

0092/99

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
DEPTO. DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**FLUXO HIDRÁULICO AXIAL CHAVEADO EM
“PWM” APLICADO A SERVOVÁLVULAS**

Mitsuo Serikawa



Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Mário Pinotti Junior

**SÃO CARLOS
1999**

Class.	TESE - EESC
Curt.	5302
Tombo	0092/99

311 00006862

S/S 1030511

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca - EESC/USP

S485f Serikawa, Mitsuo
Fluxo hidráulico axial chaveado em "PWM" aplicado a
servoválvulas / Mitsuo Serikawa. -- São Carlos, 1999.

Tese (Doutorado) -- Escola de Engenharia de São
Carlos-Universidade de São Paulo, 1999.

Área: Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Mário Pinotti Júnior.

1. Servoválvula. 2. Fluxo hidráulico chaveado.
3. Servoválvula chaveada. I. Título.

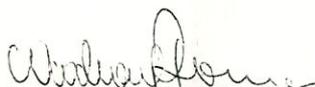
FOLHA DE APROVAÇÃO

Candidato: Engenheiro **MITSUO SERIKAWA**

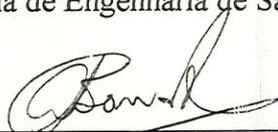
Tese defendida e aprovada em 23.02.99
pela Comissão Julgadora:



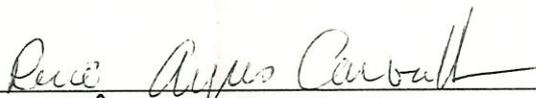
Prof. Tit. **MARIO PINOTTI JUNIOR (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



Prof. Tit. **WOODROW NELSON LOPES ROMA**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



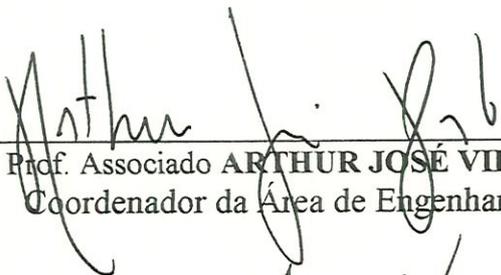
Prof. Dr. **ANTONIO CARLOS BANNWART**
(UNICAMP - Universidade Estadual de Campinas)



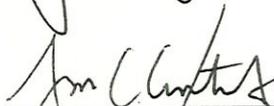
Prof. Dr. **RENÊ AYRES CARVALHO**
(Instituto de Física de São Carlos - Universidade de São Carlos)



Prof. Dr. **PAULO SELEGGHM JÚNIOR**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



Prof. Associado **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**
Coordenador da Área de Engenharia Mecânica



JOSE CARLOS A. CINTRA
Presidente da Comissão de Pós-Graduação

À minha família

AGRADECIMENTOS

Ao orientador, Prof. Dr. Mário Pinotti Junior, pela orientação e paciência no desenvolvimento do trabalho;

À Universidade Metodista de Piracicaba – UNIMEP, pelo apoio concedido;

Ao Programa de Incentivo de Capacitação Docente – PICD, pela bolsa transporte;

Aos técnicos, secretárias e funcionários dos laboratórios;

Aos estagiários.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	i
LISTA DE TABELAS.....	v
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS.....	vi
LISTA DE SÍMBOLOS.....	vii
RESUMO.....	x
ABSTRACT.....	xi
1. - INTRODUÇÃO.....	01
2. - SERVOVÁLVULAS.....	09
2.1. - Generalidades.....	09
2.2. - Válvulas Hidráulicas.....	10
2.3. - Os Interfaces Eletrohidráulicas.....	15
2.3.1.- Válvula solenóide	15
2.3.2.- Válvula proporcional	18
2.3.3.- Servoválvula	22
2.4. - Servomecanismo com Acionamento Chaveado (PWM).....	31
2.4.1. - Modelagem matemática.....	32
2.4.2. - Servomecanismo rotacional eletrohidráulico "PWM".....	37
2.4.3. - Servomecanismo eletrohidráulico com válvulas "on/off" acionadas digitalmente.....	41
3. - SERVOVÁLVULA ELETROHIDRÁULICA ROTACIONAL COM FLUXO AXIAL (PWM).....	49
3.1. - Apresentação da Servoválvula.....	50
3.2. - Modelagem Matemática do Servomecanismo.....	58
3.3. - Dados Experimentais.....	65
4. - ESTUDO DE MODELAMENTO DE FLUXO HIDRÁULICO ATRAVÉS DE ORIFÍCIO CHAVEADO.....	68

4.1. -	Generalidades.....	68
4.2. -	Estudo do Modelamento de Fluxo Passando pelos Orifícios Circulares Chaveados.....	70
4.2.1. -	Generalidades.....	70
4.2.2. -	Análises.....	72
4.2.3. -	Equações de vazão.....	76
4.3. -	Análise do Coeficiente de Descarga.....	78
4.3.1. -	Generalidades.....	78
4.3.2. -	Coeficiente de descarga através de um orifício.....	79
4.4. -	Interseção de Orifícios Chaveados.....	83
4.6. -	Coeficiente de Descarga através de um Orifício Circular.....	91
5. -	DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DO COEFICIENTE DE DESCARGA Cd.....	99
5.1. -	Determinação Experimental do valor Cd.....	99
5.2. -	Resultados Experimentais.....	102
5.3. -	Análise dos Resultados de Ensaios.....	110
6. -	ANÁLISE DO MODELO DA SERVOVÁLVULA	113
6.1. -	Generalidades.....	113
6.2. -	Substituições de Dados.....	115
6.3. -	Gráficos Comparativos	118
6.4. -	Análises dos Gráficos	124
6.5. -	Ensaio Complementares	126
7. -	CONCLUSÕES	135
7.1. -	Análise dos Modelos	137
7. -	Sugestões para Trabalhos Futuros	144
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	142
	BIBLIOGRAFIA COMPLEMENTAR.....	148

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 01.01. - Desenho ilustrativo de um sistema servomecanismo.....	06
FIGURA 02.01.- Válvula de carretel de três ressaltos e quatro vias...	13
FIGURA 02.02.- Curvas de vazão (Q_L) x pressão (P_L) da válvula de carretel de 4 vias.....	14
FIGURA 02.03 - Válvula solenóide de dois estágios.....	17
FIGURA 02.04 - Curvas características Q x ΔP da válvula solenóide 4WEH.....	19
FIGURA 02.05 - Válvula proporcional de dois estágios.....	21
FIGURA 02.06 - Curvas características de Q_L/Q_S x $(\Delta P/P_S)$ % da válvula proporcional do tipo 4WRz.....	22
FIGURA 02.07 - Desenho esquemático de uma servoválvula eletrohidráulica de dois estágios com realimentação direta.....	24
FIGURA 02.08 - Curvas de Q_L x P_L da servoválvula eletrohidráulico com força de realimentação.....	26
FIGURA 02.09 - Servoválvula de dois estágios acionada eletricamente.....	27
FIGURA 02.10 - Reposição elétrica da servoválvula.....	28
FIGURA 02.11 - Curvas características da servoválvula.....	30
FIGURA 02.12 - Diagrama esquemático de um sistema servomecanismo eletrohidráulico.....	34
FIGURA 02.13 - Curvas características da variação de pressão x velocidade de deslocamento do carretel.....	36
FIGURA 02.14 - Servoválvula eletrohidráulico rotacional com chaveamento inercial "PWM".....	39
FIGURA 02.15 - Curvas características teóricas adimensionais da relação entre pressão x vazão.....	40

FIGURA 02.16 - $\Delta P \times D$, características em método convencional.....	43
FIGURA 02.17 - Sistema de controle hidráulico "PWM".....	44
FIGURA 02.18 - Princípio do método diferencial "PWM".....	45
FIGURA 02.19 - Características de $\Delta P \times D$, no método diferencial "PWM".....	45
FIGURA 02.20 - Servomecanismo eletrohidráulico "PWM".....	46
FIGURA 02.21 - Características de vazão x deslocamento.....	47
FIGURA 03.01 - Servomecanismo com servoválvula rotacional "PWM".....	51
FIGURA 03.02 - Servoválvula rotacional "PWM".....	52
FIGURA 03.03 - Desenho esquemático do fluxo hidráulico no instante: (a) para $t = \alpha.T$; (b) para $t = (T - \alpha.T)$	52
FIGURA 03.04 - Variação de pressão e vazão no instante: (a) no tempo $t = \alpha.T$; (b) para $t = (T - T\alpha.)$	53
FIGURA 03.05 - (a) Instante do chaveamento, (b) Fluxo de fluido num certo instante	54
FIGURA 03.06 - Croquis da válvula rotacional "PWM" (desmontada).	55
FIGURA 03.07 - Estator: (a) tampa frontal, (b) tampa traseira, (c) estator frontal, (d) estator traseiro, e (e) estator traseiro.....	57
FIGURA 03.08 - Rotor.....	57
FIGURA 03.09 - Elemento de controle.....	58
FIGURA 03.10 - Curvas características de pressão x vazão da servoválvula rotacional "PWM".....	64
FIGURA 03.11 - Gráfico adimensionais de vazão x pressão – resultados experimentais da servoválvula (SERIKAWA, 1992).....	66
FIGURA 03.12 - Gráfico adimensionais de vazão x pressão – resultados experimentais da servoválvula, (BROWN ET AL. 1988)	66
FIGURA 04.01 - Disco do rotor com distribuição dos orifícios de	

chaveamento.....	71
FIGURA 04.02 - Variação da interseção dos orifícios.....	72
FIGURA 04.03 - Escoamento de fluxo na região de chaveamento.....	72
FIGURA 04.04 - Fluxo através do orifício: (a) laminar; (b) turbulento.	79
FIGURA 04.05 - Coeficiente de descarga x número de Reynolds.....	83
FIGURA 04.06 - Posição dos orifícios de entrada de pressão e controle	84
FIGURA 04.07 - Interseção dos orifícios.....	85
FIGURA 04.08 - Desenho esquemático da válvula de chaveamento:..	86
FIGURA 04.9 - Área da interseção $A(x)$ versus deslocamento.....	87
FIGURA 04.10 - Interseção de $A(\alpha)$ para $0,5 < \alpha < 1,0$	90
FIGURA 04.11 - Curva de interpolação linear $A(x)$ versus x	91
FIGURA 04.12 - Diagrama do coeficiente de descarga C_d em função deslocamento x orifício.....	94
FIGURA 04.13 - $C_{d\text{médio}} \times A_{\text{média}}$, para $0,5 < \alpha < 1,0$	97
FIGURA 04.14 - Gráfico de \sqrt{Re} x coeficiente de descarga C_d	98
FIGURA 04.15 - Aproximações assintóticas das curvas x Reynolds..	98
FIGURA 05.01 - Montagem esquemática do banco de teste experimental.....	100
FIGURA 05.02 - Gráfico de vazão x pressão.....	108
FIGURA 05.03 - Fator – K x vazão	108
FIGURA 05.04 - Gráfico de coeficiente de descarga x vazão.....	109
FIGURA 05.05 - Coeficiente de descarga, C_d x Pressão	109
FIGURA 05.06 - Coeficiente de descarga x Número de Reynolds.....	110
FIGURA 05.07 - Coeficiente de descarga, C_d x \sqrt{Re}	111
FIGURA 05.08 - Coeficiente de descarga, C_d x \sqrt{Re} no trecho considerado constante	111
FIGURA 05.09 - Gráfico esquemático da dependência do C_d em função do \sqrt{Re}	112

FIGURA 06.01 - Ilustração de um servomecanismo eletrohidráulico .	114
FIGURA 06.02 - $Q_L \times P_L/P_S$ de $\sqrt{Re} < 8,0$ e $\sqrt{Re} > 8,0$ para $\alpha = 1,0$.	121
FIGURA 06.03 - $Q_L \times P_L/P_S$ de $\sqrt{Re} < 8,0$ e $\sqrt{Re} > 8,0$ para $\alpha = 0,8$.	121
FIGURA 06.04 - $Q_L \times P_L/P_S$ de $\sqrt{Re} < 8,0$ e $\sqrt{Re} > 8,0$ para $\alpha = 0,6$	122
FIGURA 06.05 - $Q_L/Q_{m\acute{a}x} \times P_L/P_S$ para $\sqrt{Re} < 8,0$ e $\sqrt{Re} > 8,0$ para $\alpha = 1,0$	122
FIGURA 06.06 - $Q_L/Q_{m\acute{a}x} \times P_L/P_S$ para $\sqrt{Re} < 8,0$ e $\sqrt{Re} > 8,0$ para $\alpha = 0,8$	123
FIGURA 06.07 - $Q_L/Q_{m\acute{a}x} \times P_L/P_S$ para $\sqrt{Re} < 8,0$ e $\sqrt{Re} > 8,0$ para $\alpha = 0,6$	123
FIGURA 06.08 - Curvas características de pressão x vazão.....	125
FIGURA 06.09 - Vazão x rotação	132
FIGURA 06.10 - Variação de vazão em função da variação pressão	133
FIGURA 06.11 - Variação de vazão em função da rotação para pressão constante	133
FIGURA 07.01 - Gráfico de coeficiente de descarga x número de Reynolds para orifício circular chaveado	136
FIGURA 07.02 - Curvas de pressão x vazão dos resultados experimentais obtidos nos ensaios	138
FIGURA 07.03 - Dados experimentais teoricamente obtidos de $Q_L/Q_{max} \times P_L/P_S$	139
FIGURA 07.04 - $Q_L/Q_{max} \times P_L/P_S$ teoricamente obtido para servoválvula (BROWN, 1988)	140
FIGURA 07.05 - Curvas $Q_L/Q_{max} \times P_L/P_S$ (lançamento dos dados experimentais nas curvas teóricas propostas)	141
FIGURA 07.06 - Curvas $Q_L/Q_{max} \times P_L/P_S$ (lançamento dos dados experimentais nas curvas teóricas propostas por BROWN et al.)	142

LISTA DE TABELAS

TABELA 03.01 - Dados experimentais para $\alpha = 1,0$ e $P_b = 1,90 \cdot 10^6$ Pa	65
TABELA 03.02 - Dados experimentais para $\alpha = 0,8$ e $P_b = 1,75 \cdot 10^6$ Pa	65
TABELA 03.03 - Dados experimentais para $\alpha = 0,6$ e $P_b = 1,75 \cdot 10^6$ Pa	65
TABELA 04.01 - Números adimensionais, segundo MUNSON (1990).....	70
TABELA 04.02 - Área de interseção $A(x)$ em função do deslocamento x	88
TABELA 04.03 - Coeficiente de descarga C_d em função do deslocamento x no orifício.....	93
TABELA 04.04 - $C_{d_{med}} \times A_{med}$, para $\alpha = 1$	96
TABELA 04.05 - $\sqrt{Re} \times$ Coef. de descarga C_d	97
TABELA 05.01 - Resultados Experimentais	103
TABELA 05.02 - Resultados calculados.....	106
TABELA 06.01 - Exemplos de valores obtidos durante os ensaios	127
TABELA 06.02.- Valores obtidos e calculados dos ensaios: pressão, rotação e vazão.....	130

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Eu - número de Euler

LVDT – “Linear Variable Differential Transformer”- Transformador Diferencial
Linear Variável

PWM – “Pulse Width Modulation”- largura de pulso modulado

Re - número de Reynolds

St - número de Strouhal

We - número de Weber

LISTA DE SÍMBOLOS

- A – área de orifício;
- $A(t)$ – área variável no tempo;
- A_0 – seção do orifício de passagem do fluxo;
- A_{Ch} – área média chaveada;
- A_{med} – área média do orifício;
- A_T – área total média de um ciclo;
- C_c – coeficiente de contração;
- C_d – coeficiente de descarga;
- C_{d_f} - coeficiente de descarga da palheta;
- $C_{d_{méd}}$ – coeficiente de descarga médio;
- C_{d_o} - coeficiente de descarga do orifício do bico ejetor;
- C_v – coeficiente de velocidade;
- d – diâmetro do orifício;
- D – diâmetro entre centro dos orifício;
- D_h – diâmetro hidráulico do orifício;
- e – energia da partícula;
- E – energia dissipada em um ciclo;
- f – força;
- f – frequência de chaveamento;
- g – aceleração da gravidade;
- K – fator K ou coeficiente de resistência;
- k – quantidade de orifícios no disco;
- K_0 – constante da válvula;
- K_c – coeficiente de pressão – vazão;
- K_p – coeficiente de sensibilidade pressão;

K_{pq} – ganho de vazão da válvula do primeiro estágio;
 K_q – coeficiente de vazão;
 L – distância entre os orifícios;
 p – perímetro;
 P_1, P_2 – pressão hidráulica no ponto 1 e 2;
 P_A – pressão na câmara A;
 P_B – pressão na câmara B;
 P_L – pressão na carga;
Power – potência dissipada;
 P_s – pressão de alimentação;
 Q_L – vazão na carga;
 $Q_{máx}$ – vazão máxima;
 Q_{med} – vazão média;
 Q_s – vazão de alimentação;
 Q_T – vazão de retorno para tanque;
 Re – número de Reynolds;
 R – raio do orifício;
 R_i – resistência do fluxo hidráulico no escoamento laminar;
 R_t – número de transição do Reynolds;
 T – período;
 t – tempo;
 u_1, u_2 - velocidade do fluxo na posição 1 e 2;
 v – velocidade tangencial;
 V – volume;
 V_{ch} – velocidade de chaveamento;
 V_{op} – volume na extremidade do carretel;
 W – energia;
 w – gradiente de área do orifício;
 x – deslocamento do orifício;
 x_f – deslocamento da palheta;
 x_v – deslocamento do carretel;

δ - coeficiente de fluxo linear;

α - coeficiente ou variável de controle;

ρ - densidade de massa;

ϕ - fluxo;

μ - viscosidade absoluta do fluido;

ω_f - frequência de corte;

δ_{hp} - fator de amortecimento do primeiro estágio;

ω_{hp} - frequência hidráulica natural do primeiro estágio;

δ_L - coeficiente de fluxo laminar;

ΔQ - variação de vazão;

Δt - intervalo de tempo;

RESUMO

SERIKAWA, M. (1999). Fluxo hidráulico axial chaveado em "PWM" aplicado a servoválvulas. São Carlos, 1999, 159p. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

O trabalho mostra o estudo sobre a modelagem matemática de fluxo de óleo hidráulico que passa através de orifícios circulares e é chaveado em alta frequência. Este estudo teve início a partir do modelo já consagrado do fluxo de vazão contínuo passando através de um orifício. Os parâmetros de ajustes para o caso do escoamento pulsado foram deduzidos matematicamente e os coeficientes obtidos da prática por meio dos ensaios. Durante a modelagem, puderam-se adotar os valores médios das variáveis utilizadas sem prejuízo de sua aplicação nos problemas da engenharia. O novo modelo de fluxo hidráulico chaveado em "PWM" foi aplicado na modelagem da servoválvula rotacional de BROWN et al. (1988) e SERIKAWA (1992) já desenvolvido em 1988. Os resultados obtidos foram comparados com os de ensaios práticos já realizados por estes autores.

Palavras-chave: servoválvula; fluxo hidráulico chaveado; servoválvula chaveada.

ABSTRACT

SERIKAWA, M. (1999). The switching hydraulic axial flux "PWM" applied to servovalves, 1999, 159p. Doctor's degree – São Carlos Engineering School.

This paper intends to show the mathematical model of hydraulic oil that passes through circular holes and is switched in high frequency. These studies have started from the point of view of the already accepted continuous flow flux passing through a hole model. The fitting parameters concerning pressed flux were deduced mathematically and the coefficients were obtained by using these experiments.

During modeling, variable medium values could be adopted and used without any damage to engineering problems.

The hydraulic switching flux in "PWM", new model was used in the switching servovalve modeling by BROWN et al. (1988) and SERIKAWA (1992). It had already been developed in 1988. The results, obtained were compared to the practical experiments these authors have already accomplished.

Word-key: servovalve; switching hydraulic flux; switching servovalve.

1. INTRODUÇÃO

A busca do desenvolvimento e da estabilidade econômica são objetivos constantes de todos os países. Em qualquer realização, seja em investimento na área social ou empresarial, a utilização da energia é fundamental. A sua falta é um dos principais fatores que limitam o progresso.

A construção de uma usina para geração em grande escala requer um grande investimento e um tempo de construção bastante demorado, seja na utilização de recursos hídricos, térmicos, nucleares, ou de outras fontes alternativas de energia.

Como uma das alternativas para minorar a falta de energia elétrica, o governo tem incentivado alguns programas de cogeração de energia entre o setor governamental e empresas privadas, mais especificamente com usinas sucro-alcooleiras, incentivando a geração de energia elétrica a partir do aproveitamento da queima do bagaço da cana para a produção de vapor no acionamento das máquinas. Os excedentes de energia são vendidos para as companhias energéticas da região, também já existem algumas empresas especializadas na produção de equipamentos que trabalham na linha da cogeração de energia.

KOBLITZ (1998) é exemplo de empresa que trabalha com os projetos de cogeração. Seus equipamentos utilizam como fonte de energia: gás, óleo, carvão, madeira ou bagaço da cana para a produção de vapor. O

vapor gerado é utilizado para acionamento de turbo-geradores para a produção de energia elétrica. O vapor liberado pela turbina e os excedentes são utilizados em outras aplicações, por exemplo, na geração do frio (ar condicionado, câmara fria, etc).

Com a construção do gasoduto interligando Bolívia e Brasil vai crescer a utilização de turbinas com aproveitamento do gás como fonte de energia para a geração de potência em vários setores da economia.

As turbinas a vapor são utilizadas não somente para acionar geradores de energia elétrica, mas, também, por outros equipamentos industriais como máquinas e equipamentos agrícolas nas grandes propriedades rurais.

Em todas essas turbinas, a abertura e fechamento de válvulas, são controlados por sistemas de servomecanismos, que têm um papel fundamental na qualidade do desempenho dos equipamentos. Os seus controles são feitos automaticamente pelos sinais recebidos dos sensores que monitoram o conjunto de equipamentos. Esses sistemas, em algumas aplicações, são também conhecidos como governadores ou reguladores de velocidade.

Existem vários modelos de reguladores: do tipo mecânico, elétrico, fluídico ou combinações do tipo eletromecânico. Quando um sistema necessita de resposta rápida e boa precisão, sem envolver grandes potências, o mais indicado é do tipo eletroeletrônico. Porém, segundo LEE & WORMLEY (1981) e YOKOTA et al. (1991), quando se necessita de resposta rápida e precisa, envolvendo grandes potências e pouco espaço disponível, o mais recomendado é o servomecanismo eletrohidráulico.

Neste sistema de servomecanismo, a operação de controle do fluido é realizada pela variação da medida de um ou mais orifícios de passagem do fluxo para controlar a vazão e/ou pressão que vai agir sobre um atuador hidráulico.

Essa operação de controle é realizada pela atuação de uma válvula que regula a abertura e fechamento do orifício de acordo com a seqüência

programada, ou por meio do sinal de controle de realimentação do sistema.

MANRING & JOHNSON (1997) afirmaram que o princípio de funcionamento do sistema de controle eletrohidráulico, em termos conceituais, é relativamente simples, porém, na prática, conseguir uma boa resposta é muito complicado. A principal dificuldade consiste na obtenção de uma boa linearidade de resposta na faixa de operação do sistema, porque o fluxo hidráulico é inerentemente não linear segundo WASHIO et al. (1996).

Uma das razões que motivaram o desenvolvimento de uma pesquisa sobre a servoválvula com chaveamento inercial é a criação de uma nova opção de controle eletrohidráulico para a operação de abertura e fechamento da válvula a vapor que alimenta uma turbina no acionamento de um gerador elétrico. Isso porque, ainda hoje, o sistema de controle de uma turbina que utiliza a servoválvula tem um custo elevado, segundo O'CONNOR (1993).

MERRIT (1967) comentou que a servoválvula é um dos elementos mais jovens e importantes. Surgida na década de 40, é utilizada na aplicação de interfaceamento entre a hidráulica e eletroeletrônica.

Apesar de sua grande importância, a utilização da servoválvula é limitada em muitas aplicações, não somente em função das características de operações analógicas mas também para atender as exigências a que se destinam. A sua fabricação exige tolerância muito estreita, resultando, com isso, um custo extremamente elevado e deve-se dispensar cuidado na sua operação, principalmente no que se refere à contaminação do fluido de trabalho e aquecimento, segundo CHUBBUCK (1957) e LEE & WORMLEY (1981).

Além do problema do custo elevado, a estabilidade é mais uma preocupação dos projetistas, porque as servoválvulas quase sempre necessitam trabalhar com controle em malha fechada, podendo acarretar eventuais problemas de estabilidade ao sistema, evidentemente devido à utilização de uma série de sensores e circuitos eletrônicos de controle, que

aumentam sobremaneira a probabilidade de ocorrência de falhas.

Por causa desses problemas, as pesquisas têm-se desenvolvido, nas últimas décadas, no sentido de melhorar os tipos de interfaces eletrohidráulicas mais confiáveis e de menor custo.

Com o surgimento da eletrônica digital e dos microcomputadores, começaram a surgir outras alternativas de controle para interfaceamento nas aplicações eletrohidráulicas como o do tipo, digital-analógico, comentado por, BURTON (1994), CULLMAN (1995) e KOBAYASHI et al. (1992).

Atualmente, com o aperfeiçoamento das válvulas proporcionais, as servoválvulas estão sendo substituídas em muitas aplicações, permanecendo apenas nos sistemas mais sofisticados como os do setor aeroespacial. Entretanto, alguns estudos de interfaceamento utilizando servoválvulas com acionamento digital começam a ser aplicados timidamente, porém, já tendo resultados bastante satisfatórios, principalmente quando se opera um sistema de controle de malha-aberta.

A maioria das pesquisas sobre servomecanismo tem-se direcionado ao aperfeiçoamento no sistema de controle das válvulas tradicionalmente utilizadas (carretel e bico ejetor-palheta). É o caso dos estudos sobre a utilização da coluna inercial chaveada em sistemas de controle com servoválvula de dois estágios para acionamento de atuadores, que teve início por volta de 1957, segundo HARRIS (1958).

Servoválvulas com chaveamento inercial, também conhecidas como servoválvulas "PWM" ("pulse width modulation"), têm limitação de frequência devido aos problemas mecânicos.

BROWN et al. (1988) foram os primeiros a desenvolver um novo conceito de chaveamento inercial através do desenvolvimento de um projeto de uma servoválvula rotacional com largura de pulso modulado, "PWM".

Um dos interesses dos autores em estudar um novo modelo de chaveamento é justamente possibilitar o aumento da frequência de pulsação para diminuir o problema da limitação da massa (inercial) dos sistemas de

controle.

O projeto da servoválvula proposto pelos autores tem um conceito totalmente diferente do convencional. Nele, o fluxo pulsado é gerado através do chaveamento provocado por uma peça cilíndrica em movimento giratório, a qual permite uma frequência de pulsação bem mais elevada. O fluxo chaveado é deslocado no sentido radial da peça cilíndrica. Maiores detalhes serão explicados nos próximos capítulos.

SERIKAWA (1992) desenvolveu o primeiro protótipo de uma servoválvula rotacional com fluxo no sentido axial do rotor, utilizando os conceitos de chaveamento desenvolvidos por BROWN et al. (1988).

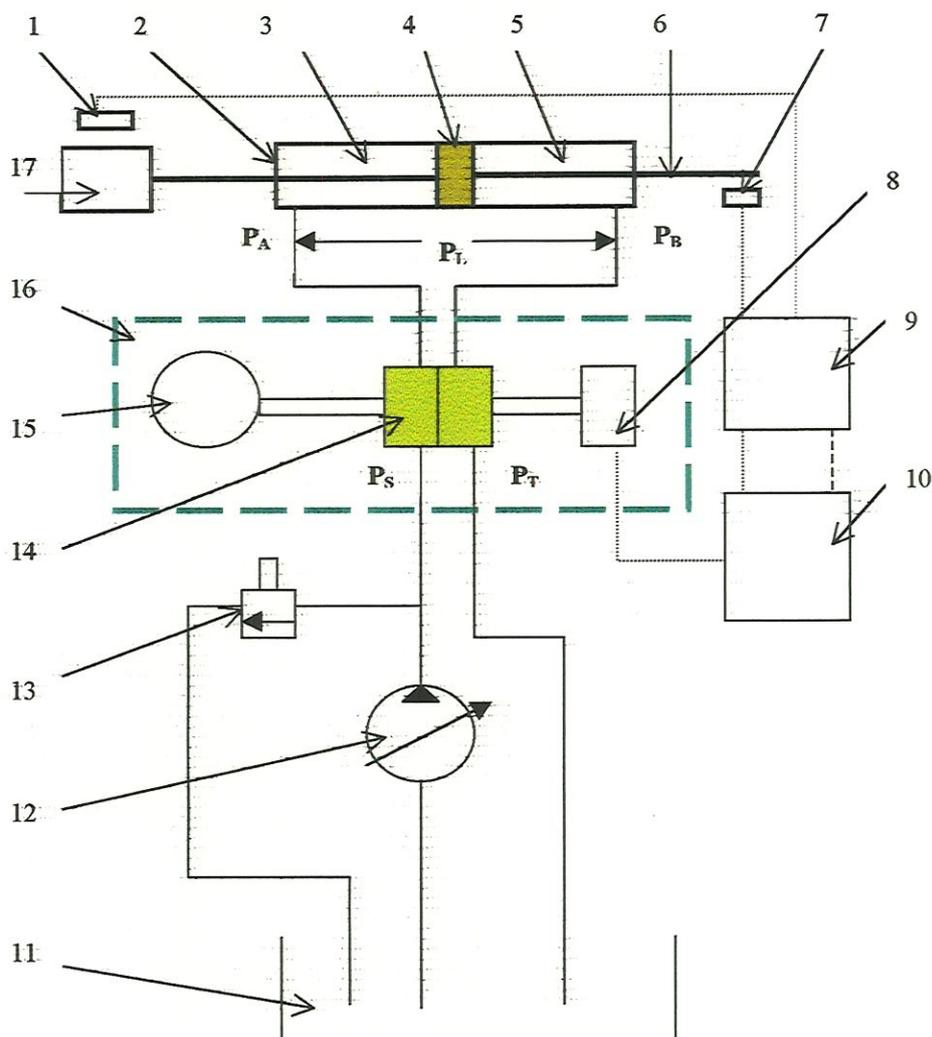
Um dos objetivos desta Tese é aprofundar os estudos sobre escoamento chaveado, utilizando servoválvula rotacional, com largura de pulso modulado "PWM", para aplicar em sistema de controle de abertura e fechamento da válvula de potência de uma turbina a vapor, controlada por um microcomputador do tipo PC, conforme visto esquematicamente na figura 01.01. Utilizando-se esse tipo de servoválvula e demais peças comerciais, espera-se que, no futuro, o sistema tenha um bom desempenho e um custo competitivo no mercado.

O projeto dessa servoválvula ainda não está totalmente desenvolvido. As características mais importantes em uma servoválvula são as curvas características de vazão x pressão. Uma das propostas da Tese é a modelagem das equações das curvas características de pressão x vazão da servoválvula "PWM" desenvolvida por SERIKAWA (1992). É através destas curvas que se podem conhecer o comportamento de vazão em função das variações de pressões.

Porém, a proposta principal da pesquisa desenvolvida nesta Tese consiste no estudo da modelagem do fluxo hidráulico pulsado gerado pelo chaveamento de orifícios, conforme projeto desenvolvido por SERIKAWA (1992).

Para a modelagem do fluxo de vazão chaveada, é necessário determinar as características e a área do orifício de passagem do fluxo

pulsado do óleo hidráulico. Uma das características mais importantes,



- | | | |
|------------------------|--------------------------|--------------------------|
| 1 – sensor de carga | 2 – cilindro de carga | 3 – câmara A do cilindro |
| 4 – êmbolo do cilindro | 5 – câmara B do cilindro | 6 – haste do cilindro |
| 7 – sensor da haste | 8 – elemento de controle | 9 – elemento de medidas |
| 10 – controlador | 11 – tanque de óleo | 12 – bomba de recalque |
| 13 – válvula de alívio | 14 – válvula hidráulica | 15 – motor de torque |
| 16 – servoválvula | 17 – carga | |

P – pressão (da câmara A - P_A ; da câmara B - P_B ; de alimentação P_S ; do retorno do tanque - P_T e da carga P_L).

Onde: $P_L = P_A - P_B$

Figura 01.01. Desenho ilustrativo de um sistema servomecanismo.

questão central da pesquisa, é o estudo do comportamento do coeficiente de descarga, C_d , um dos parâmetros que determina a grandeza do fluxo e perda de carga em função do formato de orifício, da pressão na linha e do óleo utilizado.

Os coeficientes de descarga dos orifícios já consagrados foram obtidos por meio dos ensaios práticos realizados. Portanto a determinação dos coeficientes de descarga dos orifícios chaveados também foi necessária aos dados de ensaios.

O sistema automático de um atuador linear controlado por uma servoválvula convencional tem um custo elevado, além de exigir muito cuidado com a sua manutenção, particularmente no que diz respeito à contaminação, temperatura de operação e filtragem do óleo. Por problemas de ordem econômica, pode tornar-se inviável em muitas aplicações, enquanto uma válvula proporcional, apesar da sua grande evolução e do custo inferior ao da servoválvula, para algumas aplicações de controle, pode não ter desempenho satisfatório conforme critérios preestabelecidos no projeto.

Um dos fatores que conduziram ao estudo de alternativas para o controle de fluido foi a necessidade de se desenvolver um novo modelo de servoválvula que pudesse atender uma grande faixa de aplicações com projeto mais simples e que tivesse confiabilidade e precisão semelhantes às da atualmente utilizada, porém a um custo inferior.

A servoválvula para controle de posição (servomecanismo eletrohidráulico), conforme mencionado, serve não somente para controlar-se a potência de uma turbina a vapor, mas também para outras aplicações onde se exige um controle de posição do tipo eletrohidráulico, isto é, as que necessitam de força elevada, rapidez, precisão e pequena ocupação de espaço.

Para o desenvolvimento desta Tese, foram pesquisados os artigos que tratam dos vários tipos de servoválvulas, de suas características e dos modelos das equações utilizadas e para o estudo do comportamento do

orifício, foi construída uma válvula hidráulica semelhante à da servoválvula, que gera fluxos pulsados por meio do chaveamento dos orifícios de passagem do fluxo de óleo pressurizado. E para o modelamento das curvas características de pressão x vazão, foram utilizados os dados obtidos dos protótipos desenvolvidos por SERIKAWA (1992) e BROWN et al. (1988), que serão rerepresentados nos próximos capítulos.

A Tese está apresentada em sete capítulos: no segundo, são feitos comentários sobre tipos de válvulas que são utilizadas em servoválvulas, as servoválvulas convencionais, as chaveadas, já em uso, e as que estão sendo desenvolvidas e será apresentada a evolução dos modelos matemáticos das equações características desenvolvidas para cada uma; no terceiro, foi feita apresentação do projeto de servoválvula estudado durante a Dissertação de Mestrado e o desenvolvimento da proposta da Tese, que é a modelagem matemática das curvas características de pressão x vazão e no modelo, foi utilizada a equação que determina a vazão, considerando-se a média dos coeficientes de descarga e da área do orifício de passagem do fluxo. No quarto capítulo, foi estudado o comportamento do coeficiente de descarga, isto é, a sua variação em função do número de Reynolds, por meio das pesquisas bibliográficas, para ser comparado com os valores obtidos nos ensaios. Também foi feito um estudo da variação da área do orifício no instante do chaveamento. No quinto, foram determinados experimentalmente os coeficientes de descarga, C_d , por meio dos ensaios com uma válvula com o mesmo processo de chaveamento da servoválvula. No sexto, foram realizadas as análises dos dados obtidos nas pesquisas e dos ensaios com os modelos desenvolvidos e, no último capítulo, foram analisados os resultados dos trabalhos propostos e as conclusões dos mesmo.

2. SERVOVÁLVULAS

2.1. Generalidades

De acordo com os objetivos desta Tese, foram realizadas as pesquisas bibliográficas sobre as válvulas hidráulicas que são aplicadas na construção de servoválvulas.

A servoválvula é o elemento principal de um sistema de servomecanismo eletrohidráulico que, de acordo com o sinal de controle, executa a abertura ou fechamento de orifícios de passagem do fluxo de vazão para controlar a pressão e/ou vazão do sistema.

O sistema de controle de servomecanismo eletrohidráulico é um equipamento cuja variável de saída desejada é uma posição, velocidade ou aceleração. A parte responsável pelo controle normalmente são elementos eletroeletrônicos e parte da potência é obtida, geralmente, por equipamentos hidráulicos.

BOTTURA et al. (1978) e LEE & WORMLEY (1981) afirmaram que os sistemas de controle hidráulico são largamente utilizados em aplicações que necessitam de nível de força elevada, resposta rápida e precisa. São aplicados em controle de aeronaves, equipamentos marítimos, máquinas, ferramentas e sistemas móveis. E para que a resposta seja suficientemente rápida, a transmissão de sinais é feita por meios eletrônicos, que, além da rapidez e eficiência, têm instalação bastante simples.

A servoválvula recebe o sinal de comando eletronicamente e o converte em movimento mecânico da válvula responsável pelo controle do fluxo hidráulico. Apesar de ter surgido há mais de 50 anos, mesmo com toda a evolução tecnológica não houve grandes mudanças no conceito de seu funcionamento.

Dependendo das características construtivas, o interfaceamento eletrohidráulico no sistema de controle, pode ser feito por uma válvula acionada por um solenóide, uma válvula proporcional ou mesmo uma servoválvula. Todas elas têm as funções básicas de controlar e direcionar a vazão e/ou pressão do fluido hidráulico que vai atuar, por exemplo, sobre o êmbolo de um cilindro hidráulico, e, através da haste do cilindro, é realizada a operação desejada, conforme visto na figura 01.01.

Para melhor compreensão do desenvolvimento da modelagem, serão apresentadas as válvulas, as válvulas proporcionais e as servo-válvulas.

2.2. Válvulas Hidráulicas

Válvulas hidráulicas ou especificamente as válvulas direcionais, são dispositivos que, através do deslocamento do carretel, conforme visto na figura 02.01, regulam e direcionam a vazão e/ou pressão nas câmaras dos atuadores.

Existem vários tipos de construção que diferenciam as válvulas hidráulicas entre si, porém o tipo mais usado é o de carretel deslizante com centro crítico. É o que tem a geometria do orifício considerado o mais próximo do ideal (as arestas dos orifícios possuem cantos vivos, perfeitamente alinhados com comprimento próximo de zero), porém, na realidade, as construções com arestas perfeitamente esquadradas não são possíveis, portanto não garantem a linearidade desejada entre o deslocamento do carretel e a vazão do fluido. No entanto é possível construir válvulas com relativa linearidade de ganho de vazão (é a relação entre a

variação de vazão e o deslocamento do carretel da válvula), mesmo trabalhando próximo à posição nula, isto é, com vazões e deslocamentos próximos da origem, e com vazamento mínimo que acontece entre a folga radial do carretel e do alojamento.

As características mais importantes das válvulas são: comportamento de vazão em função da pressão e os coeficientes das válvulas (ganho de vazão, coeficiente de pressão-vazão e sensibilidade de pressão), que serão apresentados em forma de equações, nos próximos parágrafos.

MERRIT (1967), LeQUOC (1987) e WATTON (1994) foram alguns dos que definiram a equação de vazão de um fluxo passando por um orifício da válvula, a partir da dedução da equação de Bernoulli para fluxo contínuo e permanente, dada por:

$$Q_L = C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad 02.01$$

onde:

P – pressão: (1) a montante e (2) a jusante;

Q_L - vazão que passa pelo orifício sujeito a um diferencial de pressão P_1 e P_2 ;

A_0 – área do orifício da passagem do fluxo;

C_d - coeficiente de descarga do orifício de passagem do fluxo;

ρ - massa específica do fluido.

Segundo MERRIT (1967), a equação que define as curvas características de vazão em função da pressão para o caso da válvula de carretel, conforme mostra a figura 02.01, é:

$$Q_L = C_d A_1 \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_L)} - C_d A_2 \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_L)} \quad 02.02$$

onde:

A_1 = área do orifício da entrada de pressão;

A_2 = área do orifício interno (vazamento);

P_s = pressão de alimentação;

P_L = pressão que atua na carga.

A pressão P_s é a pressão de alimentação da válvula e mantém-se constante, mesmo com a variação de vazão.

Considerando-se que:

$$Q_L = Q_L(P_L(x_v), x_v),$$

e,

$$P_L = P_L(x_v)$$

então:

$$\frac{dQ_L}{dx_v} = \frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \frac{dP_L}{dx_v} + \frac{\partial Q_L}{\partial x_v}$$

Para linearização da equação 02.02, podem ser definidos os coeficiente da válvula de carretel deslizante:

Coeficiente de ganho de vazão (K_q);

$$K_q = \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \quad 02.03$$

Coeficiente de pressão-vazão (K_c);

$$K_c = \frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \quad 02.04$$

Coeficiente de sensibilidade de pressão (K_p);

$$K_p = \frac{\partial P_L}{\partial x_v} \quad 02.05$$

A equação linearizada das curvas de pressão-vazão é dada por:

$$\Delta Q_L = K_q \Delta x_v + K_c \Delta P_L, \quad 02.06$$

onde x_v é o deslocamento do carretel.

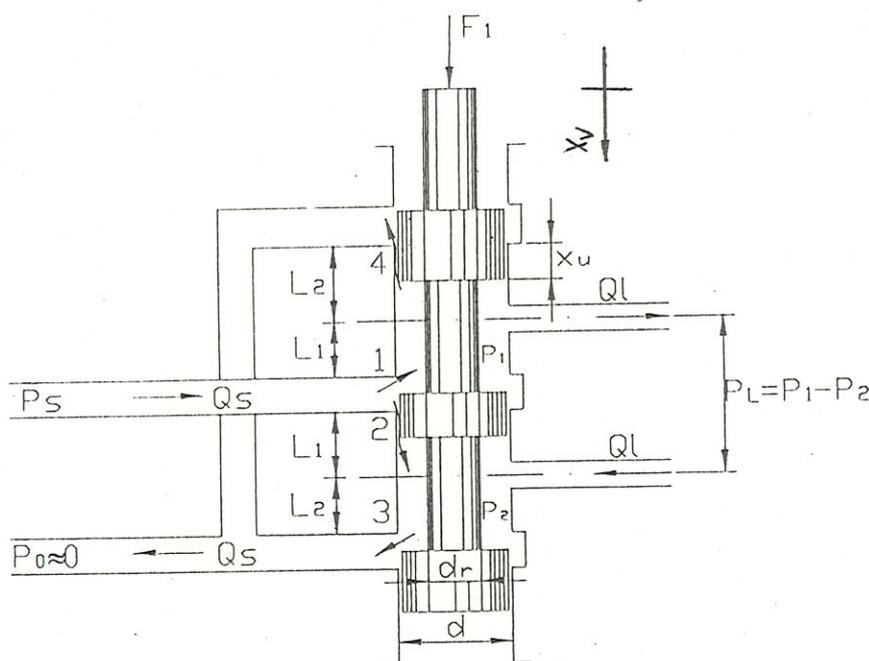


FIGURA 02.01 Válvula de carretel de três ressaltos e quatro vias.

e é aplicável a todas as válvulas: carretel, borboletas, bico ejetor e outras. Os coeficientes K_q , K_c e K_p são extremamente importantes para a determinação da estabilidade, para a resposta em frequência e para precisar outras características dinâmicas da válvula.

Para o caso da válvula de centro crítico, a mais utilizada, onde os orifícios são simétricos e as larguras dos ressaltos são iguais, a equação geral das curvas de pressão-vazão torna-se:

$$Q_L = C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} \left(P_s - \frac{x_v}{|x_v|} P_L \right)} \quad 02.07$$

onde:

x_v = deslocamento do carretel;

w = gradiente de área do orifício (abertura).

Lançando-se no gráfico de uma forma adimensional, obtêm-se as curvas conforme a figura 02.02.

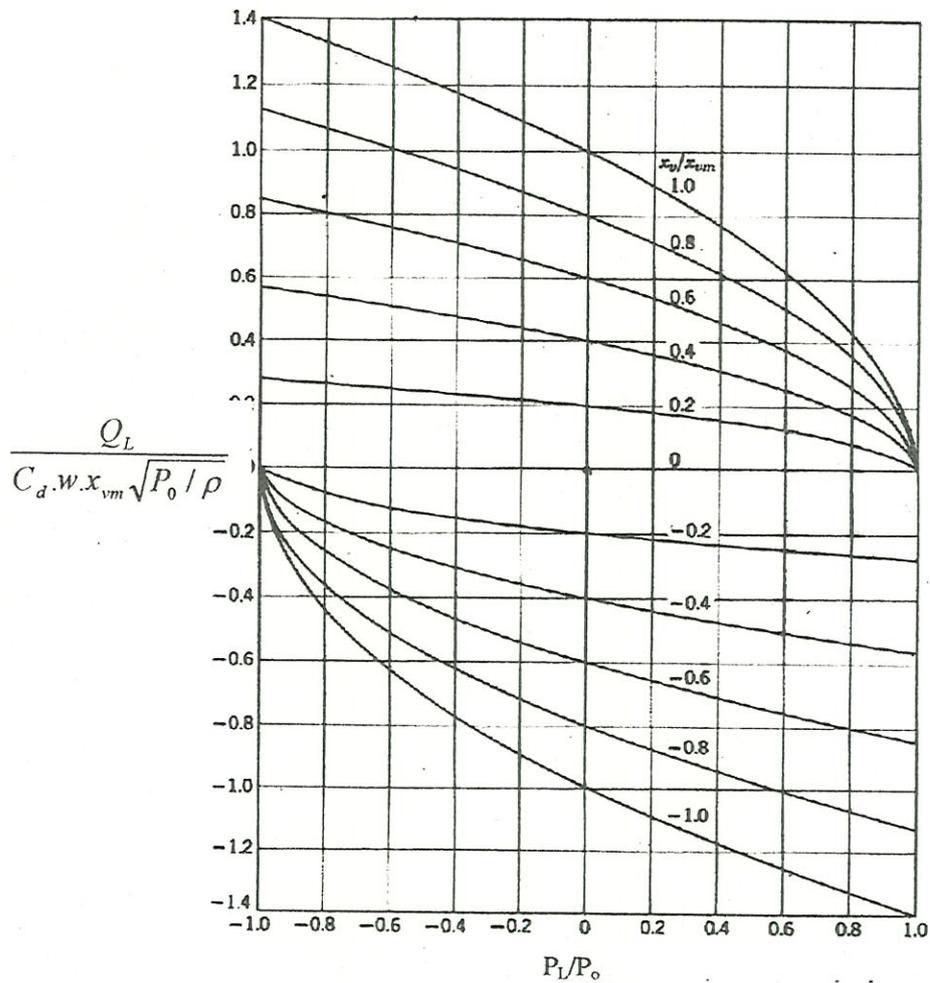


FIGURA 02.02 Curvas de vazão (Q_L) x pressão (P_L) da válvula de carretel de 4 vias.

Para o caso do óleo hidráulico, a equação 02.07 se reduz a:

$$Q_L = A w x_v \sqrt{\left(P_s - \frac{x_v}{|x_v|} P_L \right)}; \quad 02.08$$

onde A é um valor constante de transformação de unidade. No caso do Sistema Internacional (SI), o valor A = 17,824 m²/s.

E os coeficientes da válvula de centro crítico, segundo MERRIT (1967) são:

$$K_q = C_d w \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_L)}$$

$$K_c = \frac{C_d w x_v \sqrt{(1/\rho)(P_s - P_L)}}{2(P_s - P_L)} \quad 02.09$$

$$K_p = \frac{2(P_s - P_L)}{x_v}$$

As válvulas hidráulicas podem ser acionadas de forma mecânica, elétrica ou por meio de fluidos. Em um sistema de controle, o acionamento elétrico é o mais utilizado e, dependendo do tipo de acionamento, pode ser classificado em solenóide, proporcional ou servo.

2.3. Os Interfaces Eletrohidráulicas

2.3.1. Válvula Solenóide

A válvula acionada eletricamente através de solenóides foi o primeiro elemento de interface utilizado entre a eletrônica e a hidráulica. Foi, precisamente, a válvula direcional acionada por um solenóide que, através da restrição ou liberação total da passagem de um fluido, comandada eletronicamente e controlando um fluxo de óleo na direção de um motor ou de um cilindro hidráulico, pode executar uma determinada operação. Este interfaceamento permitiu o casamento que faltava entre a hidráulica e

eletroeletrônica. Apesar de ser considerado de baixo desempenho em algumas aplicações, permitiu um salto de qualidade na área de controle automático.

A válvula direcional acionada por um solenóide pode ser de um, dois ou mais estágios. Quanto maiores a pressão e a vazão de trabalho, maior quantidade de estágios é necessária. A mais utilizada é a de dois estágios, que trabalha com uma faixa bastante ampla de pressão e vazão: o primeiro estágio é o de palheta, o segundo é o de carretel.

A válvula acionada por um solenóide é mais simples, robusta e barata em relação à válvula proporcional e à servoválvula. É muito utilizada em equipamentos industriais e implementos agrícolas onde não se necessita de grande precisão. A perda de carga que acontece internamente fica em torno de 7 bar, e a vazão máxima é de 100 l/min. para um único estágio e 1.200 l/min para as de dois estágios, segundo GETSCHEKO et al. (1995).

Por exemplo, uma válvula direcional de dois estágios, do tipo 4WEH da firma MANNESMANN-REXROTH (1996), conforme a figura 02.03, é basicamente composta da válvula principal (segundo estágio) com carcaça (1), onde estão localizados os elementos principais da válvula; do êmbolo de comando (2), mais conhecido como carretel, que serve para abrir ou fechar as tomadas de entradas e saídas do fluxo da válvula; de uma ou duas molas de reposicionamento (3.1) e (3.2), e da válvula pré-operadora (4) com um ou dois solenóides "a" (5.1) e/ou "b" (5.2), também conhecida como válvula do primeiro estágio.

O êmbolo de comando (2) na válvula principal é mantido na posição zero ou na posição inicial, mediante a atuação das molas ou por pressurização. Na posição inicial, as duas câmaras de mola (6) e (8), encontram-se despressurizadas em relação ao tanque através da válvula pré-operadora (4), que é suprida com óleo de pilotagem, através da linha de pilotagem (7). A admissão pode ocorrer interna ou externamente (externamente pela conexão X). Ao acionar a válvula pré-operadora, por exemplo, a solenóide "a", o êmbolo pré-operador (10) é deslocado para a

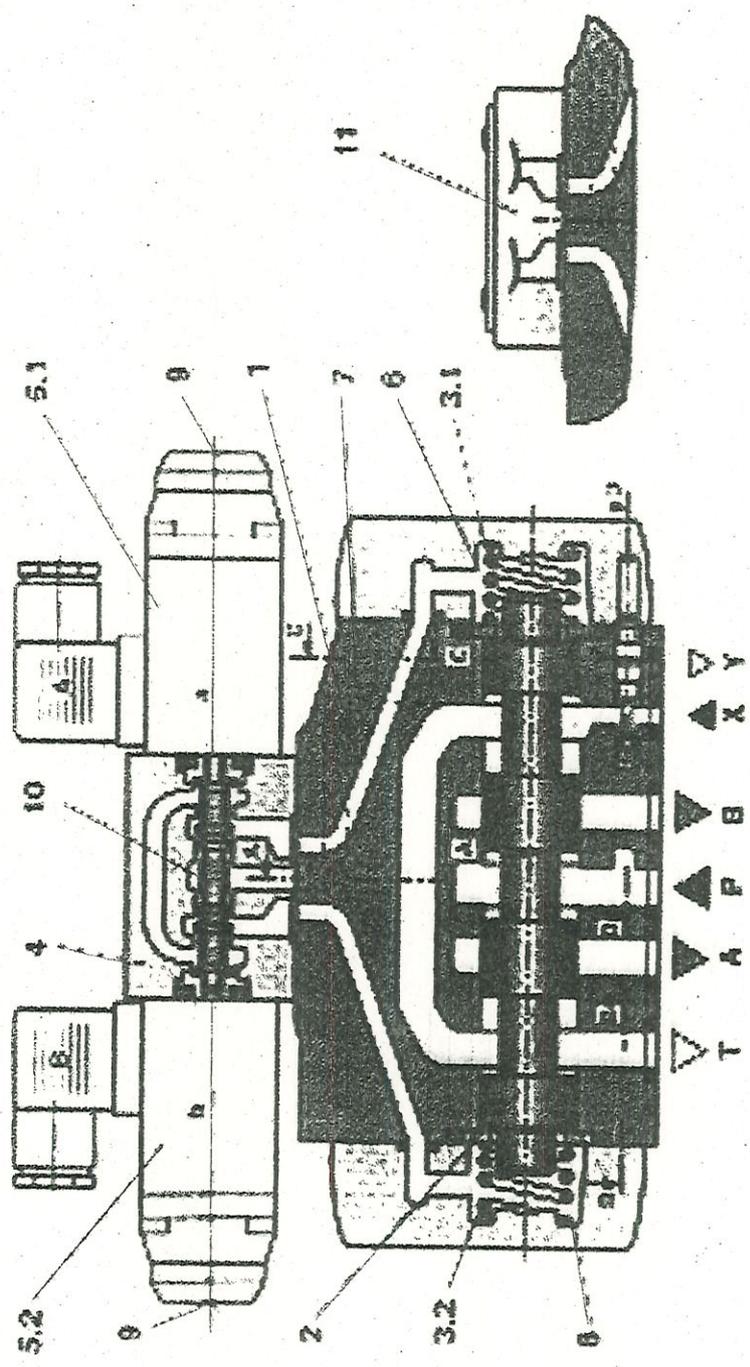


FIGURA 02.03 Válvula solenóide de dois estágios, MANNESMAN-REXROTH (1996)

esquerda e, com isto, a câmara de mola (8) é pressurizada com óleo de pilotagem. A câmara de mola (6) permanece despressurizada.

A pressão de pilotagem atua sobre a face esquerda do êmbolo principal (2) deslocando-o contra a mola (3.1). Com isto serão interligadas as conexões P com B e A com T na válvula principal.

Ao desenergizar o solenóide, o êmbolo pré-operador retorna à sua posição inicial (exceto o êmbolo impulsor). A câmara de mola (8) é despressurizada ao tanque.

Através da válvula pré-operadora, o óleo de pilotagem da câmara de mola é deslocado para o canal Y.

A drenagem do óleo de pilotagem pode, tanto quanto a admissão, ocorrer interna ou externamente (externamente pela conexão Y). Um opcional acionamento de emergência (9) assegura um deslocamento do êmbolo pré-operador (10), sem energização do solenóide.

As curvas características dessa válvula são mostradas na figura 02.04. As curvas de 1 a 7 representam as perdas que ocorrem em função dos tipos de êmbolos (carretel).

2.3.2. Válvula proporcional

As válvulas proporcionais nada mais são que um aprimoramento ou desenvolvimento das válvulas direcionais com a qual se procura, além do controle do sentido do fluxo de fluido, controlar também sua vazão e/ou pressão. Seu princípio de funcionamento baseia-se na relação entre a pressão e a vazão através de um orifício variável, normalmente de formato triangular, ou seja, $Q = K.P^{1/2}$, segundo GETSCHEKO et al. (1995). E VAUGHAN & GAMBLE (1996), o controle elétrico pode ser analógico ou digital.

O principal motivo de seu lançamento comercial foi o de atender a um mercado para o qual as exigências de controle não justificavam o custo da utilização de uma servoválvula.

As válvulas proporcionais funcionam basicamente através dos solenóides proporcionais, isto é, são solenóides reguláveis eletricamente.

Estes convertem, proporcionalmente, corrente elétrica em força mecânica. Uma relação da corrente provoca uma correspondente elevação da força do solenóide. A força ajustada do solenóide mantém-se constante durante o curso total de regulação.

Assim, a idéia básica foi variar a seção do orifício de passagem do fluido, aumentando-se ou diminuindo-se a perda de carga na válvula e, desta forma, obtendo-se o controle desejado.

As válvulas proporcionais podem ser aplicadas em sistemas de malha aberta, isto é, que não recebem sinal de realimentação, ou em sistema de malha fechada. Permitem com facilidade a flexibilização (variação na seqüência de operação) através da automação via "software" instalada em uma unidade central de controle.

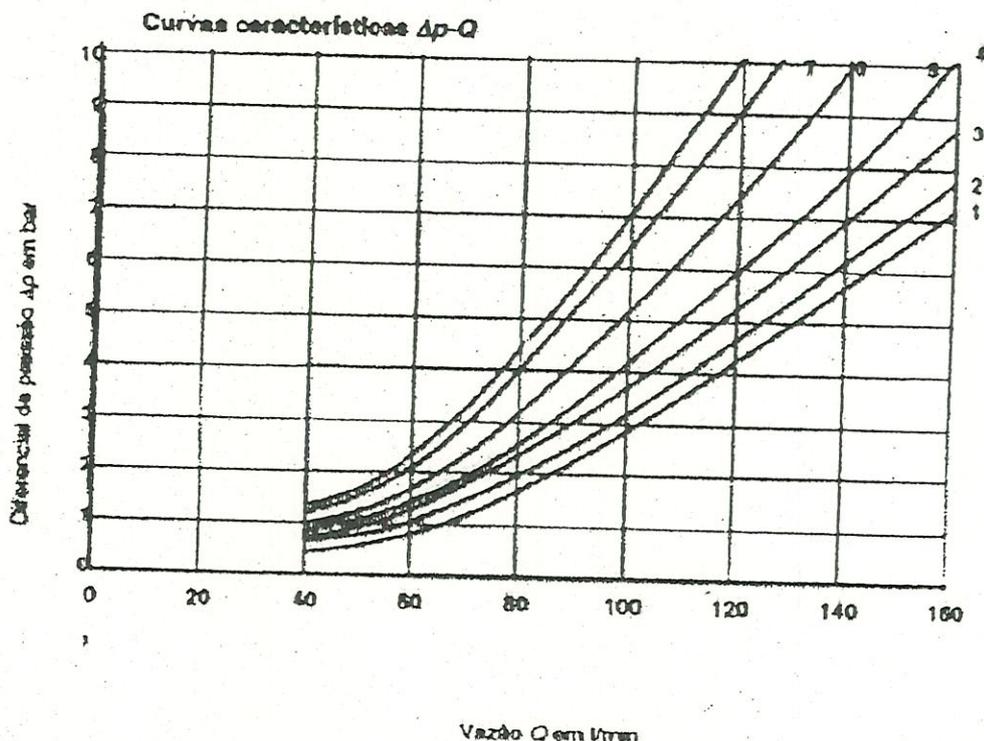


FIGURA 02.04 Curvas características de $Q \times \Delta P$ da válvula solenóide 4WEH da MANNESMANN-REXROTH.

Atualmente, existem no comércio vários modelos de válvulas proporcionais de controle de vazão, seja de um ou mais estágios, com diferentes tipos de acionamento, quantidades de tomadas de pressão e outros acessórios, conforme ilustra o catálogo ATOS (1966).

Apesar dessa grande variedade, conforme exemplo da figura 02.05: MANNESMANN-REXROTH (1996), elas são basicamente compostas pela válvula pré-operadora (9) com dois solenóides proporcionais (1 e 6), pela válvula principal (12) com êmbolo principal (14) e pela mola de centralização (15).

Na condição de repouso, a mola de centralização (15) mantém o êmbolo principal (14) na posição central. Ao se energizar o solenóide "b" (6), desloca-se o êmbolo de comando (2) para a direita. O óleo de pilotagem "interno" do canal P ou "externo" pela conexão X chega, através da válvula pré-operadora (9), à câmara (13), deslocando o êmbolo de comando (14) proporcionalmente ao sinal da corrente elétrica. No êmbolo principal (14), são liberadas seções diafragmáticas de estrangulamento que proporcionam uma vazão progressiva, pelas quais o fluido é direcionado às conexões dos consumidores.

Quando a corrente do solenóide for desligada, tanto o êmbolo de comando (2) como o êmbolo principal (14) serão reconduzidos à posição central, independentemente da pressão de pilotagem. Um acionamento manual de emergência (10 e 11, opcional) permite deslocar o êmbolo de comando (2), sem energização do solenóide.

A válvula pré-operadora pode ser acionada eletronicamente tanto interna quanto externamente.

O solenóide proporcional (1 e 6) é um exemplo de solenóides que operam com corrente contínua, em banho de óleo. Estes convertem, proporcionalmente, uma corrente elétrica em forças mecânicas.

As curvas características da válvula proporcional de dois estágios, do tipo 4WRZ, MANNESMANN-REXROTH (1996) para alguns tipos de êmbolo, podem ser vistas na figura 02.06.

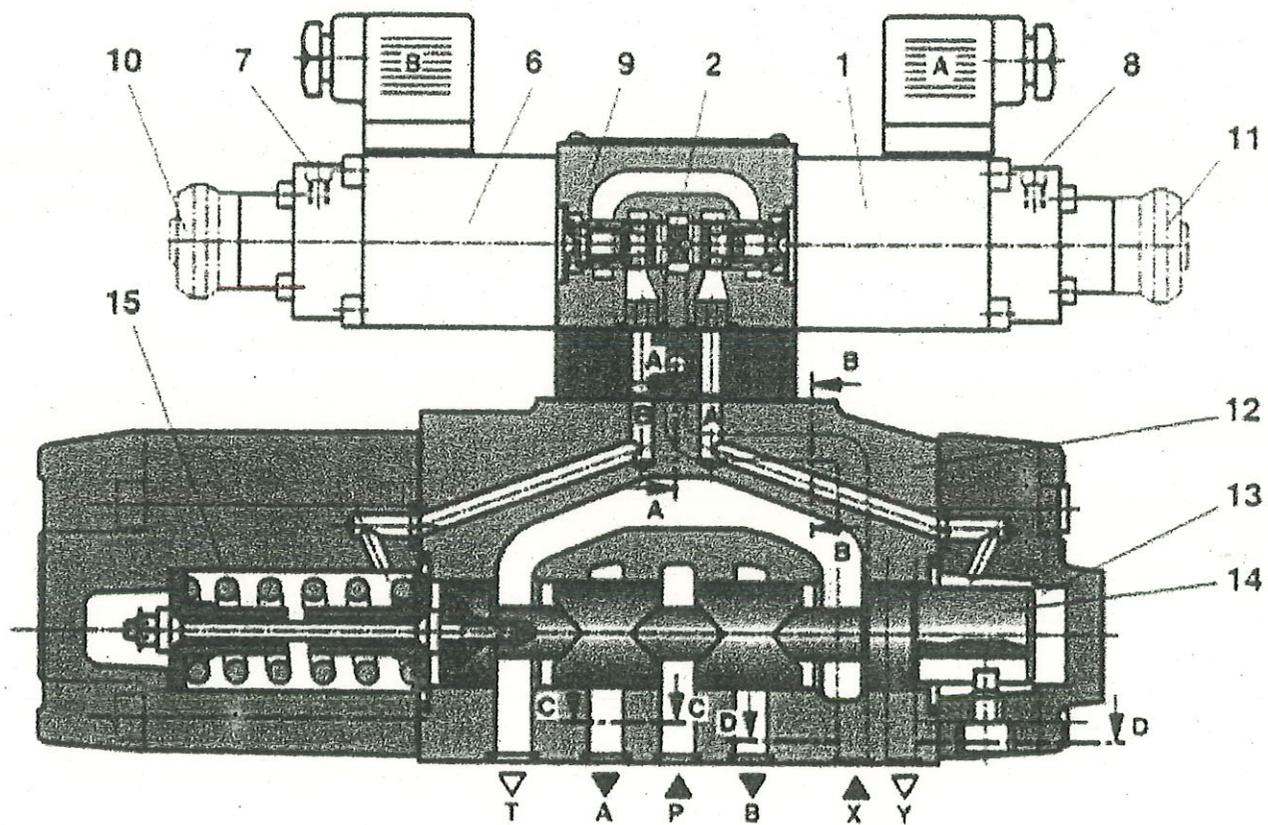


FIGURA 02.05 Válvula proporcional de dois estágios, MANNESMAN-REXROTH (1996)

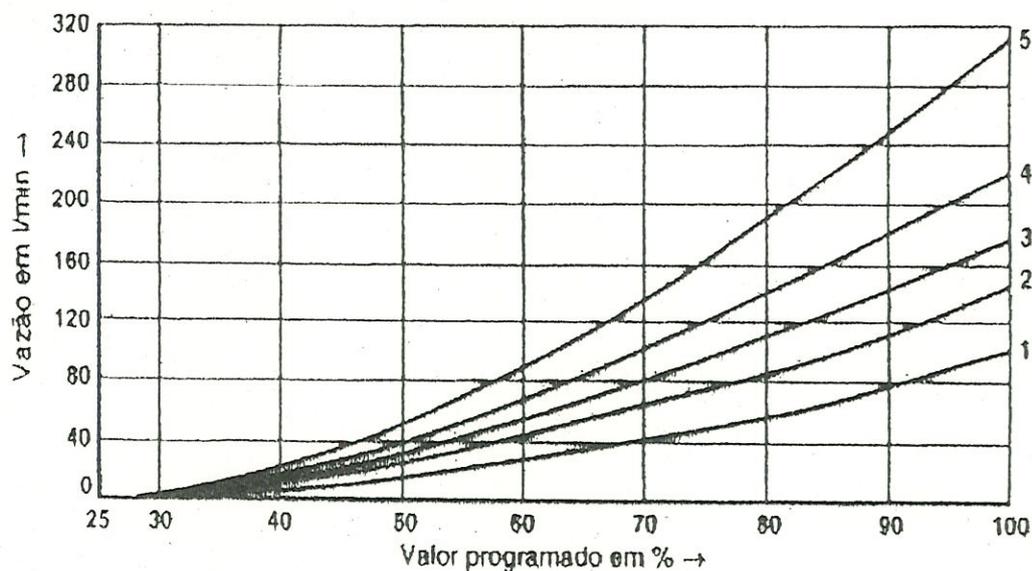


FIGURA 02.06 Curvas características de $Q(l/min) \times (\Delta P/P_S)\%$ da válvula proporcional do tipo 4WRz, MANNESMANN-REXROTH (1996).

2.3.3. Servoválvula

A servoválvula converte o sinal elétrico de baixa potência em alta, para movimentar o carretel da válvula que controla a pressão e/ou vazão do fluido que vai alimentar um atuador hidráulico.

A denominação servoválvula origina-se do emprego deste dispositivo em sistemas de controle hidráulico. O termo servossistema ou "servomecanismo" significa, em uma visão mais ampla, um sistema em que, uma vez enviado o sinal de comando ao atuador, a sua resposta é medida e comparada a um valor de referência, sendo um eventual erro utilizado como um sinal de realimentação, para obter-se a correção do sinal de saída ou resposta. Dentro dessa definição, o uso de servoválvula far-se-ia, de uma

maneira primordial, em sistemas com esta característica ou, como também denominado, em malha-fechada.

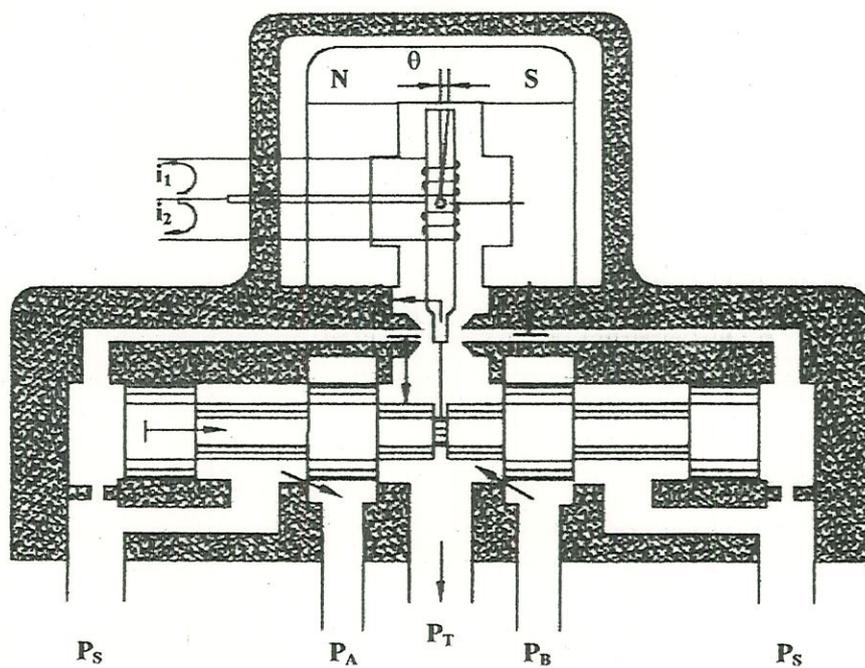
A servoválvula eletrohidráulica, um dos mais recentes e importantes componentes hidráulicos, surgiu originalmente para aplicações sofisticadas em aeronáutica, para fins militares, por volta da Segunda Guerra Mundial (1940), segundo MERRIT (1967), buscando melhorar o desempenho dinâmico dos componentes de controle. Entretanto, só a partir de 1950, com a utilização de ímãs permanentes em motores, conseguiu-se melhorar muito o seu desempenho, e sua forma é mantida até hoje. Ao contrário da maioria das válvulas proporcionais, todas as servoválvulas trabalham com realimentação de posição do carretel, seja ela mecânica, barométrica, ou elétrica.

Dependendo da construção e desempenho desejados, as servoválvulas direcionais podem ser de um ou mais estágios. As mais comuns são as de dois estágios, eletricamente operadas. Segundo AKERS & LIN (1988), historicamente, para servoválvulas de um estágio, a estabilidade e a resposta são superiores à de dois ou mais estágios. O primeiro estágio, normalmente, consiste de uma válvula de palheta e o segundo, de uma de carretel deslizante. São predominantemente utilizadas para a regulação de posição, força e velocidade.

Entre as servoválvulas de dois estágios, uma das mais empregadas é a de realimentação direta, conforme vista na figura 02.07. A sua função-transferência é dada pela expressão deduzida 02.10, segundo MERRIT (1967).

A função transferência (F.T.), é uma representação matemática, que mostra a relação entre o sinal de saída da variável dinâmica considerada com o sinal de entrada (sinal de referência).

$$\frac{x_v}{x_\varepsilon} = \frac{\frac{K_{qp}}{w_f A_v}}{\left(\frac{s}{w_f} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{w_{hp}^2} + \frac{2\delta_{hp}}{w_{hp}} s + 1 \right)} \quad (02.10)$$



i - corrente elétrica de alimentação da bobina;

θ - ângulo de deslocamento da palheta;

N - norte;

S - sul;

P_S - pressão de alimentação;

P_T - pressão de saída (tanque);

P_A - pressão da tomada A;

P_B - pressão da tomada B.

FIGURA 02.07 Desenho esquemático de uma servoválvula eletrohidráulica de dois estágios com realimentação direta.

onde:

x_f – deslocamento da palheta;

x_v – deslocamento da válvula;

$x_e = x_f - x_v$ = variação da folga da palheta com o valor da posição zero de x_{fo} ;

$$w_{hp} = \sqrt{\frac{2\beta_e A_v^2}{V_{op} M_v}} = \text{freqüência hidráulica natural do estágio piloto (1º estágio)};$$

$$\delta_{hp} = \frac{w_{hp} K_{cp} M_v}{2A_v^2} = \text{fator de amortecimento do estágio piloto};$$

$$w_f = \frac{0,43w P_s K_{cp}}{A_v^2} = \text{freqüência de corte devido à força de vazão};$$

V_{op} = volume na extremidade do carretel;

K_{qp} = ganho de vazão da válvula piloto;

K_{cp} = coeficiente de vazão-pressão da válvula piloto.

As curvas de pressão x vazão são representadas conforme a figura 02.08. Para conhecer-se o seu funcionamento, foi escolhida, como exemplo, uma servoválvula comercialmente fabricada, conforme se vê nas figuras 02.09 e 02.10. As válvulas do tipo 4WS2E, MANNESMANN-REXROTH (1996), são servoválvulas direcionais de dois estágios eletricamente operadas, predominantemente utilizadas para a regulação de posição, força e velocidade. Basicamente são constituídas de:

- pré-operação (1.o estágio) com o motor de torque (1) permanentemente excitado pelo ímã permanente e o amplificador hidráulico (2) na execução de placa de impacto;

- o 2.o estágio com o êmbolo de comando (9) na execução de 4 vias para a regulação de vazão.

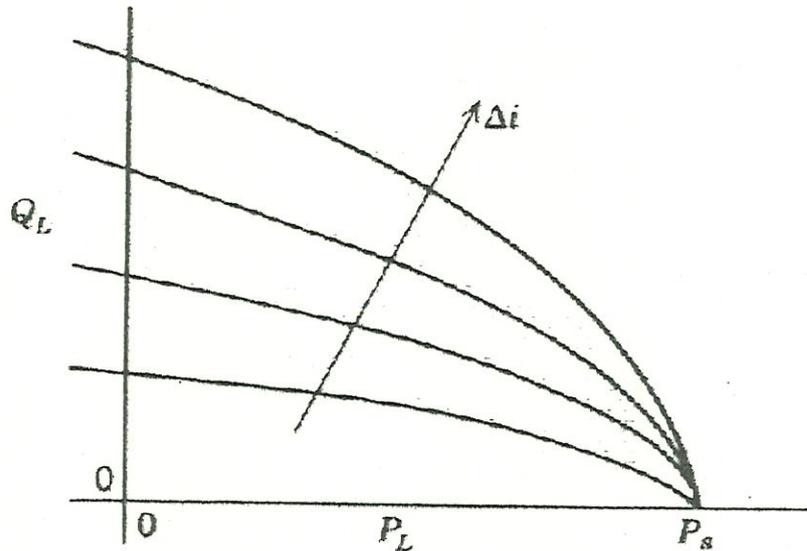


FIGURA 02.08 Curvas de $Q_L \times P_L$ da servoválvula eletrohidráulica com força de realimentação.

No primeiro estágio da servoválvula, é realizada a pré-operação por uma válvula eletricamente operada que atua segundo o princípio do amplificador de placa de impacto. Através de um sinal elétrico, o motor de torque (1) é deslocado de sua posição inicial e a placa de impacto (13) é movimentada entre os dois reguladores (3).

A mudança de posição da placa de impacto provoca uma alteração da seção transversal dos "gicleurs" reguladores (3) e, em combinação com os "gicleurs" fixos (4), um diferencial de pressão variável para o deslocamento do êmbolo de comando (9).

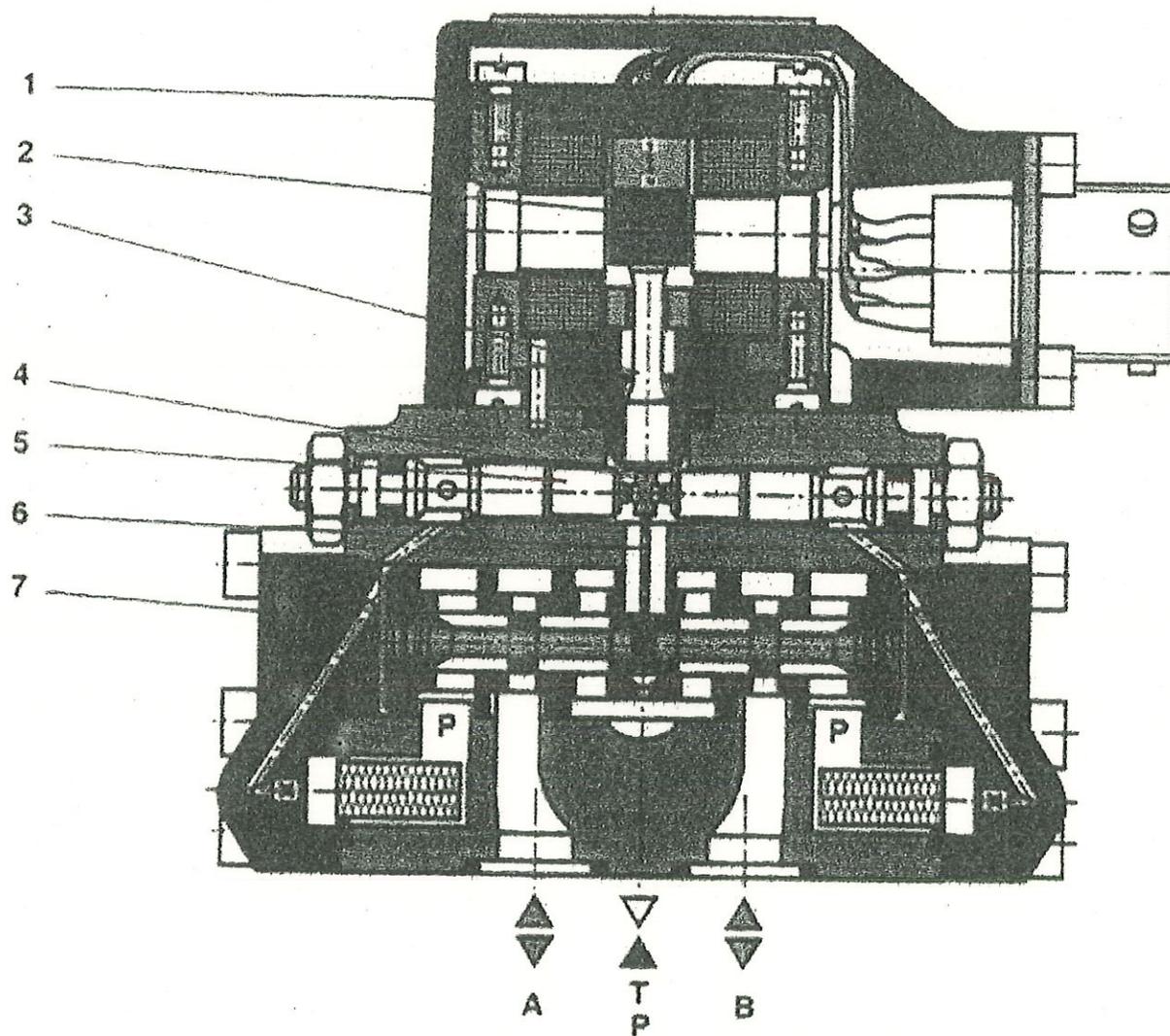


FIGURA 02.09 Servoválvula de dois estágios acionada eletricamente
 MANNESMAN-REXROTH (1996) e O'CONNOR (1993)

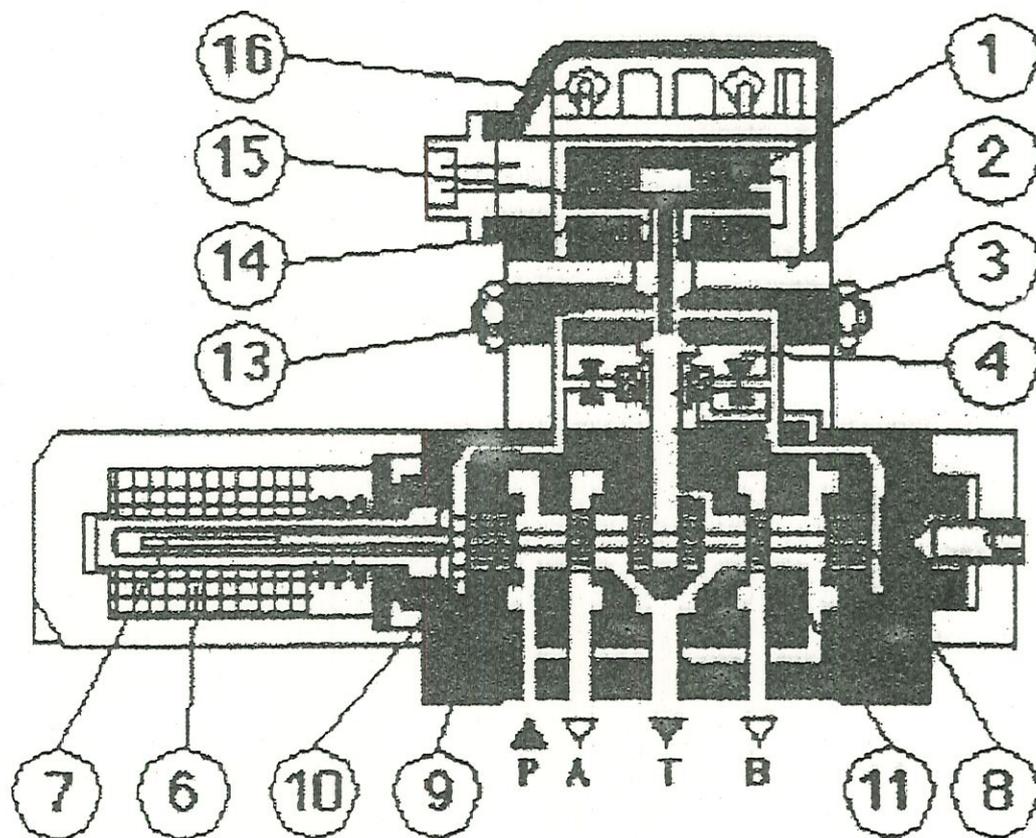


FIGURA 02.10 Reposição elétrica da servoválvula, MANNESMANN-REXROTH (1996).

O sistema eletrônico que comanda a válvula pode ser feito externamente ou de forma integrada na válvula. No caso da utilização de um

externamente ou de forma integrada na válvula. No caso da utilização de um comando eletrônico externo (servoamplificador), este amplifica um sinal analógico de entrada (valor programado, grandeza de posicionamento) de forma tal que se possa comandar a servoválvula com o sinal de saída. E no caso da montagem eletrônica integrada (16), o regulador, o estágio final e o oscilador-demodulador estão incorporados e lacrados na tampa da pré-operação.

Já no segundo estágio, a reposição do êmbolo de comando pode ser mecânica, elétrica ou barométrica. No caso de reposição elétrica, conforme a figura 02.10, o êmbolo de comando (9) encontra-se acoplado como capacitor indutivo de curso (6), através do núcleo (7). A respectiva posição do núcleo (7) no sistema de bobina do capacitor indutivo de curso (6) fornece uma tensão, o valor real na saída do amplificador, do valor programado, e o valor real, por um eventual desvio da regulação, é avaliado e, por um sinal elétrico, é reconduzido ao primeiro estágio da válvula.

Este sinal reposiciona a placa de impacto (13) entre os dois "gicleus" reguladores (8 e 10). O êmbolo de comando (9) e o neste fixado, núcleo (7) do capacitor indutivo de curso (6), são deslocados até que o valor real coincida com o valor programado.

Obtém-se a regulação da vazão, condicionando-se a posição do êmbolo de comando (9) em relação à bucha de comando (11), à correspondente abertura de comando, que é proporcional ao valor programado, tanto ao curso do êmbolo como a vazão.

As curvas características da servoválvula podem ser vistas na figura 02.11.

A válvula com diferentes tipos de acionamento elétrico (servo, proporcional e solenóide) faz o interfaceamento entre os componentes eletroeletrônico e hidráulico e o sistema de servomecanismo eletrohidráulico.

Apesar da evolução contínua dos três tipos de acionamento de válvula, cada uma com sua importância dentro da sua área de aplicação, ainda continua o grande problema de não linearidade dos componentes hidráulicos e de seus custos elevados.

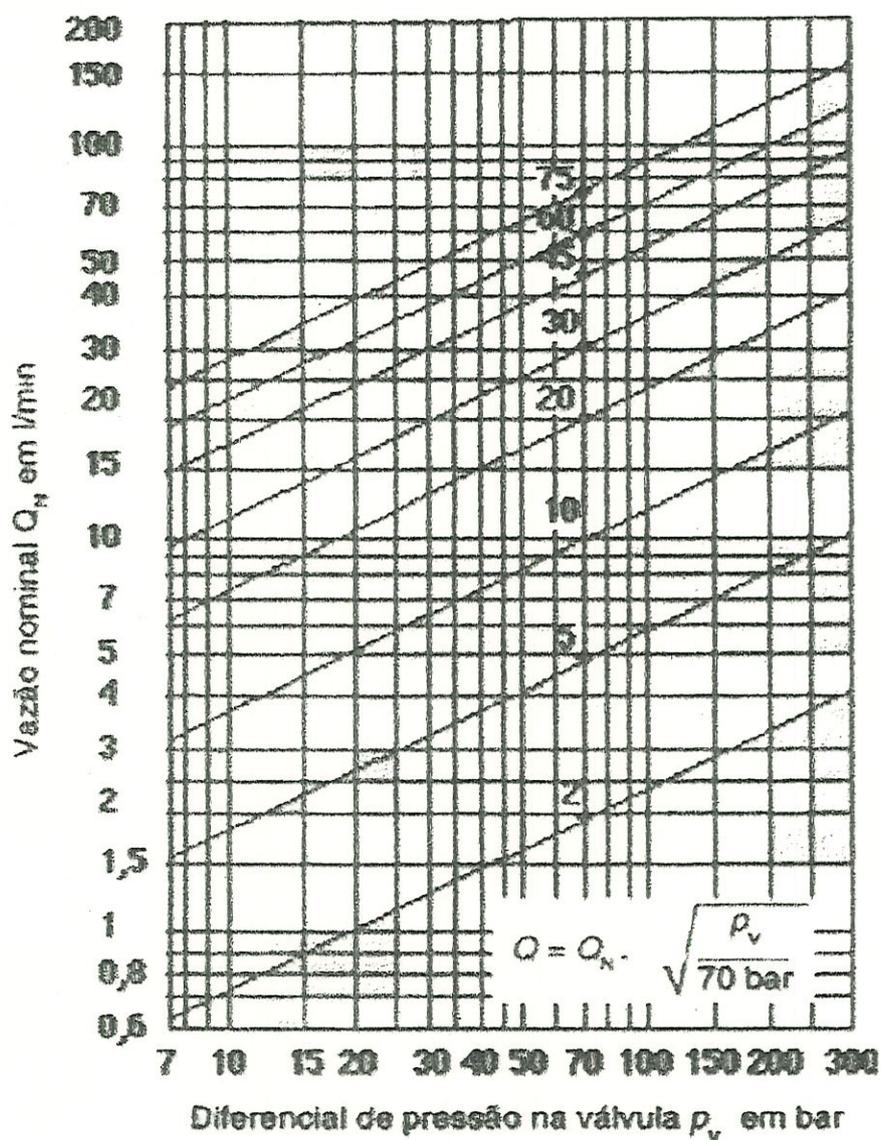


FIGURA 02.11 Curvas características da servoválvula, MANNESMANN-REXROTH (1996).

Dentro do método de acionamento elétrico da válvula, o acionamento analógico ainda é o mais utilizado, seja através da corrente contínua, seja da alternada, apesar da evolução rápida que está ocorrendo na área dos digitais.

Uma das formas para minimizar os problemas da linearidade e do custo foi a utilização do acionamento elétrico pelo método "PWM" (largura de pulso modulado) em servomecanismo e que será objeto de descrição do próximo item.

2.4. Servomecanismo com Acionamento Chaveado (PWM)

O servomecanismo eletrohidráulico que utiliza servoválvula com acionamento chaveado "PWM" teve início por volta de 1957 nos projetos dos controles aeroespaciais, segundo JURY & NISHIMURA (1964) e nos equipamentos marítimos. Até hoje são utilizadas as servoválvulas de dois estágios do tipo convencional. Existem outros projetos de servoválvulas em estudos tais como: válvula rotacional e outro com utilização de duas válvulas do tipo "on-off" com ligação paralela controlada por microcomputador.

As principais vantagens da servoválvula "PWM" sobre a convencional, segundo BOTURA et al. (1978), BURIAN et al. (1973), MURTAUGH (1959), PALHARES et al. (1978), TSAI & UKRAINETZ (1970) são:

- menos problema de travamento das partes móveis provocado pelas impurezas no óleo. A própria operação por "PWM" causa vibração, impedindo o acúmulo desta impurezas na válvula;
- a servoválvula "PWM" controla a pressão do sistema e não a vazão como acontece na válvula convencional; logo, as tolerâncias são menos estritas, facilitando a construção e conseqüentemente, reduzindo-se o custo;
- como as tolerâncias são maiores que as das válvulas convencionais, a influência da temperatura de operação é menor;

- a servoválvula tem menos problemas de atritos estáticos e
- o sistema de operação da servoválvula permite-a trabalhar com torque nominal praticamente constante, enquanto que, na convencional, há necessidade de controlar-se o torque de alimentação.

Também apresentam algumas desvantagens como:

- o escoamento é sempre pulsado; logo, a carga deve ser tal que seu efeito passa-baixo seja suficiente para suavizar o deslocamento de forma adequada;
- apesar da filtragem provocada pela carga, poderão ocorrer oscilações harmônicas e subarmônicas no sistema;
- há problema sério de cavitação provocada pela variação brusca de pressão e
- há também o problema de ruído provocado pelo chaveamento de fluido.

2.4.1. Modelagem matemática

As servoválvulas chaveadas com largura de pulso modulado (PWM) são válvulas convencionais normalmente de dois estágios. A primeira, de bicos ejetores com palheta, e a segunda, de carretel deslizante, onde a alimentação da corrente que aciona o solenóide passa a ser de forma alternada do tipo senoidal ou de pulso retangular.

Na modelagem matemática de um servomecanismo eletrohidráulico de dois estágios, o primeiro, de bicos ejetor-palheta, e o segundo, com carretel deslizante, conforme mostra a figura 02.12, operado de modo

“PWM” (largura de pulso modulado), SAWAMURA et al. (1960) e VILENIUS (1983) fizeram as seguintes deduções apresentada a seguir.

Utilizando-se a equação de vazão no orifício, tem-se que o fluxo que passa pela restrição interna do bico 1 e 2 é dado por:

$$Q_{01} = Cd_o A_o \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_{01})}, \quad 02.11$$

$$Q_{02} = Cd_o A_o \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_{02})}, \quad 02.12$$

onde:

Q_{01} e Q_{02} - vazão que passa pela restrição 1 e 2 do bico ejetor;

Cd_o - coeficiente de descarga do orifício;

A_o - área da seção do orifício;

P_{01} e P_{02} - pressões no orifício 1 e 2 do bico ejetor;

P_s - pressão de entrada;

ρ - massa específica do fluido.

E as vazões que passam pelos bicos ejetores 1 e 2 são:

$$Q_{n1} = Cd_n A_n \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{01} - P_{n1})}, \quad 02.13$$

$$Q_{n2} = Cd_n A_n \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{02} - P_{n2})}, \quad 02.14$$

onde:

Q_{n1} e Q_{n2} - vazão que passa pelo ejetor 1 e 2;

Cd_n - coeficiente de descarga do ejetor;

A_n - área da seção do ejetor;

P_{n1} e P_{n2} - pressão no ejetor 1 e 2.

Toda vazão que escoar pelo bico ejetor acaba saindo entre o bico e palheta. Assim tem-se que:

$$Q_{n1} = Cd_f \pi d_n (x_m - x) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{n1})}, \quad 02.15$$

$$Q_{n2} = Cd_f \pi d_n (x_m + x) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{n2})}, \quad 02.16$$

onde:

Cd_f - coeficiente de descarga na saída da palheta;

d_n - diâmetro no ejetor;

x_m - abertura entre a palheta e bico ejetor na posição neutra;

x - deslocamento da palheta na direção axial do ejetor.

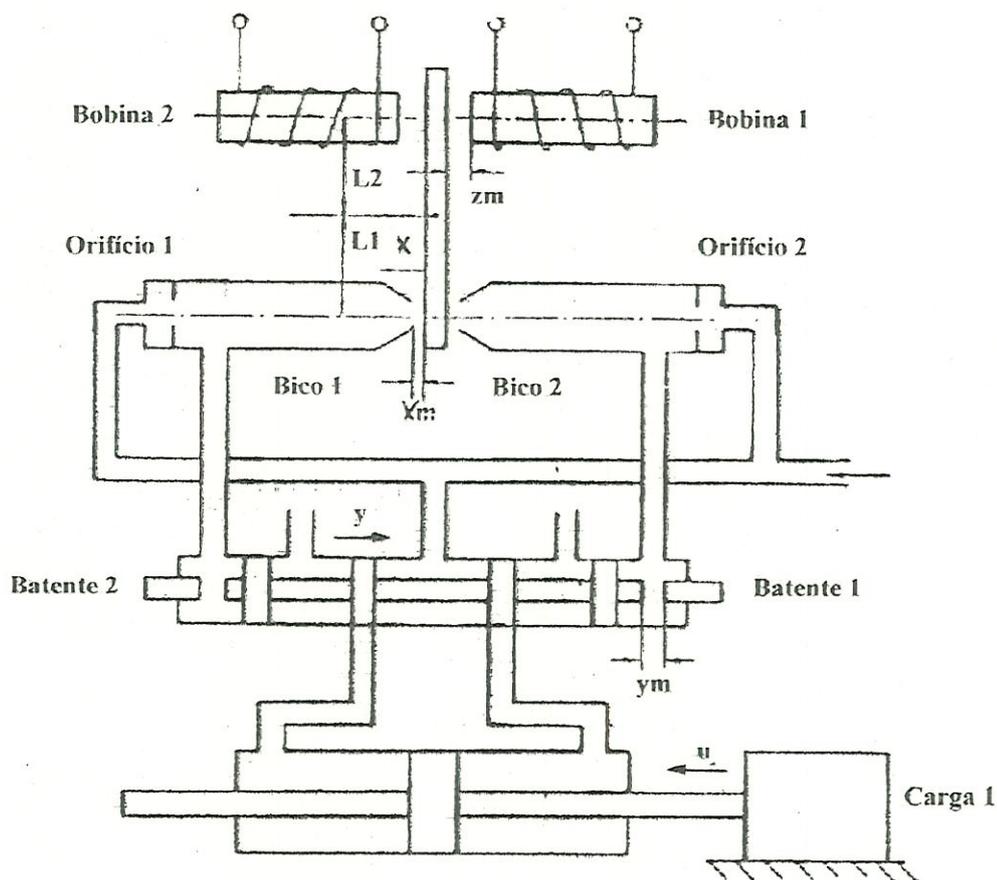


FIGURA 02.12 Diagrama esquemático de um sistema de servomecanismo eletrohidráulico (SAWAMURA et al., 1960).

A vazão que passa pelos orifícios 1 e 2 é a soma das vazões que saem pelos bicos ejetores e a vazão que entra na câmara do cilindro para deslocar o carretel deslizante:

$$Q_{01} = Q_{n1} + A_v \frac{dy}{dt}, \quad 02.17$$

$$Q_{02} = Q_{n2} + A_v \frac{dy}{dt}, \quad 02.18$$

onde:

A_v - área da seção da válvula de carretel;

y - deslocamento do carretel;

t - tempo.

Da equação 02.13 e 02.15, obtém-se que:

$$P_{n1} = \frac{Cd_n^2 A_n^2}{Cd_n^2 A_n^2 + Cd_f^2 \pi^2 d_n^2 (x_m - x)^2} P_{01}, \quad 02.19$$

e utilizando-se as equações 02.11, 02.14 e 02.19, tem-se:

$$\frac{P_{01}}{P_s} = \frac{\left(-w_1 w_3 + \sqrt{1 + w_1^2 - w_3^2}\right)^2}{(1 + w_1^2)}, \quad 02.20$$

onde:

$$w_1 = \frac{Cd_n A_n}{Cd_0 A_0} \frac{Cd_f \pi d_n (x_m - x)}{\sqrt{Cd_n^2 A_n^2 + Cd_f^2 \pi^2 d_n^2 (x_m - x)^2}}, \quad 02.21$$

$$w_3 = \frac{A_v}{Cd_0 A_0} \sqrt{\frac{\rho}{2P_s}} \left(\frac{dy}{dt}\right). \quad 02.22$$

Utilizando-se as equações 02.12, 02.14, 02.16 e 02.18, obtém-se que:

$$P_{n2} = \frac{Cd_n^2 A_n^2}{Cd_n^2 A_n^2 + Cd_f^2 \pi^2 d_n^2 (x_m + x)^2} P_{02}, \quad 02.23$$

$$\frac{P_{02}}{P_s} = \frac{\left(-w_2 w_3 + \sqrt{1 + w_2^2 - w_3^2}\right)^2}{(1 + w_2^2)}, \quad 02.24$$

onde:

$$w_2 = \frac{Cd_n A_n}{Cd_0 A_0} \frac{Cd_f \pi d_n (x_m + x)}{\sqrt{Cd_n^2 A_n^2 + \rho^2 Cd_n \pi^2 d_n^2 (x_m + x)^2}}. \quad 02.25$$

Utilizando-se as equações 02.20 e 02.24, obtém-se que:

$$\frac{P_{01}}{P_s} - \frac{P_{02}}{P_s} = \frac{\left(-w_1 w_3 + \sqrt{1 + w_1^2 - w_3^2}\right)^2}{(1 + w_1^2)} - \frac{\left(-w_2 w_3 + \sqrt{1 + w_2^2 - w_3^2}\right)^2}{(1 + w_2^2)} \quad 02.26$$

A dependência de $(P_{01} - P_{02})/P_s$ com a velocidade dy/dt é mostrado na figura 02.13.

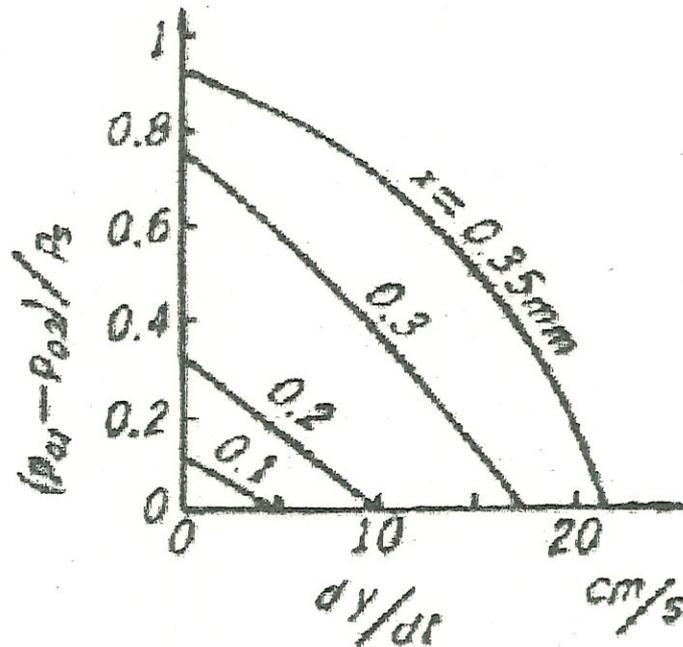


FIGURA 02.13 Curvas características da variação de pressão x velocidade do deslocamento do carretel.

2.4.2. Servomecanismo eletrohidráulico rotacional "PWM"

Já na modelagem matemática de uma servoválvula eletrohidráulico rotacional com chaveamento inercial "PWM", visto na figura 02.14, BROWN et al. (1988) estudam as seguintes perdas de carga:

- A - perda de carga no tubo inercial devido à viscosidade do fluido;
- B - perda de carga na entrada e saída do tubo inercial;
- C - perda de carga no orifício da válvula durante a operação;
- D - perda de vazamento durante o fechamento do orifício de passagem do fluxo;
- E - irreversibilidade do acumulador hidráulico;
- F - perda por vazamento.

A perda por vazamento (F) ocorre por causa da folga existente entre o diâmetro interno e externo do rotor. No presente caso, a perda foi medida, resultando em torno de 35 cm³/s. É suposto que essa perda seja proporcional ao cubo da folga existente e depende basicamente da tolerância de fabricação; portanto, não é uma característica da válvula chaveada. As perdas D e E são desprezíveis em relação às demais.

a) Perda do tipo A - A resistência viscosa em um tubo inercial é consideravelmente maior num fluxo instável. Para a modelagem da perda de carga, foi usado o modelo sugerido por TRIKHA (1975), especializado em fluido incompressível. No modelo, foi considerado escoamento laminar para uma dada vazão Q, desprezando-se alguma possível diferença na perda de carga para grande volume de vazão.

$$\Delta P_A = R_A [Q + \frac{1}{2}(y_1 + y_2 + y_3)] \quad 02.27$$

$$R_A = 128\mu l / \pi D^4 \quad 02.28$$

$$\frac{dy_i}{dt} = -n_i \frac{16\mu}{\pi^2 D^2 \rho} y_i + m_i \frac{dQ}{dt} \quad 02.29$$

onde:

ΔP_A - perda de carga no tubo inercial;

R_A - resistência de um fluxo de um escoamento laminar clássico totalmente desenvolvido para um comprimento l e diâmetro D do tubo;

ρ - massa específica do fluido;

μ - viscosidade do fluido;

n_i e m_i - são constantes tabelados (BROWN et al., 1988) para os dados aqui utilizados.

b) Perda do tipo B - A perda em B é não linear; a combinação da perda do tipo B mais a da perda do tipo A tem a solução analítica impraticável. A simulação do modelo também incluindo a perda C é realizada e mostrada mais adiante. A soma das perdas na entrada e saída do tubo é aproximadamente dada por:

$$\Delta P_B = \frac{2,53}{2} \frac{16Q^2}{\pi D^4}, \quad 02.30$$

a qual é compatível com a entrada arredondada e saída difusa.

c) Perda do tipo C - A perda do tipo C é bem menor que as dos tipos A e B, porém é a mais complicada para a determinação de um modelo que mais se aproxima da realidade, pois ela ocorre em um curto período de um ciclo onde a área do orifício varia desde completamente fechado até totalmente aberto. A grandeza do fluxo no tubo, Q_t é dado pelo valor máximo que acontece para cada comutação, e, de certa forma, pode ser analisada desprezando-se perdas, consideradas particulares do projeto. Foi considerado que a potência dissipada seja dada por:

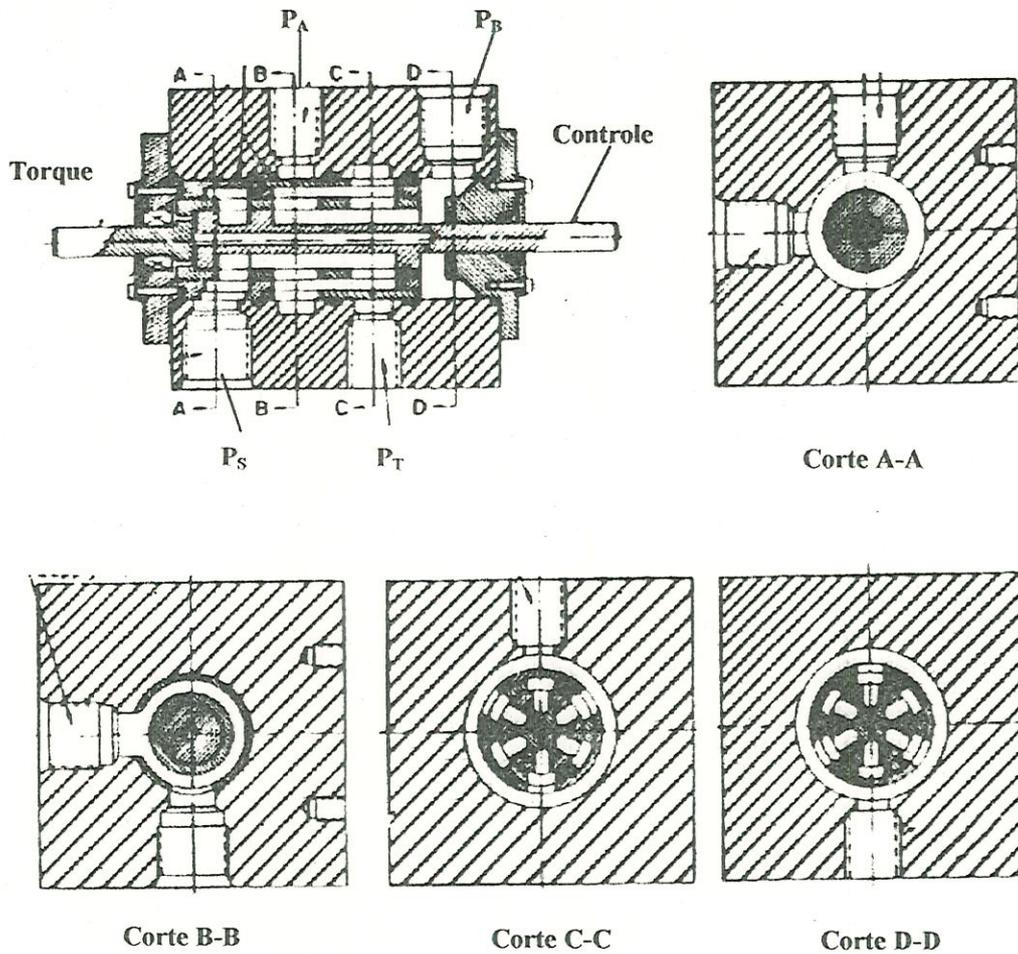


FIGURA 02.14 Servoválvula eletrohidráulica rotacional com chaveamento inercial "PWM", segundo BROWN et al. (1988).

$$Power = \frac{\rho Q^3}{2A^2(t)C_d}$$

02.31

onde:

$A(t)$ - mudança de área do orifício;

C_d - coeficiente de fluxo;

Power – potência dissipada;

ρ - massa específica do fluido;

Q - fluxo de vazão.

Considerando-se que $Q_{med} \approx Q_{max} - Q_{min}$, foi estabelecido que:

$$\Delta E = E - E_0 = K_0 Q_{med}^2 \quad 02.32$$

onde:

E - energia dissipada por ciclo;

E_0 - valor de E quando $Q_{med} = 0$;

K_0 - constante que depende do projeto da válvula e sua taxa de operação.

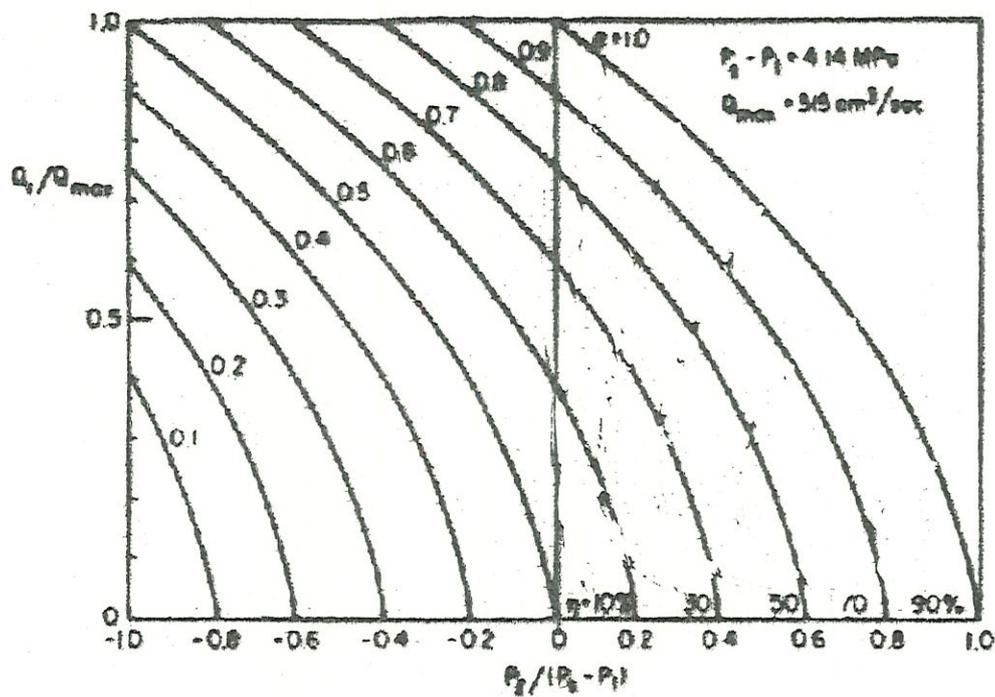


FIGURA 02.15 Curvas características teóricas adimensionais da relação entre pressão x vazão.

Para este projeto, $Q_{\max} - Q_{\min}$ foi de 0,164 litro/s, e K_0 igual a 1,7 kPa·s²/L. A queda de pressão causada para Q_{med} pode ser dada por:

$$\Delta P_c = \frac{K_0}{T} Q_{\text{med}} \quad 02.33$$

onde T é o período de um ciclo.

A queda total de pressão que ocorre na servoválvula é dada por:

$$\Delta P_r = \Delta P_A + \Delta P_B + \Delta P_C, \quad 02.34$$

E a equação que dá a dependência temporal de vazão:

$$I_t \frac{dQ}{dt} = (\Delta P)_{\text{válvula}} = \Delta P_r \quad 02.35$$

e,

$$I_t = 4\rho l/\pi d^2 \quad 02.36$$

onde:

ΔP_r – perda de pressão total;

l – comprimento do tubo inercial;

d – diâmetro interno do tubo;

I_t – impedância do tubo inercial.

A equação 02.33, segundo BROWN et al. (1988) foi numericamente integrada, considerando-se um equilíbrio cíclico para a obtenção do Q_{med} no ciclo.

Os resultados, interpretados para uma operação de válvula vaivém (quatro vias), com curvas características de pressão x vazão, são mostrados na figura 02.15. Mas somente os dois quadrantes; o terceiro e quarto são meramente uma inversão desta.

2.4.3. Servomecanismo eletrohidráulico com duas válvulas “on/off” acionadas digitalmente.

Os pesquisadores que trabalham no desenvolvimento de equipamentos hidráulicos têm buscado a melhoria das características da não linearidade entre a vazão x pressão.

Mesmo em servoválvulas convencionais "PWM", encontram-se sérios problemas de não-linearidade principalmente na região da "zona morta", isto é, quando da mudança de direção do atuador.

O novo método proposto por MUTO et al. (1991), SUEMATSU et al. (1993) e TAKAYOSHI et al. (1990) procura eliminar ou minimizar significativamente a não-linearidade nesta região, conforme visto na figura 02.16.

As válvulas solenóides são acionadas por pulsos elétricos que provocam um diferencial de pressão $\Delta P (= P_A - P_B)$ na câmara do atuador e cuja largura é modulada pela taxa ($D \equiv$ tempo de atuação/período T) do sinal de entrada para as válvulas.

Do diferencial de pressão ΔP , e da taxa D , são definidas as expressões:

$$\Delta D = D_1 - D_2,$$

e,

$$\overline{\Delta P} = \Delta P(\Delta D/100),$$

onde D_1 e D_2 são taxas do tempo nos instantes 1 e 2.

Segundo os autores, o novo método foi investigado utilizando-se simulação digital e confirmado experimentalmente.

O sistema de controle com aplicação do novo princípio, chamado de método diferencial "PWM", conforme mostra esquematicamente a figura 02.17, consiste basicamente de duas válvulas solenóides de três vias, um atuador hidráulico (cilindro de haste dupla) e um microcomputador. Este micro aciona de modo "PWM" as duas válvulas individualmente. O sinal de saída do sistema é proporcional ao deslocamento do atuador e o sinal de realimentação é comparado com o sinal de referência.

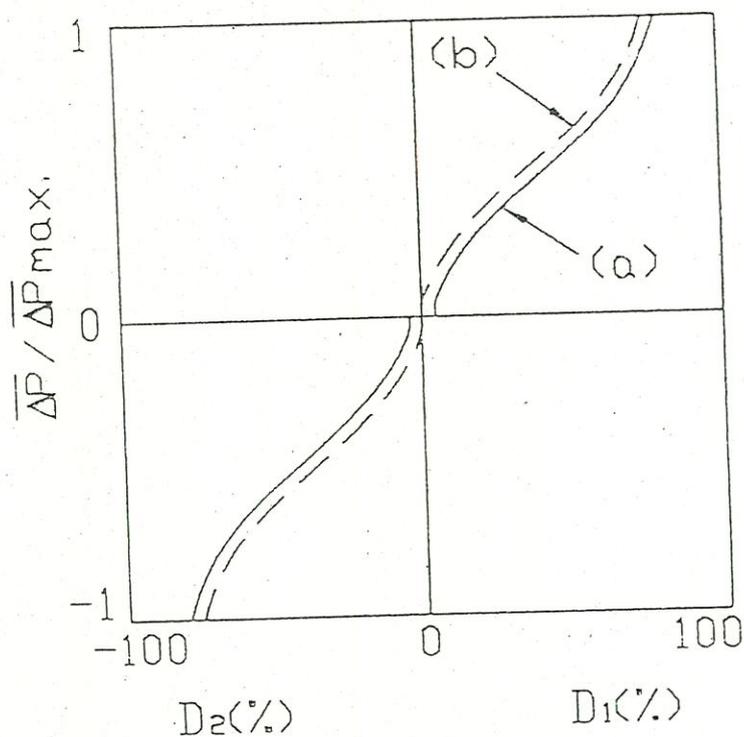


FIGURA 02.16 $\overline{\Delta P}$ x D, características do método convencional.

As curvas (a) e (b), características do sistema operado pelo método tradicional, são apresentadas na figura 02.16. Como visto na figura, o atuador é dirigido pelo diferencial de pressão entre as duas câmaras do cilindro. No caso ideal com chaveamento instantâneo, as curvas seriam lineares. Entretanto, uma válvula atual, as curvas características implicam severa não-linearidade na região da zona morta.

Para minimizar-se o efeito da não-linearidade, foi apresentado o princípio do método diferencial "PWM", conforme ilustra esquematicamente a figura 02.18. Na condição indicada em (a), P_a e P_b recebem trens de pulsos idênticos, isto é, a taxa $D = 50\%$ cada, gerando diferencial de pressão $\Delta P = P_a - P_b$, com valor nulo. Num período T , o cilindro hidráulico não se move. Já no caso (b), ΔP é diferente de zero; então o cilindro vai se deslocar.

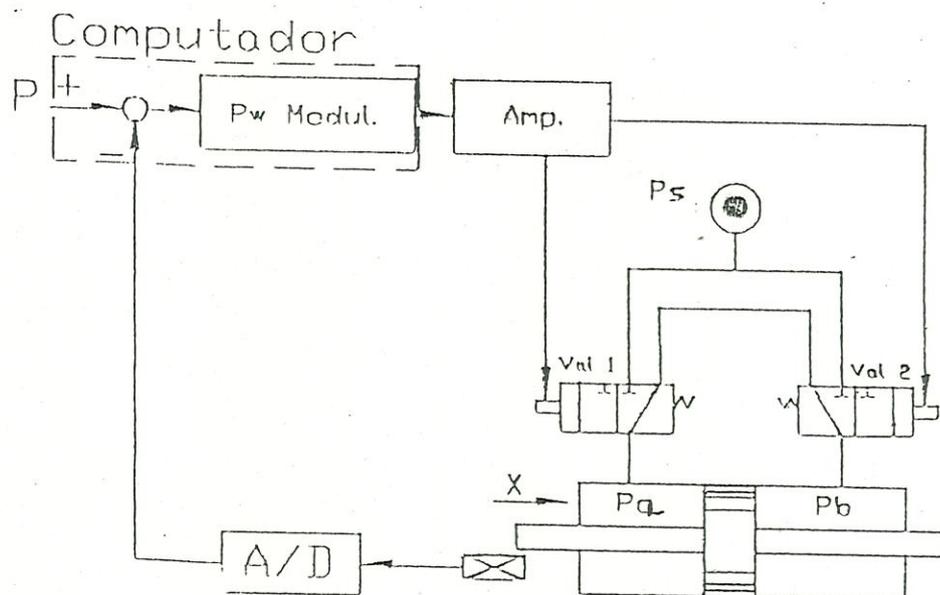


FIGURA 02.17 Sistema de controle hidráulico "PWM".

As curvas características do sistema com diferencial "PWM" são indicadas em (a) e (b) da figura 02.19. A curva (a) representa a válvula sem a utilização da compensação dos diferentes tempos de chaveamento; a (b), praticamente linear, passando pela origem, representa a curva com utilização do tempo de compensação. Este caso só é possível, quando são utilizadas duas válvulas com acionamento individual.

Conforme representa esquematicamente a figura 02.20, no sistema de servomecanismo eletrohidráulico "PWM", segundo SUEMATSU et al. (1993), a vazão na válvula piloto é dada por:

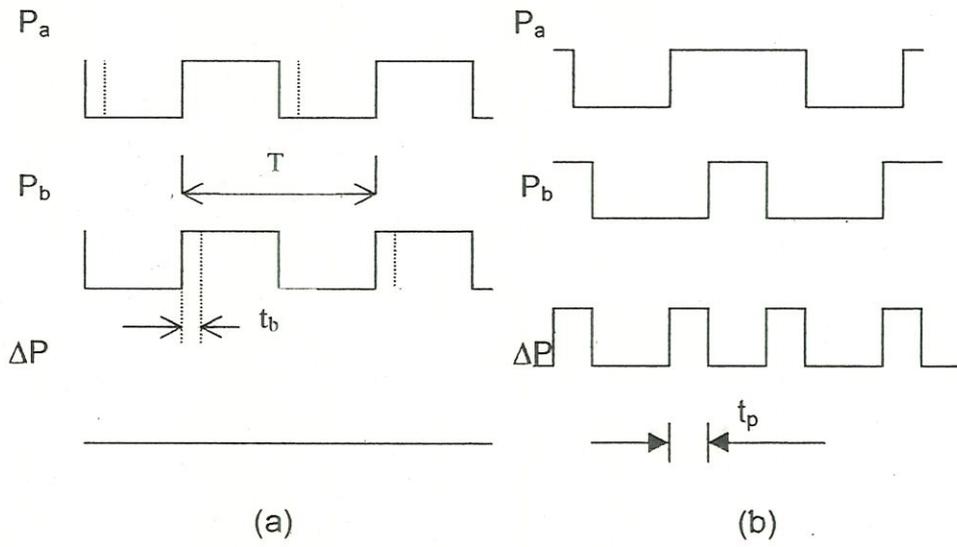


FIGURA 02.18 Princípio do método diferencial "PWM".

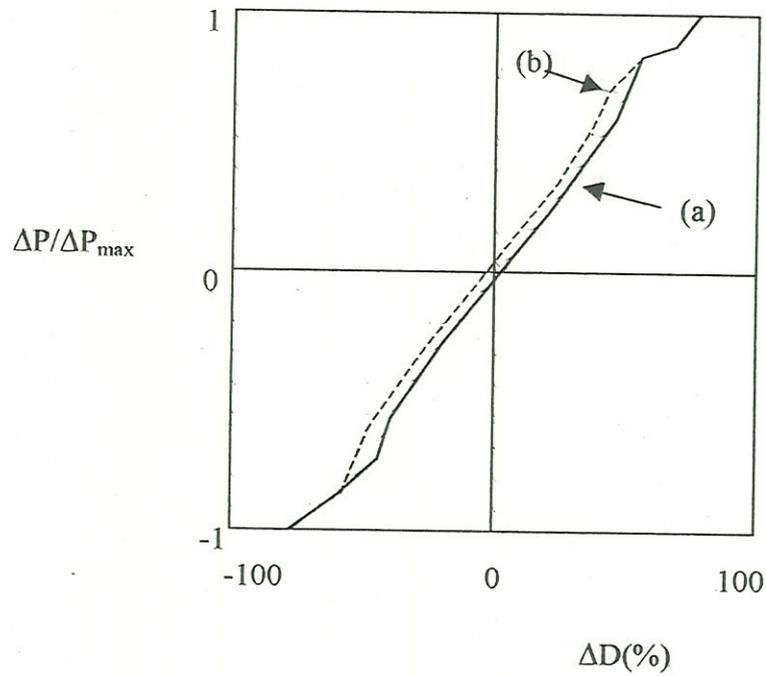


FIGURA 02.19 Características de $\overline{\Delta P} \times D$, no sistema com método diferencial "PWM".

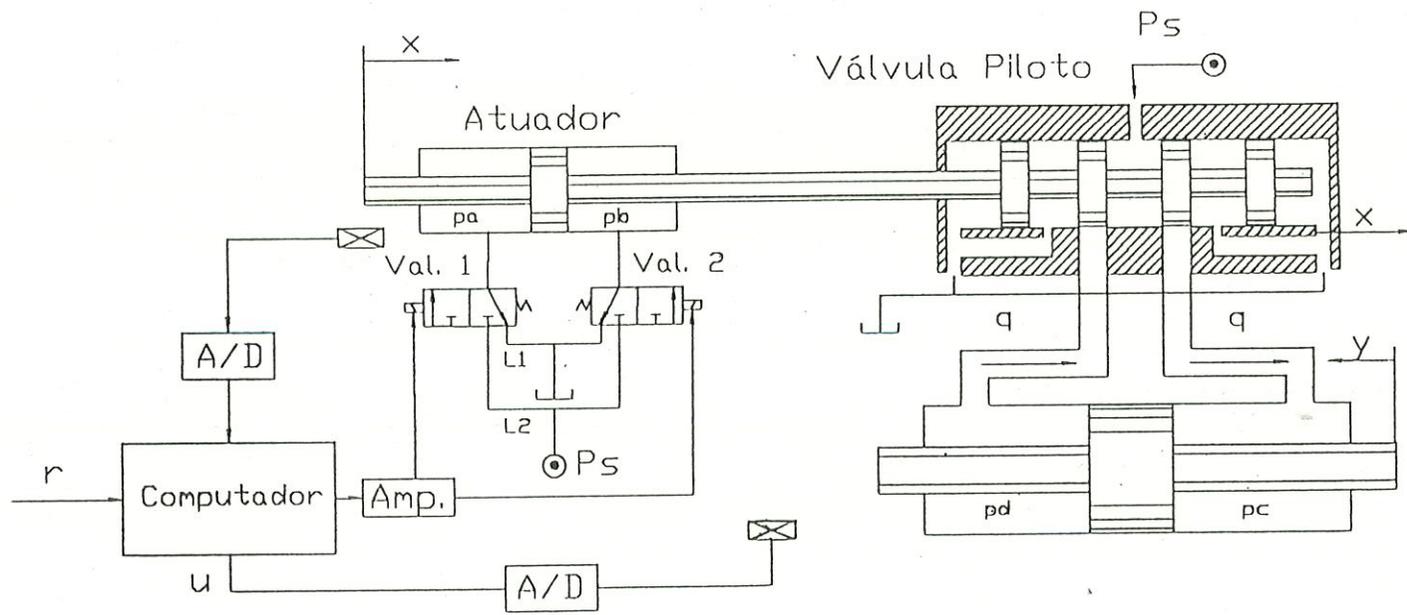


FIGURA 02.20 Servomecanismo eletrohidráulico "PWM".

$$Q = Cd \cdot c_s \cdot x \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - |\Delta P_2|)}, \quad 02.37$$

onde:

C_d - coeficiente de descarga da válvula de carretel;

c_s - perímetro do ressalto do carretel;

x - deslocamento do atuador;

$P_s = P_c + P_d$ - pressão de alimentação da válvula;

ρ - massa específica do fluido;

$\Delta P_2 = P_a - P_b$ - pressão diferencial no cilindro de carga;

A saturação de vazão em função do deslocamento x do atuador é mostrada na figura 02.21. (mostrada somente para $x > 0$).

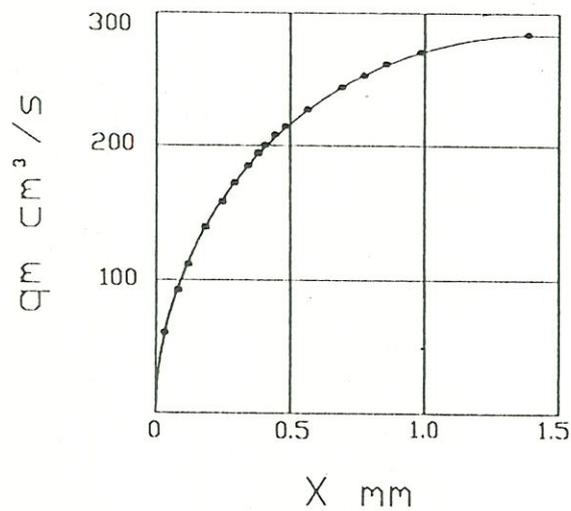


FIGURA 02.21 Características de vazão x deslocamento.

Apesar de melhorar muito em termos de linearidade na região da zona morta, persiste o problema da freqüência de chaveamento da qual, para algumas aplicações, continua limitado por causa da inércia do sistema.

Os dois últimos modelos de servomecanismo dos itens 2.4.2 e 2.4.3, conforme mencionado, ainda estão em desenvolvimento.

3. SERVOVÁLVULA ELETROHIDRÁULICA ROTACIONAL COM FLUXO AXIAL (PWM)

No capítulo anterior, foram apresentadas as válvulas e principais tipos de acionamentos: solenóide, proporcional e servo. No caso das servoválvulas, as mais comuns são as de dois estágios. No primeiro estágio, encontra-se a válvula com dois bicos ejetores com palheta interligada a uma bobina, que, através dos sinais elétricos, provoca o controle do fluxo de óleo que é encaminhado para o segundo estágio. O segundo estágio é uma válvula de carretel deslizante que realiza a operação de controle do fluxo hidráulico dirigindo-o para os atuadores.

Dependendo do tipo de acionamento elétrico, a servoválvula pode gerar fluxo contínuo ou pulsado. As servoválvulas de fluxo contínuo são aplicadas em máquinas e equipamentos industriais e as pulsadas, conhecidas como servoválvulas "PWM", são mais utilizadas em equipamentos especiais como radares, aeronáveis e mísseis. Isto porque, para equipamentos de maior massa, as vibrações causadas por método "PWM" têm menores influências.

A servoválvula rotacional "PWM", desenvolvida por BROWN et al. (1988), ainda não está sendo utilizada comercialmente. O seu projeto tem uma concepção nova, diferente daquelas que existem atualmente no mercado e, provavelmente, quando estiver totalmente desenvolvido, abrirá mais uma alternativa de aplicação em sistemas de controle. E o projeto de

servoválvula construído por SERIKAWA (1992), apresentado no próximo item, já é uma tentativa de melhoria no projeto apresentado por BROWN et al. (1988).

3.1. Apresentação da Servoválvula

Um dos objetivos do desenvolvimento do projeto da servoválvula rotacional foi ampliar o campo de aplicação da "PWM" com carretel deslizante, que trabalha com uma frequência limitada e que, dependendo da aplicação, pode ter seu desempenho prejudicado. Isso porque a inércia do conjunto do servomecanismo, conforme ilustra a figura 03.01, funciona como um filtro devido às oscilações provocadas pelo chaveamento.

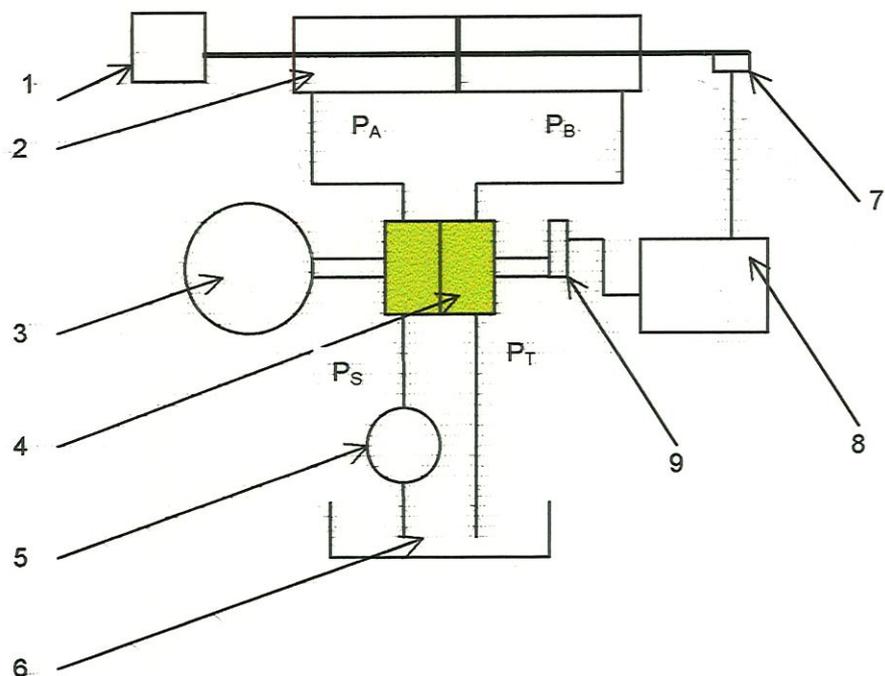
A frequência de chaveamento de uma servoválvula com carretel deslizante fica em torno de 180 Hz, enquanto que, na do tipo rotacional, a frequência de operação pode ser bem maior, e conseqüentemente os equipamentos podem ser construídos com a inércia menor.

O projeto de servoválvula, desenvolvido por SERIKAWA (1992) teve como objetivo utilizar os mesmos conceitos de chaveamento proposto no projeto de BROWN et al. (1988), porém com uma forma construtiva mais simplificada.

A servoválvula, conforme se vê esquematicamente na figura 03.02, é, basicamente, composta por uma válvula rotacional "PWM", um elemento motriz que aciona o eixo do rotor para gerar os pulsos e um elemento de controle para modular e direcionar o fluxo hidráulico:

- o elemento motriz é um órgão acionador que fornece o movimento giratório no rotor da válvula, podendo ser de qualquer tipo, desde que forneça torque e rotação necessários à válvula;





- | | |
|-----------------------------------|----------------------------|
| 1. Carga; | 6. Reservatório de óleo; |
| 2. Cilindro hidráulico; | 7. Sensor de deslocamento; |
| 3. Motor de acionamento do rotor; | 8. Transdutor de sinal; |
| 4. Válvula "PWM"; | 9. Elemento de Controle. |
| 5. Bomba de pressão; | |

FIGURA 03.01 Servomecanismo com servoválvula rotacional "PWM".

- válvula rotacional "PWM" é o elemento que recebe o fluxo contínuo e fornece-o de forma chaveada para o atuador;
- elemento de controle é o responsável pelo direcionamento e quantidade de fluxo.

Para melhor entendimento do funcionamento da válvula, ela é mostrada de forma planificada nas figuras 03.03 (a) e (b).

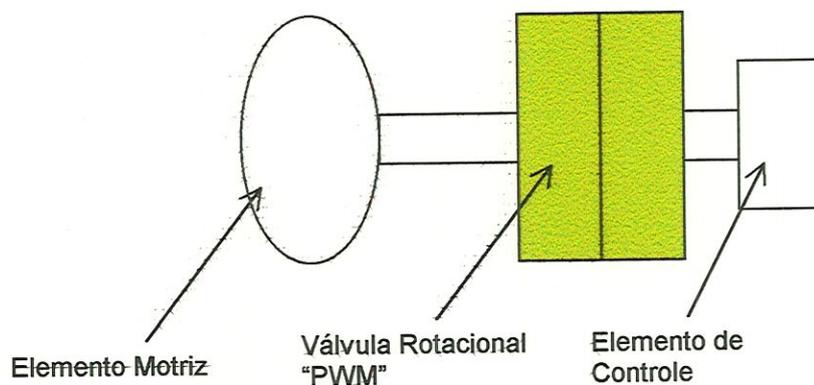


FIGURA 03.02 Servoválvula rotacional "PWM".

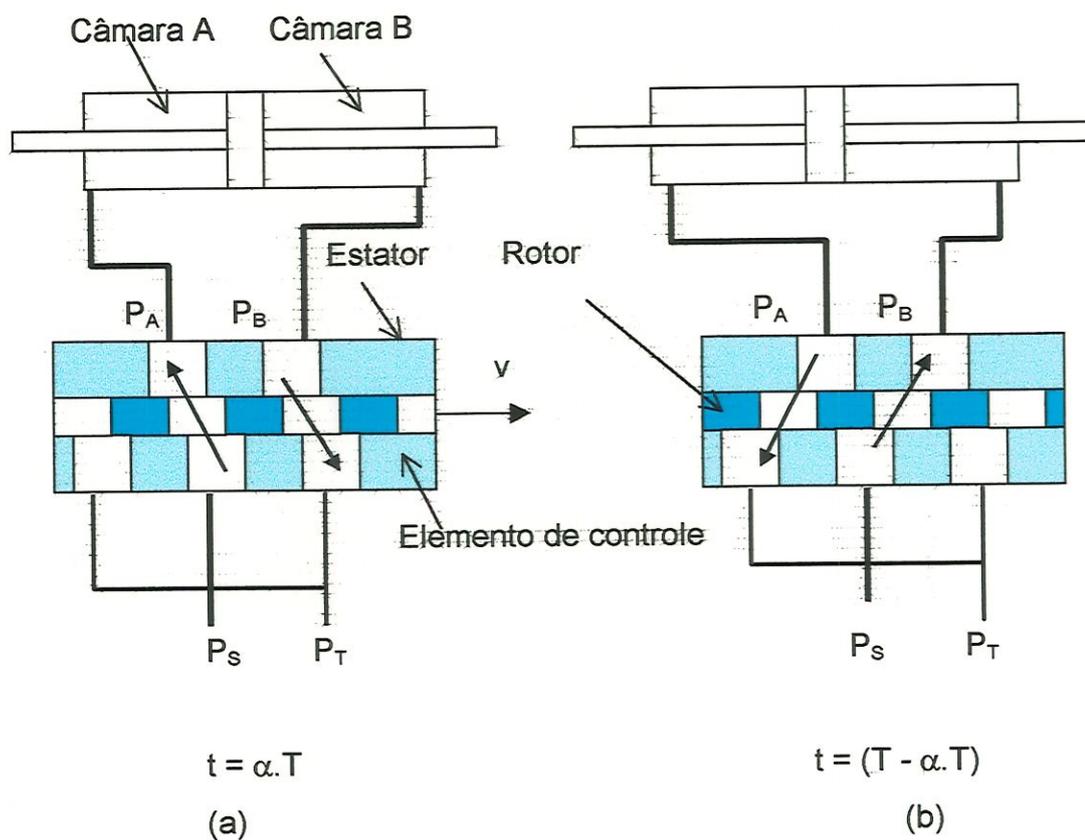


FIGURA 03.03 Desenho esquemático do fluxo hidráulico no instante:

(a) para $t = \alpha.T$; (b) para $t = (T - \alpha.T)$.

Na figura (a), observa-se a posição no instante αT , onde T é o período considerado e α é chamado de coeficiente ou variável de controle. Neste instante, o fluxo é dirigido para a câmara "A", enquanto que o fluxo da câmara "B" retorna para o tanque. Já na figura (b), é mostrado, no instante considerado ($T - \alpha T$), que acontece o inverso: o fluxo é dirigido para a câmara "B"; no mesmo instante, o da câmara "A" retorna para o tanque. A pressão de alimentação ou pressão de entrada é chamada de " P_s " e a pressão de saída ou de retorno, de " P_r ".

As figuras 03.04 (a) e (b) mostram a dependência temporal de pressão e da vazão e das pressões P_A e P_B parametrizadas pelo coeficiente de controle α , que ocorre em um período T , segundo BROWN et al. (1988). O valor P_A é a pressão que ocorre na câmara "A" e P_B é a pressão que ocorre na câmara "B". Assim como a vazão Q_A é o fluxo que chega a câmara "A" e a vazão Q_B é o fluxo que chega a câmara "B".

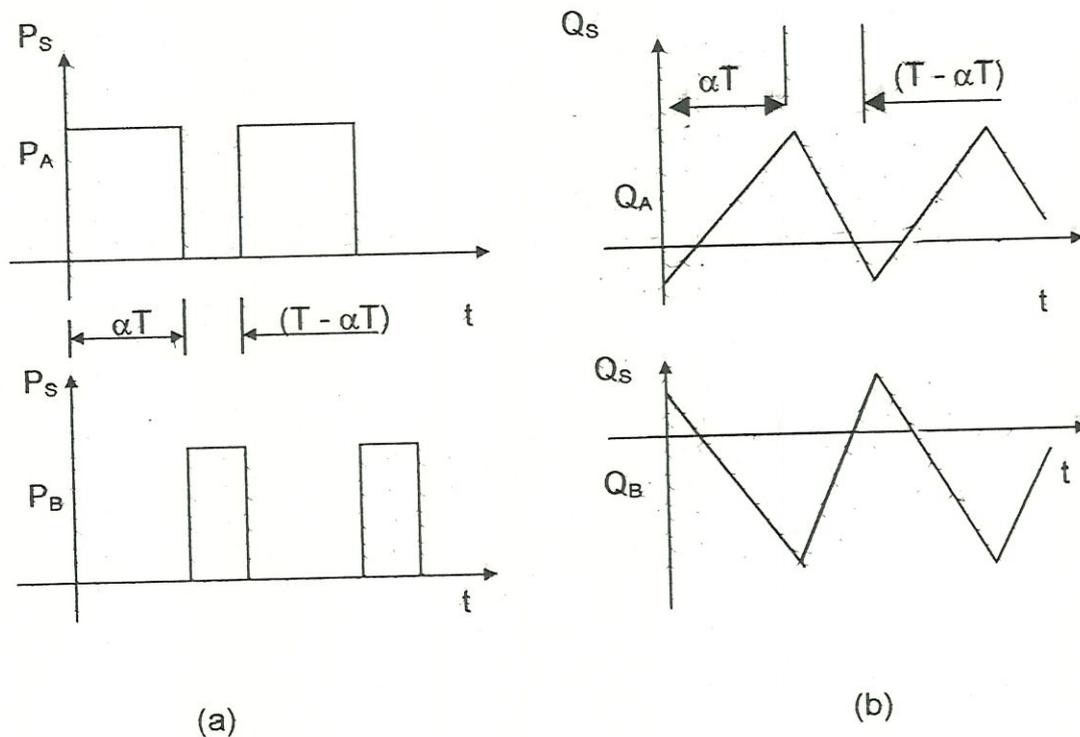


FIGURA 03.04 Variação de pressão e vazão no instante: (a) no tempo $t = \alpha.T$; (b) para $t = (T - \alpha.T)$.

Para determinados instantes do chaveamento, a figura 03.05 mostra, de forma ampliada, como ocorre a variação do fluxo com a rotação do disco do rotor, o qual contém 10 furos de 3 mm de diâmetros. O fluxo é máximo no instante da abertura máxima e vai-se anulando à medida que o orifício de passagem vai deixando de coincidir com orifício da entrada e saída do fluxo.

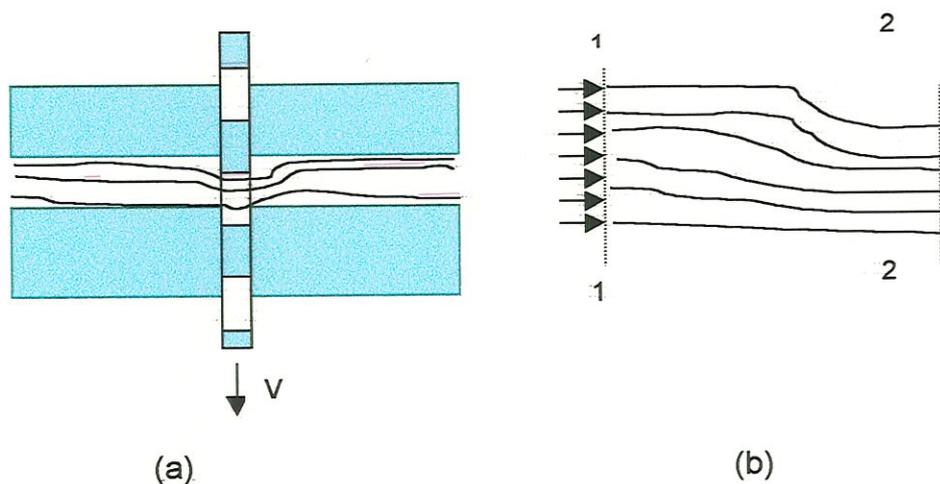


FIGURA 03.05 (a) Instante do chaveamento, (b) fluxo do fluido num certo instante.

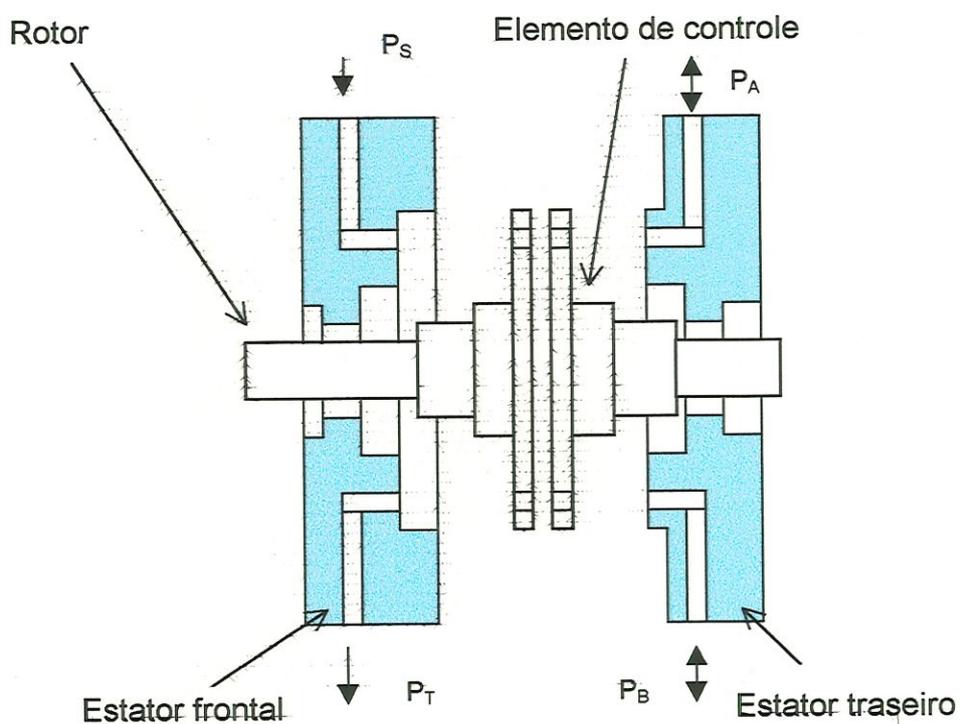
As partes principais da válvula, conforme o croquis da figura 03.06, são:

a) **estator**, conforme se vê na figura 03.07, é composto por:

- estator frontal, que contém: o mancal dianteiro, a tomada de entrada e de retorno,
- estator traseiro, que contém: o mancal traseiro e as tomadas para as câmaras A e B e
- duas tampas - frontal e traseira -, que contêm as vedações (retentores).

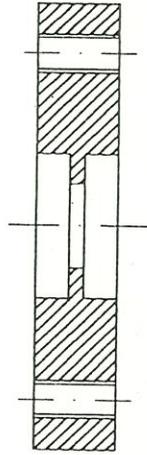
b) **rotor** - é o elemento principal que faz a geração de pulsos hidráulicos da válvula, conforme visto na figura 03.08. É formado por um disco preso ao eixo, que é acionado externamente por um elemento motriz (motor de torque) e

c) elemento de controle, conforme a figura 03.09 - é o elemento que controla a largura dos pulsos que são direcionados para as tomadas A e B. É acionado externamente por um controlador.

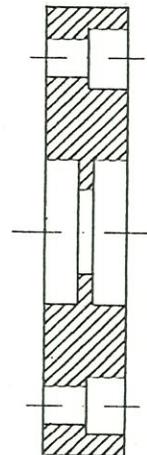


- P_S - pressão de alimentação da servoválvula;
- P_A - Pressão que atua na câmara A do atuador;
- P_B - Pressão que atua na câmara B do atuador;
- P_T - Pressão de retorno para o tanque.

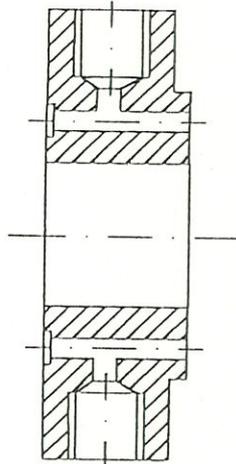
FIGURA 03.06 Croquis da válvula rotacional "PWM" (desmontada).



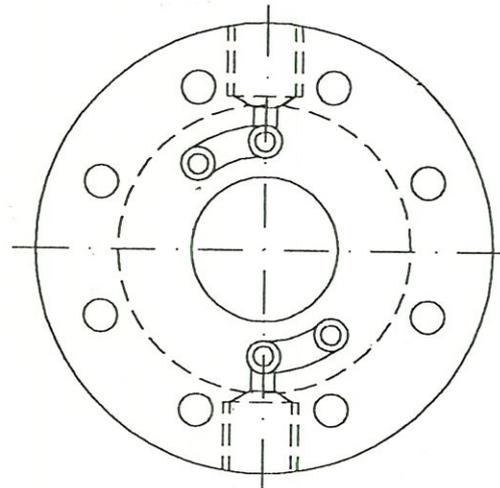
(a) Tampa frontal

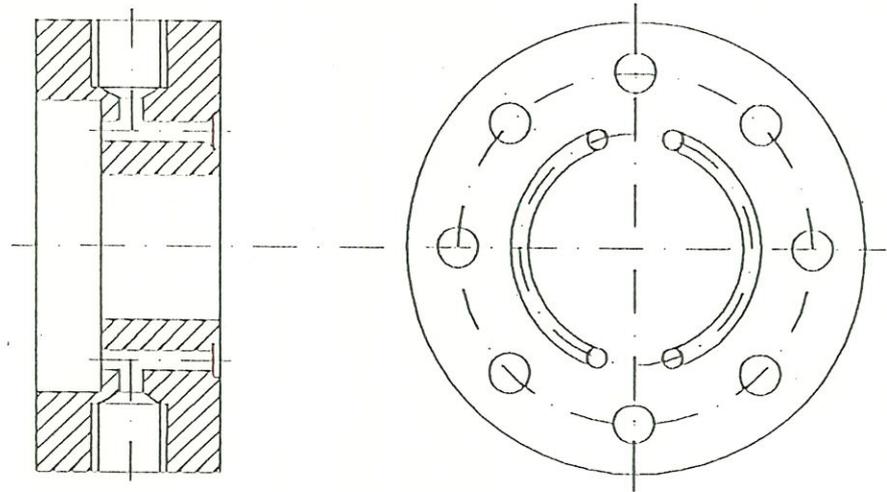


(b) Tampa traseira



(c) Estator frontal





(d) Estator traseiro

FIGURA 03.07 Estator: (a) tampa frontal, (b) tampa traseira, (c) estator frontal e (d) estator traseiro.

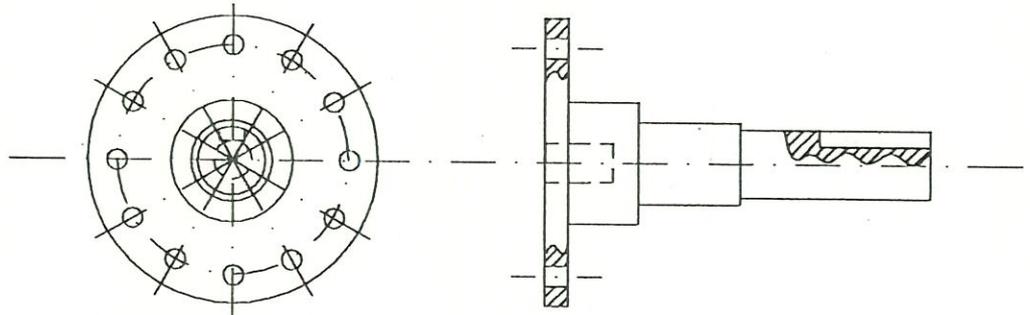


FIGURA 03.08 Rotor.

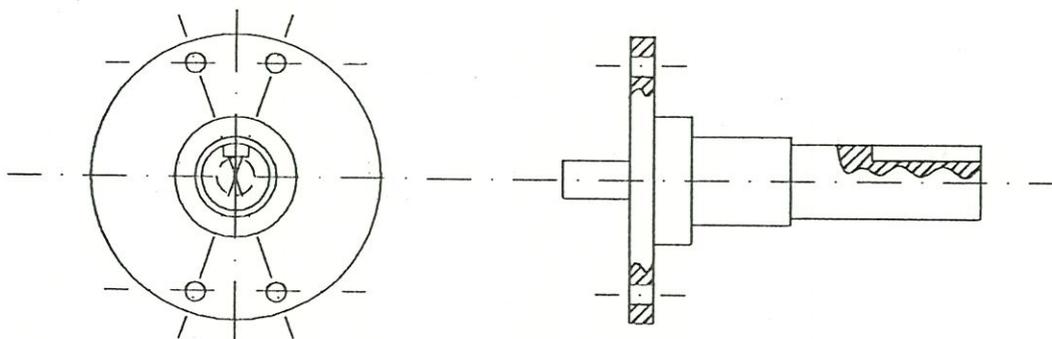


FIGURA 03.09 Elemento de controle.

3.2. Modelagem Matemática do Servomecanismo

Após a apresentação do projeto, neste item será desenvolvida a modelagem matemática da servoválvula (SERIKAWA, 1992), utilizando-se, como hipótese, o coeficiente de descarga C_d constante, conforme adotado pelos pesquisadores SAWAMURA et al. (1960) e BROWN et al. (1988), nas deduções dos modelos apresentados no capítulo anterior.

Conforme se observa na figura 03.04 (a), a pressão P_A atinge um valor máximo P_s na câmara "A" durante o intervalo de tempo αT , e P_B atinge uma pressão máxima P_s na câmara "B" durante o intervalo de tempo $(T - \alpha T)$.

Define-se que:

$$P_L \equiv P_A - P_B,$$

03.01

onde:

- P_L é a pressão que atua sobre o êmbolo do cilindro hidráulico para o deslocamento da carga e será chamado simplesmente de pressão da carga e
- P_A e P_B são as pressões médias nas câmaras A e B.

Segundo se vê na figura 03.04, a pressão média na câmara A é calculada pela área do retângulo cuja base mede αT e a altura é igual a P_S dividida pelo período T .

Portanto, a pressão média P_A é igual a:

$$P_A = \frac{\alpha T P_S}{T}, \quad 03.02$$

e a pressão P_B é dada por:

$$P_B = \frac{(T - \alpha T) P_S}{T}. \quad 03.03$$

Logo, substituindo-se as equações 03.02 e 03.03 em 03.01, tem-se:

$$P_L = \frac{\alpha T P_S}{T} - \frac{(T - \alpha T) P_S}{T}, \quad 03.04$$

e fazendo as simplificações:

$$P_L = \alpha P_S - (1 - \alpha) P_S = \alpha P_S - P_S + \alpha P_S = (2\alpha - 1) P_S, \quad 03.05$$

ou:

$$\frac{P_L}{P_S} = (2\alpha - 1), \quad 03.06$$

onde:

P_L = pressão da carga;

P_s = pressão de entrada;

P_A = pressão média na câmara "A", que ocorre no instante αT ;

P_B = pressão média na câmara "B", que ocorre no instante $(T - \alpha T)$;

α = variável de controle ou posição de controle;

T = período considerado.

A equação 03.06 mostra a relação máxima entre a pressão da carga P_L , e a pressão de entrada (alimentação) P_s , para um dado valor de α . Quando $\alpha = 0,5$, a relação de pressão é nula, isto é, a carga não recebe nenhuma pressão, portanto o atuador permanece estático. E quando α passa a ter um valor menor que 0,5, o atuador tem um movimento inverso.

Fazendo-se a análise para o caso de vazão, de acordo com a figura 03.04 (b), as vazões médias que entram nas câmaras "A" e "B" são dadas respectivamente por $\uparrow Q_A$ e $\uparrow Q_B$.

Definindo-se que:

$$Q_L \equiv \uparrow Q_A - \uparrow Q_B, \quad 03.07$$

$$Q_s \equiv \uparrow Q_A + \uparrow Q_B, \quad 03.08$$

e

$$\uparrow Q_A \equiv \frac{Q_s \alpha T}{T}, \quad 03.09$$

$$\uparrow Q_B \equiv \frac{Q_s (T - \alpha T)}{T}, \quad 03.10$$

onde:

- Q_L é o diferencial de vazão no atuador que efetivamente participa no deslocamento da carga e será chamado simplesmente de vazão da carga;

- Q_s é a vazão total que participa durante o chaveamento num certo período T e
- (αT) é o percentual de tempo dado pelo coeficiente de controle α , que fornece uma vazão \hat{Q}_A para a câmara A do atuador e $(T - \alpha T)$ é o restante do período que fornece uma vazão \hat{Q}_B para B.

Substituindo-se as equações 03.09 e 03.10 na equação 03.07 e fazendo-se as simplificações, tem-se:

$$Q_L = \alpha Q_s - Q_s + \alpha Q_s = 2\alpha Q_s - Q_s = (2\alpha - 1)Q_s, \quad 03.11$$

Da figura 03.04 (a), somando-se as pressões médias que atuam respectivamente, na câmara A, num período αT , e na câmara B, num período $(T - \alpha T)$, tem-se:

$$P_s = P_A + P_B. \quad 03.12$$

Da equação 03.01 e 03.12, tem-se:

$$P_A = \frac{P_s + P_L}{2}, \quad 03.13$$

$$P_B = \frac{P_s - P_L}{2}. \quad 03.14$$

A vazão que passa por um orifício circular, segundo MERRIT (1967), deduzido a partir da equação de energia, é dado por:

$$Q = Cd.A \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_1 - P_2)}, \quad 03.15$$

onde:

Q – vazão através de orifício;

- C_d – coeficiente de descarga;
 A – área do orifício;
 ρ - massa específica do fluido;
 P_1 – pressão na entrada do orifício;
 P_2 – pressão de saída do orifício.

Admitindo-se a hipótese de que, na média, o fluxo da vazão que passa através dos orifícios chaveados num determinado período T tem o mesmo comportamento do não chaveado. Logo, a equação é dada por:

$$Q_{med} = C_{d_{med}} \cdot A_{med} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_1 - P_2)}, \quad 03.16$$

onde:

- Q_{med} – Vazão média que passa por um orifício;
 A_{med} - área média dos orifícios em um período T ;
 $C_{d_{med}}$ - coeficiente de descarga média;
 ρ - massa específica do fluido;
 P_1 e P_2 - pressões nos pontos 1 e 2 considerados.

No escoamento chaveado, a área A dos orifícios varia de um valor nulo ao máximo e volta a zerar durante o tempo de chaveamento. As análises sobre a área média (A_{med}) e o coeficiente de descarga médio ($C_{d_{med}}$) serão realizadas nos próximos capítulos.

Substituindo-se a equação 03.07 em 03.16, tem-se:

$$Q_L = C_{d_A} A_A \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_S - P_A)} - C_{d_B} A_B \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_S - P_B)}, \quad 03.17$$

onde: A_A e A_B são as áreas médias dos orifícios de passagem para as câmaras A e B em função do coeficiente de controle α , dadas por:

$$A_A = A_0 \cdot \alpha \quad \text{e} \quad A_B = A_0 \cdot (1 - \alpha), \quad 03.18$$

onde A_0 é a área média do orifício para $\alpha = 1$.

Logo, a vazão $Q_L(\alpha)$ é dada por:

$$Q_L(\alpha) = Cd_A A_0 \alpha \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_S - P_A)} - Cd_B A_0 (1 - \alpha) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_S - P_B)}, \quad 03.19$$

e a vazão máxima ocorre quando $\alpha = 1,0$ e $P_L = P_T = 0$. Assim, tem-se:

$$Q_{L_{\max}} = Q_S = Cd_0 A_0 \sqrt{\frac{1}{\rho} P_S}. \quad 03.20$$

Substituindo-se as equações 03.13 e 03.14 em 03.19, obtêm-se as equações das curvas características de vazão x pressões, dadas por:

$$Q_L(\alpha) = Cd_A A_0 \alpha \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_S - P_L)} - Cd_B A_0 (1 - \alpha) \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_S + P_L)}. \quad 03.21$$

Afim de mudar para a forma adimensional, divide-se a equação 03.21 por 03.20, obtendo-se:

$$\frac{Q_L}{Q_{\max}} = \frac{Cd_A A_0 \alpha}{Cd_0 A_0} \sqrt{1 - \frac{P_L}{P_S}} - \frac{Cd_B A_0 (1 - \alpha)}{Cd_0 A_0} \sqrt{1 + \frac{P_L}{P_S}}. \quad 03.22$$

Considerando-se que os valores médios dos coeficientes de descarga, $Cd_A \cong Cd_B \cong Cd_0$ são constantes, conforme as deduções feitas pelos pesquisadores SAWAMURA et al. (1960) e BROWN et al. (1987), as equações das curvas características tornam-se:

$$\frac{Q_L}{Q_{\max}} = \alpha \sqrt{1 - \frac{P_L}{P_S}} - (1 - \alpha) \sqrt{1 + \frac{P_L}{P_S}}. \quad 03.23$$

Para traçar as curvas teóricas das equações características de pressão x vazão, conforme a equação 03.23, (figura 03.10), foram considerados:

- o valor máximo da relação P_L/P_S em função do coeficiente de controle α , dado pela equação 03.06;
- a relação P_L/P_S que variou de um valor máximo igual a 1,0 até um valor nulo e
- a variação de α de 1,0 até 0,5. Para o intervalo de 0,0 a 0,5, as curvas são simétricas e caem no quarto quadrante.

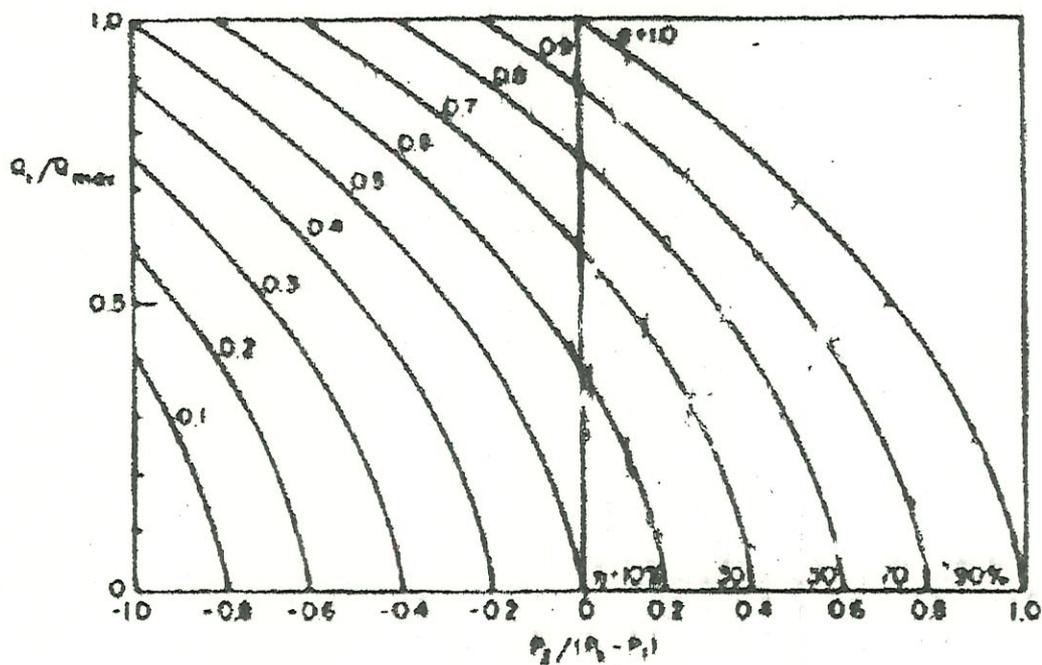


FIGURA 03.10 Curvas características vazão x pressão (adimensionais) da servoválvula rotacional "PWM".

3.3. Dados Experimentais

Para a comprovação dos resultados teóricos das curvas características, obtidos segundo as equações 03.06 e 03.23, foi considerado que o coeficiente de descarga C_d é constante para quaisquer valores dos coeficientes de controle α .

Para a comprovação dos resultados, apesar da construção física das servoválvulas de BROWN et al. (1988) e SERIKAWA (1992) ser diferente, (os conceitos são os mesmos), foram adotados os valores obtidos dos dados experimentais dos respectivos ensaios (BROWN et al. e SERIKAWA), conforme visto nas tabelas 03.01 a 03.03. E nas figuras 03.11 e 03.12.

TABELA 03.01 Para $\alpha = 1,0$ e $P_b = 1,9 \cdot 10^6$ Pa (SERIKAWA, 1992)

$P_A = 10^5$.[Pa]	6,4	6,4	6,4	6,3	6,2	6,0	5,9	5,9
$P_B = 10^5$.[Pa]	4,4	4,4	4,5	4,5	4,6	4,7	4,8	4,9
$Q_L = 10^{-5}$.[m ³ /s]	0,0	2,83	3,83	4,50	5,33	6,00	6,83	7,17

TABELA 03.02 Para $\alpha = 0,8$ e $P_b = 1,75 \cdot 10^6$ Pa (SERIKAWA, 1992)

$P_A = 10^5$.[Pa]	5,6	5,5	5,4	5,1	4,9
$P_B = 10^5$.[Pa]	4,0	4,0	4,1	4,2	4,3
$Q_L = 10^{-5}$.[m ³ /s]	0,0	2,67	3,67	5,50	6,33

TABELA 03.03 Para $\alpha = 0,6$ e $P_b = 1,75 \cdot 10^6$ Pa (SERIKAWA, 1992)

$P_A = 10^5$.[Pa]	4,3	4,3	4,2	4,1	4,0
$P_B = 10^5$.[Pa]	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
$Q_L = 10^{-5}$.[m ³ /s]	0,0	3,33	4,00	4,67	5,67

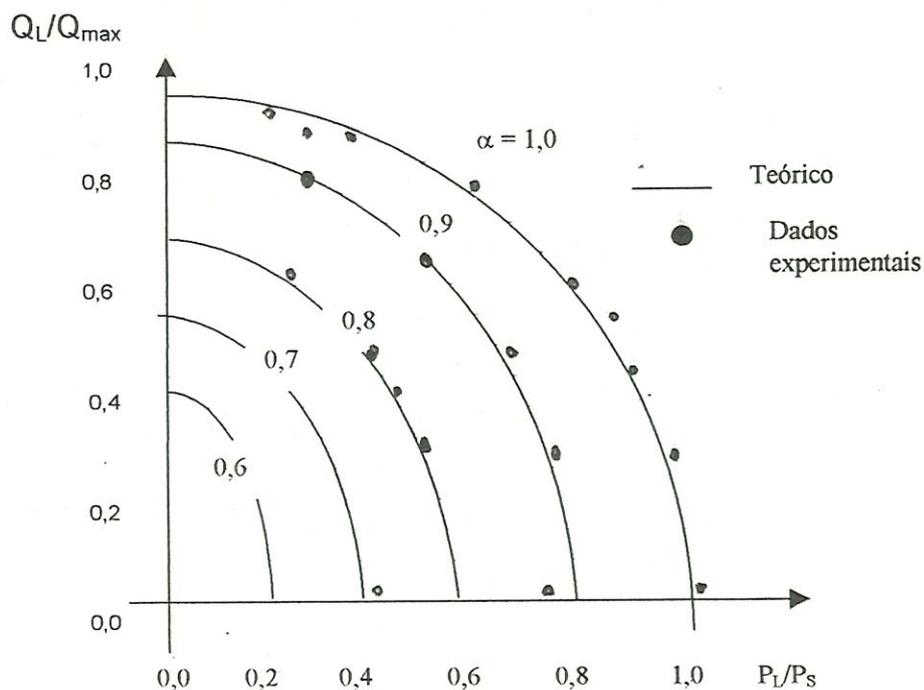


FIGURA 03.11 Gráfico adimensionais de vazão x pressão - resultados experimentais da servoválvula, (SERIKAWA, 1992).

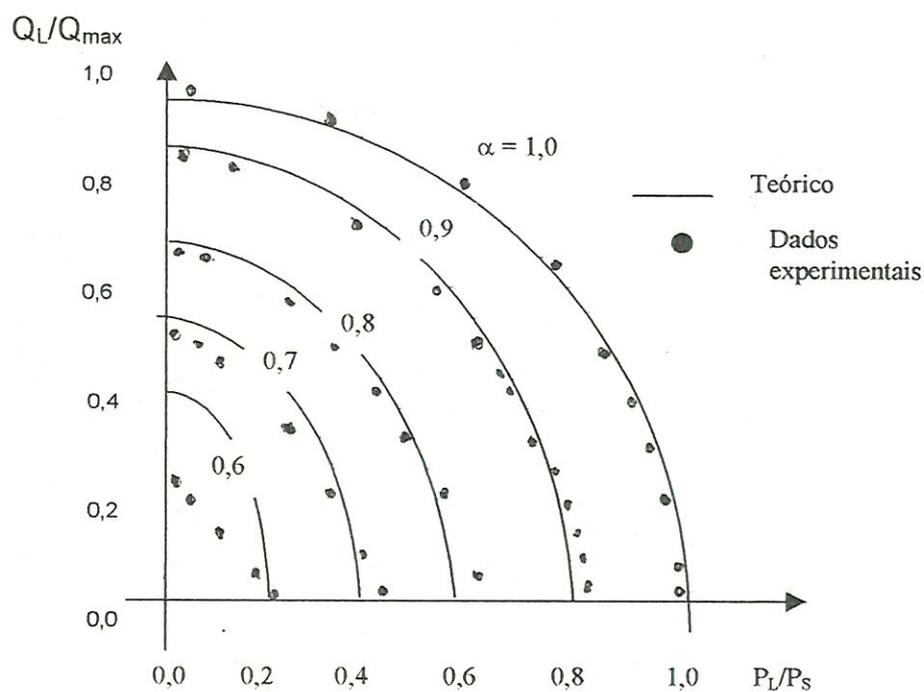


FIGURA 03.12 Gráfico adimensionais de vazão x pressão - resultados experimentais da servoválvula, (BROWN et al., 1988).

As coordenadas das curvas características de pressão x vazão lançadas de forma adimensionais na figura 03.11, (SERIKAWA, 1992), nas abcissas foram considerados $P_L/(P_S - P_T)$ e nas ordenadas Q_L/Q_S . Onde $P_L = P_A - P_B$; $P_T = 0,0$ e Q_S é o máximo valor de Q_L .

Os desvios dos resultados encontrados principalmente com a diminuição do coeficiente de controle α , mostram que, além do problema de cavitação citado por BROWN et al. (1988), poderão estar ocorrendo as influências do coeficiente de descarga e da variação da área, objeto de estudo do próximo capítulo.

4. ESTUDO DE MODELAMENTO DE FLUXO HIDRÁULICO ATRAVÉS DE ORIFÍCIO CHAVEADO

4.1. Generalidades

Muitas equações que definem o comportamento do fluxo hidráulico têm sido determinadas há mais de um século. Entretanto, a determinação da solução da equação completa, mesmo com os computadores digitais modernos, é difícil. É o caso do escoamento com o número de Reynolds elevado (fluxo turbulento). Nem sempre é possível resolvê-las, mesmo utilizando as técnicas matemáticas modernas, porque as condições de contorno são aleatórias e dependentes do tempo. No entanto essas equações completas, por meio de uma análise particular para cada tipo de fenômeno físico, podem ser simplificadas, tornando-se as resoluções mais simples. Elas podem ser resolvidas e explicadas em vários problemas de engenharia de modo simples e bastante práticos.

As soluções das equações de modelos que definem alguns tipos de escoamentos são extremamente complexas, devido a principalmente dois fatores:

- as equações são acopladas em função das três variáveis V , T e p ;
- cada equação contém um ou mais termo não linear.

Para se determinar as soluções de modo mais simples e prático, há necessidade de se fazer algumas simplificações, e para isto, são necessárias algumas considerações e análises dos parâmetros envolvidos, e uma das maneiras é transformar essas equações em expressões adimensionais para analisar-se o inter-relacionamento dos parâmetros que aparecem durante as transformações.

Este procedimento é também muito utilizado para determinação das características dinâmicas de modelos com grandes dimensões sem a necessidade de suas construções, realizando-se apenas os ensaios de modelos em escalas reduzidas.

Segundo MUNSON et al. (1990), PANTON (1995) & WHITE (1974), alguns destes parâmetros já são bastante conhecidos conforme dados na tabela 04.01.

Para transformar os modelos matemáticos na forma adimensional, são introduzidos novos parâmetros adimensionais anotados por asterisco.

$$u^* = \frac{u}{U_0} \quad v^* = \frac{v}{V_0} \quad P^* = \frac{P}{P_0} \quad \rho^* = \frac{\rho}{\rho_0} \quad x^* = \frac{x}{L} \quad t^* = \frac{t}{\tau}$$

$$\nabla^* = L\nabla,$$

04.01

onde os divisores (U_0 , V_0 , P_0 , ρ_0 , L , τ) são parâmetros conhecidos e os dividendos (u , v , P , ρ , x , y , t) são as variáveis em estudos.

Quando algum objeto é imerso ao longo do escoamento do fluido, podem ocasionar várias formas de perturbações, dependendo do formato, e velocidade do fluido (número de Reynolds). No caso específico de um objeto cilíndrico com diâmetro d , colocado transversalmente ao longo do escoamento, dependendo do número de Reynolds, pode ocorrer formação de vórtices, mesmo com o número de Reynolds considerado baixo. A frequência de oscilação ω , quando adimensionalizada por um diâmetro d do objeto e a velocidade do fluxo, livre de perturbação V_0 , é chamada de

número de Strouhal (St). E é definida segundo a expressão:

$$St = \omega \cdot d / V_o. \quad 04.02$$

O número de Strouhal, é um valor adimensional, conforme aparece na tabela 04.01. Indica a relação existente entre a força de inércia (local) e a convectiva, isto é, indica de certa forma, os tipos de vórtices presentes provocados por um objeto imerso no fluido.

TABELA 04.01 Números adimensionais, segundo MUNSON (1990).

NOME (NÚMERO)	GRUPO ADIMENSIONAL	INTER-RELACIONAMENTO	TIPOS DE APLICAÇÃO
Reynolds	$Re = \frac{\rho V l}{\mu}$	Força de inércia/ Força viscosa	Para todos os tipos de problemas de dinâmica de fluido
Mach	$Ma = \frac{V}{c}$	Força de inércia/ Força de compressibilidade	Problemas com fluxo compressível
Strouhal	$St = \frac{\omega l}{V}$	Força de inércia (local)/ Força de inércia (convectivo)	Problemas com oscilação de fluxo e instabilidade

4.2. Estudo do Modelamento de Fluxo Passando pelos Orifícios Circulares Chaveados

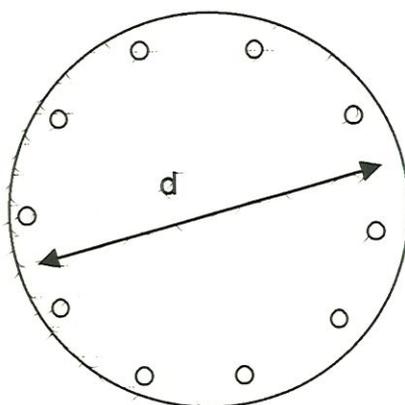
4.2.1 Generalidades

No caso específico do projeto de servoválvula rotacional "PWM", o fluxo sofre um processo de chaveamento provocado pelo disco do rotor que gira com uma velocidade constante. O disco contém 10 furos com diâmetros de 3 mm cada, são distribuídos numa distância de 60 mm entre os centros, conforme mostra a figura 04.01.

Os orifícios de entrada e saída de fluxos para um determinado coeficiente de controle α permanecem fixos, conforme visto na figura 04.02 (a), enquanto que os orifícios do disco se deslocam com velocidade

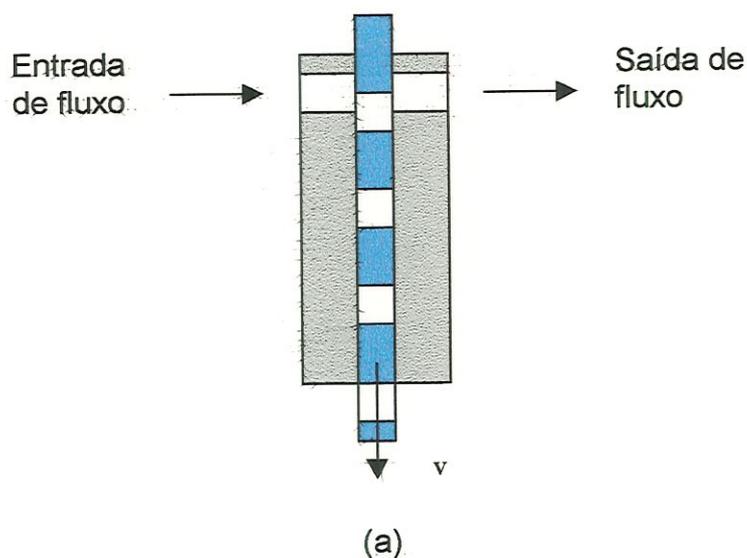
constante em função do ângulo de rotação do disco do rotor. Portanto no instante do chaveamento, as áreas dos orifícios de passagem de fluxo (interseção dos orifícios) variam de um valor nulo, a um valor máximo e voltam a se anular, conforme figura 04.02 (b).

A vazão Q varia durante o chaveamento em função da variação da área do orifício de passagem do fluxo. Porém, para o modelamento será considerada uma vazão média que ocorre durante o período de chaveamento. Adotando-se a vazão média, o escoamento durante o período é considerado constante.



$d = 60$ mm distância entre os centros dos orifícios;

FIGURA 04.01 Disco do rotor com distribuição dos orifícios de chaveamento.



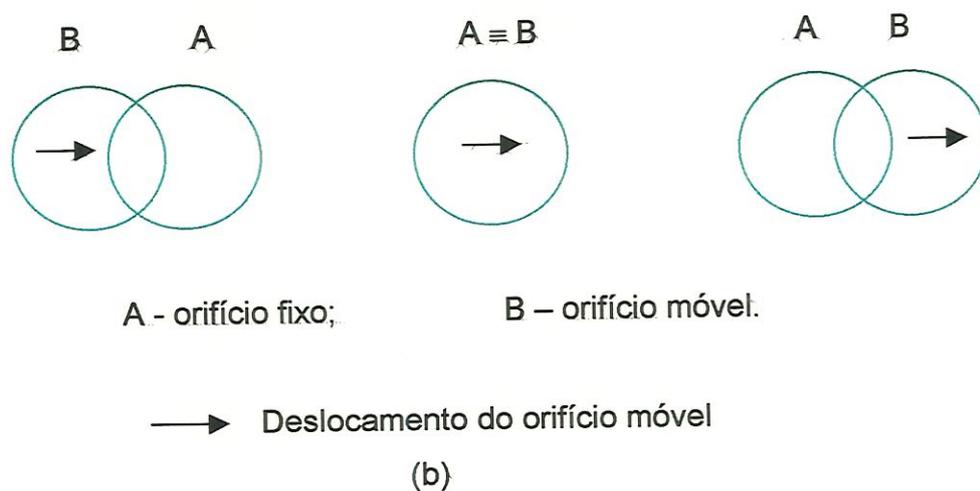


FIGURA 04.02 Variação da interseção dos orifícios.

Para o estudo de modelamento do fluxo é mostrado na figura 04.03. A figura (a) mostra o instante do chaveamento e a (b), o fluxo considerado.

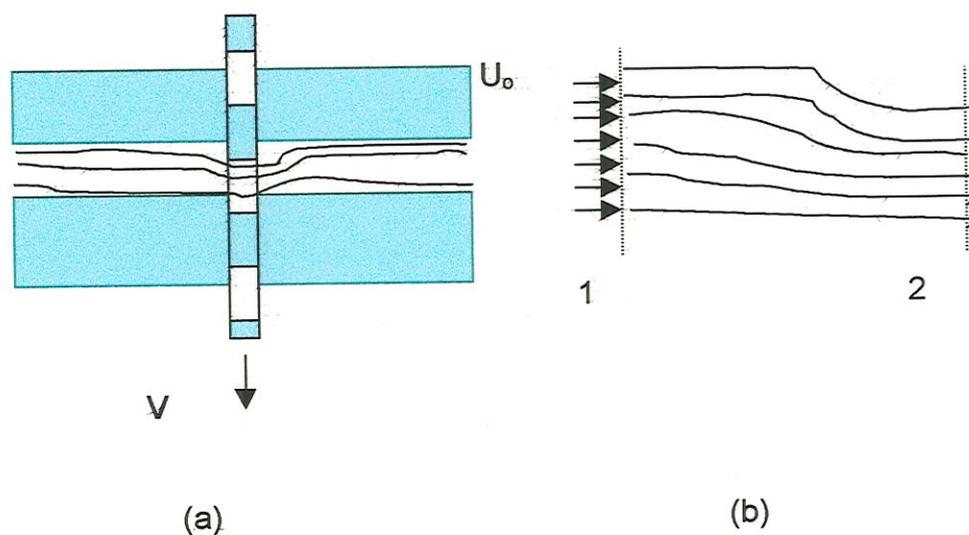


FIGURA 04.03 escoamento de fluxo na região de chaveamento.

4.2.2. Análises

Considerando-se o fluxo da figura 04.03 (b), no instante do

chaveamento, a vazão varia em função da área de interseção, porém considera-se a vazão média $Q_1 \cong Q_2$ em um dado período T.

Para o modelamento, são consideradas as seguintes hipóteses:

- o escoamento é incompressível, isto é, massa específica ρ é considerada constante;
- a vazão média Q é constante, isto é, o escoamento médio no período é permanente;
- a temperatura permanece constante durante o chaveamento;
- a viscosidade μ permanece constante ao longo do escoamento;
- o escoamento é unidirecional e
- foi desprezada a influência da aceleração gravitacional (fluxo horizontal).

Os valores dos principais parâmetros e variáveis que caracterizam os óleos hidráulicos durante os ensaios, são os seguintes:

- $\rho = 851 \text{ kg/m}^3$ (massa específica do óleo hidráulico);
- $\mu = 0,4 \text{ kg/m.s}$ (viscosidade absoluta do óleo);
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ (aceleração da gravidade);
- $d = 3,0 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ (diâmetro do orifício e de passagem do fluxo);
- $D = 6,0 \cdot 10^{-2} \text{ m}$ (distância entre centros dos orifícios no disco);

- $T_e = 38^\circ\text{C}$ (temperatura média do óleo durante os ensaios);
- $n = 1200$ rpm (rotação do disco do rotor);
- $Q = (2,0 \cdot 10^{-3} / 60) \text{ m}^3/\text{s}$ (valor de vazão adotado para exemplificação) e
- $\Delta P = 10^6$ Pa (diferencial de pressão).

Os próximos cálculos são apenas para se ter as ordens de grandezas dos valores obtidos durante os ensaios realizados.

Fazendo-se os cálculos preliminares de acordo com os dados acima, tem-se:

- perímetro da distribuição dos orifícios no disco do rotor (p):

$$p = \pi \cdot D = \pi \cdot 60 = 188,5 \text{ mm} \quad 04.03$$

- área do orifício (A).

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 3^2}{4} = 7,07 \text{ mm}^2 = 7,07 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \quad 04.04$$

- passo de um orifício ao outro (L).

$$L = \pi \cdot D / 10 = \pi \cdot 60 / 10 = 18,85 \text{ mm} \quad 04.05$$

- velocidade de chaveamento – V_{ch} .

$$V_{ch} = \frac{\pi D n}{60} = \frac{\pi \cdot 60 \cdot 1200}{1000 \cdot 60} = 3,77 \text{ m/s} \quad 04.06$$

- frequência de oscilação - ω

$$\omega = \frac{V}{R} = \frac{3,77}{0,03} = 125 \text{ rad/s} \quad 04.07$$

- tempo de oscilação – t_0

$$t_0 = \frac{L}{V_{ch}} = \frac{18,85}{3,77} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ s e} \quad 04.08$$

- velocidade do fluxo – V_0

Foi considerada uma vazão média de 2,0 L/min. com o diâmetro de orifício de 3,0 mm:

$$V_0 = \frac{Q}{A} = \frac{2,0 \cdot 10^{-3}}{7,07 \cdot 10^{-6} \cdot 60} = 0,47 \text{ m/s.} \quad 04.09$$

- número de Strouhal, segundo MUTO (1983)

$$St = \frac{L}{\tau V_0} \quad 04.10$$

Considerando-se que τ seja o tempo gasto de um chaveamento a outro, tem-se que:

$$\tau = \frac{L}{V_{ch}} = \frac{1}{\omega}, \quad 04.11$$

substituindo-se a expressão na equação 04.27:

$$St = \frac{L}{\tau V_0} = \frac{L \cdot \omega}{V_0} \quad 04.12$$

- se o ω for muito grande, St tende a crescer;
- se o V_0 for muito grande, St tende a se anular;
- se L aumenta, St tende a crescer.

Como exemplo, substituindo-se os valores, tem-se:

$$St = \frac{18,85 \cdot 10^{-3} \cdot 125}{0,47} = 5,01 \quad 04.13$$

Quando $St > 0$, o escoamento não é laminar, mesmo que o número de Reynolds seja baixo. Isso indica que há formação de vórtices nas vizinhanças do orifício.

- número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu} \text{ ou ainda, } Re = \frac{\rho V d}{\mu} = \frac{\rho d Q}{\mu A} \quad 04.14$$

Exemplificando, tem-se:

$$Re = \frac{\rho d Q}{\mu A} = \frac{851.3 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^{-3} / 60}{0,4 \cdot 7,07 \cdot 10^{-6}} \cong 30,1 \quad 04.15$$

- quando Q for grande, Re é grande, então $1/Re$ é bem pequeno.
- quando Q for pequeno, Re também é pequeno, então $1/Re$ torna-se grande.

4.2.3. Equação de vazão

Para o caso da equação da continuidade, considerando-se a hipótese de que o fluido seja incompressível:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \text{ ou } \text{div} \cdot \vec{V} = 0 \quad 04.16$$

com $V \ll V_{som}$ (para o caso do líquido).

Logo,

$$Q_1 = Q_2 \Rightarrow A_1 V_1 = A_2 V_2 \Rightarrow V_2 = \frac{A_1}{A_2} V_1 \quad 04.17$$

Da equação de momento (WHITE, 1974), segundo as hipóteses e das análises dos números adimensionais, considerando-se:

- que o escoamento seja permanente, isto é, não há variação de

velocidade no tempo ($DV/Dt = 0$);

- que o escoamento seja unidirecional;
- que o escoamento seja na horizontal (desprezando o efeito gravitacional) e
- que o escoamento seja turbulento e haja formação de vórtices.

Depois das simplificações da equação de momento (WHITE, 1974), torna-se:

$$\rho \vec{V} \cdot (\nabla \cdot \vec{V}) = -\nabla P, \quad 04.18$$

ou ainda, para fluxo unidirecional:

$$\rho V dV = -dP. \quad 04.19$$

Fazendo a integração entre os pontos 1 e 2, tem-se:

$$\rho \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \right) = P_1 - P_2, \quad 04.20$$

substituindo-se a equação 04.17 em 04.20, tem-se:

$$V_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}} \sqrt{2 \frac{P_1 - P_2}{\rho}}, \quad 04.21$$

ou ainda:

$$Q_2 = \frac{A_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}} \sqrt{2 \frac{P_1 - P_2}{\rho}} \quad 04.22$$

4.3. Análise do Coeficiente de Descarga

4.3.1. Generalidades

Segundo ROHLOFF & CATTON (1996), para que ocorra um escoamento do fluido através de um orifício, é necessário que haja um diferencial de pressão e que seja suficiente para provocá-lo. A vazão que passa depende, não somente deste diferencial, mas também de outros parâmetros tais como: características do orifício quanto às dimensões e ao formato da seção. Assim como as do fluido: foi como a temperatura, densidade, viscosidade e a velocidade do fluxo.

O orifício tem uma importância básica no controle do fluido e as suas características podem influir nos elementos de controle hidráulico. É através da abertura e fechamento dele que se controla a pressão e/ou mesmo a vazão do escoamento. No estudo do fluido, o orifício é definido, segundo MERRIT (1967), como uma restrição súbita de pequeno comprimento (idealmente de comprimento zero) e de bordas esquadras.

Segundo GETSCHEKO et al. (1989), a vazão de um fluido que passa através desta restrição, com um determinado formato de seção, pode ser resumida pela equação 04.23:

$$Q = K.(\Delta P)^{1/2}, \quad 04.23$$

onde Q é a vazão, ΔP é diferencial de pressão e K é a constante proporcional, chamada de fator - K ou coeficiente de vazão. Este fator é determinado por testes laboratoriais para cada formato da seção, tipo de fluido e escoamento, RIPPEL (1963).

O fluxo que passa pelo orifício para dois tipos de escoamentos, isto é, regime laminar ou turbulento, conforme visto na figura 04.04, depende da força dominante provocada pela inércia, ou da viscosidade. Quando o fluxo passa pela restrição, há um aumento de velocidade. Isso faz que haja uma queda de pressão considerável na região.

A equação que define a vazão que passa através do orifício depende

do valor do número de Reynolds. No caso do escoamento laminar, o fator - K é diferente do valor para Reynolds alto.

Quando se conhecem o tipo de fluido e o formato do orifício, o fator - K pode ser substituído por uma expressão, onde aparece o coeficiente de descarga C_d ; este conceito começou a ser aplicado em 1944, segundo BORGER (1968).

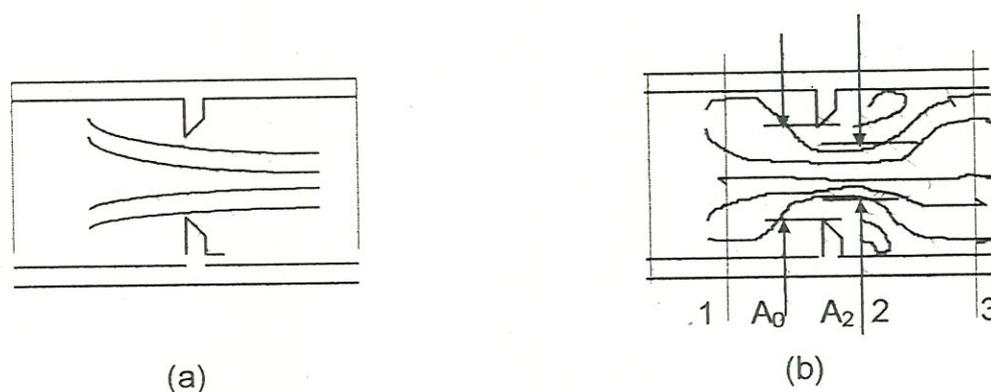


FIGURA 04.04 Fluxo através do orifício: (a) laminar, (b) turbulento.

Para o caso do escoamento chaveado, é preciso levar-se em conta a frequência de chaveamento, isto é, verificar-se as influências dos vórtices que ocorrem nas linhas de fluxo, o que se pode ser feito, calculando-se o número de Strouhal dado na tabela 04.01.

4.3.2. Coeficiente de descarga através de um orifício

Num escoamento permanente e contínuo, o coeficiente de descarga C_d já é bem conhecido. Porém, em orifício chaveado, há poucas referências bibliográficas que tratam do comportamento deste coeficiente. Pois a aplicação do escoamento pulsado para controle hidráulico é relativamente novo.

O conhecimento do coeficiente de descarga é fundamental para se determinar a vazão que ocorre para cada valor do parâmetro α , que

determina o controle da abertura máxima em servoválvula (capítulo 3).

Quando SAWAMURA et al. (1960) fizeram as deduções no cálculo de vazão que flui através do bico ejetor, o coeficiente de descarga C_d foi considerado constante nas deduções das fórmulas, conforme equações apresentadas no item 2.4.1 do capítulo 2. Assim como na dedução do BROWN et al. (1988), na estimativa da potência dissipada durante a operação de abertura e fechamento do orifício (equação 02.31), o coeficiente de descarga C_d também é considerado constante para uma seção $A(t)$, variável em função do tempo t .

O primeiro artigo pesquisado que faz referência à variação do coeficiente de descarga C_d é dos pesquisadores SUEMATSU et al. (1993), conforme mencionado no capítulo 2.

Portanto, uma das propostas da Tese, como já foi referido, é verificar a influência do coeficiente de descarga no cálculo de vazão que passa através da restrição da servoválvula rotacional "PWM".

a) Fluxo turbulento através de um orifício

De uma maneira geral, o escoamento que ocorre através de um orifício, é causado pelo aumento de velocidade e normalmente turbulento, com a restrição abrupta da seção. Num sistema de óleo hidráulico, o escoamento turbulento deve ser evitado, pois recomenda-se que seja laminar para que não haja grande perda de pressão. Na figura 04.04 (b), a menor área do jato (área de maior contração do fluxo) ocorre no ponto 2, que é chamado de "vena contracta" e A_0 é a área do orifício. Segundo MERRIT (1967), BENEDICT (1977), ROHLOFF & CATTON (1996); YELLIN (1975), o coeficiente de contração C_c é dado por:

$$C_c = \frac{A_2}{A_0}. \quad 04.24$$

Em função da restrição e da velocidade, no orifício circular a "vena contracta" ocorre, aproximadamente na metade da distância do diâmetro do início da influência do fluxo na entrada do orifício considerado.

O diferencial de pressão entre o ponto 1 e 2 acelera o fluxo na região de "vena contracta" e pode ser determinado pelas deduções da equação de Bernoulli, conforme equação 04.22.

Considerando-se o atrito viscoso do óleo hidráulico, a velocidade do jato é ligeiramente menor que a dada pela equação 04.22. Para corrigir essa discrepância, é introduzido um fator empírico chamado coeficiente de velocidade C_v . Logo, para uma vazão $Q_2 = A_2.V_2$ na região de maior contração, tem-se:

$$Q = C_v.A_2 \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]^{-1/2} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_1 - P_2)}. \quad 04.25$$

Comparando-se a equação de vazão que passa através do orifício, como se viu nos capítulos anteriores (VAUGHAN & GAMBLE, 1992); (WATTON, 1987), o valor do C_d é dado por:

$$C_d = \frac{Q}{A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_1 - P_2)}}, \quad 04.26$$

onde C_d , chamado de coeficiente de descarga, é dado pela equação:

$$C_d = \frac{C_v.C_c}{\sqrt{1 - C_c^2.(A_0 / A_1)^2}}, \quad 04.27$$

quando $A_0 \ll A_1$, $C_v \cong 1,0$.

No caso do escoamento turbulento não chaveado, o valor teórico de C_c pode ser, aproximadamente de: $C_c = \pi/(\pi + 2) = 0,611$, (MERRIT, 1967) para orifício de cantos vivos. Logo tem-se:

$$C_d = \frac{0,611}{\sqrt{1 - 0,611^2.(A_0 / A_1)^2}} \quad 04.28$$

b) Fluxo laminar

Quando o fluxo que passa pelo orifício for pequeno, o número de Reynolds for baixo e não houver fluxo oscilatório, a perda de carga será baixa, mesmo que o orifício de passagem do fluxo for pequeno.

O número de Reynolds é calculado pela expressão:

$$Re = \rho(Q/A_0) \frac{D_h}{\mu} \quad 04.29$$

onde:

Q/A_0 - velocidade do jato no orifício;

D_h - diâmetro hidráulico do orifício;

A_0 - área do orifício;

μ - viscosidade absoluta do fluido;

ρ - massa específica do fluido.

O valor do diâmetro hidráulico do orifício é determinado pela expressão $D_h \cong 4.A/p$, onde A é a área e p , o perímetro.

Considerando-se $A_0 = A(x)$ e $D_h = d$, para o caso de orifício circular, tem-se:

$$Re = \rho(Q/A(x)) \frac{d}{\mu} \quad 04.30$$

O gráfico típico do coeficiente de descarga em relação ao número de Reynolds pode ser visto na figura 04.05 (a), onde abaixo de $\sqrt{Re} < 10$ ocorre uma variação acentuada, e acima de $\sqrt{Re} > 10$, praticamente não há variação do C_d .

Logo, a vazão que passa pelo orifício, dada pela equação 04.25, não é válida para os números de Reynolds abaixo de $\sqrt{Re} = 10$, segundo MERRIT (1967).

Para $\sqrt{Re} < 10$, muitos pesquisadores têm encontrado o valor do coeficiente de descarga proporcional à raiz quadrada do número de

Reynolds, segundo a expressão:

$$Cd = \delta_L \cdot \sqrt{Re} . \quad 04.31$$

O parâmetro δ_L , chamado de coeficiente de fluxo laminar, depende da geometria do orifício, e o seu valor é determinado através dos testes laboratoriais.

VIERSMA (1962) representou o coeficiente de descarga através das duas assíntotas, conforme se vê na figura 04.05 (b).

Para o orifício circular com aresta esquadrada (canto vivo), $\delta_L = 0,2$ e para a seção delgada, considera-se $\delta_L = 0,157$.

Na região de interseção das duas assíntotas, conforme a figura 04.05 (b), o número de Reynolds pode ser calculado pela expressão:

$$R_t = \left(\frac{0,611}{\delta} \right)^2 . \quad 04.32$$

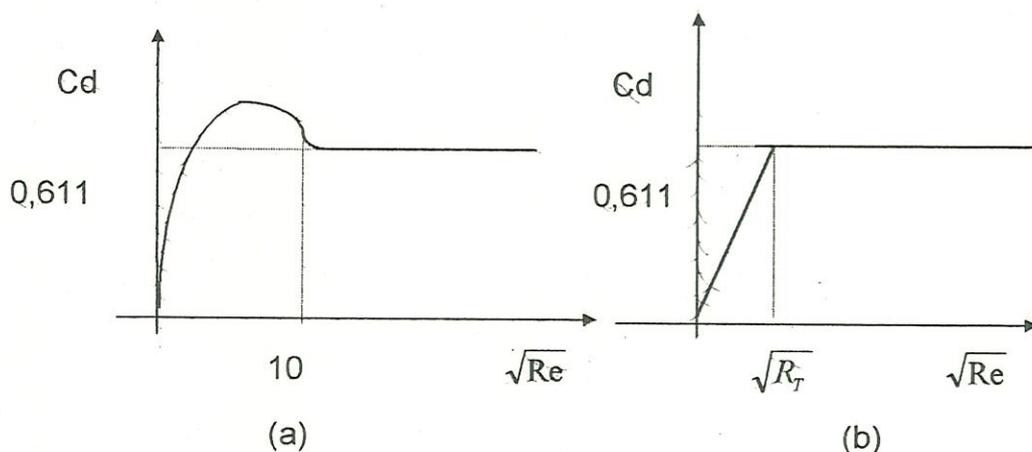


FIGURA 04.05 Coeficiente de descarga versus número de Reynolds.

4.4. Interseção dos Orifícios Chaveados

Antes de começar o estudo do coeficiente de descarga, há

necessidade de se verificar o comportamento da interseção dos orifícios durante o chaveamento, pois todo o fluxo de óleo que alimenta o atuador hidráulico passa através do orifício chaveado.

A frequência de chaveamento ocorre em função do número de rotação e da quantidade de orifícios existentes no disco do rotor, enquanto que na servoválvula, a largura temporal de pulsação depende do posicionamento dos furos de entrada com relação ao disco de controle, conforme pode ser visto na figura 04.06. Quando os orifícios de entrada de pressão (E) e do disco de controle (C) coincidem com o orifício de uma das tomadas, visto em (a), a largura de pulsação desta tomada (A) é máxima e a outra é nula (B), isto é, na outra não há coincidência, conforme se vê em (c). Quando o coeficiente de controle $\alpha = 0,75$, conforme se vê em (b), a tomada que coincide com esses orifícios corresponde a 75% da vazão; o restante é dirigido para a outra tomada.

E - orifício de entrada de pressão; A - orifício da tomada A;
 B - orifício da tomada B; C - orifício do disco de controle;
 R - raio dos orifícios;

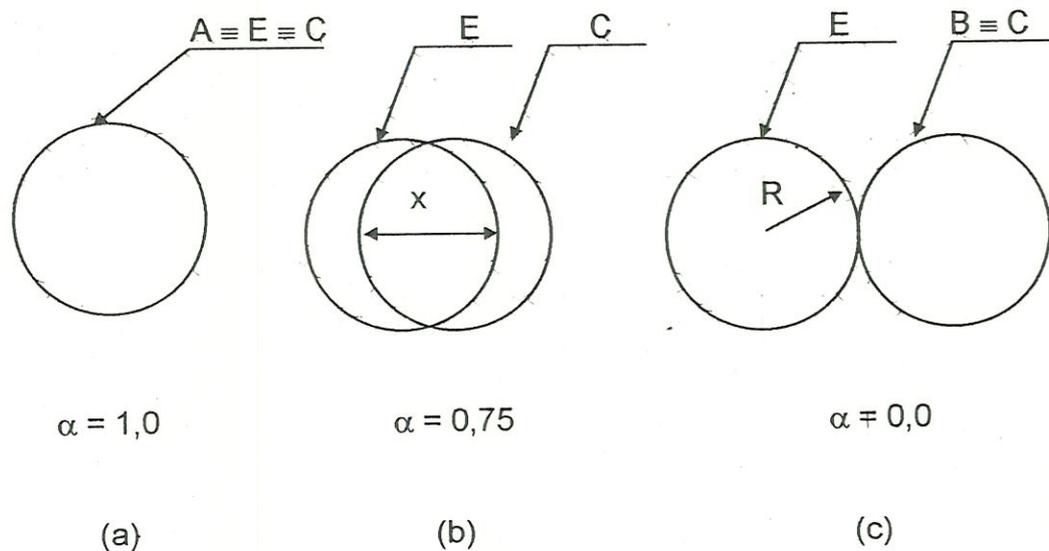


FIGURA 04.06 Posição dos orifícios de entrada de pressão e controle.

Por exemplo, quando $\alpha = 1,0$, os orifícios E, C e A são coincidentes. Portanto, quando o orifício do disco do rotor faz o chaveamento (Ch), a interseção no início é nula, atinge um valor máximo e volta a ser nula.

O valor da área de interseção, segundo DOOGE (1937), é calculado pela equação 04.33, conforme se vê na figura 04.07.

$$A(x) = 2 \cdot \left[R^2 \cos^{-1} \left(\frac{R - \frac{x}{2}}{R} \right) - \left(R - \frac{x}{2} \right) \cdot \sqrt{2 \cdot R \cdot \frac{x}{2} - \left(\frac{x}{2} \right)^2} \right] \quad 04.33$$

onde:

$A(x)$ - interseção dos orifícios do disco;

R - raio do orifício;

x - deslocamento do orifício.

Para o estudo do chaveamento do orifício, foi projetada e construída uma válvula (dispositivo de chaveamento), similar à servoválvula, conforme se vê, esquematicamente, na figura 04.08.

Ch – orifícios de chaveamento

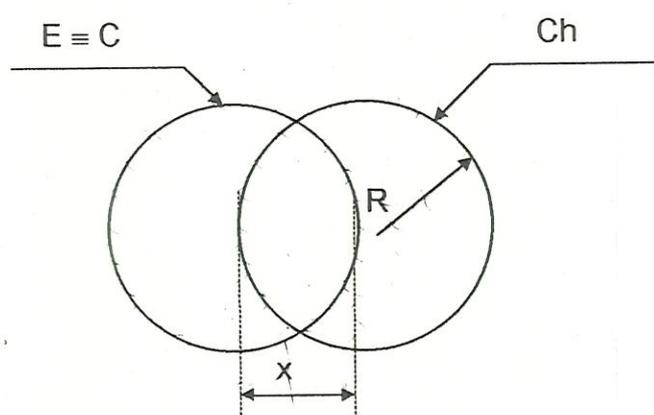


FIGURA 04.07 Interseção dos orifícios.

A mesma é formada por um corpo com duas tampas onde estão alojadas as tomadas da entrada e da saída de fluxo, além das tomadas para medição da pressão; e um disco preso ao rotor, contendo 10 orifícios com diâmetro de 3 mm, com distância de 60 mm entre os centros.

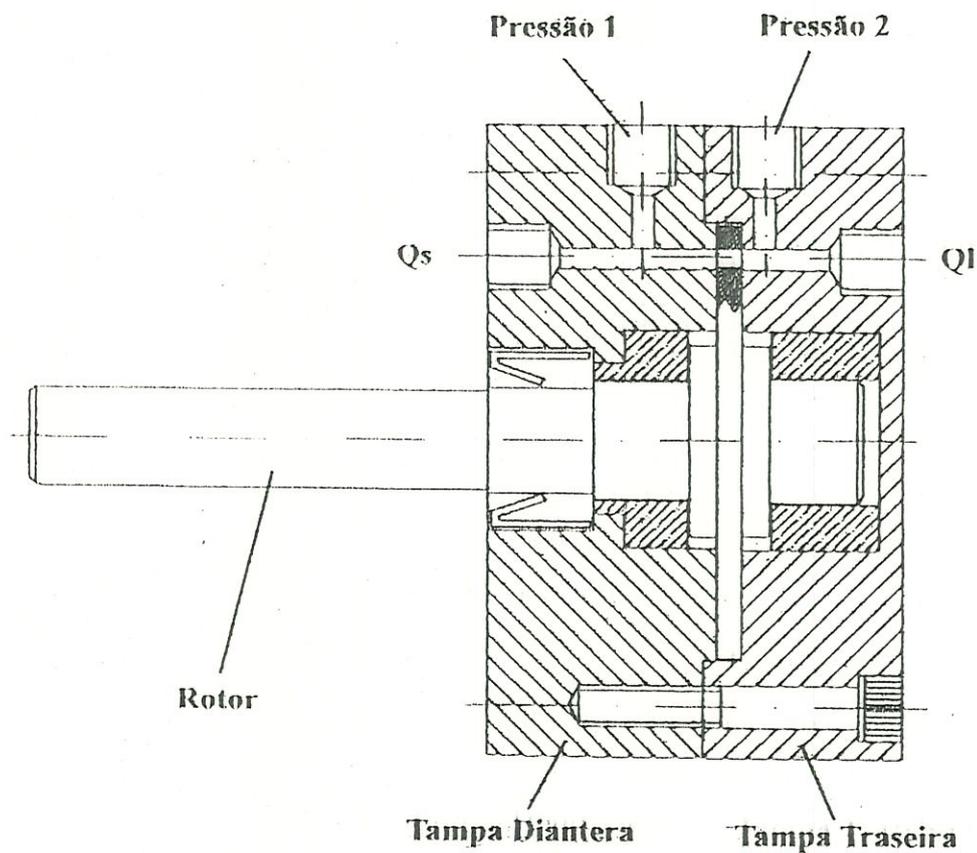


FIGURA 04.08 Desenho esquemático da válvula de chaveamento.

No caso da servoválvula, o coeficiente de controle α pode variar de 0,0 a 1,0. Quando $0,5 < \alpha \leq 1,0$, o atuador tem um deslocamento considerado positivo; quando $0,0 \leq \alpha < 0,5$, o atuador tem um deslocamento inverso (negativo). Entretanto, a área de interseção que acontece com orifício de chaveamento, para o coeficiente de controle $\alpha = 1$, é diferente de $0,5 < \alpha < 1,0$.

a) Considerando-se $\alpha = 1,0$

No caso da servoválvula, quando $\alpha = 1,0$, o orifício da entrada de pressão-vazão (E) coincide com o orifício do controle (C). A área da interseção durante o chaveamento (Ch), dada em função do deslocamento x , tem um valor nulo para $x = 0$, passando por um valor máximo dado pela área do orifício $A(x = d) = \pi d^2/4 = \pi \cdot 3^2/4 = 7,07 \text{ mm}^2$ e retornando a um valor nulo para $x = 2 \cdot d$. Essa dependência calculada a partir da expressão 04.33, é mostrada na tabela 04.02 e na figura 04.09.

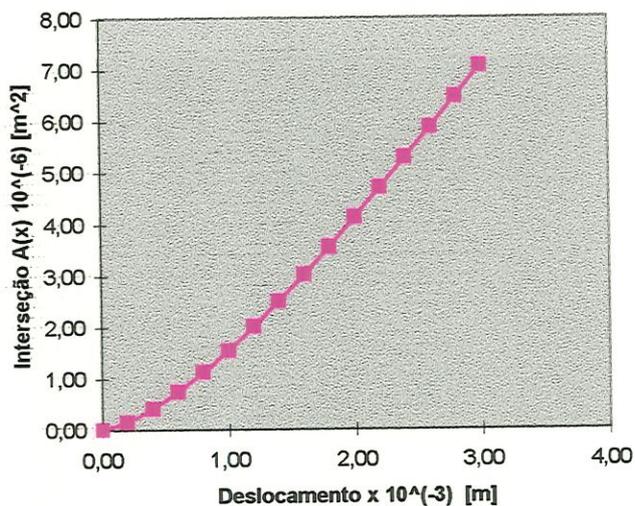


FIGURA 04.09 Área da interseção $A(x)$ versus deslocamento x .

TABELA 04.02 Área de interseção $A(x)$ em função do deslocamento x .

Deslocamento x	Raio R	Interseção $A(x)$
$10^{-3} x$ [m]	$10^{-3} x$ [m]	$10^{-6} x$ [m ²]
0,00	1,50	0,00
0,20	1,50	0,14
0,40	1,50	0,40
0,60	1,50	0,74
0,80	1,50	1,12
1,00	1,50	1,55
1,20	1,50	2,01
1,40	1,50	2,51
1,60	1,50	3,03
1,80	1,50	3,57
2,00	1,50	4,13
2,20	1,50	4,70
2,40	1,50	5,28
2,60	1,50	5,87
2,80	1,50	6,47
3,00	1,50	7,07

b) Quando $0,5 < \alpha < 1,0$

Quando $0,5 < \alpha < 1,0$, a interseção dos orifícios de entrada (E) e a do controle (C) não se coincidem como no caso anterior; portanto, durante o intervalo de chaveamento do orifício do disco do rotor, a área atinge um valor máximo menor que a máxima atingida para $\alpha = 1,0$. Neste caso, a área parte de um valor nulo, atinge um valor máximo $A(\alpha)$, permanece constante durante certo intervalo de tempo e depois volta a se anular, conforme se vê na figura 04.10.

Utilizando-se a expressão que define a vazão que passa através de um orifício, para um determinado valor do parâmetro de controle α , tem-se:

$$Q_L(\alpha) = Cd(\alpha) \cdot A_{med} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad 04.34$$

Conforme é mostrado na figura 04.10, o tempo médio de abertura da

área, A_{med} , durante o chaveamento é dado por:

$$\Delta t = \frac{\alpha d + d - \alpha d + \alpha d}{v} = \frac{d + \alpha d}{v} = \frac{(1 + \alpha)d}{v} \quad 04.35$$

Onde v é:

$$v = \frac{\pi D n}{60}, \quad 04.36$$

e frequência de chaveamento:

$$f = \frac{k \cdot n}{60}, \quad 04.37$$

sendo:

v - velocidade de chaveamento [mm/s];

d - diâmetro do orifício [mm];

x - variável que indica o deslocamento [mm];

n - rotação do disco do rotor [rpm];

Δt - intervalo de tempo para chaveamento [s];

f - frequência de chaveamento [cps];

k - números de furos no disco e

D - diâmetro entre centros dos orifícios do disco [mm].

O valor médio de $A(x)$ (figuras 04.09 e 04.10), no intervalo de tempo Δt (equação 04.35), foi aproximado na forma retangular de base d e altura A_{med} , pois o erro de aproximação é pequeno conforme se observa na figura 04.11:

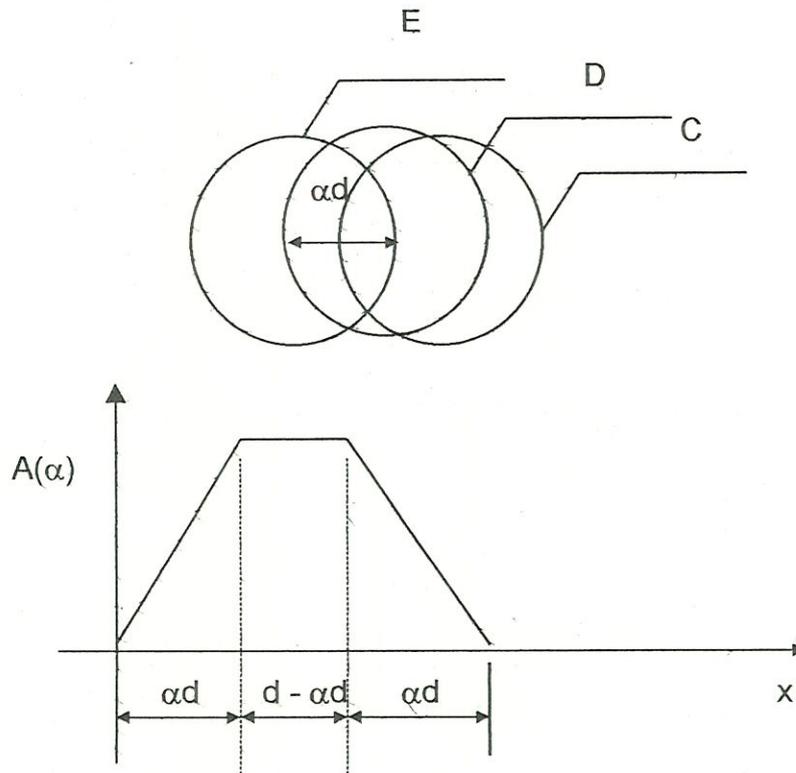
- para triangular

$$A(\alpha)_{med} = \frac{d \cdot A(\alpha)}{2d} = \frac{A(\alpha)}{2} \quad 04.38$$

- trapezoidal

$$A(\alpha)_{med} = \frac{(1+\alpha)dA(\alpha)}{(d+\alpha d)} = \frac{A(\alpha)}{1+\alpha}$$

04.39



αd - deslocamento determinado por coeficiente de controle;

d - diâmetro do orifício.

FIGURA 04.10. Interseção de $A(\alpha)$ para $0,5 < \alpha < 1,0$.

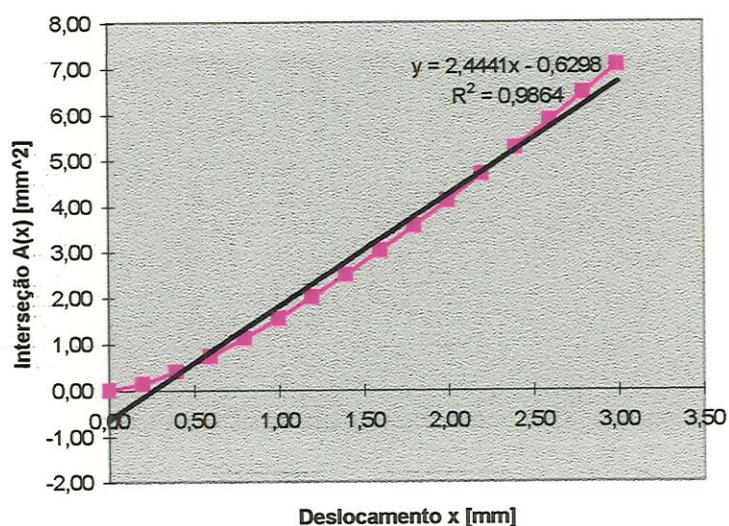
A área média total A_T , por ciclo, segundo as equações 04.35; 04.36 e 04.37, é dada por:

$$A_T = kn \frac{A(\alpha)}{(1+\alpha)} \frac{2d}{\pi D n}$$

simplificando-se:

$$A_r = k \frac{A(\alpha)}{(1+\alpha)} \frac{2d}{\pi D} \quad 04.40$$

Função linear $y = 2,44 x - 0,63$



Coeficiente de correção $R^2 = 0,9864$

FIGURA 04.11 Curva de interpolação linear $A(x)$ versus x .

Substituindo-se as equações 04.40 em 04.34 e fazendo-se as simplificações necessárias, a vazão através de um orifício variável, para um dado valor do coeficiente de controle, é dada por:

$$Q(\alpha) = k \cdot \left[Cd(\alpha) \cdot \frac{A(\alpha)}{(1+\alpha)} \left(\frac{2d}{\pi D} \right) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \right], \quad 04.41$$

4.5 Coeficiente de Descarga através de um Orifício Circular

Para o estudo do coeficiente de descarga, será considerada a hipótese de que, para cada período T , o escoamento é contínuo e permanente, e o coeficiente de descarga varia em função da variação do número de Reynolds, provocado pela variação da seção do chaveamento. Como o fluxo é oscilante, o período T considerado é o tempo gasto entre os dois chaveamentos ($T = 1/f$) e o escoamento não é laminar mesmo com número de Reynolds baixo, segundo as análises já verificadas através do número de Strouhal. Entretanto, se o fluxo tivesse um escoamento não chaveado, o coeficiente C_d deveria ser estudado em função de $\sqrt{Re} > 10$ e $\sqrt{Re} < 10$. Entretanto para efeito de comparação, considerando-se - para o caso de escoamento não chaveado - a determinação do coeficiente de descarga, o C_d será realizado nas duas regiões.

a) Determinação do coeficiente de descarga para $\sqrt{Re} > 10$.

a.1) C_d para $\alpha = 1$

Considerando-se que o fluxo tenha um número de Reynolds $\sqrt{Re} > 10$; área $A_0 = A(x)$, calculada de acordo com a equação 04.34, e $A_1 = 7,07 \text{ mm}^2$ para o diâmetro máximo do orifício $d = 3,0 \text{ mm}$. O coeficiente de descarga, em função da área de interseção, dada pela equação 04.28, é mostrada na tabela 04.03 e no gráfico da figura 04.12.

O gráfico só mostra a variação de C_d de 0,6110 a 0,7717 para uma variação da área de interseção de 0,00 a 7,07 mm^2 , mas, na realidade, o gráfico retorna coincidindo com a mesma função quando a interseção vai diminuindo de 7,07 mm^2 até se anular.

O valor do coeficiente de descarga C_d varia pouco em função da área de interseção, pois, quando o coeficiente de descarga variar em 20 % do nominal, ocorre uma perturbação final no sistema de menos de 1 %, segundo MANRING & JOHNSON (1997). Portanto, para este caso, será

adotado um valor constante de: $C_d = 0,69$ (se turbulento), que corresponde a aproximadamente 12 % dos limites inferior e superior.

TABELA 04.03 Coeficiente de descarga C_d em função do deslocamento x no orifício.

Desloc. X 10^{-3} . [m]	Coef. Desc. Cd	A1 10^{-6} . [m ²]	Intersec. A(x) 10^{-6} . [m ²]	Raio R 10^{-3} . [m]
0,0	0,611	7,07	0	1,5
0,2	0,611	7,07	0,1446	1,5
0,4	0,611	7,07	0,4048	1,5
0,6	0,612	7,07	0,7358	1,5
0,8	0,614	7,07	1,1206	1,5
1,0	0,617	7,07	1,5487	1,5
1,2	0,620	7,07	2,0128	1,5
1,4	0,626	7,07	2,5070	1,5
1,6	0,633	7,07	3,0264	1,5
1,8	0,642	7,07	3,5670	1,5
2,0	0,654	7,07	4,1251	1,5
2,2	0,669	7,07	4,6973	1,5
2,4	0,687	7,07	5,2807	1,5
2,6	0,709	7,07	5,8721	1,5
2,8	0,737	7,07	6,4690	1,5
3,0	0,772	7,07	7,0686	1,5
2,8	0,737	7,07	6,4690	1,5
2,6	0,709	7,07	5,8721	1,5
2,4	0,687	7,07	5,2807	1,5
2,2	0,669	7,07	4,6973	1,5
2,0	0,654	7,07	4,1251	1,5
1,8	0,642	7,07	3,5670	1,5
1,6	0,633	7,07	3,0264	1,5
1,4	0,626	7,07	2,5070	1,5
1,2	0,620	7,07	2,0128	1,5
1,0	0,617	7,07	1,5487	1,5
0,8	0,614	7,07	1,1206	1,5
0,6	0,612	7,07	0,7358	1,5
0,4	0,611	7,07	0,4048	1,5
0,2	0,611	7,07	0,1446	1,5
0	0,611	7,07	0	1,5

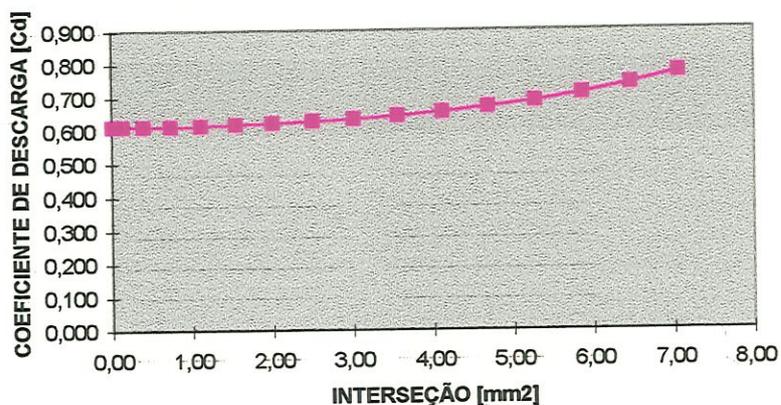


FIGURA 04.12 Diagrama do coeficiente de descarga C_d em função do deslocamento x do orifício.

a.2) Dependência média do $C_{d_{med}}$ em função da variação do α

A dependência média do coeficiente de descarga $C_{d_{med}}$, em função do coeficiente de controle α , é calculada a partir da equação 04.28, considerando-se que $A_0 = A(\alpha)/2$ para $\alpha = 1,0$.

A dependência do coeficiente de descarga médio $C_{d_{med}}$ em função da área média A_{med} , para $\alpha = 1,0$ (variação maior do $C_{d_{med}}$), são mostrados na tabela 04.04 e na figura 04.13. A variação do $C_{d_{med}}$ fica entre 0,611 a 0,642. Logo, adotando-se um valor nominal médio $C_{d_{med}} = 0,626$, a variação fica em torno de 2,5 % dos limites inferior e superior.

b) Determinação do coeficiente de descarga para $\sqrt{Re} < 10$

Quando $\sqrt{Re} < 10$, há grande variação do coeficiente de descarga C_d , conforme se vê na figura 04.05 e na equação 04.31, dada por: $C_d = \delta_L \sqrt{Re}$.

Para o caso de orifício circular chaveado, adotou-se o valor do coeficiente de fluxo $\delta_L = 0,157$, considerando-se uma seção delgada durante o chaveamento.

Portanto :

$$Cd = \delta_L \sqrt{Re} = 0,157 \cdot \sqrt{Re}$$

04.42

TABELA 04.04 $Cd_{med} \times A_{med}$, para $\alpha = 1$.

Coeficiente de Descarga		A(x) média	Deslocamento
Cd	médio	$10^{-6} [m^2]$	$x \cdot 10^{-3} [m]$
	0,611	0	0,00
	0,611	0,0722	0,20
	0,611	0,2024	0,40
	0,611	0,3679	0,60
	0,612	0,5603	0,80
	0,612	0,7743	1,00
	0,613	1,0064	1,20
	0,615	1,2535	1,40
	0,616	1,5132	1,60
	0,618	1,7835	1,80
	0,621	2,0626	2,00
	0,624	2,3487	2,20
	0,628	2,6403	2,40
	0,632	2,9360	2,60
	0,636	3,2345	2,80
	0,642	3,5343	3,00
	0,636	3,2345	2,80
	0,632	2,9361	2,60
	0,628	2,6403	2,40
	0,624	2,3487	2,20
	0,621	2,0626	2,00
	0,618	1,7835	1,80
	0,616	1,5132	1,60
	0,615	1,2535	1,40
	0,613	1,0064	1,20
	0,612	0,7744	1,00
	0,612	0,5603	0,80
	0,611	0,3679	0,60
	0,611	0,2024	0,40
	0,611	0,0723	0,20
	0,611	0	0,00

Prevendo-se que o valor do coeficiente de fluxo δ_L não seja constante e possa ter uma variação para o cálculo do Cd, o valor de \sqrt{Re} foi estendido até 20, conforme se vê na tabela 04.05 e, graficamente, na figura 04.15.

TABELA 04.05 \sqrt{Re} x Coef. de descarga Cd.

Reynolds RAIZ(Re)	Coef. de fluxo delta (δ)	Coef. de descarga Cd
0	0,157	0
0,5	0,157	0,111
1	0,157	0,157
1,5	0,157	0,192
2	0,157	0,222
2,5	0,157	0,248
3	0,157	0,272
3,5	0,157	0,294
4	0,157	0,314
4,5	0,157	0,333
5	0,157	0,351
5,5	0,157	0,368
6	0,157	0,385
6,5	0,157	0,400
7	0,157	0,415
7,5	0,157	0,430
8	0,157	0,444
8,5	0,157	0,458
9	0,157	0,471
9,5	0,157	0,484
10	0,157	0,496
11	0,157	0,521
12	0,157	0,544
13	0,157	0,566
14	0,157	0,587
15	0,157	0,608
16	0,157	0,628
17	0,157	0,647
18	0,157	0,666
19	0,157	0,684
20	0,157	0,702

O valor do C_d varia de zero até em torno de 0,5 para $\sqrt{Re} = 10$, e até 0,7 para $\sqrt{Re} = 20$.

Considerando-se os resultados obtidos para o número de Reynolds, nas duas regiões: “grande” e “pequeno”, os coeficientes de descarga ficam próximos de $\sqrt{Re} = 15$.

Fazendo-se uma aproximação conforme a figura 04.05 (b), a representação gráfica do $C_d \times \sqrt{Re}$ fica de acordo com a figura 04.15.

Os obtidos teoricamente, apresentados nas figuras 04.14 e 04.15, foram levantados para mostrar o comportamento do escoamento não oscilante em função do número de Reynolds.

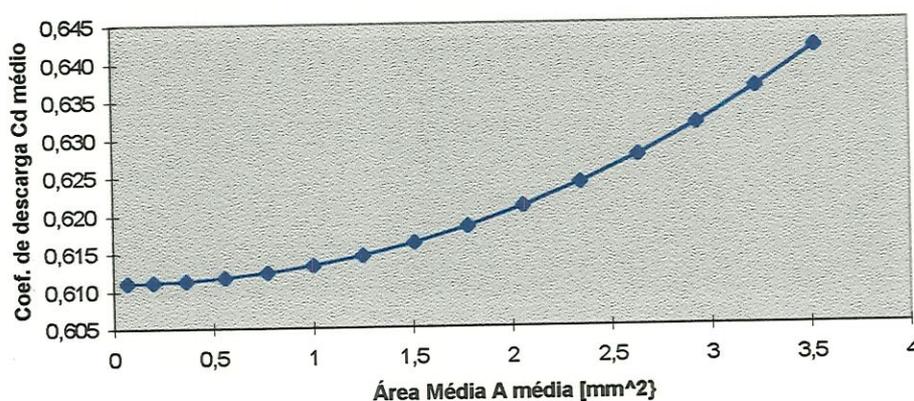


FIGURA 04.13 $C_{d_{med}} \times A_{med}$, para $0,5 < \alpha < 1,0$.

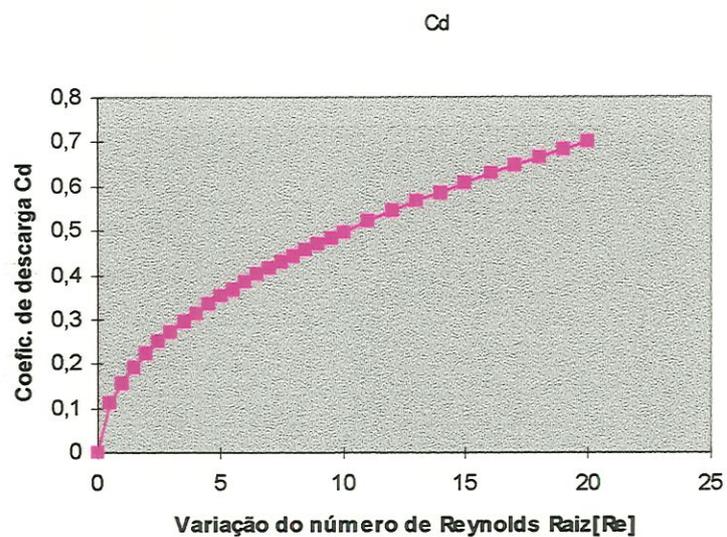


FIGURA 04.14. Gráfico de \sqrt{Re} x coeficiente de descarga Cd.

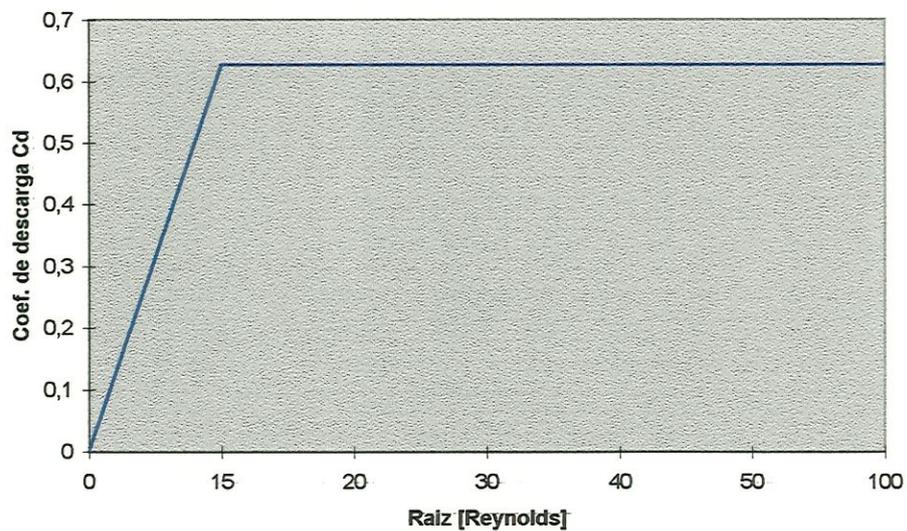


FIGURA 04.15 Aproximações assintotas das curvas Cd versus \sqrt{Re} .

5. DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DO COEFICIENTE DE DESCARGA (C_d)

No capítulo anterior, foram realizados os estudos sobre a variação do coeficiente de descarga e a interseção dos orifícios durante o processo de chaveamento. No caso deste coeficiente, sempre há necessidade de se confirmar, por meio dos ensaios experimentais, se as deduções teóricas estão próximas da realidade.

Para a realização dos ensaios, foi utilizada uma válvula conforme a figura 04.09, com as mesmas características dos orifícios da servoválvula "PWM".

5.1. Determinação Experimental do valor do C_d

Para a determinação experimental do coeficiente de descarga, conforme a montagem esquemática mostrada na figura 05.01, foram utilizados os seguintes equipamentos:

- a) uma válvula de chaveamento rotativo, (figura 04.09), similar à servoválvula eletrohidráulica;
- b) dois sensores de pressão do tipo piezoelétrico para a detecção das

pressões que ocorrem durante o chaveamento;

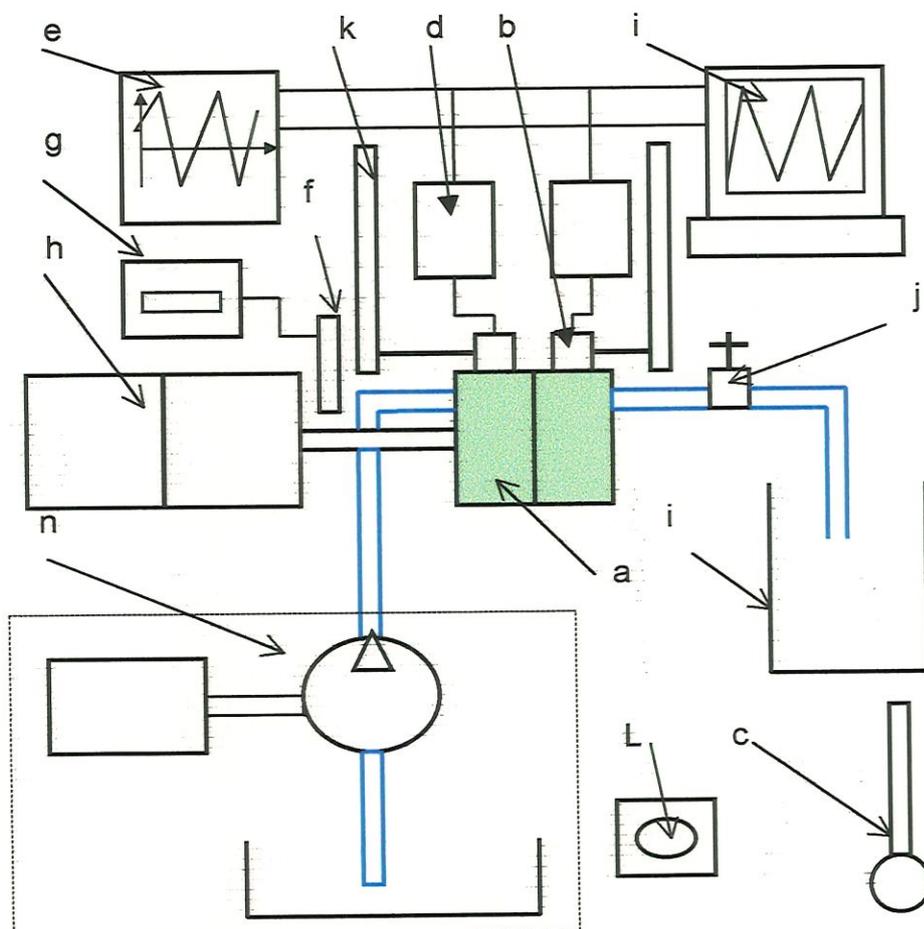


FIGURA 05.01 Montagem esquemática do banco de teste experimental.

c) um termômetro para a medição da temperatura do óleo;

d) dois amplificadores de carga para transformar os sinais detectados



microcomputadores do tipo PC.

- e) um osciloscópio para verificar o comportamento das pressões de chaveamento;
- f) um sensor (tacômetro digital) para medir a velocidade dos orifícios de chaveamento;
- g) um registrador de frequência para a leitura da velocidade;
- h) motovariador para acionamento da válvula de chaveamento;
- i) medidor de vazão (recipiente calibrado e graduado);
- j) válvula de registro para simular a carga;
- k) dois medidores de pressão;
- l) um cronômetro digital;
- m) um microcomputador do tipo PC para registro dos diagramas e
- n) conjunto de potência hidráulica (bomba hidráulica, motor de acionamento da bomba, tanque, filtros, óleo hidráulica, válvula de alívio, etc).

Depois de feitas as calibrações dos instrumentos e montagens dos equipamentos, iniciaram-se os ensaios.

Para a análise, foram realizados os seguintes procedimentos nos ensaios:

- para cada valor de pressão de alimentação foi mantida a frequência de chaveamento e simulada a carga através da abertura e fechamento do registro instalado na saída do fluxo da válvula;
- para cada valor da carga simulada, foram lidas as pressões P1 e P2 nos manômetros;
- para cada valor do volume lançado na tabela, corresponde a média aritmética das três leituras realizadas e
- antes de iniciar a tomada de leitura, o sistema permaneceu ligado até estabilizar a temperatura do óleo hidráulico;

5.2. Resultados Experimentais

Os dados encontrados durante os ensaios são mostrados na tabela 05.01, onde P_b é a pressão da bomba de alimentação, P1 e P2 são as pressões lidas na entrada e saída do disco de chaveamento, e os tempos registrados são os tempos gastos para completarem-se os respectivos volumes do óleo que flui através da válvula.

Os ensaios realizados foram para $\alpha = 1,0$, isto é, os orifícios de entrada de pressão (P_S) e saída (P_T) são coincidentes.

E, de acordo com os dados obtidos, foram calculados:

- a) a variação de pressão na entrada e saída do disco de chaveamento do rotor da válvula:

$$\Delta P = P1 - P2.$$

TABELA 05.01 Resultados experimentais.

Pb	P1	P2	Volume	Tempo
10^6 . [Pa]	10^5 . [Pa]	10^5 . [Pa]	mL	s
1,1	9,7	5,6	200	10,6
1,1	10,2	7,3	200	12,17
1,1	9,7	4,4	1000	43,65
1,1	9,7	3,0	1000	38,54
1,1	9,7	2,8	1000	40,8
1,1	9,6	2,4	1000	39,1
1,1	9,5	2,1	1000	37,97
1,1	9,5	1,7	1000	35,27
1,1	9,5	1,6	1000	39,7
1,1	9,4	1,3	1000	36
1,1	9,4	1,2	1000	35,17
1,1	12	1,3	1000	28,77
1,2	10,5	1,4	1000	32,94
1,2	10,1	1,3	1000	32,97
1,2	10,1	1,4	1000	32,87
1,2	10,1	1,6	1000	37,44
1,2	10,1	1,7	1000	37,77
1,2	10,1	2,0	1000	34,95
1,2	10,2	3,0	1000	38,47
1,2	10,2	5,0	1000	44,62
1,2	10,7	8,5	200	16,52
1,2	11,3	11,0	200	195,83
1,2	10,8	9,3	200	22,17
1,2	11,2	10,5	200	110,96
1,2	10,7	9,1	200	21,15
12	11,1	10,4	200	150
12	10,5	8,3	200	16,72
12	10	6,7	200	11,8
13,5	12	1,4	1000	29,76
13,5	11,8	1,2	1000	29,34
13,5	12	1,3	1000	29,15
13,5	11,9	1,3	1000	29,87
13,5	12	1,7	1000	29,76
13,5	11,9	1,9	1000	32,54
13,5	12,1	3,6	1000	34,76
13,5	12	7,0	1000	45,4

1,35	12,9	10,9	1000	89,83
1,5	12,8	12,6	200	631,58
1,5	11,4	11,0	200	70,59
1,5	11,0	10,3	200	63,16
1,5	10,7	9,7	200	42,86
1,5	10,0	9,0	1000	200,00
1,5	10,7	9,5	1000	187,50
1,5	10,0	8,4	1000	166,67
1,5	11,9	9,7	1000	150,00
1,5	12,0	9,6	1000	122,45
1,5	11,4	8,7	1000	113,21
1,5	10,7	7,7	1000	166,67
1,5	9,4	5,3	1000	150,00
1,5	9,1	3,3	1000	58,20
1,5	9,1	2,2	1000	54,80
1,5	9,1	3,2	1000	52,00
2,0	16,8	12,3	1000	62,56
2,0	16,0	13,8	1000	72,45
2,0	16,2	13,5	1000	60,63
2,0	16,5	12,3	1000	84,51
2,0	16,8	10,3	1000	46,88
2,0	16,8	5,0	1000	28,20
2,0	17,0	5,5	1000	29,50
2,0	7,5	2,1	1000	58,82
2,0	8,0	2,8	1000	57,14
2,0	10,2	3,0	1000	40,00
2,0	11,2	3,2	1000	41,96
2,0	12,5	4,8	1000	41,67
2,0	15,2	4,9	2000	60,34
3,5	17,2	6,9	2000	58,82
3,5	18,0	8,5	2000	65,76
3,5	20,0	5,0	2000	49,76
3,5	24,0	5,3	2000	41,23
3,5	26,5	5,1	2000	39,34
3,5	27,3	4,9	2000	37,32
3,5	24,2	8,3	2000	44,44
3,5	30,0	5,5	2000	36,76
3,5	33,0	7,4	2000	36,67
3,5	16,86	5,8	2000	63
3,8	32	4	1000	17,45
3,8	32	6	1000	19,56
3,8	18,5	5,5	1000	26,56
3,8	24,6	9,2	1000	23,56
3,8	28	1,5	1000	18,45
3,8	23,5	10,2	1000	28,56

b) a vazão Q:

$$Q = \frac{V}{\Delta t}$$

c) o fator k:

$$k = \frac{Q}{A\sqrt{\Delta P}}$$

d) o coeficiente de descarga, Cd:

$$Cd = \frac{k}{\sqrt{\frac{2}{\rho}}} \text{ e}$$

f) o número de Reynolds:

$$Re = \rho \left(\frac{Q}{A} \right) \frac{d}{\mu}$$

onde:

ΔP – variação de pressão que ocorre entre a entrada e saída do disco do rotor dado em N/m^2 e kgf/cm^2 ;

V – volume de óleo medido em um recipiente calibrado, em m^3 e ml;

Δt – intervalo de tempo medido para completar-se o volume graduado dado em segundos [s];

Q – vazão calculada, dada em litros/min e m^3/s ;

k – coeficiente, chamado de fator k;

Cd – coeficiente de descarga, que é um número adimensional;

ρ - densidade de massa do óleo hidráulico, dada em kg/m^3 ;

A – área do orifício de passagem do fluxo, dada em m^2 e mm^2 ;

d – diâmetro do tubo de passagem do óleo, dado em m e mm;

μ - viscosidade do óleo, dada em kg/m.s.

De acordo com os cálculos acima, os resultados são apresentados na tabela 05.02 e nos gráficos da figuras 05.02 a 05.06.

TABELA 05.02 Resultados calculados.

$\Delta P = P_1 - P_2$ 10^b [Pa]	Vazão L/min	Fator K 1/m ²	Área A _T 10 ⁻⁶ [m ²]	N. Reynolds Re	Coef. desc. Cd
4,1	1,117	2,90698E-08	1,125	47,88436	0,533
2,9	0,983	3,04254E-08	1,125	41,707	0,558
5,3	1,341	3,07072E-08	1,125	58,14138	0,563
6,7	1,496	3,04613E-08	1,125	65,85031	0,559
6,9	1,405	2,81967E-08	1,125	62,20272	0,517
7,2	1,462	2,87228E-08	1,125	64,90719	0,527
7,4	1,503	2,91243E-08	1,125	66,83885	0,534
7,8	1,614	3,04637E-08	1,125	71,95552	0,559
7,9	1,422	2,66629E-08	1,125	63,92622	0,489
8,1	1,572	2,91123E-08	1,125	70,49642	0,534
8,2	1,609	2,96097E-08	1,125	72,16011	0,543
10,7	1,914	3,08446E-08	1,125	88,21241	0,566
9,1	1,699	2,96905E-08	1,125	77,04527	0,544
8,8	1,706	3,03144E-08	1,125	76,97516	0,556
8,7	1,715	3,06369E-08	1,125	77,20934	0,562
8,5	1,497	2,7067E-08	1,125	67,78502	0,496
8,4	1,486	2,70223E-08	1,125	67,19277	0,495
8,1	1,622	3,00395E-08	1,125	72,61434	0,551
7,2	1,487	2,92164E-08	1,125	65,97014	0,536
5,2	1,313	3,03498E-08	1,125	56,87743	0,556
2,2	0,726	2,58112E-08	1,125	30,72483	0,473
0,3	0,061	5,89644E-09	1,125	2,591912	0,108
1,5	0,541	2,32926E-08	1,125	22,89464	0,427
0,7	0,108	6,81263E-09	1,125	4,574389	0,125
1,6	0,567	2,36407E-08	1,125	23,99878	0,433
0,7	0,080	5,03953E-09	1,125	3,383828	0,092
2,2	0,718	2,55025E-08	1,125	30,35731	0,468
3,3	1,011	2,93194E-08	1,125	43,01476	0,538
10,7	1,847	2,98226E-08	1,125	85,27793	0,547
10,6	1,877	3,03861E-08	1,125	86,49867	0,557
10,7	1,887	3,04066E-08	1,125	87,06247	0,558
10,7	1,839	2,97027E-08	1,125	84,96388	0,545
10,3	1,858	3,05084E-08	1,125	85,27793	0,559
10,0	1,695	2,82481E-08	1,125	77,99235	0,518
8,5	1,621	2,93006E-08	1,125	73,01125	0,537
5,0	1,293	3,04842E-08	1,125	55,90024	0,559

2,0	0,668	2,48922E-08	1,125	28,25193	0,456
0,2	0,019	2,23917E-09	1,125	0,803658	0,041
0,5	0,170	1,30689E-08	1,125	7,190455	0,240
0,7	0,190	1,18839E-08	1,125	8,036324	0,218
1,0	0,280	1,49828E-08	1,125	11,84261	0,275
1,0	0,300	1,57329E-08	1,125	12,68936	0,288
1,1	0,320	1,57477E-08	1,125	13,53531	0,289
1,6	0,360	1,50943E-08	1,125	15,22692	0,277
2,2	0,400	1,43777E-08	1,125	16,91914	0,264
2,4	0,490	1,65731E-08	1,125	20,72577	0,304
2,7	0,528	1,68513E-08	1,125	22,41738	0,309
2,9	0,357	1,0965E-08	1,125	15,22692	0,201
4,1	0,385	1,00458E-08	1,125	16,91914	0,184
5,8	0,988	2,1544E-08	1,125	43,60603	0,395
6,9	1,030	2,06781E-08	1,125	46,31152	0,379
5,9	1,109	2,39782E-08	1,125	48,80521	0,440
4,5	0,938	2,33156E-08	1,125	40,56699	0,428
2,2	0,828	2,94273E-08	1,125	35,02928	0,540
2,7	0,988	3,16329E-08	1,125	41,85834	0,580
4,2	0,694	1,78579E-08	1,125	30,03042	0,327
6,5	1,223	2,52429E-08	1,125	54,13548	0,463
11,8	1,918	2,93839E-08	1,125	89,99543	0,539
11,5	1,836	2,85031E-08	1,125	86,02953	0,523
5,4	0,985	2,23416E-08	1,125	43,1464	0,410
5,2	1,018	2,35401E-08	1,125	44,41497	0,432
7,2	1,427	2,79965E-08	1,125	63,44678	0,513
8,0	1,338	2,49309E-08	1,125	60,48311	0,457
7,7	1,356	2,57461E-08	1,125	60,90403	0,472
10,4	1,829	2,99599E-08	1,125	84,11903	0,549
10,3	1,881	3,0842E-08	1,125	86,2928	0,566
9,5	1,691	2,89153E-08	1,125	77,18586	0,530
15,0	2,087	2,83981E-08	1,125	102,0045	0,521
18,7	2,442	2,97669E-08	1,125	123,108	0,546
21,4	2,480	2,82571E-08	1,125	129,0224	0,518
22,4	2,609	2,90588E-08	1,125	136,006	0,533
15,9	2,341	3,09414E-08	1,125	114,2156	0,567
24,5	2,589	2,75625E-08	1,125	138,0779	0,505
25,6	2,564	2,67033E-08	1,125	138,4167	0,490
11,1	1,722	2,72874E-08	1,125	80,56734	0,500
28,0	2,668	2,65779E-08	1,125	145,4367	0,487
26,0	2,347	2,42621E-08	1,125	129,748	0,445
13,0	2,009	2,93637E-08	1,125	95,55238	0,538
15,4	2,207	2,96358E-08	1,125	107,7195	0,543
26,5	2,518	2,57831E-08	1,125	137,554	0,473
13,3	1,840	2,65869E-08	1,125	88,86103	0,487

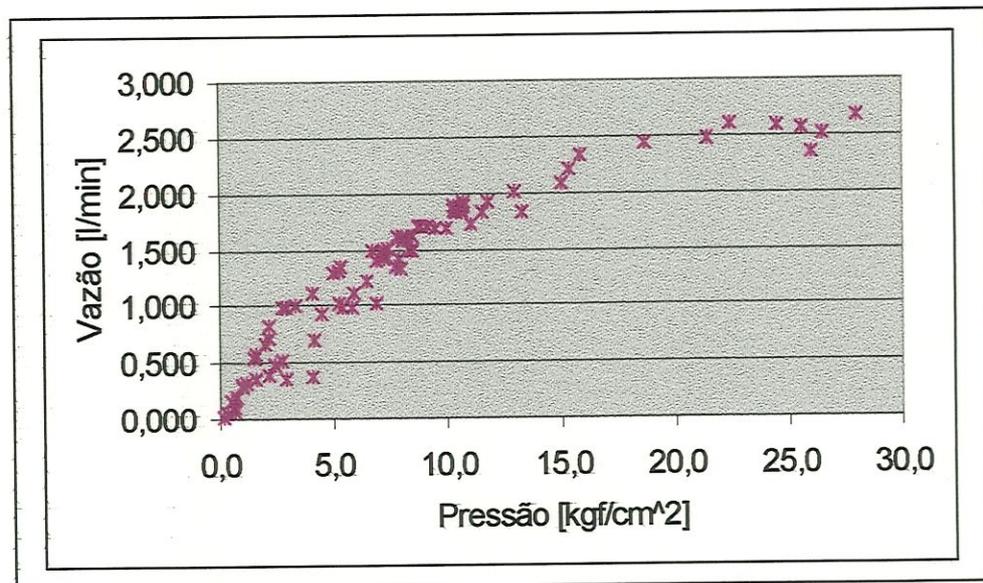


FIGURA 05.02 Vazão versus pressão.

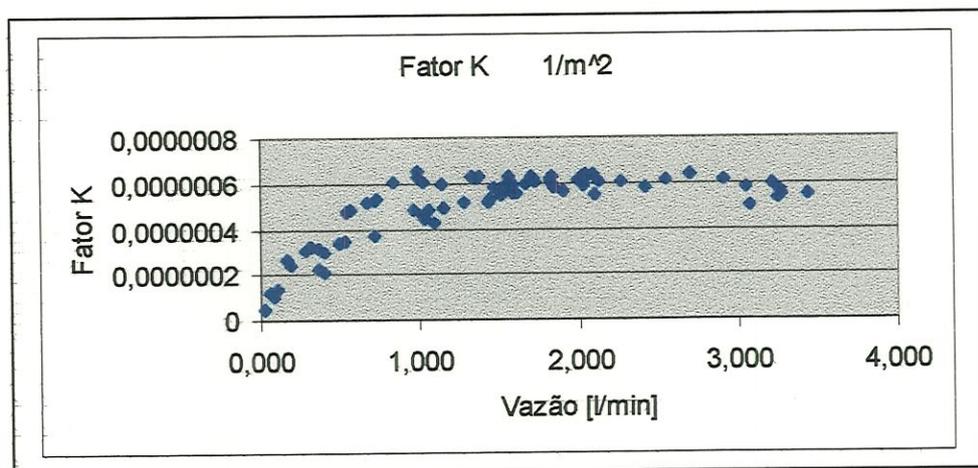


FIGURA 05.03 Fator – K versus vazão.

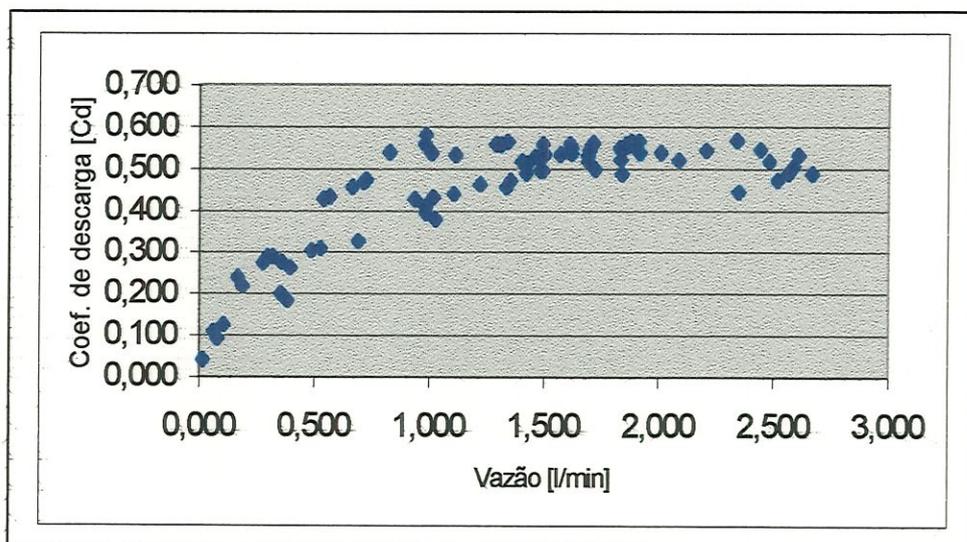


FIGURA 05.04 Coeficiente de descarga versus vazão.

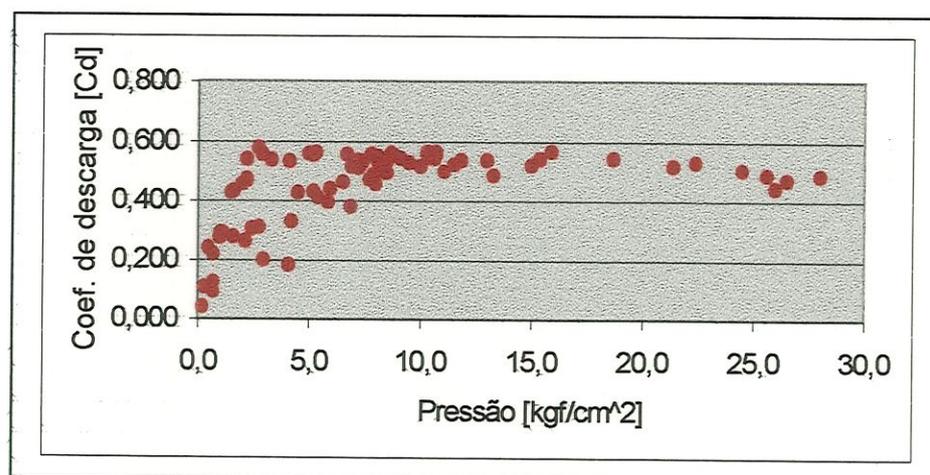


FIGURA 05.05 Coeficiente de descarga, Cd x Pressão.

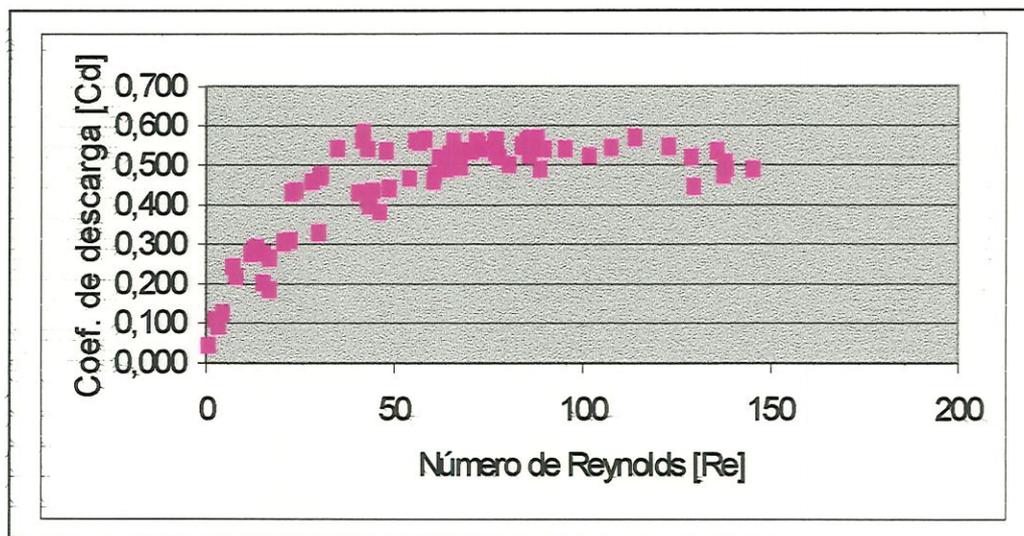


FIGURA 05.06 Coeficiente de descarga x número de Reynolds.

5.3. Análise dos Resultados de Ensaio

Observando-se os dados obtidos da tabela 05.02 e das figuras 05.02 a 05.06, verifica-se que eles têm um grau de dispersão grande provocado pela dificuldade de leituras mais precisas dos instrumentos utilizados, assim como pelas pequenas variações dinâmicas (pressões, temperatura, rotação, etc.) que ocorrem durante os ensaios e, de certa forma, se refletem nos resultados obtidos.

Apesar do grau de dispersão considerável, pode-se observar que, na figura 05.02, a vazão cresce com a pressão de forma não linear e tem uma taxa de crescimento acentuado no início, mostrando que o coeficiente de descarga não é inicialmente constante no trecho. O mesmo pode ser observado nas figuras 05.03 a 05.04: tanto o fator k como o coeficiente de

descarga C_d variam de forma aproximadamente linear, em função da vazão até cerca de 1,0 L/min. Neste ponto, há uma pequena elevação do coeficiente de descarga e, a partir dele, ela se torna praticamente constante. Já em função do número de Reynolds Re , conforme a figura 05.07, até o valor de $\sqrt{Re} \approx \sqrt{65} \approx 8,1$, a dependência do C_d é aproximadamente linear, conforme mostra a mesma figura. A partir daquele, há um aumento de valor do coeficiente de descarga C_d , atingindo um valor máximo de: $C_d = 0,58$, permanecendo praticamente constante.

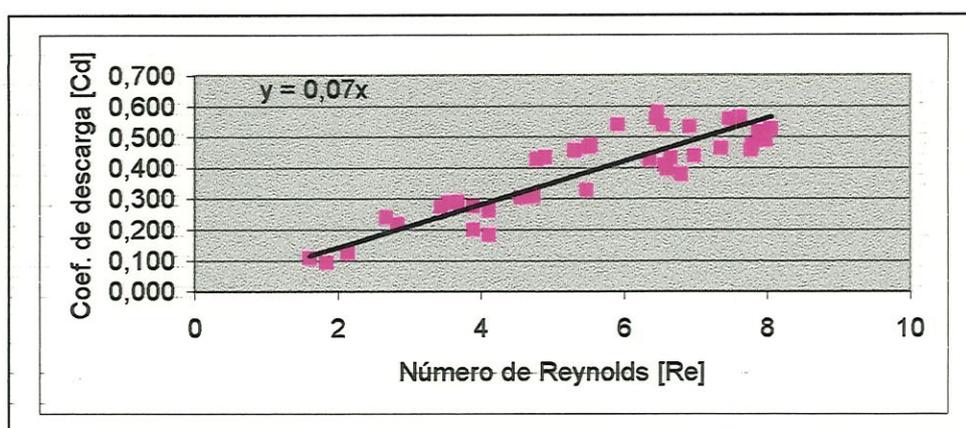


FIGURA 05.07 C_d x Re (linearização do coeficiente de descarga).

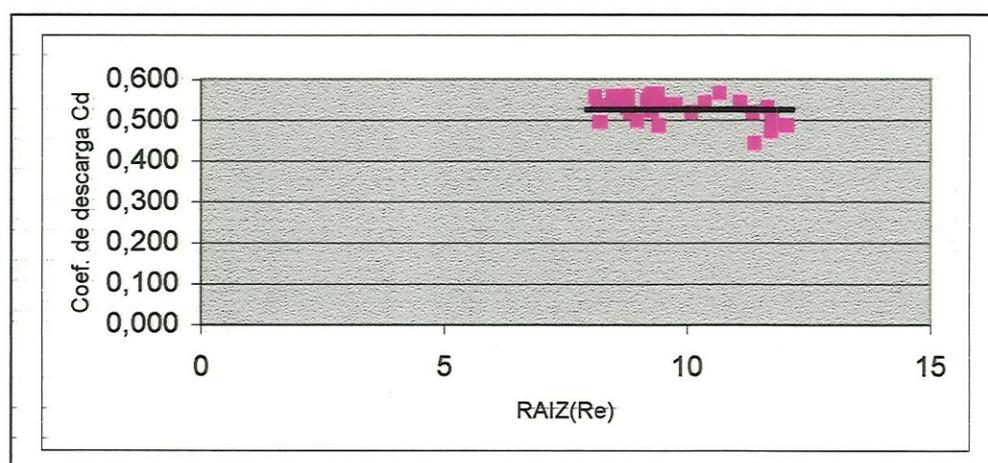


FIGURA 05.08 Coeficiente de descarga, C_d x \sqrt{Re} no trecho considerado constante.

O gráfico na forma esquemática é mostrado na figura 05.09.

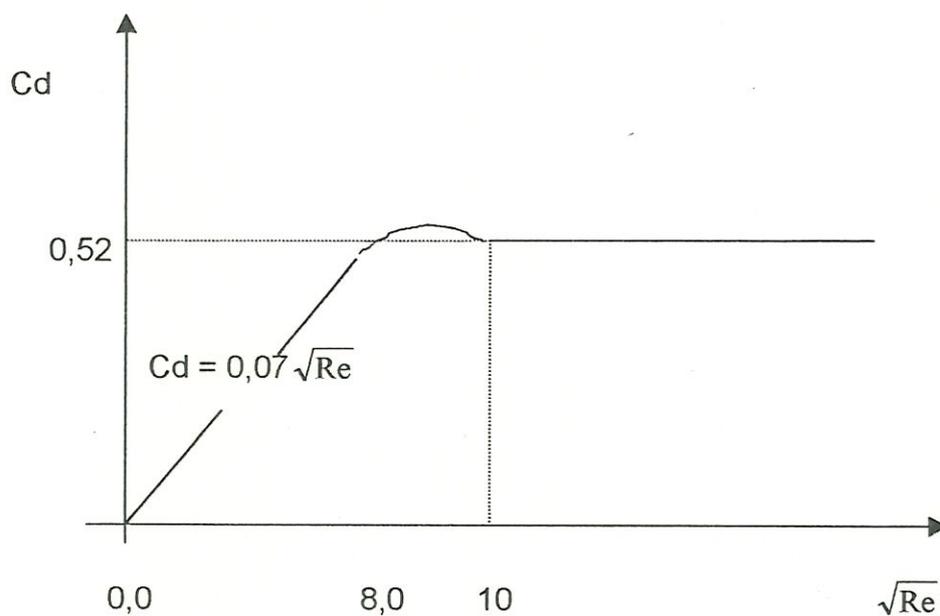


FIGURA 05.09 Gráfico esquemático da dependência do C_d em função do \sqrt{Re} .

Tendo todos os parâmetros já definidos, como: coeficientes de descarga C_d , área da interseção dos orifícios, modelo de vazão de orifícios chaveados e modelos teóricos das curvas características da servoválvula, podem-se substituir os valores numéricos obtidos no modelo teórico para se fazer as comparações dos resultados obtidos por BROWN et al. (1988) e SERIKAWA (1992) e analisá-las.

06. ANÁLISE DO MODELO DA SERVOVÁLVULA

6.1. Generalidades

No capítulo anterior, foi visto que, no caso do escoamento pulsado através dos orifícios circulares chaveados, o coeficiente de descarga C_d teve aproximadamente a forma linear, para números de Reynolds considerados pequenos.

Durante a operação da servoválvula rotacional pulsada, a vazão que passa através do orifício chaveado sempre vai ter um comportamento turbulento, mesmo com o baixos números de Reynolds, o que não acontece necessariamente com o orifício não chaveado, pois, no caso de escoamentos com número de Reynolds baixo, pode ocorrer um escoamento laminar.

Quando o atuador acionado pela servoválvula circula em alta vazão, a pressão P_L é bem menor que P_S e o fluxo que passa através do orifício chaveado também é grande. Neste caso, o coeficiente de descarga é constante, com $C_d = 0,52$, sendo menor que no caso do escoamento não chaveado, o qual segundo MERRIT (1967), fica me torno de 0,61. Entretanto à medida que a pressão de carga P_L fica próxima da P_S , o fluxo que passa pelo orifício diminui e o escoamento passa a depender do número de Reynolds. Portanto de acordo com os dados experimentais,

quando $\sqrt{Re} < 8,0$, o coeficiente de descarga C_d deixa de ser constante e varia em função do número de Reynolds:

$$C_d = 0,07 \cdot \sqrt{Re}. \quad 06.01$$

Esta condição vai ocorrer quando o atuador encontra uma resistência da carga cuja pressão necessária está próxima da pressão de alimentação, ou, à medida que o coeficiente de controle α vai diminuindo, as pressões P_A e P_B vão ficando próximas e a pressão P_L diminui; conseqüentemente, a vazão Q_L também vai diminuir. Essas pressões podem ser vistas na figura 06.01.

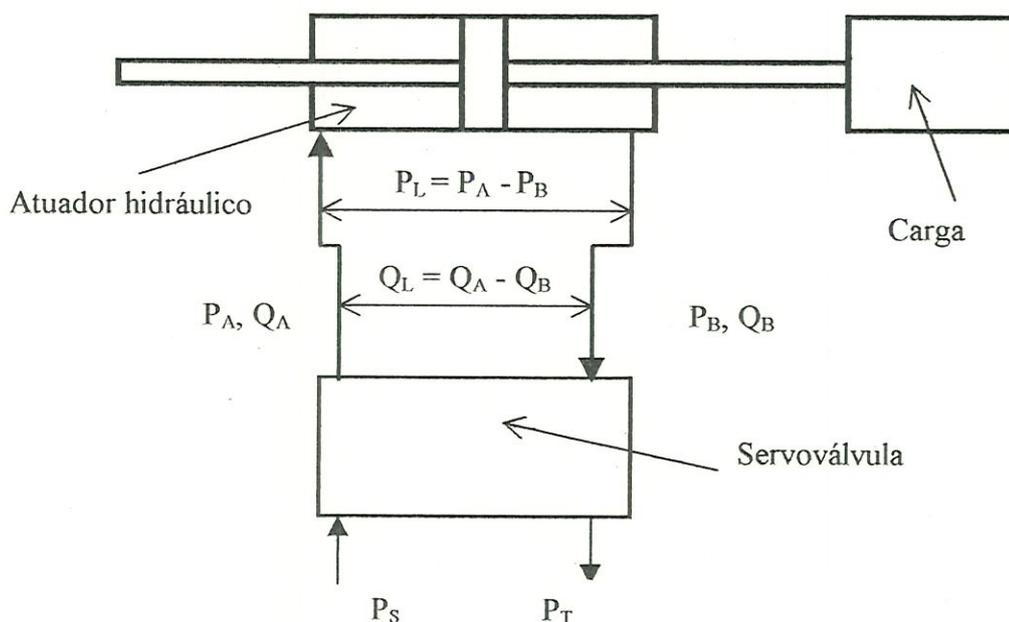


FIGURA 06.01 Ilustração de um servomecanismo eletrohidráulico.

Pela definição dada no capítulo 3, da equação 03.12 a 03.14, tem-se:

$$P_L \equiv P_A - P_B. \quad 06.02$$

Quando $P_L \equiv P_s$,

$$P_A = \frac{P_S + P_L}{2} \cong \frac{2P_S}{2} \cong P_S, \quad 06.03$$

$$P_B = \frac{P_S - P_L}{2} \cong 0; \quad 06.04$$

logo,

$$P_S \cong P_L \cong P_A, \quad 06.05$$

onde:

P_L – pressão na carga;

P_A – pressão na câmara A do atuador;

P_B – pressão na câmara B do atuador e

P_S – pressão de alimentação da servoválvula.

Ou quando $P_A \cong P_B$, segundo a equação 06.02:

$$P_L \cong 0. \quad 06.06$$

Portanto, a vazão também é praticamente nula ($Q_L \cong 0$). Estes valores são próximos da origem, que é considerada a região de maior utilização das servoválvulas durante as operações dos sistemas de controle.

6.2. Substituições de Dados

a) Orifício chaveado

Dependendo do valor do número de Reynolds, o modelo para o cálculo de vazão varia. Para o orifício circular chaveado, foi demonstrado que para $\sqrt{\text{Re}} > 8$, a vazão é dada por:

$$Q = Cd \cdot A_T \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)}, \quad 06.07$$

onde, A_T é definida segundo a equação 04.62, dada por:

$$A_T = k \frac{A(\alpha) \cdot 2 \cdot d}{(1 + \alpha) \pi D} \quad 06.08$$

Logo, substituindo-se na expressão 06.07, tem-se:

$$Q(\alpha) = k \cdot Cd \cdot \frac{A(\alpha) \cdot 2d}{(1 + \alpha) \pi D} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad 06.09$$

Da expressão do número de Reynolds abaixo de $\sqrt{\text{Re}} < 8$, substituindo-se as equações 04.52 em 06.01, tem-se:

$$\text{Re} = \rho \frac{Q d}{A \mu} \Rightarrow \sqrt{\text{Re}} = \sqrt{\rho \frac{Q d}{A \mu}} \quad 06.10$$

utilizando-se δ em lugar de 0,07,

$$Cd = \delta \sqrt{\text{Re}} \Rightarrow Cd = \delta \sqrt{\rho \frac{Q d}{A \mu}} \quad 06.11$$

substituindo-se as equações 06.11 e 06.08 na equação 06.02, tem-se:

$$Q = \frac{2k\delta^2 d^2 \cdot A(\alpha)}{\mu \pi D (1 + \alpha)} (P_1 - P_2), \quad 06.12$$

onde:

k - quantidade de furo existente no disco de chaveamento;

$(P_1 - P_2)$ - diferencial de pressão entre os orifícios de chaveamento;

A_T - área de interseção total média de um ciclo;

$A(\alpha)$ - área média da interseção;

d - diâmetro do orifício;

D - diâmetro entre centros dos orifícios no disco;

μ - viscosidade do óleo e

δ - coeficiente linear.

b) Servoválvula

Para o caso da servoválvula, consideram-se dois casos:

b1) para $\sqrt{\text{Re}} > 8$

Com base nas equações 03.07 e 06.09, tem-se:

$$Q_L(\alpha) = kCd \cdot \frac{A(\alpha)2d}{(1+\alpha)\pi D} \left[\alpha \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_S - P_A)} - (1-\alpha) \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_S - P_B)} \right]. \quad 06.13$$

Fazendo-se as substituições referentes às definições dadas nas equações 03.13 e 03.14 do capítulo 3, na equação 06.13:

$$P_A = \frac{P_S + P_L}{2} \qquad P_B = \frac{P_S - P_L}{2}, \quad 06.14$$

obtêm-se as equações das curvas características da servoválvula:

$$Q_L(\alpha) = kCd \cdot \frac{A(\alpha)2d}{(1+\alpha)\pi D} \left[\alpha \sqrt{\frac{1}{\rho}(P_S - P_L)} - (1-\alpha) \sqrt{\frac{1}{\rho}(P_S + P_L)} \right]. \quad 06.15$$

Dividindo-se a equação 06.15 pela $Q_{L\max}$, isto é, admitindo-se $\alpha = 1$ na mesma equação, obtêm-se as equações das curvas características na forma adimensional:

$$\frac{Q_L(\alpha)}{Q_{L\max}} = \left(\frac{2}{1+\alpha} \right) \left[\alpha \sqrt{1 - \frac{P_L}{P_S}} - (1-\alpha) \sqrt{1 + \frac{P_L}{P_S}} \right], \quad 06.16$$

que são similares às curvas dadas na equação 03.23.

b2) para $\sqrt{\text{Re}} < 8$

Partindo-se da equação 03.09 e utilizando-se a equação 06.12, tem-se:

$$Q_L(\alpha) = k \frac{2\delta^2}{\mu} \cdot \frac{A(\alpha)d^2}{(1+\alpha)\pi D} [\alpha(P_S - P_A) - (1-\alpha)(P_S - P_B)]. \quad 06.17$$

Fazendo-se as mesmas substituições das expressões 06.14 em 06.17, obtêm-se as equações das curvas características:

$$Q_L(\alpha) = k \frac{\delta^2}{\mu} \cdot \frac{A(\alpha) d^2}{(1+\alpha)\pi D} [\alpha(P_s - P_L) - (1-\alpha)(P_s + P_L)] \quad 06.18$$

A vazão máxima é dada quando $\alpha = 1$ e $P_L \cong 0$, pela expressão:

$$Q_{\max} = k \frac{\delta^2}{\mu} \cdot \frac{A(\alpha) d^2}{2\pi D} P_s \quad 06.19$$

Dividindo-se a expressão 06.18 por 06.19, obtêm-se as expressões de vazão x pressão adimensionais.

$$\frac{Q(\alpha)}{Q_{\max}} = \left(\frac{2}{1+\alpha} \right) \left[\alpha \left(1 - \frac{P_L}{P_s} \right) - (1-\alpha) \left(1 + \frac{P_L}{P_s} \right) \right] \quad 06.20$$

6.3 Gráficos Comparativos

Para fazerem-se as comparações entre as equações características com $\sqrt{\text{Re}} > 8$ e $\sqrt{\text{Re}} < 8$ foram realizadas as simulações com as expressões 06.15 e 06.18.

No caso da expressão 06.13, ou seja;

$$Q_L(\alpha) = kCd \cdot \frac{A(\alpha) 2d}{(1+\alpha)\pi D} \left[\alpha \sqrt{\frac{1}{\rho}(P_s - P_L)} - (1-\alpha) \sqrt{\frac{1}{\rho}(P_s + P_L)} \right],$$

multiplicando-se por P_s/P_s as expressões dentro das raízes com $P_s \neq 0,0$, isolando-se e colocando-se em evidência a expressão $\sqrt{\left(\frac{P_s}{\rho}\right)}$ e fazendo-se as simplificações necessárias, tem-se:

$$Q_L(\alpha) = kCd \cdot \frac{A(\alpha)2d}{(1+\alpha)\pi D} \sqrt{\frac{P_s}{\rho}} \left[\alpha \sqrt{\left(1 - \frac{P_L}{P_s}\right)} - (1-\alpha) \sqrt{\left(1 + \frac{P_L}{P_s}\right)} \right] \quad 06.21$$

Fazendo-se os mesmos procedimento para a expressão 06.18, ou seja:

$$Q_L(\alpha) = 2k \frac{\delta^2}{\mu} \cdot \frac{A(\alpha)d^2}{(1+\alpha)\pi D} [\alpha(P_s - P_L) - (1-\alpha)(P_s + P_L)],$$

multiplicando-se a expressão por P_s/P_s , simplificando-se tem-se:

$$Q_L(\alpha) = 2k \frac{\delta^2}{\mu} \cdot \frac{A(\alpha)d^2}{(1+\alpha)\pi D} P_s \left[\alpha \left(1 - \frac{P_L}{P_s}\right) - (1-\alpha) \left(1 + \frac{P_L}{P_s}\right) \right]. \quad 06.22$$

Para simulação, foram adotados como exemplo os valores de:

- $k = 10$ (total de orifícios existentes no disco do rotor);
- $\delta = 0,07$ (coeficiente de fluxo linear para o orifício circular chaveado);
- $\rho = 851 \text{ kg/m}^3$ (massa específica do óleo hidráulico);
- $\mu = 4,0 \cdot 10^{-1} \text{ kg/m.s}$ (viscosidade absoluta do óleo hidráulico);
- $A(\alpha) = 7,07 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ (área média do orifício chaveado para $\alpha = 1,0$);
- $d = 3,0 \text{ mm}$ (diâmetro do orifício de chaveamento);
- $D = 6,0 \cdot 10^{-2} \text{ m}$ (diâmetro entre os centros dos orifícios de chaveamento);

- α - variando de 1,0 a 0,5 (coeficiente de controle);
- $C_d = 0,52$ (coeficiente de descarga);
- $P_s = 1,0 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$ (valor adotado para a pressão de alimentação) e
- P_L/P_s variando de 0 a 1,0 (variações das pressões relativas).

Substituindo-se os valores, tem-se:

a) na equação 06.21:

$$Q_L(\alpha) = 10 \cdot 0,52 \cdot \frac{7,07 \cdot 10^{-6} \cdot 3,0 \cdot 10^{-3} \cdot 2}{(1+\alpha)\pi \cdot 6,0 \cdot 10^{-2}} \sqrt{\frac{1 \cdot 10^6}{851}} \left[\alpha \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{P_L}{P_s}\right)} - (1-\alpha) \sqrt{\left(1 + \frac{P_L}{P_s}\right)} \right],$$

$$Q_L(\alpha) = \frac{4,02 \cdot 10^{-5}}{(1+\alpha)} \left[\alpha \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{P_L}{P_s}\right)} - (1-\alpha) \sqrt{\left(1 + \frac{P_L}{P_s}\right)} \right]; \quad 06.23$$

b) na equação 06.22:

$$Q(\alpha) = 10 \cdot \frac{0,07^2}{4,0 \cdot 10^{-1}} \cdot \frac{7,07 \cdot 10^{-6} (3,0 \cdot 10^{-3})^2}{(1+\alpha)\pi \cdot 6,0 \cdot 10^{-2}} \cdot 1,0 \cdot 10^6 \cdot 2 \left[\alpha \cdot \left(1 - \frac{P_L}{P_s}\right) - (1-\alpha) \left(1 + \frac{P_L}{P_s}\right) \right],$$

$$Q_L(\alpha) = \frac{8,28 \cdot 10^{-5}}{(1+\alpha)} \left[\alpha \cdot \left(1 - \frac{P_L}{P_s}\right) - (1-\alpha) \left(1 + \frac{P_L}{P_s}\right) \right]. \quad 06.24$$

Lançando-se as equações 06.23 e 06.24 no mesmo diagrama, tem-se o resultado mostrado nas figuras 06.02 a 06.04; sendo:

- a Seqüência 1 – para $\sqrt{\text{Re}} > 8,0$;

- a Seqüência 2 – para $\sqrt{\text{Re}} < 8,0$.

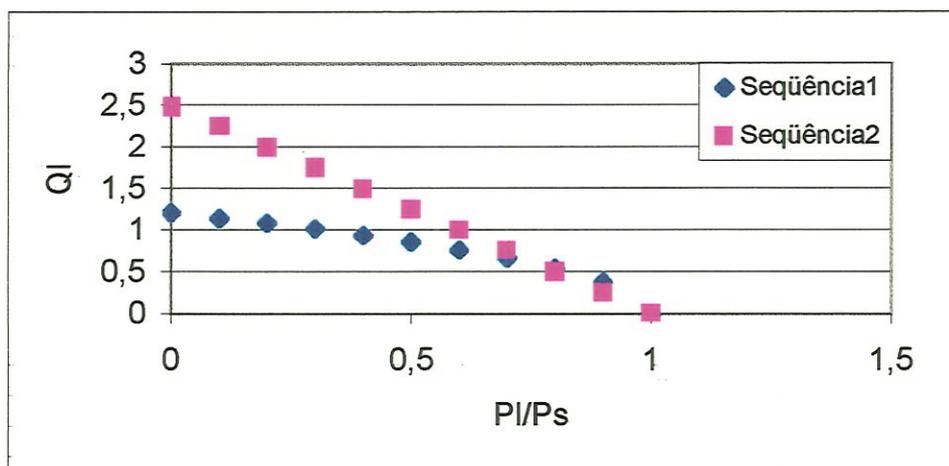


FIGURA 06.02 $Q_L \times P_L/P_s$ para de $\sqrt{Re} < 8,0$ e $\sqrt{Re} > 8,0$ para $\alpha = 1,0$.

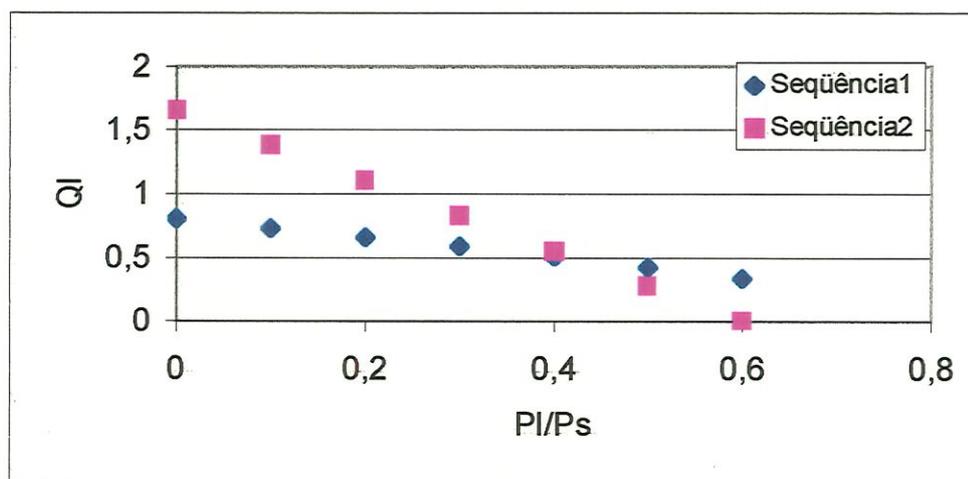


FIGURA 06.03 $Q_L \times P_L/P_s$ para $\sqrt{Re} < 8,0$ e $\sqrt{Re} > 8,0$ para $\alpha = 0,8$.

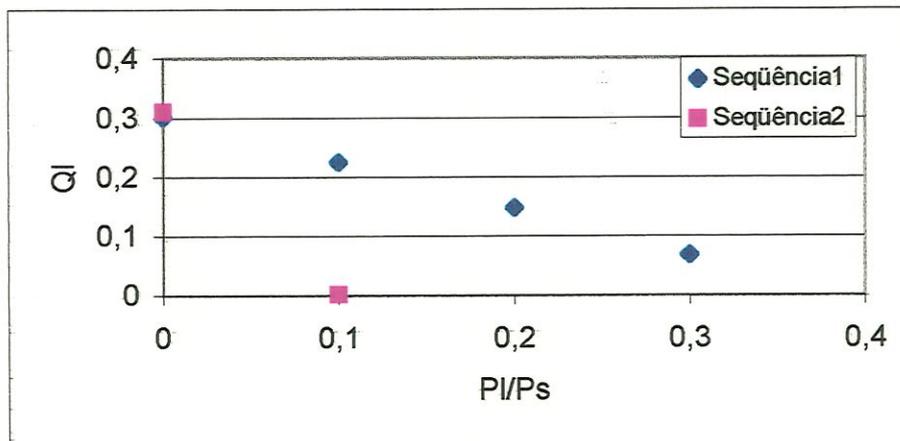


FIGURA 06.04 $Q_L \times P_L/P_s$ para $\sqrt{Re} < 8,0$ e $\sqrt{Re} > 8,0$ para $\alpha = 0,6$.

Seguindo o mesmo procedimento com as equações adimensionais 06.16 e 06.20, obtêm-se os gráficos dados nas figuras 06.05 a 04.07.

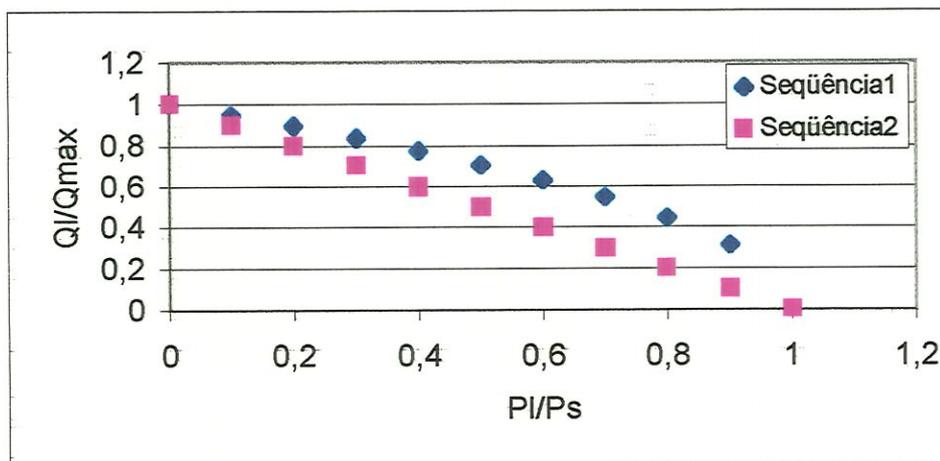


FIGURA 06.05 $Q_L/Q_{max} \times P_L/P_s$ para $\sqrt{Re} < 8,0$ e $\sqrt{Re} > 8,0$ para $\alpha = 1,0$.

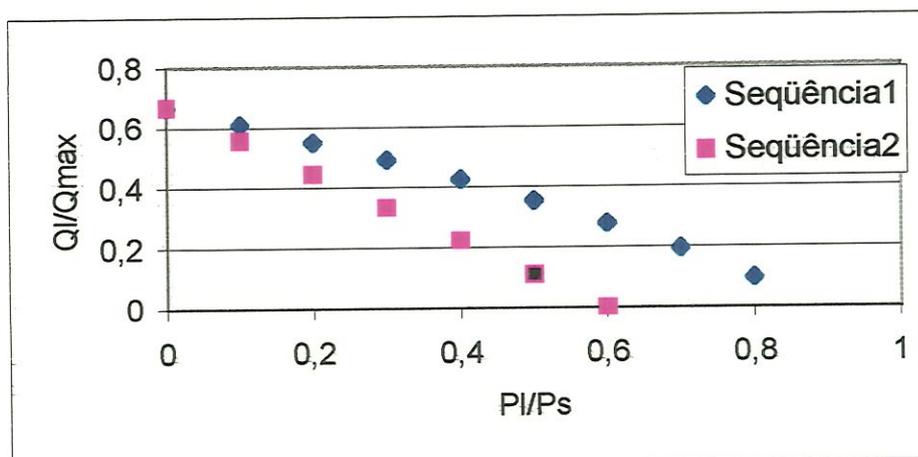


FIGURA 06.06 $Q_L/Q_{max} \times P_L/P_S$ para $\sqrt{Re} < 8,0$ e $\sqrt{Re} > 8,0$ para $\alpha = 0,8$.

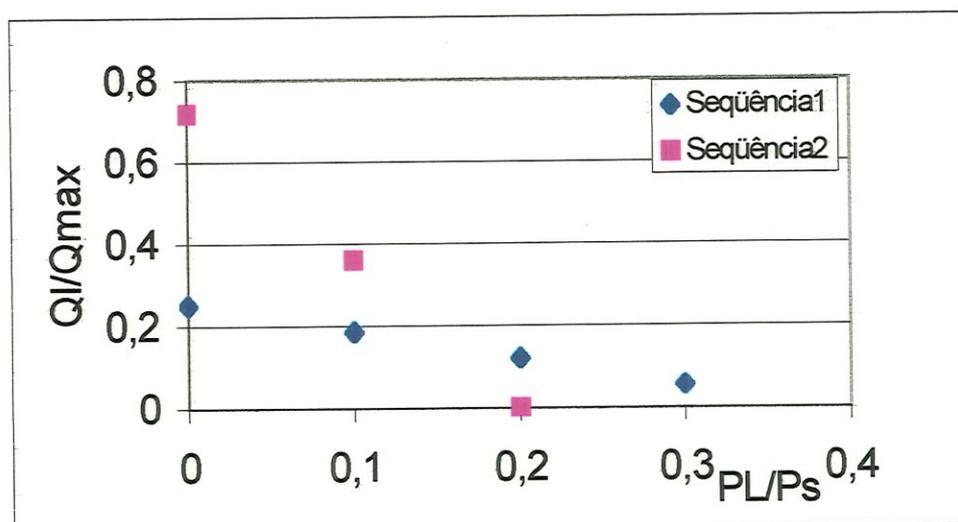


FIGURA 06.07 $Q_L/Q_{max} \times P_L/P_S$ para $\sqrt{Re} < 8,0$ e $\sqrt{Re} > 8,0$ para $\alpha = 0,6$.

Observando-se os gráficos das figuras de 06.02 a 06.07, pode-se verificar que:

- no escoamento, quando $\sqrt{Re} < 8,0$, as curvas características de vazão x pressão são sempre lineares, para quaisquer valores de α ;
- para o mesmo ponto de operação, a vazão calculada segundo a equação 06.24 para $\sqrt{Re} < 8,0$ é maior que a vazão (equação 06.23) para $\sqrt{Re} > 8,0$ para a vazão considerada grande, e acontece o inverso quando a vazão fica próxima de zero;
- quanto menor o valor de α ($0,5 < \alpha < 1,0$), considerando-se no mesmo ponto de operação, maior será a diferença de vazão entre $\sqrt{Re} < 8,0$ e $\sqrt{Re} > 8,0$;
- observando-se os gráficos adimensionais (a relação de vazões em função da relação de pressões para o caso de $\sqrt{Re} < 8,0$), as vazões são sempre menores que $\sqrt{Re} > 8,0$, exceto para as máximas vazões e
- outro ponto a ser observado nas equações 06.09 e 06.12 é que as pequenas variações do C_d não trazem grande variações nas vazões, enquanto que uma pequena variação de coeficiente δ o consegue. Isto porque o termo δ é elevado ao expoente dois.

6.4. Análises dos Gráficos

Nas equações deduzidas a partir das análises dos resultados obtidos

durante os ensaios de fluxos de vazão com variações de pressão, (tabela 05.02), para o número de Reynolds abaixo de 65, as curvas características de pressão x vazão apresentam aproximadamente a de forma linear, (equação 06.20) e, para Reynolds acima de 65, elas se originaram da equação 06.16.

Lançando-se os resultados práticos obtidos no gráfico da forma adimensional (figura 06.08), tem-se que, no trecho onde $0,75 < P_L/P_s < 1,0$, as distribuições dos pontos referentes aos dados práticos são aproximadamente lineares e, abaixo desses valores, o diagrama passa a ser uma parábola. Se a seção de passagem do fluxo for diminuída, utilizando-se os mesmos dados de entrada, isto é, o coeficiente de controle α menor que uma unidade, o gráfico das curvas características se desloca para baixo. E vai aumentando a região linear, porque, à medida que a pressão P_L vai diminuindo, a vazão torna-se menor e também o número de Reynolds decresce, ficando próximo a 65.

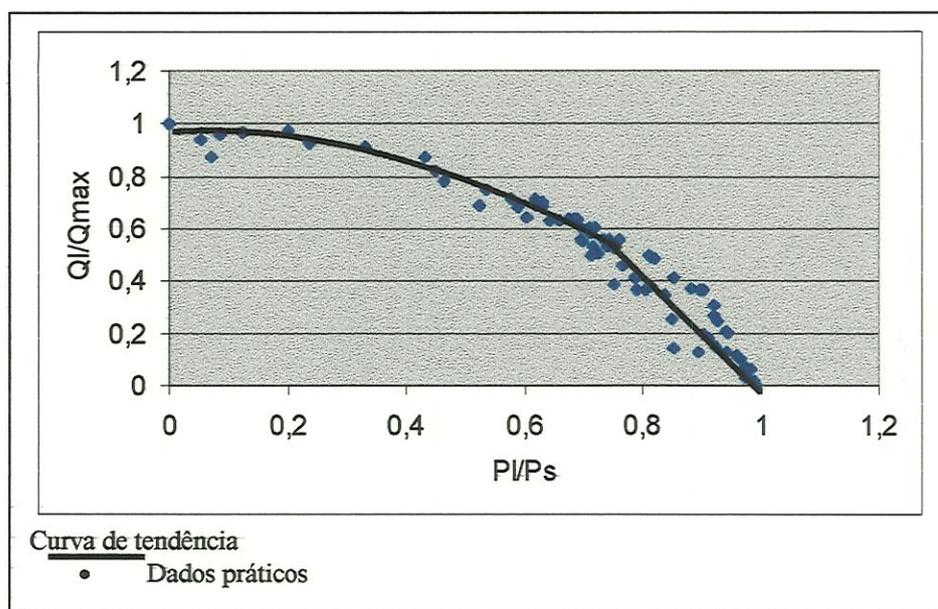


FIGURA 06.08 Curvas características de pressão x vazão.

Para o caso dos resultados apresentados nos ensaios da servoválvula realizados por BROWN et al. (1988) & SERIKAWA (1992), conforme as (figuras 03.11 e 03.12), verifica-se que, à medida que o valor do coeficiente de controle α vai diminuindo, os dados dos ensaios sofrem maiores desvios das curvas teóricas dadas.

A explicação de BROWN et al. (1988) é que esse deslocamento é originado da cavitação que ocorre dentro da servoválvula, em consequência da grande variação de pressão causada durante a alta freqüência de chaveamento. Entretanto, o modelamento a partir dos dados obtidos nos ensaios mostra que o fluxo de vazão diminui, como é de se esperar, à medida que o diferencial de pressão nos orifícios de chaveamento vai diminuindo, independentemente da velocidade de chaveamento. Portanto mesmo que a cavitação tenha certa influência nos desvios dos resultados com relação à curva teórica adotada, é importante considerar que o coeficiente de descarga C_d , num escoamento chaveado, também sofre uma variação em função do número de Reynolds, para uma vazão considerada baixa, conforme foi visto nos dados obtidos dos ensaios. Entretanto para vazões maiores, o coeficiente de descarga C_d sofre uma saturação, permanecendo constante.

A variação do coeficiente de descarga, C_d , não tinha sido considerada no caso das deduções das curvas características de pressão x vazão dos modelos de servoválvulas; só mais recentemente, SUEMATSU et al. (1993) fizeram um comentário sobre ela (figura 02.21).

6.5. Ensaio Complementares

Foram realizados outros tipos de ensaios para fornecer mais subsídios ao estudo e aperfeiçoamento do desempenho da servoválvula. Portanto para cada pressão de alimentação da bomba hidráulica, foram

Pressão P = 10 ⁵ . [Pa]	38	38	38	38	38	38
Rotação n [rpm]	361	361	361	361	361	361
Volume V[L]	1	1	1	1	1	1
Tempo t [s]	13"75	12"52	13"27	12"71	13"73	15"78
Vazão Q [L/min]	4,36	4,79	4,52	4,72	4,37	3,80
Vazão Qmed [L/min]						4,43

Pressão P = 10 ⁵ . [Pa]	43,5	43,5	43,5	43,5	43,5	43,5	43,5	43,5
Rotação n [rpm]	181	181	181	542	542	904	904	904
Volume V[L]	1	1	1	1	1	1	1	1
Tempo t [s]	9"45	8"75	9"17	12"21	11"76	12"02	12"18	11"40
Vazão Q [L/min]	6,35	6,68	6,54	4,92	5,1	4,99	4,93	5,26
Vazão Qmed [L/min]			6,58		5,0			5,06

Pressão P = 10 ⁵ . [Pa]	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5
Rotação n [rpm]	904	1084	1084	1265	1265	1446	1446	1590	1590
Volume V[L]	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Tempo t [s]	44"80	43"67	44"68	42"67	40"87	52"28	46"46	54"46	56"94
Vazão Q [L/min]	1,34	1,37	1,36	1,41	1,47	1,15	1,29	1,10	1,05
Vazão Qmed [L/min]	1,34		1,37		1,44		1,22		1,08

Pressão P = 10 ⁵ . [Pa]	14,2	13,2	12,5	12,5	12	12	12	12	12	12
Rotação n [rpm]	217	181	181	361	361	542	542	722	722	904
Volume V[L]	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Tempo t [s]	33"0	27"5	29"6	44"	44"6	43"8	46"7	50"0	49"0	40"3
	5	1	1		3	6	4	8	0	3
Vazão Q [L/min]	1,82	2,18	2,03	1,36	1,34	1,37	1,28	1,20	1,22	1,49
Vazão Qmed [L/min]	1,82		2,10		1,35		1,31		1,21	1,50

Pressão P = 10 ⁵ . [Pa]	18,8	18,8	18,8	18,8	18,8	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5
Rotação n [rpm]	542	542	722	722	722	1265	1265	1446	1446	1572	1572
Volume V[L]	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Tempo t [s]	42"4	36,8	38"0	37"9	39"0	31"1	28"8	34"5	34"2	41"3	36"1
	4	1	4	2	4	2	9	7	3	0	6
Vazão Q [L/min]	1,41	1,63	1,58	1,58	1,54	1,93	2,07	1,74	1,75	1,45	1,65
Vazão Qmed [L/min]		1,51			1,54		1,97		1,75		1,55

Pressão P = 10^5 . [Pa]	18	18	18	18	18	18	18	18	18	18	18
Rotação n [rpm]	181	181	542	722	904	904	904	1084	1084	1084	1084
Volume V[L]	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Tempo t [s]	29"59	23"21	40"51	41"50	31"88	32"51	34"41	30"44	29"68	29"37	29"37
Vazão Q [L/min]	2,03	2,59	1,48	1,45	1,88	1,85	1,74	1,97	2,02	2,04	2,04
Vazão Qmed [L/min]		2,27	1,48	1,45			1,82				2,01

Pressão P = 10^5 . [Pa]	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19
Rotação n [rpm]	181	181	181	361	361	542	542	542	542	542	542
Volume V[L]	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Tempo t [s]	27"28	29"43	28"32	38"57	37"50	40"31	40"16	39"76	37"93	37"93	37"93
Vazão Q [L/min]	2,20	2,04	2,12	1,56	1,60	1,55	1,49	1,51	1,58	1,58	1,58
Vazão Qmed [L/min]			2,12			1,57					1,53

Pressão P = 10^5 . [Pa]	24,5	24,5	24,2	24,2	25	25	25	25	24,2	24,2	24,2
Rotação n [rpm]	904	904	1084	1084	1084	1265	1265	1446	1446	1608	1608
Volume V[L]	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Tempo t [s]	25"1	23"9	23"8	21"8	23"9	22"1	20"8	26"4	25"6	31"6	28"7
	9	5	2	4	4	6	7	7	2	0	7
Vazão Q [L/min]	2,38	2,54	2,52	2,74	2,51	2,71	2,87	2,27	2,34	1,90	2,09
Vazão Qmed [L/min]		2,44			2,59		2,79		2,31		2,00

Pressão P = 10^5 . [Pa]	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Rotação n [rpm]	361	361	542	542	722	722	904	904	1084	1084	1084
Volume V[L]	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Tempo t [s]	14"7	14"4	17"8	16"3	20"0	17"4	20"8	26"4	25"6	31"6	28"7
	4	7	5	0	6	3	7	7	2	0	7
Vazão Q [L/min]	4,07	4,15	3,36	3,69	2,99	3,44	2,89	2,27	2,34	1,90	2,09
Vazão Qmed [L/min]		4,11		3,52		3,22		2,58			2,11

Mais alguns dados obtidos durante os ensaios são dados na tabelas 06.02 abaixo:

TABELA 06.02 Valores obtidos e calculados do ensaios: pressão, rotação e vazão.

Rotação	Pb	Vazão	Rotação	Pb	Vazão
rpm	10 ⁵ . [Pa]	L/min	rpm	10 ⁵ . [Pa]	L/min
156	8	0,95	912	39	5,39
181	12,5	2,03	924	23,8	3,27
181	13,2	2,18	924	20	2,74
181	18	2,27	924	7,5	1,02
181	19	2,12	930	15,2	2,07
181	43,5	6,52	930	17,5	1,81
216	8,6	0,85	936	11,2	1,33
217	14,2	1,82	942	10,2	1,57
228	7,9	0,9	948	7,7	1,12
276	11,2	1,37	1080	39	5,61
288	26,5	3,72	1084	12	1,55
300	27,8	3,54	1084	12,5	1,37
324	7,5	0,93	1084	18	2,01
348	39	5,6	1084	24,2	2,63
360	27,8	3,48	1084	25	2,51
361	8,5	0,87	1084	30	2,11
361	12	1,35	1092	24	3,03
361	12,5	1,36	1104	20	2,66
361	19	1,57	1104	7,3	0,94

361	30	4,11	1111	16	0,86
361	38	4,43	1113	26,5	2,84
372	7,5	1,08	1122	7,5	1,1
378	11,5	1,02	1128	10,2	1,48
384	26,4	3,25	1128	15,2	2,01
390	17,2	2,33	1128	11,2	1,42
396	7,8	0,74	1134	17,2	1,95
402	10,2	1,43	1140	27,3	3,2
426	27,5	3,72	1265	8	1,05
516	23	4,15	1265	12	1,55
540	20	3,44	1265	12,5	1,44
542	8,4	0,53	1265	18,5	1,97
542	12	1,31	1265	25	2,79
542	18	1,48	1265	32	3,47
542	18,8	1,51	1278	24	3,07
542	19	1,53	1287	26,5	3,05
542	30	3,52	1289	11,2	1,43
542	32	3,71	1290	39	5,38
542	34	3,81	1296	20	2,73
542	43,5	5,01	1296	15	2,18
552	39	5,67	1302	17	2,18
569	12,1	1,54	1314	7,5	1,35
570	27,3	3,32	1314	10,2	1,73
570	15	2,39	1320	7,3	0,95
576	10,2	1,34	1428	27	3,61
576	17,5	1,79	1440	26,8	3,2
582	7,8	0,83	1446	12,5	1,22
585	26,4	2,98	1446	16	0,85
600	11,5	1,1	1446	18,5	1,75
606	7,8	0,92	1446	25	2,31
722	8,1	0,86	1452	39	5,64
722	12	1,21	1464	17,3	1,79
722	16	1,27	1482	23,5	3,47
722	18	1,45	1482	11,4	1,15
722	18,8	1,54	1488	7,5	1,4
722	30	3,22	1488	15	2,32
722	32	3,06	1488	7,3	0,68
732	27,4	2,72	1494	20	3,14
735	26,4	2,53	1500	10,2	1,62
738	24	2,97	1536	12	1,42
738	15,7	1,49	1572	16	1,07
738	7,6	0,73	1572	18,5	1,55
744	39	4,8	1572	32	2,58
744	20	2,4	1584	27	3,72
750	18	1,27	1590	12,5	1,08
756	7,8	0,69	1608	25	2
756	11,5	0,86	1626	39	5,03
762	10,5	0,99	1626	23,5	3,27
900	27,4	3,24	1626	27	3,06

904	8	1,09	1644	17,6	1,49
904	12	1,72	1650	20	2,96
904	12	1,5	1656	7,3	0,73
904	12,5	1,34	1662	8	1
904	18	1,82	1662	11,4	0,96
904	24,5	2,44	1668	15	2,17
904	30	2,58	1680	10,2	1,42
904	43,5	5,06	1692	7,5	1,07

Os valores, expressos graficamente, podem ser vistos nas figuras 06.09 a 06.11

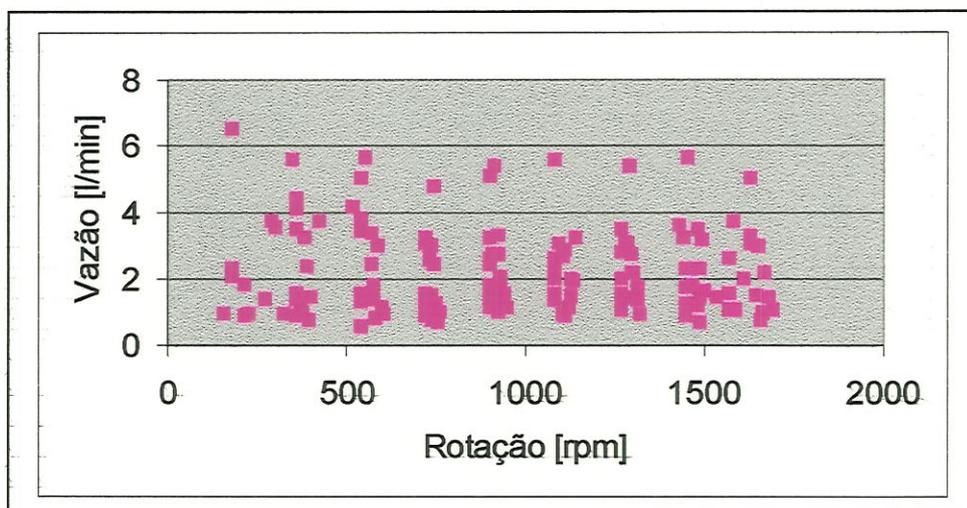


FIGURA 06.09 Vazão [litros/min] x rotação [rpm].

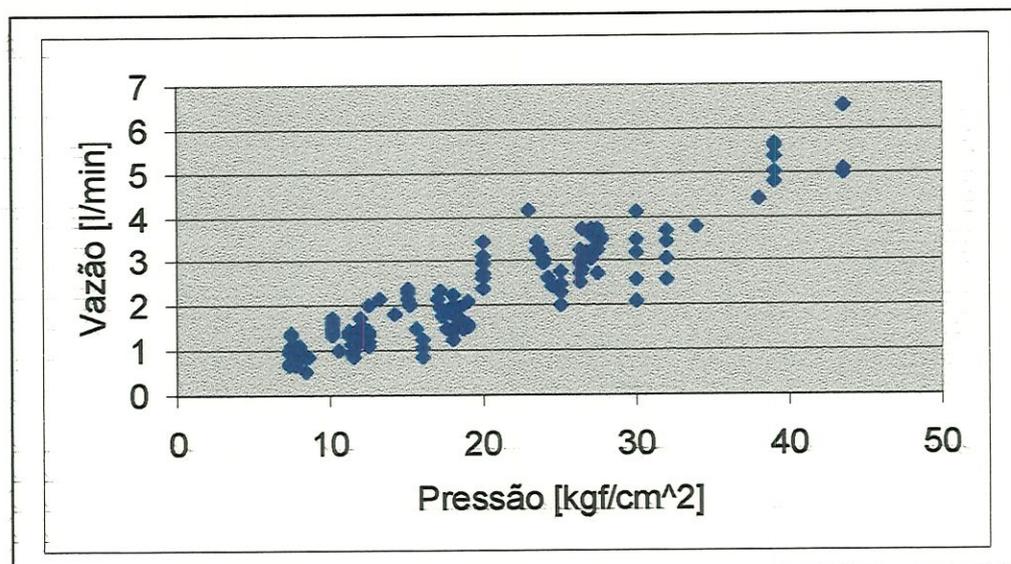


FIGURA 06.10 Variação de vazão em função da variação de pressão.

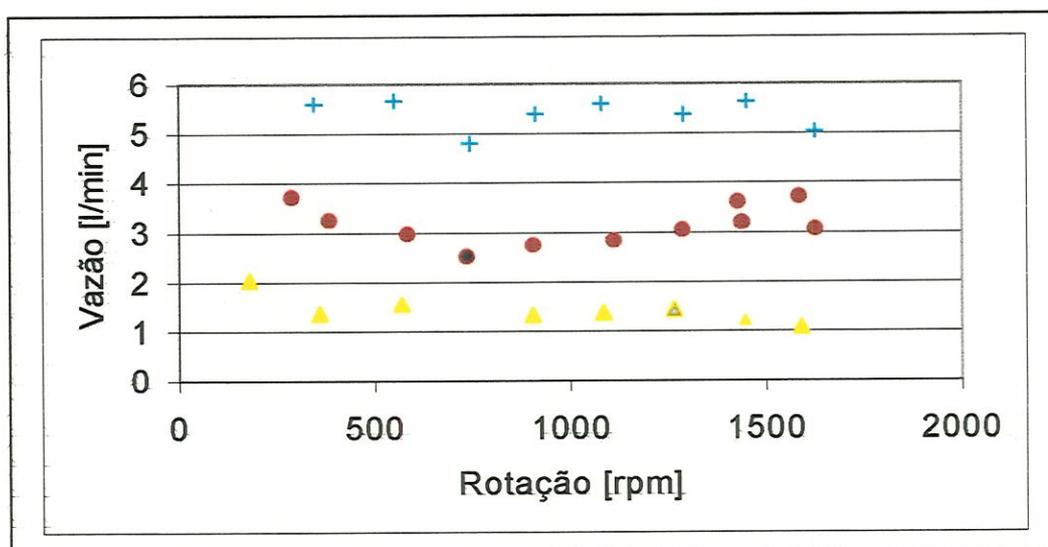


Gráfico inferior – pressão de 12 kgf/cm²;
 Gráfico intermediário – pressão de 26,5 kgf.cm²;
 Gráfico superior – pressão de 38 kgf/cm².

FIGURA 06.11 Variação de vazão em função da rotação para pressão constante.

Na figura 06.08 (vazão x rotação), as linhas verticais indicam a variação de vazão em função da variação da pressão de alimentação. Apesar da dispersão dos pontos, pode-se observar que a vazão mantém uma certa linearidade com relação à variação de pressão para uma mesma rotação. Fixada uma determinada rotação, (figura 06.09), pode-se perceber, com maior clareza, a faixa de variação da vazão em função da variação de rotação. E na figura 06.10, mostram-se as características de vazão em função da rotação (frequência de chaveamento) para uma determinada pressão de alimentação.

A variação de vazão é baixa numa determinada faixa de velocidade de chaveamento, mudando-se apenas em função da pressão. Pode-se concluir que, para uma determinada faixa de frequência de chaveamento, a vazão é praticamente constante. E as pequenas flutuações que ocorrem nas vazões, provavelmente, são provocadas pela cavitação e pelas variações de pressões geradas pelas ondas de choque provocadas pela aceleração inercial do fluido.

7. CONCLUSÕES

O principal objetivo desta Tese foi a obtenção da modelagem matemática do escoamento de óleo hidráulico através de orifícios circulares, com alta frequência de chaveamento. Os resultados de valores do coeficiente de descarga, C_d , e a área de interseção A_T , foram aplicados na obtenção do modelo da servoválvula estudadas por SERIKAWA (1992).

Para a determinação das equações matemáticas do escoamento, foram utilizados os resultados dos dados experimentais de pressão x vazão, apresentados na tabela 05.02 e concluiu-se que: para baixa vazão, $\sqrt{Re} < 8,0$, o coeficiente de descarga C_d comporta-se de forma linear em função do número de Reynolds, conforme se vê na figura 05.07. Para $\sqrt{Re} > 8,0$, adotou-se o valor constante obtido do gráfico da figura 05.08.

Os valores obtidos dos coeficientes de descarga em função do Reynolds são apresentados no capítulo 5, e mostrados na figura 07.01.

O gráfico apresentado tem o comportamento semelhante ao de um orifício circular não chaveado, conforme a figura 04.06. As diferenças estão nos valores do coeficiente linear δ e do coeficiente de descarga C_d , vistos nos dados experimentais obtidos dos ensaios. Para o caso do escoamento não chaveado (o número de Reynolds abaixo do valor para o qual $\sqrt{Re} < 10$), o escoamento é considerado laminar e o coeficiente de descarga é dado em função do Reynolds, conforme a equação $C_d = 0,156 \cdot \sqrt{Re}$,

enquanto que, para $\sqrt{Re} > 10$, o C_d assume um valor constante igual a 0,61.

Para o caso do escoamento chaveado, a variação linear do coeficiente de descarga C_d ocorre para o número de Reynolds entre $0 < \sqrt{Re} < 8,0$, e seu valor dado por:

$$C_d = 0,07 \cdot \sqrt{Re}, \quad 07.01$$

e para $\sqrt{Re} > 8,0$, concluiu-se que o valor do coeficiente de descarga é uma constante dada por:

$$C_d = 0,52. \quad 07.02$$

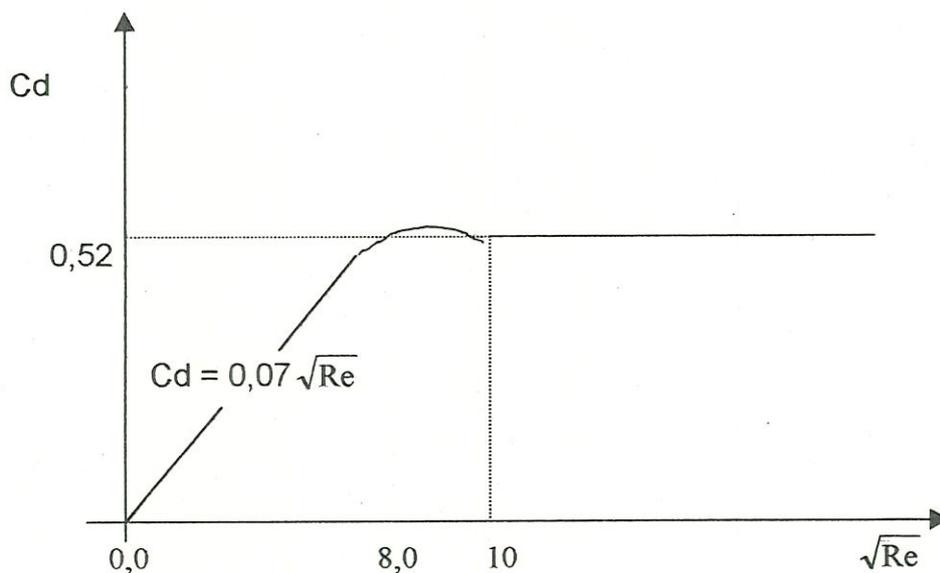


FIGURA 07.01. Gráfico do coeficiente de descarga x número de Reynolds para orifício circular chaveado.

Além da pesquisa do coeficiente de descarga, foi estudado o comportamento da interseção das áreas dos orifícios de passagem do fluxo. De acordo com os estudos realizados no capítulo 4, concluiu-se que a melhor representação da interseção é a área média total (A_T), que é dada

em função do coeficiente de controle α e velocidade do chaveamento (n), conforme a equação 04.40:

$$A_r = k \frac{A(\alpha) \cdot 2d}{(1+\alpha) \pi D} \quad 07.03$$

7.1. Análise dos Modelos

A partir destes resultados, foram apresentados os dois modelos de escoamento chaveado:

a) quando $\sqrt{\text{Re}} < 8,0$,

$$Q(\alpha) = \frac{2k\delta^2 d^2 \cdot A(\alpha)}{\mu \pi D (1+\alpha)} (P_1 - P_2), \quad 07.04$$

b) quando $\sqrt{\text{Re}} > 8,0$,

$$Q(\alpha) = k \cdot C_d \cdot \frac{A(\alpha) \cdot 2d}{(1+\alpha) \pi D} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)}, \quad 07.05$$

Após a obtenção das expressões para a vazão através de orifícios chaveados, os resultados foram aplicados na modelagem da servoválvula rotacional, conforme mostram as equações:

a) quando $\sqrt{\text{Re}} < 8,0$,

a1) a vazão é dada por:

$$Q_L(\alpha) = k \frac{\delta^2}{\mu} \cdot \frac{A(\alpha) d^2}{(1+\alpha) \pi D} [\alpha \cdot (P_s - P_L) - (1-\alpha)(P_s + P_L)] \quad 07.06$$

a2) na forma adimensional:

$$\frac{Q(\alpha)}{Q_{\max}} = \left(\frac{2}{1+\alpha} \right) \left[\alpha \left(1 - \frac{P_L}{P_s} \right) - (1-\alpha) \left(1 + \frac{P_L}{P_s} \right) \right] \quad 07.07$$

b) quando $\sqrt{Re} > 8,0$

b1) a vazão é dada por:

$$Q_L(\alpha) = kCd \cdot \frac{A(\alpha)2d}{(1+\alpha)\pi D} \left[\alpha \sqrt{\frac{1}{\rho}(P_s - P_L)} - (1-\alpha) \sqrt{\frac{1}{\rho}(P_s + P_L)} \right] \quad 07.08$$

b2) na forma adimensional:

$$\frac{Q_L(\alpha)}{Q_{L\max}} = \left(\frac{2}{1+\alpha} \right) \left[\alpha \sqrt{1 - \frac{P_L}{P_s}} - (1-\alpha) \sqrt{1 + \frac{P_L}{P_s}} \right] \quad 07.09$$

O coeficiente de controle $\alpha = 1,0$, substituído nos modelos de servoválvula apresentados nas equações 07.07 e 07.09, juntamente com os resultados experimentais obtidos nos ensaios, foi lançado no gráfico conforme mostra a figura 07.02.

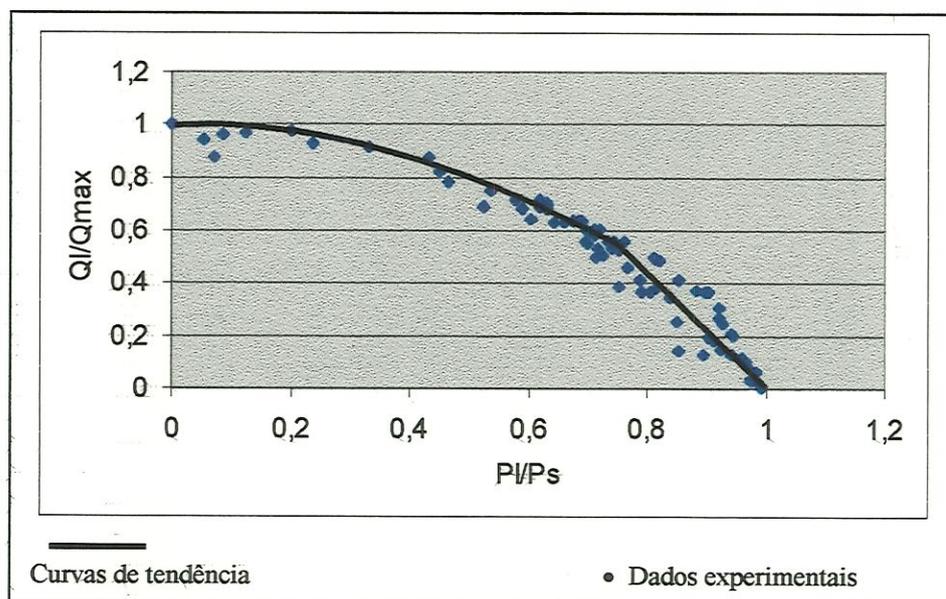


FIGURA 07.02 Curvas de pressão x vazão e resultados experimentais obtidos nos ensaios.

Observando-se o gráfico mostrado na figura 07.02, apesar da dispersão dos resultados em torno do gráfico teórico, é razoável considerar que as curvas características de pressão x vazão são dadas em função de duas equações, 07.07 e 07.09.

A parte linear corresponde às vazões consideradas baixas; isso ocorre quando a pressão P_L se aproxima da P_S ou quando as pressões da câmara A e B vão se aproximando.

Numa operação do sistema de servomecanismo, a maior parte do tempo ocorre o equilíbrio entre as pressões nas câmaras A e B do atuador hidráulico, isto é, a operação ocorre próximo à origem ($Q_L \approx 0,0$ e $P_L \approx 0,0$).

À medida que coeficiente de controle vai diminuindo ($\alpha < 1,0$ até um valor próximo de 0,5), a interseção dos orifícios também vai diminuindo e o gráfico das curvas características vai se aproximando da origem, conforme visto na figura 07.03 (novas equações das curvas de servoválvula de acordo com os objetivos da Tese).

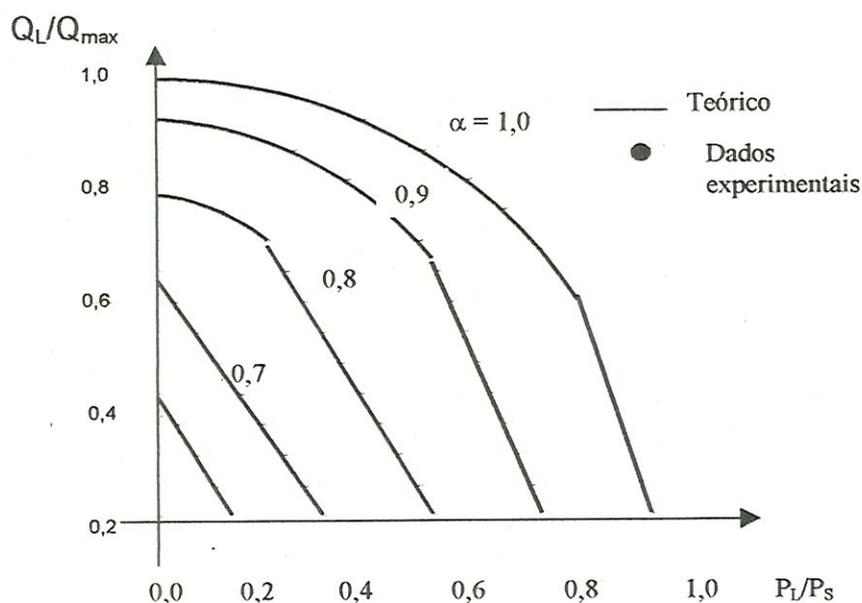


FIGURA 07.03 Dados experimentais teoricamente obtidos de Q_L/Q_{max} x P_L/P_S (conforme a proposta da Tese).

As curvas apresentadas na figura 07.03 de $Q_L/Q_{\max} \times P_L/P_s$, apenas para $\alpha = 1,0$, foram obtidas dos resultados dos ensaios realizados, as demais curvas são ilustradas simplesmente para visualizar as comparações.

A interseção das duas equações ocorrem quando o número de Reynolds fica próximo a 65.

E para efeito de comparação, é apresentada a função obtida teoricamente dado por $Q_L/Q_{\max} \times P_L/P_s$ dado por BROWN et al. (1988) na figura 07.04.

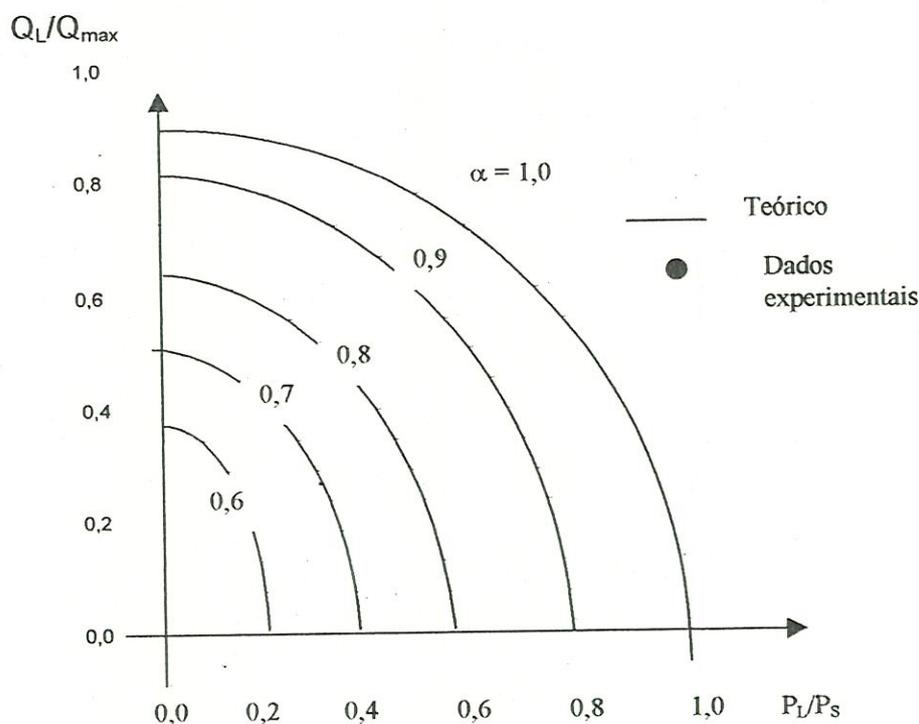


FIGURA 07.04 $Q_L/Q_{\max} \times P_L/P_s$, teoricamente obtido para servoválvula (BROWN, 1988)

Lançando-se os resultados experimentais de BROWN et al. (1988) nos gráficos teóricos, tem-se o que aparece nas figuras 07.05 e 07.06. Verifica-se que, à medida que o valor do coeficiente de controle α vai

diminuindo, os dados dos ensaios sofrem maiores desvios das curvas teóricas dadas.

A explicação de BROWN et al. (1988), comentada no capítulo anterior, é que esse deslocamento é originado da cavitação que ocorre na servoválvula em consequência da grande variação de pressão causada durante a alta frequência de chaveamento. Entretanto, o modelo a partir dos dados obtidos nos ensaios mostra que o fluxo de vazão diminui, como é de

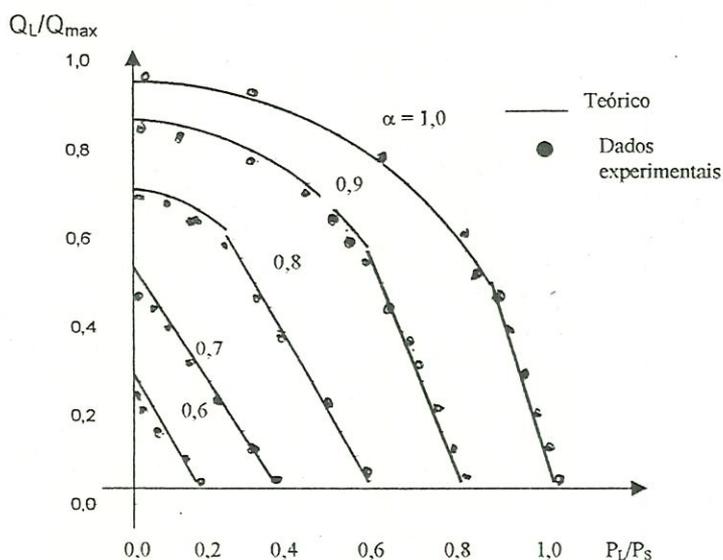


FIGURA 07.05 Curvas $Q_L/Q_{\max} \times P_L/P_s$ (lançamento dos dados experimentais nas curvas teóricas propostas).

esperar, à medida que o diferencial de pressão nos orifícios de chaveamento vai diminuindo, independentemente da velocidade da frequência. Portanto, mesmo que a cavitação tenha certa influência nos desvios dos resultados com relação à curva teórica adotada, é importante considerar que o coeficiente de descarga C_d , num escoamento chaveado, também sofre uma variação em função do número de Reynolds, para uma vazão considerada baixa, conforme foi visto nos dados obtidos dos ensaios. Enquanto que, para vazões maiores, o coeficiente de descarga C_d sofre uma saturação e, a partir desse valor, permanece constante.

As equações das curvas características de pressão x vazão aqui deduzidas, das duas equações em função do número de Reynolds têm

maior aproximação dos dados reais que a de BROWN et al. (1988), conforme se vê nas figuras 07.05 e 07.06. Portanto considera-se que o novo modelo é uma evolução da proposta até agora apresentada.

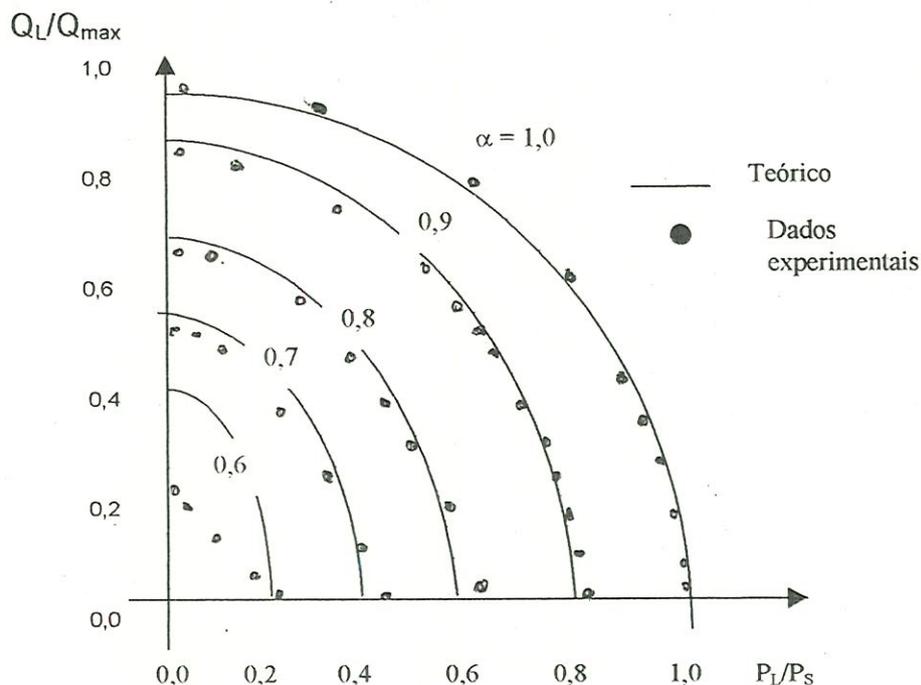


FIGURA 07.06 Curvas $Q_L/Q_{max} \times P_L/P_s$ (lançamento dos dados experimentais nas curvas teóricas propostas por BROWN et al.).

Durante o desenvolvimento do modelo, foram adotados os valores médios dos parâmetros utilizados como: interseção dos orifícios circulares, coeficientes de descarga, variação de pressão, temperatura do óleo hidráulico e do fluxo de vazão. Isto porque uma das dificuldades encontradas na obtenção dos resultados durante o desenvolvimento dos ensaios realizados foi com relação à precisão dos instrumentos utilizados e às próprias dificuldades inerentes à não-linearidade, segundo MANRING & JOHNSON (1997), que normalmente são encontradas nos ensaios de fluidos hidráulicos, causadas por muitas variáveis que influem nos resultados dos ensaios.

Apesar destas dificuldades, os modelos das equações características

para a servoválvula, desenvolvidos a partir dos dados apresentados foram bastante satisfatórios.

Com a utilização dos valores médios dos parâmetros, os modelos tornaram-se menos complexos, permitindo obter soluções de modo menos complicado. Caso fosse adotado um comportamento instantâneo em cada parâmetro pesquisado, o estudo seria muito difícil e o modelo obtido provavelmente teria a forma de equações diferenciais parciais não lineares, cujas soluções seriam extremamente complicadas ou mesmo impossível de se determinar. Nesses casos, haveria necessidade de fazer algumas simplificações que pudessem ser resolvidas pelos métodos numéricos, que também são métodos aproximados.

Comparando-se os resultados teóricos do modelo com os do ensaios práticos, pode-se concluir que a da simplicidade dos aparelhos utilizados e as simplificações realizadas de acordo com as hipótese não trouxeram prejuízos para o modelo. Isto porque, durante a operação do sistema, a própria inércia funciona de certa maneira como um filtro, diminuindo a influência dos picos de variações que ocorrem nas flutuações de vazão e pressão.

Dos parâmetros pesquisados, o coeficiente linear δ adotado requer maior cuidado, pois uma variação de um centésimo de unidade provoca uma variação grande no cálculo de vazão, enquanto que, no coeficiente de descarga C_d , a variação de uma unidade na décima casa não acarreta grandes variações na vazão.

O estudo que envolve escoamento pulsado de forma chaveada nos meios acadêmicos, referido anteriormente, ainda é pobre. Além da sua complexidade natural, é pouco aplicado nas fabricações dos equipamentos industriais. E esta é a principal justificativa para o estudo e desenvolvimento de um modelo que possa ser aplicado em sistemas de servomecanismo, por exemplo, o de acionamento de válvula de potência de uma turbina a vapor.

A determinação do modelo é importante não só para conhecer as características dos comportamentos dinâmicos das servoválvulas mas

também para conhecer as influências de cada parâmetro que compõe este modelo. Isto possibilita, caso haja necessidade, o estudo de otimização e melhoria do próprio desempenho por meio da análise do comportamento de cada componente. No entanto, a servoválvula não foge das regras gerais do projeto, pois qualquer equipamento, mesmo com o modelo totalmente definido, exige os ensaios para se obter os resultados reais aplicados na prática. Portanto para cada novo projeto de servoválvula desenvolvido, há necessidade de novos ensaios.

A principal contribuição, conforme a proposta inicial, foi o desenvolvimento de um modelo matemático simplificado da servoválvula rotacional com largura de pulso modulado, utilizando-se os resultados do modelo de orifício circular com alta freqüência de chaveamento.

7.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

Entretanto para completar os estudos da servoválvula, são propostos alguns estudos complementares como:

- estudo da diminuição do ruído provocado pelo fluxo de óleo durante o processo de chaveamento;
- estudo do problema de cavitação dos componentes provocada pela variação brusca de pressão x vazão;
- influência da variação de pressão no fluxo de vazão, provocada pelas ondas de choque das pressões (sônica e subsônica);
- velocidade máxima permitida no chaveamento sem perda considerável de pressão e

- estudo sobre as causas que provocam a variação senoidal de vazão para determinada faixa de velocidade.

Após resolvidas todas as questões mencionadas, a outra proposta é: construção de um sistema de controle utilizando-se servoválvula rotacional “PWM” e elaboração de uma análise completa do sistema, principalmente quanto à estabilidade absoluta e relativa, tempo de resposta e resposta em frequência.

Além desta, existem outras propostas interessantes como:

- incorporar-se o elemento motriz do eixo no próprio corpo da servoválvula;
- incorporar-se motor hidráulico para acionamento do eixo no próprio corpo da servoválvula;
- projetar-se uma válvula reguladora de vazão utilizando-se os conceitos de chaveamento de orifício (teoricamente com perda zero de energia no orifício de chaveamento).

Como mencionado nas propostas, o campo futuro da aplicação do fluxo pulsado em sistemas hidráulicos é bastante extenso. O desenvolvimento de novas teorias, ainda pouco desenvolvidas, segundo PALHARES (1978), poderá abrir novos campos de aplicações.

E no caso do escoamento hidráulico pulsado, de acordo com alguns estudiosos, é através das observações dos fenômenos da natureza que se conseguem bons projetos. Fica a pergunta: por que o coração bombeia o sangue de forma pulsada e não de forma contínua?

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AKERS, A.; LIN, S. J. (1988). Optimal Control Theory Applied to a Pump With Single - Stage Electrohydraulic Servovalve. **Journal of Dynamic System, Measurement, and Control**, v.110. p.120-125, June.
- BENEDICT, R. P. (1977). Loss coefficients for fluids meters. **Journal of Fluids Engineering**, p.245-248, Mar.
- BOGER, H. W. (1968). Recent trends in sizing control valves. **Journal of the Southern California Meter Association**, v.41, p.117-121, July.
- BOTTURA, C. P. et al. (1978). Simulação de controle de MLP de sistema eletrohidráulico. In: **CONGRESSO BRASILEIRO DE AUTOMÁTICA**, 2., Florianópolis, UFSC, p.77-96, Sept.
- BROWN, F. T. et al. (1988). A Hydraulic rotary switched - inertance servo - transformer. **Transactions Journal of Dynamic System, Measurement, and Control**, v. 110, p.144-150, June.
- BURIAN, Y. J. et al. (1973). Controle pulsado com modulação em largura de pulso de sistema eletrohidraulico. In: **CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA**, 2., Rio de Janeiro, v.c, UFSC, p.667-680, Nov.

- BURTON, K. A. (1994). Digital hydraulics enhance control: **Machine design - digital hydraulic**. Local, p63-112. Oct.
- HIDRÁULICA(1996). **Catálogo**, Mannesmann-Rexroth.
- PROPORTIONAL eletrohydraulic controls. (1996). **Catálogo**, ATOS SPA.
- CHUBBUCK, G. J. (1957). Are high performance and low cost compatible in hydraulic servos. **Control Engineering**, v.4, n.3, p.98-102, Mar.
- COX, C. S.; FRENCH, I. G. (1986). Limit cycle prediction conditions for class of hydraulic control system. **Journal of Dynamic System, Measurement, and Control**, v.108, p.17-23, Mar.
- CULLMAN, J. (1995). Electrohydraulics powerful drives with a soft touch. **Machine Design, Eletrohydraulics**, p.52-58, Feb.
- DODGE, L. (1937). **Fluid throttling devices** - hydraulics consultant. Ohio, New Richmond. p.89-95.
- GETSCHKO, N. et al. (1995). Projeto e construção de um sistema de acionamento e controle hidráulico digital. **Boletim Técnico da Escola Politécnica da USP**, v.BT/PMC/55, p.1-30, maio.
- HARRIS W. J. (1958). Using the acceleration-switching valve. **Control Engineering**, v.5, n. 4, p.123-125, Apr.
- JURY, E. I.; NISHIMURA, T. (1964). Stability study of PWM feedback systems. **Journal Basic Engineering**, v.86, p.80-86, Mar.

- KOBAYASHI, K. et al. (1992). A Study on acceleration waveform control of an electrohydraulic servovibrator using direct digital control. **JSME International Journal**, v.35, p.438-445.
- KOBLITZ (1998) **INFORMATIVO**, v. 8, n.26, Spt.
- LEE, D.; WORMLEY, D. N. (1981). A Fluidic, hydraulic servovalve. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.103, p.331-337, Dec.
- LeQUOC, S. (1984). Design of hydraulic servovalve for maximum pressure sensitivity. **Journal of Dynamic System, Measurement, and Control**, v.106, p.116-119, Mar.
- LeQUOC, S. (1987). Investigation of na electrohydraulic servovalve with tuneable return pressure and drain orifice. **Journal of Dynamic System, Measurement, and Control**, v.10, p.276-285, Sept.
- MANRING, N. D.; JOHNSON, R. E. (1997). Optimal orifice geometry for a hydraulic pressure-reducing valve. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.119, p.467-473, Sept.
- MERRIT, H. E. (1967). **Hydraulic control system**. New York, John Wiley & Sons.
- MUNSON, B. R. et al. (1990). **Fundamentals of fluid mechanics**. New York, John Wiley & Sons. Cap.7, p.401-454.
- MURTAUGH JR., S. (1959). Introduction to the time-modulated acceleration switching eletrohydraulic servomechanism. **Journal of**

Basic Engineering, v. 81, p.263-271, June.

MUTO, T. et al. (1990). Digital control of hydraulic actuator system operated by differential pulse width modulation. **JSME International Journal**, v.33, série III, p.641-648.

MUTO, T.; MIZUNO M. (1983). Pulsating flow through a pipe orifice. **Bulletin of the JSME**, v.26, p.1330-1339, Aug.

O'CONNOR, L. (1993). Eletrohydraulic valves take control. **Mechanical Engineering**, p.54-57, June.

PALHARES, A G. B. et al. (1978). Controle PD - MLP de um sistema eletrohidráulico. In: **CONGRESSO BRASILEIRO DE AUTOMÁTICA, 2.**, Florianópolis, data do evento, UFSC, p.573-586.

PANTON, R. L. (1995). **Incompressible flow**. Local, University of Texas/John Wiley & Sons. Cap.14, p.384-400.

RIPPEL, H. C. (1963). Controlling flow width restrictors. **Machine design - design of hydrostatic bearing**, p.122-126.

ROHLOFF, T. J.; CATTON, I. (1996). Low pressure differential discharge characteristics of saturated liquids passing through orifices. **Journal of Fluids Engineering**, v.118, p.520-524, Sept.

SAWAMURA, T. et al. (1960). Fundamental analysis of on eletrohydraulic servomechanism operated by PWM mode. **Memoirs of the Faculty of Engineering**, v. 12, p.1-12, Oct.

- SERIKAWA, M. (1992). **Servoalvula eletrohidráulica rotacional com largura de pulso modulado "PWM"**. São Carlos. 97p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- SUEMATSU, Y. et al. (1993). Digital control of electrohydraulic servo system operated by differential pulse width modulation. **JMSE International Journal**, v.36, p.61-68.
- TRIKHA, A. K. (1975). An efficient method for simulating frequency - dependent friction in transient liquid flow. **Journal of Fluids Engineering**, p.97-105, Mar.
- TSAI, S. C.; UKRAINETZ, P. R. (1970). Response characteristics of a pulse-modulated eletrohydraulic servo. **Journal Basic Engineering**, v.,n.69, p.204-214, June.
- VAUGHAN, N. D.; GAMBLE, J. B. (1996). The modeling and simulation of a proportional solenoid valve. **Journal of Dynamic System, Measurement, and Control**, v.118, p.120-125, Mar.
- VIERSMA, T. J. (1962). Designing load compensated fast response hydraulic servos. **Control Engineering**, May.
- VILENIUS, M. J. (1983). The application of sensitivity analysis to electrohydraulic position control servos. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.105, p.77-82, June.
- WASHIO, S. et al. (1996). Study of unsteady orifice flow characteristics in hydraulic oil lines. **Journal of Fluids Engineering**, v.118, p.743-748,



Dec.

WATTON, J. (1984). The generalized response of servovalve-controlled, single-rod, linear actuators and the influence of transmission line dynamics. **Journal of Dynamic System, Measurement, and Control**, v.106, p.157-162, June.

WHITE, F. M. (1974). **Viscous fluid flow**. New York, McGraw-Hill Book.

YELLIN, E. L.; PESKIN, C. S. (1975). Large amplitude pulsative water flow across an orifice. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.14, n.66, p.92-95, Mar.

YOKOTA, S. et al. (1992). An unsteady flow rate measurement method utilizing dynamic characteristics between pressure and flow rate along a Pipeline. **JSME International Journal**, v.35, p.591-597, Dec.

YOKOTA, S.; AKUTU, K. (1991). A fast-acting eletro-hydraulic digital transducer. **JSME International Jounal**, v.34, série III, p.489-495, May.

BIBLIOGRAFIA COMPLEMENTAR

- ALFANO, D. (1991). Selecting Electromechanical Linear Actuators. **Machine Design**, p.79-83, July.
- ANDREEN, R. E. (1960). Analysis of Pulse Duration Sample-Data Systems width Linear Elements. **Transactions on Automatic Control**, p.306-313, Sept.
- ARAFA, H. A. et al. (1987). Spool Hydraulic Stiffness and Flow Force Effects in Electrohydraulic Servo – Valves. **Proc Inst Mech Engrs**. v. 201. p. 193 - 199.
- BAJURA, R. A.; JONES E. H. Jr. (1976). Flow Distribution Manifolds. **Journal of Fluids Engineering**, p.654-666, Dec.
- BARNARD, B. W.; DRANSFIELD P. (1977). Predicting Responce of a Proposed Hydraulic Control System Using Bond Graphs. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, p.1-8, Mar.
- BOTTURA, C.P. et al. (1977). Controle por Realimentação de Estado e Modulação em Largura de Pulso de Servomecanismo Eletrohidráulico. **Anais do IV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica**, p.1379-

1388, Dez.

BROWN, F. T. (1962). The Transient Response of Fluid Lines. **Journal Basic Engineering**, p.547-553, Dec.

BROWN, F. T. (1969). A Quasi Method of Characteristics With Application to Fluid Lines with Frequency Dependent Wall Shear and Heat Transfer. **Journal Basic Engineering**, p.117-227, June.

BROWN, F. T. (1987). Switched Reactance Hydraulics: A New Way to Control Fluid Power. **Department of Mechanical Engineering and Mechanics Lehigh University**, Bethlehem, p.25-34, Mar.

BROWN, F. T. et al. (1969). Small-Amplitude Frequency Behavior of Fluid Lines with Turbulent Flow. **Journal Basic Engineering**, p.678-693, Dec.

BROWN, F. T.; NELSON, S. E.; (1967). Step Responses of Liquid Lines With Frequency-Dependent Effects of Viscosity. **Journal Basic Engineering**, p.504-510.

CONTRACTOR, D. N.; (1972). Application of Fluid Transients to Hydraulic Mining. **Journal Basic Engineering**, p.447-454, June.

D'SOUZA, A F.; OLDENBURGER, R.; (1964). Dynamic Response of Fluid Lines. **Journal of Basic Engineering**, p.589-596, Sept.

DOEBELIN, E. O. (1986). **Measurement Systems - Application and Design**. MacGraw-Hill Book Company, Third Edition.

EOM, K. (1988). Performance of Butterfly Valves as a Flow Controller.

Journal of Fluids Engineering, v.110, p.16-19, Mar.

FINNEY, J. M. et al. (1985). A Pole-Assignment Controller for na Electrohydraulic Cylinder Drive. **Journal of Dynamic System, Measurement, and Control**, v.170, p.145-150, June.

FOX, R. W.; McDONALD, D. T. (1978). **Introdução à mecânica dos fluidos**. Rio de Janeiro, Guanabara dois S.A.

FRIEDLAND, B. (1976). Modeling Linear Systems for Pulsewidth-Modulated Control. **IEEE Transactions on Automatic Control**, p.739-746, Oct.

FUDIM, E. V. (1984). Fundamentals of the Switched-Capacitor Approach to Circuit Synthesis. **IEEE Circuits and Systems Magazine**, p.12-21, Dec.

GETSCHKO, N. (1989). **Projeto e Construção de um Sistema de Acionamento e Controle Hidráulico Digital - SAD**. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.

HAINES, F. D.; DAVIES, R. M. (1969). Transient Response Optimization in Variably Loaded Electrohydraulic Servomechanisms. **IEE Transactions on Automatic Control**, v14, n.4, p.335-343, Aug.

HOLMBOE, E. L.; ROULEAU, W. T. (1967). The Effect of Viscous Shear on Transients in Liquid Lines. **Journal Basic Engineering**, p.174-178, Mar.

INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON NONSTEADY FLUID DYNAMICS. **The American Society of Mechanical Engineers**, V.92, University of Toronto, Canada, 1990, Anais, June.

- JURY E. I.; NISHIMURA, T. (1962). On the Periodic Modes of Oscillation in Pulse-Width-Modulated Feedback Systems. **Journal Basic Engineering**, p.90-81, Mar.
- KARAN, J. T. Jr. (1972). A Simple but Complete Solution for the Step Response of a Semi-Infinite Circular Fluid Transmission Line. **Journal Basic Engineering**, p.455-598, June.
- KARNOPP, D. (1978). A Bond Graph Modeling Philosophy for Thermofluid Systems. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.100, p.70-75, Mar.
- KORANE, K. J. (1995). Eletrohydraulics Powerful Drives with a Soft Touch. **Machine Design – Eletrohydraulics**, p.52-58, Feb.
- KUROKAWA, J.; MORIKAWA, M. (1986). Accelerated and Decelerated Flows in a Circular Pipe. **Bulletin of JSME**, v.29, n.249, p.758-765, Mar.
- LARDIGUE, A.; BENNIS, S. (1996). Pulsative laminar flow in viscoelastic system. **Journal of Fluids Engineering**, v.118, p.829-832, Dec.
- LIN, S. J.; AKERS, A. (1989). A Dynamic Model of the Flapper - Nozzle Componet of an Electrohydraulic Servovalve. **Journal of Dynamic System, Measurement, and Control**, v.111, p.105-109, Mar.
- MACHINE DESIGN (1992). **Basics of motion control**, p.9-75, June.
- MACHINE DESIGN (1994). **Digital hydraulics enhance control**, p.63-67, July.

MACHINE DESIGN (1995). **Elethrohydraulics**, p.52-58.

MACHINE DESIGN (1995). **Modulation control**, p.161-170.

MALUF, A. B. (1993). **Modificação de um Regulador Hidromecânico Simples Usado em uma Turbina a Vapor, para um Regulador Hidromecânico NEMA - D Utilizando Compensadores em Cascata e na Realimentação**. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

MARTIN, D. J.; BURROWS, C. R. (1975). The Dynamic Characteristics of an Eletro-Hydraulic Servovalve. **Transactions of the ASME**, p.395-406, Sept.

MARTIN, K. F. (1974). Flow Saturated Step Response of a Hydraulic Servo. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, p.341-346, Sept.

MASKREY, R. H. et al. (1978). A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.100, p.110-122, June.

McCLOY, D. (1972). Cavitation Effects in On-Off Controlled Hydraulics Servos. **Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control** **Journal of Dynamic Systems**, p.50-56, Mar.

NOGI, T. et al. (1992). A Flow Rate Control Valve Using a Piezoelectric Element. **JSME International Journal**, v.35, p.376-379.

- PHILLIPS, C. L. et al. (1996). **Sistemas de Controle e Realimentação**. Makron Books Editora Ltda.
- POLAK, E. (1962). Minimum Time Control of Second Order Pulse-Width-Modulated Sample Data Systems. **Journal Basic Engineering**, p.101-109, Mar.
- SAWAMURA, T. et al. (1960). Frequency Characteristics of PWM Electrohydraulic Servos. **Memoirs of the Faculty of Engineering**, p.123-135, Jan.
- SHEARER, J. L. (1983). Digital Simulation of a Coulomb-Damped Hydraulic Servosystem. **Journal of Dynamic System, Measurement, and Control**, v.105, p.215-221, Dec.
- SHIH, M.C.; SHEU, Y. R. (1991). The Adaptive Position of an Electro Hydraulic Servo Cylinder. **JSME International Journal**, Series III, v.34, p.370-376.
- SKOOG, A R.; et al. (1970). Generalized Pulse-Modulated Feedback Systems: Norms, Gains, Lipschitz Constants, and Stability. **IEE Transactions on Automatic Control**, v.15, n. 3, p.300-315, June.
- STREET, V. L. (1972). Unsteady Flow Calculations by Numerical Methods. **Journal Basic Engineering**, p.457-466, June.
- TAFT, C. K.; TWILL J. P. (1984). Na analysis os the three-way underlapped hydraulic spool servovalve. **Journal of Dynamic System, Measurement, and Control**, v.100, p.117-123, June.

- TANAKA, H. et al. (1984). Electro-Hydraulic Digital Control of Cone-Roller Toroidal Traction Drive Automatic Power Transmission. **Journal of Dynamic System, Measurement, and Control**, v.106, p.305-310, Dec.
- TRUMPER, D. L.; LANG, J. H. (1989). An Electronically Controlled Pressure Regulator. **Journal of Dynamic System, Measurement, and Control**, v.111, p.75-82, Mar.
- UKRAINETZ, P. R. et al. (1989). Prevention of Input Saturation in Adaptive Positioning Control of an Electrohydraulic Servo System. **Journal of Mechanical Engineering Science - © IMechE, Proc Instn Mech Engrs**, v.203, p.311-317.
- URATA, E. (1974). The Frequency Response of a Loaded Hydraulic Servomechanism. **Bulletin of de ASME**, v.17, n.114, p.522-621, Dec.
- VALENTI, M. (1996). Improving Hydraulic Performance with Intelligent Valves. **Mechanical Engineering**, p.56-60, Apr.
- VALLE, R. M. et al. (1994). Análise Teórico e Experimental da Propagação de uma Flutuação Senoidal de Vazão em Torno de um escoamento Médio Laminar, **V Encontro Nacional de Ciências Térmicas**, São Paulo – S, p.231-236, Dez.
- VAUGHAN, N. D. et al. (1992). Numerical Simulation of Fluid Flow in Poppet Valves. **Journal of Mechanical Engineering Science. Proc. Instn. Engrs**, v.206, p.119-127, Mar.
- WANG, P. K. C. (1962). Analytical Design of Eletrohydraulic

Servomechanisms with Near Time-Optimal Responses. **IEEE Transactions on Automatic Control - Design of Electrohydraulic Servomechanisms**, v.4, p.15-27, Oct.

WATTON, J. (1987). The Dynamic Performance of an Electrohydraulic Servovalve / Motor System With Transmission Line Effects. **Journal of Dynamic System, Measurement, and Control**, v.109, p.14-48, Mar.

WATTON, J. (1987). The Effect of Drain Orifice Damping on Performance Characteristics of a Servovalve Flapper / Nozzle Stage. **Journal of Dynamic System, Measurement, and Control**, v.109, p.19-23, Mar.

WOLFRAM, S. (1993). **Mathematica - A System for Doing Mathematics by Computer**. Addison-Wesley Publishing Company, Inc. Second Edition, July.

WOODWARD GOVERNOR COMPANY. (1984). **The Control of Prime Mover Speed**. Manual. Woodward Governor Company.