

JOSÉ CARLOS LAURIA

**INVESTIGAÇÃO DA RESPOSTA TRANSITÓRIA DE VÁLVULAS
AUTOMÁTICAS DE CONTROLE EM INSTALAÇÕES HIDRÁULICAS**

**Tese apresentada à Escola
Politécnica da Universidade
de São Paulo para obtenção
do título de Doutor em
Engenharia.**

**Área de Concentração:
Engenharia Mecânica**

**Orientador:
Prof. Doutor Edmundo Koelle**

Aos meus pais, Dita e Hermelino,
pela dedicação e empenho em
preparar os filhos para a vida.

AGRADECIMENTOS

A publicação de tese de doutorado, apesar de referida a uma única pessoa, conta com a participação de muitos. Além disso, não envolve apenas aspectos puramente técnicos. A dimensão humana, a qual tudo deve ser submetido, é a mais importante. Assim, não há como deixar de mencionar que, felizmente, em avaliação global, o meu aproveitamento pessoal ficou acima do tecnológico.

Para a realização daquilo a que me propus contei com o apoio, incentivo e colaboração de inúmeras pessoas. Destaco algumas dentre elas para serem os portadores de meu reconhecimento e agradecimento a todos.

Faz-se preciso começar pelo Prof. Dr. Douglas Lauria, meu irmão, com o qual tenho compartilhado o desenvolvimento de projetos pessoais e profissionais por toda a minha vida. O Prof. Dr. Edmundo Koelle, além da orientação neste trabalho e no programa de mestrado que o precedeu, proporcionou a caracterização de elementos sobre atitude profissional de professor e engenheiro. Adotando como referencial o Prof. Antonio de Oliveira, Diretor; o Prof. Sylvio Niskier, Coordenador de Infraestrutura; e o Prof. Dr. Heinrich Weinberg, Chefe do Departamento de Engenharia Mecânica, agradeço a todos de quem recebi apoio na Escola de Engenharia Mauá, local de minhas atividades profissionais e onde desenvolvi o presente trabalho.

ÍNDICE

Nomenclatura	vii
Lista de Figuras	xii
Lista de Tabelas	xv
Resumo	xvi
"Abstract"	xvii

CAPÍTULO 1

<u>INTRODUÇÃO</u>	1
1.1- <u>Formulação do Tema</u>	3
1.2- <u>Assuntos a Investigar</u>	6
1.3- <u>Campo de Estudo</u>	7
1.4- <u>Definição de termos</u>	8

CAPÍTULO 2

<u>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</u>	10
2.1- <u>Condiderações Gerais</u>	11
2.2- <u>Transitórios Hidráulicos e Controle Automático</u>	14
2.3- <u>Resultados da Pesquisa Bibliográfica</u>	16

CAPÍTULO 3

<u>METODOLOGIA</u>	19
3.1- <u>Processo de Investigação</u>	19
3.2- <u>Método de Análise Matemática</u>	22
3.3- <u>Dominio de Interesse</u>	23

CAPÍTULO 4

<u>CONSIDERAÇÕES SOBRE ESTABILIDADE</u>	27
---	----

CAPÍTULO 5

<u>MODELAGEM DO SISTEMA</u>	33
5.1- <u>Modelagem do Conduto</u>	33
5.2- <u>Modelagem da Válvula em Malha Aberta</u>	35
5.3- <u>Considerações Sobre Parametrização de Transitórios</u>	36
5.4- <u>Forma de Parametrização</u>	37
5.4.1- Parâmetros de referência	38
5.4.2- Variáveis normalizadas	38
5.4.3- Derivadas em variáveis normalizadas	39
5.5- <u>Expressão Normalizada do Transitório no Conduto</u>	39
5.5.1- Índice Característico da Instalação	44
5.6- <u>Condições de Contorno</u>	46
5.7- <u>Modelagem de Válvula Automática</u>	49
5.7.1- Força interna	51
5.7.2- Força externa	53
5.8- <u>Parametrização do Movimento da Válvula Automática</u>	54
5.8.1- Variável controlada	58
5.8.2- Solução da Condição de Contorno para a Válvula	58
5.8.3- Condições Próprias ao Regime Permanente	61
5.8.4- Equação do Movimento do Obturador	62
5.8.5- Índice característico de controle	62

CAPÍTULO 6

<u>COMPORTAMENTO PARAMETRIZADO DA VÁLVULA NO SISTEMA</u>	64
6.1- <u>Configuração do Sistema</u>	64
6.2- <u>Característica de Dissipação da Válvula</u>	66
6.3- <u>Valores Numéricos para Controle Automático</u>	67
6.4- <u>Constante Elástica da Mola</u>	68
6.5- <u>Aplicativo Computacional</u>	69
6.5.1- Procedimento de Solução	71
6.6- <u>Variáveis de Referência</u>	74
6.7- <u>Intervalo de Tempo</u>	80
6.8- <u>Discussão de Resultados</u>	83

CAPÍTULO 7

<u>TIPIFICAÇÃO DA VÁLVULA</u>	96
7.1- <u>Equacionamento no Domínio Físico</u>	96
7.1.1- <u>Escoamento transitório</u>	97
7.1.2- <u>Controle automático</u>	98
7.2- <u>Tempo Morto da Válvula</u>	100
7.3- <u>Disponibilidade de Potência</u>	101
7.3.1- <u>Avaliação</u>	106
7.4- <u>Aplicativo Computacional</u>	107
7.5- <u>Intervalo de Tempo</u>	108
7.6- <u>Comparação entre Domínios Parametrizado e Físico</u>	110
7.7- <u>Efeito do Tempo Morto</u>	113
7.8- <u>Participação dos Parâmetros de Regulagem</u>	115
7.8.1- <u>Razão de diâmetros</u>	116
7.8.2- <u>Ajuste da mola</u>	116
7.8.3- <u>Tempo integral</u>	116
7.8.4- <u>Ganho proporcional</u>	118
7.8.5- <u>Tempo derivativo</u>	120
7.9- <u>Resultados Gerais</u>	121

CAPÍTULO 8

<u>APLICAÇÃO A REDES</u>	130
8.1- <u>Solução Estruturada para Redes</u>	130
8.2- <u>Exemplo de Estudo</u>	133
8.3- <u>Aplicativo Computacional</u>	134
8.4- <u>Resultados Ilustrativos</u>	135

CAPÍTULO 9

<u>RESULTADOS</u>	141
9.1- <u>Conclusões</u>	141
9.2- <u>Recomendações</u>	144

APÊNDICE 1

<u>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</u>	146
---	-----

NOMENCLATURA

LETRAS LATINAS

- A: área
- Al: número de Allievi
- a: celeridade
- a_r : abertura reduzida da válvula
- B: constante característica de conduto elástico
- B_D e B_E : constantes de conduto elástico
- c_h : constante de variação de carga no sistema de alimentação da válvula
- c_q : constante de variação de vazão no sistema de alimentação da válvula
- C: reta característica (positiva ou negativa); constante
- C_A : coeficiente de atrito hidráulico
- C_D e C_E : constantes no método das características
- C_g : coeficiente de peso aparente
- C_{me} : coeficiente de massa efetiva
- C_k : coeficiente de força de mola
- C_v : coeficiente de pré-tensionamento da mola
- C_v : coeficiente prático de vazão ($\text{gpm}/\sqrt{\text{psi}}$)
- d: diâmetro da espira de mola, diâmetros do sistema de alimentação da válvula
- D: diâmetro interno do conduto
- Eg_v : escala geométrica referente ao modelo da válvula
- f: coeficiente de perda de carga distribuída
- F_A : força de atrito hidráulico
- F_C : força do controlador
- F_E : força externa
- F_g : força peso aparente
- F_H : força hidráulica
- F_I : força interna
- F_M : força de mola
- F_p : fator de perda (fL/D)

$F_{\bar{v}}$: força de pré-tensionamento de mola
 F_{τ} : força de cisalhamento
 g : aceleração da gravidade
 G : módulo de elasticidade transversal
 g_p : ganho proporcional (dimensional)
 G_p : ganho proporcional normalizado
 h : carga (dimensional)
 h_e : carga na entrada do sistema de alimentação da válvula
 H_r : carga de referência
 H : carga normalizada
 i_M : índice da mola (razão de diâmetros)
 k_a : constante hidráulica no sistema de alimentação da válvula
 K : constante
 K_d : coeficiente de distinção
 K_v : coeficiente de perda de carga singular da válvula
 K_v^{\wedge} : coeficiente de perda de carga singular da válvula no regime permanente
 k_M : constante elástica da mola
 l : comprimento do sistema de alimentação da válvula
 L : comprimento do conduto (dimensional)
 L_r : comprimento de referência
 m_{eo} : massa efetiva do obturador
 M : massa
 n : número de divisões no conduto
 n_e : número de espiras
 p : pressão
 q : vazão (dimensional)
 q_e : vazão na entrada do sistema de alimentação da válvula
 Q : vazão no sistema de alimentação da válvula
 Q_r : vazão de referência
 Q^{\wedge} : vazão do regime permanente (inicial ou final, dependendo da manobra da válvula)
 Q : vazão normalizada
 r_d : razão entre diâmetros do conduto e do diafragma
 R : raio, perda de carga no trecho de integração
 s : curso do obturador

t : tempo (dimensional)
 t_{cr} : tempo característico em coluna rígida
 t_{el} : tempo característico em coluna elástica
 t_d : constante de tempo derivativo (dimensional)
 t_i : constante de tempo integral (dimensional)
 T_r : tempo de referência
 T : tempo normalizado
 T_d : constante de tempo derivativo normalizado
 T_i : constante de tempo integral normalizado
 v : velocidade (dimensional)
 V_r : velocidade de referência
 V^\wedge : velocidade do regime permanente (inicial ou final, dependendo da manobra da válvula)
 V : velocidade normalizada
 V : variável genérica
 V : volume
 W : trabalho
 x : espaço (dimensional)
 X : espaço normalizado

LETRAS GREGAS

α : constante na expressão matemática de K_d
 α_A : constante de atrito hidráulico
 β : constante na expressão matemática de K_d
 γ : peso específico
 Δh_f^\wedge : perda de carga distribuída no conduto para o regime permanente (inicial ou final dependendo da manobra da válvula)
 Δh_v : perda de carga na válvula (dimensional)
 Δh_v^\wedge : perda de carga na válvula no regime permanente
 ΔH_g : desnível geométrico
 ΔH_v : perda de carga normalizada na válvula
 Δp : diferença de pressão
 ϵ : desvio relativo
 θ : tempo normalizado de manobra
 λ : índice característico de controle

μ : coeficiente de viscosidade
 ρ : massa específica
 τ : coeficiente de abertura adimensional
 τ_m : tempo morto da válvula
 ϕ : índice característico do conduto
 ω : duração de fase do transitório

ÍNDICES

Λ : condição de referência
A: ponto calculado da reta característica positiva
B: ponto calculado da reta característica negativa
c: conduto
D: diafragma, ponto calculado à direita da malha escalonada cruzada
d: valor desejado, disponível
E: ponto calculado à esquerda da malha escalonada cruzada
H: condição referente à força hidráulica
J: jusante
L: líquido
M: montante, mola
max: máximo
N: n-ésimo ponto da malha característica
NS: último ponto da malha característica
o: obturador
P: ponto a calcular na malha característica
v: válvula

ACROSSEMIAS

ASCE: American Society of Civil Engineers
ASME: American Society of Mechanical Engineers
BHRA: British Hydrodynamics Research Association
IAHR: Internatonal Association for Hidraulic Research
PID: proporcional, integral e derivativo

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 5

Fig. 5.1- Esquema da instalação	34
Fig. 5.2- Malha Escalonada Cruzada	42
Fig. 5.3- Reservatório de montante	46
Fig. 5.4- Válvula junto a reservatório de jusante	47
Fig. 5.5- Esquema da válvula automática	49

CAPÍTULO 6

Fig. 6.1- Coeficiente de desempenho para válvulas globo	66
Fig. 6.2- Fluxograma do programa RAV-PAR	70
Fig. 6.3- Comportamento para a abertura reduzida	72
Fig. 6.4- Cálculo da válvula como condição de contorno	73
Fig. 6.5- Comportamento do escoamento fixada a válvula abertura máxima, $\phi = 0,1$ e $F_p = 5$	75
Fig. 6.6- Comportamento do escoamento fixada a válvula na abertura máxima, $\phi = 0,5$ e $F_p = 5$	76
Fig. 6.7- Comportamento do escoamento fixada a válvula na abertura máxima, $\phi = 0,5$ e $F_p = 50$	77
Fig. 6.8- Comportamento do escoamento fixada a válvula na abertura máxima, $\phi = 1$ e $F_p = 200$	77
Fig. 6.9- Comportamento do escoamento fixada a válvula na abertura máxima, $\phi = 10$ e $F_p = 5$	78
Fig. 6.10- Comportamento do escoamento fixada a válvula na abertura máxima, $\phi = 4$ e $F_p = 100$	78
Fig. 6.11- Comportamento do escoamento fixada a válvula na abertura máxima, $\phi = 4$ e $F_p = 100$	79
Fig. 6.12- Comportamento do escoamento fixada a válvula na abertura máxima, $\phi = 10$ e $F_p = 5$	79
Fig. 6.13- Influência do número de divisões	80
Fig. 6.14- Curva de resposta para 100 divisões	81
Fig. 6.15- Curva de resposta para 150 divisões	82
Fig. 6.16- Curva de resposta para 200 divisões	82

Fig. 6.17-	Curva de resposta para 300 divisões	83
Fig. 6.18-	Resposta p/ $C_{me} = 10^{-8}; C_k = 10^{-9}; C_v = 10^{-8}$	84
Fig. 6.19-	Resposta p/ $C_{me} = 10^{-8}; C_k = 10^{-9}; C_v = 10^{-8}$	85
Fig. 6.20-	Resposta p/ $C_{me} = 10^{-8}; C_k = 10^{-9}; C_v = 10^{-8}$	85
Fig. 6.21-	Resposta p/ $C_{me} = 10^{-8}; C_k = 10^{-9}; C_v = 10^{-8}$	86
Fig. 6.22-	Resposta p/ $C_{me} = 10^{-8}; C_k = 3 \times 10^{-8}; C_v = 5 \times 10^{-7}$	87
Fig. 6.23-	Resposta p/ $C_{me} = 10^{-8}; C_k = 10^{-9}; C_v = 10^{-8}$	87
Fig. 6.24-	Resposta p/ $C_{me} = 10^{-8}; C_k = 3 \times 10^{-8}; C_v = 10^{-7}$	88
Fig. 6.25-	Resposta p/ $C_{me} = 10^{-8}; C_k = 3 \times 10^{-8}; C_v = 10^{-8}$	88
Fig. 6.26-	Resposta p/ $C_{me} = 10^{-8}; C_k = 10^{-9}; C_v = 10^{-8}$	89
Fig. 6.27-	Resposta p/ $C_{me} = 10^{-8}; C_k = 10^{-9}; C_v = 10^{-8}$	90
Fig. 6.28-	Resposta p/ $C_{me} = 10^{-8}; C_k = 10^{-9}; C_v = 10^{-8}$	90
Fig. 6.29-	Resposta p/ $C_{me} = 10^{-8}; C_k = 10^{-9}; C_v = 10^{-8}$	91
Fig. 6.30-	Resposta p/ $C_{me} = 10^{-8}; C_k = 3 \times 10^{-8}; C_v = 10^{-8}$	91
Fig. 6.31-	Mapeamento das Condições de Controle	93

CAPÍTULO 7

Fig. 7.1-	Defasagem entre pulso e resposta da válvula	101
Fig. 7.2-	Sistema de Alimentação da Válvula	102
Fig. 7.3a-	Variação de vazão, válvula na abertura total	105
Fig. 7.3b-	Variação de carga, válvula na abertura total	105
Fig. 7.4-	Região de compatibilidade para ajuste da mola	106
Fig. 7.5-	Esquema do sinal de entrada do módulo RAV-DAV	107
Fig. 7.6-	Resposta no domínio físico para 80 divisões	108
Fig. 7.7-	Resposta no domínio físico para 100 divisões	109
Fig. 7.8-	Resposta no domínio físico para 120 divisões	109
Fig. 7.9-	Resposta no domínio físico	11
Fig. 7.10-	Resposta, simulação parametrizada equivalente	112
Fig. 7.11-	Melhor ajuste no domínio parametrizado	112
Fig. 7.12-	Efeito do tempo morto, $k_M = 8000 \text{ N/m}$	113
Fig. 7.13-	Efeito do tempo morto, $k_M = 8000 \text{ N/m}$	114
Fig. 7.14-	Efeito do tempo morto, $k_M = 8000 \text{ N/m}$	114
Fig. 7.15-	Efeito do tempo morto, $k_M = 8000 \text{ N/m}$	115
Fig. 7.16-	Efeito do tempo integral, $k_M = 8000 \text{ N/m}$	117
Fig. 7.17-	Efeito do tempo integral, $k_M = 8000 \text{ N/m}$	118
Fig. 7.18-	Efeito do ganho proporcional, $k_M = 8000 \text{ N/m}$	119
Fig. 7.19-	Efeito do ganho proporcional, $k_M = 8000 \text{ N/m}$	119
Fig. 7.20-	Efeito do tempo derivativo, $k_M = 8000 \text{ N/m}$	120

Fig. 7.21-	Efeito do tempo derivativo, $k_M = 8000 \text{ N/m}$. . .	121
Fig. 7.22-	Relação entre A_l e F_p com ΔH_g como parâmetro	122
Fig. 7.23-	Influência do desnível geométrico- $D = 400 \text{ mm}$	123
Fig. 7.24-	Influência do desnível geométrico- $D = 600 \text{ mm}$	123
Fig. 7.25-	Influência do desnível geométrico- $D = 600 \text{ mm}$	124
Fig. 7.26-	Pesquisa de limites de controlabilidade . . .	125
Fig. 7.27-	Limites de controlabilidade	125
Fig. 7.28-	Variação de F_p com A_l	126
Fig. 7.29-	Variação de g_p com A_l	127
Fig. 7.30-	Variação de t_d com A_l	127
Fig. 7.31-	Gradientes de vazão, carga e potência para escoamento não regulado	128

CAPÍTULO 8

Fig. 8.1-	Esquema para o Nó	132
Fig. 8.2-	Esquema da Compatibilidade para Válvula . . .	132
Fig. 8.3-	Esquema da Rede Investigada	134
Fig. 8.4-	Válvula de 400 mm e ganho nulo	136
Fig. 8.5-	Válvula de 400 mm e $T_d = 0$	137
Fig. 8.6-	Válvula de 400 mm e $T_d = 0,1 \text{ s}$	137
Fig. 8.7-	Válvula de 400 mm e $T_d = 0,12 \text{ s}$	138
Fig. 8.8-	Válvula de 400 mm e $T_d = 0,15 \text{ s}$	138
Fig. 8.9-	Válvula de 200 mm e $T_d = 0,35 \text{ s}$	139
Fig. 8.10-	Válvula de 200 mm e $T_d = 0,4 \text{ s}$	139

LISTA DE TABELAS

CAPÍTULO 6

Tab. 6.1- Regressão das curvas da Fig. 6.1	67
--	----

RESUMO

Estuda-se a resposta de válvulas automáticas de controle acionadas pelo fluido de trabalho segundo o ponto de vista de transitórios hidráulicos.

A modelagem já estabelecida para escoamento transitório elástico em condutos é acoplada a modelo abrangente das características dinâmicas de válvula de controle proposto na literatura recente. O resultado é parametrizado de forma conveniente de modo a investigar-se a sintonia dos parâmetros PID de controle automático e discutir a viabilidade de tal estudo.

Na sequência, o comportamento operacional de válvulas de controle para o caso de reservatório e conduto simples é investigado no domínio físico. Realizam-se comparações com a análise parametrizada.

Encerrando o presente estudo, um exemplo de rede hidráulica é empregado para identificar o comportamento operacional de válvulas de controle sob um espectro mais complexo de sinal de entrada e proporcionar comparações com a situação de válvula e conduto único.

ABSTRACT

A study on the response of automatic control valves acted by the working fluid, taking into consideration the hydraulic transient behaviour, is developed.

The established elastic model for transient flow in tubes is coupled to a comprehensive model for the dynamic characteristics of control valves set forth in the current literature. The result is parametrized in a convenient way so as to investigate the PID-parameter tuning and to discuss the feasibility of such study.

In the sequence, the operating behaviour of control valves in tube/reservoir arrangements is investigated in the physical domain. Comparisons with the parametric analysis are developed.

Finishing the present study, an example of hydraulic network is employed to identify the operating behaviour of control valves under more complex input spectra and to provide comparison with the valve-and-duct case.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Procedimentos simplificados conceitualmente e elaborados matematicamente desenvolvidos no passado para fazer frente à dificuldade de integração das equações representativas de sistemas dinâmicos estão sendo substituídos por modelagem diferencial conceitualmente elaborada e resolução numérica graças à facilidade, agilidade e conveniência de cálculo proporcionadas por computadores digitais. O nível de conhecimento atual traduz-se em análise dinâmica de problemas complexos por meio de diferenças finitas, elementos finitos ou volumes finitos, conforme o caso.

A área de transitórios hidráulicos se situa como uma das pioneiras nessa forma de atuação. Por imposição tecnológica para representar os efeitos de elasticidade e complexidade das condições de contorno, já no começo da década de 60 a solução de seus problemas passou a se processar intensivamente de forma numérica, tendo hoje modelagem representativa confirmada por extensa análise experimental para quase todas as situações fundamentais dentro do tema (Chaudhry 1987; Tullis 1989).

Para garantir a operação eficiente e segura de instalações hidráulicas diversos dispositivos de proteção são empregados. No passado a ênfase era para meios passivos; hoje procura-se desenvolver elementos ativos, por serem mais

compactos e menos custosos. Dentre estes se situam as válvulas de controle automático ganhando cada vez mais destaque em transitórios hidráulicos, apesar de ser mecanismo largamente empregado em outras áreas.

Na teoria de controle, por sua vez, modela-se frequentemente o escoamento por coluna rígida e considera-se quase sempre a válvula como elemento linear (Luyben 1990; Seborg 1989; entre muitos). A modelagem simplificada do assunto é comumente suplementada por experiência passada como condição de habilitação à extrapolação de resultados e à ponderação de fatores pessoais, segundo o que se depreende das referências acima citadas. Apesar de em alguns casos o modelo de coluna rígida ser representativo do regime variado (Jiménez & Chaudhry 1992; Watters 1984), a modelagem linear de válvulas, procedimento generalizado na teoria de controles, descaracteriza a sua identidade funcional, como conclue-se apenas com análise em regime quase-estático (Lauria 1992a, 1992c, 1993a).

Em razão do quadro configurado acima, surgiu o interesse do primeiro autor e do orientador em proceder a um programa de estudo paramétrico e estruturado das características de regulação de válvulas. Como primeiro passo teve-se o desenvolvimento da dissertação de mestrado do autor (Lauria, 1986), a qual propôs uma forma de analisar parametricamente o comportamento operacional de válvulas em regime quase-estático e segundo o ponto de vista de dissipação de energia. Na sequência dessa dissertação de mestrado o estudo teve seu escopo ampliado dentro do regime quase-estático, dando origem a 15 artigos (Lauria 1987a, 1987b, 1988a, 1988b, 1988c, 1989, 1990a, 1990b, 1990c, 1991a, 1991b, 1991c, 1991d e 1992a, 1993a), um livro (Lauria 1992c), um programa de computador (Lauria 1992b) e uma monografia (Lauria 1992d). Paralelamente, o orientador tem estudado o problema do controle automático em redes hidráulicas (Koelle 1989, 1990, 1991, 1992a, 1992b, 1992c; Koelle & Poll 1992; sendo o orientador de Poll 1993).

Além disso, um acontecimento notável dirigiu o estudo para a investigação detalhada e representativa do comportamento de válvulas de controle acionadas pelo fluido de trabalho.

Conforme relatado por Koelle (1991), severo acidente ocorreu em uma indústria de sucos em linha de abastecimento de água para bateria de 12 evaporadores devido à falta de conhecimento detalhado do comportamento dinâmico instalado de válvula automática de proteção. Como controladores de pressão, válvulas foram instaladas na saída das bombas de alimentação. Já no início da fase de comissionamento foi observada resposta lenta da válvula, desvio do valor desejado quando três ou mais evaporadores estavam inoperantes e oscilações de baixa frequência no nível dos evaporadores devido à presença das válvulas de controle. Durante a realização de testes, sinal indevido originado pelo controlador provocou interrupção do bombeamento, ocorrendo reversão do escoamento e o obturador da válvula passou a oscilar violentamente, provocando o seu fechamento súbito. Como consequência houve a ruptura de válvula de gaveta instalada na linha com a finalidade de bloqueio.

A conjugação de todos esses esforços e fatos motivou o desenvolvimento do trabalho em consideração.

1.1- Formulação do Tema

De elevada importância em simulações de transitórios hidráulicos é o acompanhamento ao longo do tempo das variações relativas à vazão e pressão causadas pela ação de válvula. A determinação do comportamento operacional da instalação, resultante da interrelação entre todas as suas partes componentes, é fundamental não só para a compreensão da evolução do fenômeno, como também para a especificação correta dos elementos requeridos à condução, segurança e monitoramento do escoamento.

Apesar de a modelagem do escoamento hidráulico variável já estar estabelecida em bases seguras, verifica-se contudo uma necessidade de expansão da conceituação física do fenômeno. Esse, aliás, é um dos pontos sublinhados no trabalho "State of the Art of Hydraulic Research" coordenado e editado pela IAHR em fevereiro de 1993. Na página 10 a publicação destaca que o acelerado desenvolvimento em computadores e na tecnologia de aplicativos computacionais determinará o futuro da pesquisa na hidráulica computacional, exigindo a parametrização dos fenômenos para proporcionar dados de entrada para a operacionalização de modelos. Prosseguindo, na página 16 a obra citada assinala que os recursos computacionais estão mudando rapidamente o panorama da modelagem hidráulica, enfatizando que os avanços nas técnicas numéricas precisam obrigatoriamente ser acompanhados de amplo discernimento do comportamento físico, concentrando-se nos aspectos essenciais.

Por outro lado, a teoria de controles tem como forma básica de atuação a modelagem linear tanto do escoamento no conduto como do comportamento da válvula, abstraindo ainda a elasticidade do fluido de trabalho. Ainda não está claramente caracterizado até onde tal procedimento é válido, mas seguramente não é adequado à área de transitórios hidráulicos. Luyben (1990 p.7) discute o fato de entre 70 e 80 por cento das malhas de controle em instalações petroquímicas (a área de uso mais intensivo de controle automático) são projetadas, instaladas, ajustadas e operadas com razoável sucesso por regras advindas de experiência restrita ou orientações simples de cunho prático.

O controle de escoamentos consiste numa série de problemas individuais, algumas vezes envolvendo procedimentos elementares, outras vezes o processo como um todo. Tais situações podem ser analisadas intuitivamente pelo uso da experiência adquirida, ou formalmente segundo os princípios fundamentais da Física e as técnicas da Engenharia. O primeiro procedimento demanda longos anos de trabalho, ficando

restrito aos limites do conhecimento prático adquirido. Por outro lado, a via formal requer elevada quantidade de informações técnicas para evitar opções equivocadas ou premissas inválidas. Há, portanto, mútua dependência entre as duas atitudes, com o desenvolvimento técnico mostrando que, de modo geral, a consolidação de procedimentos analíticos é precedida de grande quantidade de ações práticas e longas discussões, culminando com a configuração da estratégia metodológica multidisciplinar adequada à investigação de cada fenômeno.

A experiência adquirida em transitórios hidráulicos mostra que a complexidade resultante da associação das equações diferenciais que regem o escoamento no conduto com as equações diferencial e integral descritivas do controlador, e ainda levando em conta o significativo efeito não linear do comportamento de válvulas, exigem tratamento conceitualmente rigoroso do assunto, requerendo soluções numéricas para a modelagem resultante. Caso isso não seja respeitado podem surgir conflitos de entendimento e situações de risco como mostra o acidente antes mencionado.

Há de se creditar à dispersão de informações experimentais sobre válvulas, e uma escassez em particular de dados na parte dinâmica, como uma das maiores responsáveis pelo estado atual, pois estão estabelecidas as equações descritivas do fenômeno, restando, então, pesquisar como as condições de contorno efetivamente interagem com o escoamento e controlador.

Dentro do contexto vertente, revela-se ao mesmo tempo oportuno e relevante a iniciativa de estender a fundamentação já estabelecida para a análise transitória em malha aberta para a investigação paramétrica do comportamento dinâmico de válvulas de controle automático acionadas pelo fluido de trabalho.

1.2- Assuntos a Investigar

O objetivo geral do trabalho é pesquisar a representação paramétrica normalizada do regime transitório em instalações hidráulicas de modo a permitir visão global do comportamento operacional de válvulas, sendo realizada segundo as diretrizes:

- Desenvolver os fundamentos de análise racional e consistente do controle de escoamento transitório aproveitando os elementos disponíveis, e não tentar criar um novo método.
- Respeitar os limites físicos e conceituais do fenômeno, sem fazer simplificações e generalizações que possam distorcer o significado da análise.
- Manter compatibilidade entre os resultados apresentados e os valores a serem verificados em operação, dentro da precisão de engenharia.
- Investigar as condições de estimativa a priori do controle do escoamento transitório causado por válvulas.
- Discutir a análise paramétrica do controle PID do regime transitório causado por válvulas.

O objetivo específico é verificar a viabilidade, **em relação aos efeitos elásticos e de dissipação**, do emprego de válvulas de controle automático acionadas pelo fluido de trabalho como elementos capazes de assegurar as condições operacionais desejadas em instalações hidráulicas.

Quer-se centrar o estudo na válvula, mas como elemento integrado ao conduto e procurando-se descrever detalhadamente a sua influência por interrelação com o escoamento.

Para procurar entender o mecanismo básico de ajuste dos parâmetros de regulação da válvula, escolhe-se inicialmente o caminho do estudo parametrizado do fenômeno. Para não tornar o estudo nebuloso nesse estágio, a configuração do sis-

tema de condutos e a modelagem da válvulas são adotadas como as representativamente mais simples possíveis.

A seguir, passa-se para o domínio físico, incluindo-se na modelagem da válvula o tempo de atraso e a condição de potência requerida para movimentação do obturador com o intuito de verificação de discrepâncias com o caso anterior e identificação de possíveis efeitos de escala.

Em terceira etapa faz-se aplicação para redes hidráulicas visando verificar-se o comportamento da válvula submetida a padrão de perturbação de características menos regulares que o caso de referência.

Conjugando elementos de duas áreas afins (Transitórios Hidráulicos e Teoria do Controle), mas que, por razões históricas, como será visto no próximo capítulo, valem-se de métodos diferentes, por oportuno é mister ressaltar que o presente trabalho—

- Visa a ampliação do campo de estudo da área de transitórios hidráulicos pela investigação de uma condição de contorno específica. Nela se fundamenta, e não na teoria de controles.
- Mantém a metodologia e procedimentos da área de transitórios hidráulicos; ou seja, modelagem diferencial detalhada, integração numérica e tratamento da válvula pela sua ação no escoamento de modo a realizar análise metódica no domínio do tempo.

1.3- Campo de Estudo

O desenvolvimento subsequente do trabalho está alicerçado nos seguintes pressupostos:

- Regime turbulento.
- Escoamento unidimensional.
- Controle do escoamento em termos de vazão.

São essas as premissas pertinentes a sistemas de adução e recalque em grande volume como adutoras e oleodutos, onde a análise transitória em malha aberta é rotineira. Menos frequente é tal análise para circuitos óleo-dinâmicos. As discussões aqui realizadas são a esses casos extrapoláveis, pois trata-se de estudo paramétrico, desde que os efeitos advindos da variação do número de Reynolds sejam desprezáveis.

1.4- Definição de termos

No texto subsequente pressupõe-se que válvulas são dispositivos para controle de vazão volumétrica em condutos forçados. Os elementos para controle direcional de fluxo e sistemas mecânicos de transmissão de forças serão aqui englobados sob a denominação genérica de servomecanismos.

Devendo repetir frequentemente o termo "controle automático de realimentação do escoamento por válvulas, fixa-se o seu sentido como "controle automático".

1.5- Organização Subsequente do Trabalho

No próximo capítulo é feita uma revisão bibliográfica sucinta do controle automático por válvulas voltada para a análise comparativa entre transitórios hidráulicos e teoria de controle.

O capítulo três traz a metodologia, fundamentando o processo de investigação, definindo o método de análise matemática e estabelecendo o domínio de interesse.

Discute-se a tendência atual de investigar a controlabilidade de sistemas não lineares em estágio posterior à estabilidade no capítulo quatro.

No quinto capítulo conjuga-se a modelagem disponível para o escoamento no conduto com a modelagem do comportamen-

São essas as premissas pertinentes a sistemas de adução e recalque em grande volume como adutoras e oleodutos, onde a análise transitória em malha aberta é rotineira. Menos frequente é tal análise para circuitos óleo-dinâmicos. As discussões aqui realizadas são a esses casos extrapoláveis, pois trata-se de estudo paramétrico, desde que os efeitos advindos da variação do número de Reynolds sejam desprezáveis.

1.4- Definição de termos

No texto subsequente pressupõe-se que válvulas são dispositivos para controle de vazão volumétrica em condutos forçados. Os elementos para controle direcional de fluxo e sistemas mecânicos de transmissão de forças serão aqui englobados sob a denominação genérica de servomecanismos.

Devendo repetir frequentemente o termo "controle automático de realimentação do escoamento por válvulas, fixa-se o seu sentido como "controle automático".

1.5- Organização Subsequente do Trabalho

No próximo capítulo é feita uma revisão bibliográfica suscinta do controle automático por válvulas voltada para a análise comparativa entre transitórios hidráulicos e teoria de controle.

O capítulo três traz a metodologia, fundamentando o processo de investigação, definindo o método de análise matemática e estabelecendo o domínio de interesse.

Discute-se a tendência atual de investigar a controlabilidade de sistemas não lineares em estágio posterior à estabilidade no capítulo quatro.

No quinto capítulo conjuga-se a modelagem disponível para o escoamento no conduto com a modelagem do comportamen-

to da válvula de controle como elemento isolado. Propõe-se formas parametrizadas para a representação dos eventos no conduto e na válvula. Configura-se um índice característico de controle como terceira contribuição.

O capítulo seis investiga o comportamento parametrizado do escoamento em sistema composto por válvula, conduto único e reservatórios de nível constante.

Mantida a configuração do sistema, passa-se o estudo para o domínio físico no capítulo sete, refinando a modelagem parametrizada para a válvula.

No capítulo oito analisa-se o comportamento da válvula para redes, procurando correlacioná-lo com o caso de válvula e conduto único.

Como nono e último capítulo, procede-se a análise crítica, reunindo as conclusões obtidas e assinalando formas de prosseguimento do estudo.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Devido à compressibilidade tanto do fluido de trabalho como do sistema de condutos, conjuntamente às características não lineares dos elementos finais de controle, a modelagem de transitórios hidráulicos causados pela ação de válvulas de controle requer a solução numérica de sistemas complexos de equações diferenciais de derivadas parciais.

Historicamente tal fato causou uma dicotomia na descrição analítica de transitórios hidráulicos: enquanto o controle por malha aberta tem o seu tratamento consolidado já há muitos anos, verifica-se uma ampla lacuna entre os procedimentos comumente adotados e o que seria desejável em termos de engenharia quanto ao controle por malha fechada. Segundo Walters (1991 p. 5) a referida complexidade no tratamento de transitórios hidráulicos em malha fechada induz, com frequência, a uma supersimplificação na identificação do sistema hidráulico, levando, não raro, a custosas reformulações de projeto e, até mesmo, em litígio. Um exemplo é o acidente descrito no início do capítulo anterior.

Transitórios hidráulicos e controle automático são temas cuja bibliografia é expressivamente vasta. Cerca de 500 referências significativas foram selecionadas na fase inicial deste programa de doutorado. Resenhá-las não pertence ao escopo da tese, mas sim é pré-requisito a ela. Para

cumprir-lo foi elaborada a referência Lauria (1993b), a qual está à disposição de todos os interessados. O presente capítulo se atém aos aspectos essenciais e apresenta as principais conclusões obtidas, sendo um resumo conciso da referência citada.

2.1- Considerações Gerais

A julgar pela revisão bibliográfica realizada, os estudos referentes a transitórios hidráulicos e a controle automático aparentam ter seguido caminhos paralelos. Relativamente pouco foi encontrado interrelacionando-os.

As primeiras ações técnico-científicas na área de transitórios hidráulicos remontam à segunda metade do século passado com o trabalhos de Ménabrea e de Michaud. A seguir vieram os trabalhos teórico-experimentais de Joukowsky representando o impulso catalizador dos estudos subsequentes de análise formal e matemática do golpe de ariete. Logo após, essa pesquisa fundamental foi amplificada e disseminada pela teoria unificada de Allievi (1903), a qual considera os efeitos de elasticidade mas trata o escoamento como ideal (Almeida 1981).

O salto quântico seguinte é representado pelo método gráfico proposto independentemente por Schnyder em 1929 e por Bergeron em 1931. Do início da década de 30 até o final da década de 50 os procedimentos gráficos constituíram a principal via de resolução de problemas de transitórios hidráulicos (Wylie & Streeter 1978 p. 14), sendo então, a partir daí, com o advento do cálculo automático, suplantado e substituído pelo método das características (Tullis 1989).

Elementos de controle automático, numa forma ou de outra, têm sido desenvolvidos pela humanidade há milênios, contudo, em termos matemáticos os estudos se iniciam com Maxwell em meados do século passado e prosseguem com Wischnegradsky, Hurwitz e Routh. Reputando-se, ainda, como base

matemática indispensável à teoria de controles os trabalhos de Laplace, antecedendo Fourier na transformação de domínios, bem como Cauchy com a teoria de funções de variável complexa (Seborg et al. 1989 p. 184).

Liapunov no final do século passado elabora teoria ampla e profunda sobre condições matemáticas de estabilidade de sistemas dinâmicos, aplicável tanto a condições lineares como não lineares. O segundo método de Liapunov, publicado em 1892, é considerado o corolário do estudo matemático puro da estabilidade de sistemas em geral, proporcionando o embasamento teórico para o desenvolvimento do método do plano de fase (Graham & McRuer 1971 pp. 356-359)

Nos primórdios do processo formativo da teoria de controles os métodos clássicos de resolução de equações diferenciais eram as ferramentas de trabalho, as quais logo se tornaram insuficientes em decorrência do progresso tecnológico. Passou-se, então, à transformada de Laplace como instrumento de solução. Em breve, a evolução em circuitos elétricos impôs elevada complexidade algébrica para o emprego de tal procedimento matemático, passando o desenvolvimento teórico no assunto a ser conduzido por tais aplicações.

Da década de 30 até meados da década de 40, período chamado de "Teoria do Controle Clássico", a evolução em matemática aplicada a controles marchou ao longo de tratamento puramente linear, por proporcionar modelagem satisfatória para grande quantidade de problemas em circuitos elétricos. O sucesso dos trabalhos pioneiros na área estimulou a sua aplicação a servomecanismos e deste para o controle automático de processos químicos (Minorsky 1969 vi).

Fuchs (1954) relata que no fim da década de 40 começou-se a verificar funcionamento inadequado em alguns circuitos elétricos decorrentes do uso de modelagem linear e a identificar sérias limitações na aplicação da teoria para servomecanismos e controle automático de processos. Nesta conformidade, para tratarem-se os efeitos não lineares, surgiu a

"Teoria Moderna do Controle", posteriormente denominada de "Controle Ótimo" posto que o nome original se revelava inadequado por se valer de elementos teóricos desenvolvidos no final do século passado por Liapunov, Poincaré e Gibbs, entre outros. Passou-se a utilizar linearizações ou adotar a premissa de serem as não linearidades funções analíticas. Limitações desse tipo de modelagem levaram à proposição do método do plano de fase para estudo mais abrangente dos efeitos não lineares (Graham & McRuer 1971 pp. 56-9).

A dificuldade em aplicar-se tais teorias a sistemas não elementares conduziu a caminhos distintos conforme a modalidade de engenharia.

A área aeroespacial vale-se de algoritmos para pesquisa da trajetória ótima ou analisa-se a trajetória no domínio do tempo por integração numérica por computadores digitais das equações de Hamilton descritas em coordenadas generalizadas (Shinsky 1992; Skelton 1988 pp. 4-6).

Em servomecanismos tem-se empregado computadores para análises tanto no domínio do tempo como no de frequências segundo os métodos de Nyquist ou de Bode (Walters 1991 pp. 119-235), portanto, com o cálculo automático substituindo apenas tarefas manuais.

Curvas empíricas de reação, com posteriores ajustes de campo, são o meio mais comum para a análise da resposta de controladores em processos petroquímicos (Luyben 1990 p. 502).

A importância da análise do comportamento detalhado do sistema em malha fechada é amplamente reconhecida. Astrom et al. (1986) assinalam que a definição adequada dos parâmetros do controle PID requer a consideração de inúmeros fatores, entre eles efeitos transitórios e não lineares, e que, apesar da sua extrema importância para o desempenho do controlador, os analistas têm demonstrado pouco interesse pela análise teórica, preferindo o caminho de regras práticas.

Como sumário e retrato da situação atual, McMillan et al. (1993) comentam que após 50 anos de artigos sobre o

assunto era de se esperar elevada capacidade preditiva, mas os procedimentos documentados se atêm à malha aberta e não consideram efeitos significativos como o comportamento não linear e a faixa inoperante de válvulas. Os autores prosseguem assinalando serem a desconsideração de tais fatores muito mais críticos do que a modelagem linear para sistemas não lineares.

Por imposições tecnológicas, tem-se que a área de transitórios hidráulicos evoluiu para a modelagem do comportamento não linear no conduto e descrição detalhada das condições de contorno para analisar a interrelação entre ambos por integração numérica no domínio do tempo. Por sua vez, a teoria de controles seguiu a modelagem linear e uso de funções de transferência, especificando o comportamento da válvula, para descrever por processos matematicamente elaborados o comportamento do sistema no domínio das frequências.

Verifica-se ser a análise numérica computacional o divisor de águas no estudo do controle automático, com as tendências atuais em termos de teoria refletindo a habilidade em explorar os recursos de computadores digitais para obter soluções numéricas de problemas complexos.

2.2- Transitórios Hidráulicos e Controle Automático

Sem dúvida, o interesse em associar-se o controle automático com o escoamento hidráulico transitório vem de longa data, porém com os esforços se concentrando em turbinas hidráulicas.

Thorne e Hill (1975), bem como Dhaliwal e Wichert (1978), estudam o comportamento de reguladores PID por meio de variáveis de estado e para escoamento ideal e inelástico.

Investigando as causas de acidente em hidroelétrica, Phi et al. (1981) analisam a influência de diversos parâmetros na estabilidade, também segundo a modelagem rígida e ideal, e ressaltam a influência significativa da configura-

ção do sistema.

Baseado em ensaios de resposta em frequência, Oldenburger e Donelson (1962) modelam os efeitos de elasticidade do escoamento na forma de impedância para propor uma função de transferência conveniente ao estudo da estabilidade de turbinas. Tal função é usada por Murty e Hariharan (1984) em análise paramétrica para mostrar a redução nas margens de estabilidade devido a efeitos elásticos. Esses autores também apresentam relato orientativo dos trabalhos iniciais sobre estabilidade em hidroelétricas, indicando que eles se valiam de funções de transferência simplificadas.

Jiménez e Chaudhry (1987) comentam que a inércia é o principal fator desestabilizador em hidroelétricas e apontam ser este o motivo de os trabalhos iniciais não considerarem efeitos elásticos. Por intermédio de estudo de pequenas oscilações os autores discutem as condições de significância desses efeitos na estabilidade. Novamente Jiménez e Chaudhry (1992) estudam a estabilidade de hidroelétricas agora empregando o critério de Routh-Hurwitz e modelagem simplificada para sugerir informações balizadoras, mas discutem as condições de ajuste ótimo a partir de análise numérica.

Llosa e Lein (1992) investigam a determinação dos parâmetros de controle adaptativo em hidroelétricas por análise numérica iterativa e ressaltam o fato de o comportamento dinâmico não ser adequadamente simulado por linearizações. Os autores adotam o mesmo procedimento verificado na área aeroespacial, podendo-se dizer que estes dois ramos estão no estágio mais avançado quanto a análise da controlabilidade e definição analítica dos parâmetros de controle.

Guevara e Carmona (1990), na única contribuição sobre bombas identificada nesta pesquisa, estudam o controle PID para regulagem da rotação na partida e parada de bombas com o objetivo de reduzir a intensidade das variações de pressão e, por simulação numérica, concluem ser o modo derivativo inadequado.

Estudo sobre parâmetros ótimos no transitório gerado por válvulas em controle automático é feito por Shimada (1992) por análise gráfico-teórica de escoamento em coluna rígida e reduzidas variações de velocidade. O comportamento da válvula é suposto como exponencial, mas o próprio autor comenta que a imposição duma série de restrições não garante ser a otimização realizada o melhor resultado.

Koelle tem investigado o comportamento dinâmico de válvulas automáticas de controle em sistemas de realimentação, discutindo a modelagem das forças envolvidas (1991, 1992a) e sua influência no regime transitório (1992b, 1992c; Koelle & Poll 1992), sendo que tais trabalhos foram o ponto de partida da dissertação de Poll (1993).

2.3- Resultados da Pesquisa Bibliográfica

Em linhas gerais, o interesse atual na área de transitórios hidráulicos passou a ser direcionado para o estudo, tanto teórico como experimental, de situações que permitam aumentar a controlabilidade e a segurança das instalações, bem como a redução de custos de implantação e operação, conforme é evidenciado por obras como Almeida e Koelle (1992) e Pejovic e Boldy (1992).

Em termos específicos, as principais conclusões advindas da análise bibliográfica realizada como pré-requisito ao trabalho são:

- A literatura sobre controle de escoamentos por válvulas é bastante volumosa. Entretanto, a maior parte do material disponível se refere a exposições de aspectos elementares, descrições de casos particulares ou recomendações de cunho empiricista relacionando excitação e resposta dos sistemas fluidodinâmicos.
- Os conceitos teóricos e procedimentos matemáticos sobre a controlabilidade e estabilidade de sistemas em

geral estão claramente definidos e estabelecidos desde a última década do século passado quando da proposição dos dois métodos de Liapunov.

- A ampla variedade de trabalhos de aplicação dos teoremas de Liapunov ao longo de quase um século indicam que, se fosse possível a solução analítica completa da definição dos parâmetros de controle PID, ela já teria sido obtida há muito tempo.
- A metodologia referente à investigação da estabilidade de sistemas fluidos derivam de trabalhos originados em circuitos elétricos, os quais são aplicações de trabalhos em matemática pura como os de Liapunov e Routh.
- Os procedimentos convencionais de investigação da estabilidade de sistemas dinâmicos, tais como Nyquist e Bode, implicitamente consideram secundária a variação entre dois regimes permanentes, interessando-se basicamente se ela pode levar ou não à instabilidade. A representatividade é significativa para muitas situações envolvendo eletricidade (aquelas para as quais as dimensões dos sistemas são desprezíveis face ao comprimento de onda); é razoável para processos térmicos onde comumente é elevada a inércia; e inadequada para controle do escoamento em turbulência completa devido à elevada velocidade de resposta.
- A aplicabilidade dos métodos convencionais de análise de estabilidade para sistemas fluidos requer a adoção de circunstâncias simplificadoras em razão de efeitos fortemente não lineares induzidos por elasticidade e dissipação.
- A consolidação da análise no domínio do tempo e em forma discreta tem sido expressa como um dos fatores mais importantes em controle automático.
- A teoria linear de controle é pertinente ao modelo de coluna rígida e válvula de comportamento linear, caso

de pouca representatividade no controle de vazão em volume no regime de turbulência completa.

- As ações mais aprofundadas no estudo integrado entre elementos de controle e comportamento dinâmico do escoamento é, com frequência, o uso de modelos com linearizações nas vizinhanças de condições de operação especificadas.
- A não disponibilidade de recursos adequados para automatizar o processamento numérico de modelos descritivos de casos usuais de controle de escoamentos levou, como é de se esperar, à adoção de práticas simplificadoras, sacrificando representatividade a favor de operacionalidade.
- Modelos lineares são comumente usados como ponto de apoio para a definição da tentativa inicial do ajuste do controle automático por válvulas, seguindo-se ações empíricas de campo. Predomina a identificação experimental sobre a simulação do comportamento dinâmico.
- As iniciativas recentes, sob diferentes pontos de vista, buscam um nível mais elevado de precisão nas previsões dos modelos, reduzindo-se a investigação algébrica em favor da numérica.
- A investigação do comportamento operacional de válvulas segundo modelagem de elevado grau de representatividade não pode ser realizada no passado não por falta de criatividade ou empenho, mas sim por falta de recursos convenientes de cálculo automático.
- O controle do escoamento por válvulas é estudado na sua forma dinâmica por sintomaticamente dois grupos distintos, um dedicado a transitórios hidráulicos, outro a síntese da estabilidade, com pouco intercâmbio entre si.

CAPÍTULO 3

METODOLOGIA

Vários métodos de solução direta de equações diferenciais para condições não lineares específicas tem sido desenvolvidos, porém, não há método de solução para a situação genérica. Por outro lado, o emprego de funções de transferência proporciona informações sobre a possibilidade de resposta degenerativa, mas oferece reduzido nível de conhecimento sobre o comportamento transitório por impor a curva característica da válvula. Com efeito, em transitórios hidráulicos procura-se determinar o comportamento do escoamento por sua interrelação com a válvula, o que, sem dúvida, é mais trabalhoso.

Além disso, com o apoio da revisão bibliográfica do capítulo anterior, verifica-se que a questão de controle automático pode ser tratada de diversas maneiras. Portanto é importante discutir-se primeiro a metodologia como pré-requisito à modelagem representativa.

3.1- Processo de Investigação

A dualidade análise e síntese representa a forma fundamental de direcionamento de investigações críticas necessárias à formação de base de raciocínio para resolução de pro-

blemas. As duas formas encerram conjunto de diretrizes essenciais ao direcionamento do exame e projeto de sistemas físicos. Como discute Cochin (1980 p. 8), os dois processos não são opostos nem muito menos antagônicos, mas individualizam-se por elementos que não encontram paralelo entre si.

Quanto ao controle automático, em linhas gerais, na síntese os sinais de saída são conhecidos, sendo a configuração do sistema desconhecida; na análise a configuração é especificada, restando como incógnita a resposta do sistema. Enquanto aquele, em tese, permite ao projetista escolher a configuração mais conveniente a ser modelada, este deixa pouca margem de escolha da geometria. Na fase inicial investigatória, ressalta Rubinstein (1975 p. 224), mais importante do que a resposta —especificada pela síntese— é a razão de tal resposta —proporcionada pela análise.

Apesar de permitir a interpretação dos resultados e o estabelecimento de conclusões valiosas, bem como estimular o entendimento dos fatos, o processo de análise demanda modelagem suficientemente sofisticada para denotar os elementos significativos sem tornar-se dúbia.

Tou (1964 p. 5 e p. 62) compara os dois processos em detalhe, podendo ser a discussão resumida em dois tópicos:

- Enquanto a análise é recomendável quando da previsão do comportamento de sistema especificado, a síntese é aconselhável para a definição do sistema a partir de comportamento especificado.
- Por um lado, a análise não é procedimento linear e direto, demandando elevado nível de discernimento de engenharia; por outro lado, a síntese é reservada a situações de cunho ideal, onde há procedimento matemático estabelecido para ir-se diretamente da proposição à solução.

Por sua vez, Cannon (1967 pp. 4-5) divide o procedimento para investigação do comportamento dinâmico em quatro

estágios: modelagem física, modelagem matemática, estudo do comportamento dinâmico e decisões de projeto. O autor assinala que nos três primeiros a ênfase deve ser à respeito da análise, enquanto que no quarto deve ser a síntese.

Skelton (1988 p. 265-266) associa a síntese ao projeto de dispositivos segundo a diretriz de menor número possível de componentes. Por outro lado, prossegue o autor, se o objetivo é a investigação comportamental de sistemas complexos, deve-se adotar o procedimento de análise e procurar trabalhar com a modelagem mais simples possível.

Deste e dos capítulos precedentes, verifica-se que, primordialmente, a área de transitórios hidráulicos está direcionada para o processo de análise, ao passo que a teoria do controle se vale do processo de síntese. Tal situação decorrente da força das circunstâncias: em transitórios hidráulicos o processo evolutivo exigiu refinamento intenso da modelagem pois a margem de flexibilidade na configuração de instalações hidráulicas, mormente as de grande porte, face ao comportamento em regime variado é restrita; na teoria de controle, originada de circuitos eletro-eletrônicos, onde a configuração está vinculada em menor grau à solução do problema, a demanda tecnológica privilegiou a submissão dos projetos a condições de comportamento linear por meio de componentes ajustadores.

Da situação configurada, vê-se a possibilidade de debate infinito sobre a escolha pelo processo de investigação uma vez que de cada um derivam prós e contras segundo pontos de vistas distintos, mas que, em realidade, são dois processos solidários entre si, os quais, para os problemas de controle de escoamento, podem ser associados por modelagem representativa já disponível e sua resolução numérica.

Dentro dos objetivos do trabalho, tem-se como mais conveniente o tratamento do assunto por análise para proporcionar melhores condições de se interrelacionar causa e efeito na controle automático em estudo.

3.2- Método de Análise Matemática

As premissas de aceitação geral na análise de transitórios hidráulicos levam à fundamentação de sistema de equações diferenciais, classificadas como sistema hiperbólico quase-linear (Tullis 1989 p. 205; Wylie & Streeter 1993 p. 37).

Diversos são os métodos contemplados pelo nível atual de conhecimentos para a integração numérica das equações representativas de escoamento hidráulico transitório, e amplo foi o debate efetuado a seu respeito. Uma análise histórico-crítica é apresentada por Almeida (1981 pp. 15-20). Streeter (1972) resenha os métodos numéricos empregados para cálculo do regime variado em condutos, tipificando diversas condições de contorno.

Dentre inúmeras técnicas disponíveis para a solução de equações diferenciais parciais, o método das características tem recebido ampla aceitação dos analistas de escoamentos não permanentes em conduto. Em termos matemáticos, Smith (1985 p. 213) cita que o método das características é o mais apropriado para solução de equações hiperbólicas pois as curvas características representam o curso das perturbações. A respeito dos aspectos aplicados, as principais razões são: conveniente representatividade física, simplicidade formal, elevada precisão, explicitidade da solução para determinada localização espacial, excelentes qualidades quanto a convergência, consistência e estabilidade, facilidade de tratamento de efeitos dissipativos e conveniência para inclusão de condições de contorno (Tullis 1989 pp. 205-18; Wylie 1993)

Chaudhry (1982) assinala ser o método das características particularmente adequado para condições de contorno complexas, mas como desvantagem exige reduzidos intervalos de integração por questão de estabilidade.

Levando em conta a experiência disponível em transitórios hidráulicos, adota-se no trabalho o método das características como instrumento de solução matemática.

3.3- Domínio de Interesse

A investigação da dinâmica de sistemas físicos, de acordo com a conveniência de estudo e dos recursos disponíveis, é realizável segundo dois domínios básicos de interesse: tempo e frequências, cada um deles apresentando fatores atrativos de acordo com as peculiaridades do problema a estudar. A sucessão histórica de formulação de métodos de estudo acompanha a relação anterior (Seborg et al. 1989).

Luyben (1990 p. 22) comenta que 30 anos de experiência na área de controle automático o convenceram que, apesar de levar a procedimentos mais sofisticados, o grau de dificuldade de entendimento das formas de descrever fenômenos físicos segue a ordem acima.

Se em tese qualquer sistema é analisável em termos de funções de tempo ou funções de frequência, o fato de serem pontos de vista diferentes para a mesma idéia fundamental (a compreensão do comportamento dinâmico) denota a existência de caminhos distintos quanto aos objetivos específicos e leva a ampla discussão do assunto, conforme é visto na literatura disponível. Não cabe aqui o debate abrangente, mas sim considerações sobre os aspectos relevantes para o tema em estudo. Para detalhamento do assunto dispõem-se, entre muitos, de Cannon 1967; Luyben 1990; ou Seborg et al. 1989.

Um inconveniente significativo no emprego de funções de frequência para o estudo do controle de sistemas hidráulicos em condutos forçados é serem elas aplicáveis a comportamento linear com equações de coeficientes constantes, não havendo meios de generalizá-las para sistemas não lineares porque estes só apresentam comportamento ótimo para classes específicas de sinais de entrada. Além disso, Mucheroni e Porchia (1993) mostram que a identificação de sistemas não lineares no domínio das frequências deve ser feito com o apoio de ajuste empírico.

Uma vantagem relevante da transformada de Laplace em relação ao domínio do tempo é uma representação mais compac-

ta; contudo, significando trabalho razoável de fatoração do polinômio característico. Pela própria definição da função de transferência, raízes da equação característica podem ser canceladas por termos no numerador, levando à não identificação de certos modos de variação. Portanto, o comportamento real do sistema pode se revelar instável apesar de no estudo matemático os polos determinados estarem no semi-plano esquerdo do plano imaginário (Truxal 1972 p. 515).

Segundo Luyben (1990 p. 413), a dificuldade de manipulação das equações algébricas decorrentes do emprego da transformada de Laplace para alguns sistemas lineares foi o principal fator determinante do desenvolvimento do método da resposta em frequência. Porém, tal procedimento torna difícil a determinação precisa da resposta transitória, além de considerar o processo linear e invariante (Shinskey 1967 p. 55).

Hall (1954) discute a aplicação de técnicas de análise em frequência a servomecanismos e reconhece que o procedimento, segundo visão linear, proporciona razoável aproximação quando as variações transitórias definem reduzidas variações de vazão em relação ao regime permanente. Shearer (1954) assinala ser requerida grande quantidade de premissas simplificadores para a representação de servomecanismos por equações integráveis analiticamente e comenta que o resultado proporciona essencialmente uma visão qualitativa.

Nas aplicações relativas aos domínios da transformada de Laplace ou de frequências comumente a resposta transitória tem interesse secundário, sendo basicamente tratada segundo a possibilidade de a resposta convergir ou não para a situação estável. Os procedimentos convencionais de investigação do controle de realimentação partem do pressuposto de que nem as condições iniciais nem o tipo de excitação afetam o comportamento do sistema. Todavia, por ser descrito por equações hiperbólicas, as quais são dependentes das condições de contorno e inicial, tais premissas são de reduzida aplicabilidade ao regime transitório hidráulico.

Sem dúvida, as representações no tempo são aquelas com as quais têm-se mais familiaridade. Almeida e Koelle (1992 pp. 40-41) comentam, além disso, que os métodos no domínio do tempo têm se demonstrado como os mais úteis para a análise do regime transitório hidráulico. E, conforme comentam Graham e McRuer (1971 p. 278), se o conhecimento do comportamento temporal já está disponível, não há nada a se aprender do exame do desempenho no plano de fase ou no domínio das frequências.

Walters (1991 p.6-9) comenta que os domínios do tempo e de frequência são equivalentes em termos de representatividade, mas o tempo é mais adequado para soluções numéricas.

Skelton (1988 p. 173) particulariza a investigação no domínio do tempo como aquela capaz de proporcionar as informações mais detalhadas sobre o desempenho do sistema e as melhores condições de julgamento da resposta, facilitando o diagnóstico do comportamento real, enquanto que representações em plano de fase ou frequência dificultam a abstração dos fatos.

A importância do conhecimento detalhado da resposta transitória no domínio do tempo quando os eventos ocorrem em intervalos relativamente reduzidos é enfatizada por Karney (1992) por considerá-la fundamental para a interpretação correta das condições de estabilidade, bem como para a determinação da faixa de validade dos elementos de controle.

A partir do mencionado no item presente e do conteúdo do capítulo dois, conclui-se que ao longo do tempo inúmeras ferramentas foram desenvolvidas para a análise e síntese do controle automático, predominando porém a modelagem linear e discussões centradas em funções de transferência convenientes. Por outro lado, especificamente para escoamentos, as funções de transferência reais poucas vezes são conhecidas, obrigando o ajuste dos controladores a ser realizado basicamente por experiência passada ou ajuste de campo por não estar o tratamento do assunto direcionado segundo modelagem representativa no domínio do tempo (Luyben 1990 p. 17).

Se o emprego de métodos indiretos nos domínios da transformada de Laplace e das frequências foi ocasionado pela dificuldade de automatização de cálculo, o computador digital torna possível hoje redirecionar a forma de investigação do problema, não por estimativa de regiões de solução, mas sim por determinação direta por simulação numérica.

A simulação numérica tornou-se a ferramenta analítica de desenvolvimento proeminente no estudo de transitórios hidráulicos, cuja evolução desdobrou-se segundo três grandes fases: aperfeiçoamento da precisão numérica, cálculos em larga escala e caracterização de situações complexas. Agora vê-se o iniciar de nova fase, a interpretação em estágio subsequente à previsão, o que é mais simples e conveniente no domínio do tempo.

Em conformidade com tal ordem de idéias, o trabalho terá como seqüência a integração numérica das equações representativas do escoamento transitório, e depois a sua conjugação com controle automático por realimentação, no domínio do tempo com o objetivo de descrever e interpretar o seu comportamento.

CAPÍTULO 4

ESTABILIDADE E CONTROLABILIDADE DE SISTEMAS

Vários modos de controle automático foram desenvolvidos para atender a situações específicas de engenharia. De todos eles, aquele que apresenta maior faixa de aplicação e características operacionais mais convenientes é o controle por realimentação (Stephanopoulos 1984). Contudo, o comportamento do controle por realimentação é essencialmente oscilatório e, portanto, a instabilidade é possibilidade decorrente de sua utilização (Smith & Corripio 1985 p.198).

A instabilidade do controle em malha fechada tem recebido a atenção contínua dos analistas, e apesar de ser desejável a detecção das condições de sua ocorrência, ou pelo menos tendência, por meios expeditos, infelizmente a análise estática poucas informações pode fornecer além de a indicação de sensibilidade à pequenas perturbações. Não é possível explicar a instabilidade em termos estáticos porque a sua causa é a incapacidade de um certo componente físico em responder de imediato a dada perturbação Gould (1964 p. 455).

Diversos métodos e critérios são apresentados na literatura para a investigar o grau de instabilidade. Em sua grande maioria eles estão restritos a sistemas lineares e à definição das condições de estabilidade ou por critérios numéricos ou por estimativa da tendência à instabilidade (Luyben 1990). Quanto ao comportamento não linear, predomina a representação no plano de fase (Smith e Corripio 1985).

Na definição dos parâmetros de controle automático é particularmente intensa a situação dominante em engenharia da compatibilização de diversas tendências, quando ao privilegiar-se uma desfavorece-se outras. Quanto maior o ganho, mais propensa é a malha à instabilidade; de modo que a precisão e estabilidade caminham em sentido contrário. De modo semelhante, quanto menor o fator de amortecimento mais rápida é a resposta do sistema, porém ocasionando maiores desvios do valor desejado e oscilações mais demoradas. Portanto, da concorrência de tais circunstâncias, sucede a incompatibilidade prática entre elevada precisão e boa estabilidade com a otimização da solução dependente do conhecimento detalhado do comportamento do sistema associado à investigação sistemática de diversas opções (Healey 1967 p. 75; Stephanopoulos 1984 p. 275).

Afora definições estritamente matemáticas, e de maior dificuldade de aplicação para sistemas complexos, a conceitualização de estabilidade é um tanto quanto subjetiva e depende de restrições específicas a cada situação. Em alguns casos o sistema é considerado estável se para uma determinada entrada verifica-se uma saída confinada entre dois limites ou, se para "pequenas" perturbações a variação decorrente é eliminada ao longo do tempo. Algumas vezes acrescenta-se à definição a condição de convergência para condição de regime permanente sem oscilações. Também, tem-se como estável o sistema que ao sofrer perturbação permanece em torno de um ponto convencionado como o de equilíbrio é capaz de produzir um efeito compensatório para retornar ao estado inicial.

Skelton (1988 pp. 301-21) comenta que as definições de estabilidade segundo Liapunov envolvem apenas a condição inicial e não as entradas¹. Além disso, Skelton também aponta que desde a década de 50 a análise de estabilidade de sistemas complexos, na sua forma mais abrangente, tem sido

¹as quais têm papel preponderante em sistemas hiperbólicos.

centrada em torno da determinação de autovalores, mas que tal procedimento apenas verifica se o vetor de estado se comporta de maneira adequada como um todo, pouco informando sobre o comportamento transitório.

A investigação das condições de estabilidade segundo os critérios mais divulgados se reduzem, em termos gerais, ao sentido matemático de determinar-se, direta ou indiretamente, analítica ou graficamente, soluções de equações diferenciais e verificar se, para tal solução, pequenas variações na entrada do sistema correspondem a pequenas variações na saída. O procedimento decorre do fato de que sistemas lineares não requerem excitação para entrar em oscilação: basta um ruído ou fechar a malha. Nessa circunstância restritiva pode-se estabelecer o valor de parâmetros que assegurem a estabilidade. Entretanto, principalmente em sistemas não lineares, é preciso saber a que distância desse limite o comportamento do sistema passa a ser inconveniente do ponto de vista prático. Surge como consequência a necessidade de configurar-se margens de estabilidade para saber-se se o sistema é possível de se controlar dentro da região de interesse.

A definição do que é instabilidade e critérios para a sua delimitação diferem, portanto, de acordo com o intento do tratamento adotado, como reflexo das características de resposta dos sistemas físicos ao controle automático. Quando um sistema linear é instável, em tese, uma vez iniciada, a resposta cresce exponencialmente sem restrições. Em sistemas não lineares, contudo, nunca a resposta cresce de tal forma; ao contrário, ela alcança comumente a condição de oscilação genérica com amplitude constante. Como nenhum sistema é perfeitamente linear, aqueles que assim podem ser modelados, ao experimentarem instabilidade têm a sua resposta crescente até ser limitada pela dominância dos efeitos não lineares.

Em termos efetivos, portanto, a definição de estabilidade está mais ligada à configuração da resposta do que a

limites matemáticos, devendo-se procurar investigar o comportamento temporal para avaliar o desempenho do controlador. O sentido amplamente adotado de estabilidade segundo o qual a pequenas variações na entrada correspondem pequenas variações na saída não é adequada ao caso de transitórios hidráulicos em condutos em razão das significativas variações em relação às condições de regime permanente comumente verificadas.

Na teoria linear de sistemas o conceito de estabilidade é absoluto, o sistema é estável ou instável, em razão do que foi dito no parágrafo anterior. Em sistemas não lineares a estabilidade depende da magnitude da entrada. Portanto, não há como generalizar e resumir matematicamente a condição de estabilidade para sistemas não lineares. É preciso investigar até quais limites se aceita o comportamento do sistema em decorrência a uma perturbação.

Sistemas não lineares simples podem ser estudados via plano de fase; situações mais complexas demandam o emprego de funções descritivas empíricas ou simulações específicas. Graham e McRuer (1971 pp. 272-8) apontam, todavia, que o único mérito do método do plano de fase é proporcionar a representação de trajetórias do sistema sem integrar a equação do movimento para descrever a dependência da posição com o tempo.

Rubinstein (1975 p. 434) ressalta que a marca distintiva do controle em malha fechada é a necessidade de atender uma meta determinada: uma entrada de referência é selecionada para alcançar-se uma saída desejada, cabendo ao controlador a tarefa de intermediar adequadamente a sua efetivação. Nessa ordem de idéias, coloca-se acima da noção de estabilidade o conceito de controlabilidade do sistema, de forma que para cada sistema dinâmico controlado automaticamente deve-se definir a região onde o controle deve ser alcançado.

Afora as dificuldades em se caracterizar a noção de estabilidade, o que se deseja em última instância em controle automático é uma combinação de qualidades que garantam o

funcionamento adequado da instalação. Daí a necessidade de analisar-se detalhadamente a resposta transitória de forma abrangente para caracterizar-se a sua controlabilidade.

A questão da qualidade do comportamento do sistema segundo o conceito de controlabilidade deve estar voltada à interpretação dos acontecimentos e à verificação se é possível alterar o sistema entre duas condições de regime permanente de forma adequada, uma vez que é problemática a definição de forma estrita de medir-se a adequação do controle.

A efetividade do controle automático para ser alcançada depende intimamente ao entendimento do comportamento dinâmico daquilo que está sendo controlado e que a simulação representativa proporciona a melhor maneira de adquirir-se conhecimento e entendimento do processo (Rubinstein 1975 p.455).

O segundo método de Liapunov², explica Minorsky (1969 p. 81), tem como idéia central a meta de, ao invés de investigar o problema da estabilidade em termos variacionais, procurar transformar as equações diferenciais de forma a definir-se sem integração se as trajetórias do sistema alcançam a condição de equilíbrio. Ora, hoje dispõem-se dos conceitos e dos meios para simular-se com efetividade a resposta do sistema no domínio do tempo e, portanto, não há nada que impeça de atacar-se diretamente o problema segundo a mesma ordem de interesse.

Como os coeficientes das equações descritivas dos sistemas físicos nunca são conhecidos com elevado grau de precisão, qualquer simulação apresenta considerável grau de incerteza. Tal situação é mais crítica no caso de sistemas não lineares porque os coeficientes dependem das condições operacionais, não se podendo confiar em um único resultado numérico. Como consequência, tem-se ressaltada a importância

²de onde derivou o conceito de plano de fase para estudo de sistemas não lineares.

da investigação detalhada e a análise sistemática estruturada no domínio do tempo da resposta transitória do escoamento ao controle automático.

Na sequência do presente estudo será desenvolvido um tratamento atendendo tais diretrizes para chegar a uma forma de análise não linear capaz de definir a controlabilidade do sistema num sentido global e permitir a verificação da viabilidade do controle automático por válvulas acionadas pelo fluido de trabalho, objetivo principal do presente estudo.

CAPÍTULO 5

MODELAGEM DO SISTEMA

Uma vez definidos os objetivos e estabelecida a metodologia, passa-se agora à modelagem parametrizada do fenômeno.

Com o cálculo de transitórios em sistemas fluidodinâmicos consistindo em duas partes fundamentalmente diferentes: a descrição da propagação das ondas de pressão no conduto e a modelagem dos itens componentes da instalação (válvulas no presente estudo), a sua caracterização será realizada na sequência imediata segundo essas duas partes essenciais.

5.1- Modelagem do Conduto

A propagação das ondas de pressão em líquidos quase-incompressíveis escoando por conduto fechado linearmente elástico é descrita pela aplicação conjunta das equações da continuidade e do movimento, resultando em sistema de equações diferenciais hiperbólicas quase-lineares com duas variáveis dependentes (velocidade ou vazão e carga) e duas variáveis independentes (distância e tempo). O método das características as transforma em quatro equações diferenciais ordinárias, válidas duas a duas, representando retas características no plano (t,x) , cuja variável independente é o tempo. Procedimentos numéricos são requeridos para a integração na formulação com termos dissipativos.

Desnecessário e improcedente é discutir aqui as premissas adotadas na modelagem do escoamento transitório em condutos, deduzir as equações representativas do fenômeno e descrever a sua transformação em diferenças finitas haja vista a grande quantidade de contribuições no tema. Destacam-se, entre muitos, os seguintes trabalhos com orientação técnica: Almeida e Koelle (1992); Chaudhry (1987); Pejovic e Boldy (1992); Tullis (1989); Thorley (1991); Wylie e Streeter (1993).

Considerando-se a Fig. 5.1, tem-se para a equação da continuidade

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

e para a equação do movimento

$$g \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{f}{2D} v|v| = 0 \quad (2)$$

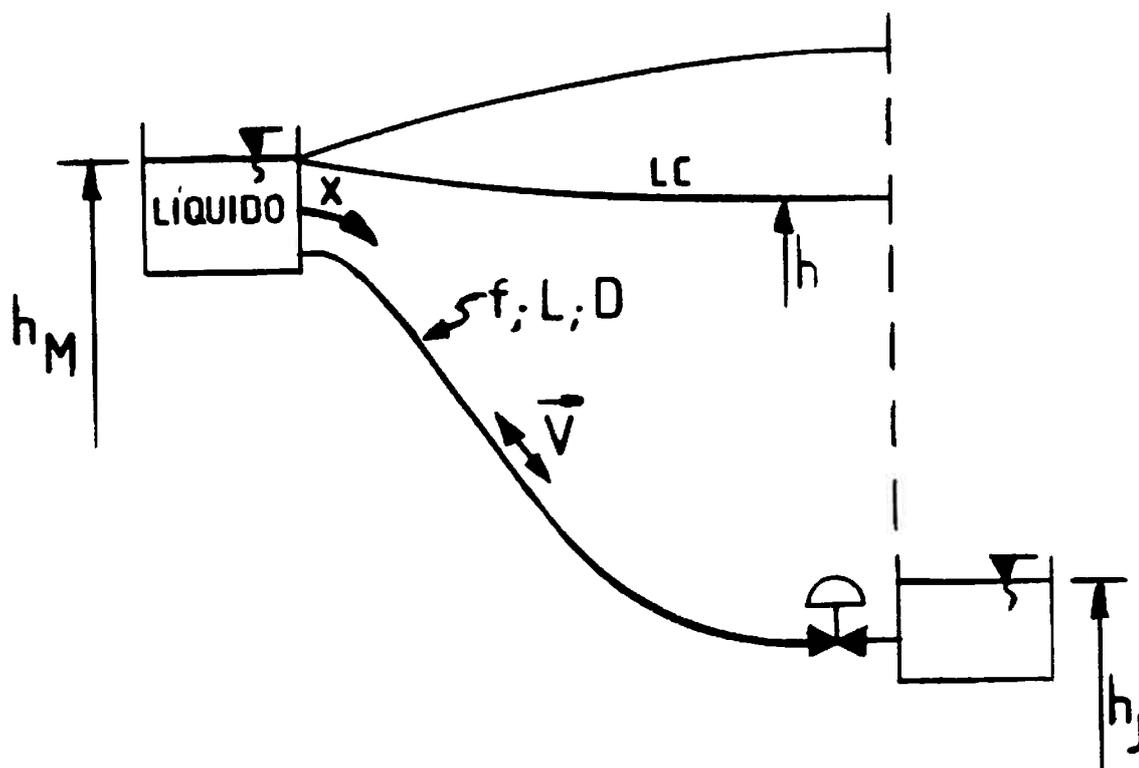


Fig. 5.1- Esquema da instalação

5.2- Modelagem da Válvula em Malha Aberta

Dentre os diversos tipos de condição de contorno que se apresentam em regime transitório, provavelmente aquela que está envolta em maior grau de incerteza é a válvula. Não por ser mecanismo complexo, mas sim por serem escassos os dados experimentais sobre o seu comportamento hidráulico. As informações disponíveis, além de estarem dispersas na literatura, se referem basicamente a condições estáticas.

Verifica-se sintomaticamente duas situações quanto ao tratamento de válvulas como condição de contorno. Por um lado tem-se a área do controle automático, por outro os estudos de transitórios em condutos forçados. Na primeira, uma situação peculiar é o reconhecimento do comportamento não linear entre vazão e abertura, para logo a seguir definir-se uma função de transferência linear para a válvula na malha de controle como pode ser visto em, por exemplo, Luyben (1990) ou Seborg et al. (1989). Quanto ao segundo, representa-se a ação da válvula por uma função temporal da abertura adimensional da válvula (τ), conforme são referências Chaudhry (1987); Tullis (1989); ou Wylie e Streeter (1993).

A resposta transitória é significativamente sensível a detalhes de operação da válvula, invalidando a definição de manobras descritas por abertura em função do tempo. Karney (1990). Smith (1985 p. 178) mostra que no caso de equações hiperbólicas as condições iniciais e de contorno não podem ser arbitrariamente especificadas, o que torna sem sentido qualquer idealização do elemento.

A disponibilidade da expressão experimental relacionando dissipação na válvula e abertura é indispensável para qualquer investigação quantitativa do comportamento transitório. Para a maioria das situações práticas de engenharia em malha aberta o emprego das características de dissipação de válvulas em regime permanente é satisfatório para simulações transitórias (Funk et al. 1972).

Portanto, adota-se aqui o tratamento de Fox (1989) ou Thorley (1991) de descrever matematicamente a válvula como um orifício cuja área varia no tempo segundo um padrão determinado e cuja influência no escoamento é definida pela dissipação decorrente da abertura instantânea.

Por conveniência, a dissipação é representada pelo coeficiente de distinção (Lauria 1986, 1988a), uma transformação de coordenadas do coeficiente de perda de carga singular, tal que

$$K_d = \sqrt{\frac{1}{K_v + 1}} \quad (3)$$

de forma que essa expressão seja definida pela razão entre abertura genérica e abertura máxima, ou abertura reduzida a_r

$$K_d = K_d \left(a_r(t) \right) \quad (4)$$

5.3- Considerações Sobre Parametrização de Transitórios

O emprego de parametrizações tem sido extensivo na análise de transitórios hidráulicos, a começar pelo trabalho fundamental de Allievi (1903), mas todas elas limitadas por premissas restritivas e tendo como consequência resultados insuficientes face aos recursos e instrumentos hoje disponíveis, bem como ao nível de exigência tecnológico (Pejovic e Boldy 1992 p. 97).

Afora considerações específicas, justifica-se o crescente interesse pela parametrização nas mais diversas áreas da Engenharia em razão de ela permitir assimilar de forma mais simples interrelacionamentos complexos entre as variáveis descritivas dos sistemas físicos. O procedimento, por não depender dos valores absolutos das variáveis, leva à quantificação da influência de perturbações ou distúrbios de forma geral. Todavia, a parametrização não busca essencial-

mente uma solução mais acurada ou de elevada precisão, mas sim delinear a sua faixa de validade.

Por outro lado, há que se fazer aqui a distinção entre parametrização e adimensionalização do fenômeno transitório pois diversos textos confundem este com aquele. Streeter e Wylie (1967), por exemplo, dedicam um tópico do seu livro a uma proposta de adimensionalização. Na edição posterior (Wylie & Streeter 1978), contudo, nada é mencionado sobre o assunto. De fato, o fenômeno é dependente do comprimento, apesar de tal parâmetro não ficar explícito nas equações normalizadas como será visto a seguir.

A força aplicada a massa de líquido em movimento é propagada por frente de onda, levando um intervalo finito para ela ser solicitada por inteiro e com a ação variável conforme a posição. Assim sendo, com o aumento do comprimento do conduto há elevação na capacidade do sistema em acumular energia, induzindo o surgimento dos comportamentos de "empacotamento" e "atenuação". Apesar de mantida a semelhança geométrica, não são asseguradas as semelhanças cinemática e dinâmica, resulta conseqüentemente um fator de escala associado à parametrização cujo valor, entretanto, é significativo apenas para condutos muito longos (Chaudhry 1987 pp. 203-5; Fox 1989 p. 19).

5.4- Forma de Parametrização

Existem muitas, senão infinitas, maneiras de se parametrizar um problema de engenharia, requerendo primeiramente o delineamento dos objetivos para o desenvolvimento do processo. Dentro da linha de estudo adotada, especificada a carga disponível como constante, quer-se conjugar os aspectos de dissipação, arranjo físico, elasticidade e tipo de manobra da válvula. Além disso, deve-se assegurar a condição de Courant-Friedrichs (Chaudhry 1987 pp. 402-3).

Como primeira contribuição do trabalho, será desenvolvida a seguir uma forma de parametrização visando a síntese dos parâmetros intervenientes na evolução do fenômeno no conduto a um único termo.

5.4.1- Parâmetros de referência

Para a consecução dos objetivos acima, bem como simplificar a representação com inclinação unitária das retas características, escolhem-se os seguintes parâmetros de referência:

$$\bullet \text{Distância: } L_r = L \quad (5)$$

$$\bullet \text{Velocidade: } v_r = v^{\wedge} \quad (6)$$

$$\bullet \text{Carga: } H = \Delta h^{\wedge} \quad (7)$$

$$\bullet \text{Tempo: } T_r = \omega = \frac{L_r}{a} \quad (8)$$

$$\bullet \text{Vazão: } Q_r = Q^{\wedge} \quad (9)$$

5.4.2- Variáveis normalizadas

Com as definições do item precedente resultam as variáveis normalizadas:

$$\bullet \text{Espaço normalizado: } X = \frac{x}{L_r} \quad (10)$$

$$\bullet \text{Velocidade normalizada: } V = \frac{v}{v_r} \quad (11)$$

$$\bullet \text{Carga normalizada: } H = \frac{h}{H_r} \quad (12)$$

$$\bullet \text{Tempo normalizado: } T = \frac{t}{\omega} \quad (13)$$

$$\text{Vazão normalizada: } Q = \frac{q}{Q_r} \quad (14)$$

5.4.3- Derivadas em variáveis normalizadas

Com a definição dos parâmetros de referência e as variáveis normalizadas as derivadas do item 5.1 passam a ser calculadas como

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial \left(v_r v \right)}{\partial \left(L_r x \right)} = \frac{v^{\wedge}}{L} \frac{\partial v}{\partial X} \quad (15)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{\partial \left(v_r v \right)}{\partial \left(\omega T \right)} = \frac{a v^{\wedge}}{L} \frac{\partial v}{\partial T} \quad (16)$$

$$\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{\partial \left(H_r H \right)}{\partial \left(L_r x \right)} = \frac{\Delta h_f^{\wedge}}{L} \frac{\partial H}{\partial X} \quad (17)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \frac{\partial \left(H_r H \right)}{\partial \left(\omega T \right)} = \frac{a \Delta h_f^{\wedge}}{L} \frac{\partial H}{\partial T} \quad (18)$$

5.5- Expressão Normalizada do Transitório no Conduto

Com a Eq. (15) e a Eq. (18) a Eq. (1) torna-se

$$\frac{\partial H}{\partial T} + \frac{a v^{\wedge}}{g \Delta h_f^{\wedge}} \frac{\partial v}{\partial X} = 0 \quad (19)$$

Aplicando as Eqs. (16) e (17) na Eq. (2) chega-se a

$$\frac{\partial H}{\partial X} + \frac{aV^{\wedge}}{g\Delta h_f^{\wedge}} \frac{\partial V}{\partial T} + \frac{fLV^{\wedge}}{gD\Delta h_f^{\wedge}} V|V| = 0 \quad (20)$$

sendo

$$\Delta h_f^{\wedge} = f \frac{L}{D} \frac{V^{\wedge 2}}{2g} \quad (21)$$

e fazendo

$$\phi = \frac{aV^{\wedge}}{g\Delta h_f^{\wedge}} \quad (22)$$

resulta para as Eqs. (19) e (20), respectivamente

$$\frac{\partial H}{\partial T} + \phi \frac{\partial V}{\partial X} = 0 \quad (23)$$

$$\frac{\partial H}{\partial X} + \phi \frac{\partial V}{\partial T} + V|V| = 0 \quad (24)$$

Utilizando o método das características (Chaudhry 1987; Wylie e Streeter 1993), o sistema de equações diferenciais hiperbólicas descrito por (23) e (24) é transformado no seguinte sistema de quatro equações diferenciais ordinárias, válidas duas a duas

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dH}{dT} + \phi \frac{dV}{dT} + V|V| = 0 \end{array} \right. \quad (25a)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dX}{dT} = 1 \end{array} \right. \quad (25b)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} -\frac{dH}{dT} + \phi \frac{dV}{dT} + V|V| = 0 \end{array} \right. \quad (26a)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dX}{dT} = -1 \end{array} \right. \quad (26b)$$

Para a integração das Eqs. (25a) e (26a) o terceiro termo do primeiro membro requer atenção especial. Diversas formas de aproximação são discutidas na literatura. Anspach et al. (?) ressaltam que uma aproximação de primeira ordem é suficiente exceto em casos específicos onde os efeitos de dissipação são extremamente elevados. Wylie (1983) emprega a seguinte integração para o termo ao longo das retas características positivas ou negativas, AP ou BP, respectivamente

$$\int_{\mathbf{x}_A}^{\mathbf{x}_P} \mathbf{v}|\mathbf{v}|d\mathbf{x} \approx |\mathbf{v}_A|\mathbf{v}_P (\mathbf{x}_P - \mathbf{x}_A) \quad (27a)$$

$$\int_{\mathbf{x}_B}^{\mathbf{x}_P} \mathbf{v}|\mathbf{v}|d\mathbf{x} \approx |\mathbf{v}_B|\mathbf{v}_P (\mathbf{x}_P - \mathbf{x}_B) \quad (27b)$$

a qual segundo Wylie (1983) resulta em expressões lineares com a mesma precisão de aproximação de segunda ordem.

Segundo os parâmetros de referência, o intervalo de cálculo ao longo do conduto está relacionado com o número de divisões, n , dessa maneira

$$\mathbf{x}_P - \mathbf{x}_A = -(\mathbf{x}_P - \mathbf{x}_B) = \frac{1}{n} \quad (28)$$

Considerando-se que pela parametrização realizada a vazão normalizada é igual à velocidade normalizada, e com a expressão anterior, as Eqs. (25a) e (26a) tornam-se para malha retangular de discretização, respectivamente

$$\mathbf{H}_P = \mathbf{H}_A + \phi \mathbf{q}_A - \left(\frac{|\mathbf{q}_A|}{n} + \phi \right) \mathbf{q}_P \quad (29)$$

$$\mathbf{H}_P = \mathbf{H}_B - \phi \mathbf{q}_B + \left(\frac{|\mathbf{q}_B|}{n} + \phi \right) \mathbf{q}_P \quad (30)$$

determinando-se, assim, a carga e a velocidade normalizadas nos pontos interiores da tubulação.

Contudo, o recurso da malha retangular apresenta o inconveniente de simular na realidade dois transitórios hidráulicos independentes. Com a configuração em malha escalonada cruzada promove-se a interação entre as retas características, resultando em representatividade física mais efetiva e significativa melhoria em termos de precisão e convergência (Almeida & Koelle 1992 pp. 47-9). Verifica-se hoje não haver mais sentido em trabalhar-se com malhas retangulares, sendo portanto aqui adotada a malha escalonada cruzada. Tendo-se em consideração a Fig. 5.2, resulta para o equacionamento à esquerda do ponto de cálculo

$$H_E - H_A + \phi(q_E - q_A) + \frac{|q_A|q_E}{2n} = 0 \quad (31)$$

$$H_E - H_C - \phi(q_E - q_C) - \frac{|q_C|q_E}{2n} = 0 \quad (32)$$

$$H_P - H_E + \phi(q_P - q_A) + \frac{|q_E|q_P}{2n} = 0 \quad (33)$$

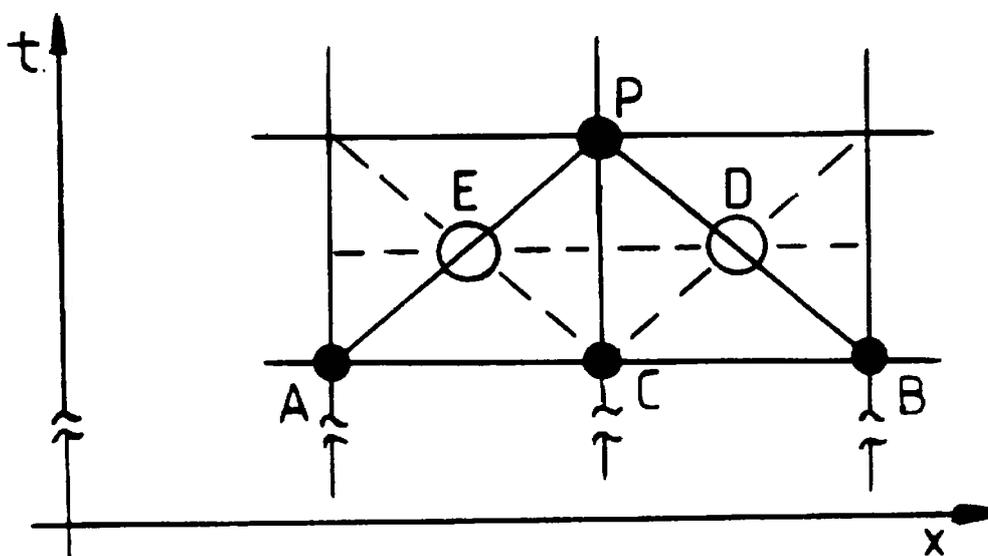


Fig. 5.2- Malha Escalonada Cruzada

da igualdade entre as Eqs. (31) e (32) resulta a vazão à esquerda

$$q_E = \frac{H_A - H_C + \phi(q_A + q_C)}{2\phi + \frac{1}{2n}(|q_A| + |q_C|)} \quad (34)$$

Fazendo

$$C_E = H_A + \phi q_A - \frac{1}{2n}|q_A|q_E \quad (35)$$

$$B_E = \phi + \frac{1}{2n}|q_E| \quad (36)$$

e com as Eqs. (31) e (33) tem-se uma expressão para a carga no ponto de cálculo

$$H_P = C_E - B_E q_P \quad (37)$$

De forma similar obtém-se o equacionamento à direita do ponto de cálculo

$$H_D - H_C + \phi(q_D - q_C) + \frac{|q_C|q_D}{2n} = 0 \quad (38)$$

$$H_D - H_B - \phi(q_D - q_B) - \frac{|q_B|q_D}{2n} = 0 \quad (39)$$

$$H_P - H_D + \phi(q_P - q_D) + \frac{|q_D|q_P}{2n} = 0 \quad (40)$$

$$q_D = \frac{H_C - H_B + \phi(q_B + q_C)}{2\phi + \frac{1}{2n}(|q_B| + |q_C|)} \quad (41)$$

Fazendo

$$C_D = H_B - \phi Q_B + \frac{1}{2n} |Q_B| Q_D \quad (42)$$

$$B_D = \phi + \frac{1}{2n} |Q_D| \quad (43)$$

e com as Eqs. (38) e (40) chega-se a

$$H_P = C_D + B_D Q_P \quad (44)$$

Igualando-se as Eqs. (44) e (37) resulta a vazão

$$Q_P = \frac{C_E - C_D}{B_D + B_E} \quad (45)$$

e uma vez determinado o seu valor tem-se a carga pela Eq. (37) ou pela Eq. (44).

5.5.1- Índice Característico da Instalação

A expressão (22) guarda semelhança com o número de Allievi

$$Al = \frac{a V^{\wedge}}{g \Delta H_g} \quad (46)$$

sendo que ambos se confundem se a perda de carga na válvula for desprezável. A Eq. (22) foi escolhida por permitir a redução dos termos intervenientes no transitório a um único parâmetro. Tal não aconteceria caso fosse usado o número de Allievi, resultando em mais um coeficiente descritivo da energia potencial inicial associada ao desnível geométrico entre reservatórios.

Por distinção, a expressão (22) será chamada de índice característico da instalação. A sua interpretação física é

imediate. Com a Eq. (21) aplicada na Eq. (22) tem-se

$$\phi = 2 \frac{a}{v^{\wedge}} \frac{1}{f \frac{L}{D}} \quad (47)$$

Contudo, na Eq. (47) identifica-se os números de Mach e Euler, respectivamente

$$\frac{v^{\wedge}}{a} \sim \frac{\text{inércia}}{\text{elasticidade}} \quad (48)$$

$$f \frac{L}{D} = \frac{\Delta p}{\rho v^{\wedge 2}} \sim \frac{\text{variação de pressão}}{\text{inércia}} \quad (49)$$

Assim sendo, resulta

$$\phi \sim \frac{\text{elasticidade}}{\text{variação de pressão}} \quad (50)$$

Vê-se, portanto, que as características de inércia não influem diretamente no fenômeno parametrizado evoluindo no conduto.

Quanto ao número de Allievi, pode-se interpretá-lo como uma relação de tempos. No caso de transitório em coluna rígida, o fenômeno é regido por uma escala de tempo na forma

$$t_{cr} \sim \frac{L v^{\wedge}}{g \Delta H_g} \quad (51)$$

tendo-se para o transitório elástico

$$t_{el} \sim \frac{L}{a} \quad (52)$$

Dividindo-se a Eq.(51) pela (52) vê-se o número de Allievi também expressa a relação entre os tempos de propagação em coluna rígida e coluna elástica. Quando mais baixo o seu valor, maior a participação dos efeitos elásticos no fenômeno.

5.6- Condições de Contorno

As Eqs. (37), (44) e (45) têm a sua aplicação simultânea limitada aos pontos interiores da malha característica pois para cada extremidade do conduto há apenas uma condição de compatibilidade: a montante dada pela Eq.(37) e a jusante por (44) Uma segunda equação é requerida como condição de contorno para o cálculo das variáveis Q_p e H_p .

i) Reservatório de montante

Referida a Fig. 5.3, com o reservatório suposto de nível constante, verifica-se

$$H_{P0} = \frac{h_M}{\Delta h_f} = H_M \quad (53)$$

Aplicando-se a Eq. (53) em (44) chega-se à vazão a de montante

$$Q_{P0} = \frac{H_P - C_D}{B_D} \quad (54)$$

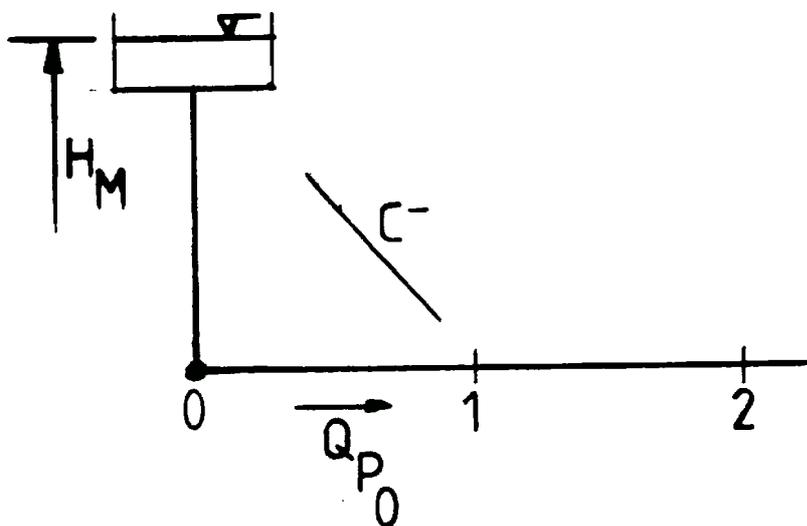


Fig. 5.3- Reservatório de montante

ii) Válvula em malha aberta junto a reservatório de jusante

Para a Fig. 5.4, tem-se a perda de carga normalizada na válvula dada por

$$\Delta H_v = \frac{\Delta h_v}{\Delta h_f} \quad (55)$$

sendo

$$\Delta h_v = \frac{K_v v_{PNS}^2}{2g} \quad (56)$$

Chamando

$$F_p = f \frac{L}{D} \quad (57)$$

de FATOR DE PERDA para manter a compatibilidade com os estudos de Lauria (por exemplo, 1986, 1992c, 1992d) sobre comportamento da válvula em regime quase-estático, e ainda com a Eq. (21), obtém-se

$$\Delta H_v = \frac{K_v}{F_p} Q_{PNS}^2 \quad (58)$$

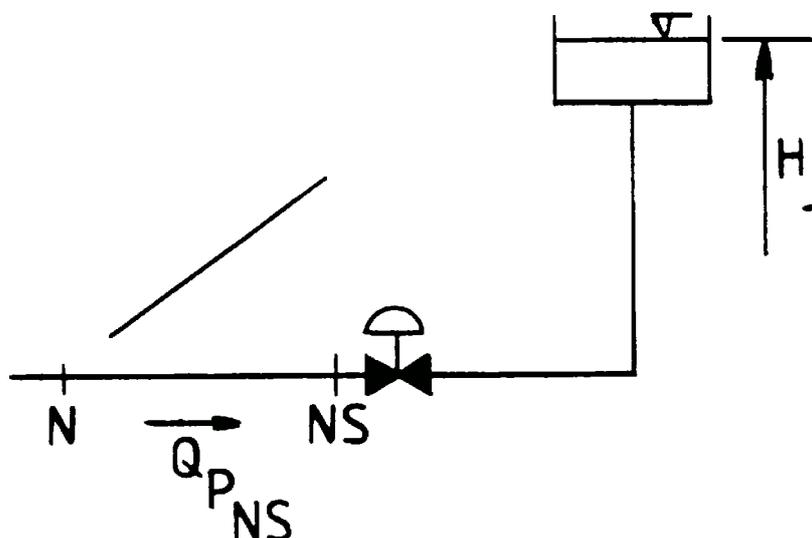


Fig. 5.4- Válvula junto a reservatório de jusante

e como consequência do equacionamento anterior chega-se à expressão

$$\frac{K_v}{F_p} |q_{P_{NS}}| q_{P_{NS}} = H_{P_{NS}} - H_J \quad (59)$$

Sendo que a relação entre as cargas dos reservatórios de montante e de jusante é dada por

$$H_M - 1 - \frac{K_v^{\wedge}}{F_p} = H_J \quad (60)$$

Aplicando-se a Eq. (59) em (37) resulta a expressão da condição de contorno a ser satisfeita para a válvula em malha aberta, ou uma das equações necessárias à simulação do controle automático

$$\frac{K_v}{F_p} |q_{P_{NS}}| q_{P_{NS}} + B_E q_{P_{NS}} - C_E + H_J = 0 \quad (61)$$

Definindo-se

$$F = \frac{B_E F_p}{K_E} \quad (62a)$$

$$G = \frac{(H_j - C_E) F_p}{K_v} \quad (62b)$$

A forma conveniente de solução para esta condição de contorno, sem necessidade de discutir-se o sinal da expressão, é apresentada em Almeida e Koelle (1992)

$$|q_{P_{NS}}| q_{P_{NS}} + F q_{P_{NS}} + G = 0 \quad (63)$$

5.7- Modelagem de Válvula Automática

Para o caso de válvulas em malha aberta a posição é especificada no tempo, e deve ser assegurada por sistema externo de posicionamento do obturador. Em tal situação basta conhecer o comportamento da dissipação em função da abertura da válvula. Por outro lado, tendo-se a posição do obturador definida por elementos automáticos de controle surgem duas ramificações: acionamento por dispositivo externo ou pelo próprio fluido de trabalho. Em ambas um dispositivo controlador especializado, no presente estudo PID, ajusta a posição relativa da válvula segundo as variações desejadas de escoamento.

Na primeira circunstância ocorre situação simplificada com os efeitos dinâmicos relativos entre válvula e escoamento explícitos na evolução do fenômeno. Decorre condição implícita, todavia, quanto à segunda. E é justamente na investigação dessa última situação onde residem as maiores dificuldades, mormente pela carência de informações experimentais referentes à válvula para controle automático do escoamento em condutos forçados (Koelle 1991). Em servomecanismos, por outro lado, já é de longa data o interesse pelo

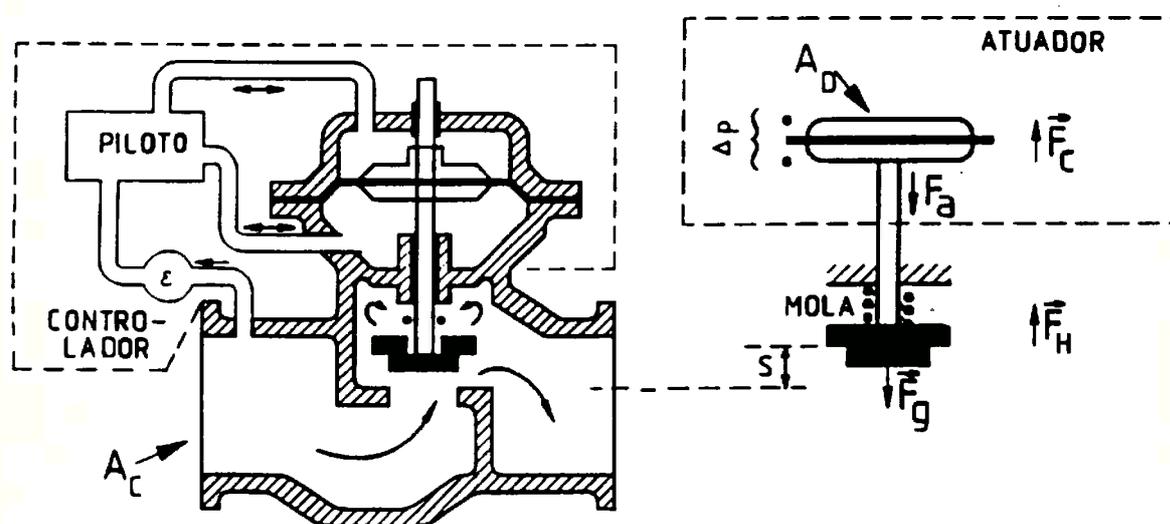


Fig. 5.5- Esquema da válvula automática

comportamento dinâmico de válvulas, havendo muitas iniciativas a respeito, como, por exemplo, Alpay (1974); McCloy & Martin (1980); ou Takenaka (1974).

Koelle (1991, 1992a) propôs modelagem específica de válvula automática com o intuito de representar um dispositivo de referência quanto a transitórios hidráulicos em condutos forçados. Conforme mostra a Fig. 5.5, o modelo é composto por diafragma, câmara superior com dois setores independentes, mola, obturador e haste (cuja posição s é usada como referência), bem como sistema de piloto. Tal sistema atua como controlador definindo o fluxo hidráulico nos setores da câmara para posicionar a válvula em decorrência do desvio relativo entre valor desejado e valor medido. Para tal configuração a equação, escalar, representativa do movimento da válvula é expressa por

$$F_H - F_g - F_A - F_M - F_V + F_c = m_{eo} \frac{d^2 s}{dt^2} \quad (64)$$

sendo cada um dos termos considerados da seguinte maneira:

- F_H : força resultante dos efeitos da variação da quantidade de movimento do escoamento devido à presença da válvula. Restrita aos efeitos hidráulicos internos.

- F_g : força peso aparente agindo nos componentes internos móveis da válvula

$$F_g = g \rho_o V_o \left(1 - \frac{\rho}{\rho_o} \right) \quad (65)$$

- F_A : efeito resultante do atrito devido ao movimento do obturador.

- F_M : força devido à ação da mola, considerada como elemento linear

$$F_M = k_M (s_{\max} - s) \quad (66)$$

de modo à componente ser nula na abertura máxima da válvula.

■ F_G : força de pré-tensionamento da mola. Representa em última instância um ajuste prévio à operação.

■ F_C : força decorrente do efeito do sistema de controle. Por ação do piloto tem-se uma diferença de pressão entre as duas faces do diafragma, resultando

$$F_C = \Delta p A_D \quad (67)$$

■ m_{eo} : massa efetiva do obturador (inclui efeito de massa adicionada).

Todos os esforços mencionados são divisíveis em uma componente de esforço interno e outra de esforço externo ao escoamento, conforme

$$F_I = F_H - F_g - F_A \quad (68)$$

$$F_E = \Delta p A_D - k_M s - F_G \quad (69)$$

Bower (1953) assinala que, em termos gerais, o princípio da superposição não se aplica a elementos não lineares, mas, em se tratando de válvulas para as quais a variação local de carga é aproximável à perda de carga causada, tal suposição é aceitável.

5.7.1- Força interna

A componente é suposta positiva se tende a aumentar a abertura da válvula. Fixada a geometria do elemento de con-

trole, Naudascher (1980) e Thorley (1983) apontam que, no caso geral, a força interna apresenta a seguinte relação funcional

$$F_I = F_I \left(q, s, \frac{ds}{dt}, \frac{d^2s}{dt^2} \right) \quad (70)$$

Para assegurar a controlabilidade do sistema, os movimentos do obturador não devem apresentar variações significativas de velocidade no tempo, caso contrário, pelas dimensões relativamente reduzidas da válvula, o fim de curso seria atingido rapidamente. Pode-se, então, em primeira aproximação, desconsiderar os efeitos de aceleração na expressão acima.

Kubie (1982) sugere como aproximação preliminar para o modelo de válvula considerado supor a força hidráulica como aquela correspondente à diferença de pressão entre montante e jusante da válvula multiplicada pela área do obturador, supondo-se ainda que tal diferença de pressão também seja definida pelo sistema de piloto, sendo que, portanto ambos os esforços difiram pela área dos respectivos elementos onde agem. Evidentemente, a aproximação é aceitável para válvulas do tipo globo, as quais não provocam acentuada diminuição local de pressão. Por outro lado, Lee (1954) comenta que as características das forças hidrodinâmicas é essencialmente a mesma seja para medidores de vazão ou válvulas de obturador em disco ou válvulas de carretel. Em adição, Alpaya (1974) assinala que os efeitos de atrito são significantes apenas para escoamento oscilatório com frequência abaixo de um Hz. Assim sendo, pode-se estabelecer

$$F_H = (P_M - P_J) A_o \quad (71)$$

mas, considerando a Eq. (3), vem

$$\frac{p_M - p_J}{\gamma} = \left(\frac{1}{K_d^2} - 1 \right) \frac{q^2}{2gA_c^2} \quad (72)$$

tendo-se, portanto

$$F_H = \frac{\rho A_o}{2 A_c^2} \left(\frac{1}{K_d^2} - 1 \right) q^2 \quad (73)$$

Quanto aos efeitos de atrito, Kubie (1982) propõe a seguinte expressão

$$F_A = \alpha_A \mu R_o \frac{da_r}{dt} \quad (74)$$

5.7.2- Força externa

Como foi discutido logo acima, a ação do sistema de piloto define um esforço

$$\Delta p A_D \approx \left(p_M - p_J \right) A_D + \Delta p(0) \quad (75)$$

onde o segundo termo do segundo membro representa a condição de pressão quando do regime permanente inicial de modo ao sistema de piloto só atuar na condição transitória.

Por sua vez, a operação de controlador ideal PID é expressa por

$$r(t) = g_p \epsilon + \frac{g_p}{t_i} \int \epsilon dt + g_p t_d \frac{d\epsilon}{dt} \quad (76)$$

onde tem-se o sinal

$$r(t) = \Delta p(t) - \Delta p(0) \quad (77)$$

e o desvio relativo para a variável genérica V

$$\epsilon = \frac{V(t)}{V_d} - 1 \quad (78)$$

5.8- Parametrização do Movimento da Válvula Automática

Tendo como ponto de apoio a modelagem da válvula como elemento isolado desenvolvida na literatura, conforme acima apresentado, a segunda contribuição do trabalho será estabelecer a parametrização do modelo visando o seu acoplamento com a modelagem não linear do escoamento transitório no conduto, a qual é apresentada nos itens 5.1 e 5.5.

É importante ressaltar que a modelagem em variáveis físicas do escoamento no conduto, e de diversas condições de contorno, está firmemente estabelecida e verificada há muito tempo. Quando à modelagem da válvula acionada pelo fluido de trabalho, conforme mencionado no início do trabalho, carecem ações experimentais mais abrangentes, e como condição de análise global serão desconsiderados neste item o tempo de atraso e a verificação da potência requerida para o movimento do obturador. Posteriormente, a partir do capítulo sete tais efeitos serão incluídos no estudo.

Considerando-se as Eqs. (21) e (57), a força de cisalhamento normalizada correspondente aos efeitos dissipativos no conduto é dada por

$$F_{\tau}^{\wedge} = \rho^{\wedge} F_p A_c \frac{V^{\wedge 2}}{2} \quad (79)$$

Em consequência tem-se a normalização das componentes:

i) Força hidráulica normalizada

Por se tratar de líquido supõe-se que a massa específica instantânea é confundível com a massa específica de referência, resultando da divisão da Eq. (73) pela Eq. (79)

$$F_H^{\wedge} = \frac{A_o}{A_c} \left(\frac{1}{K_d^2} - 1 \right) \frac{Q^2}{F_p} \quad (80)$$

ii) Força peso aparente

Com a mesma premissa para a massa específica e definindo-se o coeficiente

$$C_g = 2g \frac{V_o}{A_c} \frac{1}{V^{\wedge 2}} \left(\frac{\rho_o}{\rho^{\wedge}} - 1 \right) \quad (82)$$

resulta

$$F_g^{\wedge} = \frac{C_g}{F_p} \quad (82)$$

iii) Força de atrito normalizada

Notando que o índice característico de controle é expressável por

$$\phi = \frac{2a}{F_p V^{\wedge}} \quad (83)$$

e o número de Reynolds para a condição de referência é

$$Re^{\wedge} = \frac{\rho V^{\wedge} D}{\mu} \quad (84)$$

e adotando o coeficiente

$$C_A = \frac{4\alpha_A R_o}{DL} \quad (85)$$

chega-se a

$$F_A^\wedge = \frac{C_A}{Re^\wedge} \phi \frac{da_r}{dT} \quad (86)$$

O coeficiente α_A leva em conta os efeitos de viscosidade em relação à distância entre o obturador e as partes fixas da válvula, não devendo-se esperar valor elevado para ele e, pela própria definição, o coeficiente C_A resulta bem menor que a unidade. Lembrando que, por premissa, tem-se o regime turbulento, chega-se à conclusão que não é significativa a participação relativa do efeito na modelagem. Além disso, Lee (1954) ressalta que as forças hidrodinâmicas são via de regra consideravelmente maiores que as forças de atrito ou os efeitos de inércia. Desse modo, desconsidera-se o efeito de atrito na sequência.

iv) Força da mola normalizada

Empregando o coeficiente

$$C_k = \frac{1}{2} \frac{s_{\max}}{\rho A_c} \frac{k_M}{a^2} \quad (87)$$

para representar a proporção entre os efeitos elásticos na mola e no conduto; bem como o coeficiente

$$C_G = \frac{1}{2} \frac{F_G}{\rho A_c a^2} \quad (88)$$

para normalizar a força de pré-tensionamento da válvula, resulta

$$F_M^\wedge + F_G^\wedge = \left[C_k (1 - a_r) + C_G \right] \phi^2 F_p \quad (89)$$

v) Força do controlador normalizada

Das Eqs. (75) e (79) resulta

$$F_c^{\wedge} = \left(H_M - H_J \right) \frac{A_D}{A_c} + f_1(t(0)) \quad (90)$$

vi) Operação do controlador normalizada

Conforme já mencionado, o sistema de piloto define um sinal que estabelece a diferença de pressão entre as faces do diafragma. A expressão matemática do controle PID deve, então, ser multiplicada pela área do diafragma para ter-se o esforço correspondente.

Definindo ganho proporcional normalizado como

$$G_p = \frac{1}{2} \frac{g_p}{\rho^{\wedge} a^2} \quad (91)$$

a ação proporcional normalizada corresponde a

$$\left(g_p A_D \epsilon \right)^{\wedge} = G_p \phi^2 F_p \epsilon \quad (92)$$

Do mesmo modo para a ação integral

$$\left(\frac{g_p}{t_i} A_D \int \epsilon dt \right)^{\wedge} = G_p \phi^2 F_p \frac{1}{T_i} \int \epsilon dT \quad (93)$$

e para a ação derivativa

$$\left(g_p t_d A_D \frac{d\epsilon}{dt} \right)^{\wedge} = G_p \phi^2 F_p T_d \frac{d\epsilon}{dT} \quad (94)$$

E finalmente para o efeito de inércia normalizado define-se o coeficiente

$$C_{me} = \frac{1}{2} \frac{m_{eo}}{m_L} \frac{s_{max}}{L} \quad (95)$$

5.8.1- Variável controlada

Carga e vazão são as duas opções de controle dentro do contexto da investigação aqui empreendida. Poll (1993) estudou a condição de controle de carga com orientação para redes hidráulicas. Como contraponto, opta-se aqui para o controle de vazão. Em decorrência, o desvio relativo, dado pela Eq. (78), passa a ser calculado por

$$\epsilon = \frac{q(t)}{q_d} - 1 \quad (96)$$

ou em termos normalizados, levando em conta que a vazão normalizada no regime permanente inicial é unitária

$$\epsilon = Q(T) - 1 \quad (97)$$

5.8.2- Solução da Condição de Contorno para a Válvula

Uma vez que resolve-se o escoamento no conduto por diferenças finitas, mantida a compatibilidade de mesmo intervalo de tempo, o mesmo deve dar-se com a condição de contorno configurada para a válvula automática pois ela não apresenta solução analítica. Dentre as opções, elege-se a diferença central por proporcionar expressão mais compacta. Com efeito, este é fator importantíssimo em razão da complexidade resultante da modelagem. Em decorrência, a transformação das derivadas e integral segundo os requisitos de controle proporciona

■ Aceleração do obturador

$$\frac{d^2 a_r}{dT^2} = \frac{a_r(T) - 2a_r(T-\Delta T) + a_r(T-2\Delta T)}{\Delta T^2} \quad (98)$$

■ Tempo integral

$$\int \varepsilon \, dT = \frac{[Q(T) + Q(T-\Delta T) - 2Q(T-2\Delta T)] \Delta T}{2} \quad (99)$$

■ Tempo derivativo

$$\frac{d\varepsilon}{dT} = \frac{Q(T) - Q(T-\Delta T)}{\Delta T} \quad (100)$$

Como consequência, a ação do controlador para as premissas estabelecidas define a diferença de carga entre montante e jusante da válvula, considerada esta junto ao reservatório de jusante

$$H_{P_{NS_{T_j}}} - H_J = G_P \phi^2 F_P \left[Q_{P_{NS_{T_j}}} - 1 + \frac{\left(Q_{P_{NS_{T_j}}} + Q_{P_{NS_{T_{j-1}}}} - 2 \right) \Delta T}{2 T_i} + \frac{T_d \left(Q_{P_{NS_{T_j}}} - Q_{P_{NS_{T_{j-1}}}} \right)}{\Delta T} \right] + f_1(t(0)) \quad (101)$$

onde $f_1(t(0))$ é uma função de compatibilidade para assegurar a correspondência entre variação de carga e dissipação quando não há ação controladora. Para o regime permanente

$$f_1(t(0)) = \frac{K_v^{\wedge}}{F_p} \quad (102)$$

e seu valor é nulo para o regime transitório.

Por outro lado, a equação do movimento do obturador proporciona

$$H_{P_{NS_{T_j}}} - H_J = \frac{A_c}{A_D} \left\{ \frac{A_o}{A_c} \left(\frac{1}{K_d^2} - 1 \right) \frac{|Q_{NS_{T_j}}| Q_{NS_{T_j}}}{F_p} - \frac{C_g}{F_p} + \right. \\ \left. - \left[C_k \left(1 - a_{r_{T_j}} \right) + C_v \right] \phi^2 F_p + \right. \\ \left. - C_{me} \phi^2 F_p \left(\frac{a_{r_{T_j}} - 2a_{r_{T_{j-1}}} + a_{r_{T_{j-2}}}}{\Delta T^2} \right) \right\} \quad (103)$$

Igualando-se as duas equações anteriores resulta uma equação com incógnitas Q_{NS} e a_r para cada instante de cálculo. Com a Eq. (63), correspondente à integração segundo a reta característica, chega-se à solução por processo iterativo. A relação entre K_v e K_d é dada pela Eq.(3) e é expressa em termos de a_r por relação funcional específica à válvula. Tanto esta como o método iterativo serão discutidos no capítulo seis.

5.8.3- Condições Próprias ao Regime Permanente

Além da circunstância referentes à forma de controle, é necessário validar a equação do movimento do obturador (103) para o regime permanente inicial. Como não deve agir força no controlador nessa condição, bem como supondo-se aí a válvula totalmente aberta, de modo que para a abertura reduzida e a vazão normalizada sejam unitárias, tem-se

$$0 = \left(\frac{A_o}{A_c} \frac{K_v^\wedge}{F_p} - \frac{C_g}{F_p} - C_v \phi^2 F_p \right) \quad (104)$$

e decorre

$$C_g = \frac{A_o}{A_c} K_v^\wedge - C_v \phi^2 F_p^2 \quad (105)$$

Como pode ser visto no catálogo da OCV Control Valves, construtivamente as válvulas do tipo globo são executadas com diâmetro do obturador comparável com o diâmetro de entrada: menor causa restrição indesejada ao escoamento; maior, elevada perturbação por expansão e contração sucessivas. Pode-se conjecturar sobre o emprego de válvulas com diâmetro menor do que o do conduto. Contudo, Lauria (1990b, 1990c) mostrou que, em termos de comportamento operacional, a situação é descritível por coeficiente de perda de carga equivalente ao da válvula isolada associado à variação de geometria. Assim sendo, para evitar a inclusão de minúcias capazes de desviar a atenção do objetivo principal, adota-se agora as premissas de válvula de diâmetro igual ao do conduto e área do obturador assimilável à do conduto. Por conseguinte, a condição (105) converte-se em

$$C_g = K_v^\wedge - C_v \phi^2 F_p^2 \quad (106)$$

5.8.4- Equação do Movimento do Obturador

Em consequência das premissas do item anterior e impondo-se a condição (106), a equação do movimento do obturador (103) passa a ser escrita

$$\begin{aligned}
 H_{P_{NS_{T_j}}} - H_J = & \frac{A_c}{A_D} \left\{ \frac{A_o}{A_c} \left(\frac{1}{K_d^2} - 1 \right) \frac{|Q_{NS_{T_j}}| Q_{NS_{T_j}}}{F_p} + \right. \\
 & - \frac{A_o}{A_c} \left(\frac{1}{K_d^2} - 1 \right) - C_V \phi^2 F_p^2 - \left[C_k \left(1 - a_{r_{T_j}} \right) + C_V \right] \phi^2 F_p + \\
 & \left. - C_{me} \phi^2 F_p \left(\frac{a_{r_{T_j}} - 2a_{r_{T_{j-1}}} + a_{r_{T_{j-2}}}}{\Delta T^2} \right) \right\} \quad (107)
 \end{aligned}$$

5.8.5- Índice característico de controle

Uma consequência significativa da parametrização efetivada é a Eq. (101) mostrar que a resposta à ação controladora é configurada pelo parâmetro

$$\lambda = \phi^2 F_p \quad (108)$$

a ser denominado índice característico de controle, o qual será empregado como referência para identificar o tipo de sistema em relação à forma de controle.

Com as considerações para o parâmetro ϕ tecidas no item 5.5.1, chega-se de imediato ao significado físico da expressão (108)

$$\lambda = \frac{(\text{elasticidade})^2}{\text{variação de pressão} \times \text{inércia}} \quad (109)$$

mostrando que os efeitos de inércia se fazem presentes no fenômeno via condição de contorno.

CAPÍTULO 6

COMPORTAMENTO PARAMETRIZADO DA VÁLVULA NO SISTEMA

Apesar da síntese formal proporcionada pela parametrização realizada no capítulo anterior, tem-se significativa quantidade de parâmetros intervenientes no fenômeno. O sistema é caracterizado por dois parâmetros (F_p e ϕ) e, fixada a válvula (K_d e C_{me}), cinco parâmetros de ajuste (G_p ; T_i ; T_d ; C_k ; e C_v) além da característica geométrica do diafragma do atuador em relação ao conduto (A_c/A_D). Assim, a investigação da topologia do fenômeno em representação gráfica adquire particular interesse para melhor entendimento dos acontecimentos.

O objetivo deste capítulo é a configuração de elementos que permitam delinear uma visão global do problema de regulação em estudo e a sua conseqüente síntese gráfica.

6.1- Configuração do Sistema

Tantos são os parâmetros intervenientes na modelagem do fenômeno, bem como é significativa a incerteza inerente ao comportamento dinâmico da válvula que, em estágio inicial há que se simplificar a configuração do sistema para ter uma visão mais clara dos acontecimentos.

Além disso, a experiência adquirida com o estudo paramétrico do comportamento operacional de válvulas desenvolvi-

do pelo primeiro autor mostra que investigação a partir de caso básico com posterior aumento gradual de complexidade do sistema não só evita situações nebulosas como também revela quase que espontaneamente as nuances do fenômeno, permitindo definir até onde é válido aprofundar o estudo.

Poll (1993) investigou situação semelhante aplicada a redes hidráulicas e aponta que a principal dificuldade é a falta de referência quanto a um padrão de comparação. No caso de redes a conjugação das perturbações dos elementos componentes determina um padrão variável de influência na válvula, a qual, por sua vez, não tem bem caracterizada a sua resposta em escoamentos transitórios elásticos.

Takenaka (1974) indica três formas básicas de investigação do comportamento dinâmico de válvulas. O primeiro, adotado por ele, consiste em simplificar-se ao máximo o circuito óleo-dinâmico ou o sistema de condutos. O segundo, recomendado para servomecanismos, reduz o sistema e a válvula a um só elemento. O último refere-se ao exame das características individuais para cada sistema imaginável; Takenaka cita estudos de Opitz e Blacke realizados dessa forma e comenta que eles são inconvenientemente volumosos.

Portanto, para centrar o foco de atenção na válvula escolhe-se como sistema de referência a adução por gravidade entre dois reservatórios de nível constante ligados por um único conduto de mesmo diâmetro.

Dentre as diversas formas possíveis de sinal de entrada, escolhe-se no presente capítulo a função rampa.

Apesar da simplicidade conveniente da função degrau, ela não é conveniente em simulações em domínio discreto por introduzir pulso instantâneo, alterando bruscamente a representação da evolução do fenômeno e podendo levar a instabilidade numérica.

Padrão mais complexo de entrada será investigado no capítulo oito quando passar-se à aplicação em redes, tendo situação mais representativa do que especificarem-se funções matemáticas genéricas.

6.2- Característica de Dissipação da Válvula

Neste ponto surge a necessidade de definir-se a relação funcional entre o coeficiente de desempenho e a abertura reduzida da válvula. Para válvula tipo globo a Fig. 6.1 apresenta curvas traçadas com dados de Angus (1938) e Wing Jr (1960). Por regressão matemática as curvas são aproximáveis com elevada acuidade por

$$K_d = \alpha a_r^2 + \beta a_r \quad (110)$$

A Tab. 6.1 apresenta os valores de α e β correspondentes à Fig. 6.1.

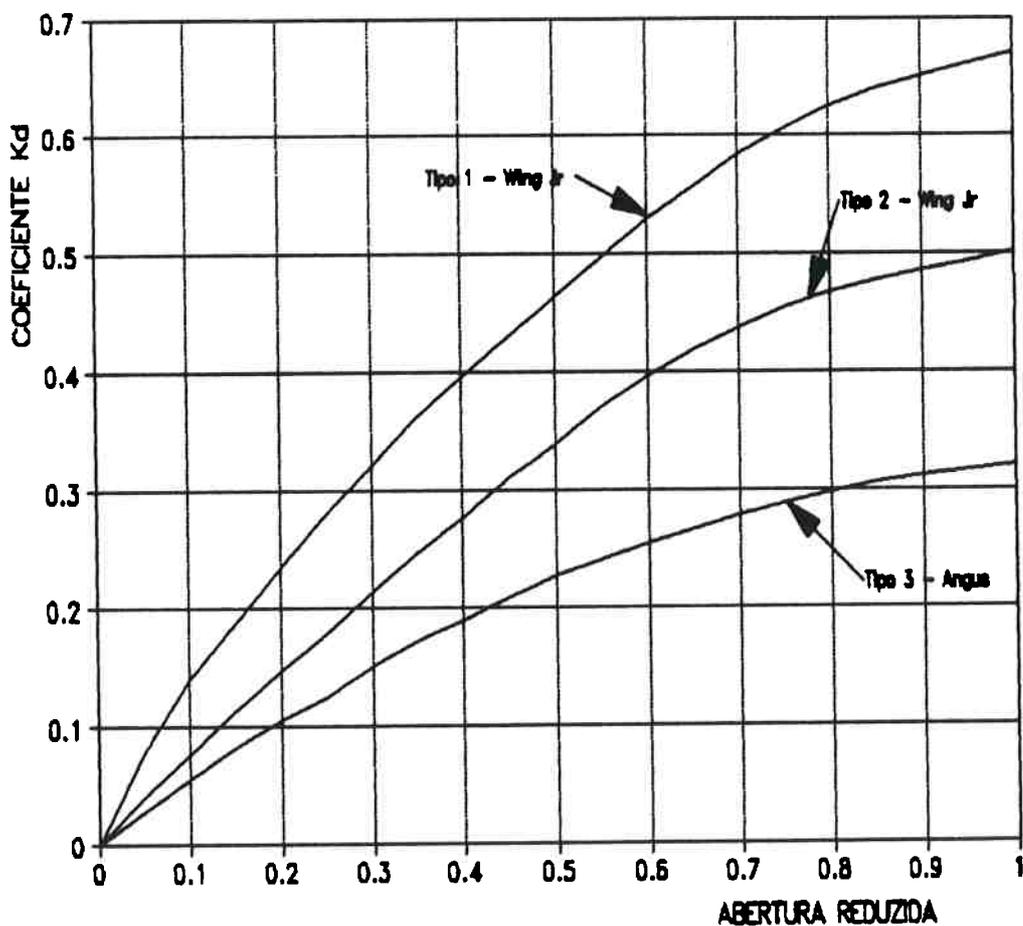


Fig. 6.1- Coeficiente de desempenho para válvulas globo

TIPO	α	β	VARIANÇA
1	-0,52	1,2	$4,3 \times 10^{-5}$
2	-0,36	0,88	$6,4 \times 10^{-5}$
3	-0,26	0,58	$2,6 \times 10^{-5}$

Tab. 6.1- Regressão das curvas da Fig. 6.1

6.3- Valores Numéricos para Controle Automático

Para proporcionar condições objetivas de análise da resposta da válvula, é conveniente o delineamento da faixa de variação dos seus parâmetros de configuração e ajuste.

Do catálogo da OCV Valves avalia-se a massa do obturador entre 10 a 20 kg. Thorley (1983) desconsidera a massa adicionada para o movimento de válvulas de retenção. Por outro lado, a massa adicionada no movimento de corpos esféricos é de metade de sua massa. Considerando-se possíveis efeitos de massa adicionada e variação de massa do obturador, estima-se

$$10 \leq m_{eo} \leq 30 \text{ kg} \quad (111)$$

Em termos de curso de válvula considera-se

$$70 \leq s_{\max} \leq 150 \text{ mm} \quad (112)$$

em função da forma construtiva de válvulas globo e tendo-se como indicação a válvula investigada por Kubie (1982) com diâmetro de 300 mm. Supondo-se comprimento mínimo de tubulação de 1000 m, de Eq. (95) estima-se

$$1,5 \times 10^{-8} \leq C_{me_{\max}} \leq 5,3 \times 10^{-8} \quad (113)$$

Pela forma de parametrização as constantes de tempo integral e de tempo derivativo são numericamente as mesmas que no domínio físico, mudando apenas em relação ao ganho proporcional. Luyben (1990 pp. 231-236) recomenda ganho proporcional (adimensional) por volta de 0,5 em controle de vazão com o intuito de minimizar os efeitos de ruído devido à turbulência. Com outro enfoque, Guevara e Carmona (1990) investigando o controle automático de partida de bomba centrífuga configuram o valor do ganho proporcional em 0,125 como referência adequada.

Da Eq. (91) e das informações anteriores, estima-se a ordem de grandeza dos valores viáveis para o ganho proporcional parametrizado em

$$6 \times 10^{-11} \leq G_p \leq 3 \times 10^{-10} \quad (114)$$

6.4- Constante Elástica da Mola

Como forma de orientar a escolha do ajuste da mola nas simulações define-se neste item os limites construtivos de variação da constante elástica. Johnson (1984) proporciona a seguinte expressão

$$k_M = \frac{G d}{8 n_e i_M^3} \quad (115)$$

Johnson (1984) ainda indica $G = 6,5$ a $8,0 \times 10^{10}$ Pa e, dentre os dados geométricos apresentados, os valores compatíveis com o tipo de válvula em estudo são

$$\bullet d = 5 - 10 \text{ mm}$$

$$\bullet i_M = 4 - 15$$

$$\bullet n_e = 5 - 15$$

Aplicando-se tais informações na Eq. (115), resulta a faixa de valores exequíveis para a constante elástica

$$3 \times 10^3 \leq k_M \leq 3 \times 10^6 \quad [\text{N/m}] \quad (116)$$

Como indicação, do catálogo da OCV Valves estima-se: $i_M = 13$; $n_e = 5$; e $d \approx 10$ mm, o que resulta em valor da constante elástica na faixa de $7-10 \times 10^3$ N/m.

6.5- Aplicativo Computacional

Como parte integrante do presente programa de estudo foi desenvolvido especificamente o aplicativo computacional RAV-PAR para simular a modelagem parametrizada apresentada no capítulo precedente.

O programa foi escrito em TURBO C++ para operar em microcomputador do tipo PC sob ambiente operacional DOS segundo as diretrizes de interação amigável com o usuário e prevendo opções de saída de dados de modo a permitir ampla investigação da resposta de válvulas dentro da forma de controle estudada.

O código executável ocupa cerca de de 175 kbytes de espaço de armazenagem, decorrente de mais de 17 000 linhas de compilação divididas em mais de 80 funções distribuídas por 14 módulos de arquivo. O espaço ocupado na memória depende do número de divisões especificado para a simulação do transitório no conduto. Com 600 kbytes de memória RAM disponível, é possível chegar a 20 000 divisões.

Anexo à tese encontra-se um disquete contendo a versão executável do programa RAV-PAR, bem como os respectivos códigos fontes. Para utilizar o aplicativo basta carregá-lo diretamente pela linha de comando do DOS. Ele é autoexplicativo, com os dados de entrada referidos aos parâmetros de equacionamento e requerendo apenas as noções fundamentais de transitórios hidráulicos para operá-lo adequadamente.

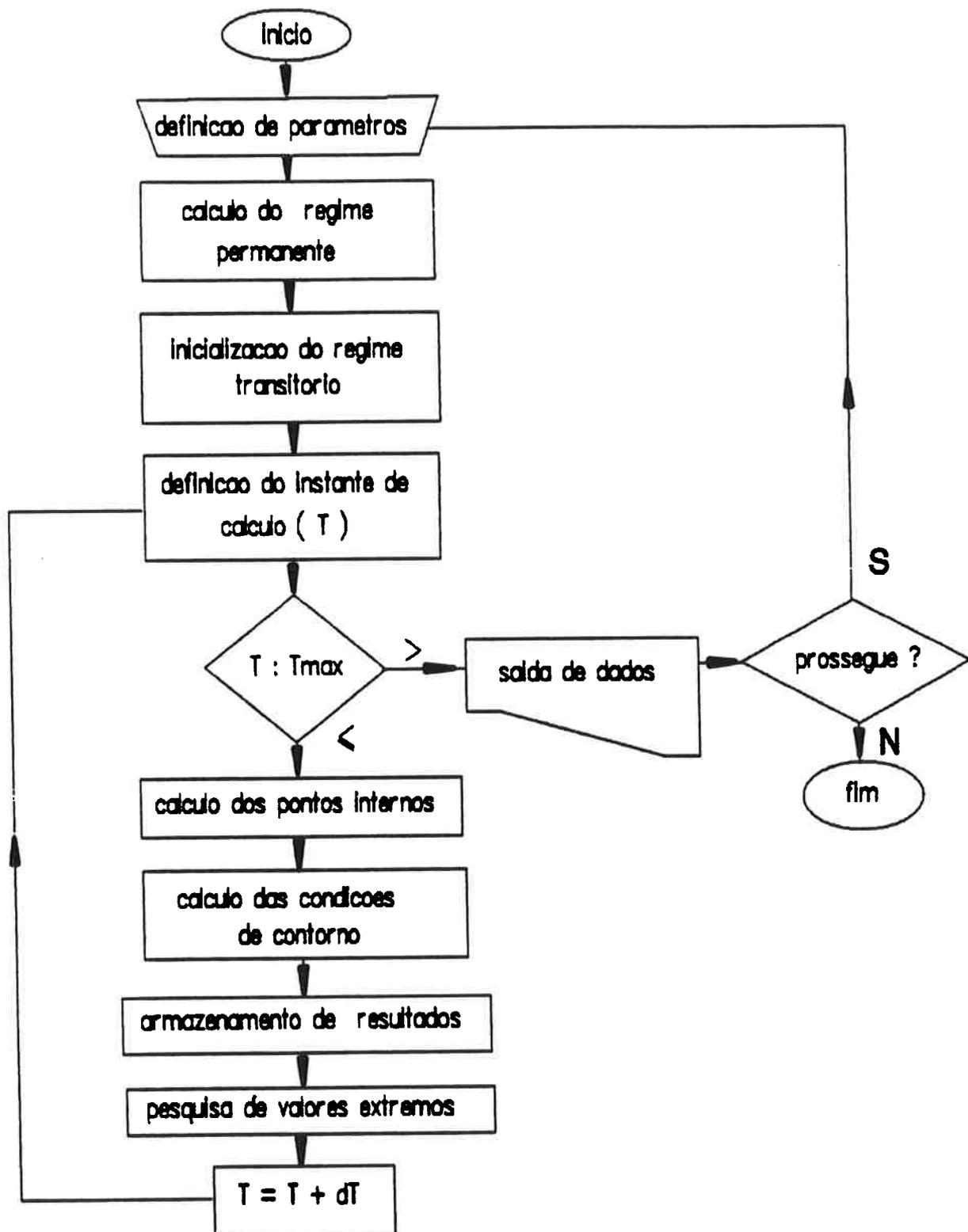


Fig. 6.2- Fluxograma do programa RAV-PAR

6.5.1- Procedimento de Solução

O fluxograma da Fig. 6.2 mostra a sequência lógica para a simulação numérica de escoamentos transitórios em condutos e segundo a qual está estruturado o programa RAV-PAR.

O transitório nos pontos interiores da tubulação tem solução imediata pelas equações pela equações (45) e (44), respectivamente.

Para a válvula como condição de contorno, a Eq. (63) associada à igualdade entre as Eqs. (101) e (107) constituem um sistema de duas equações com incógnitas Q e a_r a ser resolvido por tentativas.

Para obter-se resultados representativos é requerido um intervalo de tempo de integração (pela parametrização proposta, o inverso do número de divisões de cálculo) proporcionalmente baixo. Decorre a expectativa de pequena variação relativa de vazão. Assim, calcula-se a primeira tentativa de vazão pela Eq. (63) arbitrando-se como abertura reduzida o valor correspondente ao instante anterior.

A seguir, por tentativas, determina-se a abertura provisória associando-se as Eqs. (101) e (107). Calcula-se o novo valor da vazão por (63), e o processo é encerrado se os dois valores de vazão estiverem dentro da tolerância especificada.

Em primeira instância tentou-se empregar o método de Newton-Raphson para a determinação da abertura provisória, porém não se conseguiu chegar à raiz válida de maneira definida, com oscilações extremas nas derivadas e na maioria das vezes com convergência a valores maiores do que a unidade. A explicação está no comportamento da função como traçado na Fig. 6.3. Pequenas variações de vazão são capazes de mudar sensivelmente a raiz da abertura reduzida.

Como a faixa de abertura reduzida corresponde sempre a valores entre zero e um, para superar o problema optou-se pelo método da bissecção. O fluxograma do procedimento é mostrado na Fig. 6.4.

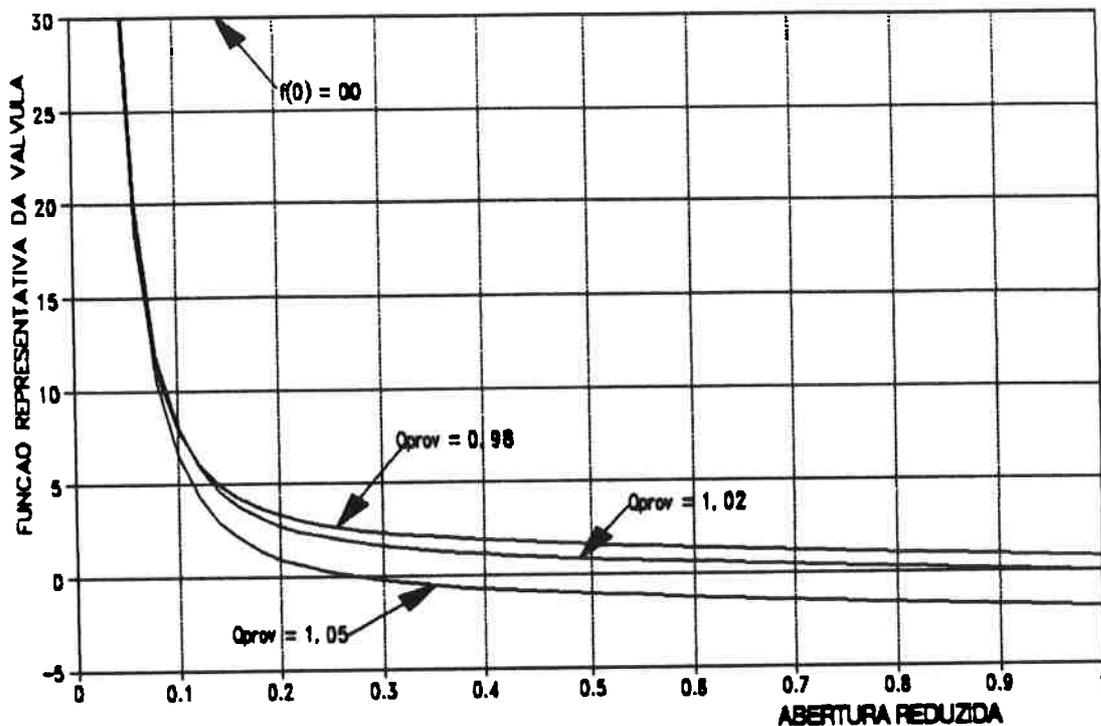


Fig. 6.3- Comportamento da solução para a abertura reduzida

Para aplicar o método da bissecção faz-se primeiro uma varredura de vigésimo em vigésimo do intervalo de abertura. Para uma tolerância relativa de 10^{-6} são requeridas cerca de 15 iterações para convergência, uma vez definido o intervalo que contém a raiz. Contudo, ocorre significativa oscilação de valores de vazão até a convergência caso o valor provisório adotado seja o da tentativa anterior. São requeridas de 300 a 400 iterações para a convergência com tolerância relativa de 10^{-6} . Como meio de atenuação da variação numérica, passou-se a utilizar como valor provisório a média entre o valor calculado da vazão e a tentativa anterior. Com isso a quantidade de iterações se reduz para 15 a 20.

Em nenhuma das situações conseguiu-se convergência com tolerância relativa menor do que 10^{-6} , comportamento típico de funções com pequena inclinação.

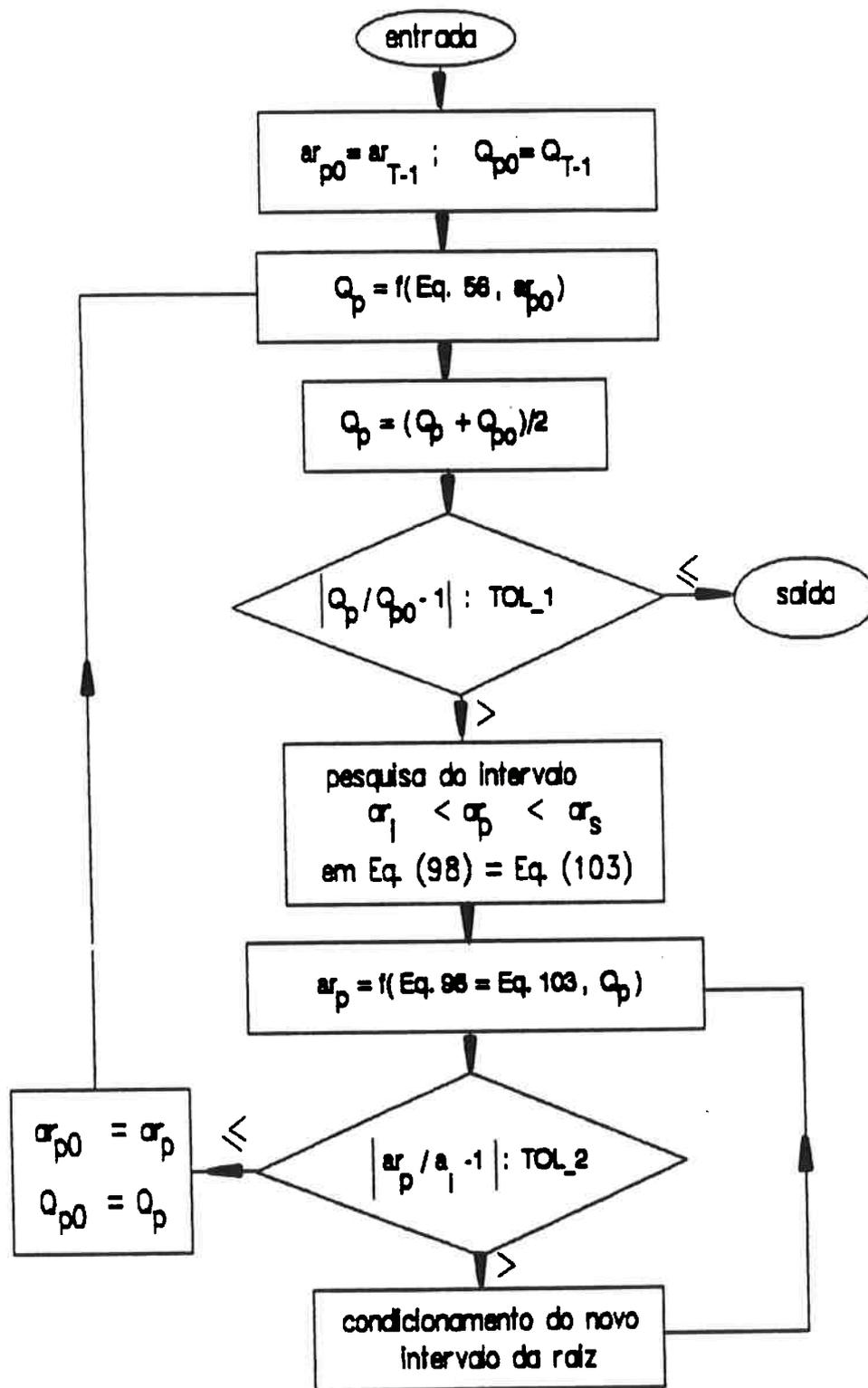


Fig. 6.4- Cálculo da válvula como condição de contorno

6.6- Variáveis de Referência

Um aspecto individual de sistemas de equações hiperbólicas é a propagação de perturbações no domínio da solução ao longo das retas características, e são justamente tais retas que demarcam o domínio de influência de um ponto arbitrário e é apenas aí que a perturbação gerada no ponto é observada. Descontinuidades na solução só podem ocorrer ao longo de tais retas (Roache 1972 p. 46, Smith 1985 p.189). Porém, as perturbações não podem desaparecer em nenhum ponto de reta característica que apresente em algum lugar perturbação não nula (Courant e Hilbert 1962 p. 574).

Assim, provocada a perturbação, a menos da atenuação por atrito, apenas uma outra condição de contorno pode alterar o padrão de propagação da perturbação. Portanto, no caso de adução por gravidade em conduto único com válvula junto a reservatório de jusante, uma vez gerada a perturbação, ela se propagará continuamente até o reservatório de montante onde refletirá e retornará até a válvula.

Se a perturbação corresponder a variação do nível de montante, por efeito de dissipação as perturbações serão sucessivamente atenuadas, mas prevendo-se que os valores extremos ocorram ou junto à válvula ou junto ao reservatório de montante.

Ensaio realizado por Kerr (1951) e Wiggert et al. (1987) para manobra de válvula e reservatório de montante com nível constante confirmam que os máximos e mínimos do transitório ocorrem junto à válvula.

Assim, as informações fundamentais de referência sobre o fenômeno podem se limitar aos valores junto à válvula.

Inicialmente simulações exploratórias foram realizadas para verificar a resposta do escoamento para os três tipos de válvulas referidos no item 6.2. Verifica-se um mesmo comportamento geral para todos, diferindo basicamente pela abertura final da válvula no regime permanente final e com valores maiores de abertura para a válvula número três.

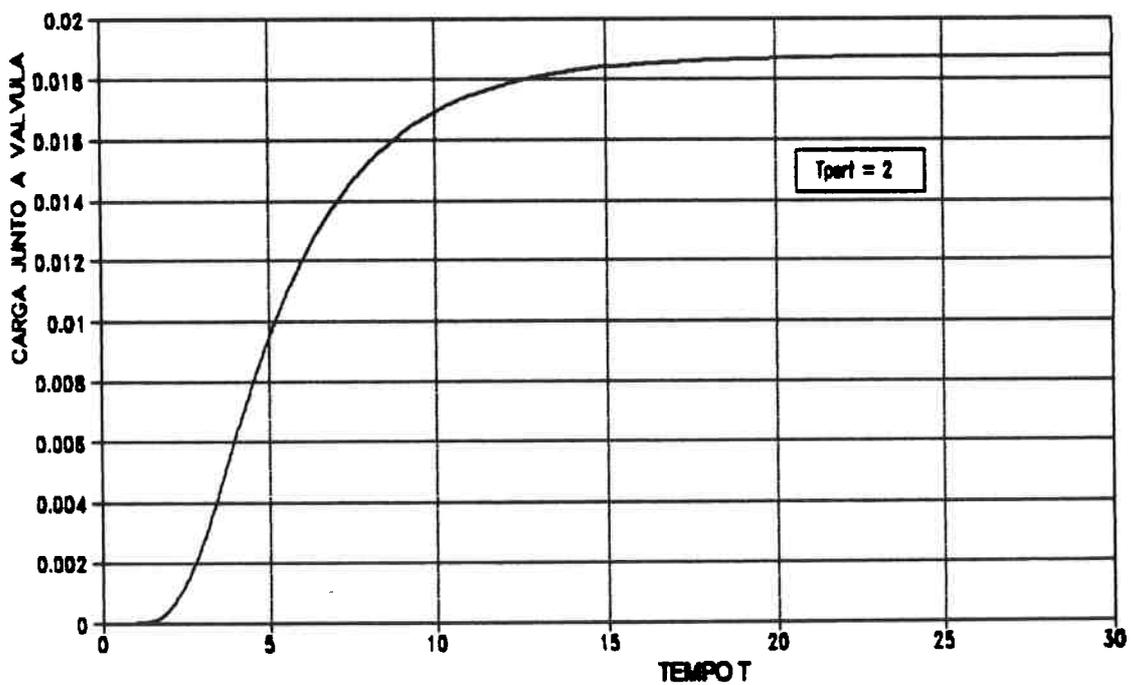
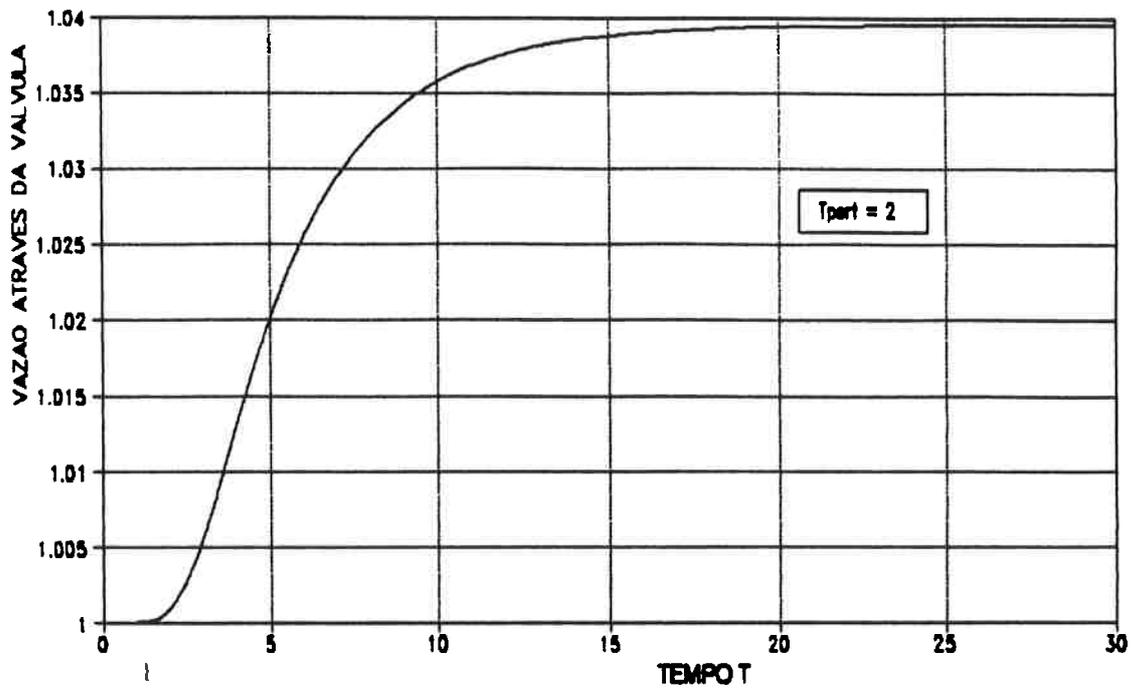


Fig. 6.5- Comportamento do escoamento fixada a válvula na abertura máxima, $\phi = 0,1$ e $F_p = 5$

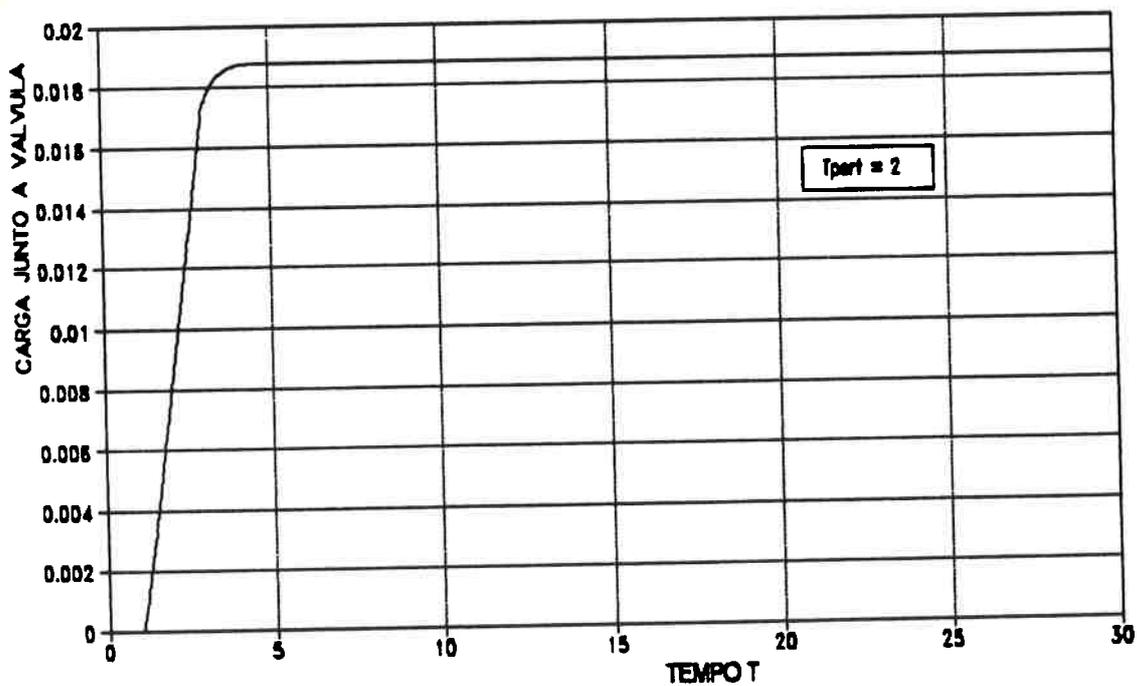
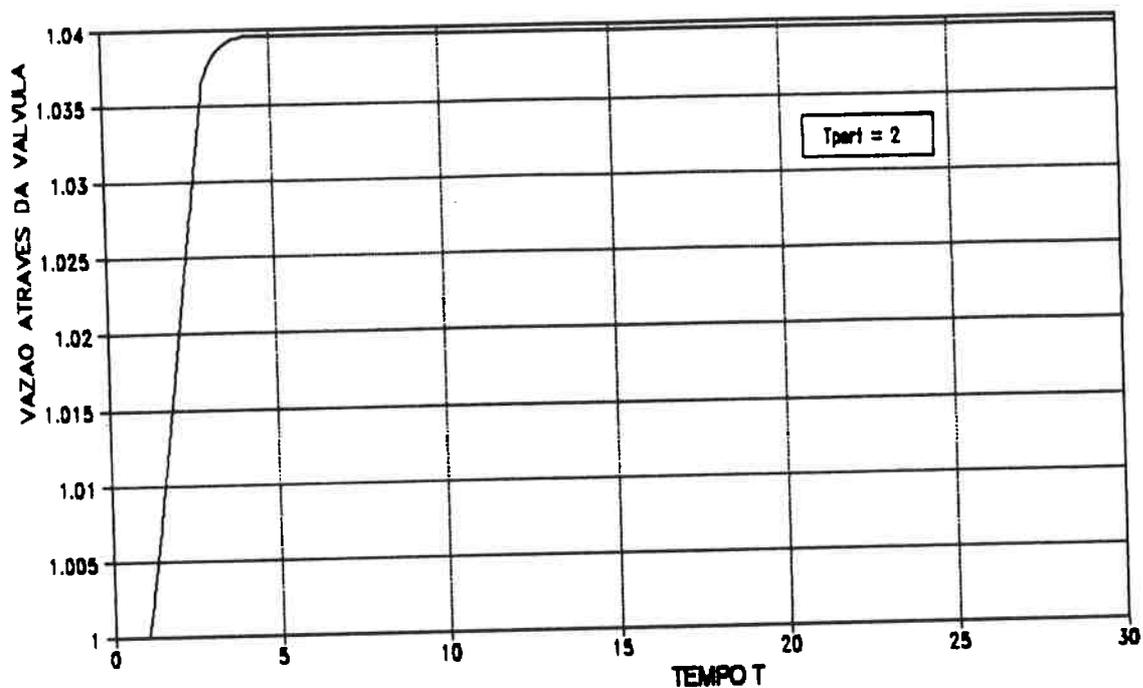


Fig. 6.6- Comportamento do escoamento fixada a válvula na abertura máxima, $\phi = 0,5$ e $F_p = 5$

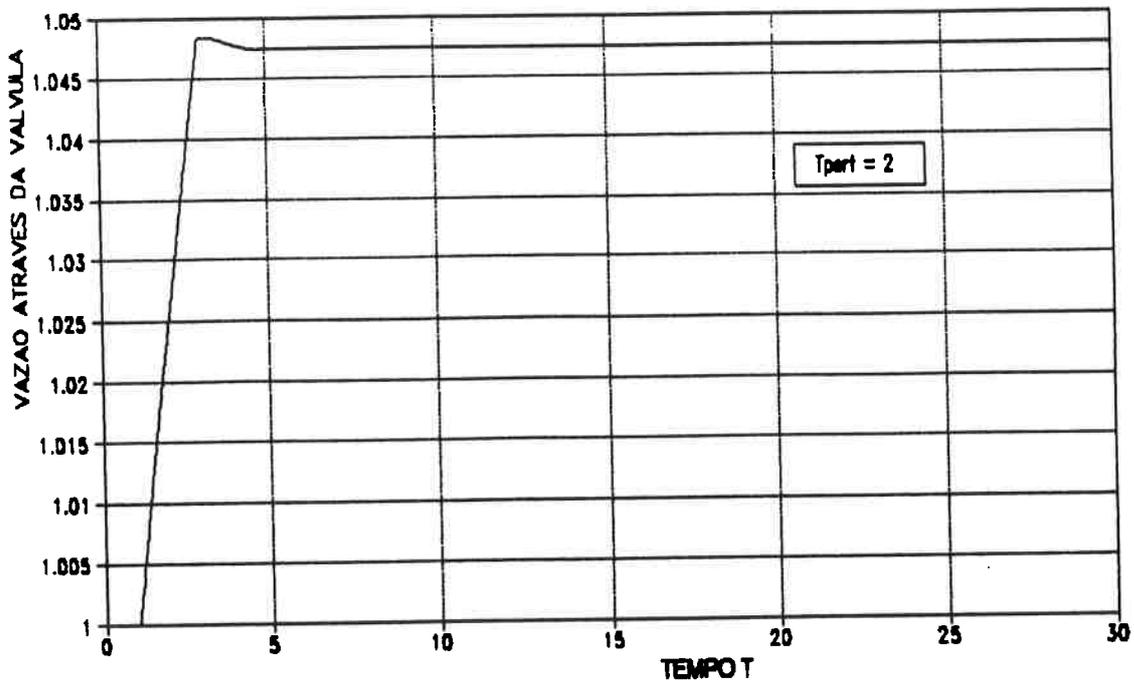


Fig. 6.7- Comportamento do escoamento fixada a válvula na abertura máxima, $\phi = 0,5$ e $F_p = 50$

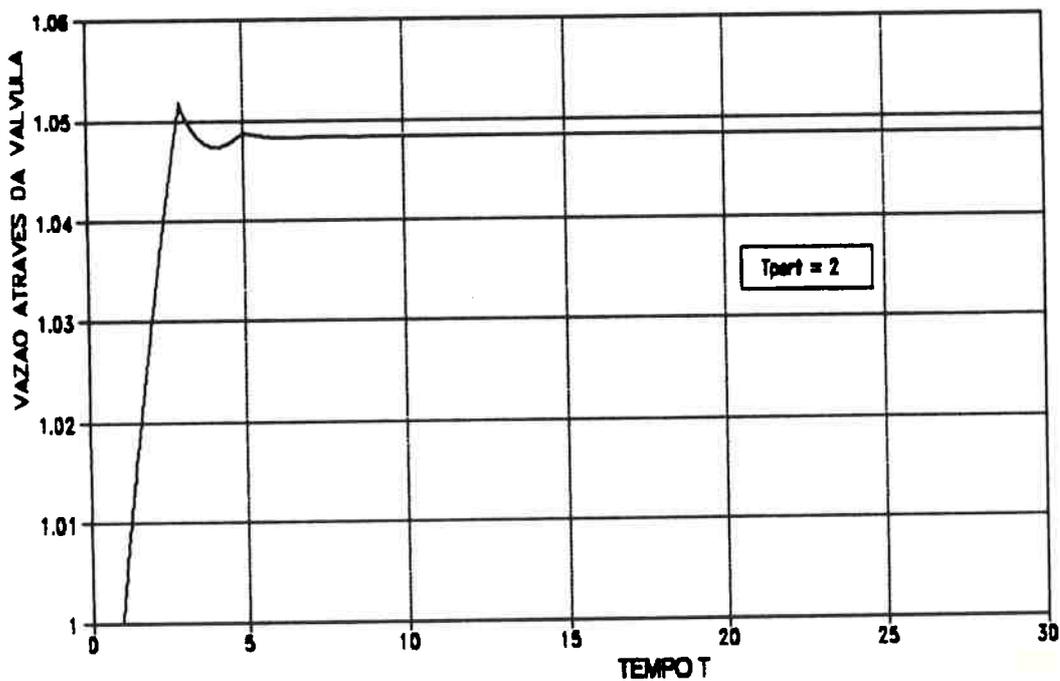


Fig. 6.8- Comportamento do escoamento fixada a válvula na abertura máxima, $\phi = 1$ e $F_p = 200$

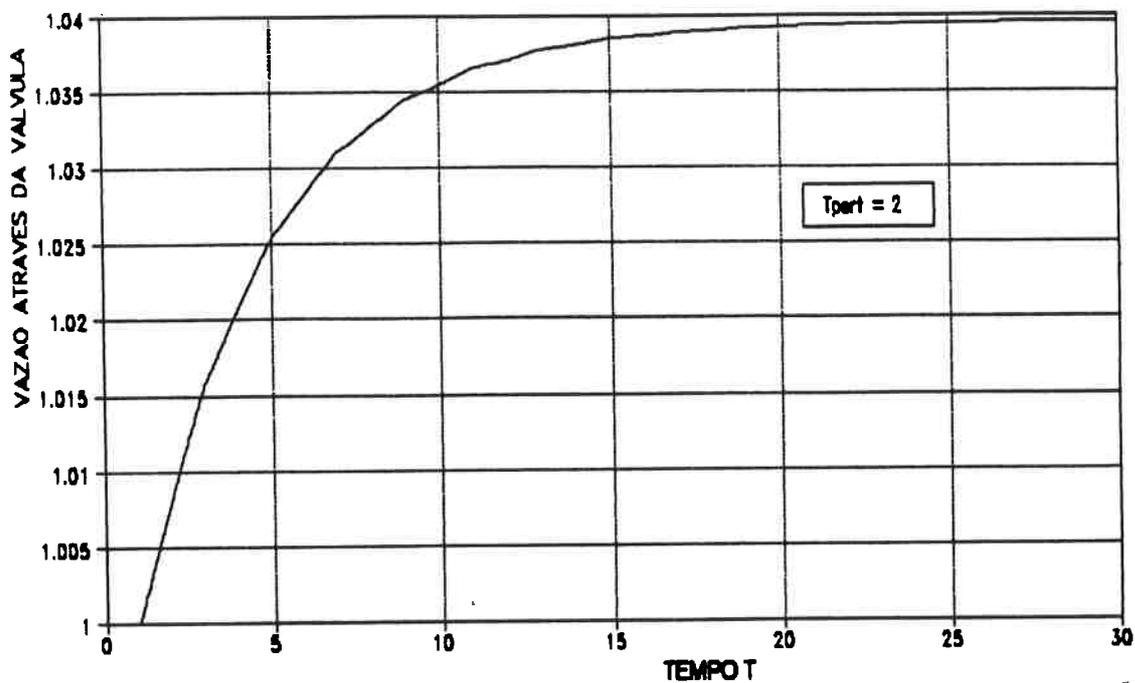


Fig. 6.9- Comportamento do escoamento fixada a válvula na abertura máxima, $\phi = 10$ e $F_p = 5$

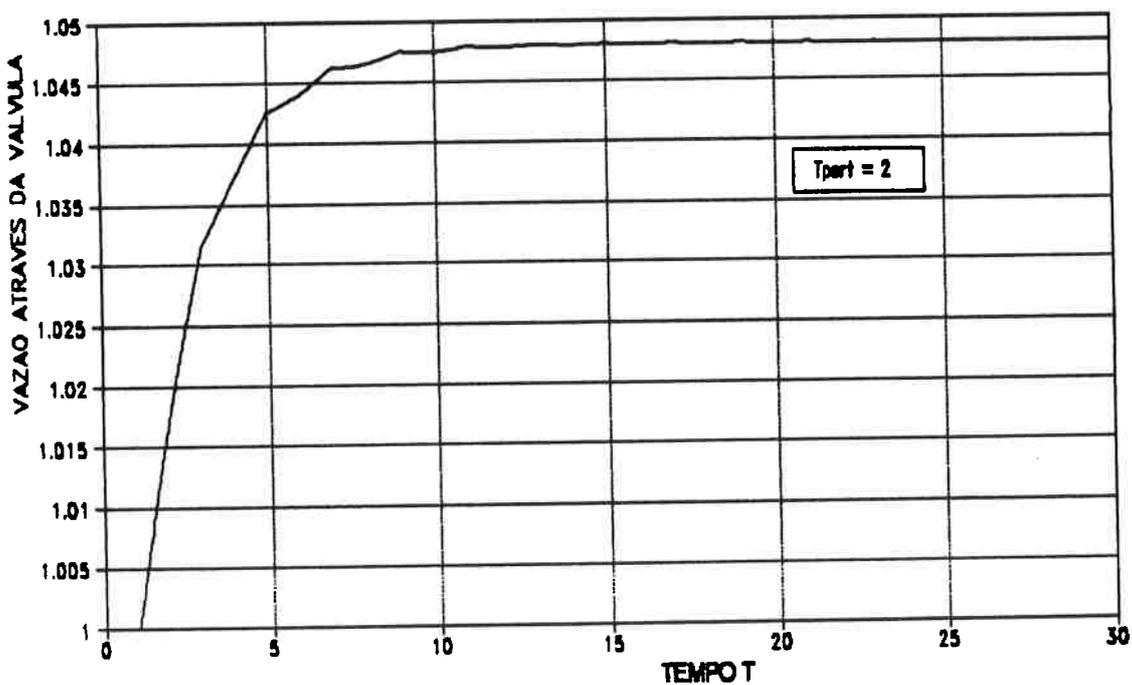


Fig. 6.10- Comportamento do escoamento fixada a válvula na abertura máxima, $\phi = 4$ e $F_p = 100$

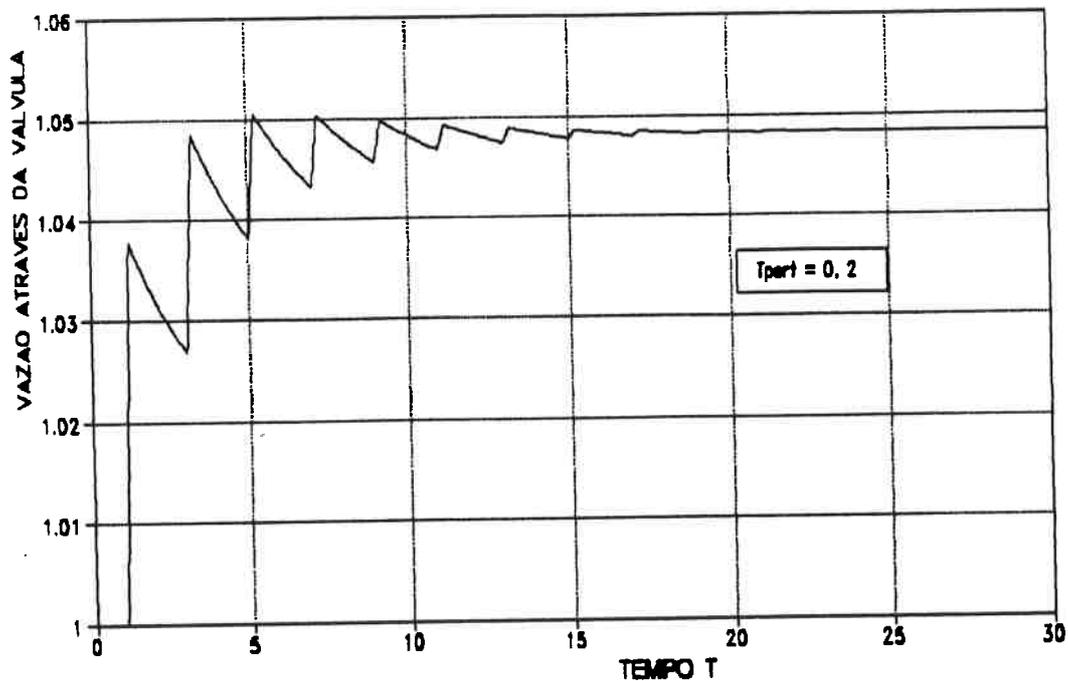


Fig. 6.11- Comportamento do escoamento fixada a válvula na abertura máxima, $\phi = 4$ e $F_p = 100$

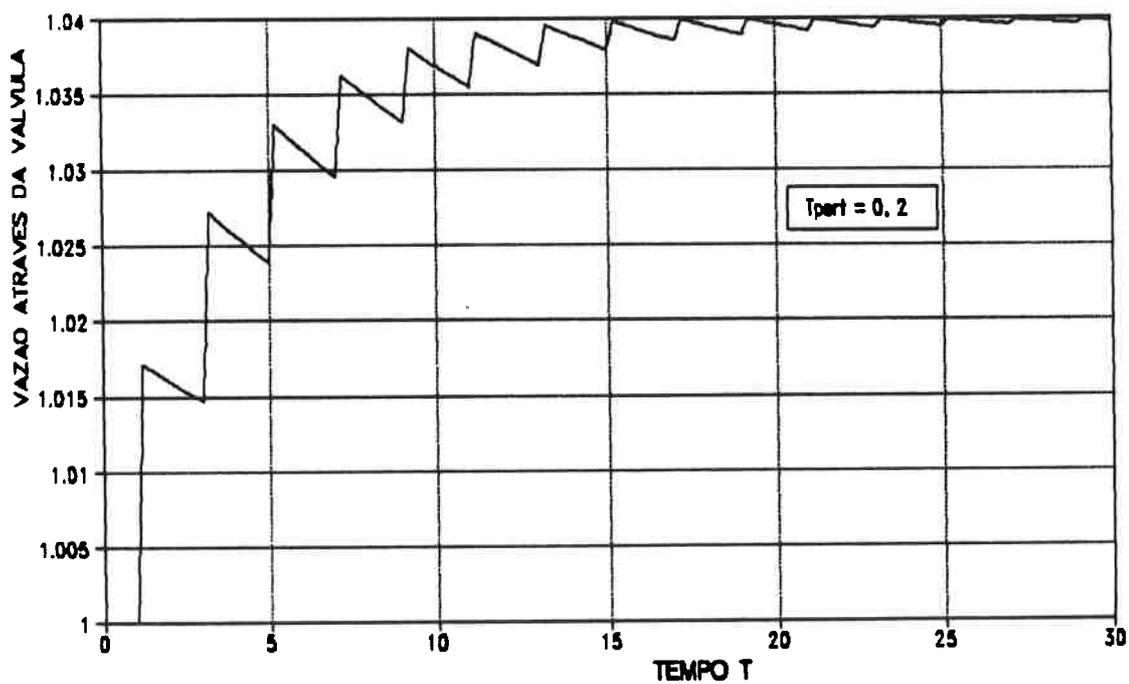


Fig. 6.12- Comportamento do escoamento fixada a válvula na abertura máxima, $\phi = 10$ e $F_p = 5$

A título de ilustração, as Figs. de 6.5 a 6.12 mostram curvas de vazão normalizada e de carga normalizada junto à válvula em função do tempo, mantida a válvula totalmente aberta e aplicando-se um sinal tipo rampa com aumento de carga a montante de 10 % em intervalo $T = 2 (L/a)$. Note-se que as curvas de vazão e de carga diferem em termos numéricos, apresentando o mesmo padrão de comportamento. Como consequência, para representação das simulações na sequência serão empregadas apenas a vazão e abertura para a válvula.

6.7- Intervalo de Tempo

Na análise de transitórios hidráulicos em condutos é geralmente aceito que a precisão dos resultados possa ser melhorada, indefinidamente, à medida que o número de divisões aumenta. Na Fig. 6.13 vê-se que a vazão junto à válvula em $T = 1$, a partir de certo valor, decresce de forma lenta e

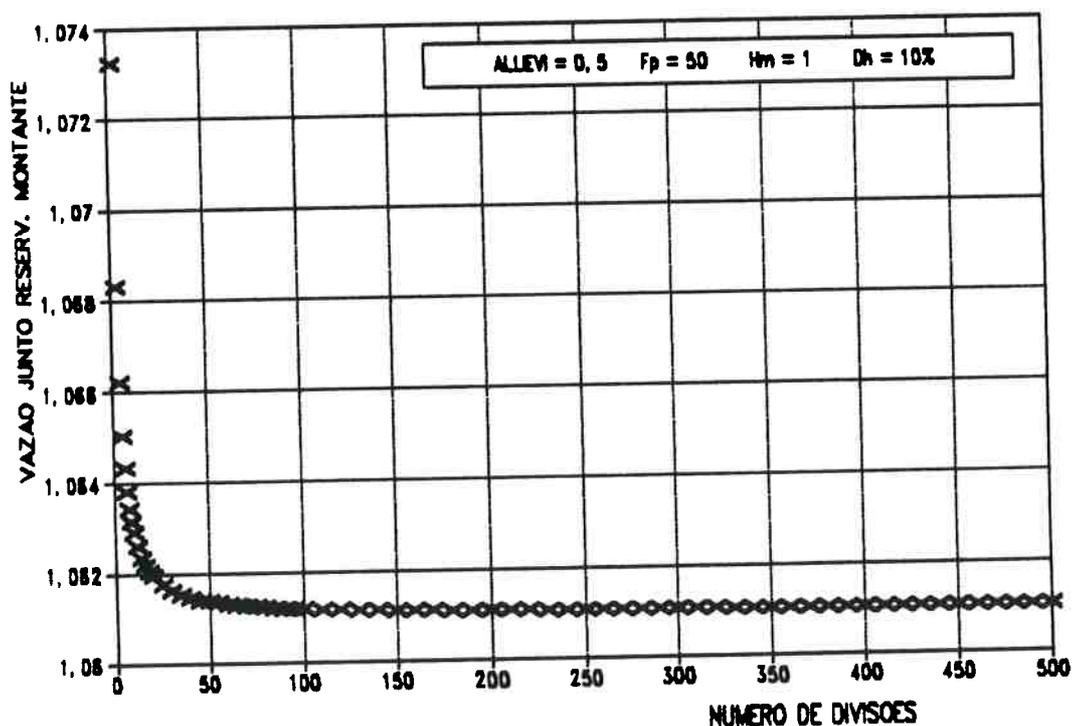


Fig. 6.13- Influência do número de divisões

continua com o número de divisões; a tendência prossegue até a capacidade máxima de armazenagem de dados do microcomputador empregado, a qual corresponde a 19 500 divisões, sugerindo possível influência de erros de arredondamento.

Todavia, há marcante efeito do número de divisões nos resultados considerando a ação de controle automático, conforme mostram as Figs. de 6.14 a 6.17. Em todas elas são estabelecidos $\phi = 1$; $F_p = 100$; $G_p = 0,035$ e $T_i = 1$; $T_d = 0$; $C_k = 10^{-9}$; $C_v = 10^{-8}$; $C_{me} = 10^{-8}$; e $A_c/A_D = 5$.

Em tese, conforme aumenta-se a quantidade de divisões, com a conseqüente redução do intervalo de tempo, a curva de resposta deveria apresentar variações suaves. Porém decorrem situações fisicamente incompatíveis, indicando a existência de condição limite do intervalo de tempo em termos do tamanho do trecho discretizado para satisfazer a condição de estabilidade. Além disso, há elevada sensibilidade numérica do sistema de equações de combinar variações acentuadas com variações reduzidas, conforme mostra a Fig. 6.3 e à presença de termos de valor muito pequeno em contraponto a termos de

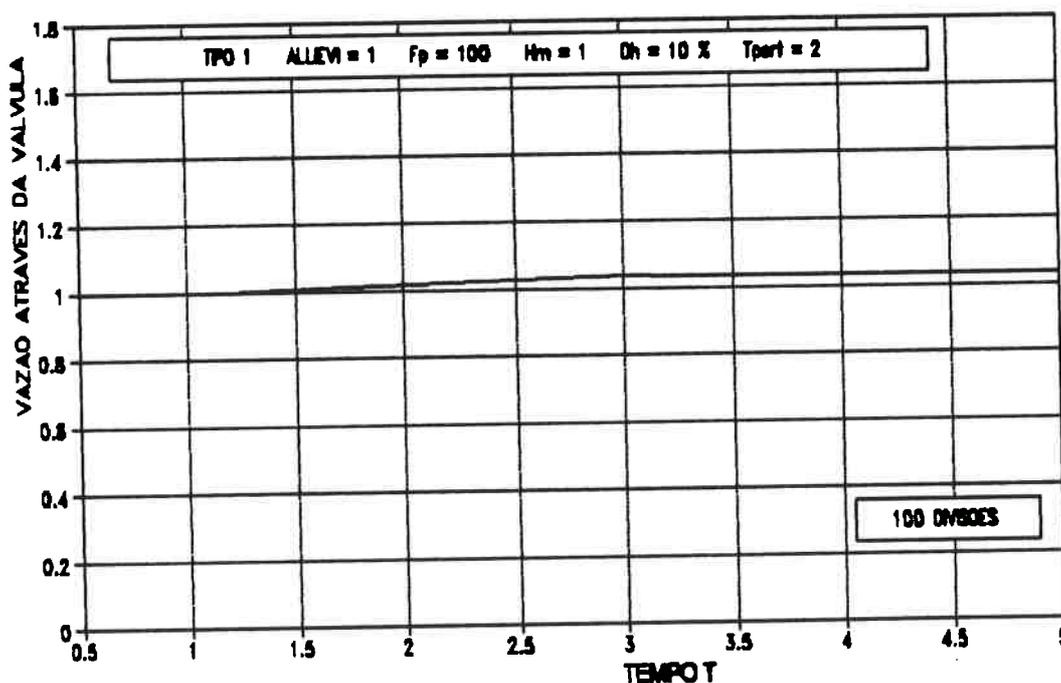


Fig. 6.14- Curva de resposta para 100 divisões

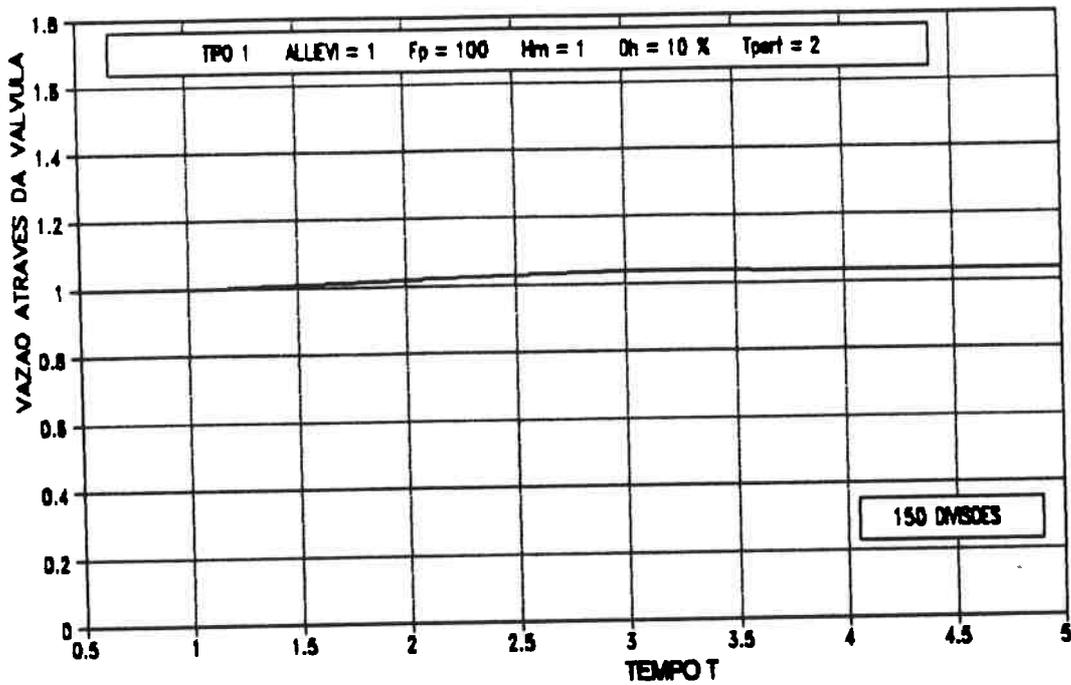


Fig. 6.15- Curva de resposta para 150 divisões

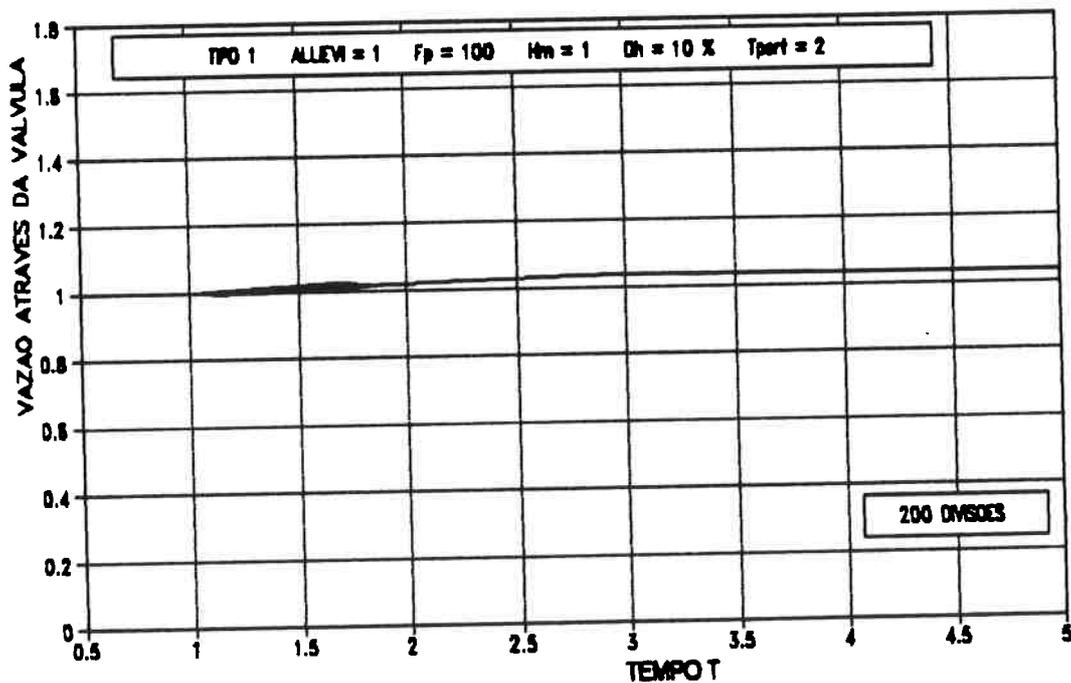


Fig. 6.16- Curva de resposta para 200 divisões

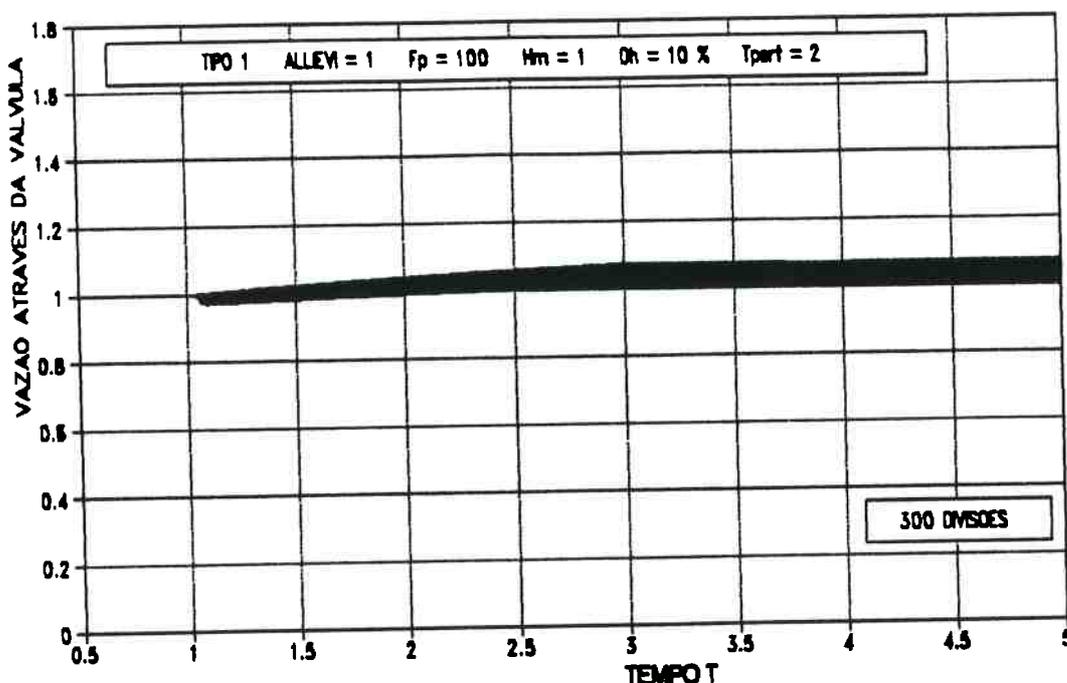


Fig. 6.17- Curva de resposta para 300 divisões

alto valor. Assim, número de divisões crescente leva a instabilidade numérica, sendo necessário escolher um número de divisões representativo. Das figuras mostradas vê-se que 100 divisões é um número conveniente.

6.8- Discussão de Resultados

No capítulo cinco procurou-se definir uma forma de modelagem a mais simples possível para o controle automático em estudo, desenvolvendo-se uma parametrização que proporcionasse o menor número possível de termos interverientes. Mesmo assim chegou-se a quantidade significativa de termos, o que requereu a realização de várias centenas de simulações para ter-se uma visão dos acontecimentos num domínio mais conveniente do que o domínio físico em relação à investigação global.

Como era de se esperar pela Eq. (95), o efeito da massa efetiva do obturador não se revelou expressivo. Em contraponto à condição (114), chegou-se a adotar $C_{me} = 10^{-5}$ nas simulações e não foram identificadas variações ponderáveis nos resultados. Em tais circunstâncias não se verifica sentido, portanto, em se conservar o termo na modelagem subsequente.

Para a discussão de resultados, como referencial geral, a seguir serão apresentadas figuras correspondentes a sinal de entrada tipo rampa com duração de $T = 2$ (L/a).

Como comportamento geral, verifica-se que para o valor desejado ser alcançado é preciso ajustar os parâmetros para que a válvula atinja a abertura correspondente quando da chegada da primeira frente de onda. Esta é uma constatação referente a simulações no domínio parametrizado; no próximo capítulo ela será discutida à luz do domínio físico.

Como é previsível, quanto maior o valor de F_p menor é a abertura da válvula no valor desejado de vazão. São exemplos as Figs. de 6.18 a 6.20.

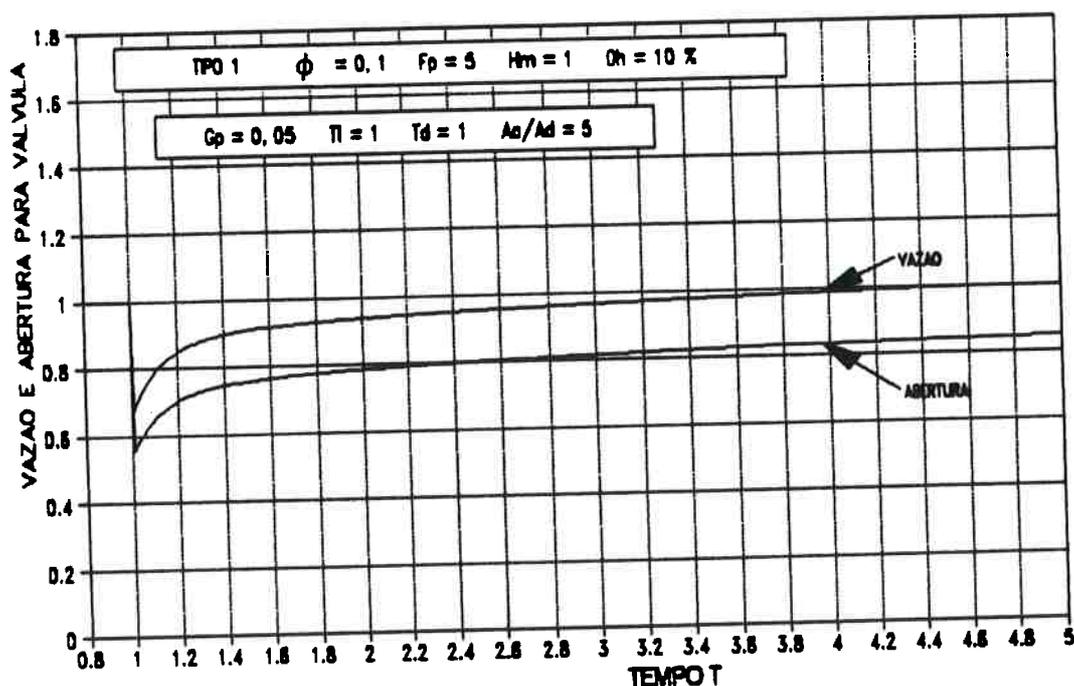


Fig. 6.18- Resposta para $C_{me} = 10^{-8}$; $C_k = 10^{-9}$; $C_G = 10^{-8}$

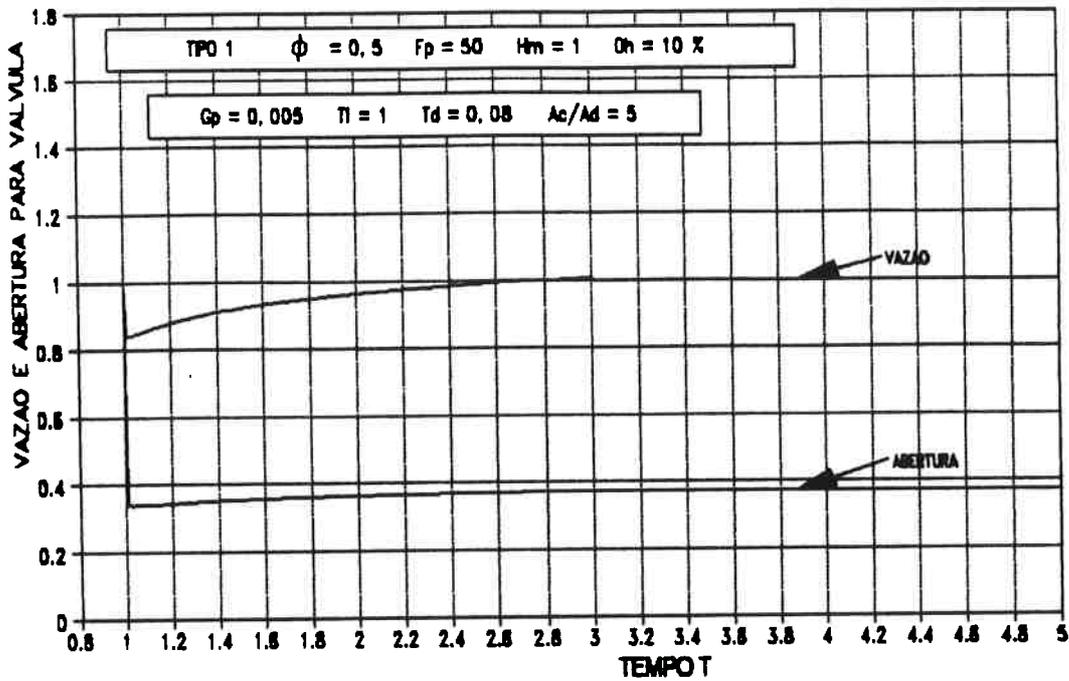


Fig. 6.19- Resposta para $C_{me} = 10^{-8}$; $C_k = 10^{-9}$; $C_v = 10^{-8}$

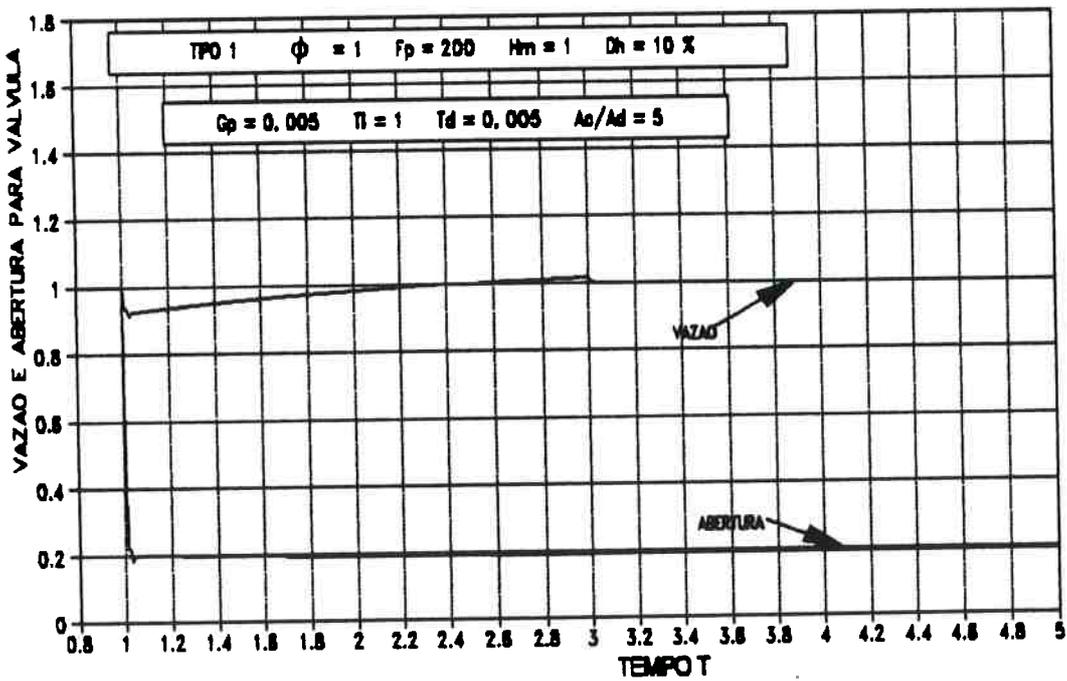


Fig. 6.20- Resposta para $C_{me} = 10^{-8}$; $C_k = 10^{-9}$; $C_v = 10^{-8}$

Sendo a tendência à oscilação um aspecto peculiar ao controle por realimentação, a influência da elasticidade do escoamento traduz-se como efeito indutor de movimento oscilatório do obturador. Em baixos valores de ϕ o feito é atenuado, sendo estimulado em altos. A latitude de ajuste dos parâmetros é menor quanto maior for o valor de F_p . Em complementação às anteriores, são exemplos as Figs. de 6.21 a 6.25.

Das figuras tem-se também que para cada combinação de ϕ e de F_p existe um padrão de melhor resposta obtível do escoamento. Conforme eles aumentam, menos satisfatória é a resposta em termos de controlabilidade. Além disso, conforme tais parâmetros aumentam, maior de ser a relação de áreas entre conduto e diágragma e/ou a força da mola para que haja estabilidade.

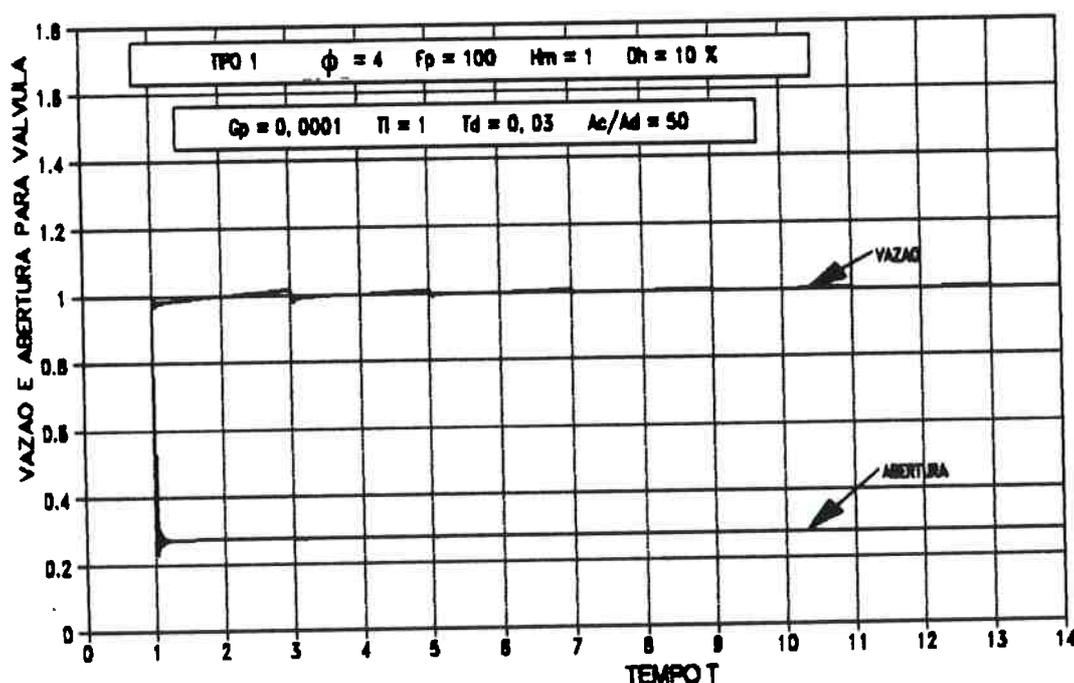


Fig. 6.21- Resposta para $C_{me} = 10^{-8}$; $C_k = 10^{-9}$; $C_v = 10^{-8}$

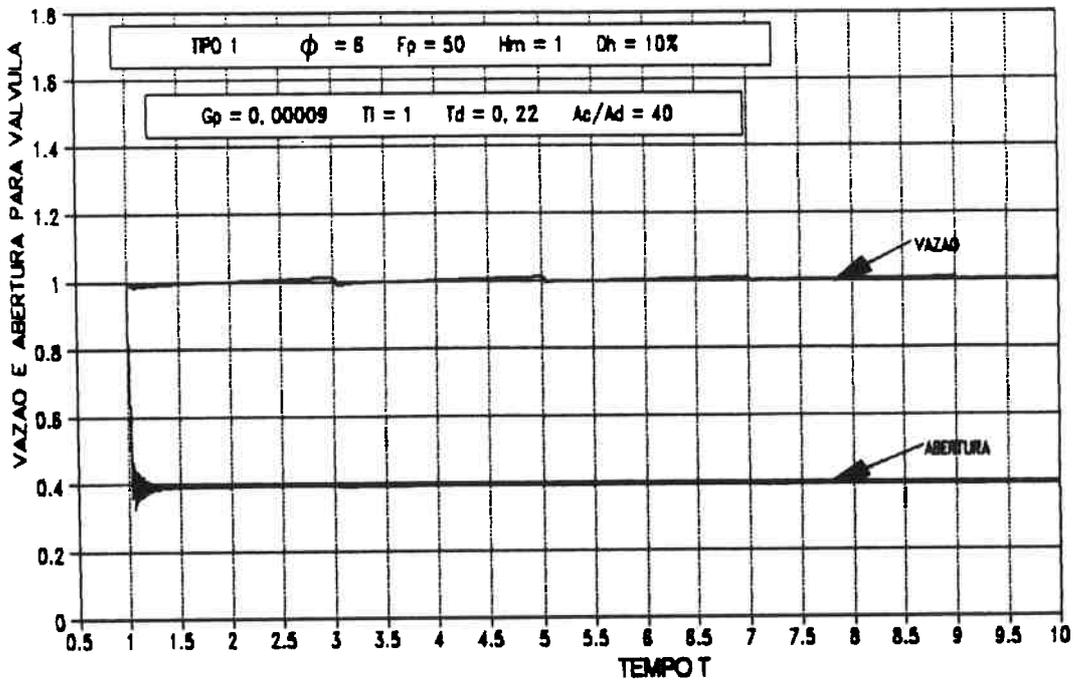


Fig. 6.22- Resposta para $C_{me} = 10^{-8}$; $C_k = 3 \times 10^{-8}$; $C_G = 5 \times 10^{-7}$

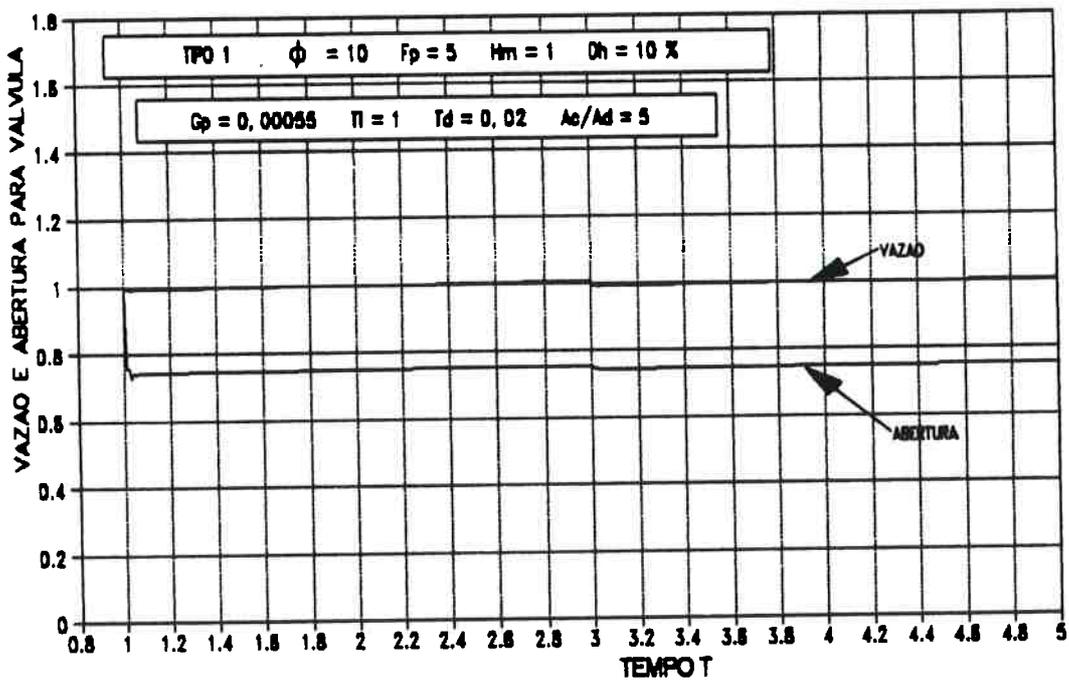


Fig. 6.23- Resposta para $C_{me} = 10^{-8}$; $C_k = 10^{-9}$; $C_G = 10^{-8}$

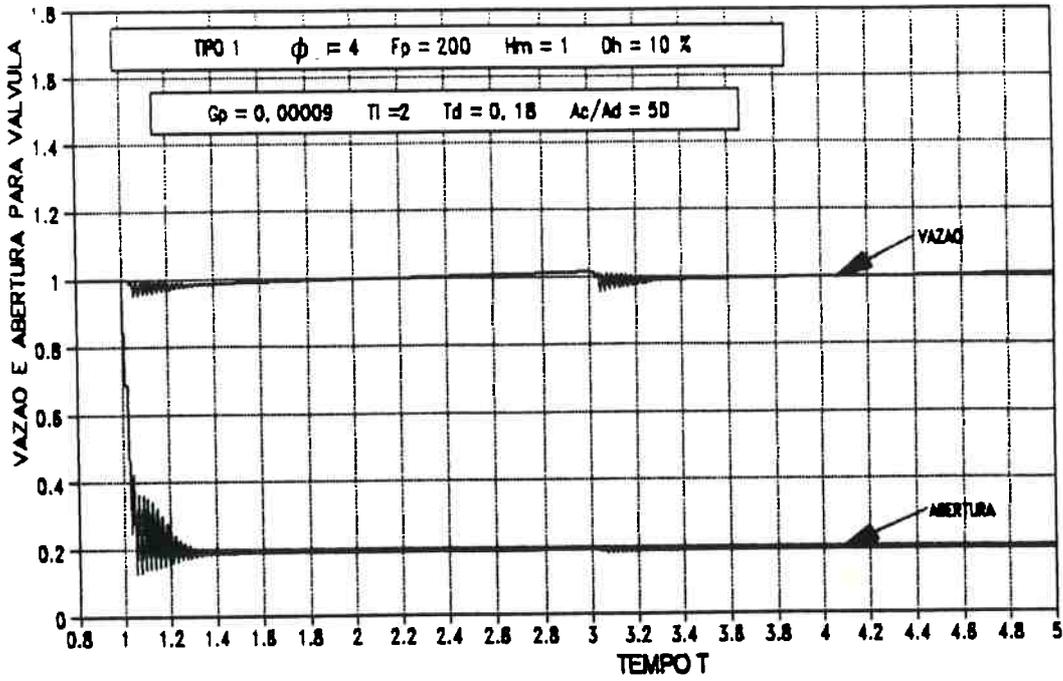


Fig. 6.24- Resposta para $C_{me} = 10^{-8}$; $C_k = 3 \times 10^{-8}$; $C_v = 10^{-7}$

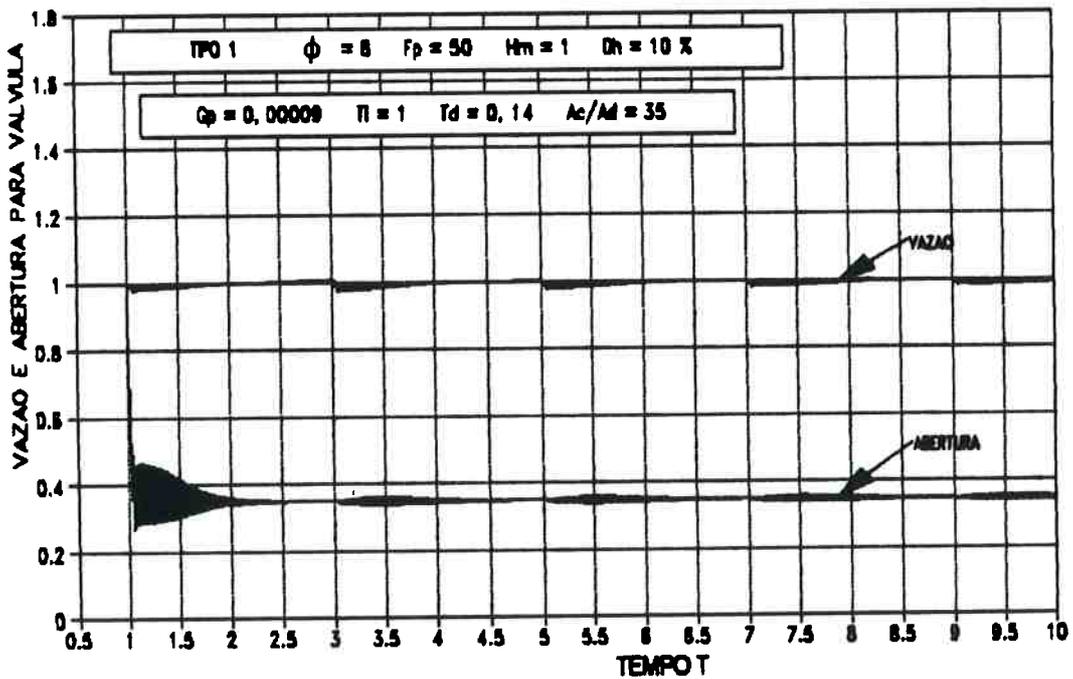


Fig. 6.25- Resposta para $C_{me} = 10^{-8}$; $C_k = 3 \times 10^{-8}$; $C_v = 10^{-8}$

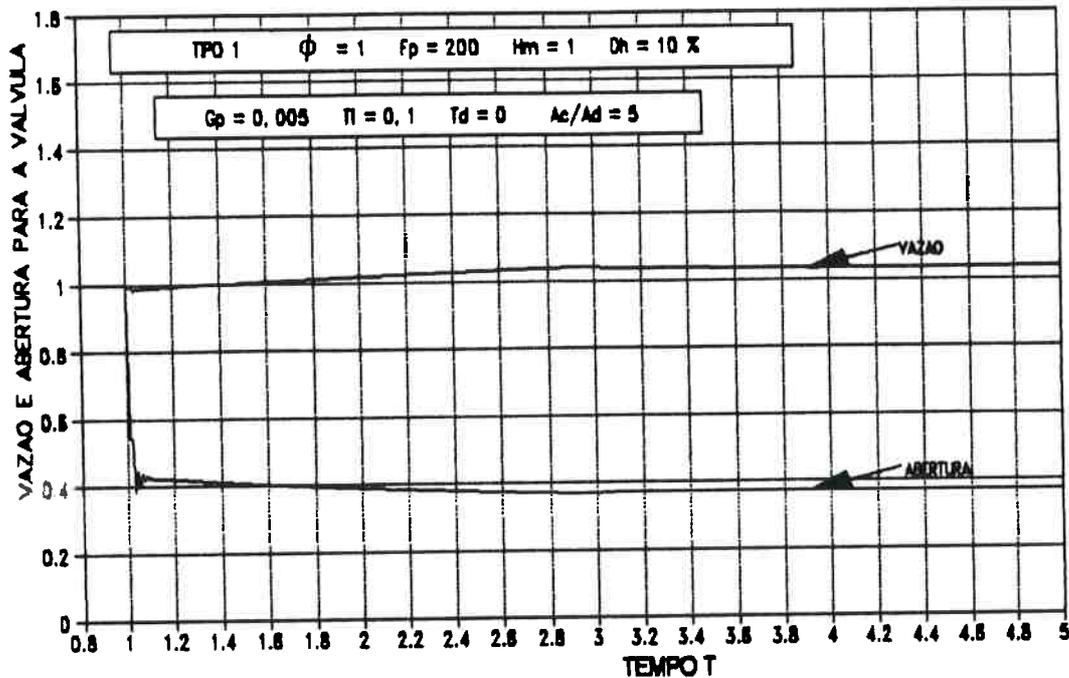


Fig. 6.26- Resposta para $C_{me} = 10^{-8}$; $C_k = 10^{-9}$; $C_v = 10^{-8}$

A característica da ação integral é produzir um efeito estabilizador no controle, conforme confirmam as Figs. de 6.26 a 6.28. Contudo, esse aspecto só foi verificado para baixos valor do parâmetro ϕ , à medida que ele aumenta a ação integral, segundo o estudo parametrizado, torna-se cada vez menos sensível.

Conforme os valores de ϕ e de F_p crescem, menores são os valores requeridos para os parâmetros PID, contudo, mais tarde o escoamento se estabiliza. As Figs. 6.29 e 6.30 complementam as anteriores. Ainda mais, se os valores do ganho proporcional forem muito baixos há forte tendência à instabilidade pois pela curva de dissipação de tais válvulas a abertura de valor desejado aproxima-se rapidamente de zero com o aumento de F_p .

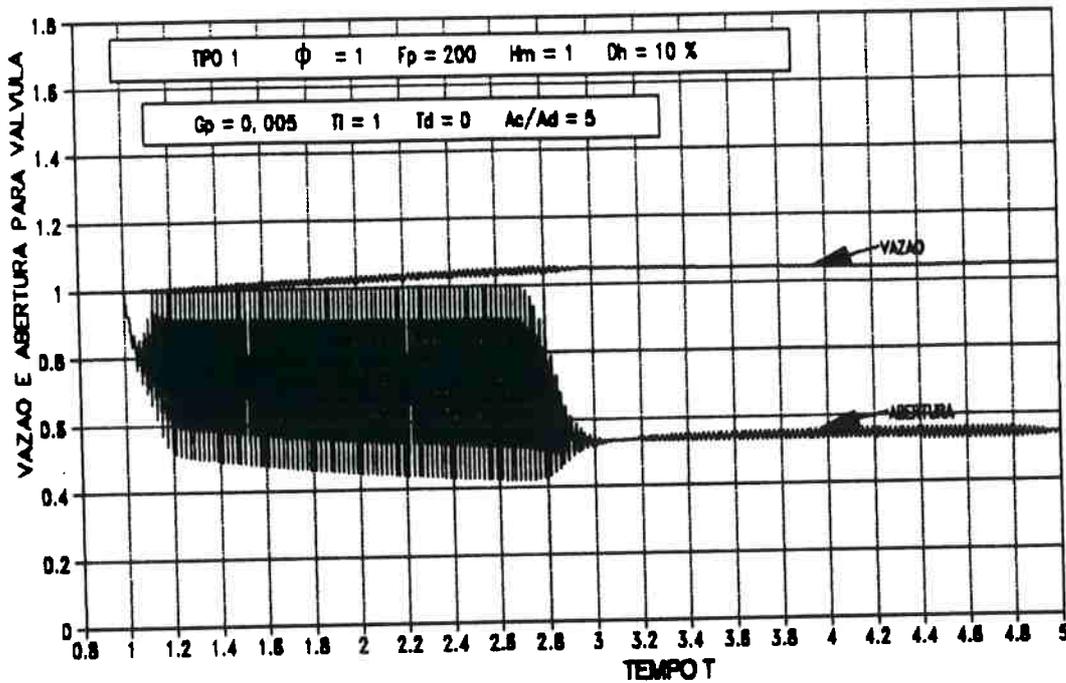


Fig. 6.27- Resposta para $C_{me} = 10^{-8}$; $C_k = 10^{-9}$; $C_v = 10^{-8}$

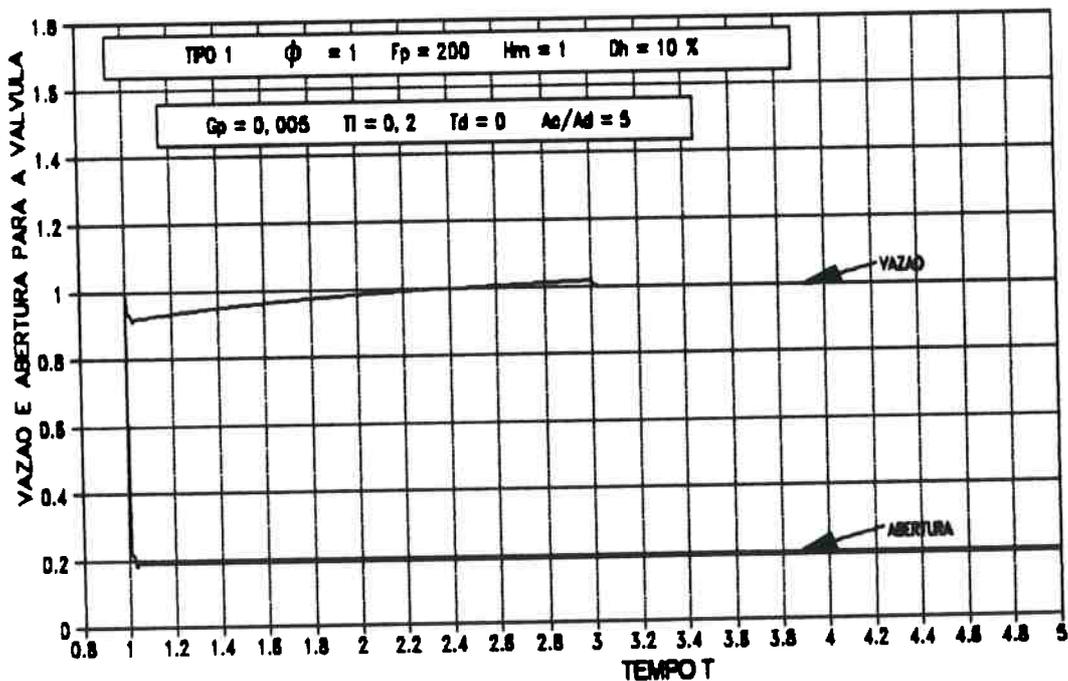


Fig. 6.28- Resposta para $C_{me} = 10^{-8}$; $C_k = 10^{-9}$; $C_v = 10^{-8}$

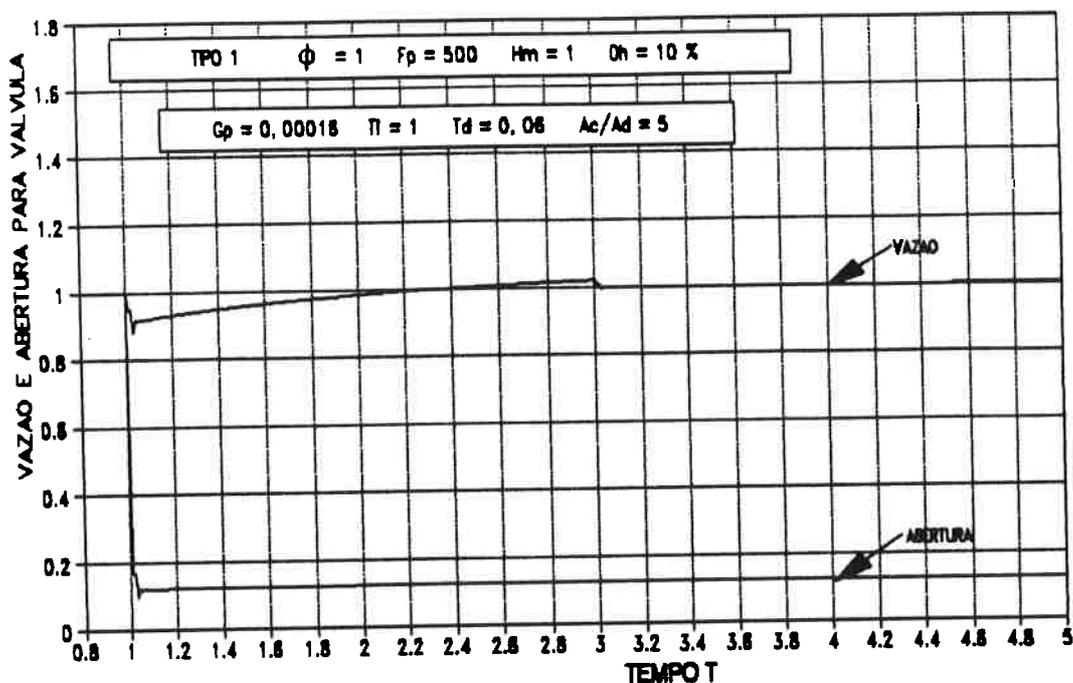


Fig. 6.29- Resposta para $C_{me} = 10^{-8}$; $C_k = 10^{-9}$; $C_v = 10^{-8}$

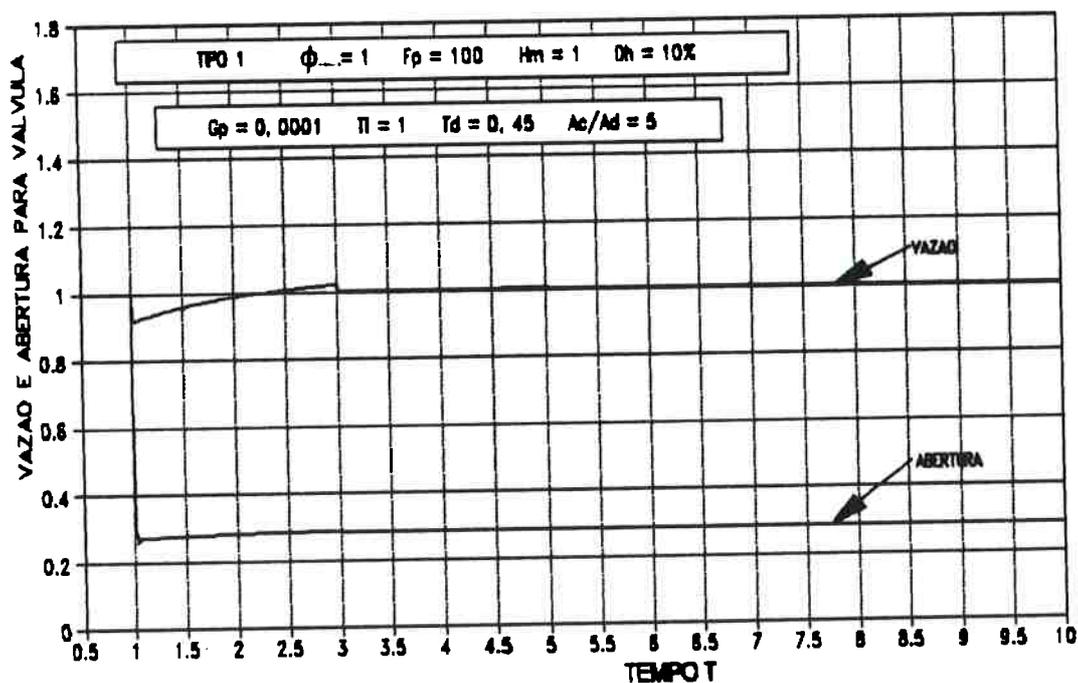


Fig. 6.30- Resposta para $C_{me} = 10^{-8}$; $C_k = 3 \times 10^{-8}$; $C_v = 10^{-8}$

Para baixos valores de ϕ é possível atingir-se o valor desejado de valor com tempo derivativo nulo (Figs. de 6.26 a 6.28). O mesmo não se verifica para valores elevados do parâmetro. Nesse caso, tanto valores da constante de tempo derivativo elevados quanto muito baixos degradam a controlabilidade. Koelle (1992c) demonstra a necessidade da presença de termo derivativo na equação dinâmica da válvula para prevenir efeitos oscilatórios. Em primeira aproximação Koelle mostra que a equação pode ser escrita na sua essência como

$$M \ddot{s} + \Delta p A_D + K s = F_H \quad (116)$$

a qual deve conter um termo $C\dot{s}$ para haver um amortecimento positivo e garantir a estabilidade. Tal efeito deve estar presente na componente de força no diafragma via ação derivativa. Por outro lado, em razão de amplificação de ruídos, a constante de tempo derivativo precisa ser especificada com reduzidos valores. Nas simulações verificou-se que a constante de tempo derivativo deve diminuir à proporção que ϕ e F_p aumentam para evitar a instabilidade.

O ganho mostrado nas figuras para estabelecer o valor desejado é muito maior do que o indicado pela condição (114), mormente para baixos valores de ϕ . Vale lembrar que tal faixa se refere à experiência com escoamentos com efeitos significativos de elasticidade. Os resultados obtidos indicam ou que são necessários ganhos elevados para operar o mecanismo em estudo e/ou que decorre um efeito de escala quando da parametrização, atenuando numericamente a ação controladora. Cria-se, então, a necessidade da investigação no domínio físico para dirimir a questão.

Antes disso, uma descrição das condições de controle pode ajudar a melhor situar a questão. A Fig. 6.31 mostra o mapeamento das condições de controle segundo a facilidade em se alcançar o valor desejado. Ela foi obtida fixando-se pares ordenados (ϕ, F_p) e fazendo-se uma varredura nos valores das constantes PID, nas características da mola e na

razão de áreas para um sinal tipo rampa de duração $T = 2$ (L/a). É importante ressaltar que a Fig. 6.31 indica tendências, e não faz definição de limites. Na região inferior, associada a baixos valores do produto $\phi^2 F_p$ (índice característico de controle) consegue-se alcançar o valor desejado de vazão com reduzida oscilação e sem possível a ampla variação dos parâmetros PID para tanto. A região intermediária caracteriza-se por uma faixa muito restrita de variação dos parâmetros PID e a necessidade de haver um desvio do

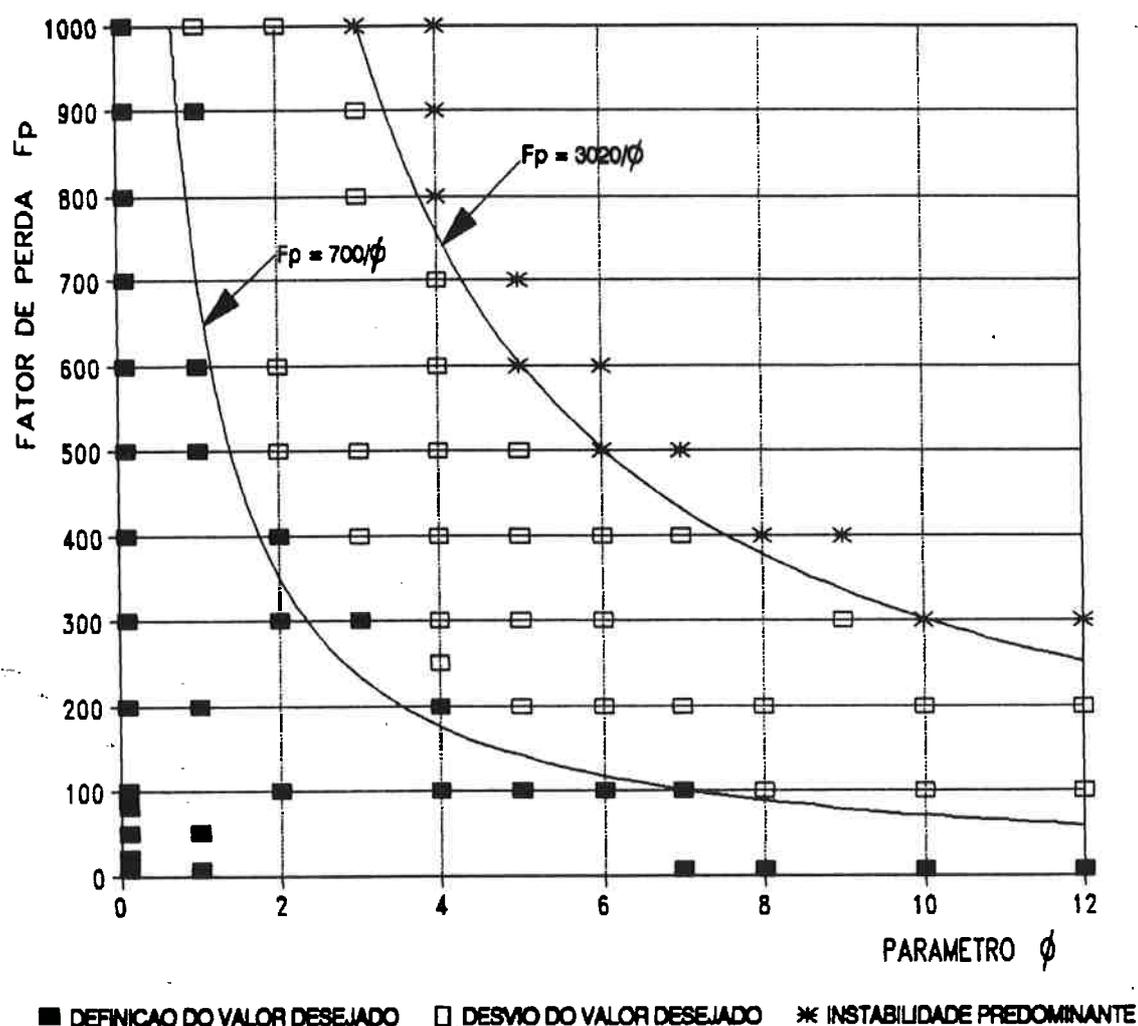


Fig. 6.31- Mapeamento das Condições de Controle

valor desejado para prevenir instabilidade. Na parte superior do mapa tem-se que a instabilidade só é evitada levando-se à abertura próxima ao fechamento total, o que, principalmente para elevados F_p , leva a incoerências matemáticas nas simulações.

Apesar de em princípio esperar-se que a curva dos limites se assemelhem à Eq. (108), a regressão das informações proporcionou para o limite inferior

$$F_p = \frac{700}{\phi} \quad (116)$$

e para o limite superior

$$F_p = \frac{3020}{\phi} \quad (117)$$

Das Eqs. (47) e (57) resulta

$$F_p \phi = \frac{2a}{v^\wedge} \quad (118)$$

Supondo uma celeridade de $a = 1000$ m/s, tem-se uma velocidade inicial para o limite inferior de 2,8 m/s e para o limite superior de 0,66 m/s. Fisicamente para a dificuldade em controlar o fenômeno diminuir com a velocidade inicial é preciso uma variação na energia potencial inicial. O comportamento leva a crer que a análise no domínio parametrizado simplifica as condições de investigação global, mas perde-se em representatividade com o mascaramento da ação de controle.

Os resultados apontam para uma grande dificuldade em tentar-se definir regras gerais para o ajuste dos parâmetros PID, requerendo-se a investigação detalhada no domínio físico para aplicações específicas.

Conclue-se que com investigações no domínio parametrizado é possível obter-se a noção de tendências. Foi possível também identificar-se com mais clareza quais termos têm

menor importância na parametrização. Permanece, contudo, a indicação de ocorrer uma sensível atenuação na ação PID, o que será verificado no próximo capítulo quando proceder-se-á a análise individualizada.

CAPÍTULO 7

TIPIFICAÇÃO DA VÁLVULA

Em razão do desdobramento do trabalho surgiu a necessidade de investigar-se a resposta do escoamento para situações específicas com o objetivo de melhor avaliar os acontecimentos.

Com a experiência adquirida, por um lado desconsideram-se na modelagem termos de pouco significado como a força de atrito na haste da válvula e os efeitos de massa do obturador. Por outro lado, incluem-se o efeito de tempo morto da válvula e a verificação de potência de acionamento, os quais são melhor caracterizados e tratados no domínio físico por requererem considerações específicas.

No presente capítulo quer-se tipificar a válvula como elemento integrado a conduto como fase preparatória ao estudo de redes a ser realizado no próximo capítulo.

7.1- Equacionamento no Domínio Físico

Uma vez que adotou-se no trabalho a notação usualmente empregada para a modelagem de escoamentos transitórios, a sua conveniente sistematização permite facilmente a conversão do domínio parametrizado para o domínio físico.

7.1.1- Escoamento transitório

A divisão do plano (x,t) em malha regular determina o trecho de integração no conduto como

$$\Delta x = \frac{L}{n} \quad (119)$$

e o intervalo de tempo de integração fica

$$\Delta t = \frac{\Delta x}{a} \quad (120)$$

Definindo-se uma constante de perda de carga no trecho de integração

$$R = \frac{8f\Delta x}{g\pi^2 D^5} \quad (121)$$

e uma constante característica do conduto elástico como

$$B = \frac{4a}{g\pi^2 D^2} \quad (122)$$

reescrevem-se as Eqs. (35), (36), (42) e (43)

$$C_E = h_A + Bq_A - \frac{R}{2}|q_A|q_E \quad (123)$$

$$B_E = B + \frac{R}{2}|q_E| \quad (124)$$

$$C_D = h_B - Bq_B + \frac{R}{2}|q_B|q_D \quad (125)$$

$$B_D = B + \frac{R}{2}|q_D| \quad (126)$$

com o transitório nos pontos interiores sendo calculado também pelas Eqs. (45), (37) ou (44).

Da mesma forma, a condição de contorno a montante é determinada pela Eq. (54) e a condição de contorno a ser satisfeita para a válvula em malha aberta converte-se em

$$\frac{K_v}{A^2} |q_{P_{NS}}| q_{P_{NS}} + B_E q_{P_{NS}} - C_E + h_J = 0 \quad (127)$$

7.1.2- Controle automático

Considerada a ação de controle automático, o desvio absoluto a ser corrigido é

$$e = q(t) - q_d \quad (128)$$

As Eqs. (76) e (77), considerando o desvio na forma acima, passam a ser escritas

$$\Delta h(t) - \Delta h(0) = g_p \varepsilon + \frac{g_p}{t_i} \int \varepsilon dt + g_p t_d \frac{d\varepsilon}{dt} \quad (129)$$

Como consequência o ganho proporcional é referido em unidades de carga/vazão, ou s/m^2 .

Das premissas estabelecidas no capítulo cinco resulta

$$h_M - h_J = g_p \left\{ q(t) - q_d + \frac{1}{t_i} \int [q(t) - q_d] dt + t_d \frac{d}{dt} [q(t) - q_d] \right\} \quad (130)$$

Resolvendo-se, como no domínio parametrizado, por diferenças finitas centrais e aplicando-se as condições de contorno para válvula junto a reservatório de jusante, resulta

$$\begin{aligned}
 h_{P_{NS_{t_j}}} - h_j = g_p \left\{ q_{P_{NS_{t_j}}} \left[1 + \frac{\Delta t}{2t_i} + \frac{t_d}{\Delta t} \right] + \right. \\
 \left. q_{P_{NS_{t_{j-1}}}} \left[\frac{\Delta t}{2t_i} + \frac{t_d}{\Delta t} \right] - q_d \left[1 + \frac{\Delta t}{t_i} \right] \right\} + \\
 + f_1(t(0)) \quad (131)
 \end{aligned}$$

Como discutido no capítulo cinco, a descrição do movimento do obturador é simplificável desconsiderando-se a força de atrito superficial e os efeitos de inércia do obturador. Nesses termos, das Eqs. (64) e (67) associadas à condição de diâmetro do obturador aproximado ao diâmetro do conduto, tem-se

$$\begin{aligned}
 h_{P_{NS_{t_j}}} - h_j = \frac{1}{\gamma A_D} \left[\frac{\rho}{2 A_c} \left(\frac{1}{K_d^2} - 1 \right) \left| q_{P_{NS_{t_j}}} \right| q_{P_{NS_{t_j}}} - F_g + \right. \\
 \left. - k_M s_{\max} \left(1 - a_{r_{t_j}} \right) - F_V \right] \quad (132)
 \end{aligned}$$

Das condições próprias ao regime permanente, $q = q_d$ e $a_r = 1$, resulta a condição

$$F_V = \frac{\rho}{2 A_c} \left(\frac{1}{K_d^2} - 1 \right) q_d^2 - F_g \quad (133)$$

Conhecida a configuração geométrica e as características hidráulicas da válvula, bem como a condição inicial do escoamento, define-se a força de pré-tensionamento solicitada à mola.

Representando a razão entre diâmetros do conduto e do diafragma por

$$r_d = \frac{D_c}{D_D} \quad (134)$$

chega-se à expressão operacional do movimento do obturador

$$h_{P_{NS_{t_j}}} - h_j = \frac{r_d^2}{2g A_c^2} \left[\left(\frac{1}{K_d^2} - 1 \right) \left| q_{P_{NS_{t_j}}} \right|^{q_{P_{NS_{t_j}}} + \right. \\ \left. - \left(\frac{1}{K_d^2} - 1 \right) q_d^2 \right] - \frac{k_M s_{max} r_d^2}{\gamma A_c} \left(1 - a_{r_{t_j}} \right) \quad (135)$$

7.2- Tempo Morto da Válvula

Devido ao equacionamento do transitório no conduto levar em conta os efeitos elásticos, o tempo de atraso do fenômeno é parte integrante da modelagem. Considerações específicas sobre efeitos de retardamento de resposta, contudo, devem ser feitas para a válvula como condição de contorno.

O controlador por realimentação aplica uma ação corretiva no escoamento baseado em observação instantânea da entrada. Porém, devido à faixa inoperante da válvula ou à sua demora em responder ao pulso de pressão, a ação do controlador é moderada por essas peculiaridades da válvula, não ocorrendo efeito observável logo após a chegada da primeira frente de onda ao elemento (Fig. 7.1).

O tempo morto representa importante fator dinâmico a considerar em controle automático por produzir uma alteração de fase entre entrada e saída, podendo alterar sensivelmente as condições de controlabilidade do sistema.

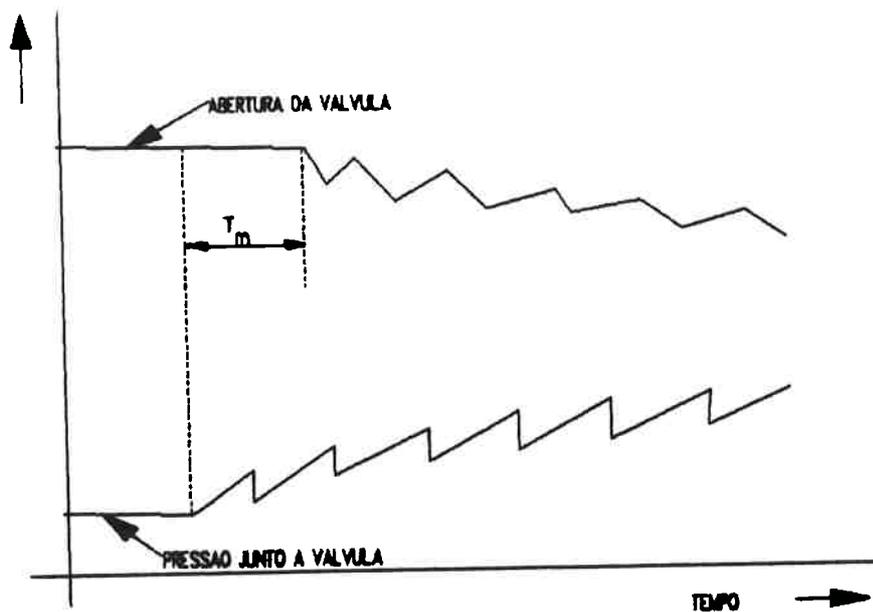


Fig. 7.1- Defasagem entre pulso e resposta da válvula

Um dos aspectos distintivos do tempo morto de válvulas é não ser ele dependente do tipo ou intensidade da força aplicada. Assim, nas simulações será considerado um tempo de atraso entre variação de pressão junto à válvula e a sua ação no escoamento.

Considerando-se que construtivamente a região inoperante de válvulas se situa comumente entre dois e três por cento de sua abertura máxima e que o tempo de fechamento mínimo de válvulas está na faixa de 15 a 20 s, estima-se como valores indicativos do tempo morto

$$0,3 \leq T_m \leq 0,6 \text{ s}$$

(136)

7.3- Disponibilidade de Potência

O acionamento da válvula em estudo é feito às custas do gradiente de potência do escoamento em razão das variações produzidas pela perturbação. A condição mais crítica para alcançar o valor desejado é ser necessário que a válvula seja fechada até uma abertura próxima daquela do regime

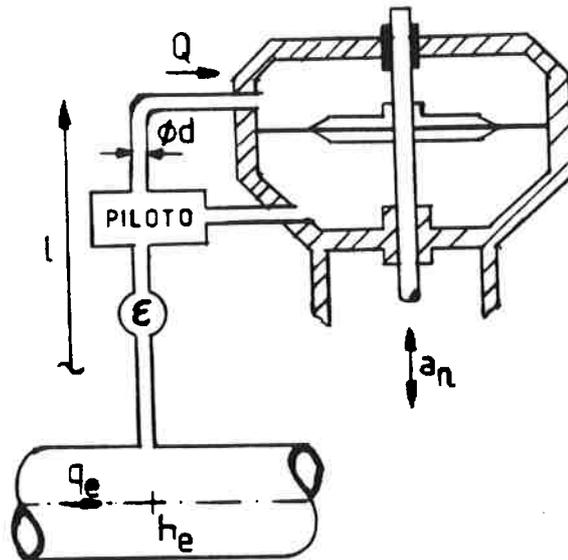


Fig. 7.2- Sistema de Alimentação da Válvula

permanente final logo nos primeiros intervalos após a chegada da primeira frente de onda.

Como critério de verificação prévia geral da válvula, considera-se que o aumento de pressão e vazão na entrada do sistema de alimentação da válvula durante o tempo morto acumule energia para proporcionar o desenvolvimento de uma potência média disponível para prover a potência requerida pelos efeitos associados às forças hidráulica e da mola.

Da Fig. 7.2 considera-se a carga na saída da câmara do diafragma como a atmosférica. Pela forma de operação do piloto a carga na entrada é aproximada como

$$h_e(0) = 0 \quad (137a)$$

$$h_e(t) = h_{e_0} + c_h t \quad p/ \quad 0 < t \leq t_{lim} \quad (137b)$$

O primeiro termo da equação se refere à carga do escoamento antes da chegada da primeira frente de onda e a inclinação da reta determinada segundo o gradiente da carga verificado sem a ação reguladora.

Durante o tempo de acionamento da válvula, a vazão que passa pelo seu interior é suposta

$$q_e(t) = q_{e_0} + c_q t \quad p/ \quad 0 \leq t \leq t_{lim} \quad (138)$$

Conceitualmente, potência média corresponde ao produto de força por velocidade. Para a potência disponível média

$$\dot{W}_d = F_D \dot{s} \quad (139)$$

Por outro lado, a vazão no sistema de alimentação é

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2g h_e(t)}{1 + f \frac{1}{d}}} \quad (140)$$

Considerando que a força no diafragma depende da carga h_e e que

$$A_D \dot{s} = Q \quad (141)$$

e ainda fazendo

$$k_a = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2g}{1 + f \frac{1}{d}}} \gamma \quad (142)$$

resulta com a Eq. (137)

$$\dot{W}_d = k_a \left(h_{e_0} + c_h t \right)^{3/2} \quad (143)$$

O cálculo da potência das forças hidráulica e da mola deve ser desacoplado da forma de calcular a potência disponível. O líquido e o diafragma no sistema de alimentação têm compressibilidades sensivelmente diferentes, e o movimento do líquido na câmara não é o mesmo que o movimento do obturador.

Como os deslocamentos do obturador precisam ocorrer em reduzidos intervalos de tempo para estabelecer a condição de valor desejado, estima-se que a velocidade média para a avaliação das duas primeiras potências é dada por

$$\bar{v}_o = s_{\max} \frac{\Delta a_r}{\Delta t} = s_{\max} \frac{a_{r1} - a_{r0}}{t_1 - t_0} \quad (144)$$

Da Eq. (73) e considerando $A_o \sim A_c$, tem-se a potência hidráulica média oposta ao movimento do obturador

$$\dot{W}_H = \frac{\rho s_{\max}}{2 A_c} K_v(t) \left(q_{e0} + c_q t \right)^2 \frac{a_{r1} - a_{r0}}{t_1 - t_0} \quad (145)$$

Da componente de ação elástica da mola (66) e da sua componente de pré-tensionamento, bem como da Eq. (144) resulta a potência média devido à ação da mola

$$\dot{W}_M = s_{\max} \left[k_M s_{\max} \left(a_{r0} - a_{r1} \right) + F_G \right] \frac{a_{r1} - a_{r0}}{t_1 - t_0} \quad (146)$$

A condição a ser satisfeita é

$$\dot{W}_d + \dot{W}_H + \dot{W}_M > 0 \quad (147)$$

Estabelecendo-se a configuração do sistema de alimentação da válvula e analisando-se o comportamento da instalação sem ação controladora tem-se condições de fazer-se uma definição previa das características e o ajuste da mola. Da Eq. (133) tem-se a especificação da força de pré-tensionamento da mola, a qual associada à condição (147) permite definir a constante elástica da mola.

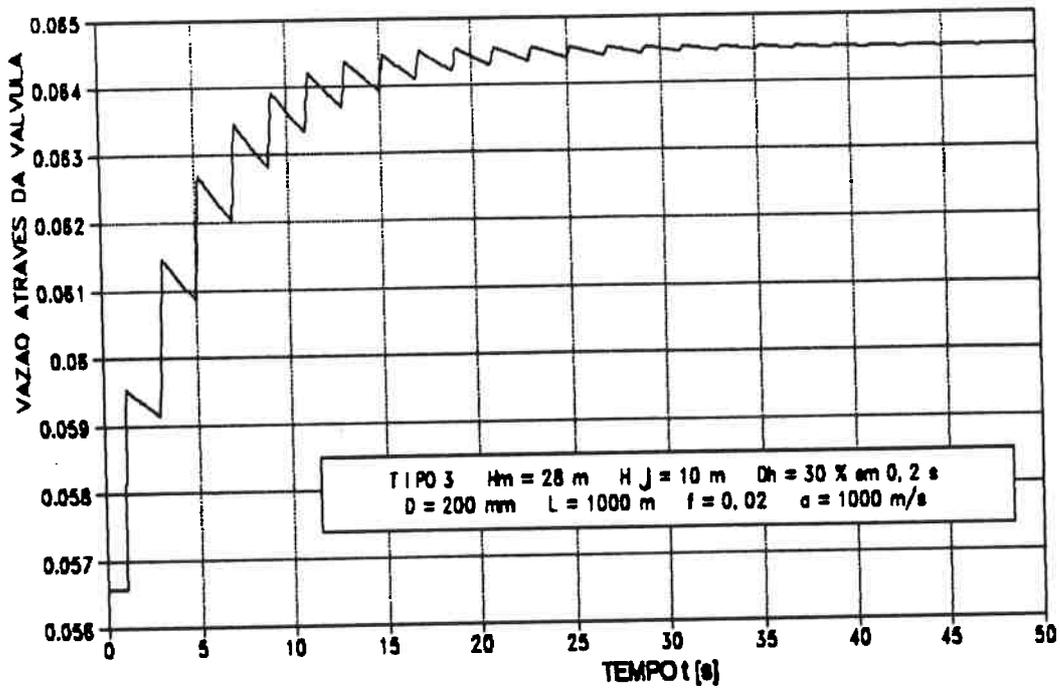


Fig. 7.3a- Variação de vazão para válvula na abertura total

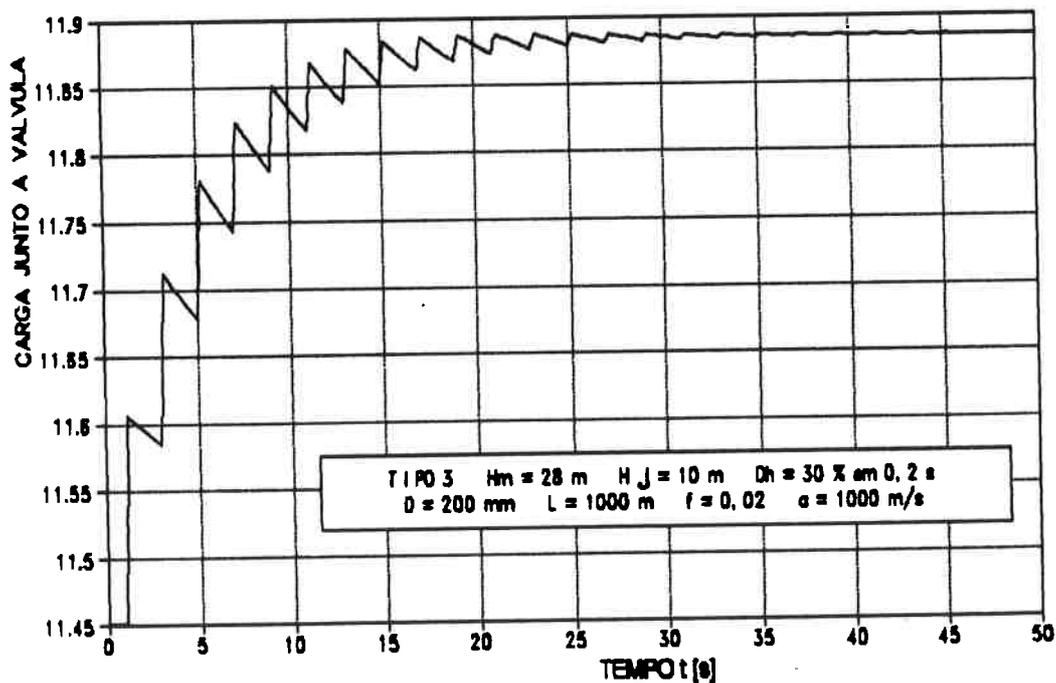


Fig. 7.3b- Variação de carga para válvula na abertura total

7.3.1- Avaliação

A título de ilustração calcula-se a potência disponível e define-se a condição de ajuste da mola para uma situação de referência.

Com o sistema de alimentação configurado por $d = 38$ mm; $l = 1000$ mm; e $f = 0,015$; obtém-se $k_a = 42$.

Escolhendo-se a válvula tipo 3 do item 6.2, $K_v^{\wedge} = 8,8$. Baseado no catálogo da OCV Valves, adota-se $s_{max} = 80$ mm

Tendo-se para a instalação $L = 1000$ m; $D = 200$ mm; $H_M = 28$ m; e $H_J = 10$ m, as Figs. 7.3a e 7.3b mostram as variações de vazão e de carga para a situação da válvula sem regulação. Verifica-se que $c_q = 0,015$ m³/s² e $c_h = 0,77$ m/s.

Para manter o valor desejado é necessário $K_v = 41,4$ (ou $K_d = 0,154$), correspondendo a uma nova abertura da válvula de $a_r = 0,32$.

Considerando-se um tempo de atraso de 0,3 s e movimento do obturador e, 0,1 s para atingir a abertura final, obtém-se $\dot{W}_d = 1700$ W e $\dot{W}_H = -280$ W. Resulta

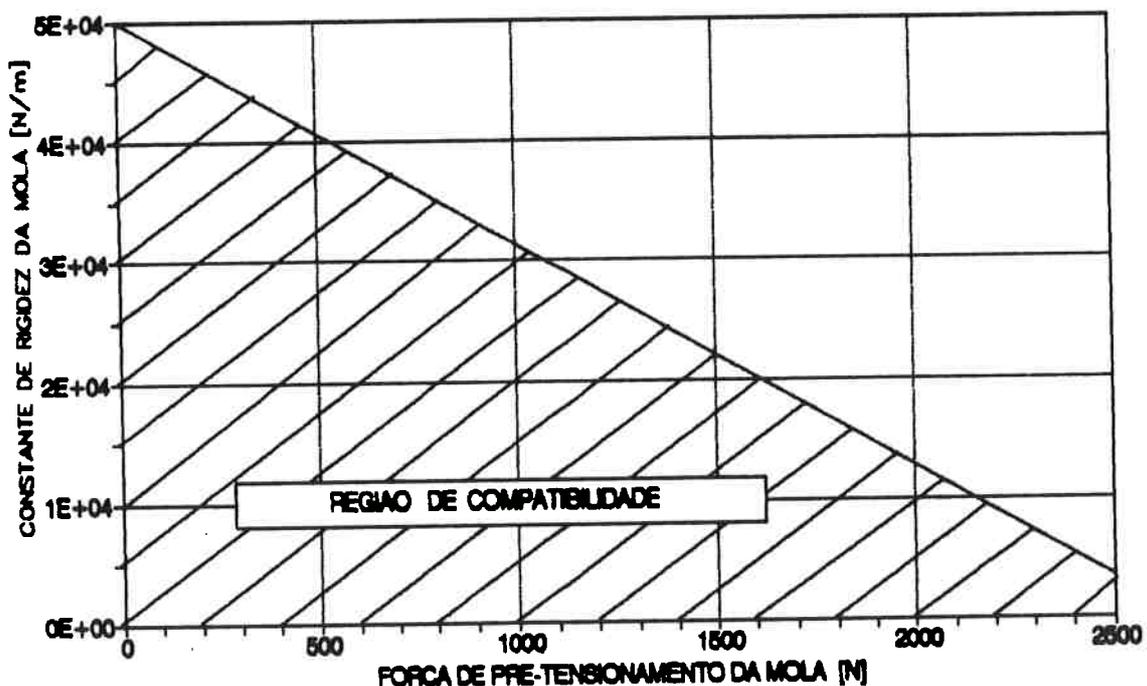


Fig. 7.4- Região de compatibilidade para ajuste da mola

$$0,029k_M + 0,54F_{\bar{v}} < 1420 \quad (148)$$

A Fig. 7.4 mostra a região de compatibilidade para o ajuste da mola segundo a condição acima.

7.4- Aplicativo Computacional

Para investigar-se o comportamento operacional no domínio físico de válvulas instaladas em conduto único, o módulo RAV-PAR descrito no item 6.5 foi convertido no módulo RAV-DAV, também com os códigos fonte e executável gravados no disquete anexo.

A estrutura básica dos dois módulos é a mesma, seguindo agora o equacionamento deste capítulo e ampliando o espectro da simulação da perturbação para um sinal na forma trapezoidal, conforme esquematiza a Fig. 7.5.

Em termos de comportamento computacional verificou-se uma situação um pouco mais crítica quanto à convergência da vazão, chegando em alguns casos a 200 iterações.

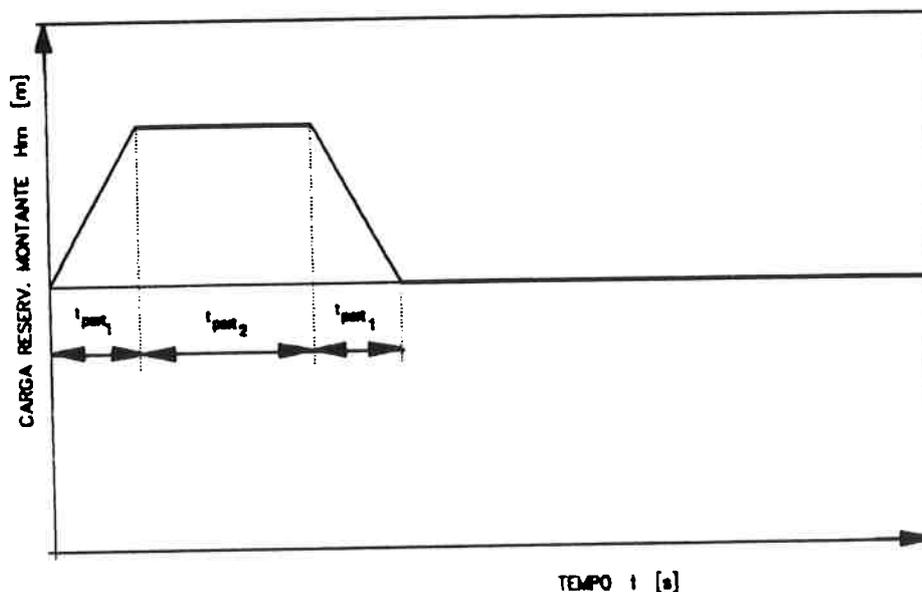


Fig. 7.5- Esquema do sinal de entrada do módulo RAV-DAV

7.5- Intervalo de Tempo

No item 6.7 discutiu-se a influência do intervalo de tempo nas simulações no domínio parametrização. Aquelas considerações sobre os limites do número de divisões são válidas também aqui.

Em razão de o intervalo de tempo estar diretamente associado aos parâmetros do controle PID, há uma certa influência do número de divisões no resultado das simulações, como mostram as Figs. de 7.6 a 7.8, todas com $k_M = 8000 \text{ N/m}$. Verifica-se que a modelagem é convergente e mantém o mesmo padrão quando procede-se a variações no intervalo de integração. Conforme discute Fischer (1994), o valor mais representativo do número de divisões deve ser verificado com apoio experimental.

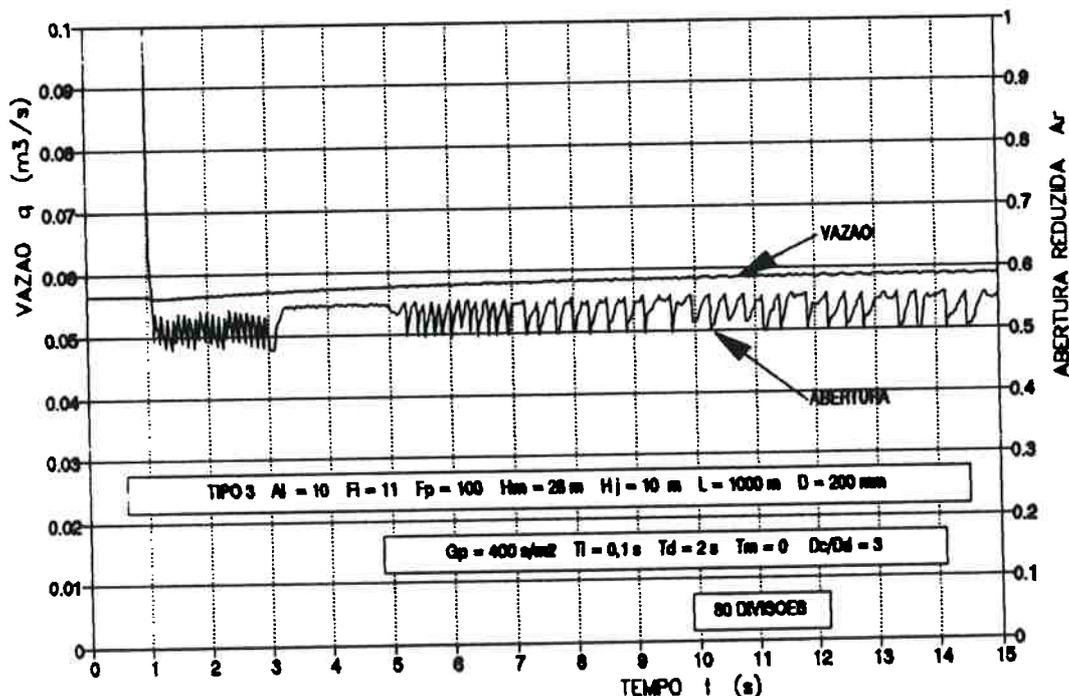


Fig. 7.6- Resposta no domínio físico para 80 divisões

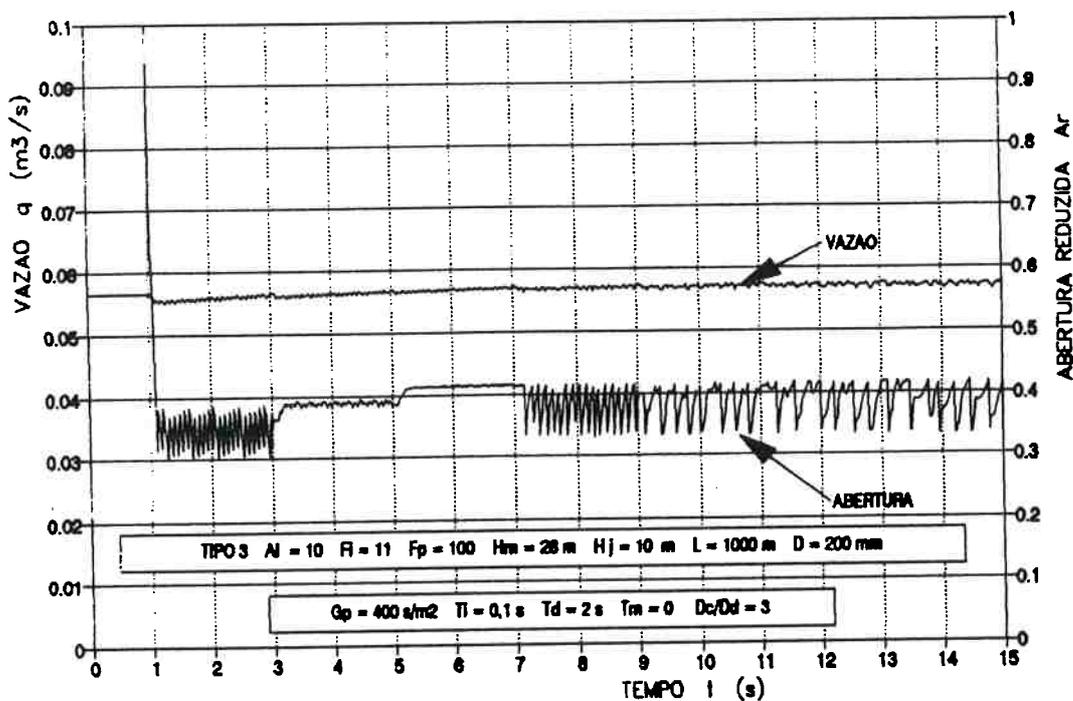


Fig. 7.7- Resposta no domínio físico para 100 divisões

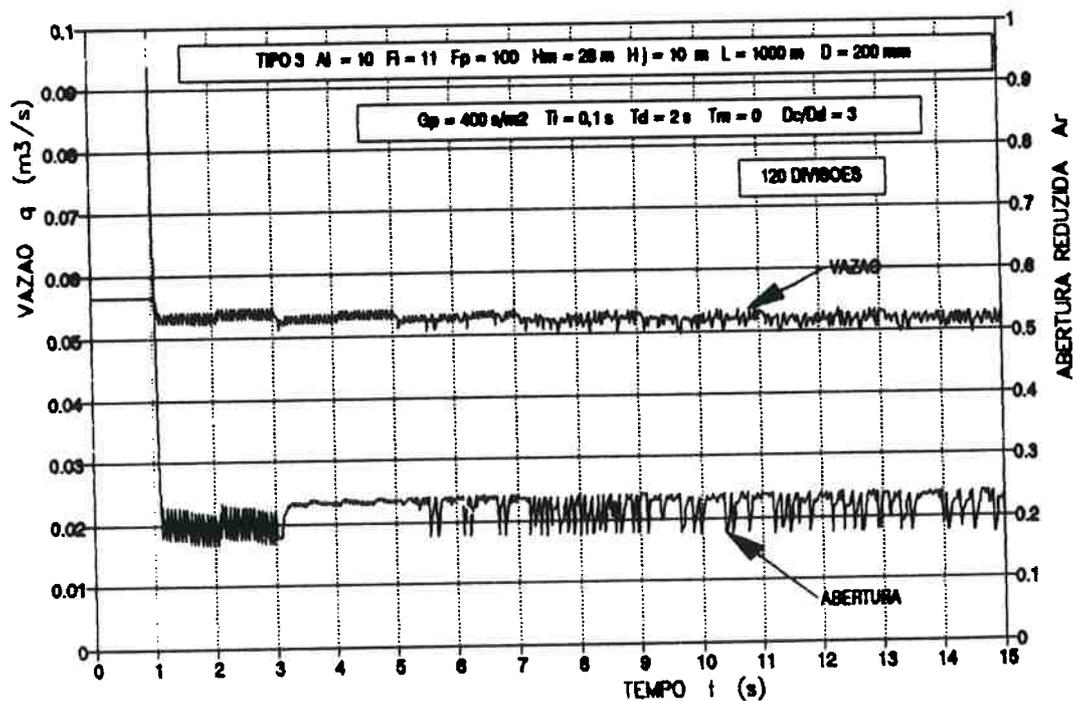


Fig. 7.8- Resposta no domínio físico para 120 divisões

7.6- Comparação entre Domínios Parametrizado e Físico

As simulações realizadas para compor o capítulo seis foram associadas mais várias centenas de simulações no domínio físico, permitindo comparação adequada entre ambos e sendo este o primeiro aspecto a discutir.

Verificou-se uma forte atenuação na ação dos parâmetros PID quando passa-se do domínio físico para o parametrizado, A Fig. 7.9 corresponde à Fig. 7.7 com simulações até 180 s, tendo-se inicialmente uma oscilação limitada do movimento do obturador, para depois alcançar o regime permanente com certa defasagem. A sua conversão equivalente para o caso parametrizado corresponde à inoperância do controle, conforme mostra a Fig. 7.10. Na Fig. 7.11 constata-se uma distorção do comportamento quando tenta-se manter o valor desejado por aumento dos parâmetros de controle, além de ser essa a melhor situação alcançada de ajuste.

Não só esses gráficos, como os demais no presente capítulo se referem a um sinal de entrada tipo rampa com variação de 10 por cento do desnível geométrico em 2 s.

Na condição parametrizada verificou-se que essencialmente o controle é obtido apenas com a associação do ajuste PID com a variação de escoamento promovido pela primeira frente de onda. Como será visto em figuras subsequentes, as simulações no domínio físico mostram ser a ação reguladora sensível ao longo do fenômeno.

Conclui-se que a parametrização descaracteriza a ação do controle PID, mantendo, porém, a representatividade de simulação do escoamento transitório no conduto.

Existe um ganho geral para todos os elementos associados à malha de controle e um ganho específico definido para o controlador, infere-se que no processo de parametrização os dois ganhos não são normalizados na mesma proporção. A pesquisa para a definição preliminar dos parâmetros PID deve ser realizada caso a caso.

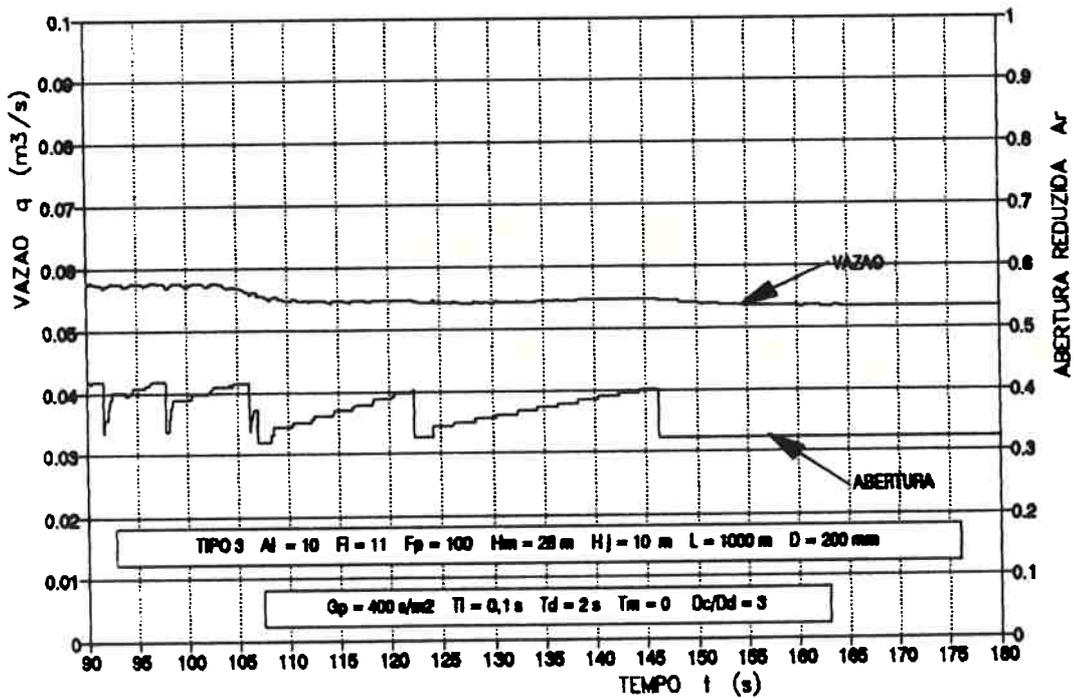
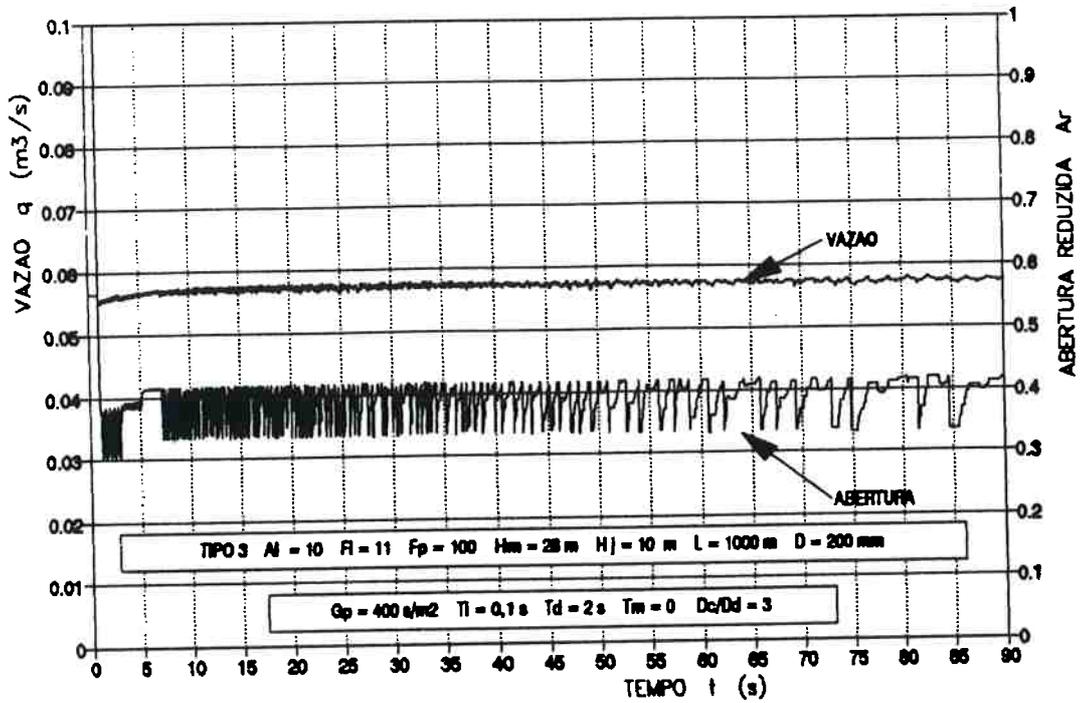


Fig. 7.9- Resposta no domínio físico

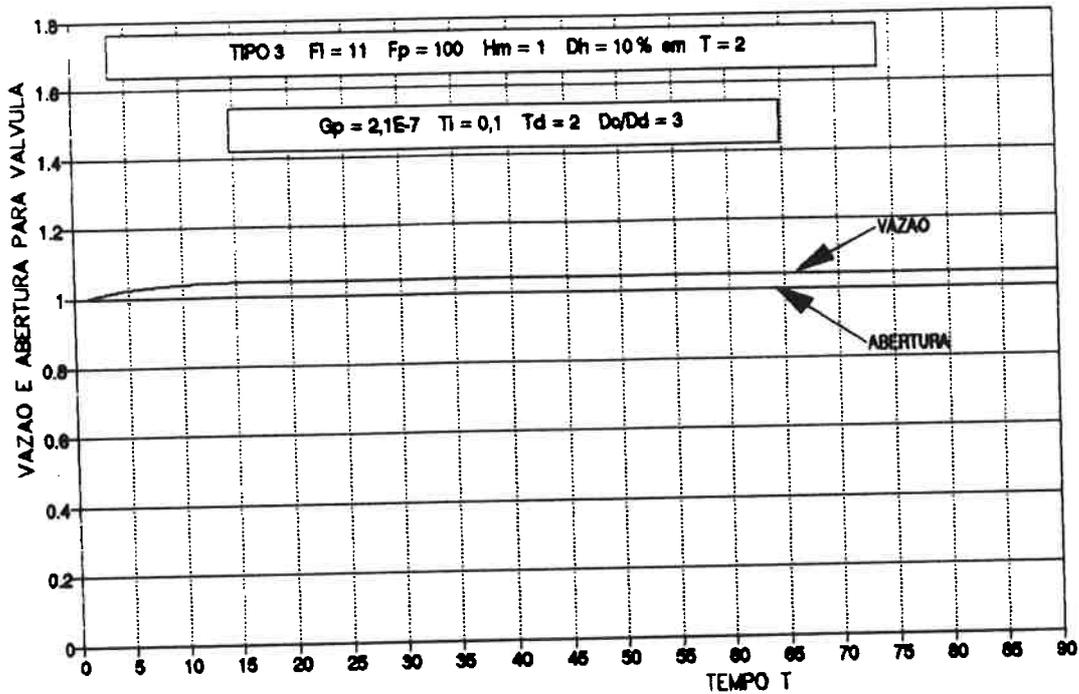


Fig. 7.10- Resposta para simulação parametrizada equivalente

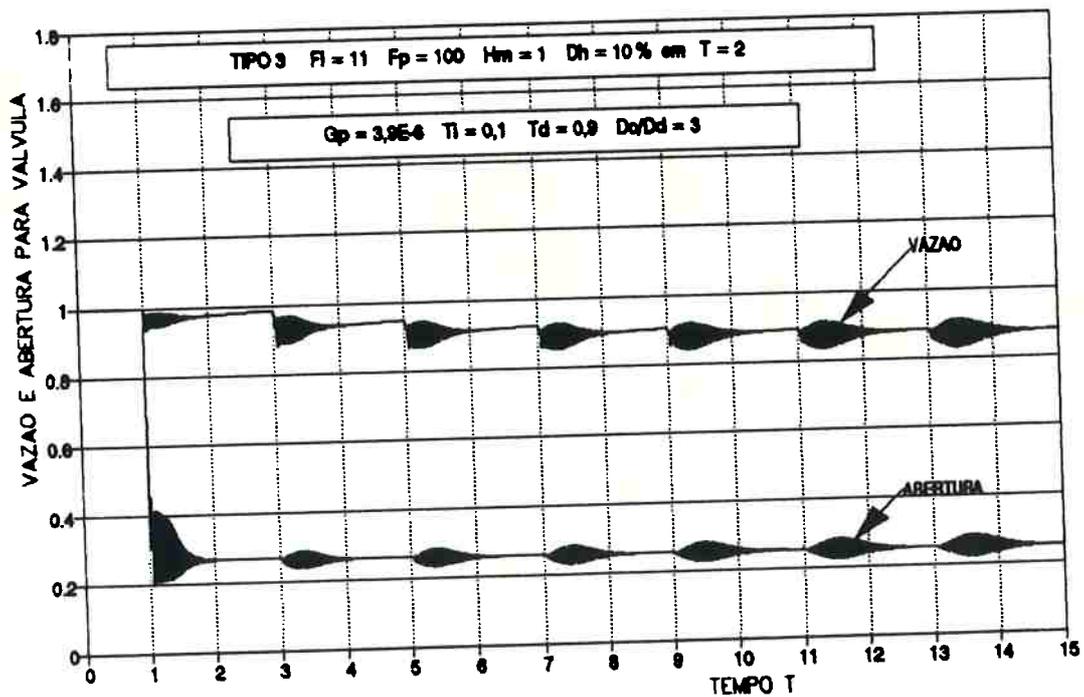


Fig. 7.11- Melhor condição de ajuste no domínio parametrizado

7.7- Efeito do Tempo Morto

Apesar de chegar a apresentar influência significativa em servomecanismos, não se verificou efeito ponderável do tempo morto na investigação desenvolvida. Em alguns casos ele provoca pequeno desvio local no espectro de resposta, com efeito perceptível apenas bem depois do início do transitório (Figs. 7.7, 7.12 e 7.13; além de Figs. 7.14 e 7.15).

O retardamento da resposta da válvula causado pelo tempo morto, em última instância, origina uma perturbação adicional àquela gerada pelo sinal de entrada. No presente caso, as simulações realizadas indicam que tal perturbação tem efeito menor face à perturbação principal ou que ela é atenuada pela ação controladora.

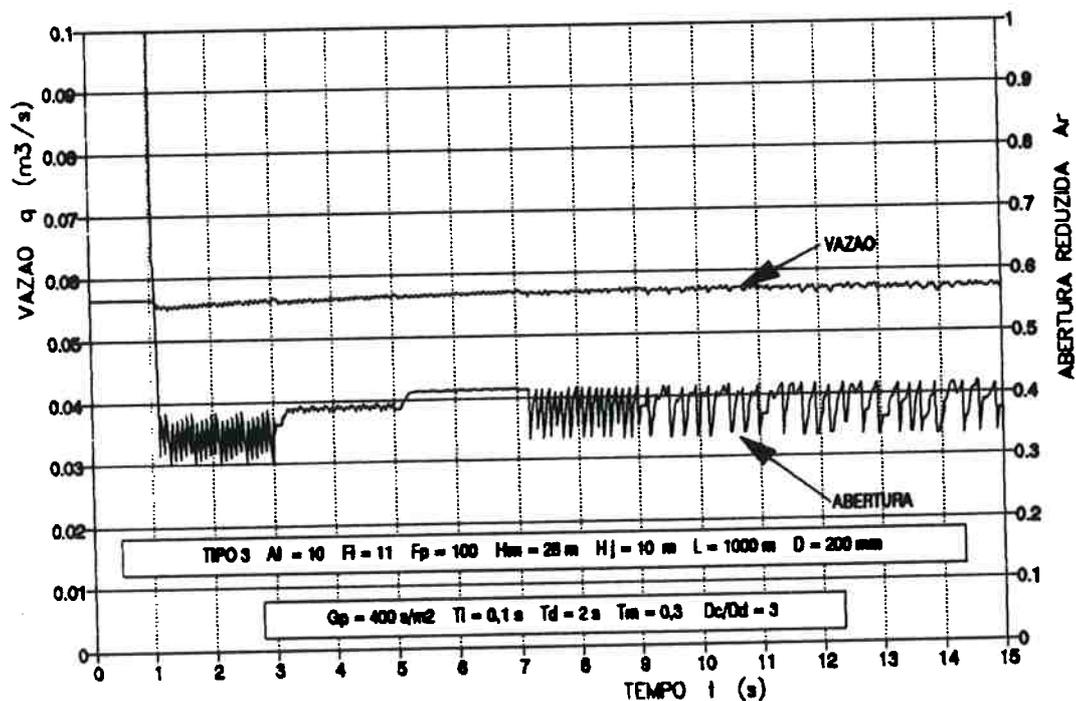


Fig. 7.12- Efeito do tempo morto para $k_M = 8000$ N/m

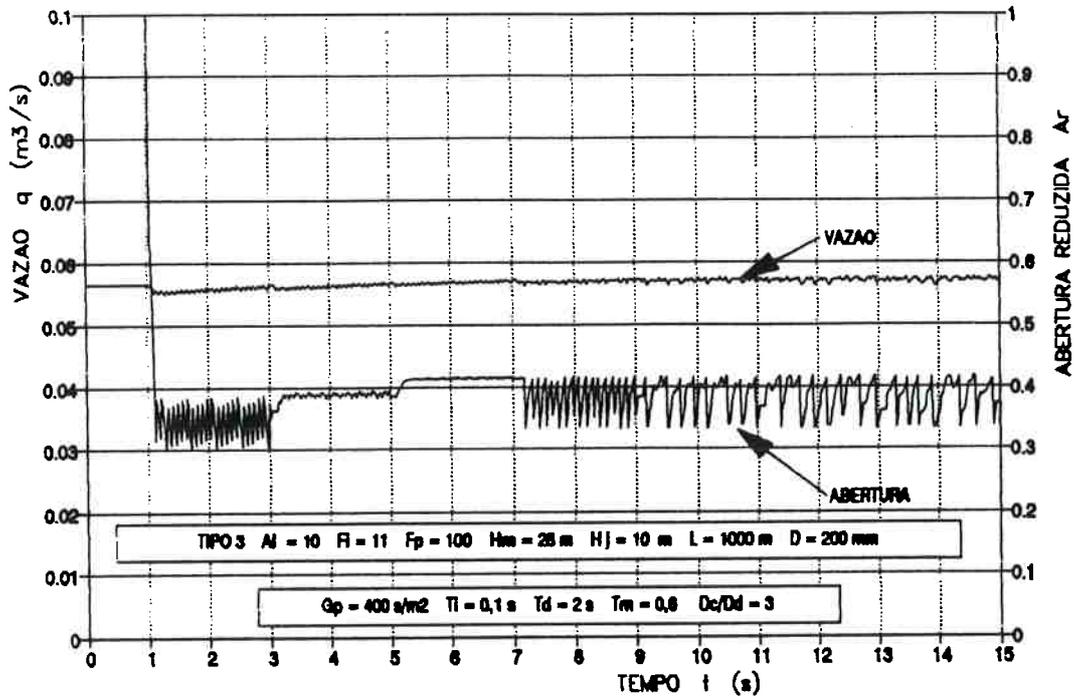


Fig. 7.13- Efeito do tempo morto para $k_M = 8000$ N/m

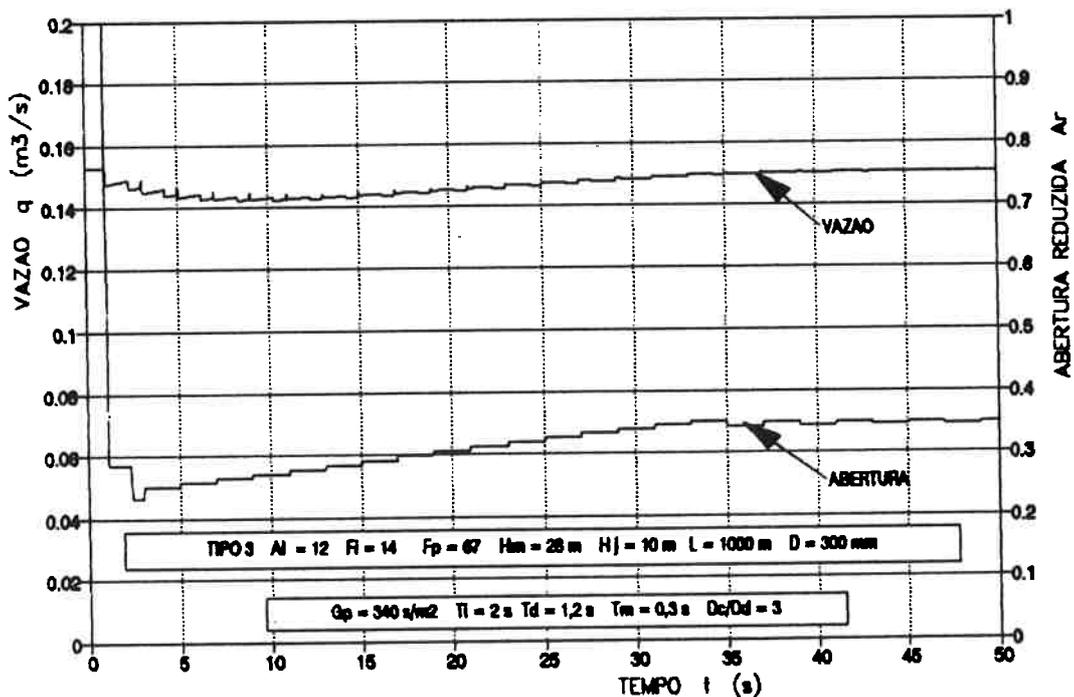


Fig. 7.14- Efeito do tempo morto para $k_M = 8000$ N/m

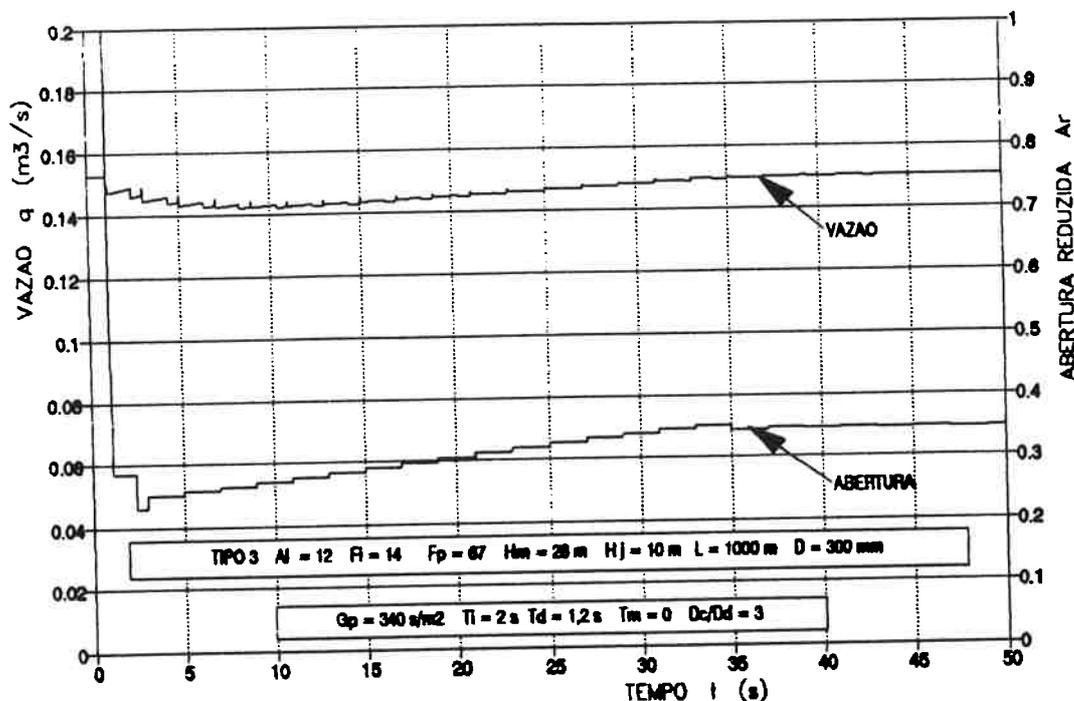


Fig. 7.15- Efeito do tempo morto para $k_M = 8000 \text{ N/m}$

7.8- Participação dos Parâmetros de Regulagem

Uma vez fixada a instalação, os três parâmetros de controle PID, a razão de áreas entre conduto e diafragma, a constante elástica e a força de pré-tensionamento da mola definem o conjunto mínimo de parâmetros para o ajuste da válvula. Em princípio, tal situação permitiria uma ampla gama de regulagem. Contudo, após várias centenas de simulações verificou-se que a interrelação entre eles, para proporcionar a definição do valor desejado, é limitada. A seguir serão apresentadas por item as principais conclusões adivindas do estudo, com o intuito único de facilitar a explanação, não devendo os mesmos serem considerados como informações isoladas.

7.8.1- Razão de diâmetros

As simulações sobre a influência da razão entre diâmetros do conduto e diafragma não revelaram nenhum particular significativo além do efeito multiplicador de esforços já esperado. Se forem especificados valores muito elevados para a razão decorre a necessidade de ganhos exagerados para efetivar a ação controladora. Por outro lado, baixos valores da razão acarretam elevada sensibilidade da resposta, mesmo para ganhos de pequena monta.

Para o ajuste de referência da mola (próximo item) o valor $D_c/D_D = 3$ se revelou como condição de compromisso para a investigação dos demais parâmetros.

7.8.2- Ajuste da mola

As condições próprias ao regime permanente e a disponibilidade de potência definem a regulagem preliminar da mola. Em virtude da estimativa da constante elástica da mola baseada no catálogo da OCV Valves (item 6.4), para ter-se um balisamento adequado, escolheu-se como referência um valor de $k_M = 8000$ N/m.

Valores maiores da constante requerem ganhos elevados ou menores valores da razão D_c/D_D para tenta-se definir o valor desejado, mas tornando mais difícil a sua consecução.

Pela estimativa da faixa de variação de valores de k_M no item 6.4, o valor de referência escolhido está próximo do limite inferior. Não se verificaram variações sensíveis ao reduzir os valores dentro da faixa estimada.

7.8.3- Tempo integral

É conveniente ressaltar que, segundo o equacionamento estabelecido, o efeito integral é tanto mais intenso quanto

menor for o valor da sua constante representativa t_i . Além disso, a compatibilidade dimensional fica por conta do ganho proporcional, permitindo comparações com outras situações.

Uma das características da ação integral é o efeito estabilizador que ela exerce sobre o controle. Obviamente, para $t_i \rightarrow 0$ qualquer situação de controle será estável. É preciso configurar o valor mínimo da contante de tempo integral aplicável ao problema em estudo. Luyben (1990 pp. 231-236) recomenda um tempo integral mínimo de 0,1 s/r, enquanto Guevara e Carmona (1990) adotam $t_i = 0,01$ s/r em simulações de controle automático de partida de bombas centrífugas. Fischer (1994) em ensaios de dispositivos PID para controle de processo térmico rápido conseguiu alcançar no mínimo $t_i = 0,5$ s/r sem degenerar a ação reguladora.

As Figs. 7.16 e 7.17 descrevem o aumento da ação integral em relação à Fig. 7.7, indicando situações de difícil aceitação sem comprovação experimental específica. Com condição mínima de referência adota-se $t_i = 0,05$ s/r.

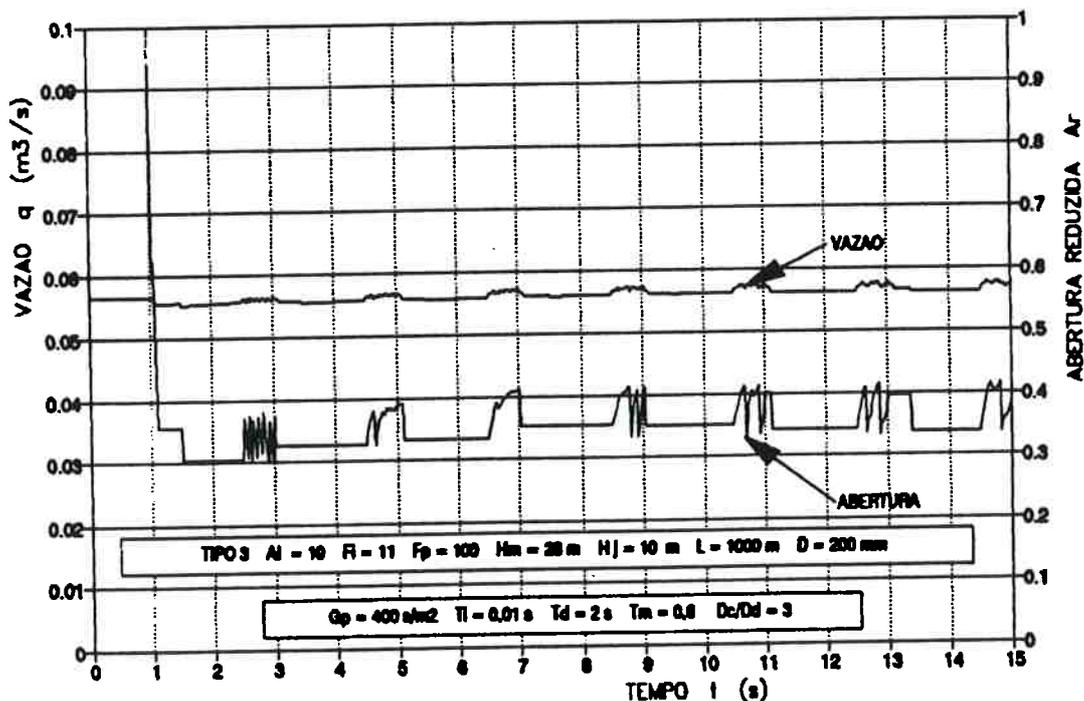
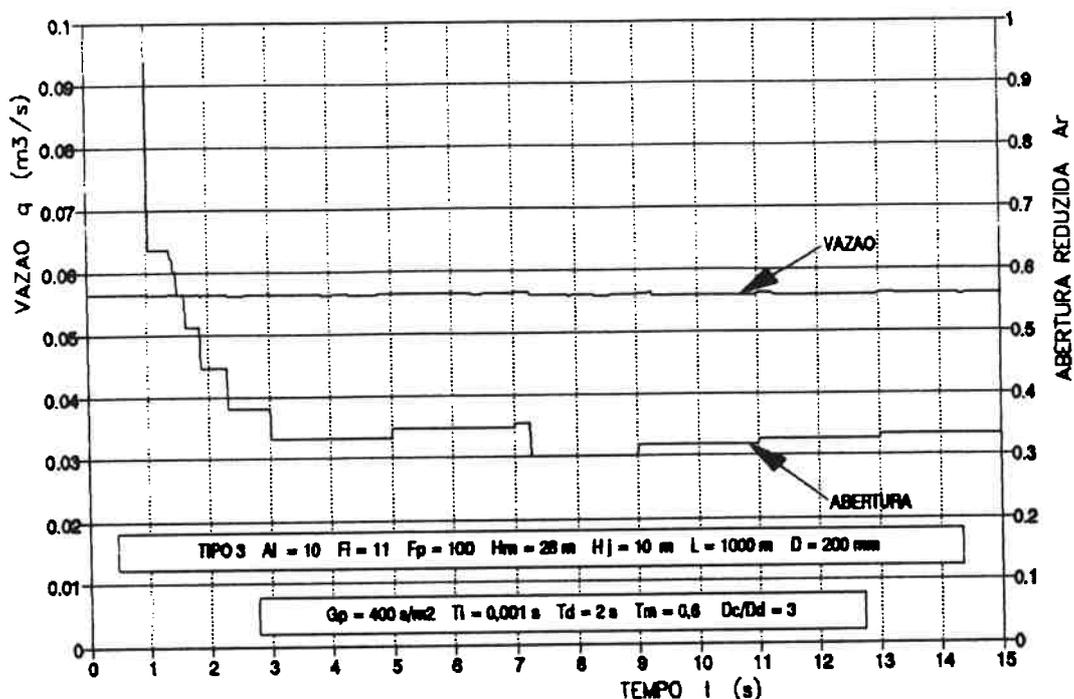


Fig. 7.16- Efeito do tempo integral para $k_M = 8000$ N/m

Fig. 7.17- Efeito do tempo integral para $k_M = 8000 \text{ N/m}$

7.8.4- Ganho proporcional

Como o ganho proporcional é grandeza dimensional e o presente estudo não dispõe de referências experimentais específicas documentadas difícil é a definição dos limites compatíveis com a realização física do controlador. Além disso, o valor requerido ao ganho proporcional depende da intensidade da perturbação. Com as referências anteriores de ajuste e perturbação, fêz-se uma varredura de valores para definir o padrão de comportamento do parâmetro. Verifica-se a necessidade de um valor mínimo do ganho proporcional para evitar comportamento não só instável como inadequado do controlador, como mostram as Figs. 7.18 e 7.19.

Para cada situação que permita a manutenção do valor desejado, o valor do ganho proporcional adequado está ligado ao tempo derivativo. Aumentando-se o ganho a partir dessa

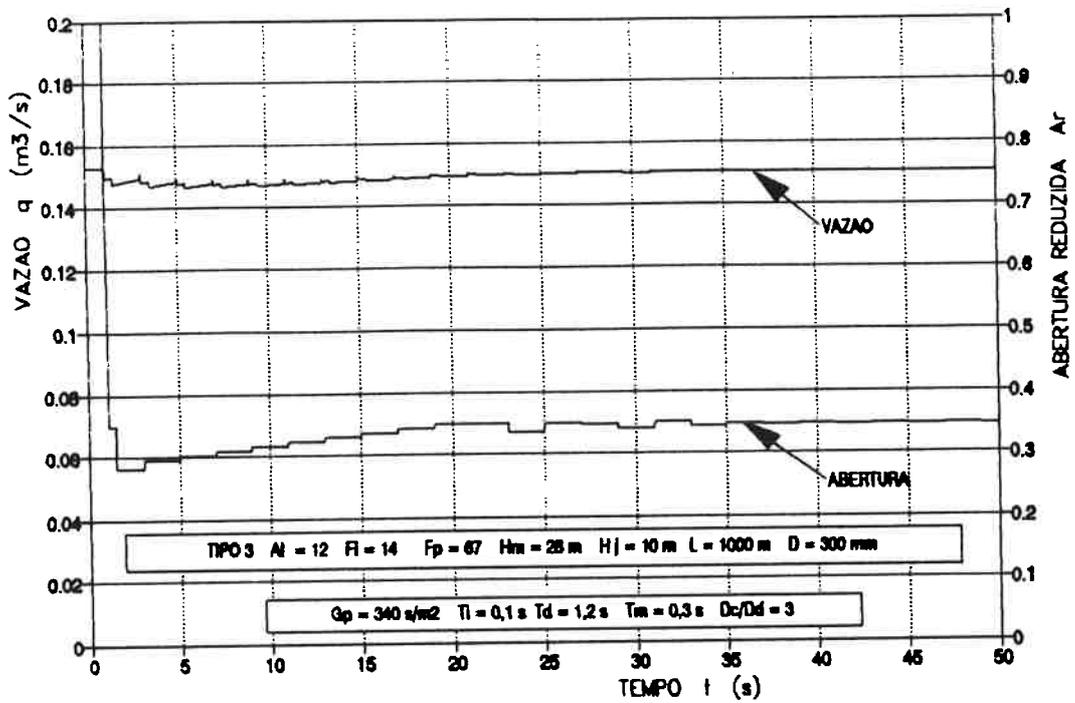


Fig. 7.18- Efeito do ganho proporcional para $k_M = 8000$ N/m

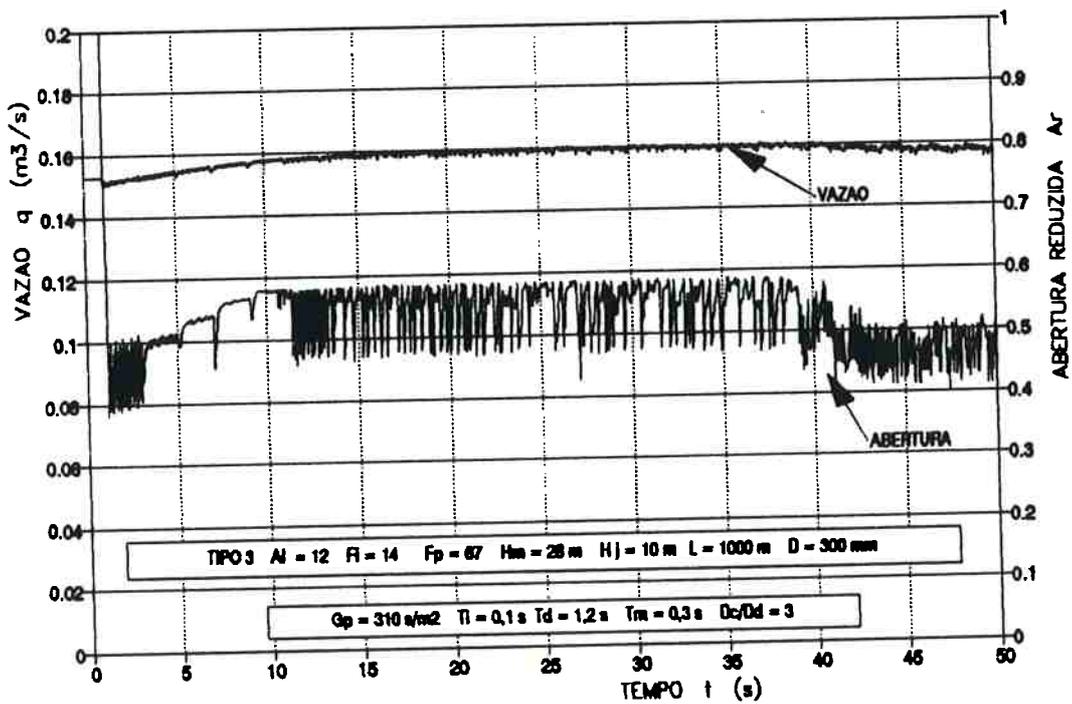


Fig. 7.19- Efeito do ganho proporcional para $k_M = 8000$ N/m

condição a vazão definida afasta-se do valor desejado, verificando-se uma tendência à estabilidade. Em sentido contrário, há tendência a oscilação já para relativamente reduzidos afastamento desse ganho.

7.8.5- Tempo derivativo

A ação derivativa tem como efeito a multiplicação do ruído devido à turbulência do escoamento, devendo, portanto ter seu valor limitado. Mais uma vez não se dispõe de referências experimentais para o caso em foco. Na investigação numérica realizada verificou-se, a exemplo do constatado no domínio parametrizado, ser requerido um valor mínimo do tempo derivativo para a definição do valor desejado. Por outro lado, valores elevados de t_i levam a afastamento desse valor, com indução numérica à estabilidade. São exemplos as Figs. 7.20 e 7.21.

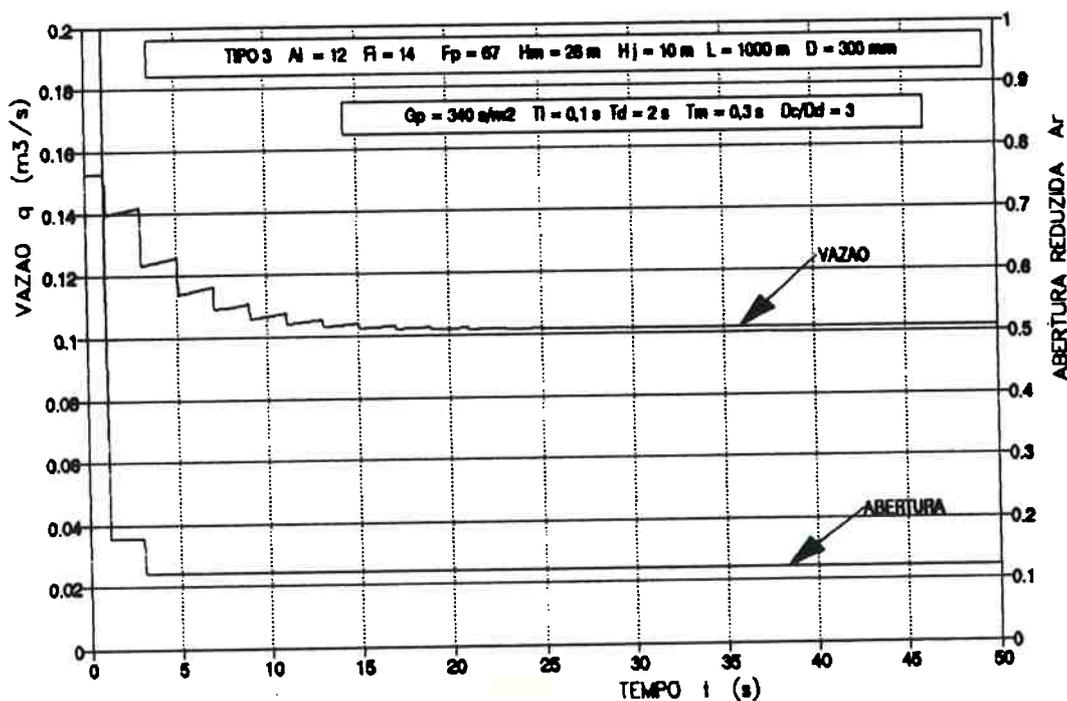


Fig. 7.20- Efeito do tempo derivativo para $k_M = 8000\text{ N/m}$

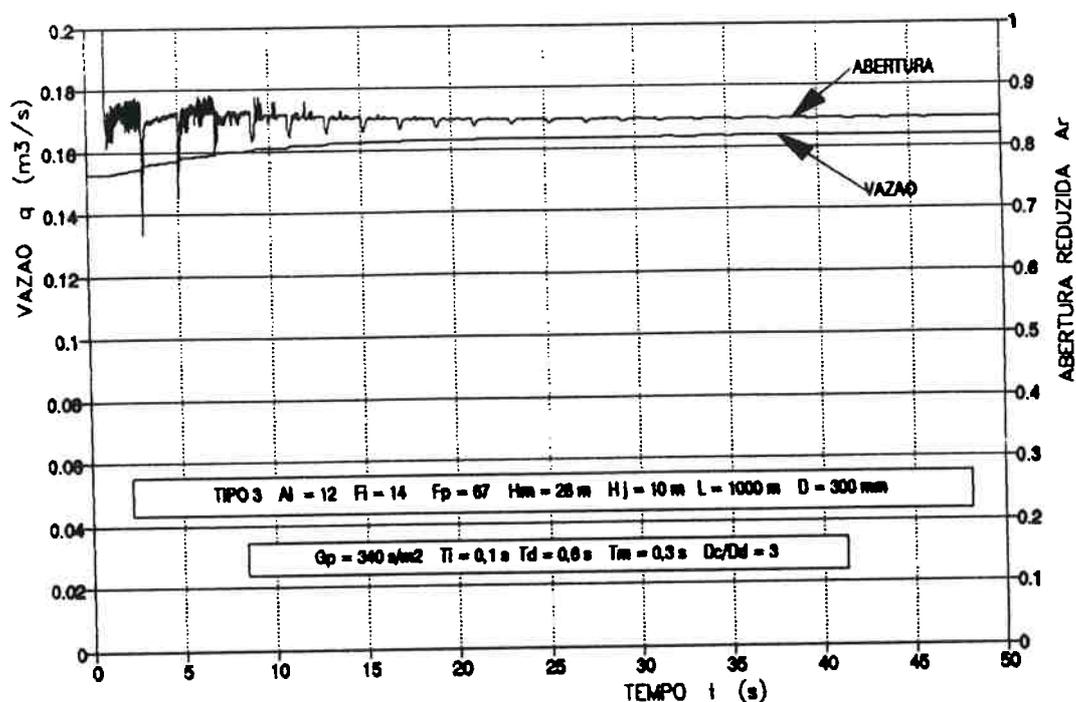


Fig. 7.21- Efeito do tempo derivativo para $k_M = 8000 \text{ N/m}$

7.9- Resultados Gerais

As informações obtidas das simulações realizadas proporcionam um panorama das condições de controle para as quais há maior ou menor dificuldade em se estabelecer o valor desejado segundo os parâmetros descritivos da instalação.

Das Eqs. (21) e (46), o número de Allievi e o fator de perda estão relacionados pelo desnível geométrico por

$$A1 = a \left[\frac{2}{g \left(F_p + K_v^{\wedge} \right) \Delta H_g} \right]^{1/2} \quad (149)$$

Fixado o desnível geométrico como parâmetro, só há uma única curva segundo a qual $A1$ e F_p podem variar e cujo comportamento é indicado na Fig. 7.22. Desse modo, para delinear o comportamento geral do arranjo, fixada a configuração

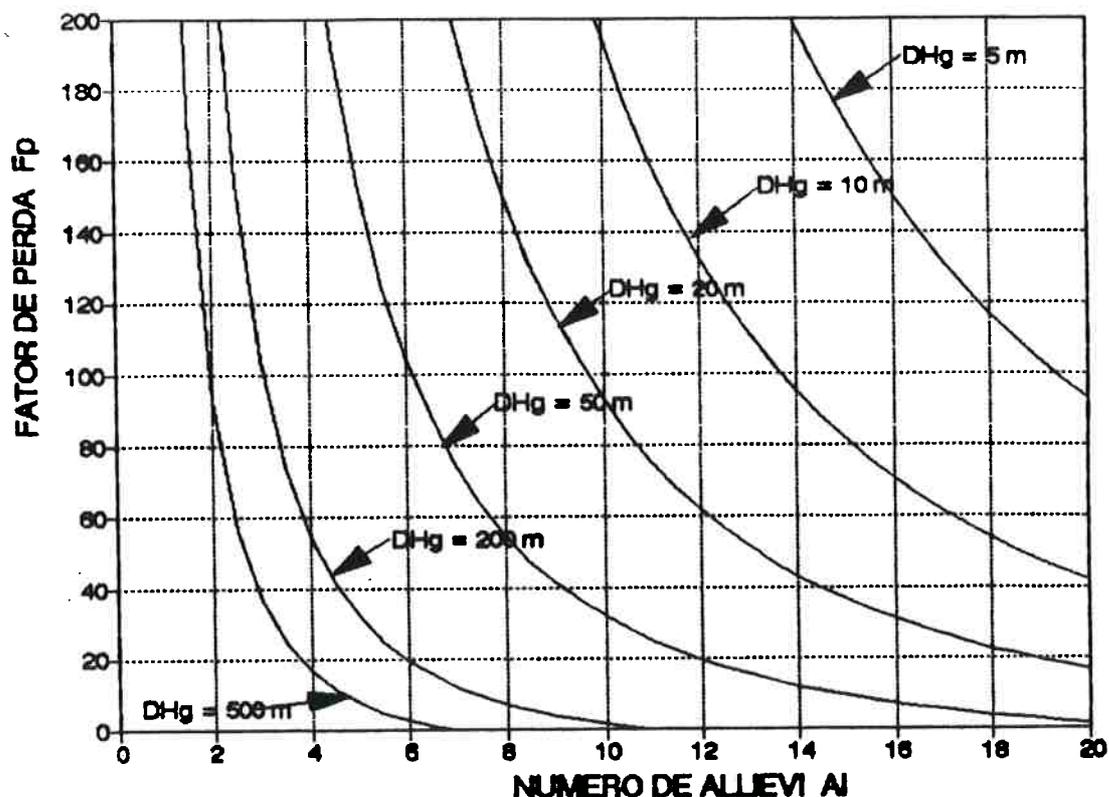


Fig. 7.22- Relação entre Al e F_p com ΔH_g como parâmetro

da instalação e definido um sinal de entrada, procedeu-se a inúmeras simulações variando o diâmetro do conduto e o desnível geométrico para caracterizar o ponto (Al, F_p) indicativo do limite entre definição do valor desejado e tendência à oscilação. Verificou-se comportamento semelhante aumentando o comprimento e mantendo o mesmo fator de perda por aumento de diâmetro.

As simulações mostraram que com o aumento do desnível geométrico é preciso aumentar o diâmetro do conduto para assegurar-se a definição do valor desejado. As Figs. 7.18, 7.23, 7.24 e 7.25 ilustram as condições para se manter o valor desejado em tal situação. Nota-se delas e de figuras anteriores que pode ocorrer variação de posição do obturador no decorrer do fenômeno para regular o escoamento sem o predomínio de oscilações, ao contrário do que sugere a investigação no domínio parametrizado.

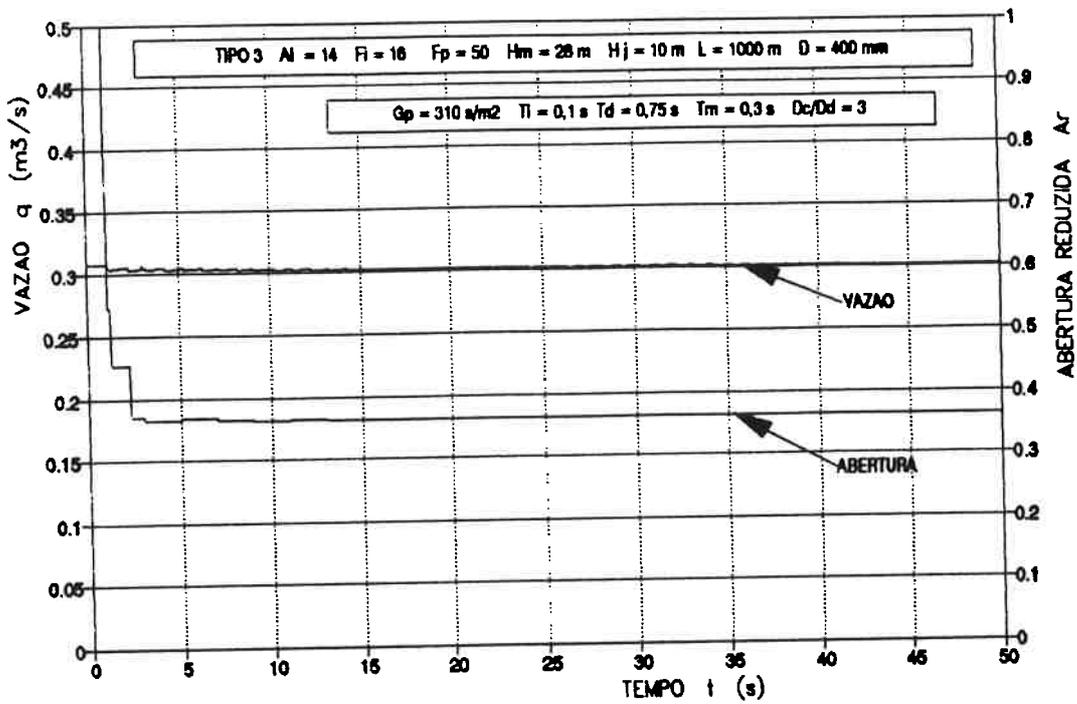


Fig. 7.23- Influência do desnível geométrico - $D = 400$ mm

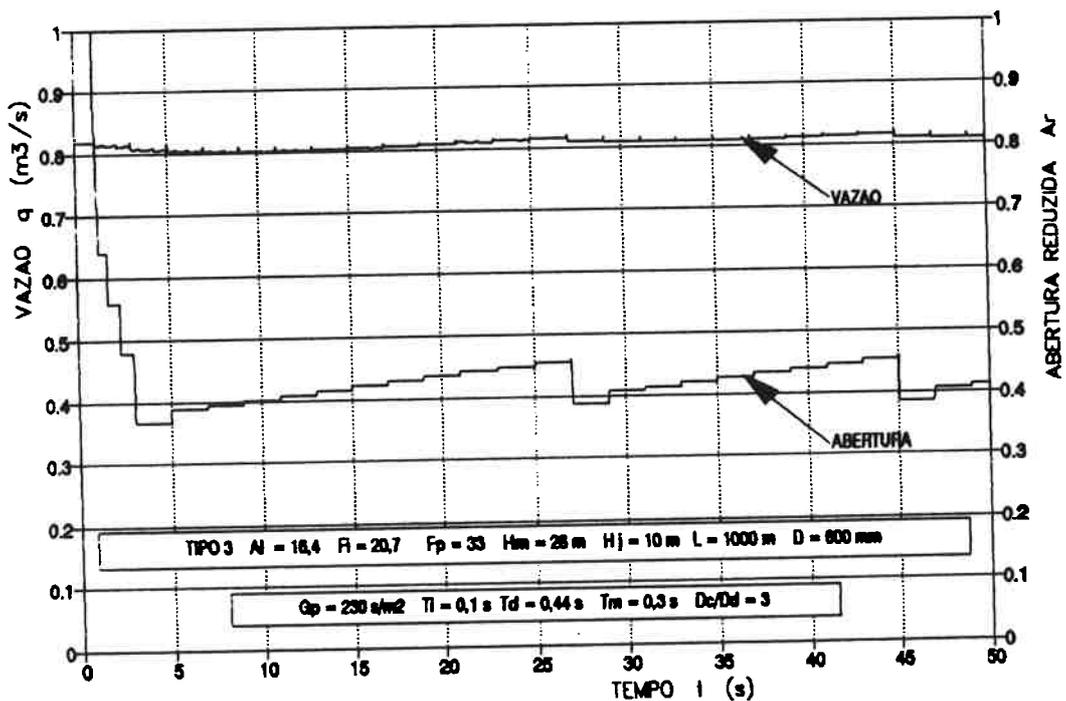


Fig. 7.24- Influência do desnível geométrico - $D = 600$ mm

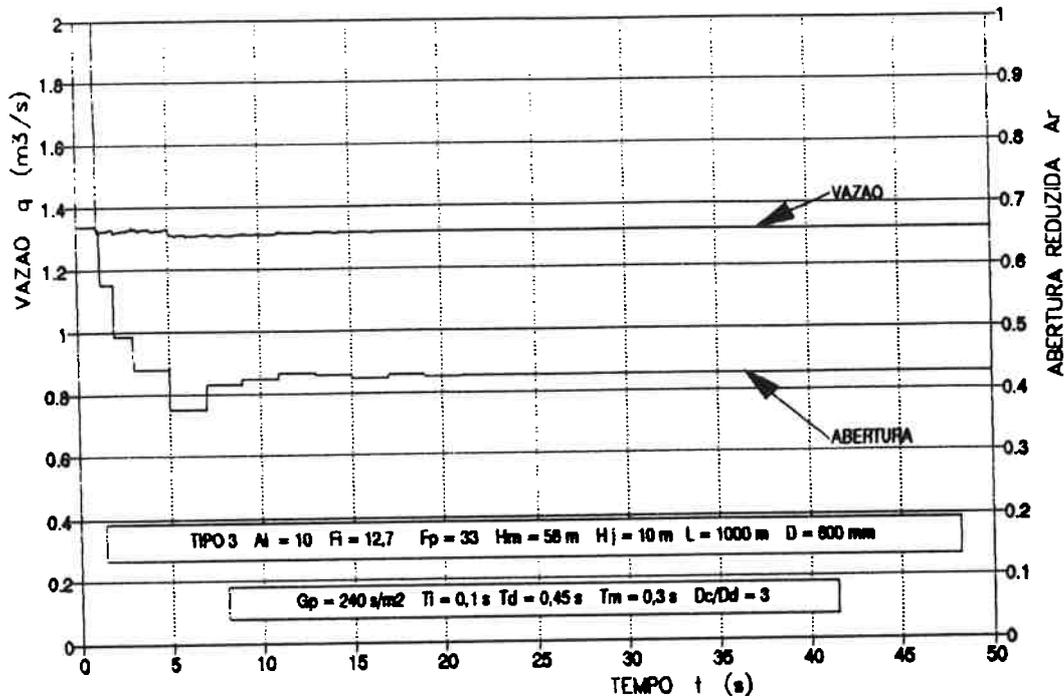


Fig. 7.25- Influência do desnível geométrico - D = 600 mm

Na Fig. 7.26 tem-se os resultados da pesquisa numérica para definir as condições de controlabilidade para a situação de controle tomada como exemplo. A Fig. 7.27 traz o tratamento de tais informações.

Identifica-se na Fig. 7.26 que consegue-se estabelecer o valor desejado para a região a partir da reta

$$F_p = \frac{11,7}{A1} - 79,2 \quad (150)$$

e começa a haver tendência à oscilação para a região anterior à reta

$$F_p = \frac{10,2}{A1} - 32,3 \quad (151)$$

As Figs. de 7.28 a 7.30 mostram, respectivamente, o comportamento de F_p , g_p e t_d segundo $A1$ para a condição (150).

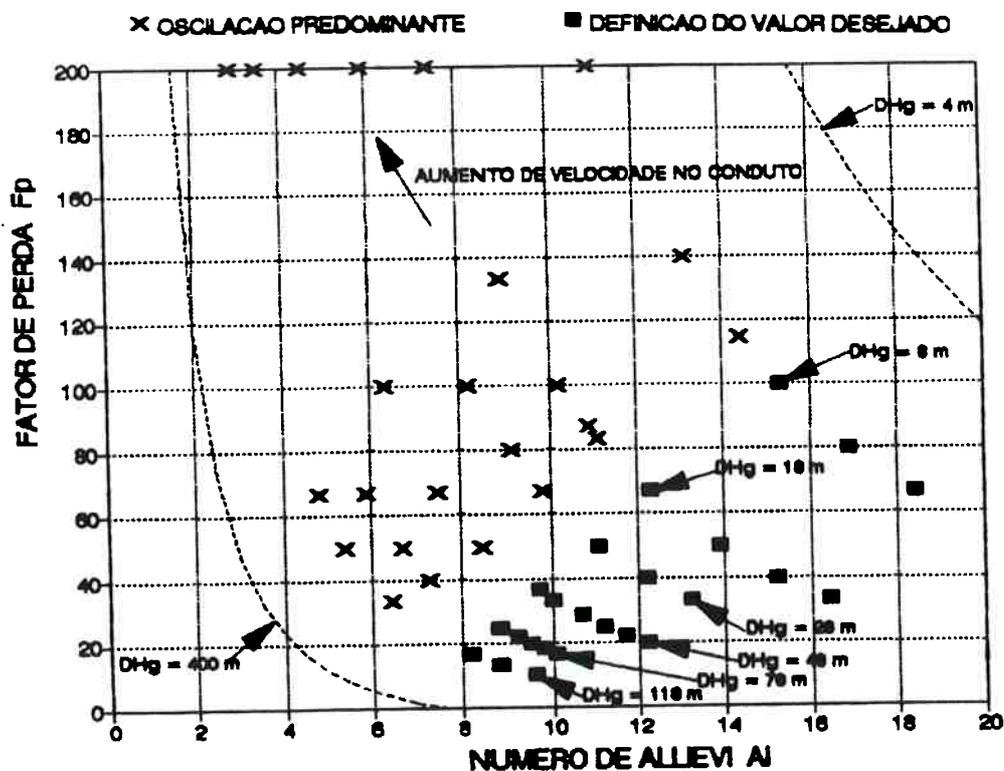


Fig. 7.26- Pesquisa de limites de controlabilidade

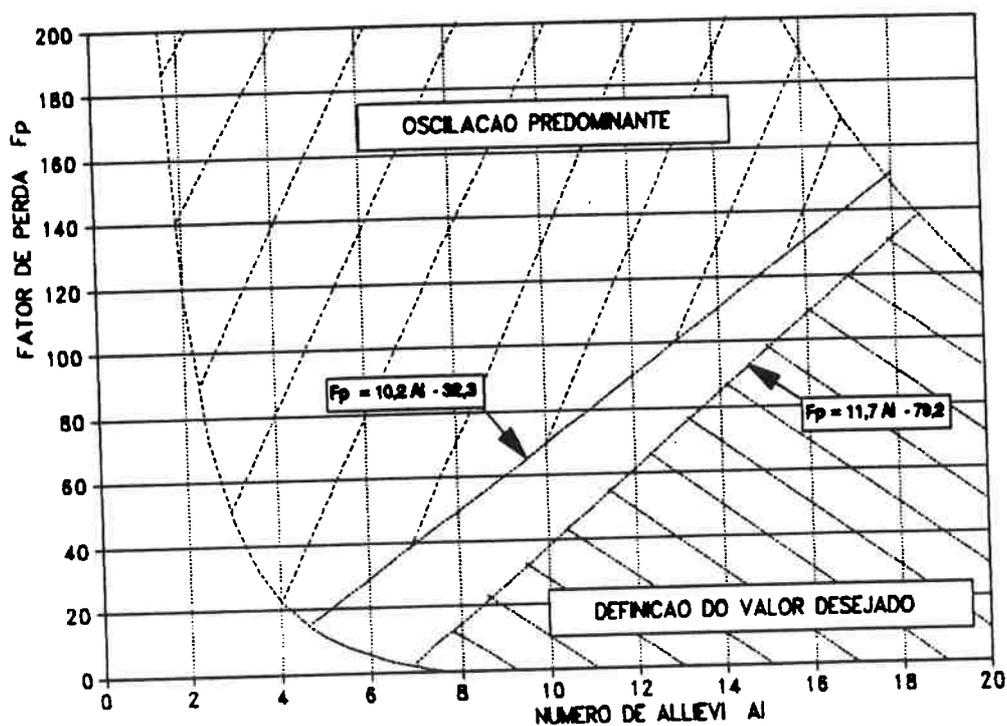


Fig. 7.27- Limites de controlabilidade

Por regressão chegou-se às seguintes curvas

$$F_p = 11,9 A_1 - 81,4 \quad (152)$$

$$g_p = 60 A_1 - 380 \quad (153)$$

$$t_d = 0,236 A_1 - 1,76 \quad (154)$$

A representação dos limites resultou em retas cruzando o eixo das abscissas entre 6 e 8, mostrando que para manter o valor desejado sem oscilações iniciais não deve haver predominância dos efeitos elásticos no fenômeno. Ao que tudo indica, os efeitos do transitório hidráulico elástico são transferidos para o controlador PID, tornando mais crítica a condição de controle.

Na Fig. 7.31 tem-se a representação dos gradientes de vazão, carga e potência disponível para o escoamento não regulado e atendendo os limites da condição (150). Não se identifica correlação imediata com a variação do ganho proporcional representado na Fig. 7.29.

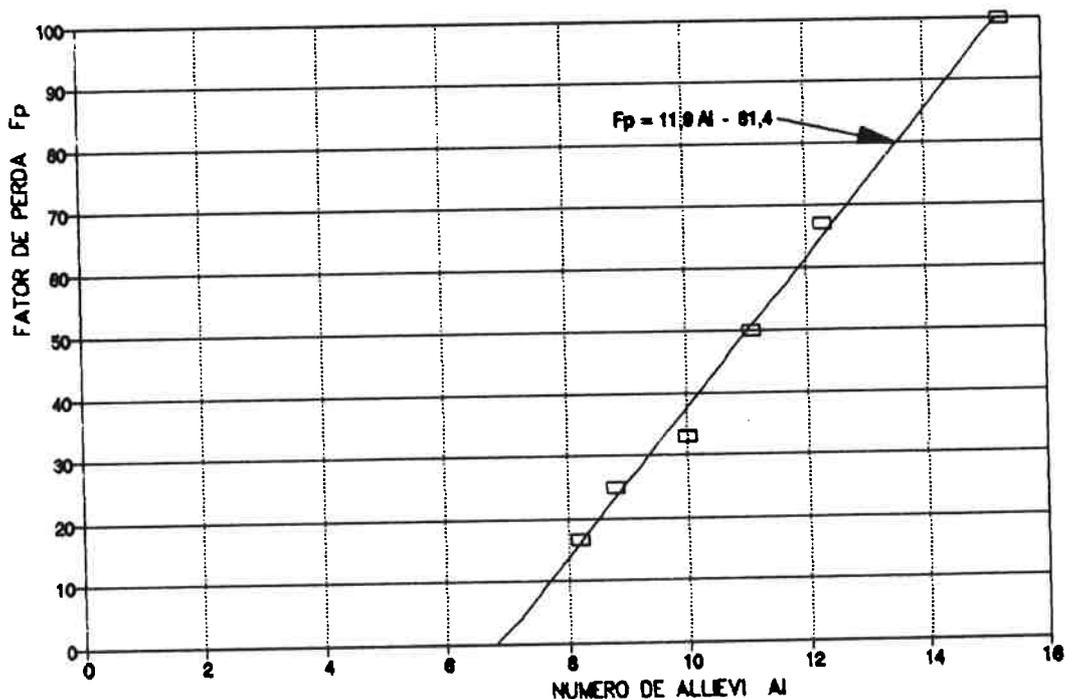


Fig. 7.28- Variação de F_p com A_1

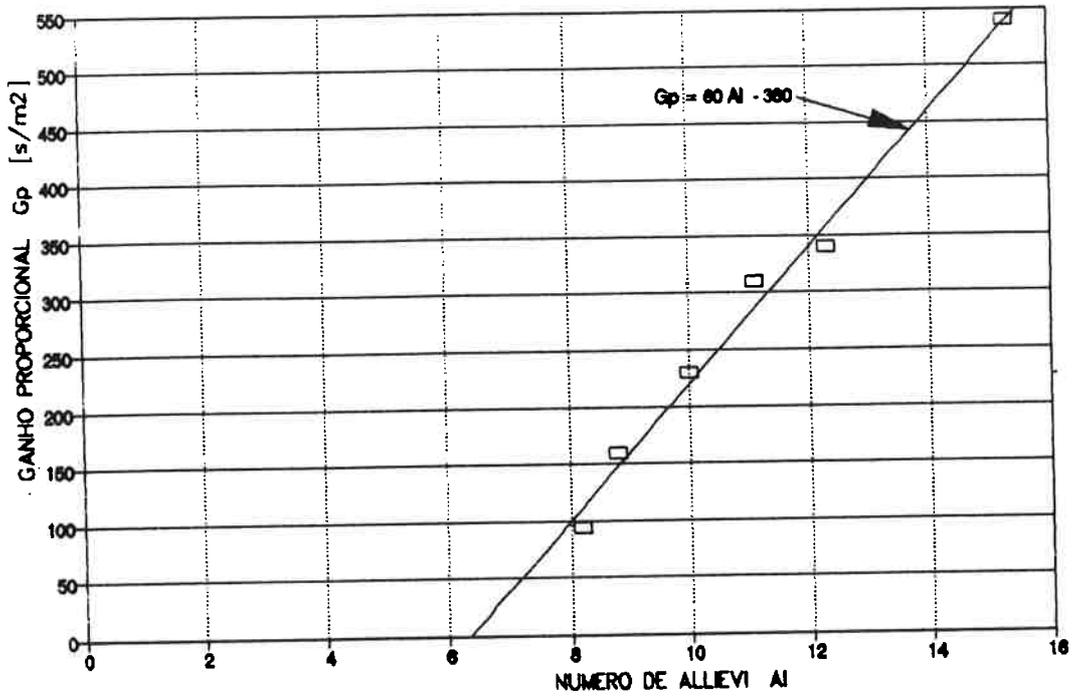


Fig. 7.29- Variação de g_p com Al

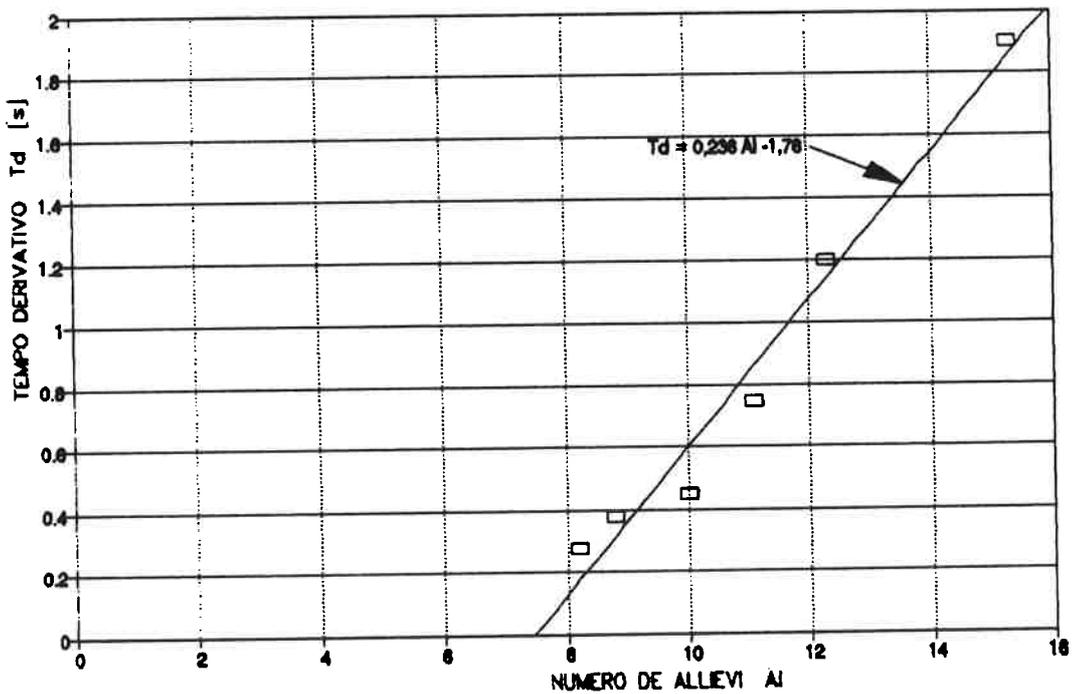


Fig. 7.30- Variação de t_d com Al

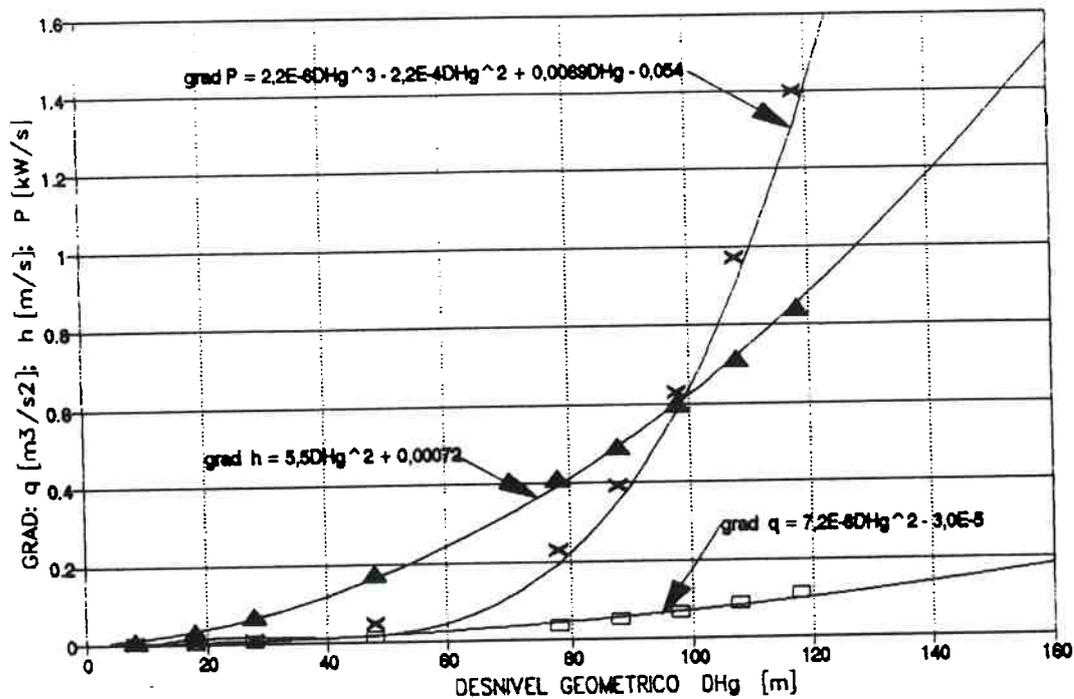


Fig. 7.31- Gradientes de vazão, carga e potência para escoamento não regulado

Duas são as formas comumente empregadas para a transdução de pressão em acionamento mecânico nas válvulas automáticas de controle: diafragma ou pistão. Sintomaticamente, verifica-se na sua aplicação a frequente ruptura do diafragma por fadiga em razão de oscilações do conjunto induzidas pelo escoamento. À primeira vista, a opção por pistão parece ser mais conveniente do que por diafragma, porém, faz-se necessário estudar como essas oscilações influem especificamente no controle.

Em decorrência do presente estudo vê-se dois caminhos para o prosseguimento da investigação do tipo de controle em pauta. Uma delas é a inclusão de efeitos de amortecimento no controle; amortecimento viscoso atuante no movimento do obturador (uma vez que a mola do sistema proporciona amortecimento elástico) ou a inclusão de fator de amortecimento no sinal de pressão dado pelo controlador segundo as Eqs. (76)

e (77). A segunda possibilidade é a detecção da perturbação antes de alcançar a válvula, tratamento da informação levando em conta a velocidade de propagação da onda e as características dinâmicas da válvula instalada, para atuar antecipadamente no controlador ajustando os parâmetros PID de acordo com a história temporal do fenômeno. Contudo, tais procedimentos acrescentam fatores de complexidade no sistema, intensificando ainda mais a sua complexidade de simulação e operação, bem como requerendo em maior grau a investigação experimental.

CAPÍTULO 8

APLICAÇÃO A REDES

O comportamento dinâmico de válvulas de controle acionadas pelo fluido de trabalho é largamente influenciado pela forma como o sistema de condutos define o espectro de perturbações em regime transitório, o que conduz o estudo à investigação de formas de ajustar os parâmetros PID de modo a alcançar-se a resposta mais adequada da válvula.

A análise das condições estáticas serve apenas para uma verificação preliminar da aplicação da válvula. Apesar das dificuldades de investigação impostas ao estudo do comportamento integrado entre válvula e instalação, é a resposta transitória da rede que determina a especificação da válvula e a escolha do ajuste do controlador.

Como foi visto no capítulo seis, a definição precisa do ajuste da válvula e do controlador deve ser definida caso a caso. Agora, com o apoio do capítulo anterior, tem-se como meta a análise comportamental da válvula quando da sua operação em sistemas de condutos.

8.1- Solução Estruturada para Redes

Ao passar-se do domínio parametrizado para o domínio físico, apenas considerando o caso de conduto único, ficou

evidente a conveniência de forma estruturada para a solução das equações do transitório. Com tal objetivo Koelle desenvolveu um processo estruturado para a descrição da topologia da rede e do algoritmo associado para a resolução das variáveis de escoamento pelo método das características. O procedimento pode ser encontrado em Almeida e Koelle (1992) ou em Koelle (1989) e apresenta as seguintes vantagens:

- Definição simples e fácil da topologia para simulação tanto de escoamentos permanentes ou transitórios como escoamentos oscilatórios.
- Tratamento adequado de condições de contorno estáticas e dinâmicas devido a forma genérica de equações para nós e elementos diferentes de tubos.
- Convergência numérica incondicional e método explícito para cálculo do escoamento em nós e em elementos entre nós (ENO).
- Possibilidade do emprego do método das características para implementações de controle em tempo real e para procedimentos para otimização de manobras em redes.

A estrutura formal e geral para a solução de escoamentos segundo essas diretrizes e baseada na equação do nó (Koelle 1989), facilmente obtida pela continuidade como

$$q_{p_E} = E_N - B_N h_p \quad (155)$$

A equação acima congrega nos termos E_N e B_N os coeficientes de todas as retas características correspondentes a todos os ENOS tipo tubo ligados a determinado nó, com a ressalva de ser permitido apenas um ENO diferente de tubo por nó.

De acordo com a Fig. 8.1, as duas incógnitas referentes à carga no nó (h_p) e à vazão para o elemento não tubo (q_{p_E}) são acopladas ao nó. Os valores de E_N e B_N são determinados

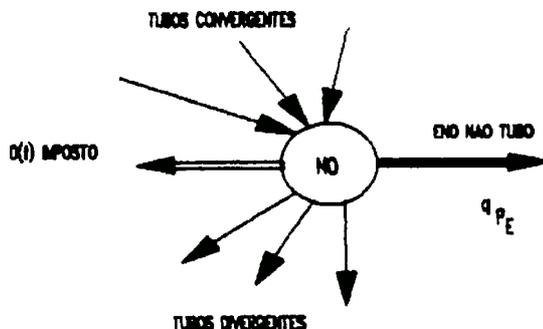


Fig. 8.1- Esquema para o Nó

segundo a topologia da rede, as características hidráulicas dos tubos e as variáveis de estado no instante anterior de cálculo.

Se ao nó estiverem vinculados apenas elementos do tipo tubo, a carga aí é dada por

$$h_P = \frac{E_N}{B_N} \quad (156)$$

Para válvula de controle, como representado na Fig. 8.2, aplicando-se duas vezes a equação do nó, resulta para o nó de montante

$$q_{PE} = E_{N_1} - B_{N_1} h_{P_1} \quad (157)$$

e para o nó de jusante

$$-q_{PE} = E_{N_2} - B_{N_2} h_{P_2} \quad (158)$$

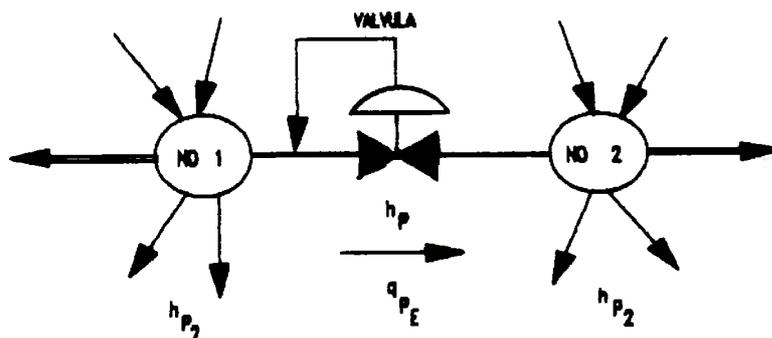


Fig. 8.2- Esquema da Equação de Compatibilidade para Válvula

Das últimas duas equações tem-se a equação de compatibilidade para a válvula

$$h_{P_E} = h_{P_1} - h_{P_2} = E_E - B_E Q_{P_E} \quad (159)$$

Nesta equação os valores conhecidos de E_E e B_E são os vínculos entre a válvula e a rede, dependentes do tipo de manobra uma vez que eles dependem dos valores nodais da válvula conforme as equações

$$E_E = \frac{E_{N_1}}{B_{N_1}} - \frac{E_{N_2}}{B_{N_2}} \quad (160)$$

$$B_E = \frac{1}{B_{N_1}} - \frac{1}{B_{N_2}} \quad (161)$$

Equações adicionais são requeridas para calcular as variáveis de estado $h_{P_E} = h_{P_1} - h_{P_2}$ e q_{P_E} para os vários tipos de válvulas. No presente estudo elas são dadas pelas Eqs. (63) e (107).

8.2- Aplicação a Redes

Dentro do campo de estudo de transitórios hidráulicos, o controle do escoamento em redes se reveste de importância elevada; contudo, de dificultosa generalização. Objetivando uma análise comparativa com o caso de reservatório e válvula, bem como um panorama ilustrativo, escolhe-se uma situação específica de rede, conforme mostra a Fig. 8.3. A configuração é definida de forma à válvula de controle estar posicionada em situação semelhante ao investigado no capítulo anterior.

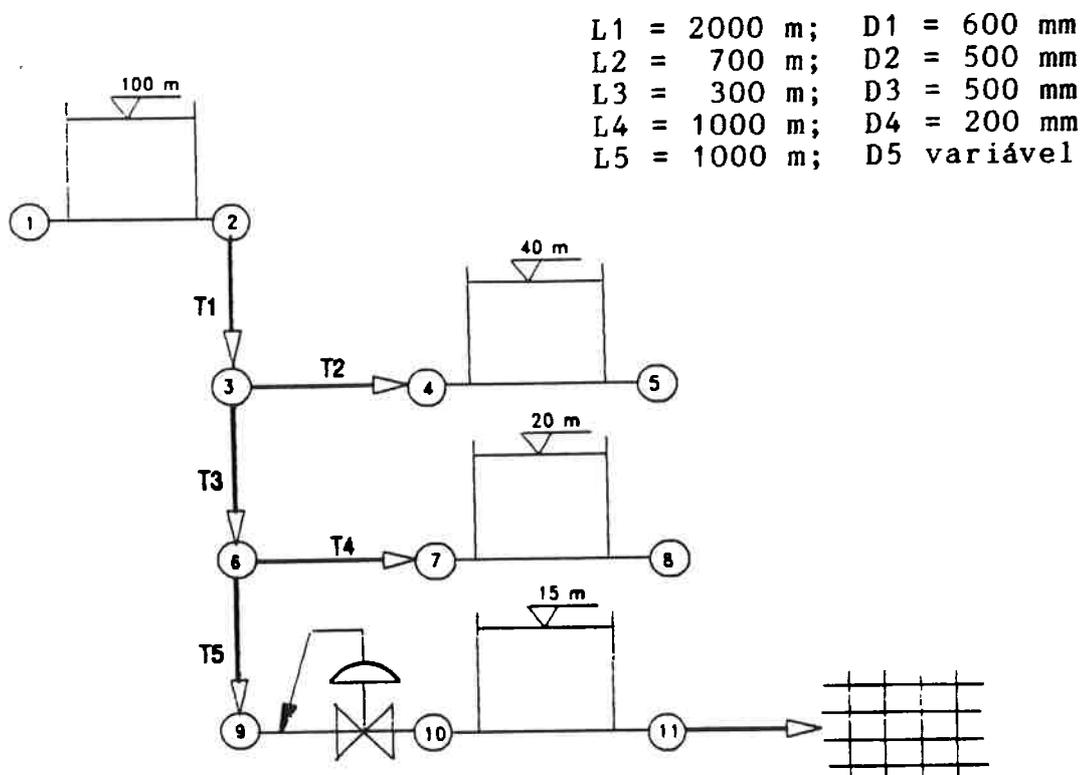


Fig. 8.3- Esquema da Rede Investigada

8.3- Aplicativo Computacional

Em concordância com os itens 6.5 e 7.4, foi desenvolvido o módulo RAV-NET, também com os códigos fonte e executável no disquete anexo, para simular a configuração de rede descrita acima.

Este terceiro módulo segue as mesmas diretrizes dos dois módulos anteriores, com o modelo computacional em concordância com o procedimento estruturado de Koelle descrito no item 8.1.

A quantidade de iterações da solução do escoamento na válvula apresentou valores similares ao do módulo RAV-DAV, uma vez que entre um e outro há diferenças apenas quanto ao espectro de perturbações, e não diferenças estruturais segundo a modelagem matemática. Mudam as grandezas dos termos a serem tratados e sua variação relativa, mas não o procedimento de solução.

Manteve-se, inicialmente, as mesmas condições quanto ao intervalo de tempo de simulação. Além disso, em linhas gerais, são pertinentes aqui as considerações tecidas nos itens 7.7 e 7.8.

8.4- Resultados Ilustrativos

Como forma de comparação, nas simulações a serem apresentadas para a rede escolhida mantêm-se os mesmos parâmetros de ajuste da válvula adotados no item 7.8. Dois tipos de sinal de entrada foram pesquisados: o sinal em rampa definido no item 7.6 e sinal trapezoidal de mesma configuração que o anterior e tempo final do patamar de 100 s (Fig. 7.5). Os resultados a serem apresentados na sequência se referem apenas ao sinal trapezoidal; para o sinal em rampa o comportamento posterior a 100 s resultou de forma igual à condição anterior a este instante. Além disso, as figuras se referem a variação de 10 por cento de carga a montante como verificação de sensibilidade de simulação; para maiores variações os resultados são estritamente semelhantes.

Stephenson (1991) realizou simulações comparativas em transitórios hidráulicos elásticos e por coluna rígida e verificou que, para um intervalo de tempo da ordem de 20 L/a após o término da perturbação, não existe diferença significativa de resultados entre os dois tratamentos. Uma vez cessada a manobra, para a rede em questão e para as condições estabelecidas de simulação, a menos de oscilações auto-induzidas, pode-se, portanto, considerar que a partir do instante $t = 70$ s não deve haver a participação de efeitos elásticos no fenômeno, razão da escolha do limite acima.

Conforme visto anteriormente, um dos parâmetros indicativos do tipo de resposta da válvula é o número de Allievi. Caracterizá-lo para redes é problemático em razão da sua variabilidade geométrica. Comparando-se as respostas da válvula na rede e para conduto único, verifica-se semelhança de comportamento ao calcular-se o número de Allievi com a velo-

cidade inicial junto à válvula e o desnível geométrico entre o reservatório de alimentação e o reservatório à jusante da válvula, indicando que a energia potencial inicial máxima da rede determina a forma de evolução dos acontecimentos.

Para o exemplo estudado, e com vários diâmetros para a válvula, não se conseguiu encontrar uma forma de ajuste que estabelecesse o valor desejado. Verificou-se que ora o ajuste não proporcionava atuação da válvula, ora os resultados indicavam resposta inadequada do sistema.

As Figs. de 8.4 a 8.8 mostram uma sequência de resultados para válvula de 400 mm de diâmetro começando com ganho proporcional nulo e depois variando o tempo derivativo. Nota-se o surgimento e intensificação de movimento oscilatório com o aumento deste parâmetro e, também, que a perturbação correspondente ao final do trapezoidal produz um efeito estabilizador, levando a válvula à condição inicial. Nas Figs. 8.9 e 8.10 tem-se a simulação de válvula de 200 mm de diâmetro, com a diferença de o movimento oscilatório mudar de patamar com o final do sinal de entrada.

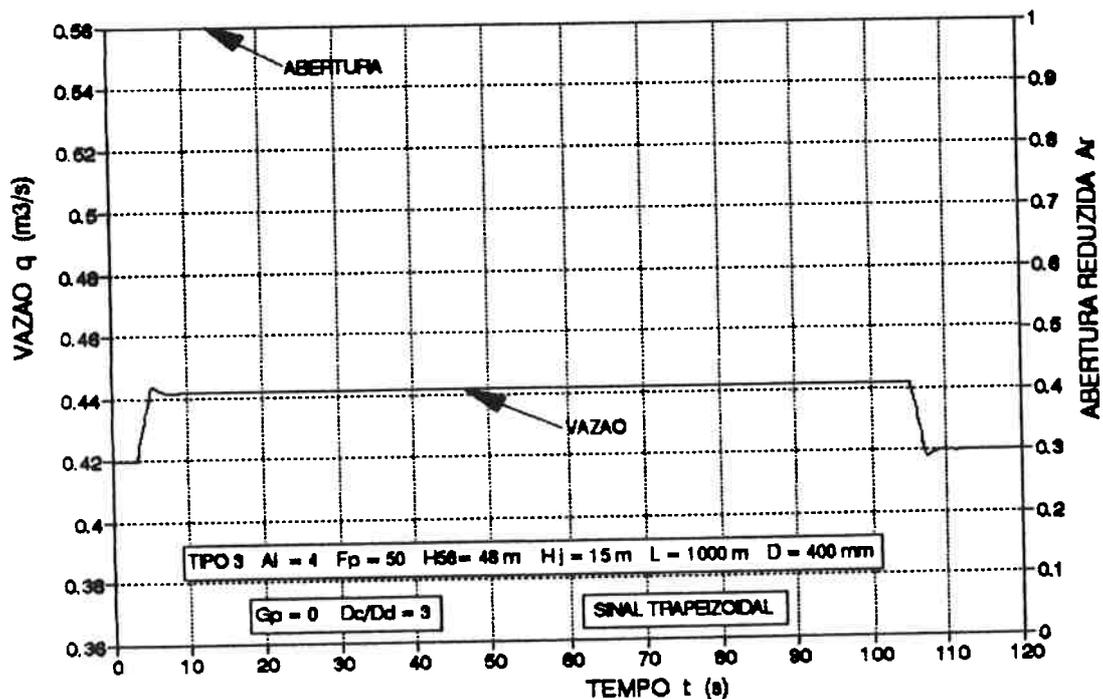


Fig. 8.4- Válvula de 400 mm e ganho nulo

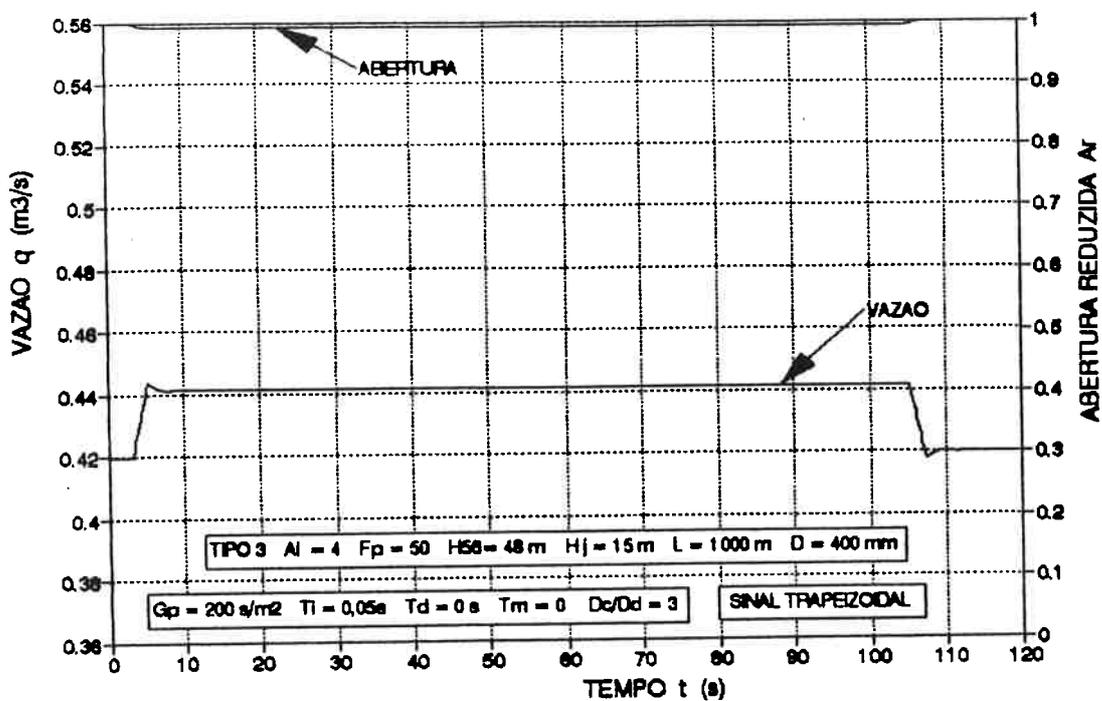


Fig. 8.5- Válvula de 400 mm e $T_d = 0$

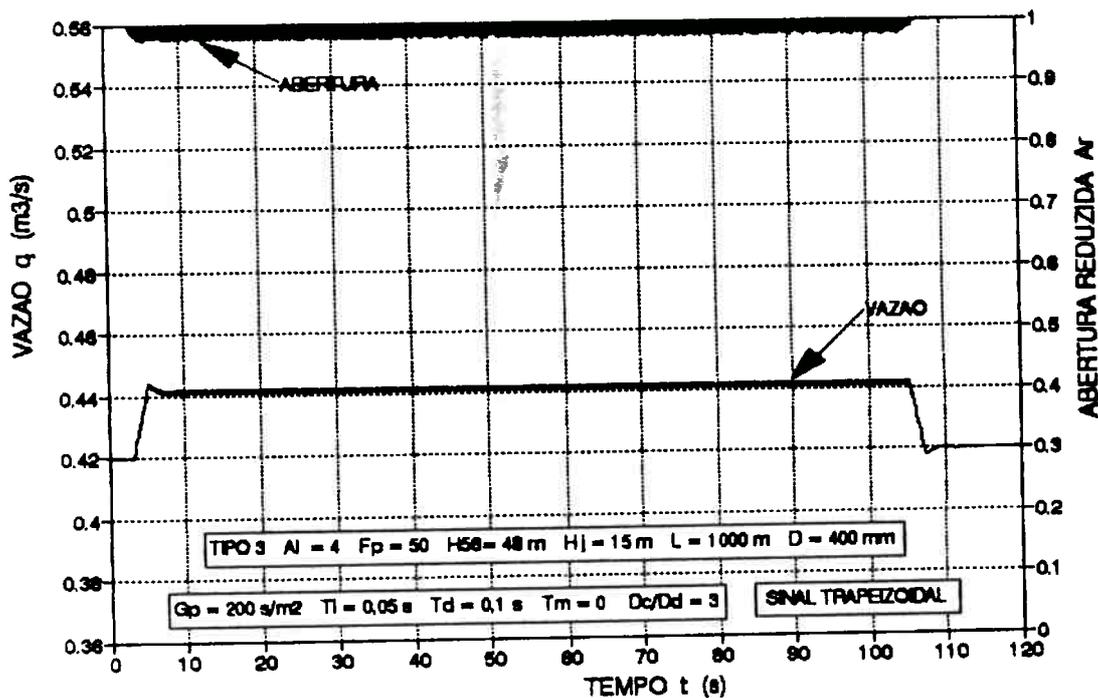


Fig. 8.6- Válvula de 400 mm e $T_d = 0,1$ s

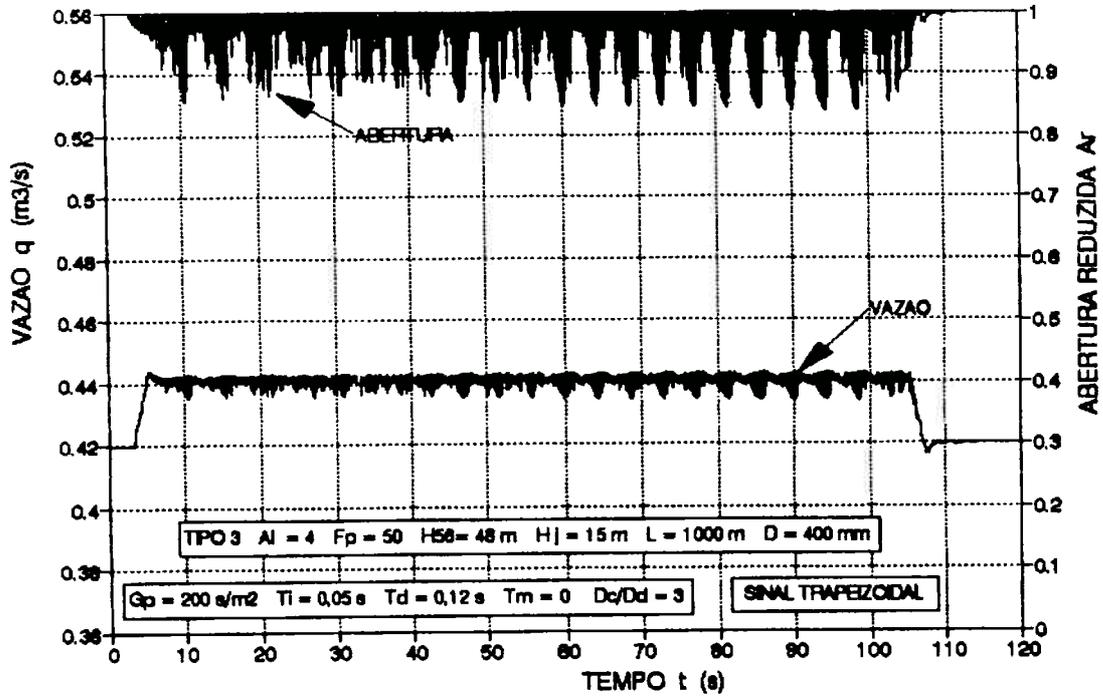


Fig. 8.7- Válvula de 400 mm e $T_d = 0,12$ s

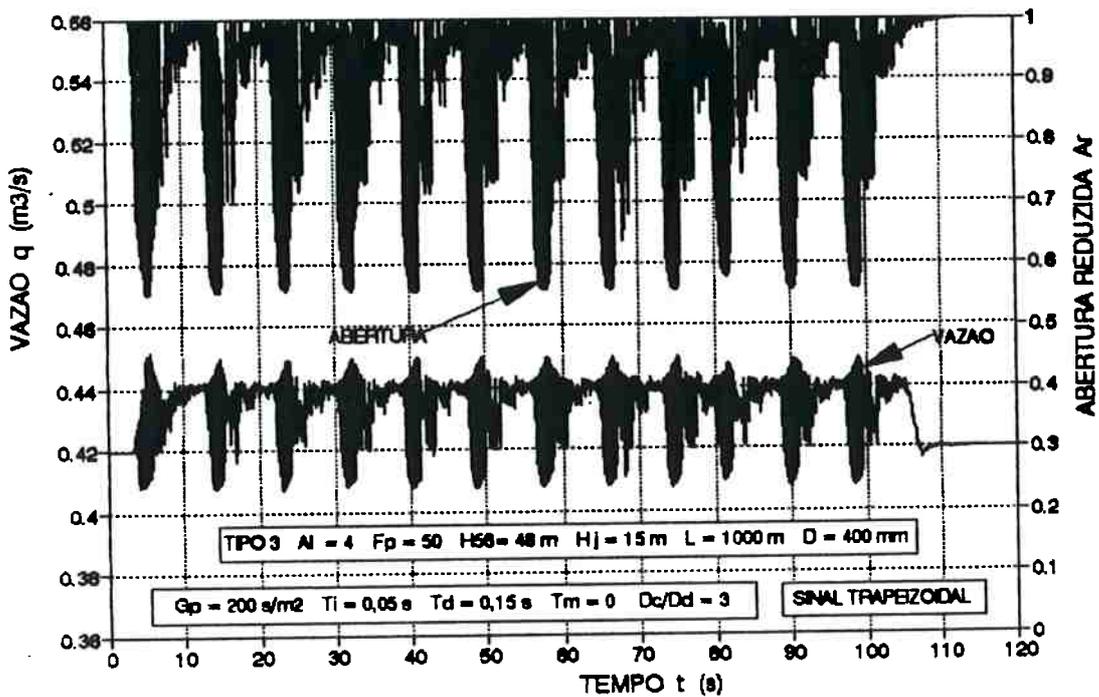


Fig. 8.8- Válvula de 400 mm e $T_d = 0,15$ s

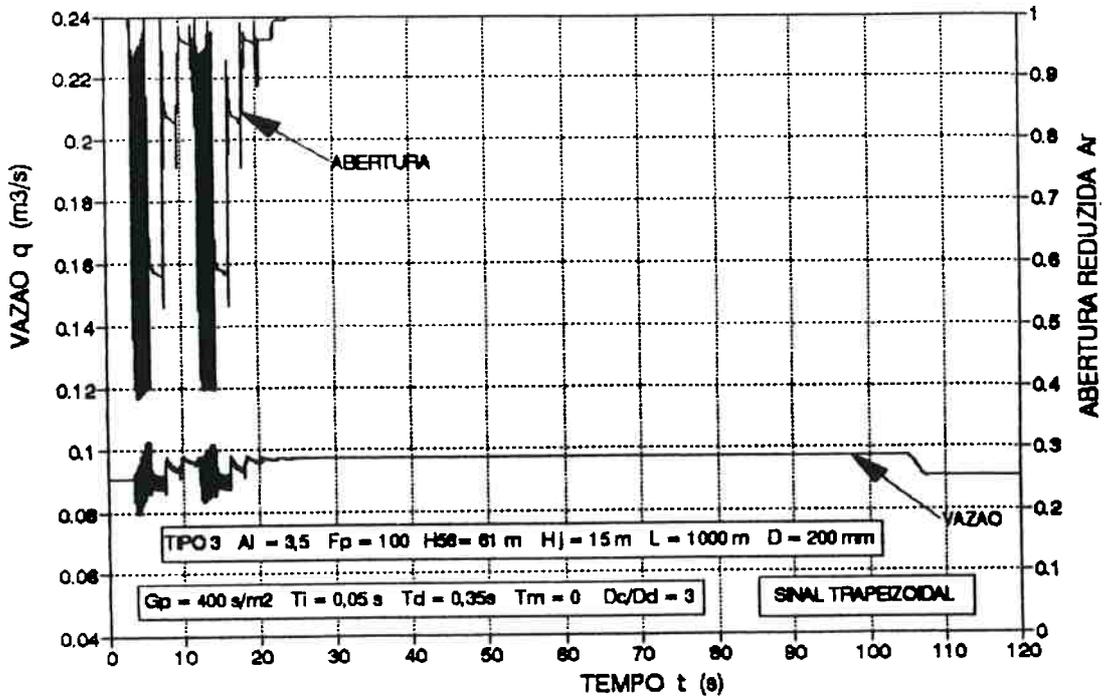


Fig. 8.9- Válvula de 200 mm e $T_d = 0,35$ s

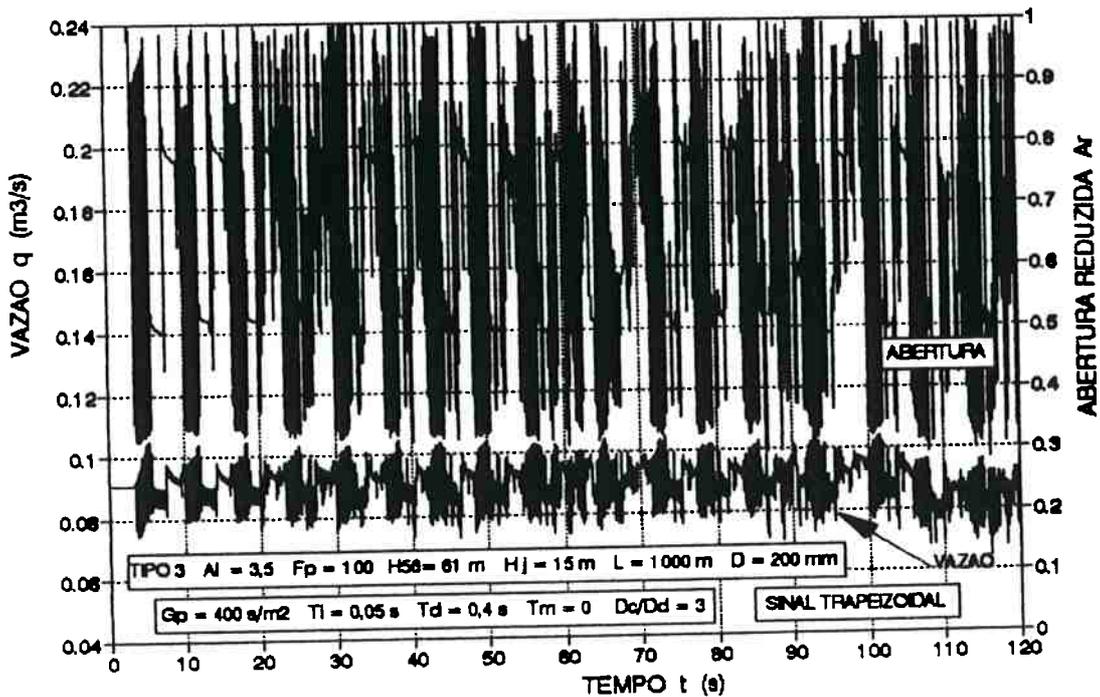


Fig. 8.10- Válvula de 200 mm e $T_d = 0,4$ s

Com as investigações correspondentes a este capítulo fica mais evidente, para o tipo de válvula em foco, a dificuldade em se controlar adequadamente o escoamento quando no fenômeno preponderam os efeitos elásticos. Em particular, no presente trabalho, configura-se que tal situação ocorre para números de Allievi inferiores a seis.

Apesar de a teoria clássica de controle estar plenamente estabelecida, a análise do controle PID em casos de transitórios elásticos, em razão de significativos efeitos não lineares, deve ser investigada de forma numérica detalhada, sendo de pouca valia o modelo linear para os casos característicos de instalações hidráulicas em regime de turbulência completa.

Identifica-se, ademais, a possibilidade de se estabelecer a controlabilidade pela alteração de sinal quando de movimento oscilatório do obturador, o que sugere como estudo posterior a investigação de se a inclusão de informação de realimentação ao controlador PID convencional consegue traduzir-se em condições satisfatórias de controle. Com efeito, a norma DIN-4321 já especifica a necessidade de realimentação no controle PID de turbinas hidráulicas, indicando, por analogia, o seu emprego para válvulas automáticas. Tratamento denso do assunto levando em conta os efeitos elásticos é realizado por Andrade et al. (1994).

CAPÍTULO 9

RESULTADOS

Controle automático de sistemas fluidos e transitórios hidráulicos são duas áreas amplamente tratadas na literatura. A associação das duas, porém, não é frequente. O tema escolhido é de grande alcance, significativa importância e envolve o interrelacionamento de inúmeros aspectos concernentes a diversas áreas do conhecimento tecnológico. Além disso, como discutido nos capítulos iniciais, encontra-se na sua fase formativa.

O presente trabalho traz alguns subsídios para a sua melhor compreensão e desenvolvimento, bem como sugerir alguns rumos a serem seguidos. Assim sendo, como encerramento da publicação (e não do estudo do assunto) faz-se um resumo das conclusões para caracterizar a contribuição representada e sugerir elementos de apoio a desenvolvimentos futuros.

9.1- Conclusões

Por reduzir a quantidade de elementos intervenientes e ressaltar a participação relativa de cada fator, a parametrização das equações que governam o comportamento físico de fenômenos complexos apresenta evidente interesse. Contudo,

verificou-se a descaracterização dos acontecimentos quando se aplica o procedimento ao controle PID de válvulas automáticas em regime transitório elástico. Há um ganho global de toda a malha de controle, o qual provavelmente é alterado quando da representação parametrizada. Portanto, recomendações de caráter geral sobre o assunto devem ser consideradas com elevado cuidado.

Nos limites das premissas adotadas no trabalho, e para um modelo representativo de válvula de controle acionada por fluido de trabalho sob controle PID, as simulações realizadas indicam que para instalações com número de Allievi acima de oito tem-se grande facilidade em definir-se o valor desejado de forma estável e constante. Para valores do parâmetro inferiores a seis há tendência intrínseca a movimentos oscilatórios do obturador. Na faixa intermediária é difícil prever com precisão as condições de controle.

Constatou-se para o tipo de válvula pesquisado que o sistema de controle é significativamente influenciado pelo comportamento transitório, com particular intensidade quando do predomínio de efeitos elásticos. A indução de movimentos oscilatórios em tais condições impõe severas condições de fadiga se o elemento transdutor de pressão for em forma de diafragma ou constata-se a impossibilidade de o controlador responder a manobras na rede.

A aplicação de tais válvulas se restringe a escoamentos com comportamento de coluna rígida, o que implica em manobras lentas e, portanto, fugindo ao interesse primordial do controle do escoamento em redes hidráulicas.

Apesar de a teoria clássica de controle estar plenamente estabelecida, a análise do controle PID em casos de transitórios elásticos, em razão de significativos efeitos não lineares, deve ser investigada de forma numérica abrangente no domínio do tempo, sendo de pouca valia o modelo linear para os casos característicos de instalações hidráulicas em regime de turbulência completa.

A integração das equações representativas do transitório elástico pelo método das características se firmou como base unificadora para a otimização do projeto de instalações e definição das condições de operação para válvulas em malha aberta. A modelagem configurada no trabalho determina para a válvula como condição de contorno uma solução decorrente da associação de duas equações. Uma delas, advinda do método das características, representa a válvula e a acopla ao escoamento; a outra, caracterizando o comportamento dinâmico, denota o seu mecanismo. Ao resolvê-las, verificou-se no presente trabalho a ocorrência de funções com pequena inclinação em amplas regiões ao redor da solução. Ademais, são requeridos reduzidos intervalos de tempo de integração para enfatizar o comportamento da válvula. Os dois fatos em conjunto podem levar a condições em que a quantidade de algarismos significativos no cálculo por microcomputadores, face à ordem de grandeza dos termos participantes da equação modeladora, não seja suficiente para previsões de alta precisão. Permanece, contudo, pelo menos a verificação da ordem de grandeza do fenômeno.

Uma das características dos sistemas de realimentação é a tendência em amplificar desvios. É de adoção ampla a premissa de em malha fechada a somatória de erros de simulação tender a zero. Todavia, em razão do exposto acima, merecem ser investigados métodos de integração das equações diferenciais do modelo que não influam diretamente na sintonia do controlador, bem como formas de aproximação de grau superior a um.

Enfatiza-se a necessidade de disporem-se de informações experimentais do comportamento dinâmico das válvulas de controle, não só como elementos isolados como também instalados, de forma a propiciar condições mais seguras de seleção, aplicação e ajuste de parâmetros de regulação e controle PID, além de definir o referencial a partir do qual seja possível discutir até onde o comportamento instalado se assemelha ao isolado. Em particular, é de suma importância o

conhecimento dos limites das constantes PID até onde os controladores conseguem proporcionar resposta adequada. A falta de informações balizadoras é fator de grande dificuldade à discussão em bases quantitativas do comportamento PID em regime transitório.

Afora a demanda de dados experimentais, fica delineado a necessidade de ações com mais ênfase à ampliação dos procedimentos matemáticos envolvidos do que no refinamento da modelagem. Na abrangência do domínio físico, verificou-se comportamentos compatíveis com a experiência prática disponível no assunto.

9.2- Recomendações

Com o presente programa de investigação procurou-se participar da formação de idéias ao invés de procurar repetir ações já realizadas. Além dos elementos conclusivos obtidos, identificou-se alguns caminhos que merecem ser pesquisados para a continuação do desenvolvimento deste importante assunto.

Mantida a configuração convencional do controlador PID, é preciso estudar, por um lado, meios de amortecimento viscoso ao movimento do obturador e, por outro, formas de condicionamento do sinal de pressão do controlador; ambos com o intuito de atenuar a tendência de movimento oscilatório do obturador devido aos efeitos de escoamento transitório elástico.

Como alternativa ao parágrafo anterior, pesquisar meios de ação antecipatória no controlador, detectando a perturbação antes de ela alcançar a válvula e tratando a informação acordo com a história temporal do fenômeno, apesar de sua relativa complexidade de implementação.

Verificar, por outro lado, a viabilidade de aplicar-se efeito de realimentação no controlador como forma de evitar a indução de movimento oscilatório do obturador da válvula,

conforme já é feito no controle de turbinas hidráulicas.

É de grande interesse a pesquisa do comportamento operacional de outras configurações de válvulas, na tentativa de identificar-se dispositivo menos susceptível à influência de transitórios hidráulicos elásticos.

Investigar a dinâmica do controlador e sistema de posicionamento levando em conta o regime transitório que ali se desenvolve durante o abastecimento da câmara do diafragma pelo fluido de trabalho.

Estudar a influência da posição da válvula na rede em relação à fonte de perturbação.

Como elemento comparativo, analisar a mesma forma de controle automático aqui tratada, mas com fornecimento de potência por meios externos ao escoamento.

APÊNDICE 1

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Allievi, Lorenzo **Théorie du coup de bélier**. Annali della Società degli Ingegneri ed Architetti, Milano, 1903. Traduzido por Daniel Gaden. Paris, Dunod, 1921.
- Almeida, A. Betâmio de **O golpe de aríete em condutas elevatórias: síntese dos conhecimentos actuais**. Memória n. 550. Laboratório Nacional de Engenharia Civil. Lisboa, 1981.
- ____ & Koelle, E. **Fluid transients in pipe networks**. Southhampton: Computational Mechanics Publications, 1992.
- Alpay, S. A. The flow coefficient of a hydraulic control valve under dynamic conditions. In: Rodger B. Dowdell **Flow- its measurement and control in industry**. Pittsburgh: ISA, 1974. v. 1, pp. 1227-34.
- Andrade, J.G.P.; Koelle, E.; Gonçalves, M.N.G. Analysis and operational optimization of hydroelectric power plants using Fourier series to represent the pump-turbine characteristics. Artigo a ser publicado no **17th Symposium of the IAHR - Section on Hydraulic Machinery and Cavitation**. Beijing, setembro de 1994.
- Angus, R. W. The action of valves in pipes. J. **AWWA**, v. 30, n. 11 Nov 1938, pp. 632-44.

- Anspach, E.; Höhn, W.; & Semler, F. Computer-aided evaluation of waterhammer protection in fluid flow systems. Separata da **KSB Technische Berichte** n. 21e, ?.
- Astrom, K.J.; Anton, J.J. & Arzen, K.-E. Expert control. **Automatica**, v. 22, n. 3, 1986, pp. 277-86.
- Bower, J.L. & Tuteur, F.B. Dynamic operation of a force-compensated hydraulic throttling valve. **Trans. ASME**, v. 75, 1953, pp. 1395-406
- Cannon, Robert H. **Dynamics of physical systems**. New York: McGraw-Hill, 1967.
- Chaudhry, M. Hanif Numerical methods for solution of closed-conduit transient-flow equations. **Intercâmbio Internacional sobre Transientes hidráulicos & Cavitação**. São Paulo, 1982, v. 1, pp. A2.1-A1.35.
- _____. **Applied hydraulic transients**. 2. ed. New York: Van Nostrand Reinhold, 1987.
- Cochin, Ira **Analysis and design of dynamic systems**. London: Harper & Row, 1980.
- Courant, R. & Hilbert, D **Methods of mathematical physics - Vol. II: Partial Differential Equations**. New York: John Wiley, 1962.
- Daily, J.W.; Hankey Jr, W.L.; Olive, R.W. & Jordaan Jr, J.M. Resistance coefficients for accelerated and decelerated flows through smooth tubes and orifices. **Trans. ASME**, v. 78, 1958, pp. 1071-77.
- Deitz, Daniel The power of parametrics. **Mechanical Engineering**, v. 111, n. 1, Jan. 1989, pp. 58-64.
- Deshpande, Pradeep B. & Ash, Raymond H. **Computer process control**. Research Triangle Park: ISA, 1988.
- Dhaliwal, N.S. & Wichert, H.E. Analysis of P.I.D. governors in multmachine system. **IEEE Transactions on Power and Systems**, v.PAS-97, n.2, Mar./Apr. 1978, pp.456-64.
- Fischer, Clóvis **Controle de temperatura em equipamento de processo térmico rápido aplicado em microeletrônica**. São Paulo, 1994. 136p. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.

- Fox, J.A. **Transient flow in pipes, open channels and sewers**. Chichester: Ellis Horwood, 1989.
- Fuchs, A.M. A bibliography of the frequency-response method as applied to automatic-feedback-control system. **Trans. ASME**, v. 76, n.8, Nov. 1954, pp.1185-1194.
- Gould, L.A. **Method of experimental physics -Vol 2**. Edited by E. Bleuler & R.O. Haxby. New York: Academic Press, 1964.
- Graham, Dustan & McRuer Duane **Analysis of nonlinear control systems**. New York: Dover, 1971.
- Guevara, Yunuén & Carmona, Rafael Unsteady and steady flow control on pumping systems. **IEEE Transactions on Industry Applications**, v.26, n.5, Sep./Oct. 1990, pp. 954-60.
- Gupta, Someshwar C. & Hasdorff, Lawrence **Fundamentals of automatic control**. New York: John Wiley, 1970.
- Hadley, W.A. & Longobardo, G. **Automatic process control**. London: Sir Isaac Pitman, 1963.
- Hall, A.C. Application of frequency-analysis techniques to hydraulic control systems. **Trans. ASME**, v. 76, n. 8, Nov. 1954, pp. 1245-52.
- IAHR (International Association for Hydraulic Research) **State of the art of hydraulic research**. Delft, 1993.
- Jiménez, Oscar F. & Chaundhry, M. Hanif Stability limits of hydroelectric power plants. **ASCE J. of Energy Engineering**, v. 113, n.2, Sep. 1987, pp. 50-60.
- _____ & _____ Water-level control in hydropower plants. **ASCE J. of Energy Engineering**, v. 118, n.3, Dez. 1992, pp. 180-93.
- Johnson, Willian R. Springs in **Mechanical Design and Systems Handbook**. Harold A. Rothbart, Editor-in-chief. New York: McGraw-Hill, 1984.
- Jönsson, L. Mean velocity profiles in transient flows. **Proceedings of the 16th Symposium of the IAHR - Section on Hydraulic Machinery and Cavitation**. São Paulo, 1992, pp. 117-26.

- Karney, Brian W. Energy relations in transient closed-conduit flow. **ASCE J. Hydraulic Engineering**, v. 116, n. 10, Oct. 1990, pp. 1180-96.
- Kerr, S. Logan Surge problems in pipe lines -Oil and water. **Trans. ASME**, v. 72, n.6, Jul. 1950, pp. 667-78.
- Koelle, Edmundo Modelization y control de redes de distribucion de agua potable. **Simpósio El Agua en la Comunidad Valenciana**. Valencia, 1989, pp. 365-375.
- ____ Cases and accidents in hydraulic systems - CADI computer aided diagnosis - Brazilian examples. **Proceedings of the 15th Symposium of the IAHR - Section on Hydraulic Machinery and Cavitation**. Belgrade, 1990, pp. 227-39.
- ____ Transient behaviour of control valves in hydraulic networks. **Proceedings of the International Meeting on Hydraulic Transients with Water Column Separation**. Valencia, 1991, pp. 303-17.
- ____ Control valves in hydraulic networks. **Proceedings of Hydrossoft '92**, Valencia, 1992a, pp. 126-36.
- ____ Control valves inducing oscillatory flow in hydraulic networks. **Proceedings of the International Conference on Unsteady Flow and Fluid Transients**. Durham, 1992b, pp. 142-9.
- ____ Control valves in hydraulic networks. **Proceedings of the BVAMA International Conference on Valves and Actuators for Fluid Control**. Birmingham, 1992c, pp. 331-39.
- ____ & Poll, Hans Gunther Dynamic behaviour of automatic control valves (ACV) in hydraulic networks. **Proceedings of the 16th Symposium of the IAHR - Section on Hydraulic Machinery and Cavitation**. São Paulo, 1992, pp. 127-39.
- Kubie, J. Performance and design of plug-type check valves. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, v. 196, Mar. 1982, pp. 47-56.

- Lauria, J.C. **Um Método de Seleção de Válvulas Para o Controle do Escoamento em Sistemas Hidráulicos**. São Paulo, 1986. 180p. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
- ____ Seleção de válvulas de controle em escoamento incompressível por método gráfico-analítico. **Anais do III Simpósio Luso-Brasileiro de Hidráulica e Recursos Hídricos**. Salvador, 1987a, v. 3, pp. 106-18.
- ____ Um método para descrição do comportamento operacional de válvulas de controle em sistemas hidráulicos. **Anais do IX Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica**. Florianópolis, 1987b, v. 1, pp. 299-302.
- ____ Caracterização de coeficiente referente ao desempenho hidráulico de válvula como elemento isolado. **Anais do XIII Congresso Latino-americano de Hidráulica**. Havana - Cuba, Jul. 1988a, v. 4, pp. 346-58
- ____ Procedimentos para a descrição do comportamento operacional de válvulas de regulação na adução por gravidade. **Anais do XIII Congresso Latino-americano de Hidráulica**. Havana, 1988b, v. 4, pp. 68-79.
- ____ Interrelação entre recalque por bomba centrífuga e adução por gravidade quanto à descrição do comportamento operacional de válvulas de regulação. **Anais do XIII Congresso Latino-americano de Hidráulica**. Havana, 1988c, v. 4, pp. 380-90.
- ____ Descrição do comportamento operacional de válvulas de regulação em escoamentos incompressíveis com carga dependente da vazão. **Anais do X Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica**. Rio de Janeiro, 1989, v.2, pp. 567-70.
- ____ Determinação efetiva da característica efetiva de válvulas. **INTEC**, Ano IV, n. 38, nov. 1990a, pp.52-58.
- ____ Considerações sobre a Característica Operacional de Associações de Válvulas. Parte I : Associação em série. **Anais do XIV Congresso Latino-americano de Hidráulica**. Montevideo, 1990b, v. 3, pp. 1609-20.

- ___ Considerações sobre a Característica Operacional de Associações de Válvulas. Parte II : Associação em paralelo. **Anais do XIV Congresso Latino-americano de Hidráulica**. Montevideu, 1990c, v. 3, pp. 1621-22.
- ___ Análise técnica da especificação da queda de pressão em válvulas. **INTEC**, Ano V, n. 43, mai. 1991a, pp. 35-40.
- ___ Fundamentals of valve operating behaviour in gravity driven systems. **Proceedings of the 24th IAHR Congress**. Madrid, 1991b, pp. D-363/D-370.
- ___ Consumo de energia e seleção de válvulas. **INTEC**, Ano V, n. 49, nov. 1991c, pp. 23-30.
- ___ Descrição da influência do número de Reynolds no comportamento operacional de válvulas. **Anais do XI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica**. São Paulo, 1991d, pp. 505-508.
- ___ Diagnosis of modulation capability and valve selection. **Proceedings of the BVAMA International Conference on Valves and Actuators for Fluid Control**. Birmingham, 1992a, pp. 221-36.
- ___ GED: A computer program to describe the operating behaviour of control valves. **Proceedings of Hydrossoft '92**, Valencia, 1992b, pp. 234-41.
- ___ **Análise do comportamento operacional de válvulas**. São Paulo: ISA - Região da América do Sul, 1992c.
- ___ **Parametric study on the effective flow characteristics of control valves**. São Paulo: ISA - Região da América do Sul, 1992d.
- ___ Seleção preliminar de válvulas de controle por análise paramétrica do desempenho em regime quase-estático. **Anais da 2ª Reunião do Grupo de Trabalho em Hidromecânica da Divisão Latino-Americana da IAHR**. Ilha Solteira - Brasil, Set. 1993, pp. 245-58.
- ___ **Síntese da evolução em transitórios hidráulicos e controle automático**. São Paulo, 1993. Monografia-Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.

- Lee, Shih-Ying Contributions to hydraulic control -new valve configurations for high-performance hydraulic and pneumatic systems. **Trans. ASME**, v. 76, Aug. 1954, pp. 905-11.
- Llosa Isenrich, P. & Lein, G. Determination of the parameters of adaptive state space controllers for hydro power plants with optimization methods. **Proceedings of the 16th Symposium of the IAHR - Section on Hydraulic Machinery and Cavitation**. São Paulo, 1992, pp. 75-84.
- Luyben, W.L. **Process modeling, simulation and control for chemical engineers**. 2. ed. New York: McGraw Hill, 1990.
- McCloy, D. & Martin, H.R. **Control of fluid power**. 2. ed. Chichester: Ellis Horwood, 1980.
- McMillan, Gregory K.; Wojsznis, Willy K. & Meyer, Ken Intelligent DCS loop tuning makes sense. **INTECH**, v. 40, n. 8, Aug. 1993, pp. 24-6.
- Minorsky, Nicolai **Theory of nonlinear control systems**. New York: McGraw-Hill, 1969.
- Mucheroni, Mario Francisco & Porchia, Luis Fernando Santos Identificação de sistemas dinâmicos no domínio de frequência. **XIV Congresso Ibero Latino-Americano de Métodos Computacionais em Engenharia**. São Paulo, Dez. 1993, pp. 948-56.
- Murty, M.S.R. & Hariharan, M.V. Analysis and improvement of the stability of a hydro-turbine generating unit with long penstock. **IEEE Transactions on Power and Systems**, v. PAS-103, n. 2, Fev. 1984, pp. 360-7.
- Naudascher, E. **Flow-induced forces and vibrations**. Curso intensivo. Universidade de São Paulo, 1980.
- OCV Control Valves **Catálogo técnico (?)**.
- Oldenburger, Rufus IRD frequency-response symposium. **Trans. ASME**, v. 76, n. 8, Nov. 1954a, pp. 1145-49.
- Pejovic, S. & Boldy, A.P. **Guidelines to hydraulic transient analysis of pumping systems**. Belgrade: P & B Press, 1992.

- Phi, D.T.; Bourque, E.J.; Thorne, D.H. & Hill, E.F. Analysis and application of the stability limits of a hydro-generating unit. **IEEE Transactions on Power and Systems**, v. PAS-100, n. 7 Jul. 1981, pp. 3203-11.
- Poll, Hans Günter **Comportamento dinâmico de válvulas de controle em redes hidráulicas**. São Paulo, 1993. 217p. Dissertação de Mestrado - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
- Roache, Patrick J. **Computational fluid dynamics**. Albuquerque: Hermosa, 1972.
- Rubinstein, Moshe F. **Patterns of problem solving**. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1975.
- Seborg, Dale E.; Edgar, Thomas, F. & Mellichamp, Duncan A. **Process dynamics and control**. New York: John Wiley, 1989.
- Shearer, J.L. Dynamic characteristics of valve-controlled hydraulic servomotors. **Trans. ASME**, v. 76, n. 6, Aug. 1954, pp. 895-903.
- Shimada, Masashi State-space analysis and control of slow transients in pipes. **ASCE J. Hydraulics Division**, v. 118, n. 9, Sep. 1992, pp. 1287-303.
- Shinskey, F.G. **Process-control systems**. New York: McGraw Hill, 1967.
- Skelton, Robert **Dynamic systems control: linear systems analysis and synthesis**. New York: John Wiley, 1988.
- Smith, Carlos A. & Corripio, Armando B. **Principles and Practice of automatic process control**. New York: John Wiley, 1985.
- Smith, G. D. **Numerical solution of partial differential equations: finite difference methods**. 3rd edition. Oxford: Oxford University Press, 1985.
- Stephanopoulos, George **Chemical process control: an introduction to theory and practice**. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1984.
- Stephenson, D. **Pipeline design for water engineers**. 2nd edition. Amsterdam: Elsevier, 1991.

- Streeter, Victor L. & Wylie, E. Benjamin **Hydraulic transients**. New York: McGraw Hill, 1967.
- Tanenaka, T. A survey of the studies of dynamic characteristics of oil-hydraulic control valves in Japan. In: Rodger Dowdell **Flow- its measurement and control in industry**. Pittsburg: ISA, 1974. v. 1, pp.1227-34.
- Thorley, A.R.D. Dynamic response of check valves. **Proceedings of the BHRA 4th International Conference on Pressure Surges**. Bath, 1983, pp. 231-42.
- _____. **Fluid transients in pipeline systems**. Hadley Wood: D. & L. George, 1991.
- Thorne, D.H. & Hill, E.F. Extensions of stability boundaries of a hydraulic turbine generating unit. **IEEE Transactions on Power and Systems**. v. PAS-94, n. 4, Jul./Aug. 1975, pp. 1401-8.
- Tou, J.T. **Modern control theory**. New York: McGraw-Hill, 1964.
- Truxal, John G. **Introductory system engineering**. Tokio: McGraw-Hill Kogakusha, 1972.
- Tullis, J. Paul **Hydraulics of pipelines: pumps, valves, cavitation, transients**. New York: John Wiley, 1989.
- Walters, R.B. **Hydraulic and electro-hydraulic control systems**. London: Elsevier, 1991.
- Watters, Gary Z. **Analysis and control of unsteady flow in pipelines**. Boston: Butterworths, 1984.
- Wiggert, D.C.; Otwell, R.S. & Hatfield, F.J. The effect of elbow restraint on pressure transients. **ASME J. Fluids Engineering**, v. 107, n.3, Sep. 1985, pp. 402-6.
- _____; Hatfield, F.J. & Stukenbruck Analysis of liquid and structural transients in piping by the method of characteristics. **ASME J. Fluids Engineering**, v. 109, n. 2, Jun. 1987, pp. 161-5.
- Wing Jr, Paul Practical determination of control valve C_v . **Isa Journal**, v. 7, n. 9, Sep. 1960.

Wylie, E. Benjamin Advances in the use of MOC in unsteady pipeline flow. **Proceedings of the BHRA 4th International Conference On Pressure Surges**. Bath, 1983, pp. 27-37.

Wylie, E. Benjamin & Streeter, Victor L. **Fluid transients in systems**. Englewood Cliffs: Prentice Hall: 1993.

_____ & _____ **Fluid transients**. Ann Arbor: FEB Press, 1983.