10 apresenta as curvas das vazões no orifício 4, para deslocamento positivo e negativo. Observa-se que para o deslocamento do carretel no sentido negativo, no ponto  $x_v = -21 \times 10^{-6}$  m ocorre a mudança de vazão laminar para turbulento. Já no sentido positivo a partir de  $x_v = 0$ , a vazão é laminar. Neste orifício observa-se que quanto maior o deslocamento carretel no sentido positivo maior o aumento da sobreposição e, desta forma, a vazão continua sendo laminar reduzindo assim o efeito do vazamento.

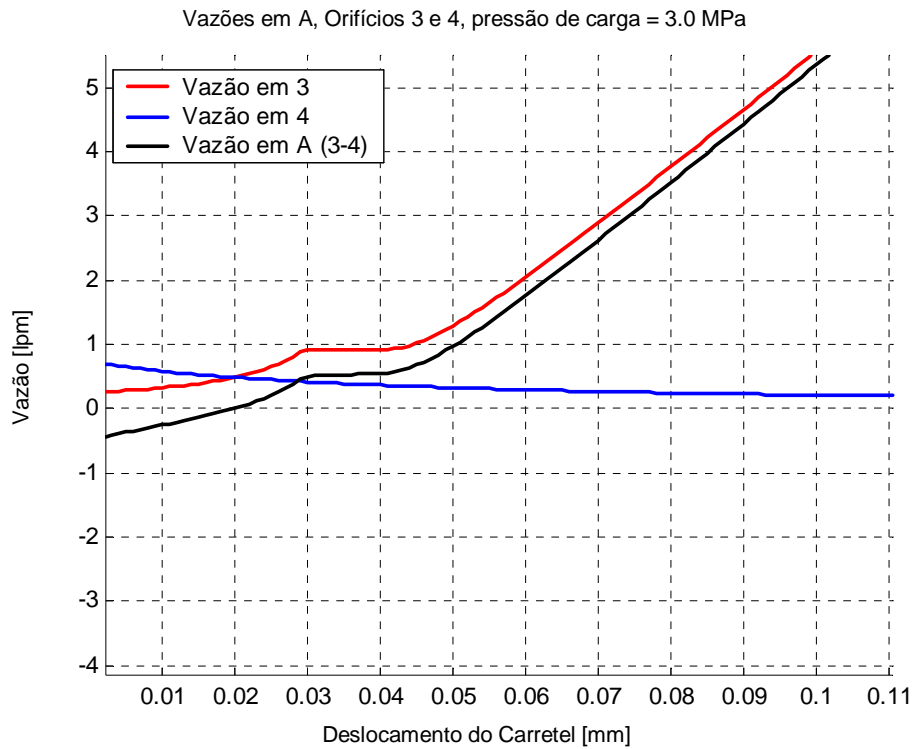


**Figura 4.10** – Vazões na região com e sem sobreposição no orifício 4

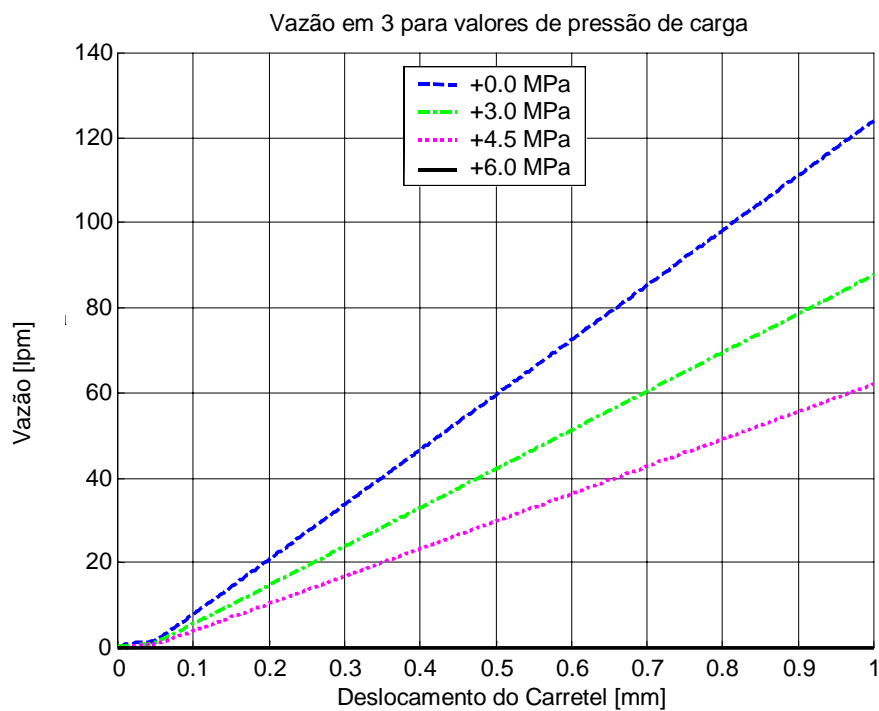
Na figura 4.11 são apresentadas as curvas de vazões nos orifício 3, 4 e a vazão total na via A da válvula em função do deslocamento do carretel a uma pressão de carga de 3MPa. No orifício 3 a vazão entre  $x_v = 0$  a  $x_v = 40 \times 10^{-6}$  m (região de sobreposição) o seu comportamento laminar e turbulento. A curva pontilhada é a curva da vazão no orifício 3, o traço-ponto e a curva da vazão no orifício 4. A vazão total na via A está representado pela curva traço-dois-pontos.

As curvas da figura 4.12, correspondem a vazão no orifício 3 para diferentes pressões de carga. Quando não há carga na via A, a vazão no orifício 3 é máxima, e a medida que a pressão de carga vai aumentando a vazão vai diminuindo. Observa-se que quando a pressão de suprimento é igual a pressão de carga, a vazão no orifício 3 é nula, isto se deve por não haver diferença de pressão nas vias  $p_S$  e  $p_A$ .





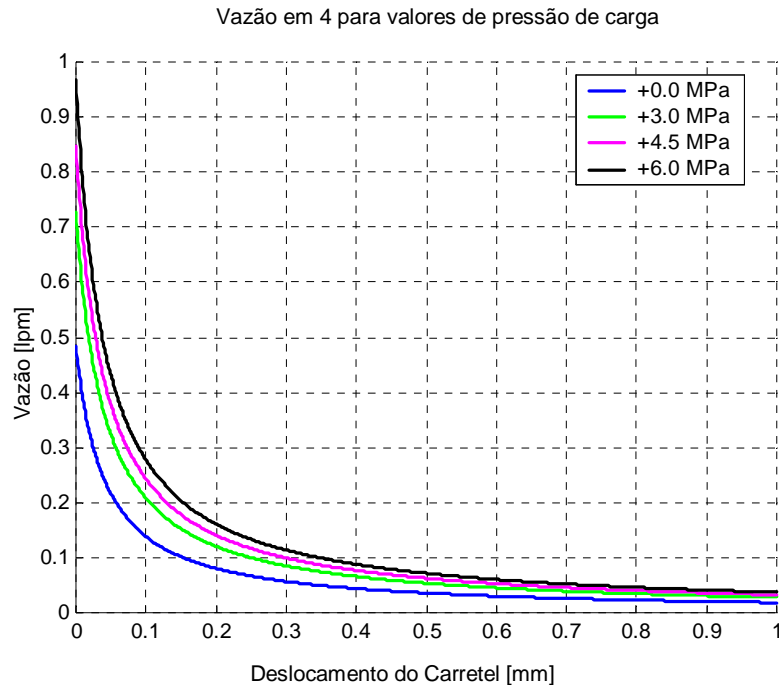
**Figura 4.11** - Vazão na via A versus deslocamento do carretel



**Figura 4.12** - Vazão no orifício 3 versus deslocamento do carretel

As curvas da figura 4.13 mostram a vazão no orifício 4, considerado como o vazamento interno da válvula para  $x_v > 0$ . Quando a pressão de suprimento for igual a pressão de carga, o vazamento no orifício 4 será máximo. Entende-se que a quantidade de fluido que entra no orifício 3, para manter a carga parada, é a mesma que sai no orifício 4,

sendo isto é valido quando a pressão de carga é igual a zero e pressão na via de trabalho A é igual a metade da pressão de suprimento. Outro ponto importante a ser observado é que a medida que o carretel se desloca o vazamento diminui.



**Figura 4.13** – Vazão no orifício 4 versus deslocamento do carretel

Nas curvas da figura 4.14 são mostradas as vazões totais da via A. Nestas curvas está incluído o efeito de vazamento interno. Pode-se observar que quando a pressão de carga for igual a pressão de suprimento, na condição em que  $p_A = 6$  Mpa, a vazão (curva contínua) nesta via é negativa representado o efeito de vazamento interno.

As vazões nas vias 3 e 4 são apresentadas na figura 4.15. Observa-se que, quando o carretel se desloca para a esquerda, no sentido positivo, (orifício 3), as vazões vão diminuindo conforme o aumento da pressão de carga, isto se dá devido a diferença de pressão neste orifício que é de:  $\sqrt{(p_S - p_A)}$ . A pressão  $p_A$  foi definida no capítulo 2. Neste caso, quando  $p_A = p_S$ , não há diferencial de pressão e conseqüentemente não haverá vazão neste orifício. Como a vazão no orifício 4 é maior para o deslocamento do carretel à direita, no sentido negativo, a vazão depende somente da raiz quadrada da pressão  $p_A$  pois, a pressão de retorno é considerada zero.

Na figura 4.16 verifica-se que, para cada valor de deslocamento, tem-se uma curva característica. Para um determinado valor de  $p_C$  tem-se vários valores de vazão em função do deslocamento do carretel. Nota-se que para pressões de carga próximas a pressão de

suprimento, todas as curvas convergem de forma acentuada para uma vazão nula, apresentando um comportamento fortemente não linear.

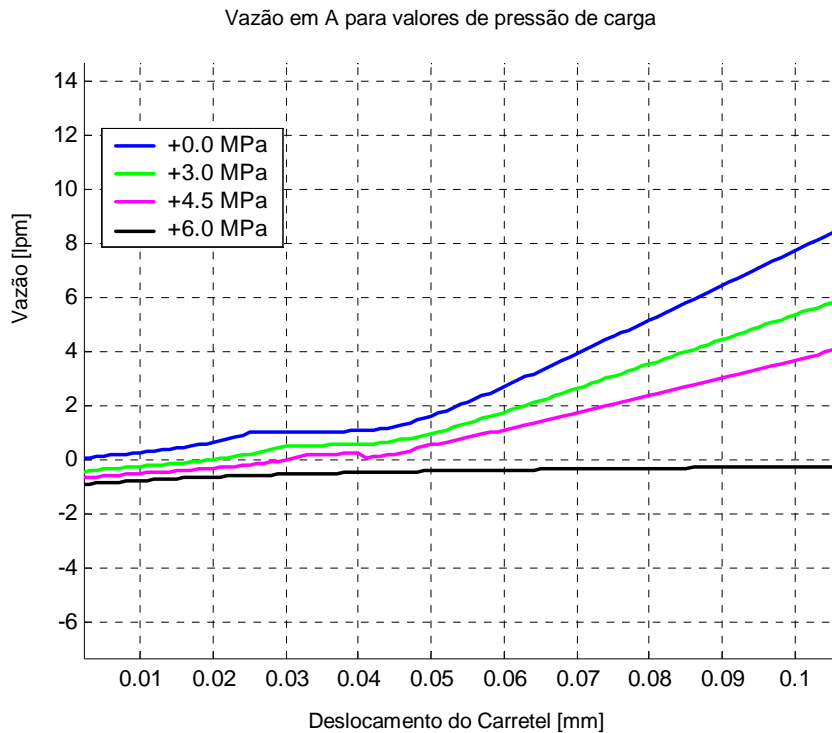


Figura 4.14 - Vazão total na via A versus deslocamento do carretel

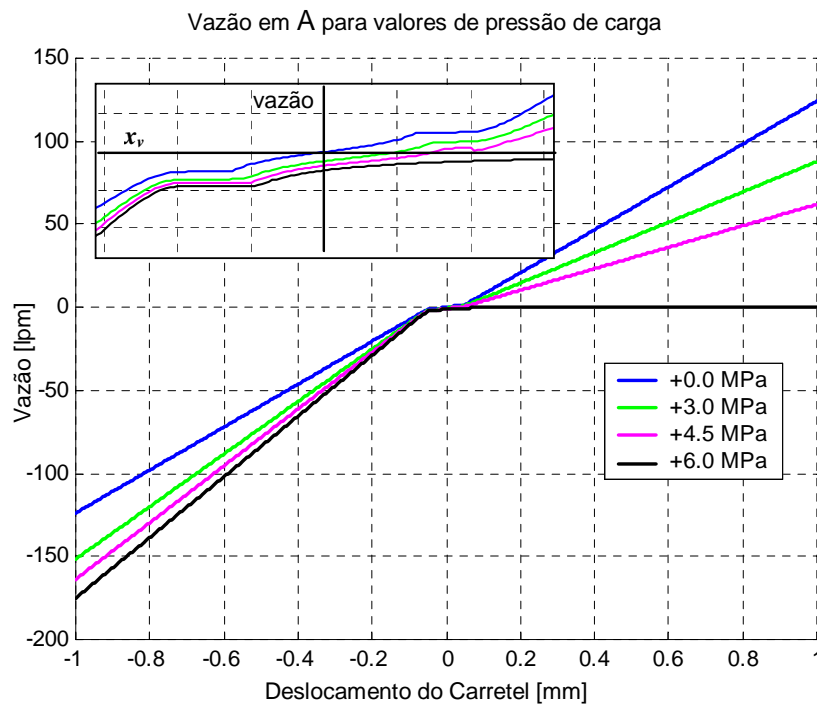
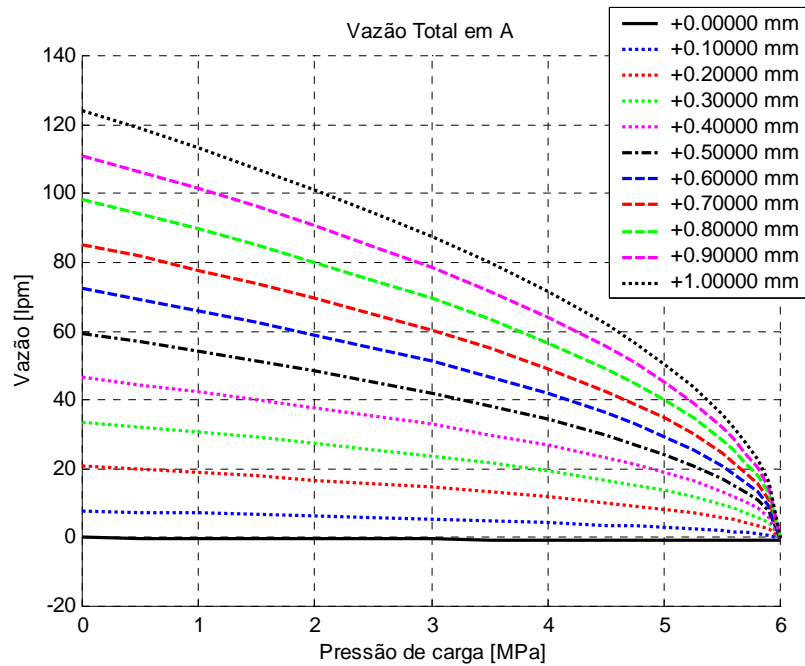


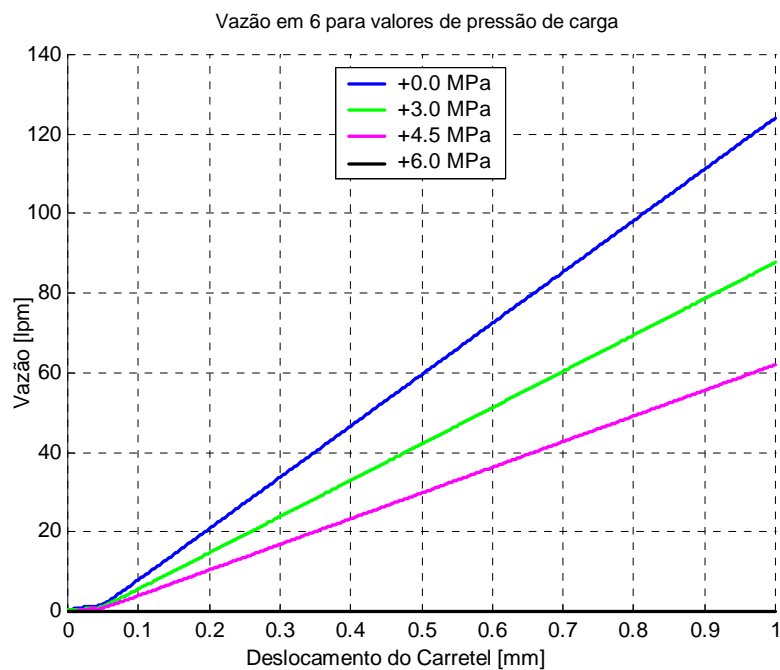
Figura 4.15 - Vazão total na via A para deslocamento do ressalto do carretel



**Figura 4.16** – Vazão total na via A versus pressão de carga

#### • Vazões referentes à via de trabalho B

As figuras 4.17 a 4.20 mostram as curvas de vazão para a via B, referentes pressões de carga, com comportamento equivalente ao mostrado para a via A.



**Figura 4.17**– Vazão no orifício 6 versus deslocamento do carretel

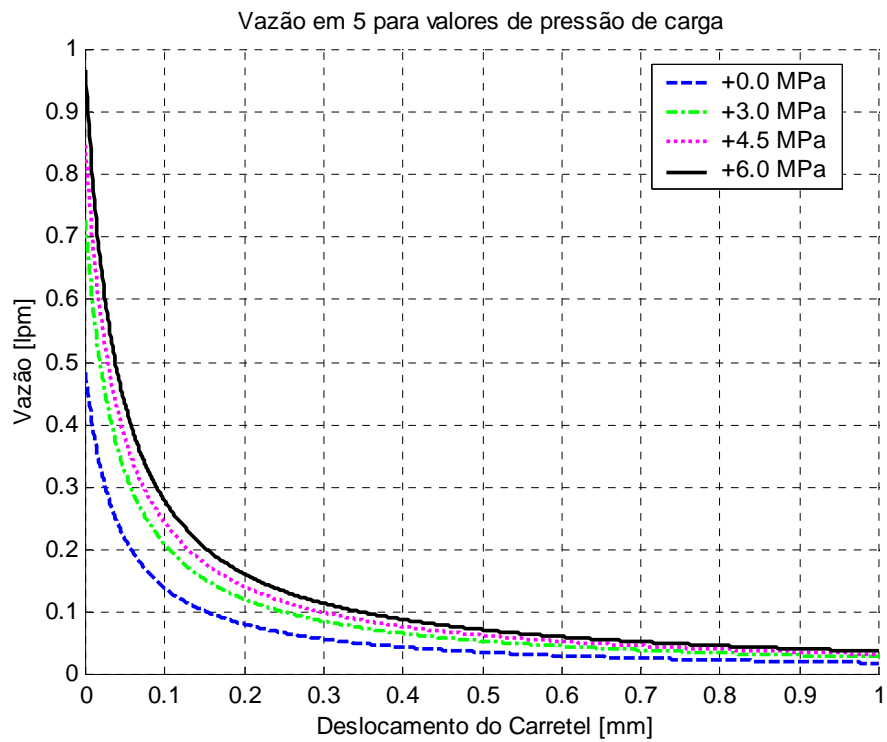


Figura 4.18 – Vazão no orifício 5 versus deslocamento do carretel

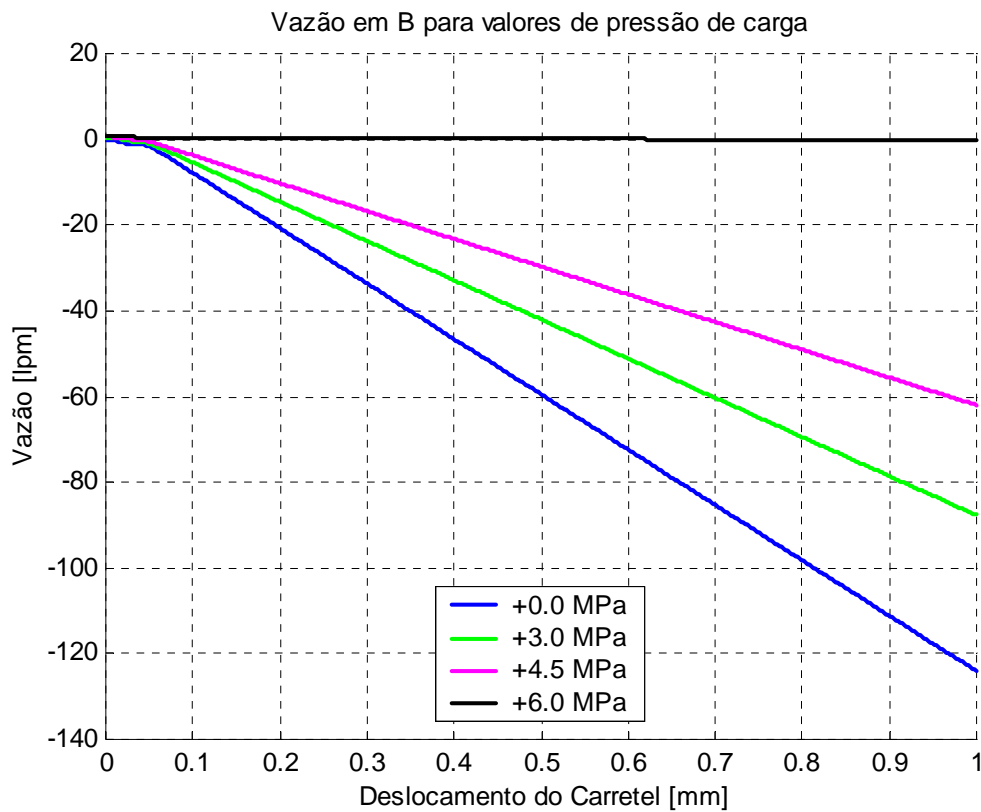
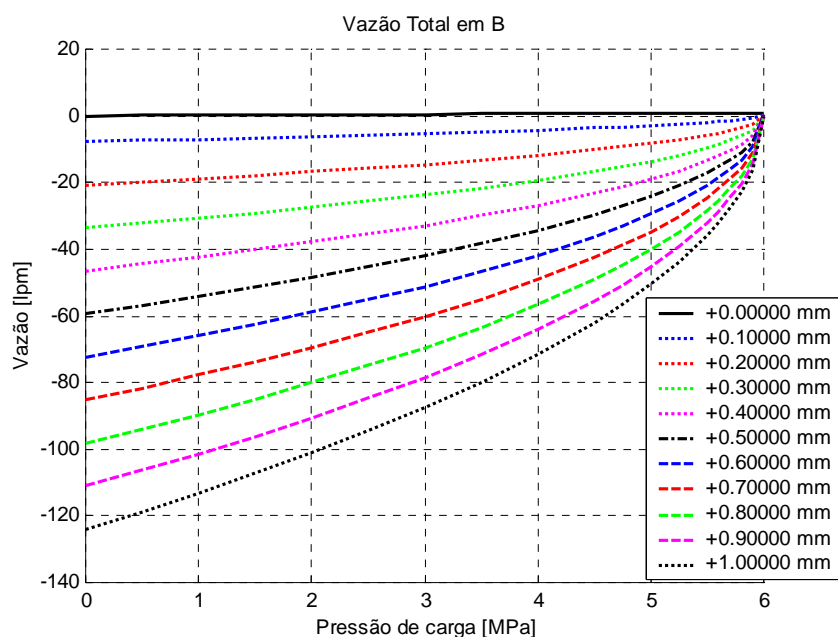


Figura 4.19 – Vazão total no orifício B versus deslocamento do carretel



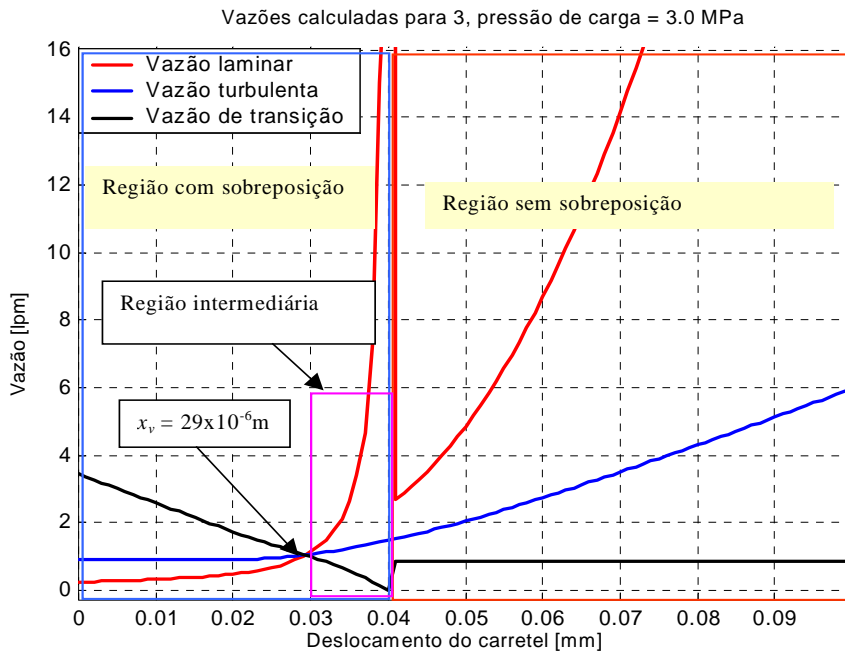
**Figura 4.20** - Vazão total na via *B* versus pressão de carga

#### 4.6.2 Resultados considerando cantos arredondados

As curvas das vazões apresentadas nas figuras 4.21 a 4.35, são referentes aos cantos arredondados para vias de trabalho *A* e *B*. Nota-se que estas curvas de vazão têm a mesma forma das curvas de vazão para cantos vivos. Nas curvas para cantos arredondados a faixa de transição, onde define se é vazão laminar ou turbulenta, apresenta vazões maiores que a de canto vivo. Nos cantos arredondados o orifício de controle é determinado antes que a face do ressalto do carretel fique paralelo com a face do pórtico da válvula, como pode ser observado na figura 4.6. A figura 4.36 mostra a diferença da vazão entre os canto vivo e o canto arredondado para a via de trabalho *A*.

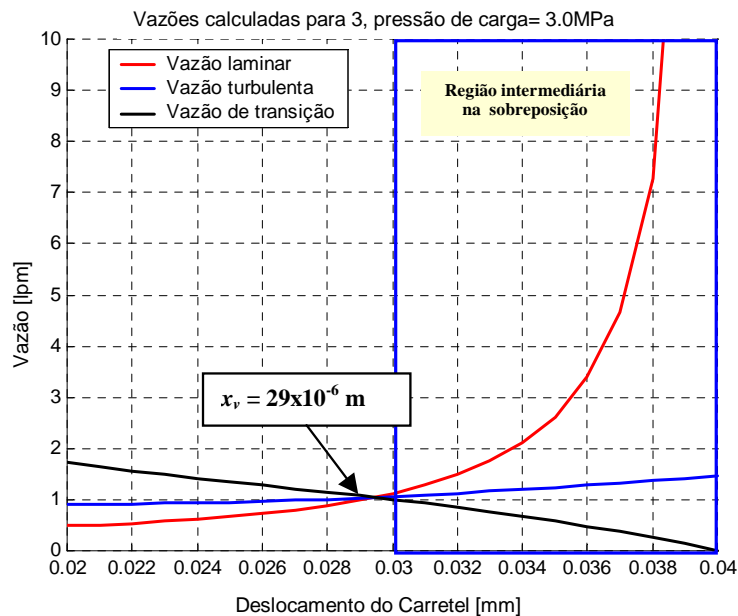
##### • Vazões referentes à via de trabalho *A*

Observa-se na figura 4.21 que o carretel, ao se deslocar, abrindo o orifício de controle, na região com sobreposição. A vazão é laminar até  $x_v = 29 \times 10^{-6}$  m, sendo que a região considerada como sobreposição está dentro da faixa de  $0 \leq x_v \leq 2r + t$ , o que pode ser visto na figura 4.6(a). O ponto de mudança do escoamento laminar para turbulento teoricamente é o mesmo para cantos vivos e arredondados, o que observa-se é uma pequena diferença da vazão compreendida entre  $x_v = 29 \times 10^{-6}$  m a  $x_v = 40 \times 10^{-6}$  m. Para a região intermediária, onde ocorre a mudança de área dentro da sobreposição conforme figura 4.6(b e c), compreendida entre  $t \leq x_v \leq 2r + t$ . Observa-se também que o escoamento é turbulento dentro da região anelar, ou seja, bem no início da região intermediária, conforme mostrado na figura 4.21.



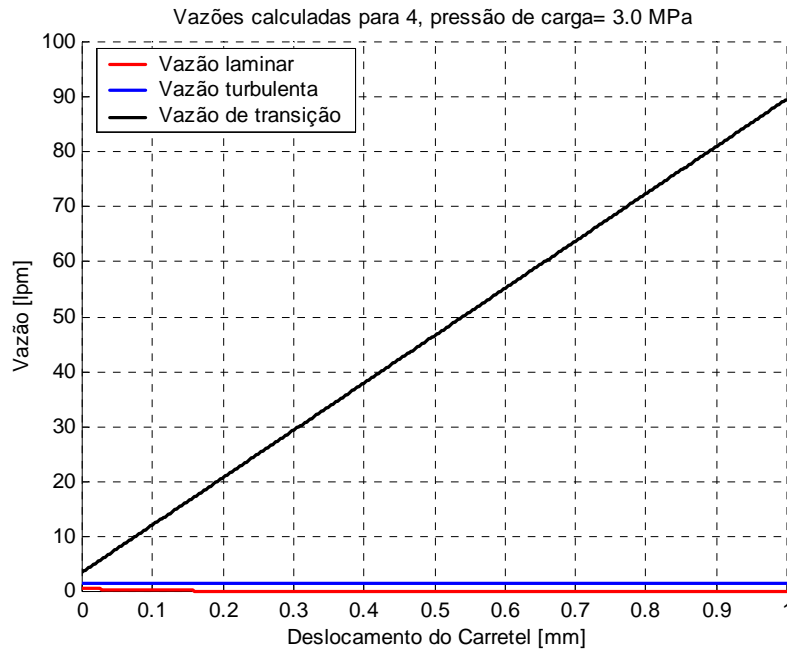
**Figura 4.21** - Vazões na região com e sem sobreposição orifício 3

A figura 4.22 apresenta uma ampliação na região de sobreposição do orifício 3 onde ocorre a mudança de vazão laminar para turbulenta, ou seja, entre a região anelar com a região intermediária.

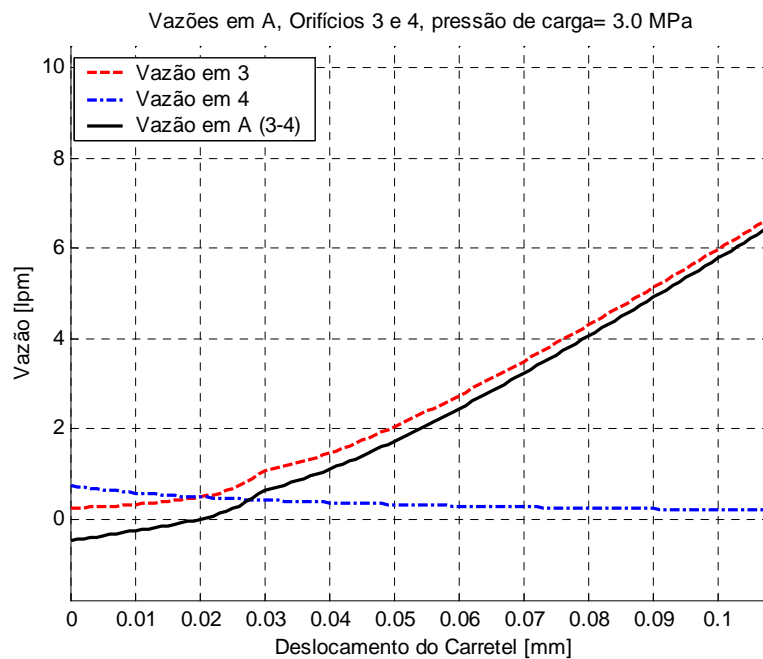


**Figura 4.22** – Vazões na região intermediária com sobreposição no orifício 3

A figura 4.23 apresenta as curvas das vazões no orifício 4. Observa-se que no deslocamento do carretel no sentido positivo a vazão é laminar. Nota-se que quanto mais o carretel desloca no sentido positivo a vazão continua sendo laminar reduzindo o efeito do vazamento.



**Figura 4.23** – Vazões na região com sobreposição no orifício 4

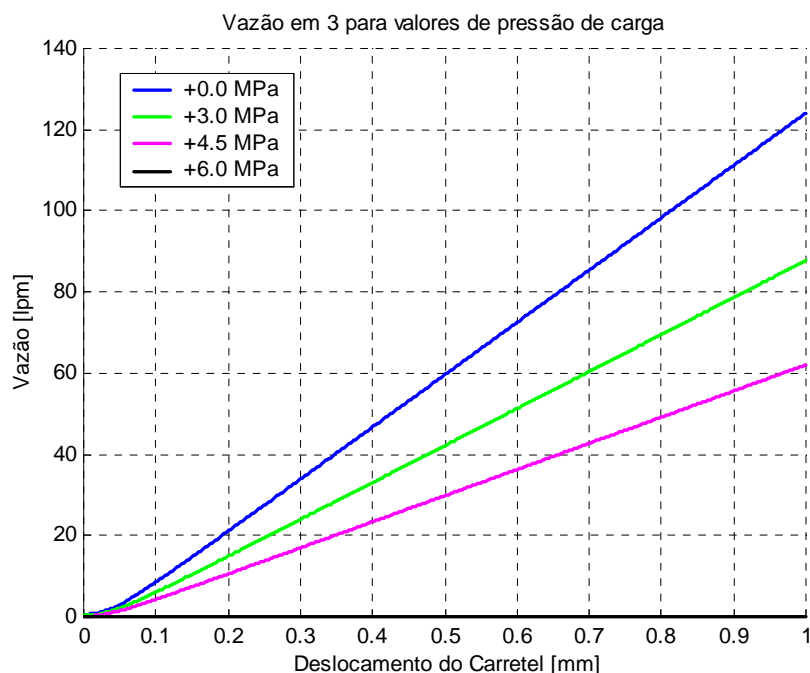


**Figura 4.24** – Vazão na via A versus deslocamento do carretel

A figura 4.24 apresenta a vazão total na via A, sendo a resultante da diferença das vazões nos orifícios 3 e 4.

A figura 4.25 mostra curvas de vazão para do orifício 3 para diferentes pressões de carga. Para pressão de carga zero a vazão, neste orifício, é máxima e quando a pressão de carga for igual a de suprimento a vazão é nula.





**Figura 4.25** - Vazão no orifício 3 versus deslocamento do carretel

A figura 4.26 é uma ampliação das curvas de vazão no orifício 3 dentro da faixa de sobreposição, isto é, contemplando a região intermediária para diferentes pressões de carga indicadas nos gráficos. Para cada curva de vazão apresentada, de acordo com a diferença de pressão, a mudança da vazão laminar para turbulenta acontece em pontos distintos como pode ser visto nas quinas apresentadas nas curvas.

As curvas da figura 4.27, mostram a vazão no orifício 4, para  $x_v \geq 0$  considerado como vazamento interno da válvula. Quando a pressão de carga for igual a pressão de suprimento o vazamento vai ser máximo, e quando a pressão de carga for igual a zero o vazamento será mínimo.

A figura 4.28 mostra as curvas das vazões totais da via A, como dito anteriormente, é a diferença das vazões entre os orifícios 3 e 4. A curva contínua apresentando a condição de pressão de carga igual a pressão de suprimento representando o efeito do vazamento interno.

Para deslocamento do ressalto do carretel, no sentido positivo e negativo, as curvas das vazões totais na via A, da válvula para diferentes pressões de carga são apresentadas na figura 4.29. No sentido positivo  $x_v \geq 0$  para pressão de carga igual a 6 Mpa a vazão é nula e quando o carretel desloca no sentido negativo  $x_v < 0$  a vazão vai ser máxima, de acordo com a diferença de pressão nos orifícios como definido no capítulo 2.

Para cada valor de deslocamento do carretel, tem-se uma curva de vazão para a via A conforme mostra a figura 4.30. Para um determinado valor de pressão de carga tem-se vários valores de vazão em função do deslocamento do carretel. Na medida que a pressão

de carga aproxima da pressão de suprimento as vazões tendem para uma vazão nula apresentando um comportamento não linear.

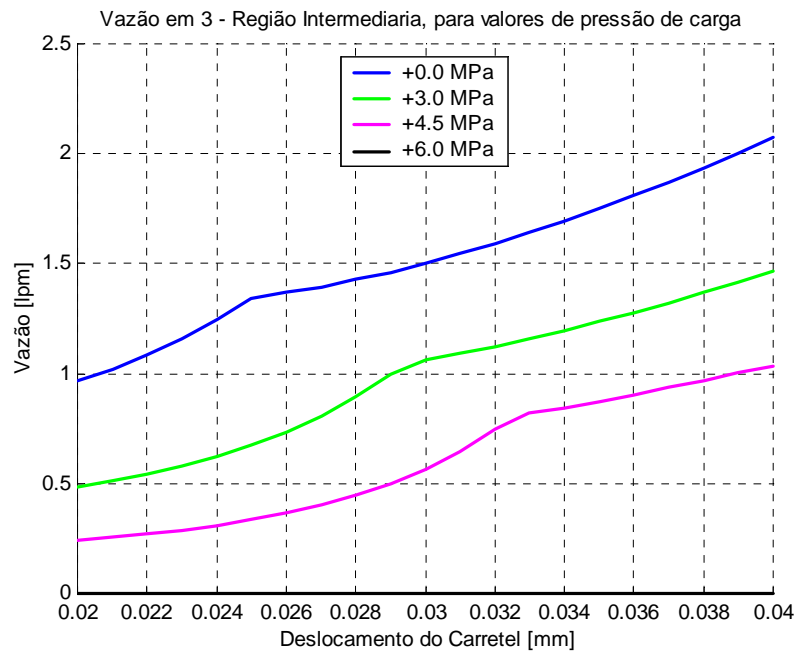


Figura 4.26 – Vazão na região intermediária do orifício 3 versus deslocamento do carretel

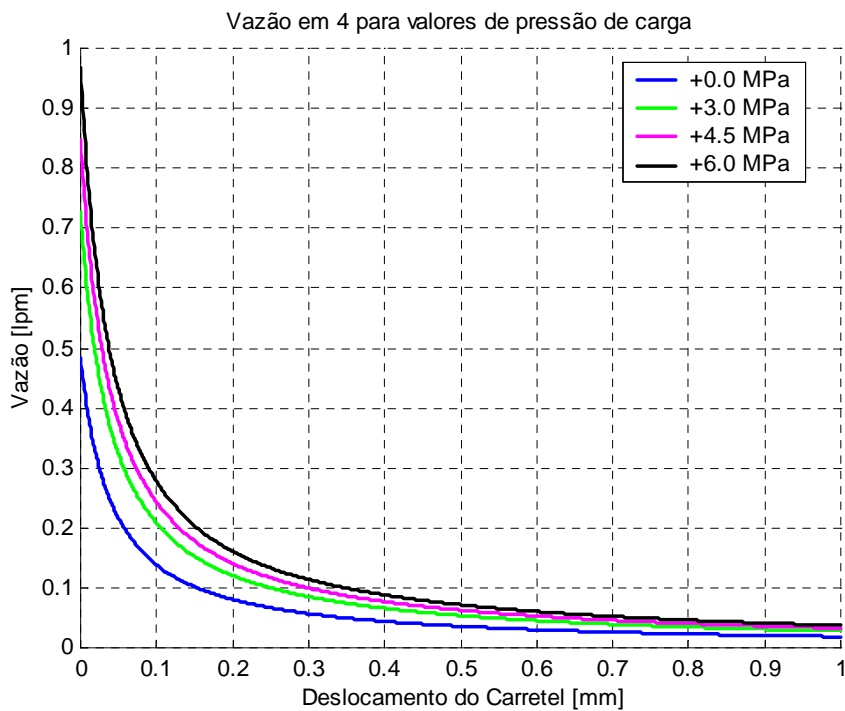


Figura 4.27 – Vazão no orifício 4 versus deslocamento do carretel

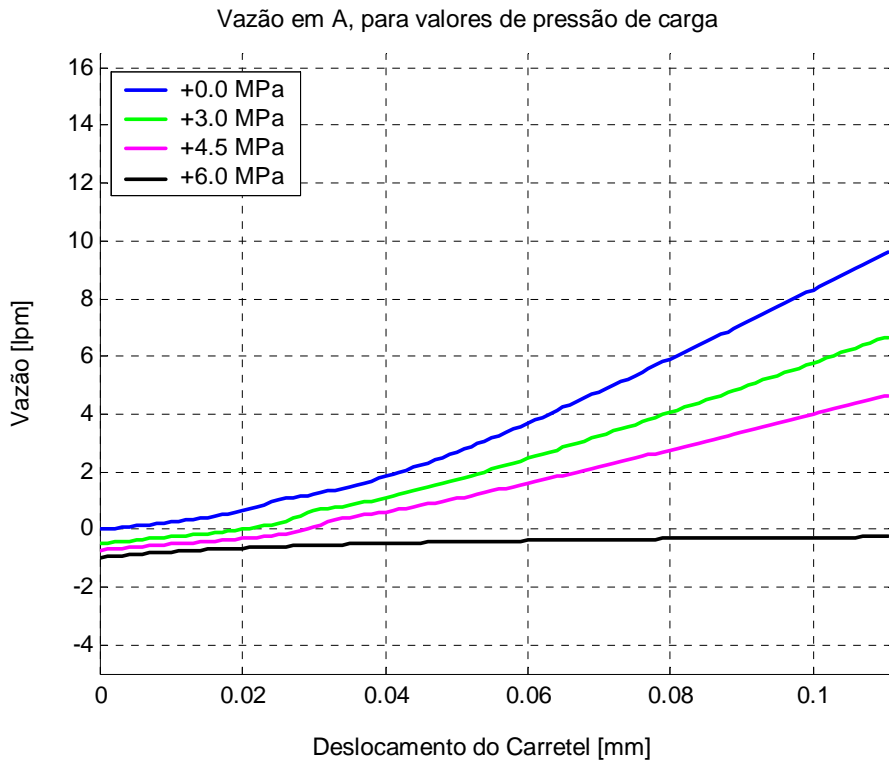


Figura 4.28 - Vazão total na via A versus deslocamento do carretel

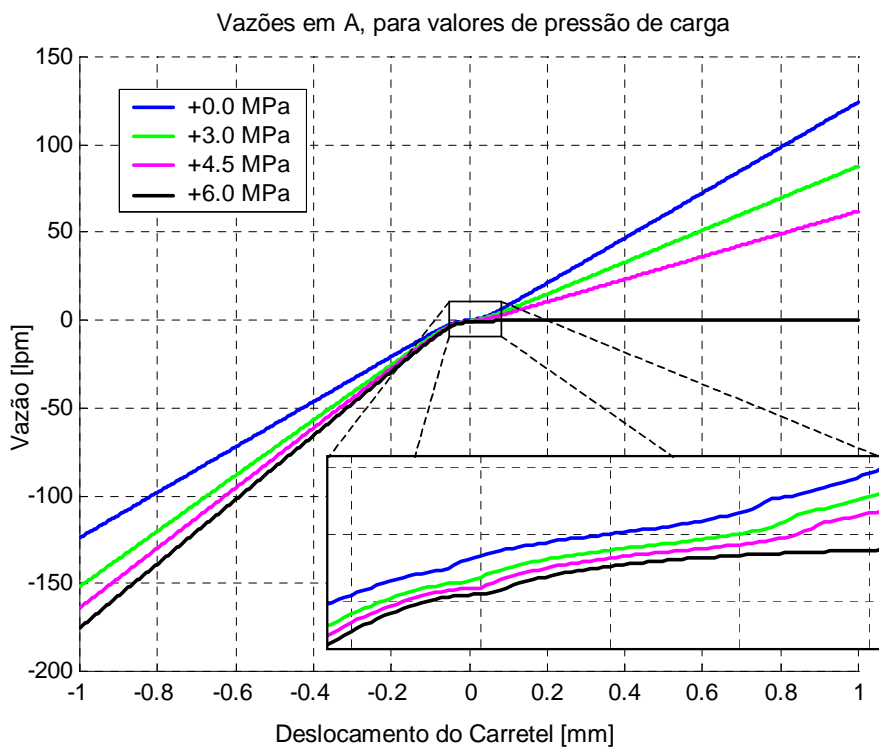
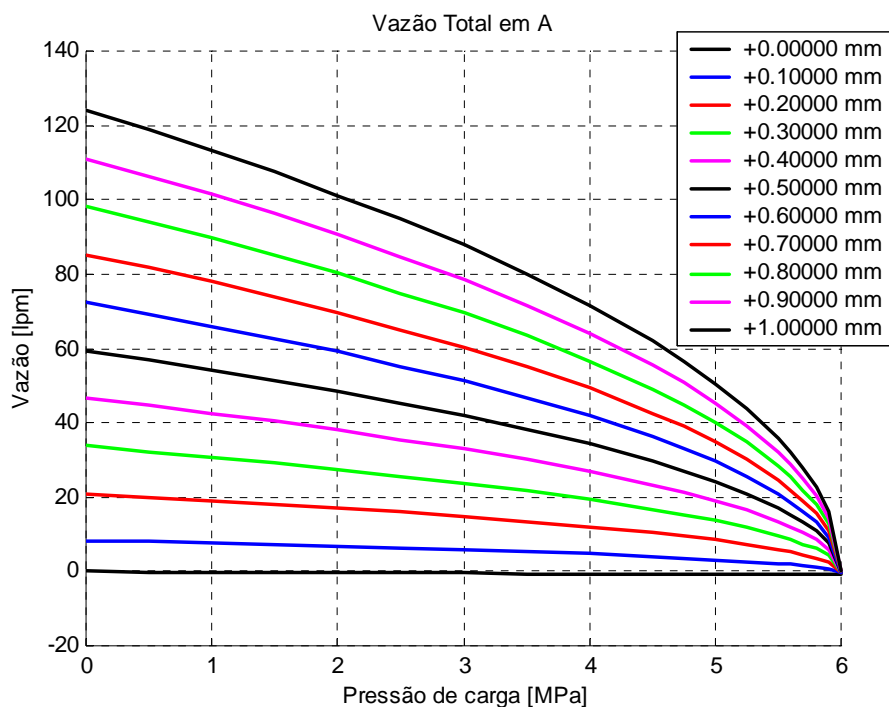


Figura 4.29 - Vazão total na via A para deslocamento do ressalto referente a via A



**Figura 4.30** - Vazão total na via A versus pressão de carga

#### • Vazões referentes à via de trabalho B

As curvas de vazões referentes à via de trabalho B, e nos orifícios 5 e 6 são apresentadas nas figuras 4.31 a 4.35.

A figura 4.31 mostra as curvas de vazão no orifício 5 para deslocamento positivo  $x_v \geq 0$ , observa-se que, na posição central, tem-se um vazamento e na medida que o carretel se desloca este diminui. O vazamento neste orifício, em relação ao orifício 4, é maior devido à definição da diferença de pressão como apresentado no capítulo 2.

No orifício 6, para deslocamento positivo, as curvas de vazão são apresentadas na figura 4.32. Quando a pressão de carga igual a 6 Mpa, conforme os valores apresentados na figura, neste orifício, a vazão é nula. Quando a pressão de carga for igual a zero a vazão é máxima.

A figura 4.33 apresenta uma ampliação das curvas de vazão na região intermediária da sobreposição no orifício 6 que, há uma mudança da vazão laminar para turbulento na sobreposição.

A diferença da vazão entre os orifícios 5 e 6 resulta a vazão na via B para diferentes pressões de carga como mostra a figura 4.34. Quando a pressão de carga for igual a zero a vazão é máxima e para pressão de carga igual a 6 Mpa a vazão é nula.

Os deslocamentos do carretel apresentados na tabela da figura 4.35 originaram uma curva de vazão total na via *B*. Para um determinado valor de pressão de carga tem-se diferentes valores de vazão para os deslocamentos do carretel.

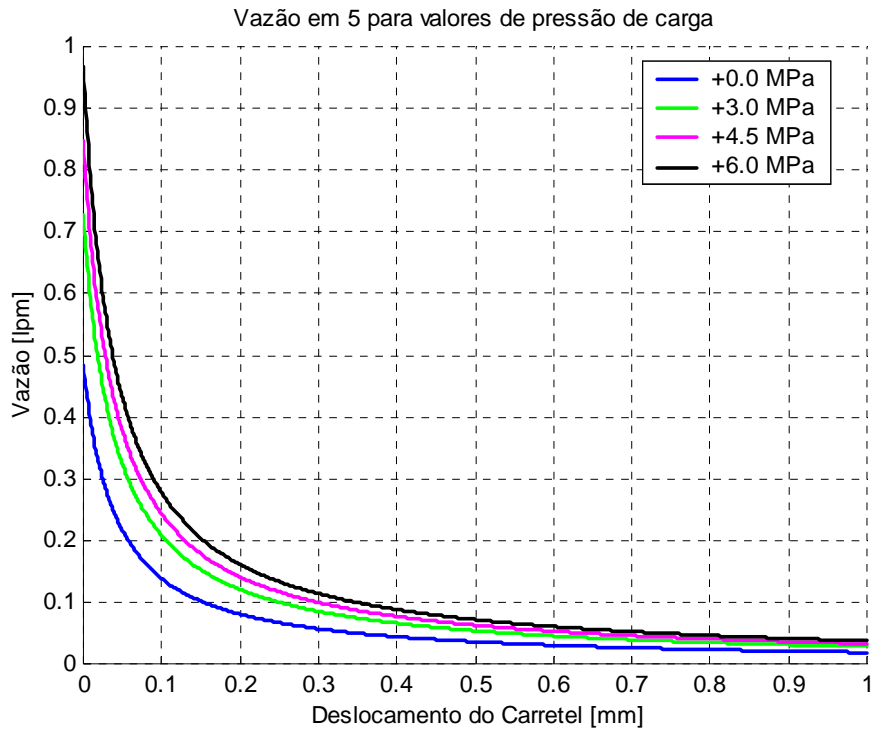


Figura 4.31 – Vazão no orifício 5 versus deslocamento do carretel

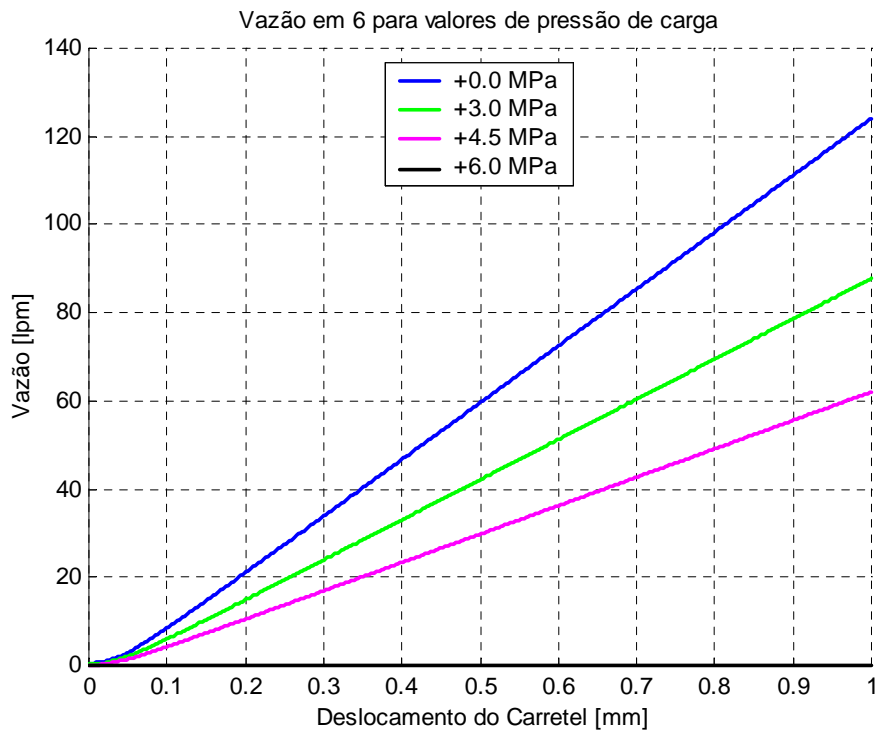
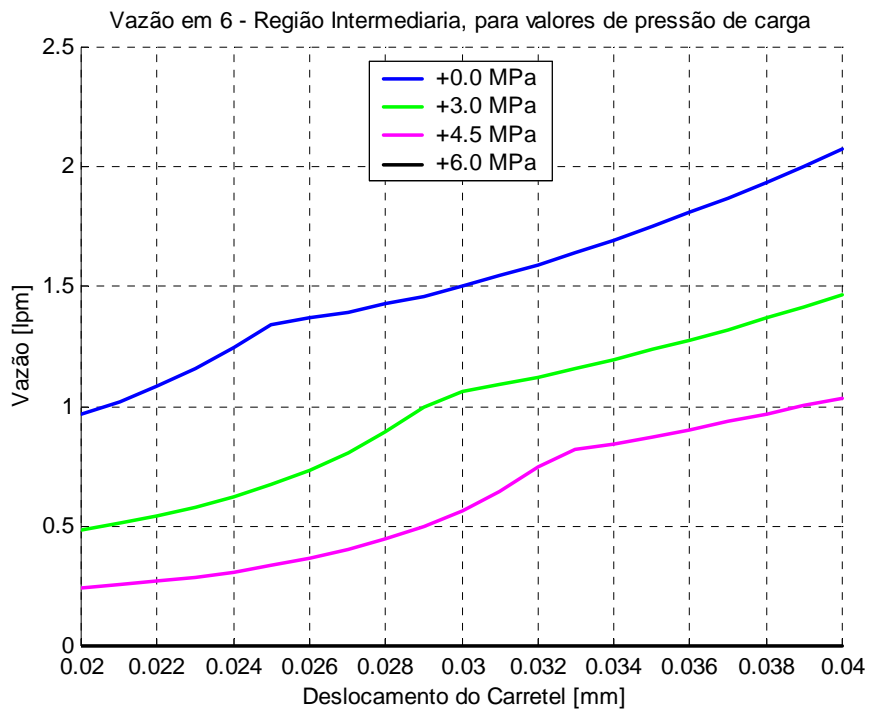
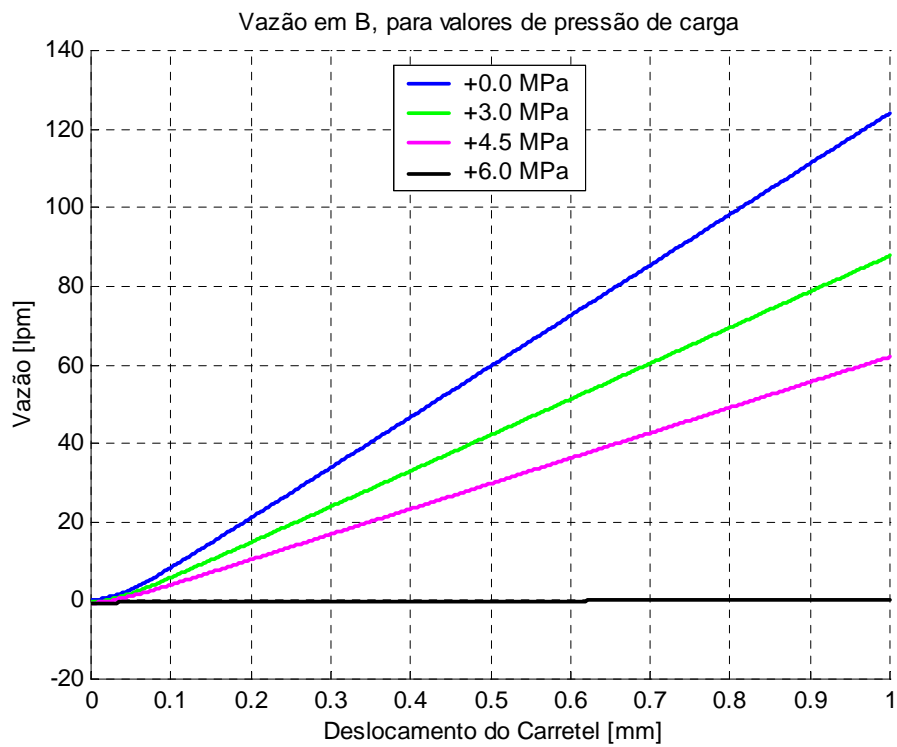


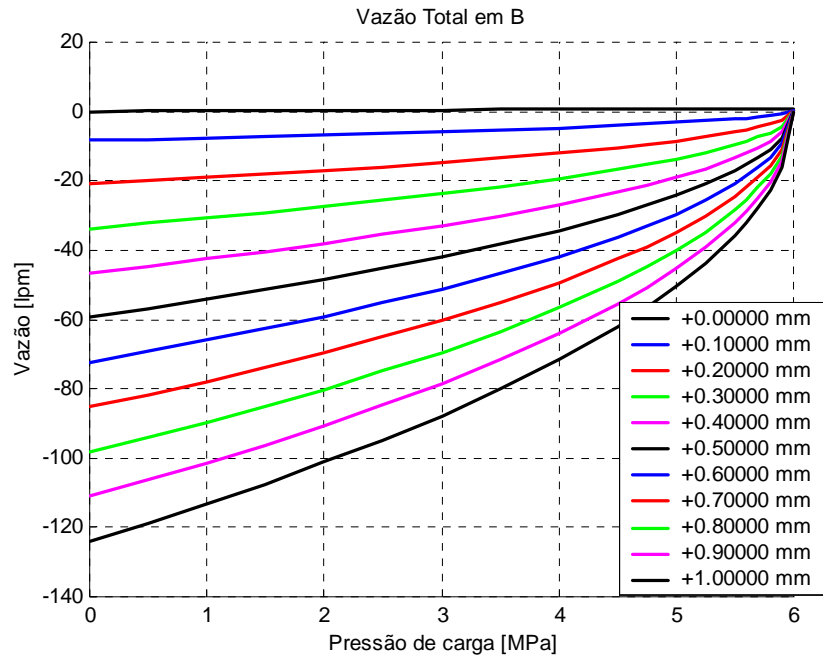
Figura 4.32 - Vazão no orifício 6 versus deslocamento do carretel



**Figura 4.33** – Vazão na região intermediária do orifício 6 versus deslocamento do carretel

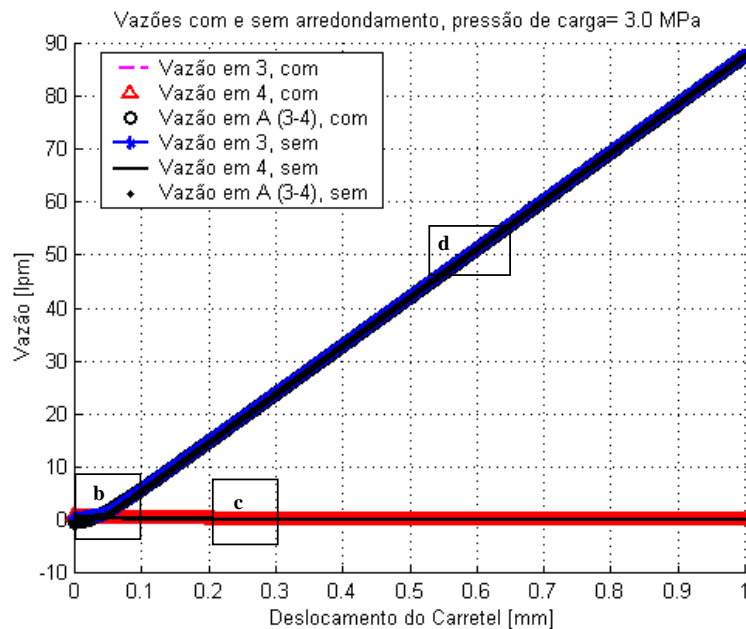


**Figura 4.34** - Vazão total na via B versus deslocamento do carretel



**Figura 4.35** - Vazão total na via *B* versus pressão de carga

A figura 4.36 mostra a vazão nos orifícios 3 e 4 e a vazão total na via de trabalho *A* para as configurações com cantos vivos e arredondados podendo ser observado a semelhança dos modelos apresentados.



**Figura 4.36** – Vazão total na via *A* para canto vivo e canto arredondado

Na região intermediária (região *b* na figura 4.36) apresentada na figura 4.37, para cantos arredondados, a vazão é pouco maior em relação à de cantos vivos, devido à diferença das áreas formadas pelos raios das quinas do ressalto do carretel e do pórtico da

camisa. As vazões na região sem sobreposição apresentam curvas idênticas, sendo que a vazão total para cantos com arredondamentos é maior do que para cantos vivos, conforme indicado da figura 4.39. As figuras 4.36 a 4.39 mostram as diferenças das vazões em três pontos para cantos vivos e arredondados. As curvas da figura 4.38 para cantos vivos e arredondados estão sobrepostas.

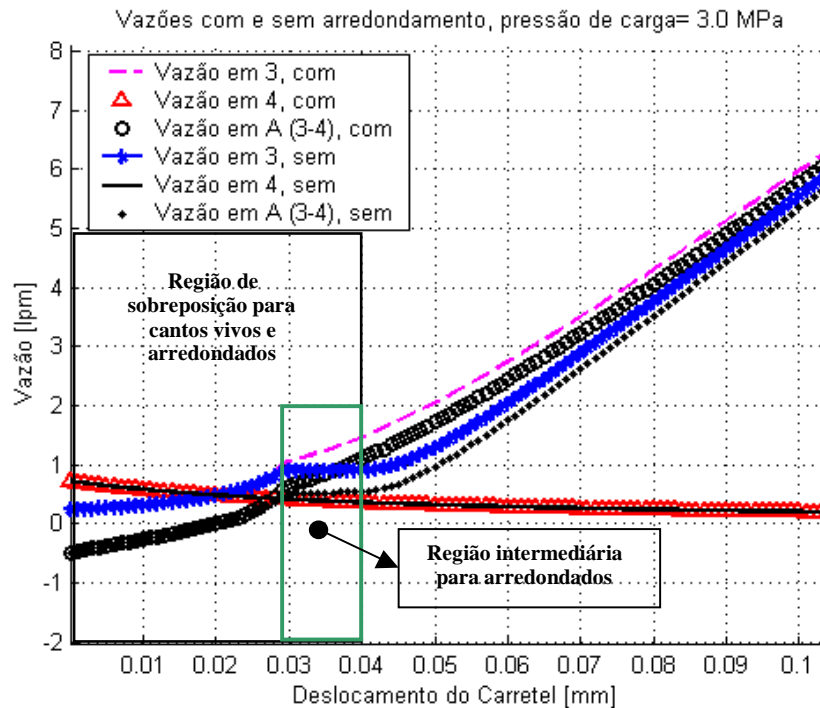


Figura 4.37 – Detalhe da região b da figura 4.36

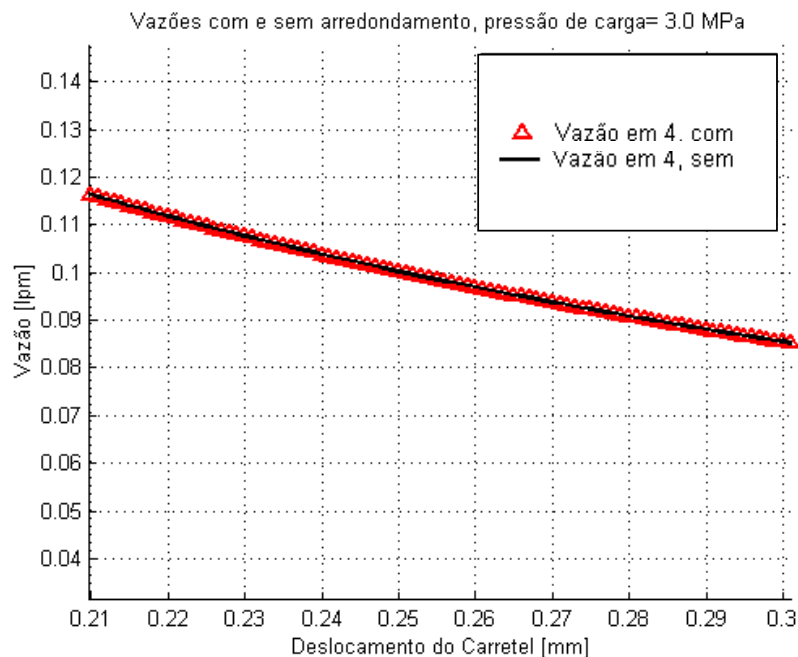


Figura 4.38 – Detalhe da região c da figura 4.36



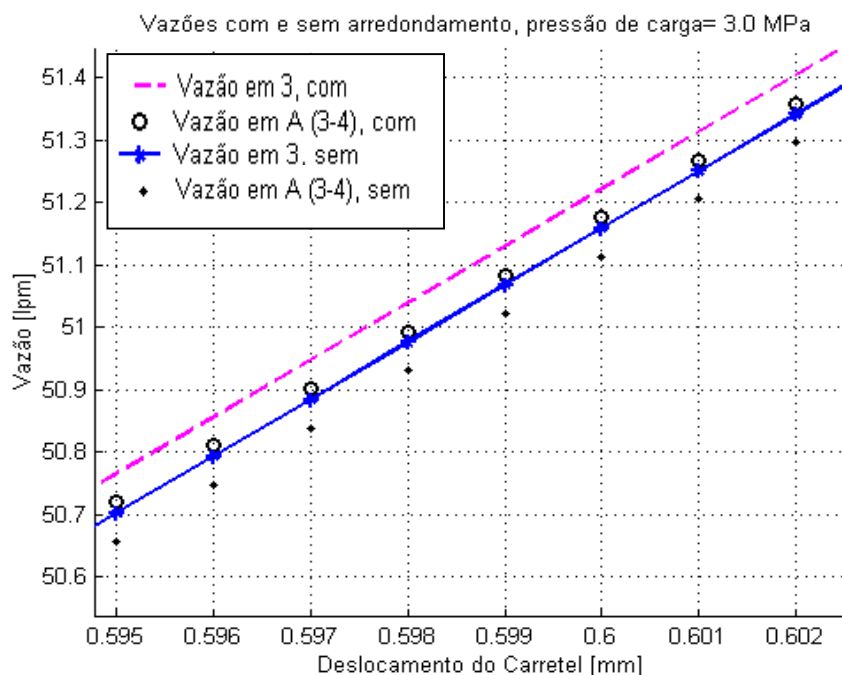


Figura 4.39 - Detalhe da região d da figura 4.36

#### 4.7 MODELO MATEMÁTICO DA EQUAÇÃO DA VAZÃO PROPOSTA

Após as simulações, chegou-se a proposta do modelo matemático com algumas observações que devem ser feitas;

- para o modelo matemático proposto considera-se a válvula simétrica;
- o primeiro termo das equações para a via de trabalho *A* e *B* refere-se ao orifício de controle principal e o segundo termo refere-se ao vazamento das vias de trabalho respectivamente.
- a área do primeiro termo das equações apresentadas para as vias de trabalho *A* e *B* considerando cantos vivos e arredondados, consta primeiramente de uma área anelar para região de sobreposição até o comprimento da sobreposição. Na posição em que o carretel da válvula vence o comprimento da sobreposição, ocorre a mudança da área com sobreposição para a sem sobreposição como demonstrado na seção 4.3. Esta mudança de área aparece conforme as faixas da região com e sem sobreposição apresentadas na seção 4.7.1. Já para cantos arredondados, dentro da faixa de sobreposição, haverá uma região intermediária referente ao orifício de controle.

A seguir, é apresentado o equacionamento do modelo matemático da equação da vazão, incluindo o efeito de vazamento interno para deslocamento positivo e como ocorre a mudança de área devido ao deslocamento do carretel em relação à sobreposição. O modelo simplificado da equação proposta e de uso geral e apresentado no capítulo 5.

### 4.7.1 Equação matemática da vazão para deslocamento positivo

#### • Equações da vazão para cantos vivos

Para região com sobreposição na faixa  $0 \leq x_v < l_{e\_ol}$ :

- Vazão Laminar

$$q_{VA} = \frac{0,02572}{\rho \cdot v} \cdot \pi \cdot fr^2 (d_c^2 - d_{cr}^2) \left( \frac{(p_{S-A})}{l_{e\_ol} - x_v} - \frac{(p_{A-R})}{l_{e\_ol} + x_v} \right) \quad (4.26)$$

$$q_{VB} = \frac{0,02572}{\rho \cdot v} \cdot \pi \cdot fr^2 (d_c^2 - d_{cr}^2) \left( \frac{(p_{B-R})}{l_{e\_ol} - x_v} - \frac{(p_{S-B})}{l_{e\_ol} + x_v} \right) \quad (4.27)$$

- Vazão Turbulenta

$$q_{VA} = cd_{turb} \cdot \pi \frac{(d_c^2 - d_{cr}^2)}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{S-A})}{\rho}} - \frac{0,02572}{\rho \cdot v} \cdot \pi \cdot fr^2 (d_c^2 - d_{cr}^2) \frac{(p_{A-R})}{l_{e\_ol} + x_v} \quad (4.28)$$

$$q_{VB} = cd_{turb} \cdot \pi \frac{(d_c^2 - d_{cr}^2)}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{B-R})}{\rho}} - \frac{0,02572}{\rho \cdot v} \cdot \pi \cdot fr^2 (d_c^2 - d_{cr}^2) \frac{(p_{S-B})}{l_{e\_ol} + x_v} \quad (4.29)$$

Para região sem sobreposição na faixa  $l_{e\_ol} < x_v \leq x_{vn}$ :

- Vazão Turbulenta

$$q_{VA} = cd_{turb} \cdot \pi \cdot (d_{cr} + fr) \sqrt{(x_v - l_{e\_ol})^2 + (fr)^2} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{S-A})}{\rho}} - \frac{0,02572}{\rho \cdot v} \cdot \pi \cdot fr^2 (d_c^2 - d_{cr}^2) \frac{(p_{A-R})}{l_{e\_ol} + x_v} \quad (4.30)$$

$$q_{VB} = cd_{turb} \cdot \pi \cdot (d_{cr} + fr) \sqrt{(x_v - l_{e\_ol})^2 + (fr)^2} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{B-R})}{\rho}} - \frac{0,02572}{\rho \cdot v} \cdot \pi \cdot fr^2 (d_c^2 - d_{cr}^2) \frac{(p_{S-B})}{l_{e\_ol} + x_v} \quad (4.31)$$

#### • Equações da vazão para cantos arredondados

Para região com sobreposição na faixa  $0 \leq x_v < 2r + t$ :

- Vazão Laminar para  $0 \leq x_v < t$

$$q_{VA} = \frac{0,02572}{\rho \cdot v} \cdot \pi \cdot fr^2 (d_c^2 - d_{cr}^2) \left( \frac{(p_{S-A})}{l_{e\_ol3}} - \frac{(p_{A-R})}{l_{e\_ol4}} \right) \quad (4.32)$$

$$q_{VB} = \frac{0,02572}{\rho \cdot v} \cdot \pi \cdot fr^2 (d_c^2 - d_{cr}^2) \left( \frac{(p_{B-R})}{l_{e\_ol6}} - \frac{(p_{S-B})}{l_{e\_ol5}} \right) \quad (4.33)$$

- Vazão Turbulenta  $0 \leq x_v < t$

$$q_{VA} = cd_{turb} \cdot \pi \frac{(d_c^2 - d_{cr}^2)}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{S-A})}{\rho}} - \frac{0,02572}{\rho \cdot v} \cdot \pi \cdot fr^2 (d_c^2 - d_{cr}^2) \frac{(p_{A-R})}{l_{e\_ol4}} \quad (4.34)$$

$$q_{VB} = cd_{turb} \cdot \pi \frac{(d_c^2 - d_{cr}^2)}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{B-R})}{\rho}} - \frac{0,02572}{\rho \cdot v} \cdot \pi \cdot fr^2 (d_c^2 - d_{cr}^2) \frac{(p_{S-B})}{l_{e\_ol5}} \quad (4.35)$$

Para região intermediária na sobreposição entre a faixa  $t \leq x_v < 2r + t$ :

- Vazão Turbulenta

$$q_{VA} = cd_{turb} \cdot A_{oi} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{S-A})}{\rho}} - \frac{0,02572}{\rho \cdot v} \cdot \pi \cdot fr^2 (d_c^2 - d_{cr}^2) \frac{(p_{A-R})}{l_{e\_ol4}} \quad (4.36)$$

$$q_{VB} = cd_{turb} \cdot A_{oi} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{B-R})}{\rho}} - \frac{0,02572}{\rho \cdot v} \cdot \pi \cdot fr^2 (d_c^2 - d_{cr}^2) \frac{(p_{S-B})}{l_{e\_ol5}} \quad (4.37)$$

Para região sem sobreposição na faixa  $x_v > 2r + t$ :

$$q_{VA} = cd_{turb} \cdot A_{oRSS} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{S-A})}{\rho}} - \frac{0,02572}{\rho \cdot v} \cdot \pi \cdot fr^2 (d_c^2 - d_{cr}^2) \frac{(p_{A-R})}{l_{e\_ol4}} \quad (4.38)$$

$$q_{VB} = cd_{turb} \cdot A_{oRSS} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{B-R})}{\rho}} - \frac{0,02572}{\rho \cdot v} \cdot \pi \cdot fr^2 (d_c^2 - d_{cr}^2) \frac{(p_{S-B})}{l_{e\_ol5}} \quad (4.39)$$

# CAPÍTULO 5

## MODELO MATEMÁTICO PARA UMA VÁLVULA DIRECIONAL PROPORCIONAL

---

Este capítulo apresenta a equação da vazão com efeito de vazamento interno de uso geral, as expressões matemáticas dos ganhos e a forma de obtenção dos coeficientes da válvula através dos catálogos do fabricante.

### 5.1 INTRODUÇÃO

As válvulas direcionais proporcionais freqüentemente são empregadas em sistemas hidráulicos que necessitam de alta potência e rápida resposta do atuador hidráulico. Como a válvula direciona e controla o fluido para o atuador hidráulico, o desempenho do sistema hidráulico depende, diretamente, da geometria e das tolerâncias de fabricação do carretel e da camisa da válvula.

A partir dos estudos apresentados no capítulo 4, este capítulo apresenta o modelo matemático de uso geral da equação da vazão para uma válvula direcional proporcional.

Neste capítulo, na seção 5.2 apresenta o modelo matemático proposto de uso geral. Na seção 5.3 mostra a equação linearizada do modelo proposto com efeito de vazamento. As expressões matemática dos ganhos são apresentadas na seção 5.4.

### 5.2 MODELO MATEMÁTICO PARA USO GERAL

Na seção 4.7 do capítulo quatro, foi apresentada a proposta do modelo matemático da equação da vazão com efeito de vazamento para uma válvula simétrica e sem a presença de entalhes. Nesta seção, são mostrados também o desenvolvimento matemático e as considerações usadas para a proposta do modelo, considerando cantos vivos e arredondados.

Com base nos resultados teóricos das simulações apresentados na seção 4.6, considerou-se o primeiro termo como vazão de controle e o segundo termo como o vazamento interno da válvula. Desta forma, o primeiro termo na faixa de sobreposição o escoamento é do tipo laminar, assim que o ressalto do carretel vence a faixa de sobreposição, gerando um orifício de controle, o escoamento torna-se turbulento. Já no segundo termo, o escoamento é do tipo laminar e à medida que o carretel desloca e aumenta a sobreposição, o vazamento diminui. Observa-se nos resultados das simulações teóricas que a diferença da vazão total figuras 4.36 e 4.37, a vazão para cantos vivos e arredondados é muito pequeno levando em consideração que o efeito do vazamento interno, podendo ser considerado o modelo final como cantos vivos.

Das equações 4.1 e 4.2, para deslocamento positivo, tem-se:

$$q_{VA} = q_{V3} - q_{V4} \quad (5.1)$$

$$q_{VB} = q_{V6} - q_{V5} \quad (5.2)$$

Os termos considerados como vazão de controle principal são:

$$q_{V3} = cd_3 A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{S-A})} \quad (5.3)$$

$$q_{V6} = cd_6 A_6 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{B-R})} \quad (5.4)$$

$$\text{onde: } cd_{turb} = cd_3 = cd_6 \quad (5.5)$$

Da equação 4.9 tem-se que:

$$A_o = A = A_3 = A_6 = \pi \cdot (d_{car} + fr) \left( \sqrt{(x_v - l_{e-ol})^2 + (fr)^2} \right) \quad (5.6)$$

Substituindo as expressões 5.5 e 5.6 nas equações 5.3 e 5.4 e reescrevendo-as,

$$q_{V3} = cd_{turb} A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{S-A})} \quad (5.7)$$

$$q_{V6} = cd_{turb} A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{B-R})} \quad (5.8)$$

Os termos considerados como vazamento interno e do tipo laminar são dados na tabela 4.1 como:

$$q_{V4} = \frac{0,02572}{\nu \cdot \rho} \cdot \pi \cdot fr^2 \cdot (d_{cam}^2 - d_{car}^2) \frac{(p_{A-R})}{l_{e-ol} + x_v} \quad (5.9)$$

$$q_{V5} = \frac{0,02572}{\nu \cdot \rho} \cdot \pi \cdot fr^2 \cdot (d_{cam}^2 - d_{car}^2) \frac{(p_{S-B})}{l_{e-ol} + x_v} \quad (5.10)$$

A partir destas equações, pode-se identificar duas constantes relacionadas ao vazamento interno e estabelecidas com o carretel na posição central  $x_v = 0$ :

$$K_{inA} = \frac{0,02572}{\nu \cdot \rho} \cdot \pi \cdot fr^2 \cdot (d_{cam}^2 - d_{car}^2) = \frac{q_{v sinA} \times l_{e-ol}}{(p_{A-R})} = \frac{2 \cdot q_{v sinA} \times l_{e-ol}}{(p_S)} \quad (5.11)$$

$$K_{inB} = \frac{0,02572}{\nu \cdot \rho} \cdot \pi \cdot fr^2 \cdot (d_{cam}^2 - d_{car}^2) = \frac{q_{v sinB} \times l_{e-ol}}{(p_{B-R})} = \frac{2 \cdot q_{v sinB} \times l_{e-ol}}{(p_S)} \quad (5.12)$$

onde:

$$p_{A-R} = p_S / 2 \text{ e } p_{B-R} = p_S / 2$$

$q_{v sinA}$  e  $q_{v sinB}$  = dado fornecido pelo catálogo (número ou curva correspondente)

$p_S$  = pressão de ensaio fornecida pelo catálogo

$l_{e\_ol}$  = sobreposição referente à região de vazamento interno.

Substituindo a equação 5.11, na equação 5.9 e 5.12, a equação 5.10 tem-se que:

$$q_{V4} = K_{inA} \cdot \frac{(p_{A-R})}{l_{e\_ol} + x_v} \quad (5.13)$$

$$q_{V5} = K_{inB} \cdot \frac{(p_{S-B})}{l_{e\_ol} + x_v} \quad (5.14)$$

Substituindo as equações 5.7, 5.13 na equação 5.1, tem-se:

$$q_{VA} = cd_{turb} \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{S-A})} - \frac{K_{inA}}{l_{e\_ol} + x_v} \cdot (p_{A-R}) \quad (5.15)$$

e as equações 5.8, 5.14 na equação 5.2:

$$q_{VB} = cd_{turb} \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{B-R})} - \frac{K_{inB}}{l_{e\_ol} + x_v} \cdot (p_{S-B}) \quad (5.16)$$

Segundo (FURST et al., 2002), a largura da zona morta como valor em percentual é apresentado na figura 2.16 é expressa por:

$$DZ = \frac{[U_{ZM}(+) - U_{ZM}(-)]}{[U_{lmt}(+) - U_{lmt}(-)]} \quad (5.17)$$

onde:

$U_{ZM}$  = tensão de abertura do orifício de controle;

$U_{lmt}$  = tensão limite para abertura máxima do orifício de controle.

Considerando que:

$$A = w \cdot x_v$$

$$x_v = ku \cdot U$$

$$A = w \cdot ku \cdot U \quad (5.18)$$

Pode-se escrever o termo  $\frac{K_{inA}}{l_{e\_ol} + x_v}$  da seguinte forma:

$$\frac{K_{inA}}{l_{e\_ol} + x_v} = \frac{K_{inA}}{\frac{x_{vn}}{x_{vn}} \cdot l_{e\_ol} + \frac{x_{vn}}{x_{vn}} \cdot x_v} = \frac{K_{inA}/x_{vn}}{\frac{l_{e\_ol}}{x_{vn}} + \frac{x_v}{x_{vn}}} = \frac{K_{inA}/Ku \cdot U_n}{\frac{l_{e\_ol}}{Ku \cdot U_n} + \frac{Ku \cdot U}{Ku \cdot U_n}} = \frac{K_{inA}/Ku \cdot U_n}{\frac{U_{ZM}(+)}{U_n} + \frac{U}{U_n}} \quad (5.19)$$

e o  $\frac{K_{inB}}{l_{e\_ol} + x_v}$  fica:

$$\frac{K_{inB}}{l_{e\_ol} + x_v} = \frac{K_{inB}}{\frac{x_{vn}}{x_{vn}} \cdot l_{e\_ol} + \frac{x_{vn}}{x_{vn}} \cdot x_v} = \frac{K_{inB}/x_{vn}}{\frac{l_{e\_ol}}{x_{vn}} + \frac{x_v}{x_{vn}}} = \frac{K_{inB}/Ku \cdot U_n}{\frac{l_{e\_ol}}{Ku \cdot U_n} + \frac{Ku \cdot U}{Ku \cdot U_n}} = \frac{K_{inB}/Ku \cdot U_n}{\frac{U_{ZM}(+)}{U_n} + \frac{U}{U_n}} \quad (5.20)$$

onde:

$$x_{vn} = ku.U_n$$

$$l_{e\_ol} = Ku.U_{ZM}(+)$$

Se a zona morta é simétrica, pode-se escrever:

$$U_{ZM}(+) = U_{ZM}(-)$$

$$U_n = U_{lmt}$$

como valor em percentual pode ser dado por:

$$DZ = \frac{U_{ZM}(+)}{U_n(+)} \quad (5.21)$$

As diferenças de pressões por par de vias podem ser representadas da seguinte forma:

$$\Delta p_{P-A} = (p_{S-A}) \quad (5.22)$$

$$\Delta p_{A-R} = (p_{A-R}) \quad (5.23)$$

$$\Delta p_{B-R} = (p_{B-R}) \quad (5.24)$$

$$\Delta p_{P-B} = (p_{S-B}) \quad (5.25)$$

Reescrevendo as equações 5.15 e 5.16 e, substituindo o termo 'A' por  $A_n \cdot \frac{A}{A_n}$  e,

observando as equações 3.4 a 3.7:

$$q_{VA} = cd_{turb} \cdot A_n \cdot \frac{A}{A_n} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{S-A})} - \frac{K_{inA}}{l_{e\_ol} + x_v} \cdot (p_{A-R}) \quad (5.26)$$

e

$$q_{VB} = cd_{turb} \cdot A_n \cdot \frac{A}{A_n} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{B-R})} - \frac{K_{inB}}{l_{e\_ol} + x_v} \cdot (p_{S-B}) \quad (5.27)$$

Sendo que, para um sinal de entrada em tensão ( $U$ ) e substituindo as equações 5.21, 5.22, 5.23 na equação 5.26 tem-se:

$$q_{VA} = kv \frac{U}{U_n} \cdot \sqrt{2\Delta p_{P-A}} - \frac{K_{inA}/Ku \cdot U_n}{DZ + \frac{U}{U_n}} \cdot \Delta p_{A-R} \quad (5.28)$$

e, substituindo as equações 5.22, 5.25, 5.26 e 5.27 a equação 5.29 fica:

$$q_{VB} = kv \frac{U}{U_n} \cdot \sqrt{2\Delta p_{B-R}} - \frac{K_{inB}/Ku \cdot U_n}{DZ + \frac{U}{U_n}} \cdot \Delta p_{P-B} \quad (5.29)$$

As equações da vazão 5.28 e 5.29, são respectivamente das linhas de trabalho A e B, para deslocamento positivo e um sinal de entrada em tensão ( $U$ ) no carretel da válvula. Sendo estas, as equações simplificadas de uso geral, para uma válvula direcional partindo dos estudos apresentados no capítulo quatro.

### 5.3 DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE CONTROLE LINEARIZADA ( $q_{vc}$ ) PARA CANTOS VIVOS E ARREDONDADOS INCLUINDO EFEITO DE VAZAMENTO

A equação 5.30 é a equação da vazão de controle média para cantos vivos e arredondados:

$$q_{vc} = \frac{q_{VA} + q_{VB}}{2} \quad (5.30)$$

A expressão linearizada correspondente é:

$$\delta q_{vc} = \frac{\partial q_{vc}}{\partial q_{VA}} \delta q_{VA} + \frac{\partial q_{vc}}{\partial q_{VB}} \delta q_{VB} \quad (5.31)$$

Sendo que

$$\frac{\delta q_{vc}}{\delta q_{VA}} = \frac{\delta q_{vc}}{\delta q_{VB}} = \frac{1}{2}$$

A variação da vazão de controle média é dada por:

$$\delta q_{vc} = \frac{\delta q_{VA} + \delta q_{VB}}{2} \quad (5.32)$$

Pode-se definir que:

- a variação da vazão de controle no orifício A é:

$$\delta q_{VA} = Kq_A \cdot \delta u - Kc_A \cdot \delta p_A \quad (5.33)$$

- e a variação da vazão de controle no orifício B é:

$$\delta q_{VB} = Kq_B \cdot \delta u + Kc_B \cdot \delta p_B \quad (5.34)$$

Nestas condições a vazão de controle média fica:

$$\begin{aligned} \delta q_{vc} &= \frac{Kq_A}{2} \delta u - \frac{Kc_A}{2} \delta p_A + \frac{Kq_B}{2} \delta u + \frac{Kc_B}{2} \delta p_B \\ \delta q_{vc} &= \frac{Kq_A + Kq_B}{2} \delta u - \left( \frac{Kc_A}{2} \delta p_A - \frac{Kc_B}{2} \delta p_B \right) \end{aligned} \quad (5.35)$$

Se,

$$K_{CA} = K_{CB}$$

$$\delta p_C = \delta p_A - \delta p_B$$

Tem-se:

$$\delta q_{vc} = \frac{Kq_A + Kq_B}{2} \delta u - \frac{Kc_A}{2} \delta p_C \quad (5.36)$$

A figura 5.1 é uma representação do modelo matemático proposto, onde é possível acompanhar comportamento da vazão da válvula e os ganhos com relação às variáveis de entrada e como resultado final a vazão de controle média.



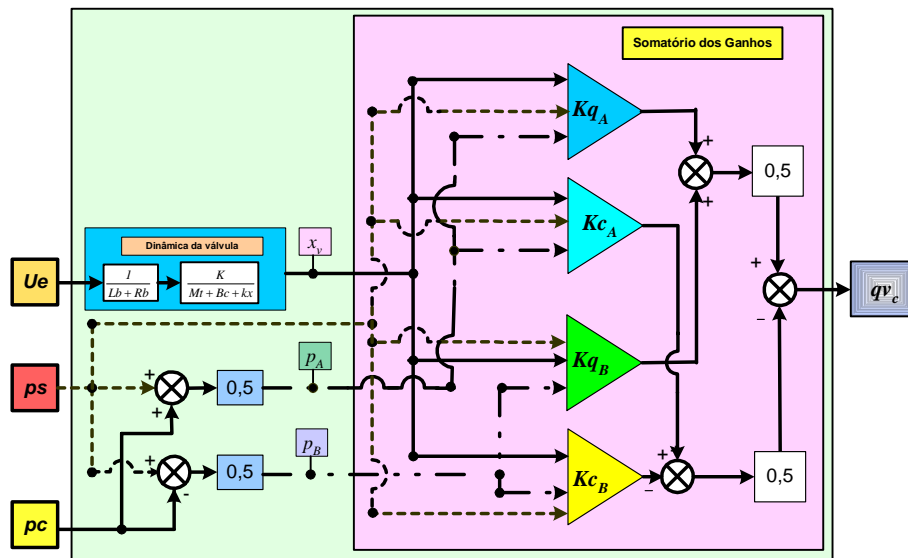


Figura 5.1 – Diagrama funcional do modelo matemático linearizado proposto da válvula

### 5.4 EXPRESSÕES MATEMÁTICAS PARA OS GANHOS INCLUINDO O EFEITO DE VAZAMENTO INTERNO

• Ganho de vazão ( $Kq$ )

$$Kq_{AUj} = \left. \frac{\partial q_{VA}}{\partial U} \right|_j$$

$$Kq_{AUj} = \frac{kv_{via} \sqrt{\Delta p_{(S-A)j}}}{U_n} + \frac{K_{inA} / Ku \cdot U_n}{U_n \left( DZ + \frac{U}{U_n} \right)^2} \cdot \Delta p_{(A-R)j} \tag{5.37}$$

$$Kq_{BUj} = \left. \frac{\partial q_{VB}}{\partial U} \right|_j$$

$$Kq_{BUj} = \frac{kv_{via} \sqrt{\Delta p_{(B-R)j}}}{U_n} + \frac{K_{inB} / Ku \cdot U_n}{U_n \left( DZ + \frac{U}{U_n} \right)^2} \cdot \Delta p_{(S-B)j} \tag{5.38}$$

onde,

$Kq_{A,B Uj} \Rightarrow$  é o ganho de vazão relativo à tensão no ponto de linearização genérico ‘j’

• **Coefficiente de vazão-pressão ( $Kc$ )**

$$Kc_{AUj} = - \left. \frac{\partial q_{VA}}{\partial p_A} \right|_j$$

$$Kc_{AUj} = \frac{kv_{via}}{2\sqrt{\Delta p_{(S-A)j}}} \cdot \frac{U}{U_n} + \frac{K_{inA}/Ku \cdot U_n}{\left(DZ + \frac{U}{U_n}\right)} \quad (5.39)$$

$$Kc_{BUj} = - \left. \frac{\partial q_{VB}}{\partial p_B} \right|_j$$

$$Kc_{BUj} = \frac{kv_{via}}{2\sqrt{\Delta p_{(B-R)j}}} \cdot \frac{U}{U_n} + \frac{K_{inB}/Ku \cdot U_n}{\left(DZ + \frac{U}{U_n}\right)} \quad (5.40)$$

onde,

$Kc_{A,B Uj} \Rightarrow$  é o ganho de vazão-pressão da válvula no ponto de linearização genérico 'j'

• **Ganho de pressão ( $Kp$ )**

$$Kp_{AUj} = \left. \frac{\partial p_A}{\partial U} \right|_j = \frac{Kq_{AUj}}{Kc_{Aj}}$$

$$Kp_{AUj} = \frac{2}{U} \cdot \left( \Delta p_{(S-A)j} + \frac{K_{inA} \cdot \Delta p_{(A-R)j} \cdot \sqrt{\Delta p_{(S-A)j}}}{Ku \cdot U_n \cdot kv_{via} \left(DZ + \frac{U}{U_n}\right)^2} \right) + \frac{1}{U_n} \cdot \frac{\Delta p_{(A-R)j}}{\left(DZ + \frac{U}{U_n}\right)} + \frac{kv_{via} \cdot Ku}{K_{inA}} \left(DZ + \frac{U}{U_n}\right) \quad (5.41)$$

$$Kp_{BUj} = \left. \frac{\partial p_B}{\partial U} \right|_j = \frac{Kq_{BUj}}{Kc_{Bj}}$$

$$Kp_{BUj} = \frac{2}{U} \cdot \left( \Delta p_{(B-R)j} + \frac{K_{inB} \cdot \Delta p_{(S-B)j} \cdot \sqrt{\Delta p_{(B-R)j}}}{Ku \cdot U_n \cdot kv_{via} \left(DZ + \frac{U}{U_n}\right)^2} \right) + \frac{1}{U_n} \cdot \frac{\Delta p_{(S-B)j}}{\left(DZ + \frac{U}{U_n}\right)} + \frac{kv_{via} \cdot Ku}{K_{inB}} \left(DZ + \frac{U}{U_n}\right) \quad (5.42)$$

onde,

$Kp_{A,B Uj} \Rightarrow$  é o ganho de pressão relativo à tensão no ponto de linearização genérico 'j'.

Os coeficientes de vazão ( $kv_{via}$ ) e vazamento interno ( $K_{inA}$ ;  $K_{inB}$ ) descritos nas expressões matemáticas desta seção são apresentados nos apêndices B e C. Os quais descrevem os procedimentos de obtenção destes coeficientes através de ensaios ou dados de catálogos de fabricantes de válvulas direcionais proporcionais.

# CAPÍTULO 6

## CONSIDERAÇÕES FINAIS

---

A hidráulica está presente no campo de máquinas ferramentas, equipamentos industriais, equipamentos móveis, robótica, indústria aeronáutica e aeroespacial, dentre outras. Dentro destas áreas de aplicação vários pesquisadores têm apresentado em seus trabalhos estudos que permitem melhorias significativas nos acionamentos, comandos e controle dos circuitos e equipamentos tanto na área de serviços quanto na produção.

No contexto dos circuitos hidráulicos o componente de ligação entre as unidades de potência e de comando eletrônico é a válvula direcional proporcional. Os modelos lineares e não-lineares desenvolvidos até o momento sobre válvulas direcionais proporcionais não contemplam simultaneamente os efeitos de folga radial, sobreposição entre o carretel e os pórticos da linha de trabalho e a dependência da vazão para com a raiz quadrada da diferença de pressão.

A meta deste trabalho foi suprir esta lacuna visando uma descrição matemática da equação da vazão mais adequada para válvulas direcionais proporcionais de uso geral que incorpora o vazamento interno devido a geometria da válvula.

O estudo apresentado para a modelagem da equação da vazão levou em consideração a geometria da válvula, o coeficiente de descarga, a queda de pressão em orifícios, o comprimento da sobreposição, o deslocamento do carretel, as quinas do ressalto do carretel e os pórticos como se fossem cantos vivos e arredondados. Foram apresentadas as áreas para a região com e sem sobreposição para cantos vivos e arredondados. O efeito do escoamento mostrado nas curvas de vazão para as linhas de trabalho *A* ou *B* podendo ser laminar ou turbulento e vice versa conforme o deslocamento do carretel. Nas simulações teóricas apresentadas observou-se que a mudança do regime de escoamento para o orifício de controle da vazão acontece na região com sobreposição para cantos vivos e arredondados. A diferença de vazão total mostrada nas curvas para cantos vivos e arredondados figura 4.37 está na mudança da região de sobreposição para a sem sobreposição, e na área intermediária para cantos arredondados. A vazão para cantos arredondados é um pouco maior do que a de cantos vivos devido a mudança de área do orifício e no momento em que começa a região sem sobreposição as vazões são praticamente iguais.

No modelo matemático da equação da vazão, desenvolvido para uso geral, o primeiro termo é considerado como orifício de controle principal da vazão usando a diferença da pressão de suprimento com a pressão da via de trabalho em questão e, o segundo termo, o vazamento interno da válvula devido à pressão da linha de trabalho para a linha de retorno.

O modelo matemático da equação da vazão apresentado no capítulo 5 de uso geral é para uma válvula simétrica na contemplando a presença de entalhes no carretel.

Para a validação do modelo é muito importante e necessário submetê-lo a testes experimentais o que possibilitará a obtenção mais adequada dos parâmetros avaliando-o e comparando-o com os modelos apresentados. No apêndice A apresenta-se um esquema para ensaios. No apêndice B mostra como obter os parâmetros para o modelo através do procedimento descrito para o teste. Já no apêndice C mostra como obter os coeficientes de vazão e vazamento interno para o modelo através dos dados de catálogos de fabricantes.

A consideração do vazamento interno no modelo proposto da equação da vazão é imprescindível para o conhecimento estático e dinâmico, análise e seleção de válvulas direcionais proporcionais para projetos de componentes de sistema de controle de posição.

Pesquisas futuras para válvulas direcionais proporcionais poderão abordar os seguintes pontos:

- A influência do atrito viscoso com a lubrificação de válvulas;
- Desenvolvimento de um modelo matemático levando em consideração outras não – linearidades da válvula (atritos, por exemplo);
- Desenvolvimento de uma norma técnica de ensaios própria para válvulas direcionais proporcionais junto a ABNT;
- Análise do emprego do modelo proposto com o projeto de sistemas hidráulicos com controle de posição comparando-o com os estudos com modelos clássicos.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALLEYNE, A.; HEDRICK J.K.. **Nolinear adptative control of active suspensions**. IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol. 3, n.º 1, pp. 94-101, march, 1995.

ALLEYNE, A.; LIU R.; WRIGHT, H. . **On the limitations of force tracking control for hydraulic active suspensions**. Proceedings of the 1998 American Control Congress. Philadelphia, PA, 1998.

ANDRIGHETTO, P. L. - **Posicionador Eletro-Hidráulico Controlado por Válvula Proporcional Direcional**. Florianópolis: UFSC, 1996.(Dissertação de Mestrado).

ANDRIGHETTO, P. L., BOLLMANN, A. **Comparação entre servoválvulas e válvulas proporcionais hidráulicas**. ABHP. São Paulo. Ano XVII, n. 104, p. 13-16, jun./jul. 1997.

BLACKBURN, J. F.; REETHOF, G. SHEAR, J.L. **Fluid power control**. Massachusetts, The Massachusetts Institute of Tecnology Press, 1960.

BILODEAU G.; PAPADOPOULOS, E. **Modelling, identification and experimental validation of a hydraulic manipulator joint for control**. In Proceedings of the 1997 International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS '97), Grenoble, France, September 1997.

BOSCH – **Proportional Control Valves**. Stuttgart. Robert Bosch GmbH. – Catálogo HP/VHI 013/1De/En/Fr. – 1987a.

\_\_\_\_\_. - **Valves Proportional**. Hidráulica Industrial 13/1, versão 1.3. Robert Bosch GmbH. – Catálogo- 1987b.

\_\_\_\_\_. - **Servo solenoid valves**. Industrial Hidráulics 13/2, versão 1.2. Robert Bosch GmbH. – Catálogo- 1987c.

BU, F.; YAO. B. **Nonlinear adaptive robust control of hydraulic actuators regulated proportional directional control valves with deadbande and nonlinear flow gains.** Proceedings of the American coontrol Conference, Chicago, Illinois. June, 2000.

CAPUTO, D. **Electrohydraulic proportional valves increase system efficiency.** Hydraulics & Pneumatics, Clevelande, v.47, n. 11, p. 41-42, Nov. 1994.

CUNHA, Mauro A.B. – **Controle em Cascata de um Atuador Hidráulico: Contribuições Teóricas e Experimentais.** Florianópolis: Curso de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica. UFSC, 2001. (Tese de Doutorado).

CUNHA, Mauro A.B.; GUENTHER, R.; PIERI, E.R. **Controle de força em atuadores hidráulicos.** CONEM 2000, Natal, RGN.

DE NEGRI, V. J. **Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle.** Parte III –**Sistemas Hidráulicos para Controle.** Florianópolis: Apostila do curso de Pós-Graduação da Engenharia Mecânica. UFSC, 2001.

\_\_\_\_\_. - **Estudo do Comportamento Dinâmico de Sistemas Hidráulicos.** Apostila do curso de Pós-Graduação da Engenharia Mecânica. UFSC, 1988.

\_\_\_\_\_. - **Modelagem de Servomecanismos Hidráulicos e Simulação de um Servomecanismo Mecânico-Hidráulico.** Florianópolis: - Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Coordenadoria de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. UFSC, 1987.

\_\_\_\_\_. - **Estruturação da Modelagem de Sistemas Automáticos e sua Aplicação a um banco de Testes para Sistemas Hidráulicos.** Florianópolis: - (Tese de Doutorado) - Coordenadoria de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. UFSC, 1996.

\_\_\_\_\_. - **Integração da tecnologia hidráulica e pneumática com CLP's.** Florianópolis: Apostila do curso de Pós-Graduação da Engenharia Mecânica. UFSC, 1999.

DE NEGRI, V. J. SILVEIRA, J. KINCELER, R. **Relatório técnico à Reivax automação e controle. Determinação de características comportamentais de válvula distribuidora modelo Reivax 002** . Projeto PADCT / Reivax. Florianópolis, Novembro, 1998.

DIPLOMATIC-OLEODINÂMICA. **Catalogo 83 200/298 SD de valvula direccional de accion direta com mando electrico proporcional MD1E**. Legnano, MI ITALY. 8 pp. Disponível em : < [www.diplomatic.com/](http://www.diplomatic.com/) > Acesso em 05 março 2002.

FOX, R. W.; McDONALD, A T. Introdução a mecânica dos fluidos. Rio de Janeiro. Editora Guanabara Dois, 1981.

FURST, F. L. **Sistematização do projeto preliminar de circuitos hidráulicos de controle de posição**. Florianópolis 2001. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Coordenadoria de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.

FURST, F. L.; DE NEGRI, V. J. **Projeto de sistemas hidráulicos de controle de posição**. PROJETO PADCT / REIVAX. Capacitação Industrial para Construção de Sistemas Hidráulicos de Controladores de Turbinas. Apostila do curso de Pós-Graduação da Engenharia Mecânica. UFSC. Florianópolis, 2002.

GÖTZ, Werner. – **Electrohydraulic Proportional Valves And Closed Loop Control Valves. – Theory and Application**. Stuttgart. Robert Bosch GmbH, 1989.

HABIBI, S. R.; RICHARDS, R. J.; GOLDENBERG, A . A . **Hydraulic actuator analysis for industrial robot multivariable control**. American Control Conference . Baltimore. June 1994.

HABIBI, S. R.; GOLDENBERG, A . A . **Design and control of a reconfigurable industrial hydraulic robot**. International Conference on Robotic and Automation. May - 1995.

HAVLICSEK, H.; ALLEYNE, A. **Nonlinear modeling of na electrohydraulic injection molding machine**. IEEE Proceedings of the American Control Conference. San Diego, California. June 1999.

HEINRICHS, B.; SEPEHRI, N.; THORNTON-TRUMP, A. B. **Position-based impedance control of an industrial hydraulic manipulator.** IEEE Control Systems Magazine, vol. 17, n.º 1, pp. 46-52, february, 1997.

IFToMM – Commission an standard for terminology. Mechanism and Machine Teory. Mech. Mach. Teory, vol. 26, n.º 05, 1991.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARTIZATION. ISO 6404 – Hydraulic fluid power – Servovalves – Test methods. First edition – 1985. 38 pp.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARTIZATION. ISO 5598 – Hydraulic and pneumatic – Vocabulary – 1982. 94 pp.

JOHNSON, Jack L. – **Design of Eletrohydraulic Systems for Industrial Motion Control.** Milwaukee Scholl of Engineering. USA, 1995.

JOVANOVIĆ, M. **Nonlinear control of na electrohydraulic velocity servosystem.** IEEE Proceedings of the American Control Conference. Anchorage, AK. May 8-10, 2002.

KREMER, G. G.; THOMPSON, D. F. **Robust stability of nonlinear hydraulic servo systems using closest hopf bifurcation techniques.** IEEE Proceedings of the American Control Conference. Philadelphia, PA. June, 1998.

LEWIS, E.E., STERN H. – **Design of Hydraulic Control Systems.** New York: Mc Graw-Hill Book Company, Inc. 1962.

LI, P. Y. **Dynamic redesign of a flow control servo-valve using a pressure control pilot.** ASME Symposium on Modeling and Control.of Fluid Power Systems. New York. November, 2001.

LI, Z.D.; CORKE, P.I.; GURGENCI, H.Z. **Modelling and simulation of na electrohydraulic mining manipulator.** Proceedings of tthe International Conference on Robotics and Automation. Albuquerque, New Mexico. April, 1997.



MACARINI, H. **Controle de posição de um atuador hidráulico diferencial aplicado em reguladores de turbinas com avaliação dinâmica de válvulas proporcionais.** Departamento de automação e sistemas. CTC/UFSC. Agosto, 2000.

MCCLOY, D., MARTIN, H. R. – **The Control of Fluid Power.** London: Longman Group Limited, 1973.

MERRIT, H. E. - **Hydraulic Control System.** John Wiley & Sons, Inc. New York, 1967.

MOHAMMAD, R.; SALCUDEAN, S. E. **On the nonlinear control of hydraulic servo-systems.** IEEE Proceedings International Conference Robotics Automation. April, 2000.

MOOG Direct Drive Valve . **Proportional control valves with integrated electronics D633 series.** Disponível em : < [www.moog.com](http://www.moog.com) > Acesso em 05 março 2002.

MOOKHERJEE, S. **Design and sensitivity analysis of a single-stage electro-hydraulic servovalve.** Proc. Of 1<sup>st</sup> FPNI-PhD Symp. Hamburg 2000, pp. 71-88.

NACHI. **Instruction manual for power amplifier for electro-hydraulic proportional valve.** High response proportional flow and directional control valve. Catálogo EHA-PD2-\*\*01-D2-10. NACHI-FUJIKOSHI CORP. 12 pág. (s.d.)

NASCA, R. A. - **Testing Fluid Power Components.** 1<sup>st</sup> Ed. New York: Industrial Press Inc., 1990.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno.** Rio de Janeiro: Prentice – Hall do Brasil Ltda, 1993.

PING, C.; LIHUA, Q. **System identification in hydraulic servo system with diagonal recurrent neural networks.** Disponível em : < [http://fluid.power.net/techbriefs/hanghzau/5\\_2\\_10.pdf](http://fluid.power.net/techbriefs/hanghzau/5_2_10.pdf) > Acesso em 28 jul. 2002.

RANDY, T. A; LI, P.Y. **Mathematical modeling of a two spool flow control servovalve using a pressure control pilot.** ASME Symposium on Modeling and Control Electrohydraulic Systems, Orlando, FL. November, 2000. pp 321-328.

REXROTH, Mannesmann. **Válvulas direcionais proporcionais de 4/2 e 4/3 vias, diretamente operadas, tipo 4WRE série 1x com realimentação elétrica.** Catalogo RS 29 060/03.98 – 13 pág.

RODRIGUES, L. A. H., FURST, F. L., DE NEGRI, V. J., SOARES, J. M. C. **Análise teórico-experimental de um circuito hidráulico de controle de velocidade de turbina em central hidrelétrica.** Brazilian Congress of Mechanical Engineering, 16., COBEM 2001, Uberlândia. Anais... Uberlândia, 2001. v. 13. p. 229-237.

SCHNEIDER, F.B. **Controle de posição de uma fresa utilizando acionamento hidráulico.** Projeto de fim de curso. Departamento de automação e sistemas. CTC/UFSC. Março, 2002.

SEPEHRI, N.; DUMONT, G. A M.; LAWRENCE, P. D.; SASSANI, F. **Cascade control of hydraulically actued manipulators.** Robotica, v. 8. Jul./Sep. - 1990. pp. 207-216.

SEKHAVAT, P.; SEPEHRI, N. **Cascade control of hydraulic actuators during contact tasks.** Proceedings of 2001 IEEE International Symposium on Computational Intelligence in Robotics and Automation. July 29-August 1, 2001. Banff, Alberta. Canada. pp. 172-177

STRINGER, J. D. - **Hydraulic Systems Analysis, an introduction.** 1<sup>st</sup> Ed. London: The Macmillan Press Ltd: 1976. 173p.

UGGIONI, Natalino. **A hidráulica proporcional numa linguagem simplificada.** ABHP. São Paulo. Ano XVII, n. 107, p. 27-28, nov./dez. 1997.

\_\_\_\_\_. **Hidráulica industrial.** Editora Sagra Luzzatto. Porto Alegre.2002.

VALDIEIRO, A. C.; BRAVO, R. R. S. **Modelagem e simulação de subsistemas hidráulicos: Válvulas eletro-hidráulica de um estágio**. POSMEC – Laboratório de sistemas hidráulicos e pneumáticos. Trabalho de disciplina. Florianópolis. 2000.

von LINSINGEN, I. - **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. Florianópolis: Ed. da UFSC, 2001.

von LINSINGEN, I. SILVA, J.C. CASTRO, N. J. A. – **Análise teórico-experimental do comportamento dinâmico de válvulas direcionais** – 9º Seminário de Instrumentação. Instituto Brasileiro de Petróleo - IBP. Rio de Janeiro. RJ. Anais... Rio de Janeiro, 1991. p. 111 - 122.

YAOZHENG, J. B. G. **ASIC- PLC totally digitized hydraulic turbine speed governor**. Fifth International Conference on Fluid Power Transmission on Control (ICFP 2001). April 3 to April 5, 2001. Hangzhou, China.

YUN, I.S.; CHO, H.S. **Adaptive model following control of electrohydraulic velocity control systems subjected to unknown disturbances**. IEEE Control Theory and Applications, v. 135, n.º 2, March 1988, pp. 149-150.

ZHENG, D.; HAVLICSER, H. ALLEYNE, A – **Nonlinear adaptive learning for electrohydraulic control system's**. ASME, FPST, Canada, 1998.

# APÊNDICE

## Apêndice A

---

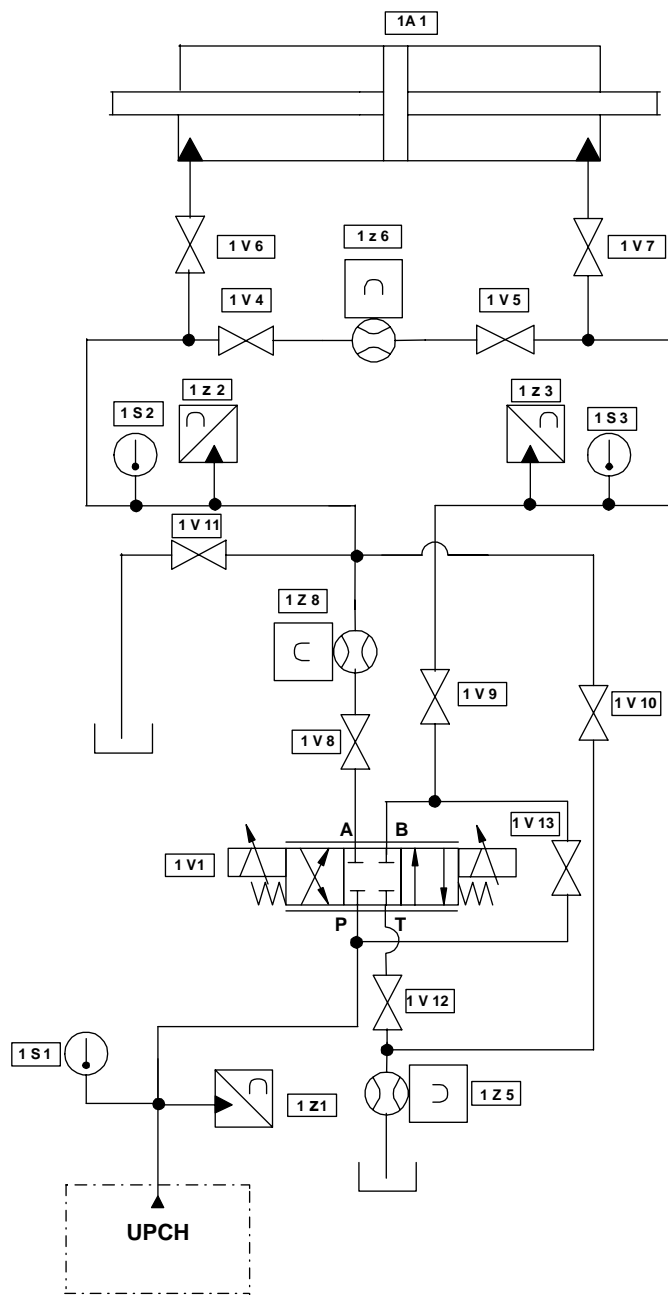
### ESQUEMA E DESCRIÇÃO DA BANCADA PARA ENSAIO E OBTENÇÃO DOS COEFICIENTES DA VÁLVULA DIRECIONAL PROPORCIONAL

A figura A.1 apresenta um diagrama esquemático do circuito para realização dos ensaios, tomando como base a norma a ISO 6404 (ISO, 1985). No esquema estão apresentados os seguintes componentes: válvula direcional proporcional, válvula reguladora de pressão, transdutores de pressão, transdutores de vazão, sensores de temperatura, válvulas de esferas (registro), cilindro de dupla ação. Dividindo o circuito em duas partes tem-se: sistema de condicionamento de fluido e sistema de atuação.

Abaixo identifica-se os componentes do esquema apresentado na figura A.1 com sua respectiva função:

- UPCH, unidade de potência e condicionamento hidráulico.
- 1V1, válvula direcional proporcional para realização dos testes.
- 1Z1, 1Z2, 1Z3 transdutores de pressão para captar os sinais de pressão na entrada, saídas *A* e *B* e retorno da válvula direcional proporcional 1V1 e na pressão do circuito auxiliar.
- 1Z5, 1Z6, 1Z8 transdutor de vazão para gerar um sinal elétrico proporcional à vazão volumétrica.
- 1S1, 1S2, 1S3 sensores de temperatura instalados próximo a cada transdutor de pressão para a monitoração da temperatura em várias posições do circuito.
- 1V4, 1V5, 1V6, 1V7, 1V8, 1V9, 1V10, 1V11, 1V12, 1V13 válvulas de esferas para realização de diversos percursos na bancada de testes.
- 1 A 1, cilindro de dupla ação simétrico.

Informações mais detalhadas referente a UPCH pode ser consultada em (DE NEGRI, 1996), através da ferramenta de projeto Rede de Petri Canal/Agência (rede C/A) que descreve os requisitos funcionais da UPCH.



**Figura A.1** – Esquema da bancada experimental

## Apêndice B

### ETAPAS PARA OBTENÇÃO DOS COEFICIENTES DE VAZÃO E VAZAMENTO DA VÁLVULA DIRECIONAL PROPORCIONAL ATRAVÉS DO ENSAIO

Seguindo o esquema apresentado na figura A.1 e usando as equações matemáticas das vazões 5.28 e 5.29, pode-se determinar o valor do coeficiente de vazão e o vazamento interno da válvula através do ensaio e compará-los com os dados fornecidos pelos catálogos dos fabricantes. Esta seção descreve as etapas para se obter os coeficientes através de ensaios.

Da equação 5.28, a vazão de controle da via de trabalho *A* é dado por:

$$q_{VCA} = kv \frac{U}{U_n} \cdot \sqrt{2\Delta p_{S-A}} - \frac{K_{inA} / Ku \cdot U_n}{DZ + \frac{U}{U_n}} \cdot \Delta p_{A-R} \quad (B.1)$$

Da equação 5.29, a vazão de controle da via de trabalho *B* é dado por:

$$q_{VCB} = kv \frac{U}{U_n} \cdot \sqrt{2\Delta p_{B-R}} - \frac{K_{inB} / Ku \cdot U_n}{DZ + \frac{U}{U_n}} \cdot \Delta p_{S-B} \quad (B.2)$$

De posse do esquema apresentado na figura A.1, montar a bancada de ensaio para obtenção dos coeficientes de vazão e vazamento interno da válvula da seguinte forma:

- Deixar a válvula na posição central, ou seja, sem sinal de entrada.
- Conectar a linha de trabalho *A* ao reservatório, abrindo as válvulas 1V8 e 1V11, fechar 1V4, 1V5, 1V6, 1V7 e 1V10.
- Conectar a linha de trabalho *B* com a linha de pressão abrindo a válvula 1V13 e fechando a válvula 1V12. Assim a pressão interna na câmara da linha de trabalho *B* da válvula acabará sendo igual a pressão de suprimento.
- Deslocar o carretel da válvula no sentido positivo para obter o coeficiente de vazão da válvula por par de vias.
- Medir a vazão em 1Z8, obtendo assim a vazão a linha de trabalho *A*.
- Medir as pressões em 1Z1, 1Z2 e 1Z3.
- Com as medidas da vazão e das pressões e através da equação 5.45, o coeficiente de vazão válvula sem contemplar o vazamento fica:

$$kv = \frac{q_{VCA}}{\sqrt{2\Delta p_{(1Z1-1Z2)}}}$$

- Onde:

- $p_S = 1Z1;$   
 -  $p_A = 0$ , pressão em 1Z2;  
 $p_R = 0$

Obs.: as linhas de retorno das linhas de trabalho *A* e *B* das válvulas direcionais proporcionais de tamanho seis, são interligadas dentro do bloco, desta forma, estas vias não podem ser isoladas para medir o valor do vazamento por par de vias. O vazamento interno medido da linha de retorno, é a soma dos vazamentos internos referentes as linhas de trabalho *A* e *B* da válvula. Para as válvulas de tamanho dez, as linhas de retorno das linhas de trabalho *A* e *B*, também são interligadas dentro do bloco como as do tamanho seis. A existência de uma linha de retorno para cada linha de trabalho, nas válvulas de tamanho dez, não pode ser deduzida como linhas de retorno das linhas de trabalho. Normalmente, nos casos em que se usa uma válvula de tamanho dez, uma das linhas de retorno é bloqueada.

- Para obter o coeficiente de vazamento interno, bloquear as linhas de trabalho *A* e *B*, fechando as válvulas 1V8, 1V9 e 1V13.
- Abrir a válvula 1V12.
- A vazão medida em 1Z5, correspondente ao vazamento interno das linhas de trabalho *A* e *B*.

O vazamento interno total da válvula é dado por:

$$q_{v\ s\ in} = q_{v\ s\ inA} + q_{v\ s\ inB} \quad (B.3)$$

$$q_{v\ s\ in} = \frac{K_{inA}/Ku.U_n}{DZ + \frac{U}{U_n}} \cdot \Delta p_{A-R} + \frac{K_{inB}/Ku.U_n}{DZ + \frac{U}{U_n}} \cdot \Delta p_{S-B}$$

Onde:

$$p_S = p_A$$

$$p_B = p_R$$

$$p_R = 0$$

Quando  $K_{inA} = K_{inB}$  que comumente ocorre, o vazamento interno na linha de trabalho *A* fica:

$$q_{v\ s\ inA} = \frac{q_{v\ s\ in}}{2} \quad (B.4)$$

e o vazamento interno na linha de trabalho *B* fica:

$$q_{v\ s\ inB} = \frac{q_{v\ s\ in}}{2} \quad (B.5)$$

## Apêndice C

### OBTENÇÃO DO COEFICIENTE DE VAZÃO E VAZAMENTO INTERNO DA VÁLVULA ATRAVÉS DE CATÁLOGOS

O coeficiente de vazão ( $k_v$ ) da válvula direcional proporcional pode ser obtido através das curvas de vazão ou mesmo de um número correspondente ao valor de vazão nominal. Uma atenção especial deve ser dada na forma como é fornecida a queda de pressão, o que pode corresponder à queda de pressão total na válvula ou por par de vias. Também o valor do vazamento interno das válvulas direcionais proporcionais é fornecido por curvas ou mesmo um número como valor do vazamento. Este valor é dado com o carretel da válvula na posição central, no que resulta o vazamento máximo da válvula a uma pressão ajustada pelo fabricante. Os fabricantes não informam em seus catálogos a norma usada para o ajuste da pressão.

Esta seção mostra como obter o coeficiente de vazão ( $k_v$ ) e o vazamento interno ( $q_{v\text{sin}}$ ) de válvulas direcionais proporcionais através do catálogo do fabricante.

#### Catálogo BOSCH 13/1 Versão 1.3 páginas 162-166 (1987b) (catálogo com $\Delta p_{\text{via}}$ )

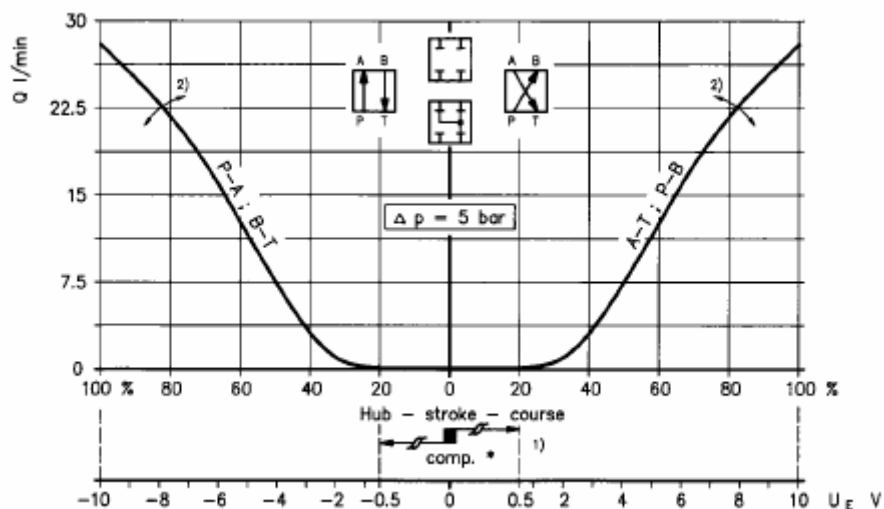
Válvula catálogo BOSCH - NG6 4/3 vias

Válvula direcional proporcional – 0811 404 119

Vazão = 28 lpm =  $46,66 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$

$\Delta p_{\text{via n}} = 5 \text{ bar}$

A figura C.1 mostra os dados citados acima.



**Figura C.1** – Curva de vazão da válvula BOSCH - NG6 – 0 811 404 119 (BOSCH, 1987b)



Com a equação 3.4, e de posse dos dados de catálogo o coeficiente de vazão desta válvula, fica:

$$kV_{cat} = \frac{46,66 \times 10^{-5}}{\sqrt{5 \times 10^5}} = 6,59 \times 10^{-7}$$

O coeficiente de vazamento pode ser determinado da seguinte forma:

### **Cálculo da zona morta**

Com a equação 5.17 e o gráfico da figura C.1 encontra-se o valor da zona morta que é o valor da sobreposição, entre o ressalto do carretel e a camisa da válvula, expressa em porcentagem para unidade de tensão.

Da equação 5.17 tem-se:

$$DZ = \frac{[U_{ZM}(+) - U_{ZM}(-)]}{[U_{lmt}(+) - U_{lmt}(-)]} = \frac{[0,5 - (-0,5)]}{[10 - (-10)]} = 0,05$$

O valor da zona morta corresponde a cinco por cento do valor da tensão que corresponde à 0,5 Volts.

### **Cálculo da constante relacionada ao vazamento interno ( $K_{in}$ )**

Reescrevendo as equações 5.11 e 5.12, com o carretel da válvula na posição central, linhas de trabalho *A* e *B* fechadas, sinal de entrada em tensão igual a zero e considerando que:

$$p_A = p_B = \frac{p_S}{2}$$

$$q_{v sin A \rightarrow T} = q_{v sin B \rightarrow T} = q_{v sin}$$

Sendo que;

$p_S$  = pressão fornecida pelo catálogo usado pelo fabricante, o qual fornece o valor de vazamento interno total com o carretel na posição central fica:

$$K_{in} = K_{inA} = K_{inB} \frac{2 \cdot q_{v sin} \cdot DZ}{p_S} \quad (C.1)$$

Através da figura C.2, forma como o fabricante (BOSCH, 1987b) fornece o dado de vazamento interno da válvula com o carretel posição central. Com a equação 5.48, encontra-se o valor da constante de vazamento interno, a ser usado na equação 5.28 e 5.29.

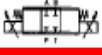


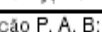
Especificações	
Genéricas	
Tipo construtivo	Válvula de gaveta
Accionamento	Electroiman proporcional com regulação de posição
Tipo de ligação	Placa de ligação, plano de orifícios NG 6 (ISO 4401)
Posição de montagem	de livre escolha
Temperatura ambiente	-20 ... +50 °C
Hidráulicas	
Fluidos	Óleo hidráulico conforme DIN 51524 ... 535, outros a pedido
Viscosidade recomendada	20 ... 100 mm <sup>2</sup> /s
máxima permitida	10 ... 800 mm <sup>2</sup> /s
Temperatura do fluido	-20 ... +80 °C
Filtragem	Classe de poluição admissível do fluido de pressão conforme NAS 1638
De acordo com a segurança de serviço e vida útil	a ser atingida com filtro β <sub>s</sub> = 75
	8 X = 10
	9 20
	10 25
Sentido de fluxo	vide símbolo
Caudal nominal (com Δp = 5 bar)*	5,8 8 14 16 28 l/min (por canal)
Óleo de fuga/bordo de controlo (Δp = 100 bar)	 A → T = 80 cm <sup>3</sup> /min
	 B → T = 80 cm <sup>3</sup> /min
Descarga de óleo de fuga (Δp = 5 bar)	 A → T = 0,8 ... 1,6 l/min
	 B → T = 0,8 ... 1,6 l/min
Pressão máxima de serviço	Ligação P, A, B: 315 bar Ligação T: 250 bar

Figura C.2 – Dados do vazamento da válvula no catálogo (BOSCH, 1987b)

Para este exemplo tem-se que:

$$q_{v\ inA} = 80\ cm^3 / s = 1,333 \times 10^{-6}\ m^3 / s$$

e

$$q_{v\ inB} = 80\ cm^3 / s = 1,333 \times 10^{-6}\ m^3 / s$$

O valor da constante de vazamento interno com queda de pressão por par de vias fica:

$$K_{in} = \frac{2 \times 1,333 \times 10^{-6} \times 0,05}{100 \times 10^5} = 1,333 \times 10^{-14}$$

**Catálogo REXROTH–RP 29060/03.98 páginas 1-13 (1998)** (catálogo com Δp<sub>total</sub> na válvula)

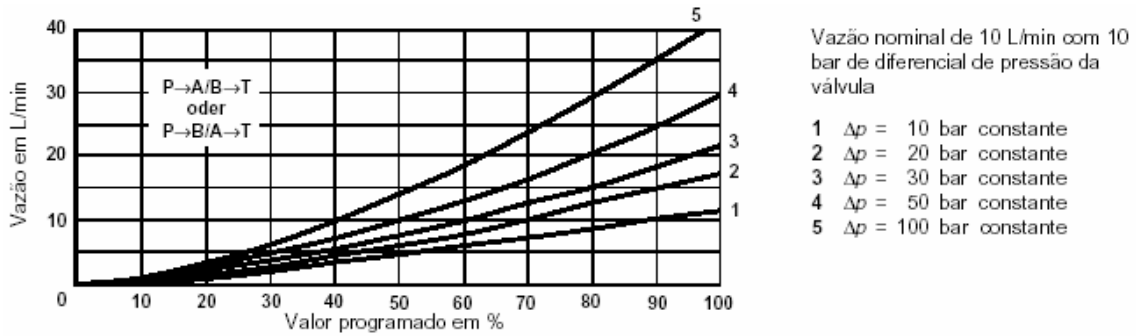
Válvula catálogo REXROTH TN6 4/3 vias

Válvula direcional proporcional – 4 WRE6V68-1X/24

Vazão = 10 lpm = 1.666 x 10<sup>-4</sup> m<sup>3</sup>/s

Δp<sub>total</sub> = 10 bar

A figura C.3, mostra os dados citados acima.



**Figura C.3** – Curvas de vazão da válvula modelo Rexroth 4 WRE6V681X/24 (REXROTH, 1998)

O coeficiente de vazão da válvula com queda de pressão total na válvula fica:

$$Kv_{cat} = \frac{1.666 \times 10^{-4}}{\sqrt{10 \times 10^5}} = 1,666 \times 10^{-7}$$

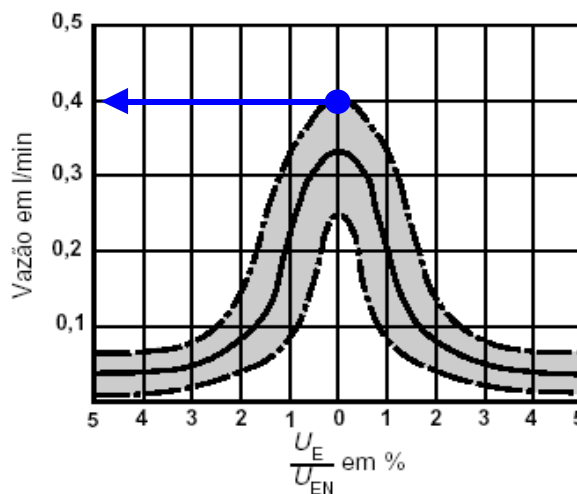
**Cálculo da zona morta**

Da equação 5.17 tem-se:

$$DZ = \frac{[U_{ZM}(+) - U_{ZM}(-)]}{[U_{lmt}(+) - U_{lmt}(-)]} = \frac{[0,5 - 0]}{[10 - 0]} = 0,05$$

O valor da zona morta corresponde a cinco por cento do valor da tensão que vale 0,5 Volts, conforme figura C.4.

**Campo de tolerância da vazão zero**  
(medido com  $p_0 = 100$  bar)



**Figura C.4** - Curva de vazamento interno na posição central (REXROTH, 1998)

**Cálculo da constante de vazamento interno ( $K_{in}$ )**

Reescrevendo as equações 5.11 e 5.12, com o carretel da válvula na posição central, linhas de trabalho  $A$  e  $B$  fechadas, sinal de entrada em tensão igual a zero e considerando que:

$$p_A = p_B = \frac{p_S}{2}$$

$$q_{v\,sinA} = q_{v\,sinB} = q_{v\,sin}$$

Sendo que;

$p_0 = p_S$  pressão fornecida pelo catálogo usado pelo fabricante, o qual fornece o valor de vazamento interno com o carretel na posição central.

Para este exemplo tem-se que:

$$q_{v\,sinA} = 0,4 \text{ lpm} = 6,666 \times 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{s}$$

e

$$q_{v\,sinB} = 0,4 \text{ lpm} = 6,666 \times 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{s}$$

O valor da constante de vazamento interno com queda de pressão na válvula fica:

$$K_{in} = K_{inA} = K_{inB} = \frac{2 \times 6,666 \times 10^{-6} \times 0,05}{100 \times 10^5} = 6,666 \times 10^{-14}$$

## Apêndice D

### PROGRAMA USADO NA SIMULAÇÃO

Este anexo apresenta o programa usado implementado em MatLab para simulação do modelo matemático proposto.

```
% Parametros usados na simulação.
D_c =0.012000;      %Diâmetro da camisa
D_cr=0.011980;     %Diâmetro do carretel
ro=900;            %Densidade do fluido
cd=0.7;            %Coeficiente de descarga para vazão turbulenta
delta=0.16;        %Coeficiente de descarga para vazão laminar
ni=40e-6;          %Viscosidade cinemática
pp=[-6:0.1:-5.5   -5.25:0.25:-4.5   -4:0.5:4   4.5:0.25:5.25   5.5:0.1:6];
    %Seqüencia de pressões de carga a serem calculadas [MPa] {VL}
ps=6000000;        %Pressão de suprimento [Pa]
pr=0;              %Pressão de retorno
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Calculo de valores iniciais
pp=sort(pp);       %Ordena as pressões, para ter certeza.
pa=(pp'*1e6+ps)/2; %Pressões em A, transforma em unidade.
pb=(ps-pr)-pa;     %Pressão na via B
dp3=ps-pa;         %Queda de pressão em 3
dp4=pa-pr;         %Queda de pressão em 4
dp5=ps-pb;         %Queda de pressão em 5
dp6=pb-pr;         %Queda de pressão em 6
fr=(D_c - D_cr) / 2; %Folga radial
Ao_ol=pi*(D_c^2 - D_cr^2); %Área na sobreposição
Ax_rss=pi*(D_cr + fr); %Valor auxiliar, para regioa sem sobreposicao
K_lc=0.02572*fr^2* Ao_ol/(ni*ro); %laminar com recob
K_uc=cd* Ao_ol*(2/ro)^.5/4; %turbulento com recob
K_tc= Ao_ol*4.86018*(cd/fr)^2*ni; %transicao com recob
K_li=0.02572*4*Ax_rss^2/(ni*ro); %laminar intermediario
K_ui=cd*Ax_rss*(2/ro)^.5; %turbulento intermediario
K_ti=4.86018/Ax_rss*cd^2*ni; %transicao intermediario
K_ls=4*delta^2*Ax_rss/(ni*ro); %laminar sem recob
K_us=cd*Ax_rss*(2/ro)^.5; %turbulento sem recob
K_ts=0.5*(cd/delta)^2*Ax_rss*ni; %transicao sem recob
    %Constantes para calculos de vazao, regioes respectivamente:
    % laminar RCS, turbulenta RCS, transição RCS,
    % laminar RI, turbulenta RI, transição RI
    % laminar RSS, turbulenta RSS, transição RSS
KS=[K_lc, K_uc, K_tc, K_li, K_ui, K_ti, K_ls, K_us, K_ts, fr];
    %Guarda constantes para usar nas outras funções
R=10e-6; %Arredondamento do carretel
lol=40e-6; %Comprimento de sobreposição ("overlap") sem deslocamento
xvn=1e-3; %Deslocamento máximo do carretel
esp_x=1e-6; %Passo do gráfico
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Calculo das áreas, comprimentos e pressões
xv=[0:esp_x:xvn];
    %Deslocamento (somente positivo = para esquerda) {VL}
xv=sort([-xv xv]);
    %Deslocamento para ambos os lados agora {VL}
Calc_Ks;% ni, ro, D_c, D_cr, cd, delta );
[qr3,qr3l,qr3u,qr3t]=Vazao(dp3, xv, lol, KS, R);
[qr4,qr4l,qr4u,qr4t]=Vazao(dp4, -xv, lol, KS, R);
[qr5,qr5l,qr5u,qr5t]=Vazao(dp5, -xv, lol, KS, R);
[qr6,qr6l,qr6u,qr6t]=Vazao(dp6, xv, lol, KS, R);
[qz3,qz3l,qz3u,qz3t]=Vazao(dp3, xv, lol, KS, 0);
[qz4,qz4l,qz4u,qz4t]=Vazao(dp4, -xv, lol, KS, 0);
[qz5,qz5l,qz5u,qz5t]=Vazao(dp5, -xv, lol, KS, 0);
[qz6,qz6l,qz6u,qz6t]=Vazao(dp6, xv, lol, KS, 0);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Prepara vazões para os gráficos
qr3=qr3*60000; qz3=qz3*60000;
qr4=qr4*60000; qz4=qz4*60000;
qra=qr3-qr4; qza=qz3-qz4;
qr3l=qr3l*60000; qz3l=qz3l*60000;
qr4l=qr4l*60000; qz4l=qz4l*60000;
qr3u=qr3u*60000; qz3u=qz3u*60000;
qr4u=qr4u*60000; qz4u=qz4u*60000;
qr3t=qr3t*60000; qz3t=qz3t*60000;
```

```

qr4t = qr4t*60000;   qz4t = qz4t*60000;
qr5 = qr5*60000;   qz5 = qz5*60000;
qr6 = qr6*60000;   qz6 = qz6*60000;
qrb = qr6-qr5;     qzb = qz6-qz5;
qr5l = qr5l*60000;   qz5l = qz5l*60000;
qr6l = qr6l*60000;   qz6l = qz6l*60000;
qr5u = qr5u*60000;   qz5u = qz5u*60000;
qr6u = qr6u*60000;   qz6u = qz6u*60000;
qr5t = qr5t*60000;   qz5t = qz5t*60000;
qr6t = qr6t*60000;   qz6t = qz6t*60000;
xr=xv*1000;
N = max(size(xv))/2;%Calcula o número de pontos com sobreposição (RCS+RIS)
% (xv>lol) indica os pontos SEM sobreposição
N_sobre = N - sum(xv>=lol);%Calcula o número de pontos da região anelar (RCS)
N_anel = N - sum(xv>=lol-2*R);
POSIT = N+1:+1:2*N;
N_POSIT = 2*N:-1:N+1; %Índices para plotar positivos
NEGAT = 1:+1:N;
N_NEGAT = N:-1:1; %Índices para plotar negativos
POS_S = N+1:+1:N+N_sobre;
N_POS_S = N+N_sobre:-1:N+1; %Indices para plotar positivos com sobreposição
POS_I = N+N_anel:+1:N+N_sobre;
N_POS_I = N+N_sobre:-1:N+N_anel; %Indices para plotar positivos da região intermediária
NEG_S = N-N_sobre+1:+1:N;
N_NEG_S = N:-1:N-N_sobre+1; %Indices para plotar negativos com sobreposição
NEG_I = N-N_sobre+1:+1:N-N_anel+1;
N_NEG_I = N-N_anel+1:-1:N-N_sobre+1; %Indices para plotar positivos da região intermediária
TUDO = 1:+1:2*N;
N_TUDO = 2*N:-1:1; %Indices para plotar todos
%Plotar para cantos arredondados
q3 =qr3 ;   q4 =qr4 ;   q5 =qr5 ;   q6 =qr6 ;   qa =qra ;   qb =qrb ;
q3l=qr3l;   q4l=qr4l;   q5l=qr5l;   q6l=qr6l;
q3u=qr3u;   q4u=qr4u;   q5u=qr5u;   q6u=qr6u;
q3t=qr3t;   q4t=qr4t;   q5t=qr5t;   q6t=qr6t;
%Plotar para cantos vivos
q3 =qz3 ;   q4 =qz4 ;   q5 =qz5 ;   q6 =qz6 ;   qa =qza ;   qb =qzb ;
q3l=qz3l;   q4l=qz4l;   q5l=qz5l;   q6l=qz6l;
q3u=qz3u;   q4u=qz4u;   q5u=qz5u;   q6u=qz6u;
q3t=qz3t;   q4t=qz4t;   q5t=qz5t;   q6t=qz6t;
function [ QV , QVL , QVU , QVT ] = Vazao( DP, XV, OL, Ks, R )
%Calcula a vazao em uma via
% Parametro de entrada:
% DP: Queda de pressao (Pa) - vetor linha
% XV: Deslocamento (m) - vetor coluna
% Obs.: Deve ser ordenado de modo crescente
% OL: Overlap em zero (m)
% Ks: Constantes (usar a funcao Calc_Ks)
% R: Raio de arredondamento do carretel (m)
K_lc = Ks( 1);
K_uc = Ks( 2);
K_tc = Ks( 3);
K_li = Ks( 4);
K_ui = Ks( 5);
K_ti = Ks( 6);
K_ls = Ks( 7);
K_us = Ks( 8);
K_ts = Ks( 9);
fr = Ks(10);
% Recupera todos os dados armazenados em Ks
Ls = OL - XV; % Overlap efetivo (+: overlap, -: folga)
De = ( (2*R-Ls).^2 + (fr+2*R).^2 ).^5 - 2*R; % Distancia na RSS e intermediaria (contando
com o raio de arredondamento)
Ll = ones(size(Ls)); % Para criar matrizes em valores constantes no deslocamento
DP1 = ones(size(DP)); % Para criar matrizes em valores constantes na pressao
% Calcula vazao em RCS (laminar, turbulento e transição)
qvl_rcs = DP*K_lc*(1./Ls);
qv_u_rcs = DP.^5*K_uc*Ll ;
qvt_rcs = DP1*K_tc*Ls ;
% Regiao intermediaria: Usa formulas de RCS, mas com a area modificada para tronco de cone.
Essa modificacao (nas constantes) deve ser completada, multiplicando todos resultados pela
distancia (comprimento de parede) do tronco do cone.
qvl_ris = DP*K_li*(De./(Ls+2*R));
qv_u_ris = DP.^5*K_ui*De ;
qvt_ris = DP1*K_ti*(De.*(Ls+2*R));
% Calcula vazao em RSS (laminar, turbulento e transição)
qvl_rss = DP*K_ls*(De.^2) ;
qv_u_rss = DP.^5*K_us*De ;

```

```

qvt_rss = K_ts;
%% Seleção de regiões
B_RCS = DP1 * (Ls>2*R);
B_RIS = DP1 * (Ls>0).*(~B_RCS);
B_RSS = DP1 * (Ls<=0);
QVL = ( qvl_rcs .* B_RCS ) + ( qvl_ris .* B_RIS ) + ( qvl_rss .* B_RSS );
QVU = ( qvu_rcs .* B_RCS ) + ( qvu_ris .* B_RIS ) + ( qvu_rss .* B_RSS );
QVT = ( qvt_rcs .* B_RCS ) + ( qvt_ris .* B_RIS ) + ( qvt_rss .* B_RSS );
% Seleção de regime de escoamento
TMP = QVL < QVT;
QV = ( QVL .* TMP ) + ( QVU .* ~TMP );
% Graficos a serem plotados
pressoes=[ 0 3 4.5 6];
%pressoes=[-6 -4.5 -3 0 3 4.5 6]; % Pressoes a serem plotadas (em MPa)
pre_fmt=['--b';'-g';':m ';'-k '];% '--g';'-m';':r '];
% Formatacao das linhas dos graficos de pressao % ATENCAO: O vetor deve ter o mesmo N# de
elementos de deslocam e todas as strings devem ter o mesmo tamanho
esp_pres=2; %Espessura das linhas dos graficos de pressao
%% Plota os graficos
% Calculo dos indices
pressoes=sort(pressoes);
% Ordena para nao dar problemas
a_des=-Inf; % Variavel do valor anterior
indice=1; % Indice do vetor de pressoes calculadas
i_pres=1; % Indice do vetor de pressoes a serem plotadas
NP = max(size(pp));
clear pre_plot;
while (i_pres<=max(size(pressoes))) % Enquanto nao acabarem os indices
    alvo=pressoes(i_pres); % Guarda o "valor alvo" inicial
    while (pp(indice)<alvo) & (indice<NP) % Avanca ateh descobrir entre que indices a pressao
esta
        a_des=pp(indice); % Guarda o valor do indice "anterior"
        indice=indice+1; % Ao encerrar, indice tera o indice do primeiro pp >= alvo
    end
    if (alvo-a_des)<(pp(indice)-alvo); % Se o alvo esta mais proximo do valor anterior
        pre_plot(i_pres)=indice-1; % usaremos o indice anterior
    else % Se nao
        pre_plot(i_pres)=indice; % usaremos o atual
    end
    i_pres=i_pres+1; % Segue para o proximo valor
end
% pre_plot agora tem os indices (mais aproximados) das pressoes a serem plotadas
pre_leg=reshape(sprintf('%+2.1f MPa',pp(pre_plot))',8,max(size(pre_plot))');
%Matriz de strings de "nome" das linhas plotadas
% Efetivamente cria os graficos
%%% A (3 e 4)
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
for i=1:max(size(pre_plot))
    pres=pre_plot(i);
    plot(xr(TUDO),[q4(pres,N_POSIT) q3(pres,POSIT)],pre_fmt(i,:),'LineWidth',espessura);
end
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm] (ignore o sinal)')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title('Vazão em 4 (esquerda) e em 3 (direita)')
legend(pre_leg,0);
grid on;
%%% A (3-4)
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
pres=pre_plot(ceil(max(size(pre_plot))/2));
plot(xr(POSIT),q3(pres,POSIT),'r--','LineWidth',espessura);
plot(xr(POSIT),q4(pres,POSIT),'b-.','LineWidth',espessura);
plot(xr(POSIT),qa(pres,POSIT),'k-.','LineWidth',espessura);
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title(sprintf('Vazões em A, Orifícios 3 e 4, pressão de carga= %2.1f MPa',pp(pres)))
legend(['Vazão em 3 ' ;'Vazão em 4 ' ;'Vazão em A (3-4)'],0);
grid on;
%%% 3
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
for i=1:max(size(pre_plot))
    pres=pre_plot(i);

```

```

        plot(xr(POSIT),q3(pres,POSIT),pre_fmt(i,:), 'LineWidth', espessura);
    end
    xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
    ylabel(' Vazão [lpm]')
    title('Vazão em 3 para valores de pressão de carga')
    legend(pre_leg,0);
    grid on;
    %%% 4
    figure;
    hold on;
    espessura=esp_pres;
    for i=1:max(size(pre_plot))
        pres=pre_plot(i);
        plot(xr(POSIT),q4(pres,POSIT),pre_fmt(i,:), 'LineWidth', espessura);
    end
    xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
    ylabel(' Vazão [lpm]')
    title('Vazão em 4 para valores de pressão de carga')
    legend(pre_leg,0);
    grid on;
    %%% B (5 e 6)
    figure;
    hold on;
    espessura=esp_pres;
    for i=1:max(size(pre_plot))
        pres=pre_plot(i);
        plot(xr(:),[q5(pres,N_POSIT) q6(pres,POSIT)],pre_fmt(i,:), 'LineWidth', espessura);
    end
    xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm] (ignore o sinal)')
    ylabel(' Vazão [lpm]')
    title('Vazão em 5 (esquerda) e em 6 (direita)')
    legend(pre_leg,0);
    grid on;
    %%% 5
    figure;
    hold on;
    espessura=esp_pres;
    for i=1:max(size(pre_plot))
        pres=pre_plot(i);
        plot(xr(POSIT),q5(pres,POSIT),pre_fmt(i,:), 'LineWidth', espessura);
    end
    xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
    ylabel(' Vazão [lpm]')
    title('Vazão em 5 para valores de pressão de carga')
    legend(pre_leg,0);
    grid on;
    %%% 6
    figure;
    hold on;
    espessura=esp_pres;
    for i=1:max(size(pre_plot))
        pres=pre_plot(i);
        plot(xr(POSIT),q6(pres,POSIT),pre_fmt(i,:), 'LineWidth', espessura);
    end
    xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
    ylabel(' Vazão [lpm]')
    title('Vazão em 6 para valores de pressão de carga')
    legend(pre_leg,0);
    grid on;
    Calculo dos indices
    pressoes=sort(pressoes);
    % Ordena para nao dar problemas
    a_des=-Inf; % Variavel do valor anterior
    indice=1; % Indice do vetor de pressoes calculadas
    i_pres=1; % Indice do vetor de pressoes a serem plotadas
    NP = max(size(pp));
    clear pre_plot;
    while (i_pres<=max(size(pressoes))) % Enquanto nao acabarem os indices
        alvo=pressoes(i_pres); % Guarda o "valor alvo" inicial
        while (pp(indice)<alvo) & (indice<NP) % Avanca ateh descobrir entre que indices a
        pressao esta
            a_des=xr(indice); % Guarda o valor do indice "anterior"
            indice=indice+1; Ao encerrar, indice tera o indice do primeiro xr >= alvo
        end
        if (alvo-a_des)<(xr(indice)-alvo); % Se o alvo esta mais proximo do valor anterior
            pre_plot(i_pres)=indice-1; % usaremos o indice anterior
        else % Se nao

```



```

        pre_plot(i_pres)=indice;           % usaremos o atual
    end
    i_pres=i_pres+1;                       % Segue para o proximo valor
end
% pre_plot agora tem os indices (mais aproximados) das pressoes a serem plotadas
pre_leg=reshape(sprintf('%+2.1f MPa',pp(pre_plot))',8,max(size(pre_plot))');
    %Matriz de strings de "nome" das linhas plotadas
POSIT  = N+1:+1:2*N;
N_POSIT = 2*N:-1:N+1; %Índices para plotar positivos
NEGAT  = 1:+1:N;
N_NEGAT = N:-1:1; %Índices para plotar negativos
POS_S  = N+1:+1:N+N_sobre;
N_POS_S = N+N_sobre:-1:N+1; %Índices para plotar positivos com sobreposição
NEG_S  = N-N_sobre+1:+1:N;
N_NEG_S = N:-1:N-N_sobre+1; %Índices para plotar negativos com sobreposição
TUDO   = 1:+1:2*N;
N_TUDO = 2*N:-1:1; %Índices para plotar todos
% Vazao em 4 e 5
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
pres=pre_plot(ceil(max(size(pre_plot))/2));
plot(xr(N_NEGAT),q5(pres,POSIT),'r-','LineWidth',espessura);
plot(xr( POSIT),q4(pres,POSIT),'b-','LineWidth',espessura);
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title(sprintf('Vazões em 4 e 5 (fugas), pressão = %2.1f MPa',pp(pres)))
legend(['Vazão em 4      ','Vazão em 5      '],0);
grid on;
% Total (A e B)
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
for i=1:max(size(pre_plot))
    pres=pre_plot(i);
    plot(xr(TUDO),[qb(pres,N_POSIT) qa(pres,POSIT)],pre_fmt(i,:), 'LineWidth',espessura);
    % plot(xr(TUDO),[qra(pres,TUDO)],pre_fmt(i,:), 'LineWidth',espessura);
end
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm] ')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title('Vazão em B (esquerda) e em A (direita)')
legend(pre_leg,0);
grid on;
% Total (A e B)
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
for i=1:max(size(pre_plot))
    pres=pre_plot(i);
    plot(xr(TUDO),[-qb(pres,N_POSIT) qa(pres,POSIT)],pre_fmt(i,:), 'LineWidth',espessura);
    % plot(xr(TUDO),[qra(pres,TUDO)],pre_fmt(i,:), 'LineWidth',espessura);
end
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm] ')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title('Vazão em B (esquerda) e em A (direita)')
legend(pre_leg,0);
grid on;
% A
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
for i=1:max(size(pre_plot))
    pres=pre_plot(i);
    plot(xr(POSIT),qa(pres,POSIT),pre_fmt(i,:), 'LineWidth',espessura);
end
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title('Vazão em A, para valores de pressão de carga')
legend(pre_leg,0);
grid on;
% B
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
for i=1:max(size(pre_plot))
    pres=pre_plot(i);
    plot(xr(POSIT),qa(pres,POSIT),pre_fmt(i,:), 'LineWidth',espessura);

```

```

end
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title('Vazão em B, para valores de pressão de carga')
legend(pre_leg,0);
grid on;
% B
%figure;
%hold on;
% A
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
for i=1:max(size(pre_plot))
    pres=pre_plot(i);
    plot(xr(TUDO),qa(pres,TUDO),pre_fmt(i,:), 'LineWidth', espessura);
end
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title('Vazão em A, para valores de pressão de carga')
legend(pre_leg,0);
grid on;
% Pressão em A e B pela pressão na via
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
for i=1:max(size(pre_plot))
    pres_a=pre_plot(i);
    pres_b=pre_plot(max(size(pre_plot))-i+1);
plot(xr([NEGAT,POSIT]),[qb(pres_b,N_POSIT),qa(pres_a,POSIT)],pre_fmt(i,:), 'LineWidth', espessur
a);
end
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm] ')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title('Vazão em B (esquerda) e A (direita)')
pre_leg2=reshape(sprintf('%+2.1f MPa na
via',((ps/1e6)+pp(pre_plot))/2)',15,max(size(pre_plot))');
legend(pre_leg2,0);
grid on;
pressoes=sort(pressoes);
a_des=-Inf; % Variavel do valor anterior
indice=1; % Índice do vetor de pressoes calculadas
i_pres=1; % Índice do vetor de pressoes a serem plotadas
NP = max(size(pp));
clear pre_plot;
while (i_pres<=max(size(pressoes))) % Enquanto nao acabarem os indices
    alvo=pressoes(i_pres); % Guarda o "valor alvo" inicial
    while (pp(indice)<alvo) & (indice<NP) % Avanca ateh descobrir entre que indices a
    pressao esta
        a_des=xr(indice); % Guarda o valor do indice "anterior"
        indice=indice+1; % Ao encerrar, indice tera o indice do primeiro xr >= alvo
    end
    if (alvo-a_des)<(xr(indice)-alvo); % Se o alvo esta mais proximo do valor anterior
        pre_plot(i_pres)=indice-1; % usaremos o indice anterior
    else
        pre_plot(i_pres)=indice; % Se nao
        % usaremos o atual
    end
    i_pres=i_pres+1; % Segue para o proximo valor
end
% pre_plot agora tem os indices (mais aproximados) das pressoes a serem plotadas
pre_leg=reshape(sprintf('%+2.1f MPa',pp(pre_plot))',8,max(size(pre_plot))');
%Matriz de strings de "nome" das linhas plotadas
POSIT = N+1:+1:2*N;
N_POSIT = 2*N:-1:N+1; %Índices para plotar positivos
NEGAT = 1:+1:N;
N_NEGAT = N:-1:1; %Índices para plotar negativos
POS_S = N+1:+1:N+N_sobre;
N_POS_S = N+N_sobre:-1:N+1; %Indices para plotar positivos com sobreposição
NEG_S = N-N_sobre+1:+1:N;
N_NEG_S = N:-1:N-N_sobre+1; %Indices para plotar negativos com sobreposição
TUDO = 1:+1:2*N;
N_TUDO = 2*N:-1:1; %Indices para plotar todos
% A (3-4)
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
pres=pre_plot(ceil(max(size(pre_plot))/2));

```

```

plot(xr(POSIT),qr3(pres,POSIT),'m--','LineWidth',espessura);
plot(xr(POSIT),qr4(pres,POSIT),'r^','LineWidth',espessura);
plot(xr(POSIT),qra(pres,POSIT),'ko ','LineWidth',espessura);
plot(xr(POSIT),qz3(pres,POSIT),'b-*','LineWidth',espessura);
plot(xr(POSIT),qz4(pres,POSIT),'k-','LineWidth',espessura);
plot(xr(POSIT),qza(pres,POSIT),'k. ','LineWidth',espessura);
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title(sprintf('Vazões com e sem arredondamento, pressão de carga= %2.1f MPa',pp(pres)))
legend(['Vazão em 3, com      '; 'Vazão em 4, com      '; 'Vazão em A (3-4), com'; 'Vazão em 3,
sem      '; 'Vazão em 4, sem      '; 'Vazão em A (3-4), sem'],0);
grid on;
pressoes=sort(pressoes);
a_des=-Inf;           % Variavel do valor anterior
indice=1;            % Indice do vetor de pressoes calculadas
i_pres=1;            % Indice do vetor de pressoes a serem plotadas
NP = max(size(pp));
clear pre_plot;
while (i_pres<=max(size(pressoes)))           % Enquanto nao acabarem os indices
    alvo=pressoes(i_pres);                    % Guarda o "valor alvo" inicial
    while (pp(indice)<alvo) & (indice<NP)     % Avanca ateh descobrir entre que indices a
    pressao esta
        a_des=xr(indice);                    % Guarda o valor do indice "anterior"
        indice=indice+1; % Ao encerrar, indice tera o indice do primeiro xr >= alvo
    end
    if (alvo-a_des)<(xr(indice)-alvo); % Se o alvo esta mais proximo do valor anterior
        pre_plot(i_pres)=indice-1;          % usaremos o indice anterior
    else
        pre_plot(i_pres)=indice;           % Se nao
    end
    i_pres=i_pres+1;                         % Segue para o proximo valor
end
% pre_plot agora tem os indices (mais aproximados) das pressoes a serem plotadas
pre_leg=reshape(sprintf('%2.1f MPa',pp(pre_plot))',8,max(size(pre_plot))');
%Matriz de strings de "nome" das linhas plotadas
pres=pre_plot(2);
% 3 tudo
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
plot(xr(TUDO),q3l(pres,TUDO),'r','LineWidth',espessura);
plot(xr(TUDO),q3u(pres,TUDO),'--b','LineWidth',espessura);
plot(xr(TUDO),q3t(pres,TUDO),'k- ','LineWidth',espessura);
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title(sprintf('Vazões calculadas para 3, pressão de carga= %2.1f MPa',pp(pres)))
legend(['Vazão laminar      '; 'Vazão turbulenta  '; 'Vazão de transição'],0);
grid on;
% 4 tudo
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
plot(xr(TUDO),q4l(pres,TUDO),'r','LineWidth',espessura);
plot(xr(TUDO),q4u(pres,TUDO),'--b','LineWidth',espessura);
plot(xr(TUDO),q4t(pres,TUDO),'k- ','LineWidth',espessura);
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title(sprintf('Vazões calculadas para 4, pressão de carga= %2.1f MPa',pp(pres)))
legend(['Vazão laminar      '; 'Vazão turbulenta  '; 'Vazão de transição'],0);
grid on;
% 3 positivo
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
plot(xr(POSIT),q3l(pres,POSIT),'r','LineWidth',espessura);
plot(xr(POSIT),q3u(pres,POSIT),'--b','LineWidth',espessura);
plot(xr(POSIT),q3t(pres,POSIT),'k- ','LineWidth',espessura);
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title(sprintf('Vazões calculadas para 3, pressão de carga= %2.1f MPa',pp(pres)))
legend(['Vazão laminar      '; 'Vazão turbulenta  '; 'Vazão de transição'],0);
grid on;
% 4 negativo
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
plot(xr(NEGAT),q4l(pres,NEGAT),'r ','LineWidth',espessura);

```

```

plot(xr(NEGAT),q4u(pres,NEGAT),'--b ','LineWidth',espessura);
plot(xr(NEGAT),q4t(pres,NEGAT),'k- ','LineWidth',espessura);
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title(sprintf('Vazões calculadas para 4, pressão de carga= %2.1f MPa',pp(pres)))
legend(['Vazão laminar      '; 'Vazão turbulenta  '; 'Vazão de transição'],0);
grid on;
% 3
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
plot(xr(POS_S),q3l(pres,POS_S),':r','LineWidth',espessura);
plot(xr(POS_S),q3u(pres,POS_S),'--b','LineWidth',espessura);
plot(xr(POS_S),q3t(pres,POS_S),'k- ','LineWidth',espessura);
axis([min(xr(POS_S)) max(xr(POS_S)) 0 10 ]]);
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title(sprintf('Vazões calculadas para 3, pressão de carga= %2.1f MPa',pp(pres)))
legend(['Vazão laminar      '; 'Vazão turbulenta  '; 'Vazão de transição'],0);
grid on;
% 4
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
plot(xr(NEG_S),q4l(pres,NEG_S),':r','LineWidth',espessura);
plot(xr(NEG_S),q4u(pres,NEG_S),'--b','LineWidth',espessura);
plot(xr(NEG_S),q4t(pres,NEG_S),'k- ','LineWidth',espessura);
axis([min(xr(NEG_S)) max(xr(NEG_S)) 0 10 ]]);
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title(sprintf('Vazões calculadas para 4, pressão de carga= %2.1f MPa',pp(pres)))
legend(['Vazão laminar      '; 'Vazão turbulenta  '; 'Vazão de transição'],0);
grid on;
% 3
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
plot(xr(TUDO),q3t(pres,TUDO),'-k','LineWidth',espessura);
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title(sprintf('Vazão de transição para 3, pressão de carga= %2.1f MPa',pp(pres)))
grid on;
% 4
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
plot(xr(TUDO),q4t(pres,TUDO),'-k','LineWidth',espessura);
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title(sprintf('Vazão de transição para 4, pressão de carga= %2.1f MPa',pp(pres)))
grid on;
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
plot(xr(TUDO),q4l(pres,TUDO),'-r ','LineWidth',espessura);
plot(xr(TUDO),q4u(pres,TUDO),'-b ','LineWidth',espessura);
plot(xr(TUDO),q4t(pres,TUDO),'-k','LineWidth',espessura);
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title(sprintf('Vazão de transição para 4, pressão de carga= %2.1f MPa',pp(pres)))
grid on;
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
plot(xr(POS_I),q3l(pres,POS_I),':r','LineWidth',espessura);
plot(xr(POS_I),q3u(pres,POS_I),'--b','LineWidth',espessura);
plot(xr(POS_I),q3t(pres,POS_I),'k- ','LineWidth',espessura);
axis([min(xr(POS_I)) max(xr(POS_I)) 0 10 ]]);
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title(sprintf('Vazões calculadas para 3, pressão de carga= %2.1f MPa',pp(pres)))
legend(['Vazão laminar      '; 'Vazão turbulenta  '; 'Vazão de transição'],0);
grid on;
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
plot(xr(NEG_I),q4l(pres,NEG_I),':r','LineWidth',espessura);

```

```

plot(xr(NEG_I),q4u(pres,NEG_I),'--b','LineWidth',espessura);
plot(xr(NEG_I),q4t(pres,NEG_I),'k- ','LineWidth',espessura);
axis([min(xr(NEG_I)) max(xr(NEG_I)) 0 10 ]);
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title(sprintf('Vazões calculadas para 4, pressão de carga= %2.1f MPa',pp(pres)))
legend(['Vazão laminar      '; 'Vazão turbulenta  '; 'Vazão de transição'],0);
grid on;
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
for i=1:max(size(pre_plot))
    pres=pre_plot(i);
    plot(xr(POS_I),q3(pres,POS_I),pre_fmt(i,:), 'LineWidth',espessura);
end
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title('Vazão em 3 - Região Intermediaria, para valores de pressão de carga ')
legend(pre_leg,0);
grid on;
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
for i=1:max(size(pre_plot))
    pres=pre_plot(i);
    plot(xr(NEG_I),q4(pres,NEG_I),pre_fmt(i,:), 'LineWidth',espessura);
end
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title('Vazão em 4 - Região Intermediaria, para valores de pressão de carga')
legend(pre_leg,0);
grid on;
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
for i=1:max(size(pre_plot))
    pres=pre_plot(i);
    plot(xr(POS_I),q6(pres,POS_I),pre_fmt(i,:), 'LineWidth',espessura);
end
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title('Vazão em 6 - Região Intermediaria, para valores de pressão de carga')
legend(pre_leg,0);
grid on;
figure;
hold on;
espessura=esp_pres;
for i=1:max(size(pre_plot))
    pres=pre_plot(i);
    plot(xr(NEG_I),q5(pres,NEG_I),pre_fmt(i,:), 'LineWidth',espessura);
end
xlabel(' Deslocamento do Carretel [mm]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title('Vazão em 5 - Região Intermediaria, para valores de pressão de carga')
legend(pre_leg,0);
grid on;
deslocam=(0:(xvn/10):xvn)*1000; % Deslocamentos a serem plotados (em m)
des_fmt=['-k ';':b ';':r ';':g ';':m ';':-k';'--b';'--r';'--g';'--m';':k '];
    esp_desl=2; %Espessura das linhas dos graficos de deslocamento
deslocam=sort(deslocam);
    a_des=-Inf; % Variavel do valor anterior
indice=1; % Indice do vetor de deslocamentos calculados
i_desl=1; % Indice do vetor de deslocamentos a serem plotados
while (i_desl<=max(size(deslocam))) % Enquanto nao acabarem os indices
    alvo=deslocam(i_desl); % Guarda o "valor alvo" inicial
    while (xr(indice)<alvo) % Avanca ateh descobrir entre que indices o deslocamento
        a_des=xr(indice); % Guarda o valor do indice "anterior"
        indice=indice+1; % Ao encerrar, indice tera o indice do primeiro xr >= alvo
    end
    if (alvo-a_des)<(xr(indice)-alvo); % Se o alvo esta mais proximo do valor anterior
        des_plot(i_desl)=indice-1; % usaremos o indice anterior
    else % Se nao
        des_plot(i_desl)=indice; % usaremos o atual
    end
    i_desl=i_desl+1; % Segue para o proximo valor
end
% des_plot agora tem os indices (mais aproximados) dos deslocamentos a serem plotados

```

```
des_leg=reshape(sprintf('%+1.5f mm',xr(des_plot))',11,max(size(des_plot)));
    %Matriz de strings de "nome" das linhas plotadas
NPP = max(size(pp));
POSIT = ceil(NPP/2):NPP;
espessura=esp_desl;
figure;
hold on;
for i=1:max(size(deslocam))
    des=des_plot(i);
    plot(pp(POSIT),qa(POSIT,des),des_fmt(i,:), 'LineWidth', espessura)
end
xlabel(' Pressão de carga [MPa]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title('Vazão Total em A')
legend(des_leg,0);
grid on;
espessura=esp_desl;
figure;
hold on;
for i=1:max(size(deslocam))
    des=des_plot(i);
    plot(pp(POSIT),qb(POSIT,des),des_fmt(i,:), 'LineWidth', espessura)
end
xlabel(' Pressão de carga [MPa]')
ylabel(' Vazão [lpm]')
title('Vazão Total em B')
legend(des_leg,0);
grid on;
```