

HANS GÜNTHER POLL

Engenheiro Mecânico, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1990

PMC

FD-1410

COMPORTAMENTO DINÂMICO DE VÁLVULAS DE CONTROLE EM REDES HIDRÁULICAS

Dissertação apresentada à
Escola Politécnica da USP
para obtenção do título de
Mestre em Engenharia
Mecânica

Prof. Orientador: Dr. Edmundo Koelle

PMC

Universidade de São Paulo, 1993
São Paulo

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600009919

À memória de Frau Liselotte Erika O. Poll
(Die Oma)

AGRADECIMENTOS

Agradecemos ao Prof. Dr. Edmundo Koelle, nosso orientador na Escola Politécnica da U.S.P. pela dedicação exclusiva na nossa formação e aperfeiçoamento profissional desde o início de 1990. O apoio, a competência e o encorajamento nos momentos decisivos, são qualidades de um profissionalismo que deve servir de exemplo a toda Nação.

Agradecemos aos meus pais Hans Jürgen & Erica por terem nos dado durante toda a vida condições excepcionais de nos desenvolvermos profissionalmente. O encaminhamento desde os primeiros passos foram fundamentais para nossa realização como homem e profissional.

Agradecemos a Carmem Regina Rogatto Luque, uma pessoa muito especial, pela sempre necessária compreensão e profunda dedicação na revisão final de textos e figuras. O carinho e o apoio foram muito mais do que imprescindíveis para realizarmos este trabalho.

RESUMO

Este trabalho promove um estudo sobre o comportamento de válvulas de controle em regime transitório. Este estudo tem por base o desenvolvimento de um modelo matemático de cálculo numérico. O modelo utiliza-se do método das características para resolver as equações básicas da mecânica dos fluidos, a equação da continuidade e a da quantidade de movimento, simulando o escoamento de redes de condutos forçados.

Propomos um modelo para simular válvulas de controle automáticas ou motorizadas em conjunto com essa metodologia. A necessidade do uso de sistemas desse tipo, garantindo a correta instalação dessas válvulas nas redes hidráulicas, é realçada, para compatibilizar esses dispositivos com as manobras que ocorrem nessas redes. Essa compatibilidade deve existir tanto nas posições de regime permanente, quanto durante o intervalo de tempo de regime transitório. Os fabricantes de válvulas de controle automático devem atentar a esse estudo, fornecendo em seus catálogos os dados necessários para que possamos executar simulações de seus equipamentos.

Adaptamos um controlador do tipo PID (Proporcional, Integral e Derivativo) para representar os sistemas piloto desses dispositivos, no sentido de versatilizar o comportamento de controle.

Foram propostas também rotinas para se determinar a lei ideal de resposta que a válvula de controle deve gerar para atenuar uma onda de pressão. Essa lei ideal é a base para os sistemas digitais de controle. Estes modelos utilizam um processamento intensivo da rede para prever manobras que irão ser impostas às válvulas nos momentos em que os transientes são gerados.

São sugeridas bancadas para ensaios desses dispositivos, recomendadas condições de contorno, e testes com outros controladores para que se enriqueça o estudo e se dê condições de segurança ao engenheiro, quando da instalação dessas válvulas em sistemas de controle complexos.

ABSTRACT

This paper promotes a study of the behaviour of control valves during unsteady flow. This study has its basis on the development of a numeric mathematical model. The model uses the method of characteristics to solve the basic equations of fluid mechanics, the equation of continuity and the equation of motion, simulating the fluid flow in pipe networks.

We propose a model to simulate automatic or motorized control valves in conjunction with this methodology. The necessity to use these systems, assuring the correct installation of these valves in hydraulic networks, is emphasized, to make this arrangement compatible with the networks maneuvers. This compatibility must exist during steady flow, and also during the time interval of unsteady flow. The manufacturers of automatic control valves must take attention to this study, supplying their catalogs with the information that we need, in order to make the simulations of their equipments possible and reliable.

We adjust a PID (Proportional, Integral and Derivative) controller to represent the pilot systems of this arrangement in order to make the behaviour of the controller versatile.

It was proposed, also routines to determine the ideal response that the control valve generates to minimize a pressure wave. This ideal law is the basis for digital control systems.

This model uses an intensive processing procedure to obtain the maneuvers that will be imposed on the valves when unsteady flow occurs.

We suggest experimental layouts to test this equipment, we recommend boundary conditions, and tests with other types of controllers to give safe conditions to engineers, when they install these valves in complex control systems.

COMPORTAMENTO DINAMICO DE VALVULAS DE CONTROLE EM REDES HIDRAULICAS

INDICE GERAL

CAPÍTULO - 1 - APRESENTAÇÃO.....	1
<u>1.1 Apresentação.....</u>	<u>1</u>
CAPÍTULO - 2 - O FUNCIONAMENTO DAS VÁLVULAS DE CONTROLE.....	6
<u>2.1 Aspectos Gerais de Regulação.....</u>	<u>7</u>
<u>2.2 Funcionamento de Válvulas de Controle Automático.....</u>	<u>9</u>
<u>2.3 O Sistema Piloto : Controlador da VCA.....</u>	<u>12</u>
2.3.1 Exemplos de Respostas Possíveis para um Sistema de Controle.....	15
2.3.1.1 Controle de Sobrepressão.....	15
2.3.1.2 Controle de Subpressão.....	16
2.3.1.3 Controle de Sobrepressão e Subpressão....	17
2.3.1.4 Controle de Sobrepressão e Subpressão com Solenóide.....	19
2.3.1.5 Garantia da Ação de Controle.....	20
2.3.1.6 Composição do Sistema Piloto.....	21
2.3.1.7 Sequência de Operação em Caso de Sobrepressão.....	23
2.3.1.8 Sequência de Operação em Caso de Subpressão.....	24
<u>2.4 Tipos de Válvulas de Controle Automático.....</u>	<u>25</u>
2.4.1 Válvulas de Controle Automático Comerciais Baseadas no Controle de Pressão.....	25

2.4.1.1 Válvula Redutora de Pressão e Checagem...	25
2.4.1.2 Válvula Redutora de Pressão com Dispositivo Solenóide.....	27
2.4.1.3 Válvula de Redução e Sustentação de Pressão	29
2.4.1.4 Válvulas de Alívio de Pressão.....	32
2.4.1.5 Válvulas de Altitude.....	32
2.4.1.6 Válvulas de Controle para Bombas.....	34
2.4.1.7 Válvula de Controle para Bombas e Redução de Pressão.....	36
2.4.1.8 Válvula de Prevenção de Pressão.....	37
2.4.1.9 Válvula de Controle de Altas Pressões.....	39
2.4.1.10 Válvula de Controle Diferencial de Pressão.....	41
2.4.1.11 Válvulas de Redução de Pressão de Ação Direta.....	42
2.4.2 Válvulas de Controle Automático Baseadas no Controle da Vazão.....	43
2.4.2.1 Válvulas de Controle Automático de Vazão.....	43
2.4.2.2 Válvula de Controle de Excesso de Fluxo.....	44
<u>2.5 Válvulas de Controle Motorizado.....</u>	<u>45</u>
<u>2.6 Válvulas de Acionamento Híbrido.....</u>	<u>49</u>
<u>2.7 Informações Necessárias para Instalação de VCAs.....</u>	<u>50</u>
<u>2.8 Problemas de Resposta à Onda de Pressão.....</u>	<u>55</u>
<u>2.9 Moledos de Válvula Automática para Simulação Numérica.....</u>	<u>57</u>

CAPÍTULO - 3 - EQUACIONAMENTO.....	61
<u>3.1 Conceitos Básicos.....</u>	<u>61</u>
<u>3.2 Hipóteses de Equacionamento.....</u>	<u>65</u>
3.2.1 Relativas ao Escoamento.....	66
3.2.2 Relativas ao Líquido.....	66
3.2.3 Relativas ao Conduto.....	66
<u>3.3 Equação da Continuidade (EC).....</u>	<u>67</u>
3.3.1 Forma Geral da (EC) para Regime Permanente.....	67
<u>3.4 Equação da Quantidade de Movimento (EQM).....</u>	<u>69</u>
3.4.1 Forma Geral da EQM.....	69
3.4.2 Regime Permanente.....	70
3.4.3 Regime Transitório.....	71
<u>3.5 Métodos para Análise de Transientes.....</u>	<u>71</u>
3.5.1 Método Aritmético.....	71
3.5.2 Método Gráfico.....	74
3.5.3 Métodos Linearizados.....	74
3.5.3.1 Método da Matriz de Transferência.....	75
3.5.3.2 Método da Impedância.....	79
3.5.4 Método do Plano das Ondas.....	82
3.5.5 Teoria da Coluna Rígida (Oscilação de Massa)....	87
<u>3.6 Métodos Numéricos para Solução do Transiente Elástico.</u>	<u>91</u>
<u>3.7 Método de Diferenças Finitas.....</u>	<u>93</u>
3.7.1 Método Explícito de Diferenças Finitas.....	93
3.7.2 Método Implícito de Diferenças Finitas.....	95

<u>3.8 Método das Características.....</u>	<u>96</u>
3.8.1 Malha Escalonada Cruzada (MOC).....	99
3.8.2 Considerações sobre a Malha de Cálculo.....	103
3.8.3 Configuração de Malha Cruzada.....	105
3.8.4 Equacionamento à Esquerda do Ponto P.....	105
3.8.5 Equacionamento à Direita do Ponto P.....	106
3.8.6 Usando Notação Indexada.....	108
3.8.7 Sistematização de Cálculos.....	109
<u>3.9 A Equação do Nó.....</u>	<u>111</u>
CAPÍTULO - 4 - MODELOS DE VÁLVULAS DE CONTROLE.....	114
<u>4.1 Introdução.....</u>	<u>114</u>
<u>4.2 Coeficientes de Perda de Carga em Válvulas.....</u>	<u>115</u>
<u>4.3 Modelo de Válvulas de Controle em Regime Permanente..</u>	<u>119</u>
<u>4.3a Obtenção de Leis Ideais: Modelo Transiente de VCM...</u>	<u>124</u>
<u>4.4 Modelo da VCA em Regime Transitório.....</u>	<u>126</u>
4.4.1 Análise e Representação da Força de Inércia....	127
4.4.2 Análise da Força do Controlador (Sistema Piloto)	
.....	128
4.4.2.1 Comportamento do Controlador a um Sinal de	
Rampa.....	131
4.4.2.2 Comportamento do Controlador a um Sinal	
Senoidal.....	134
4.4.2.3 Análise Crítica do Controlador.....	136

4.4.3 Análise da Força Hidráulica: Propostas para Modelo	137
.....	137
4.4.3.1 Força Hidráulica Determinada por Ensaios	137
.....	137
4.4.3.2 Força Hidráulica Determinada por Relações	
Teóricas.....	142
4.5 Testes da Equação Dinâmica da VCA.....	152
4.6 Considerações sobre a Equação Dinâmica da VCA e o	
Controlador.....	158
CAPÍTULO - 5 - SOLUÇÃO DA CONDIÇÃO DE CONTORNO.....	159
5.1 Introdução.....	159
5.2 Fluxograma Geral de Cálculo para Regime Transitório..	161
5.3 Esquema Geral de Solução.....	163
5.3.1 Solução Iterativa por Newton-Raphson.....	165
5.3.1.1 Método Iterativo Integrado de Newton-	
Raphson.....	165
5.3.1.2 Método Iterativo Particionado de Newton-	
Raphson.....	170
5.3.2 Solução com Defasagem de Tempo.....	174
5.4 Testes Comparativos das Soluções.....	176
5.5 Exeqüibilidade Física e Construtiva da Válvula	
Motorizada.....	181
5.6 Convergência e Condição de Contorno da Solução.....	183
5.6.1 Exemplos de Condições de Contorno.....	184

5.6.2 Exemplos de Condições de Convergência.....	186
CAPÍTULO - 6 - SIMULAÇÕES DE TESTE.....	187
6.1 <u>Inspecção da Influência do Tempo de Fechamento de V1..</u>	<u>187</u>
6.2 <u>Influência do Tempo de Visualização do Fenómeno.....</u>	<u>190</u>
6.3 <u>Resposta Proporcional da VCA.....</u>	<u>192</u>
6.4 <u>Resposta Proporcional e Integral da VCA.....</u>	<u>196</u>
6.5 <u>Resposta Proporcional e Derivativa da VCA.....</u>	<u>198</u>
6.6 <u>Resposta Proporcioanl, Integral e Derivativa da VCA..</u>	<u>200</u>
6.7 <u>Resposta da VCA na Abertura de V1.....</u>	<u>202</u>
CAPÍTULO - 7 - CONCLUSÕES.....	205
CAPÍTULO - 8 - RECOMENDAÇÕES.....	209
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	213

INDICE DE FIGURAS

CAPITULO - 2 -

Figura 2.1 Esquema de VCA [5].....	10
Figura 2.2 Vista explodida de VCA [5].....	11
Figura 2.3 VCA inclinada [5].....	11
Figura 2.4 VCA em forma de cotovelo [5].....	12
Figura 2.5 Válvula de Checagem [11].....	14
Figura 2.6 VCA para controle de sobrepressão [11].....	16
Figura 2.7 Sistema piloto para controle de subpressão [11].	17
Figura 2.8 Sistema piloto com válvulas respectivas [11]....	18
Figura 2.9 Sistema piloto com solenóide [11].....	19
Figura 2.10 Gráfico comparativo [11].....	20
Figura 2.11 Válvula de pilotagem "A" [11].....	21
Figura 2.12 Válvula de pilotagem "B" [11].....	22
Figura 2.13 Válvula de pilotagem "C" [11].....	23
Figura 2.14 Válvula de pilotagem "D" [11].....	23
Figura 2.15 Válvula de checagem [11].....	26
Figura 2.16 Válvula de checagem e de redução de pressão....	27
Figura 2.17 Válvula redutora de pressão com solenóide [5]..	28
Figura 2.18 Válvula redutora de pressão com solenóide [39].	29
Figura 2.19 Foto de válvula de redução e sustentação [39]..	30
Figura 2.20 Foto de válvula de redução e sustentação [39]..	31
Figura 2.21 Válvulas de alívio [5].....	32
Figura 2.22 Válvulas de alívio [39].....	32

Figura 2.23 Válvula de altitude [5].....	33
Figura 2.24 Válvulas de altitude combinada [39].....	34
Figura 2.25 VCA de controle para bombas [5].....	34
Figura 2.26 Posição de Instalação da VCA [5].....	35
Figura 2.27 VCA para controle em bombas [5].....	36
Figura 2.28 Posição de Instalação para VCA de prevenção....	39
Figura 2.29 VCA para altas pressões [5].....	40
Figura 2.30 VCA de controle diferencial de pressão [5].....	41
Figura 2.31 VCA de ação direta [39].....	42
Figura 2.32 VCA de controle de vazão [5].....	43
Figura 2.33 VCA de atuação à excesso de fluxo.....	44
Figura 2.34 Válvulas de controle motorizadao.....	45
Figura 2.35 Esquema hidráulico de controle digital.....	46
Figura 2.36 Fluxograma para o controle digital.....	48
Figura 2.37 Válvulas de controle motorizada no sistema piloto	49
Figura 2.38 Gráfico de perda de carga de VCAs [39].....	51
Figura 2.39 Variação do coeficiente de descarga (perda de carga) com a abertura do obturador.....	52
Figura 2.40 Resposta inadequada de uma VCA para uma onda de pressão.....	51
Figura 2.41 VCA modelo para simulação numérica.....	58

CAPÍTULO - 3 -

Figura 3.1	Volume de controle para método aritmético [48]..	72
Figura 3.2	Matriz de transferência de campo.....	76
Figura 3.3	Singularidade para matriz de transferência de ponto.....	77
Figura 3.4	Rede hidráulica resolvida com a aplicação do méto- do da matriz de transferência.....	78
Figura 3.5	Conduto simples para o método das impedâncias...	80
Figura 3.6	Propagação da onda de pressão na tubulação [49].	84
Figura 3.7	Componente sobre a ação de ondas de pressão [5].	85
Figura 3.8	Esquema de integração para análise de transiente pelo teoria da coluna rígida.....	89
Figura 3.9	Retas características.....	100
Figura 3.10	Esquema de divisão do plano.....	101
Figura 3.11	Malha regular.....	104
Figura 3.12	Malha escalonada.....	104
Figura 3.13	Malha cruzada.....	104
Figura 3.14	Malha com N=2 para regime permanente.....	110
Figura 3.15	Esquema para equação do nó.....	112

CAPÍTULO - 4 -

Figura 4.1	Forças atuantes na VCA.....	127
Figura 4.2	Controlador Proporcional a sinal de rampa.....	131
Figura 4.3	Controlador PI a sinal de rampa.....	132
Figura 4.4	Controlador PD a sinal de rampa.....	133

Figura 4.5 Controlador PID a sinal de rampa.....	133
Figura 4.6 Controlador Proporcional a sinal senoidal.....	134
Figura 4.7 Controlador PI a sinal senoidal.....	135
Figura 4.8 Controlador PD a sinal senoidal.....	135
Figura 4.10 Controlador PID a sinal senoidal.....	136
Figura 4.11 Esquema da ensaio para VCA [28].....	139
Figura 4.12 Esquema de ensaio para VCA em cavitação [28]..	139
Figura 4.13 Bancada para ensaio de válvula borboleta.....	140
Figura 4.14 Bancada para ensaio dinâmico de VCAs.....	141
Figura 4.15 Válvula de carretel horizontal automática.....	142
Figura 4.16 Inspeção da função dinâmica para válvula carretel	147
Figura 4.17 Função dinâmica $F(x)$ e $F'(x)$ para posição de equilíbrio.....	151
Figura 4.18 Diagrama de blocos para modelo linear de teste	153
Figura 4.19 Equação dinâmica sem controlador a sinal senoidal	154
Figura 4.20 Equação dinâmica proporcional a sinal senoidal	154
Figura 4.21 Equação dinâmica integral a sinal senoidal....	156
Figura 4.22 Equação dinâmica derivativa a sinal senoidal..	156
Figura 4.23 Equação dinâmica com PID sinal senoidal.....	157

CAPÍTULO - 5 -

Figura 5.1 Fluxograma para regime transitório.....	162
Figura 5.2 Esquema geral de solução iterativa no instante (t)	164
Figura 5.3 Fluxograma do processo de Newton-Raphson.....	173
Figura 5.4 Esquema para solução defasada de 1. aproximação..	175
Figura 5.5 Esquema para solução defasada de 2. aproximação..	176
Figura 5.6 Esquema de rede hidráulica de simulação.....	177
Figura 5.7 Pressão no nó 7 obtida por diferentes métodos..	179
Figura 5.8 Perda de carga ou posição da haste respectivas as curvas da figura 5.7.....	179
Figura 5.9 Sistema hidráulico para acionamento do servomotor	183

CAPÍTULO - 6 -

Figura 6.1 Pressão no nó 7 para 3 tempos de fechamento de V1	188
Figura 6.2 Respostas da VCA respectivas às curvas de pressão	189
Figura 6.3 Pressão no nó 7 para 3 tempos de visualização..	191
Figura 6.4 Respostas da VCA respectivas para 3 tempos de visualização.....	192
Figura 6.5 Pressão no nó 7 com controlador proporcional...	193
Figura 6.6 Respostas da VCA respectivas com controle proporcional.....	194

Figura 6.7 Pressão no nó 7 com controlador proporcional...	195
Figura 6.8 Respostas da VCA respectivas com controlador proporcional.....	195
Figura 6.9 Pressão no nó 7 com controlador integral.....	197
Figura 6.10 Respostas da VCA respectivas com controlador integral.....	197
Figura 6.11 Pressão no nó 7 com controlador derivativo....	199
Figura 6.12 Respostas da VCA respectivas com controlador derivativo.....	199
Figura 6.13 Pressão no nó 7 com controlador PID.....	200
Figura 6.14 Respostas da VCA respectivas com controlador PID.....	201
Figura 6.15 Pressão no nó 7 na abertura de V1 [37].....	203
Figura 6.16 Respostas da VCA na abertura de V1 [37].....	203

INDICE DE SIMBOLOS

A_o	- área do obturador
A	- ponto no plano (x,t)
a	- celeridade
A_D	- área do diafragma
B	- ponto no plano (x,t)
B	- constante do conduto elástico
C	- ponto no plano (x,t)
C_E, C_D	- constantes no método das características
C_d	- coeficiente de descarga de válvula
D	- diâmetro do conduto
D	- ponto no plano (x,t)
E	- ponto no plano (x,t)
F	- ponto no plano (x,t)
f	- coeficiente de atrito Darcy & Weisbach
f	- frequência (Hz)
g	- aceleração da gravidade
H, H_o	- carga
H_{P_i}	- carga no ponto P da abscissa i no instant t
H_i	- idem ao anterior no tempo $t-\Delta t$
i	- variável de indexação da secção de um conduto
K	- coeficiente de perda de carga singular na válvula manobrável

K_s	- coeficiente de perda de carga singular nos dispositivos não manobráveis
L, L_0	- comprimento do conduto
N	- número de divisões do conduto
P	- ponto no plano (x, t)
Q, Q_0	- vazão
Q_{pi}	- vazão no ponto P da abscissa i no instante t
Q_i	idem ao anterior no tempo $t - \Delta t$
R	- ponto no plano (x, t)
R	- perda de carga no elemento Δx
t	- tempo
t_c, t_f	- tempo de fechamento da válvula
t_{obs}	- tempo de observação
U	- ponto no plano (x, t)
U	- ponto final do tubo = $N+1$
V	- velocidade
x	- abscissa
Z	- cota geométrica
α	- ângulo
γ	- peso específico do líquido
ω	- rotação em rad/s
ρ	- massa específica do líquido
σ	- índice de cavitação
ϵ	- expoente de lei de manobra de válvula
θ	- ângulo de abertura de válvula

- ξ - coeficiente de perda de carga singular
estático
- Δt - intervalo de tempo
- ΔH - perda de carga em (m.c.a.)

COMPORTAMENTO DINAMICO DE VALVULAS DE CONTROLE EM REDES HIDRAULICAS

INDICE DE TERMOS

Eno ou elemento: Componente qualquer de uma Rede hidráulica .

Ex: válvula, bomba, turbina, tubo, reservatório, chaminé de equilíbrio.

Rede: Conjunto de Enos associados de modo lógico através de Nós.

Nós: Extremos de um eno.

Regime Permanente: É o estado de equilíbrio hidráulico de uma rede. As variáveis de estado (carga e vazão) não variam com o tempo em qualquer posição da rede.

Regime Transitório: É o conjunto de estados entre dois intervalos (inicial e final) de regime permanente, e que resulta de uma ação (manobra) em algum eno da rede Ex: válvula , bomba.

Regime Oscilatório: Corresponde ao estado não permanente provocado por manobra oscilante.

Manobra: Ação sobre enos da rede, que provocam alteração do regime permanente.

ENOS típicos:

1. Tubo : Eno que permite o transporte de líquido na rede.
2. Reservatório : Eno que acumula o líquido na rede.
3. Válvula : Eno que permite controlar a vazão na rede.
4. Bomba : Eno que transfere energia hidráulica para o fluido

CAPÍTULO - 1 - APRESENTAÇÃO

A instalação de válvulas de controle em redes hidráulicas requer um estudo que visa garantir uma condição de controle ou regulação na rede hidráulica . Este estudo engloba necessariamente uma análise tanto estática quanto dinâmica para possibilitar a correta compatibilização da válvula de controle a ser instalada, com a rede hidráulica. Isto torna-se necessário pois válvulas de controle automático podem induzir transientes involutários e ressonância, causando consequências a rede toda.

O comportamento dinâmico dessas válvulas de regulação é sensivelmente influenciado pelas manobras que ocorrem na rede hidráulica , havendo assim, necessidade de adequá-las à instalação. Isto significa que estamos interessados não somente nas características resistivas impostas em regime permanente , mas no resultado de seu dinamismo durante transientes em instalações.

Para se verificar a compatibilidade entre uma válvula de controle automático (VCA) e a rede hidráulica na qual esta irá ser instalada, apresentamos um método de cálculo que simula o escoamento na rede hidráulica em conjunto com o comportamento de válvulas de controle automático e demais componentes tanto em regime permanente quanto em transitório.

Este método de cálculo divide-se em dois procedimentos, um em que se simula o escoamento de fluido unidimensionalmente para a rede hidráulica, e o outro em que se simula a mecânica da VCA. Na resolução do escoamento na rede hidráulica existe a interação do cálculo do escoamento com o cálculo do comportamento da válvula de controle automático (VCA)

Para solução do escoamento unidimensional resolve-se as equações básicas da mecânica dos fluidos, a da continuidade e a da quantidade de movimento considerando-se os efeitos de inércia e elasticidade. Este método comumente chamado de "elástico" baseia-se na integração numérica das equações diferenciais parciais básicas, que caracterizam o escoamento do fluido. A aplicação deste método é efetuada transformando as equações diferenciais parciais em equações ordinárias através das quais se analisa o escoamento tanto em regime permanente como transitório. Esta transformação de equações parciais em ordinárias é feita pelo *metodo das características MOC*, cruzado ou regular.

Para a mecânica da válvula de controle automático utiliza-se a equação que a governa, ou seja a equação do movimento dinâmico do obturador, que em conjunto com a equação advinda do modelamento do escoamento resolve a condição de contorno.

O modelo desenvolvido é passível de nos apresentar uma solução precisa em poucos minutos, permitindo uma grande versatilidade. A esta versatilidade se acrescenta a possibilidade de controle de redes hidráulicas em tempo real também através de válvulas motorizadas.

Os tipos de válvulas de controle automático, e as necessidades que fabricantes devem satisfazer, no intuito de fornecer aos projetistas dados adequados para a correta instalação dessas válvulas nas redes é ressaltado como passo importante ao real dimensionamento do problema.

Além disso são propostas e testadas algumas maneiras de se representar as parcelas relativas a ação hidráulica na válvula. Utilizamos um controlador do tipo PID (Proporcional, Integral e Derivativo) para representar o sistema piloto dessas válvulas de controle. São realizadas, assim, várias simulações onde se verifica as diferenças existentes entre o controle ótimo e o controle obtido com as válvulas de controle automático comerciais.

O capítulo 2 é uma revisão do funcionamento das válvulas de controle automático que existem no mercado. Os diferentes tipos são apresentados, e discute-se o funcionamento dos mesmos e de seu sistema piloto, evidenciando-se as diferenças constatadas. É apresentado ainda o modelo de VCA que iremos adotar como enfoque matemático. Enfatiza-se a possibilidade digital de controle, com o uso de válvulas motorizadas (VCM).

No capítulo 3 descrevemos os métodos utilizados para se analisar transientes hidráulicos. Os métodos numéricos, em específico o método das características, são realçados para se resolver as equações regentes e básicas da mecânica dos fluidos. Introduzimos a equação do nó, que é a base para simulação dessas redes com elementos dinâmicos.

No capítulo 4 são propostos as equações para se simular válvulas de controle em redes hidráulicas. São discutidos os modelos para simulação e fazemos testes respectivos aos mesmos. Além disso discute-se as necessidades de se realizar aferições em ensaios com esses elementos. São apresentados algumas bancadas de ensaios para possibilitar esse fato.

No capítulo 5 discute-se as formas como resolver a condição de contorno VCA ou VCM. São realizadas comparações entre as formas possíveis e apresentadas as soluções explicitamente.

No capítulo 6 realizamos simulações teste com uma rede hidráulica didática. Estas simulações mostram as dificuldades que existem, quando se pretende controlar uma variável de interesse.

O capítulo 7 trata das principais conclusões do trabalho.

O capítulo 8 mostra as recomendações que os engenheiros devem ter ao simular esses sistemas dinâmicos, em conjunto com o método das características.

Os objetivos dessa dissertação consistem na apresentação de modelos testados e seus respectivos resultados além de constituir um ponto de partida para demais investigações nessa área. Não se pretende validar um modelo único, mas apenas sugerir modelos capazes de representar válvulas de controle em instalações hidráulicas. Esperamos que esse trabalho seja de interesse prático e sirva como referência para estudos posteriores envolvendo válvulas de controle automático e controle motorizado.

CAPÍTULO - 2 - O FUNCIONAMENTO DAS VÁLVULAS DE CONTROLE

Neste capítulo fazemos um apanhado geral das válvulas automáticas comerciais existentes no mercado e analisamos o seu funcionamento. Descrevem-se quais as necessidades que uma válvula de controle automático deve satisfazer e as informações que os fabricantes devem prover os usuários, no sentido de garantir uma correta instalação do equipamento. A possibilidade de controle digital de redes hidráulicas, por meio de sistemas dedicados e válvulas motorizadas, é enfatizado. O modelo de válvula de controle automático que consideramos para desenvolvimento também é mostrado. Os sistemas pilotos de válvulas de controle têm seu funcionamento descrito. Procurou-se adaptar o modelo de um controlador do tipo proporcional, integral e derivativo (PID ao modelo da válvula automática, para simularmos os diferentes sistemas piloto.

2.1 ASPECTOS GERAIS DE REGULACAO

Válvulas de regulação de diversos tipos têm sido usadas em instalações hidráulicas com o intuito de se preservar a integridade dos componentes das mesmas , tais como tubulações , bombas e demais acessórios. Além desse objetivo de proteção de equipamentos somam-se as necessidades de controle de fluxo para a rede que podem ser satisfeitas com o uso adequado de diversas válvulas de controle hidráulico. Nesses campos destacam-se :

- a.) Válvulas de controle de nível em torres de água.
- b.) Válvulas de retenção.
- c.) Válvulas de controle de bombas.
- d.) Válvulas sustentadoras de pressão.
- e.) Válvulas limitadoras de vazão.
- f.) Válvulas de controle remoto elétrico.
- g.) Válvulas de controle (aberto/fechado) hidráulico.
- h.) Válvulas reguladoras de pressão.
- i.) Válvulas reguladoras de vazão.
- j.) Válvulas de controle digital - motorizado (VCM)

Na utilização destes tipos de válvulas deve-se observar a correta instalação das mesmas na rede em que deve ser efetuado a ação de controle desejada. As manobras dos elementos de uma rede hidráulica, comumente, tais como acionamento de bombas, abertura e fechamento de válvulas induzem condições transientes. Esse transiente induzido deverá ser reconhecido pela válvula de controle instalada em qualquer localização da rede. Sua ação de regulação deverá ser adequada para garantir a condição de controle desejada.

A válvula deverá assim ser projetada não apenas para responder a solicitação em regime permanente (equilíbrio quasi-estático), mas também em regime transitório, de modo dinâmico, e em tempo real. Para isso todos os aspectos geométricos, dimensionais e de controle devem ser cuidadosamente observados pelos projetistas, para que se instalem válvulas adequadas à operação desejada na rede.

Todos os componentes de uma válvula de regulação: as cavidades, tubos do sistema de controle e medição e componentes dinâmicos como molas e diafragmas devem ser compatíveis com a ação de controle almejada durante transientes em redes hidráulicas.

2.2 FUNCIONAMENTO DE VALVULAS DE CONTROLE AUTOMATICO

Por simplificação podemos dividir as válvulas de controle quanto a dois tipos de classificação:

- a.) quanto ao tipo de acionamento
- b.) quanto ao tipo de controle , ou seja a variável de estado controlada.

Quanto ao tipo de acionamento as válvulas dividem -se em dois grupos:

- 1.) Válvulas de controle automático (VCA).
- 2.) Válvulas de controle motorizado (VCM).

Com relação a variável de estado controlada podemos ter válvulas :

- 1.) de controle de vazão
- 2.) de controle de pressão a montante H_1
- 3.) de controle de pressão a jusante H_2
- 4.) de diferença de pressão $\Delta H = H_2 - H_1$

As válvulas de controle automático (VCA) comparam a variável de fluxo controlada , com um valor estabelecido através de um diafragma elástico, que está ligado a uma mola cuja tensão está ajustada a esse valor. A figura 2.1 nos mostra o esquema de um tipo de VCA onde se encontram o diafragma e a mola de pré-tensionamento.

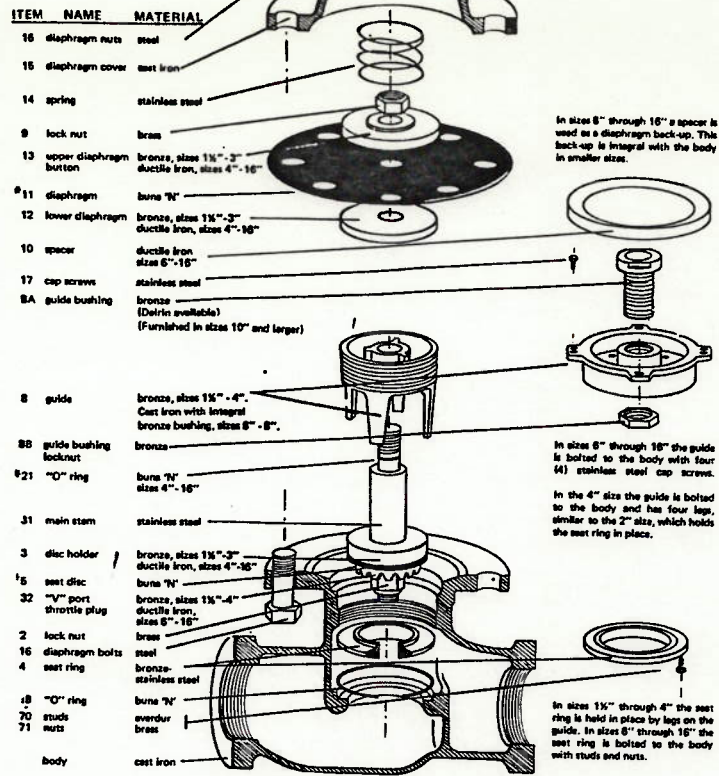


Figura 2.2 Vista explodida de VCA [5]

Existem casos em que a posição do conjunto de acionamento da haste do obturador e a respectiva câmara dupla se localizam em posição inclinada como mostra a figura 2.3.

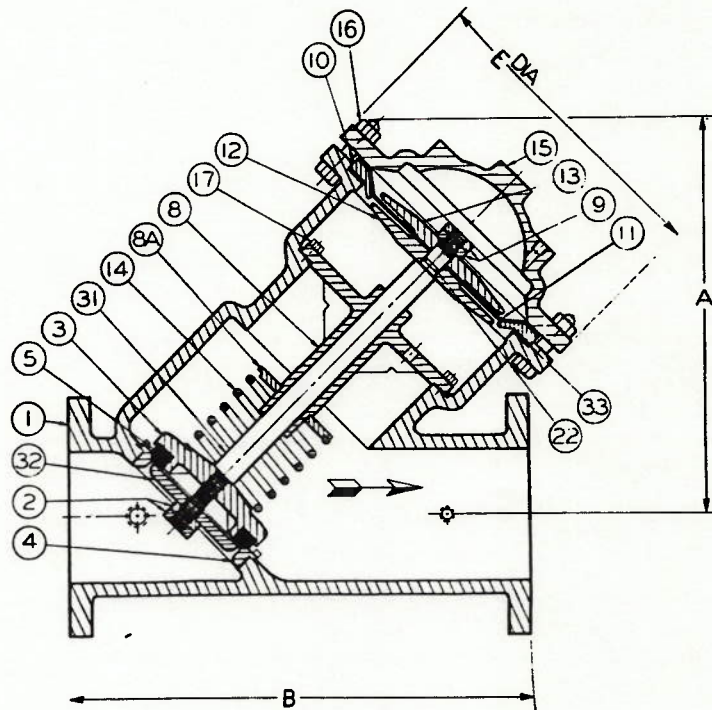


Figura 2.3 VCA inclinada [5]

Ou ainda válvulas que podem servir de cotovelo , com a haste colocada totalmente na horizontal. Isto pode ser visto na figura 2.4.

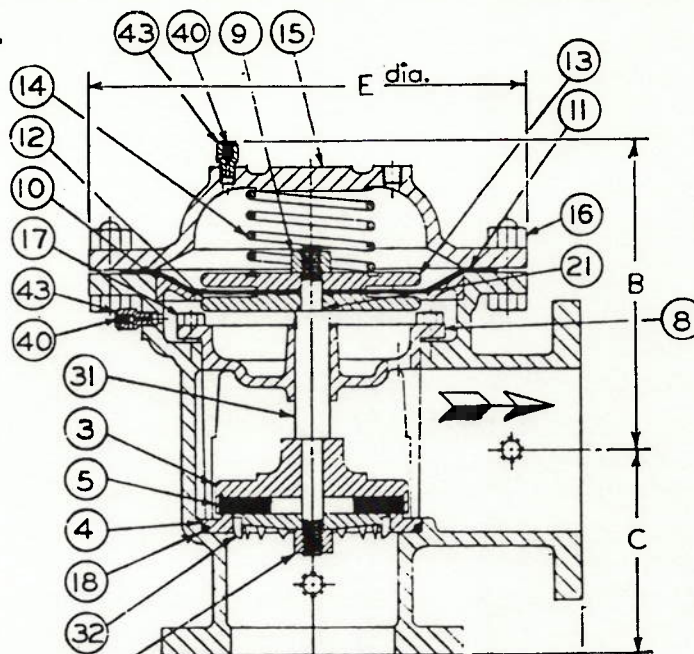


Figura 2.4. VCA em forma de cotovelo [5]

2.3 O SISTEMA PILOTO : CONTROLADOR DA VCA

Um sistema piloto liga a panela ou câmara , onde se localiza o diafragma , à tubulação. A concepção deste tipo de sistema piloto deve ser adequada ao tipo de controle proposto. Esses sistemas pilotos de controle são compostos , no caso de válvulas automáticas (VCAs) mecânicas, de um conjunto de tubos e, também, válvulas de controle automático menores. Essas válvulas de controle que se localizam nestes sistemas piloto funcionam sob o princípio descrito anteriormente e têm justamente, a finalidade de ajustar o tipo de resposta da válvula matriz.

Estes sistemas de controle mensuram a variável de estado e provocam o preenchimento das cavidades da câmara da válvula matriz com fluido sob pressão. Este movimento ocorre no sentido de anular o erro entre o valor medido e o desejado. Essa ação do obturador deverá ser compatível com as forças hidráulicas instáveis que solicitam a válvula.

A VCA constitui-se em um sistema isolado, que deve, mecanicamente assegurar a condição de controle pré-estabelecida. A geometria da válvula de controle automático, que engloba orifícios para passagem de fluxo e o volume das cavidades da câmara, juntamente com as características do sistema piloto são dependentes do tipo de manobra a ser executada em uma rede hidráulica.

O sistema piloto é particular ao tipo de válvula de controle, ligando-se de um ponto no interior da válvula matriz às cavidades onde se localiza o diafragma. Para proporcionar uma operação adequada o sistema piloto deve permitir rápidos movimentos da haste do obturador. Estes movimentos em alta velocidade significam também acelerações e reduções bruscas, intercaladas com cursos amortecidos. Percebe-se assim, que um sistema piloto geral é em virtude desses fatos muito difícil de ser concebido. Fisicamente o sistema piloto, e conseqüentemente a válvula matriz não consegue realizar um controle ideal, mas apenas limita uma faixa para a variável controlada.

É claro, porém, que essa faixa deve estar dentro dos limites impostos pelo desejo do usuário.

O exemplo da figura 2.5 mostra uma válvula com haste horizontal que tem a função de antecipar sua ação no sentido de atenuar uma onda de pressão indesejada.

Trata-se de uma válvula de prevenção contra pressão inadequada. Nesta observamos os componentes de seu sistema piloto.

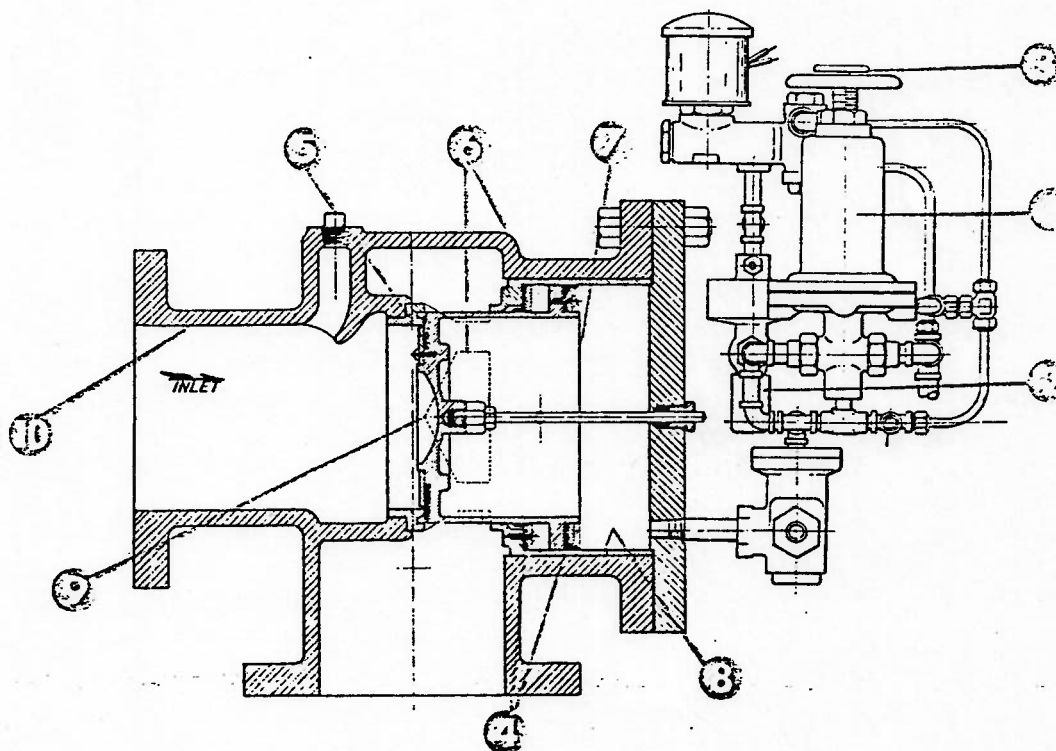


Figura 2.5. Válvula de checagem [11]

A válvula 1 possibilita uma abertura rápida quando a linha está sob pressão subnormal ou sobrenormal.

A válvula 2 possibilita uma ajustagem do tempo de parada na posição aberta antes do fechamento para dissipação total da carga como publicado pela GOLDEN ANDERSON [11]. A válvula de regulação 3 controla o tempo de fechamento.

O sistema de controle mostrado também pode ser colocado remotamente para facilitar a operação e regulagem .

Essa válvula de resposta antecipada deve se abrir imediatamente no caso de sobrepressão na linha, dissipando-a para a atmosfera. Esta abertura é imediata e é realizada por uma válvula solenóide de pilotagem. No caso de subpressão pode-se acertar o mesmo tipo de ação.

O sistema de controle prevê ajustagem de tempo de fechamento para dissipar totalmente a sobrecarga. Esta regulagem de velocidade é alcançada pelo uso de uma válvula de regulagem manual.

2.3.1 Exemplos de Respostas Possíveis para um Sistema de Controle:

Pode-se utilizar variações do sistema de controle para um determinado tipo de ação:

2.3.1.1 Controle de sobrepressão:

A figura 2.6 mostra o esquema de um sistema extremamente simples de proteção contra pressões elevadas.

Com este é possível se obter aberturas rápidas para dissipação de carga e fechamentos lentos, em velocidades ajustáveis depois que a pressão na linha já se encontra nos níveis normais, de acordo com as instruções da GOLDEN ANDERSON [11]. A válvula "D" do sistema piloto permite a regulagem da pressão de controle.

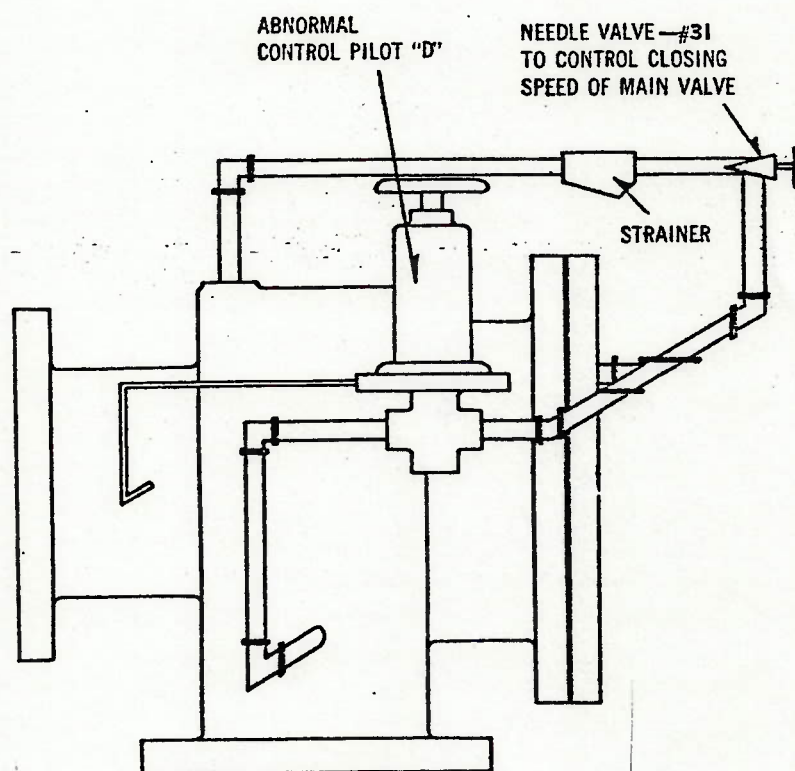


Figura 2.6 VCA para controle de sobrepressão [11]

2.3.1.2 Controle de subpressão:

Mudando-se o sistema de controle pode-se evitar que ocorram subpressões na linha.

A ação básica consiste na abertura da válvula de controle automático (VCA) quando ocorrerem subpressões. Esta abertura, para dissipação de subpressão também deve ser rápida. Existem dispositivos que permitem que a válvula (VCA) permaneça na posição totalmente aberta durante determinado período de tempo para permitir fluxo reverso. A figura 2.7 mostra o sistema piloto adequado a este tipo de controle. Note que as opções de operação do sistema de controle limitam-se a tempos de parada e tempos de movimentação do obturador das posições totalmente aberta para totalmente fechada. A válvula "C" permite a regulação da pressão e a válvula "B" permite a regulação dos tempos de parada.

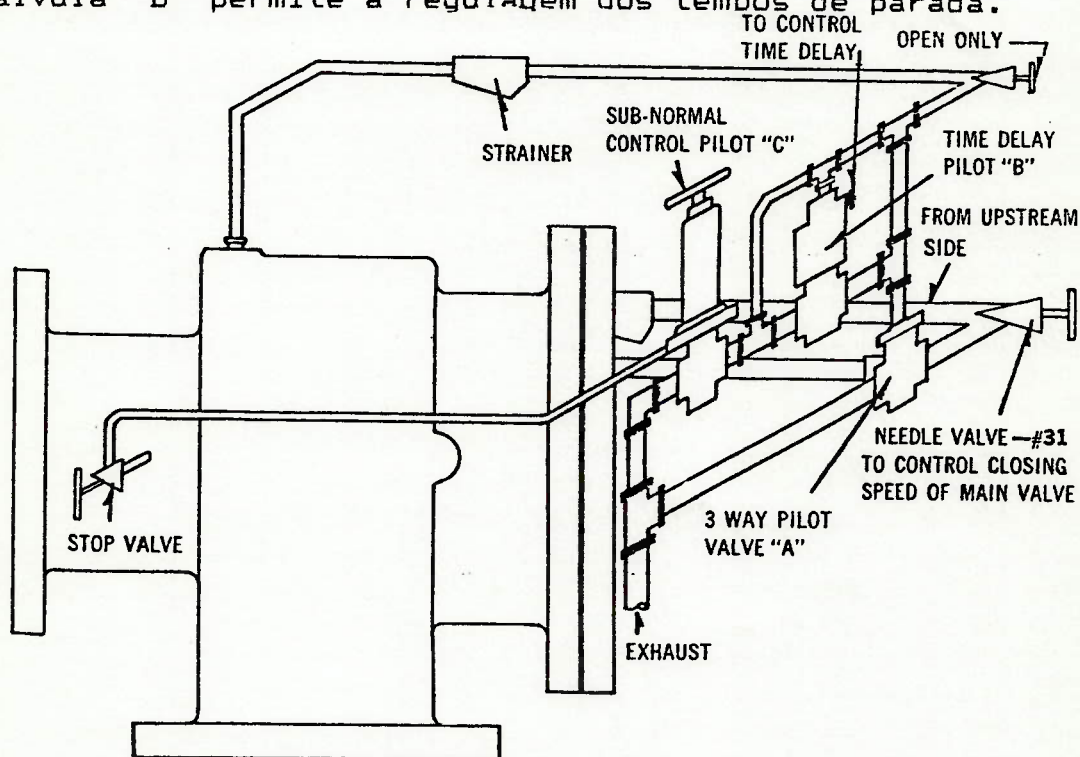


Figura 2.7 Sistema piloto para controle de subpressão [11]

2.3.1.3 Controle de sobrepressão e subpressão:

Este tipo de controle é usado normalmente em conjunto com bombas, quando não é possível a utilização de válvulas pilotadas por solenóide. Da mesma maneira que as anteriores este tipo de válvula, com este tipo de sistema piloto deve abrir a uma determinada sobrepressão dissipando-a à atmosfera e fechando suavemente após restaurada a pressão normal de acordo com os critérios da GOLDEN ANDERSON [11]. Deve também se abrir rapidamente sob subpressão, permanecer nesta posição durante determinado período e fechar logo em seguida. O sistema piloto é provido de válvula que ajusta as pressões controladas "C" e "D", tempos de parada na posição aberta "B" e velocidade de fechamento "E". Na figura 2.8 demonstra-se o sistema piloto e as válvulas que possibilitam as alternativas de regulação.

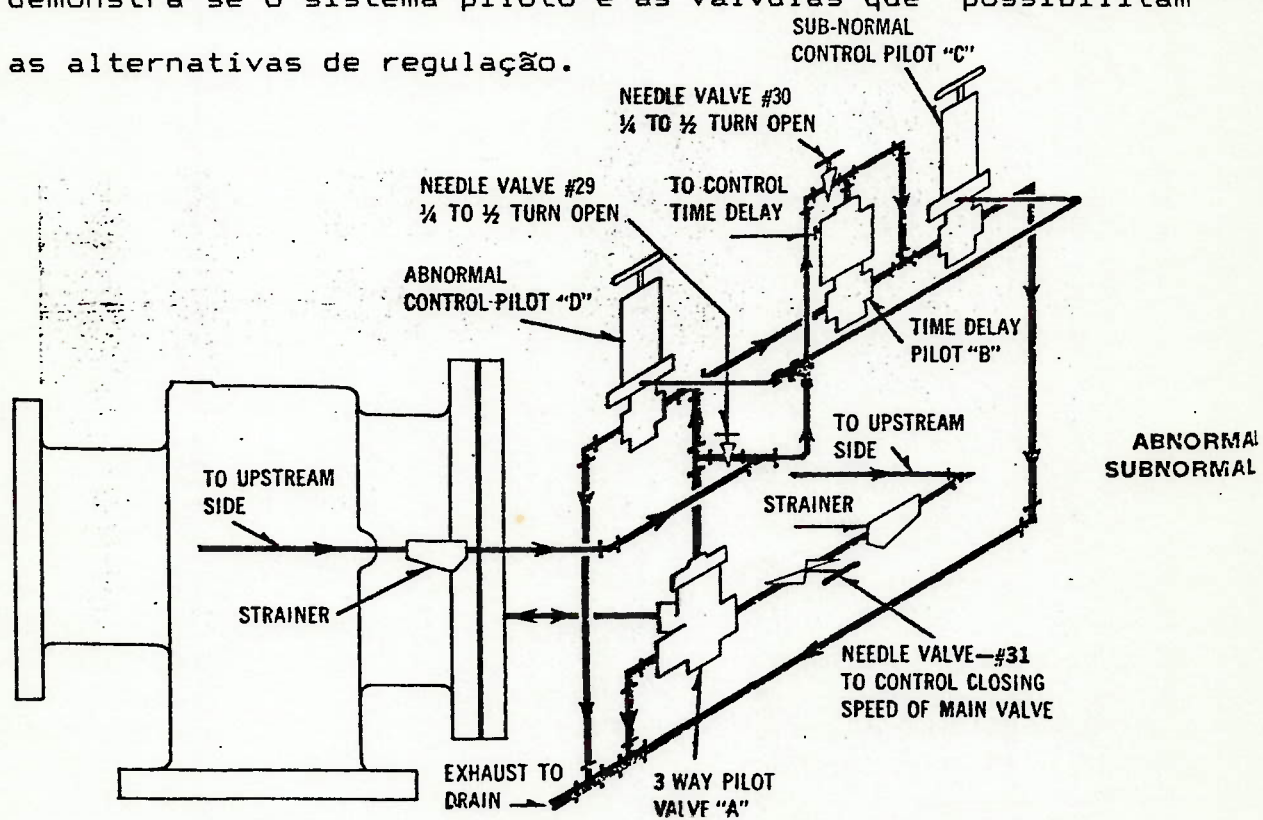


Figura 2.8 Sistema piloto com válvulas respectivas [11]

2.3.1.4 Controle de subpressão e sobrepressão com solenóide :

Este tipo de sistema piloto têm a mesma função do descrito anteriormente com a alternativa ainda de providenciar sua rápida abertura no caso de falta de energia elétrica ou queda da bomba. O sistema derivado do anterior é mostrado na figura 2.9.

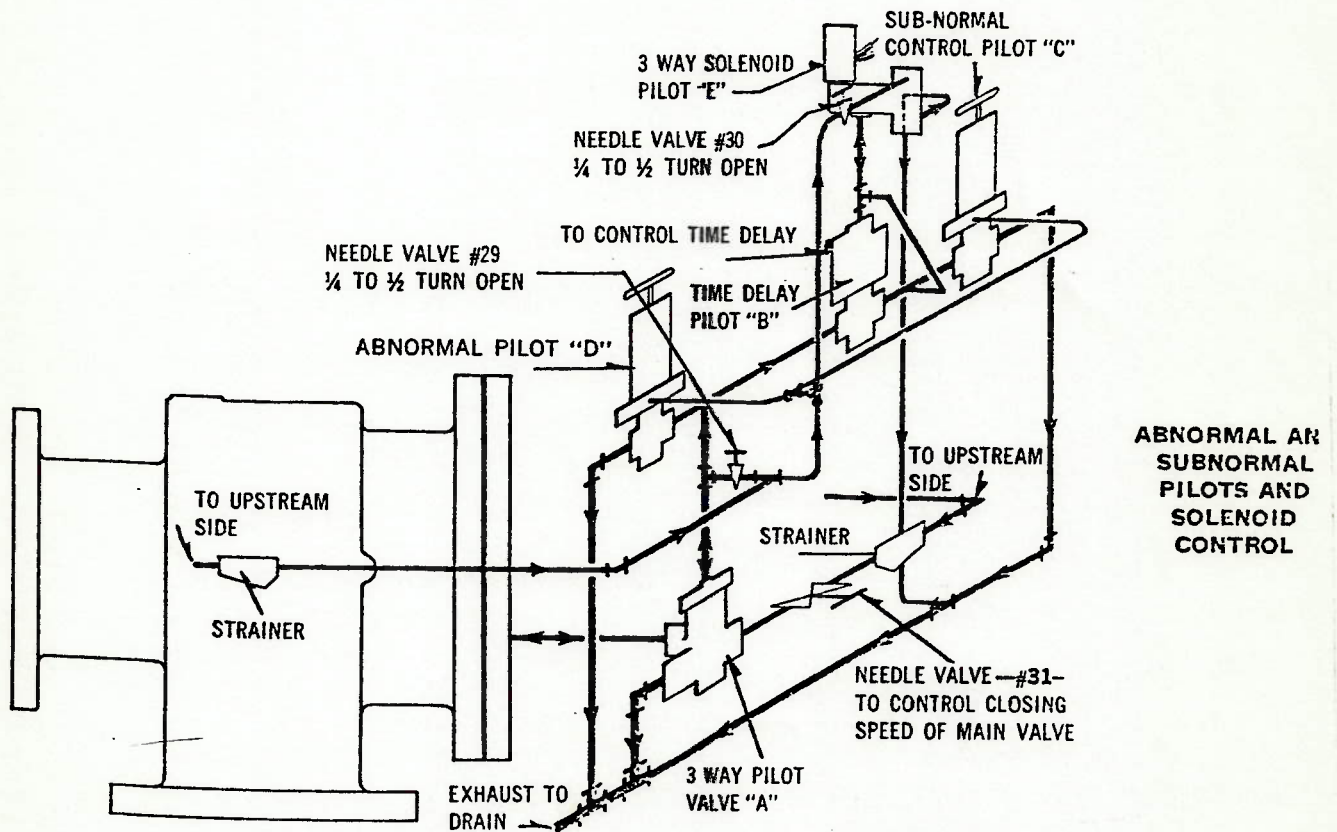


Figura 2.9 Sistema piloto com solenóide [11]

2.3.1.5 Garantia da Ação de Controle:

Como se percebe pelas descrições , apesar da complexidade dos sistema piloto , o nível de controle não é totalmente satisfatório, pois possui limitação dependente da própria física do processo. A ação pode ser eficaz dentro de certos limites como nos mostra o gráfico da figura 2.10 . Neste são apresentadas duas curvas . A primeira apresenta um pico e representa uma medição genérica anterior a instalação de uma VCA de dissipação de carga. A segunda curva mostra a ausência deste pico indesejável com a instalação da VCA. Note que a oscilação posterior foi também atenuada, mas existiu maior subpressão nos instantes iniciais. Este gráfico mostra que a ação consegue apenas evitar uma inconveniência (pico) , mas não mantém a pressão constante (igual ao estado inicial) durante a duração da onda , como seria de se idealizar.

BEFORE — Black line shows surge before installing GA Surge Arrestor Valve.
AFTER — Blue line shows pressure curve after installing GA Surge Arrestor Valve.

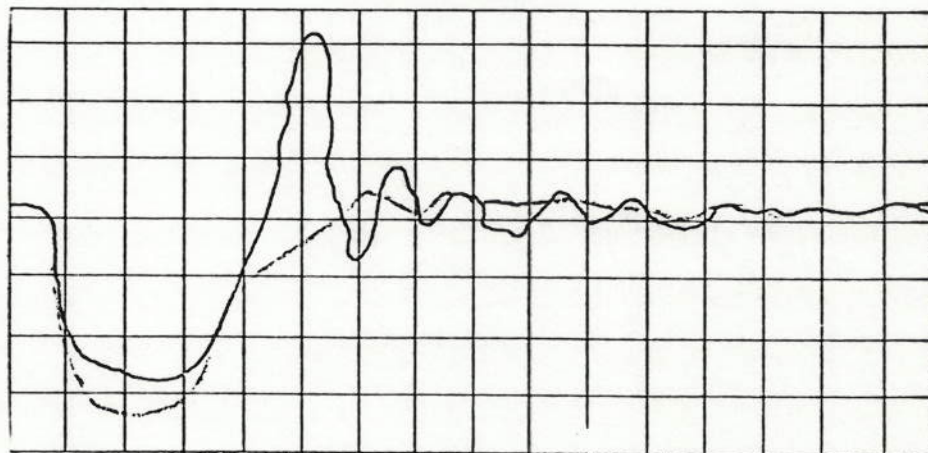


Figura 2.11 Gráfico Comparativo [11]

2.3.1.6 Composição do Sistema Piloto:

O sistema piloto de controle completo é composto, neste caso exemplificado, por quatro válvulas de controle, e 3 válvulas de regulação fixa. A figura 2.11 representa a válvula "A" de pilotagem em três caminhos que permite escoamento de fluido para o topo do pistão da válvula para fechá-la, ou permitindo escoamento do topo do pistão quando em posição reversa. Não requer ajustes.

3 WAY PILOT "A"

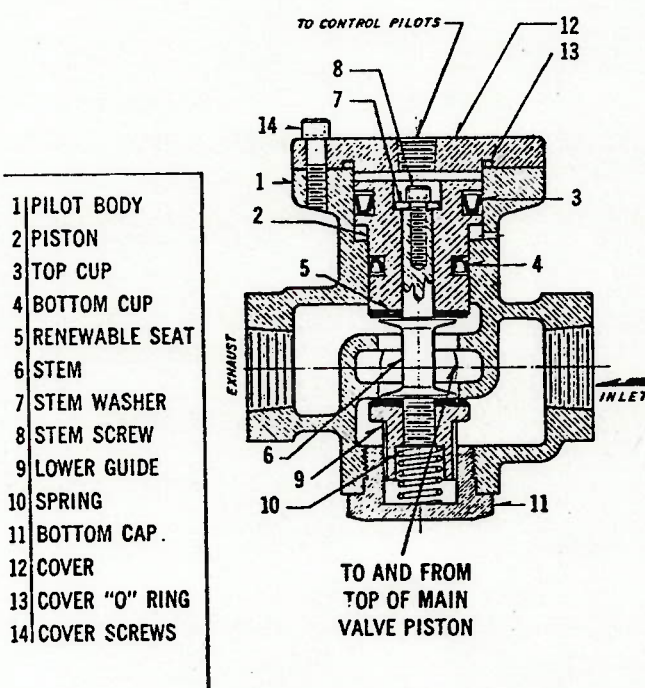


Figura 2.11 Válvula de Pilotagem "A" [11]

A figura 2.12 mostra a válvula de regulação de tempo de parada "B" na posição totalmente aberta.

Um parafuso pode ser girado no sentido horário para aumentar o tempo de parada ou no sentido anti-horário para diminuir o tempo de parada sendo travado em operação.

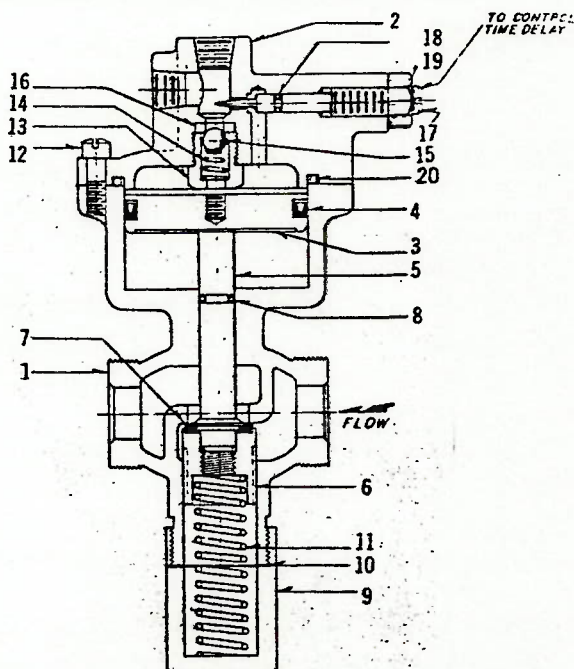
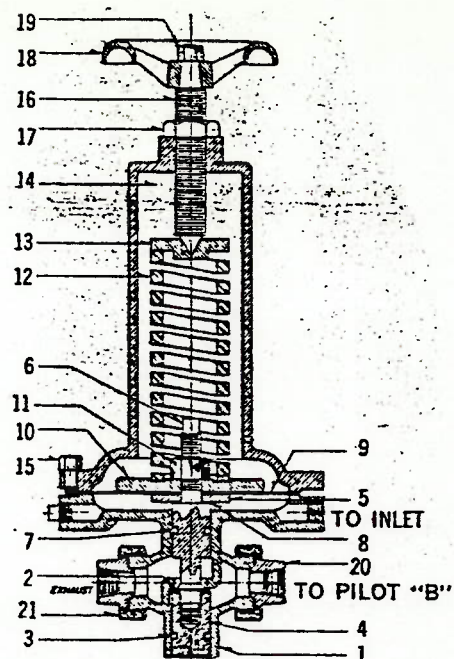


Figura 2.12 Válvula de Pilotagem "B" [11]

A figura 2.13 mostra a válvula de regulagem de subpressão "C". A roda ajusta o tensionamento da mola, o que modifica os valores das subpressões a serem controladas. Quanto mais tensionada a mola maior a subpressão controlada.

A figura 2.14 mostra a válvula de regulagem da sobrepressão "D". Do mesmo modo da anterior quanto mais tensionada a mola maior a sobrepressão regulada. Tanto "D" quando "C" possuem travas de posição.



SUBNORMAL PILOT "C"

Figura 2.13 Válvula de Pilotagem "C" [11]

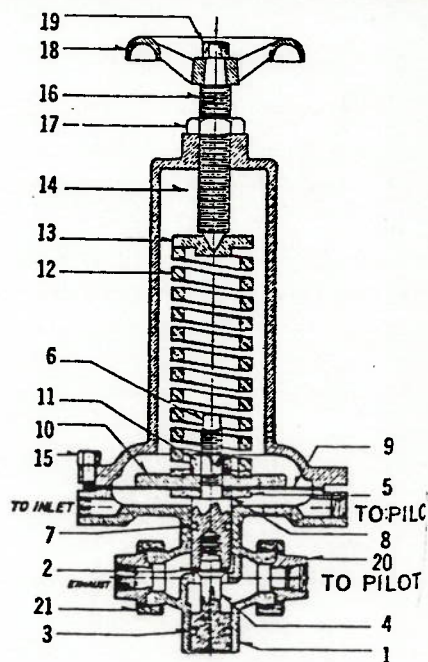


Figura 2.14 Válvula de Pilotagem "D" [11]

2.3.1.7 Sequência de Operação em Caso de Sobrepressão:

Neste caso a válvula "D" irá se abrir e descarregará fluido no topo do pistão da válvula de pilotagem "A", o que provocará uma abertura imediata e rápida do obturador da válvula matriz durante o período de sobrepressão na linha. Assim que a pressão na tubulação retornou aos níveis normais requeridos, a válvula inicia seu ciclo de fechamento, que é controlado pela válvula "E" de regulagem fixa. Note que para a válvula matriz composta com o sistema completo de regulagem a sequência de parada está em curto. Isto permite dizer que um sistema piloto único possibilita vários tipos de resposta a um sinal de entrada, dependendo da ajustagem de seus componentes. A sua ação assemelha-se a de um controlador PID.

2.3.1.8 Sequência de Operação em Caso de Subpressão:

Se a pressão sobre o diafragma da válvula "C" cai abaixo do estabelecido pela pressão exercida pela mola esta válvula irá se abrir descarregando água do topo da válvula piloto "A", através da válvula piloto de temporização "B" para o dreno atmosférico. A válvula piloto "A" fecha sua porta de potência superior e abre a porta de exaustão permitindo à válvula matriz abertura total. A válvula de temporização "B" move-se para sua posição de fechamento total vagarosamente de acordo com o tempo ajustado.

Quando a válvula "B" se fecha por completo e quando a linha da tubulação entra nas condições normais de pressão, a válvula "C" se fecha e ao fluido é admitido para o topo do pistão da válvula piloto "A" através da válvula de regulagem fixa "F". A porta de exaustão se fecha e a porta superior se abre. A velocidade de fechamento da válvula matriz pode ser controlada pela válvula "E".

2.4 TIPOS DE VALVULAS DE CONTROLE AUTOMATICO

Todas as válvulas encontradas no mercado podem ser enquadradas na classificação quanto a variável de estado controlada. Basicamente as válvulas de controle automático (VCAs) baseiam seu controle sobre duas variáveis de estado gerais: a pressão $H(t)$ ou a vazão $Q_{PE}(t)$.

2.4.1 Válvulas de controle automático comerciais baseadas no controle de pressão:

2.4.1.1 Válvula Redutora de Pressão e Checagem:

Este tipo de válvula é desenhada para proporcionar uma regulagem de pressão precisa e provocar fechamento quando a pressão externa é maior que a pressão interna. A figura 2.15 mostra a válvula descrita.

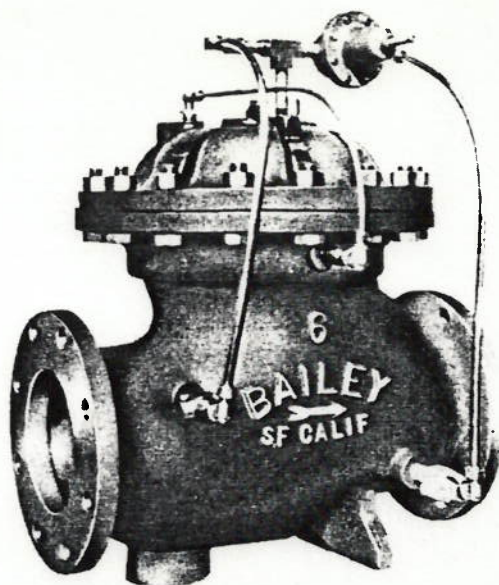


Figura 2.15 Válvula de checagem [5]

Para se trocar as faixas de aplicabilidade o usuário deve apenas trocar a mola da válvula piloto do sistema de controle, de acordo com as orientações do fabricante CHARS M.BAILEY [5]. Trata-se de uma válvula de controle de pressão à jusante. Ela fica em posição normalmente aberta e se fechará mantendo a pressão mínima a montante quando o ponto ajustado é alcançado.

A ação de checagem é realizada por um tubo que conecta o montante da VCA com o topo da cavidade do diafragma como se observa na figura 2.15. Uma válvula de checagem está instalada nesta linha permitindo fluxo do montante da válvula para o topo da cavidade do diafragma apenas. Quando ocorre reversão de pressão essa conexão descrita permite o fechamento da válvula. Em condições normais de fechamento, a pressão sobre o diafragma provoca a força de fechamento.

A VCA possui ainda seções em V para garantir o controle em baixas vazões. O sistema de controle é de ação direta, com a mola, e orifícios de ajustagem de pressão, tempo.

A figura 2.16 mostra também uma válvula redutora de pressão e prevenção contra fluxo reverso conforme as especificações do fabricante ROSS [39]. Note que esta válvula possui um sistema piloto semelhante ao apresentado na figura 2.15, composto por uma VCA base de ação direta.

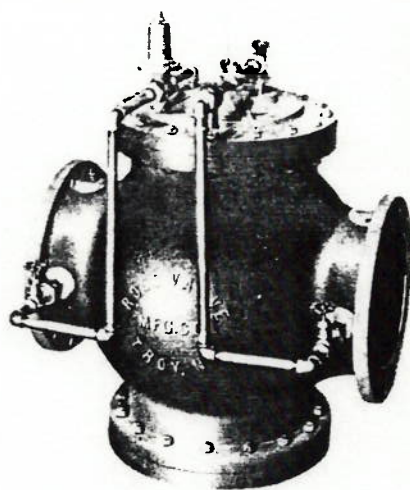


Figura 2.16 Válvula de checagem e de redução de pressão [39]

2.4.1.2 Válvula Redutora de Pressão com Dispositivo Solenóide

Este tipo de válvula pretende proporcionar regulagem de pressão a jusante, abertura e fechamento também com controle elétrico. A mola da válvula do sistema piloto define as faixas de aplicabilidade para a pressão de controle a jusante. Esta válvula pode ser vista na figura 2.17.

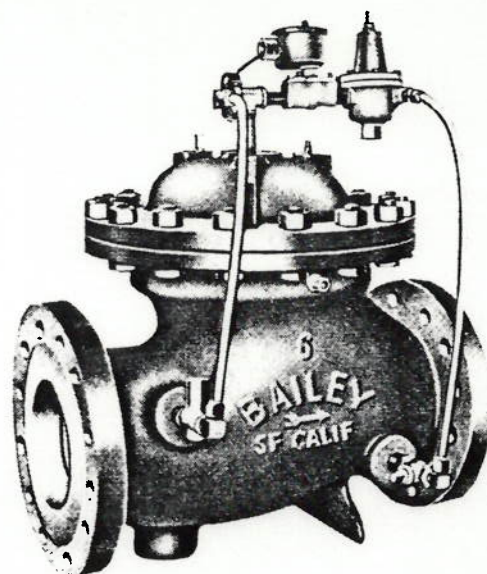


Figura 2.17 Válvula redutora de pressão com sonelóide [5]

Permite-se que se opere em posição normalmente aberta ou fechada se energizada. A VCA também é atuada por diafragma e pela pressão interna coletada diretamente pelo sistema piloto. Pode-se prover seu sistema piloto com uma válvula motorizada.

A válvula piloto permanece em posição de abertura e se fecha quando a pressão a jusante se iguala a força exercida pela mola, localizada acima do diafragma. A operação adequada mantém apenas a pressão a jusante permanente, independentemente das variações de pressão à montante.

Da mesma maneira ROSS VALVES em [39] também satisfaz essa faixa de válvula com um tipo semelhante ao apresentado na figura 2.17. Esta VCA da figura 2.18 mostra a válvula automática do sistema de controle acoplada com o dispositivo solenóide de regulação.

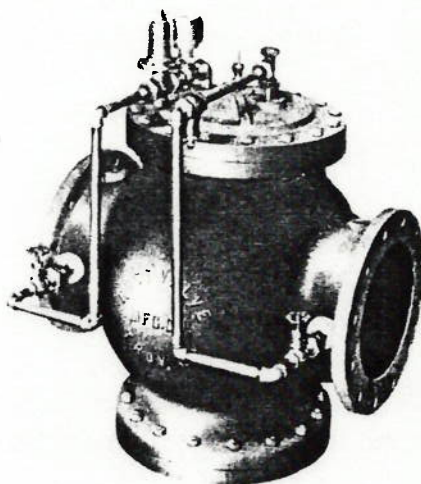


Figura 2.18 Válvula redutora de pressão com solenóide [39]

2.4.1.3 Válvula de Redução e Sustentação de Pressão:

Este tipo de válvula deve regular a pressão a jusante e manter a pressão a montante em um valor especificado. Se a pressão a montante cair abaixo do valor ajustado a VCA entrará em curso de fechamento.

A figura 2.19 mostra a foto da VCA. Em comparação com a figura 2.17 nota-se a existência de mais uma válvula piloto.

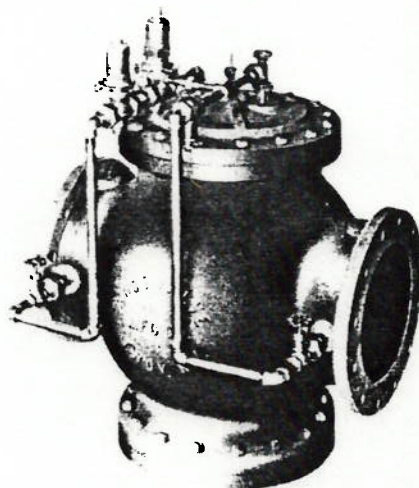


Figura 2.19 Foto de Válvula de Redução e Sustentação [39]

A válvula piloto que provoca o controle para a redução de pressão esta em posição normalmente aberta, e se fecha quando a pressão a jusante abaixo do diafragma, se iguala à força da mola exercida na parte superior do diafragma. Contudo esta ação é modulada , durante o fluxo, nas posições aberta ou fechada.

Neste tipo de VCA existe outra válvula piloto que permanece aberta se a pressão interior for maior que a pressão ajustada para controle. Quando a pressão interna decresce para o valor de sustentação ajustado, a válvula piloto se fecha , permitindo assim o fechamento da válvula

VCA matriz. O tipo de ajustagem dos valores desejados também se faz por meio de parafusos de regulagem.

A figura 2.20 mostra um tipo similar de VCA que deve ser instalada entre uma região de pressões diferentes para controlar a descarga da região de pressão superior para a inferior. Deverá atuar como limitadora de pressão na região de baixa pressão e ao mesmo tempo prevenir sobrepressão na região de alta pressão.

**PRESSURE REDUCING, BACK PRESSURE
AND CHECK**

Hydraulic Control

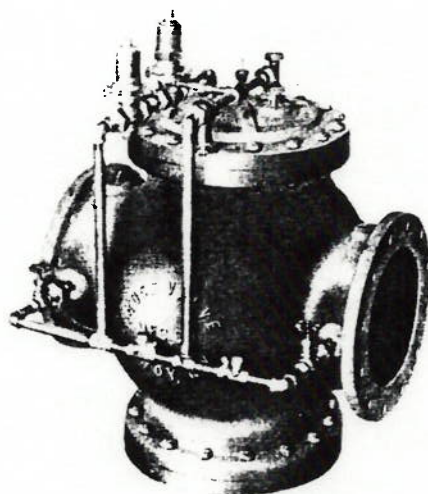
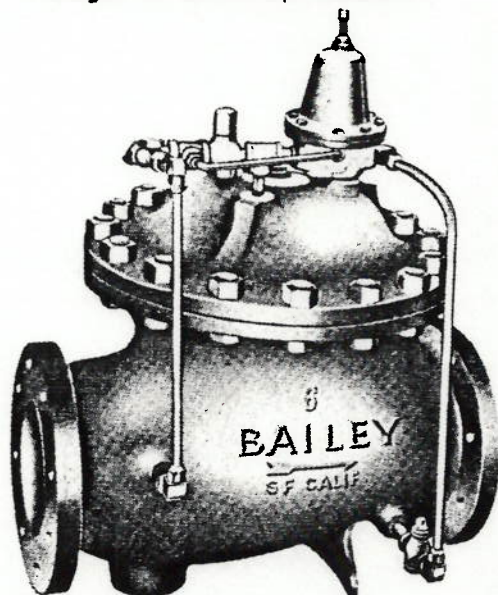


Figura 2.20 Foto de Válvula de Redução e Sustentação [39]

2.4.1.4 Válvulas de Alívio de Pressão:

Este tipo de VCA esta exemplificado na figura 2.21. O seu sistema piloto reage a sobrepressão.



Figuras 2.21 Válvulas de alívio [5] 2.22 [39]

O objetivo deste tipo de VCA, comandada por pressão, é o de manter estaticamente uma pressão à montante desejada, aliviando os excessos. O tipo mostrado aqui pode apenas avaliar sobrepressões .

2.4.1.5 Válvulas de Altitude:

Estes tipos de válvulas são projetadas apenas para controlar os níveis de tanques e reservatórios. Isto é feito pela sensibilidade da pressão hidrostática que atua no sistema de controle da VCA.

Quando a pressão no interior da válvula é menor que a altura manométrica do tanque , ocorre a reabertura da mesma e o escoamento de fluido do tanque para o sistema. Na figura 2.23 vemos exemplos de VCAs de controle de altitude.

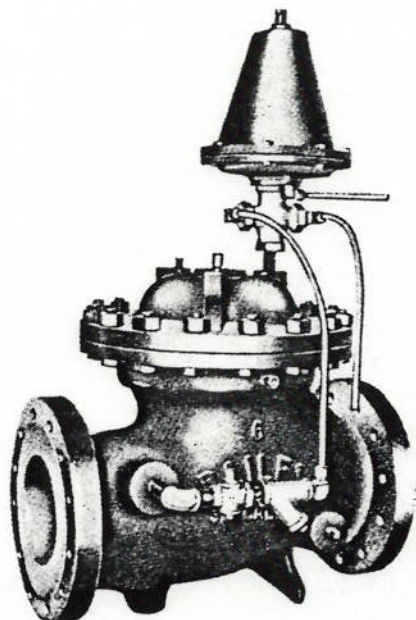


Figura 2.23 Válvula de altitude [5]

O sistema dessa VCA de controle de níveis em reservatórios pode ser acoplado com pilotos que possibilitam regulação de fluxo, redução de pressão, acionamento remoto, assim por diante. Existem tipos que em vez de possibilitar uma regulação contínua , apenas trabalham na posição aberta ou fechada. Alguns modelos podem também serem acoplados com bóias que transmitem um sinal a VCA permitindo uma modulação de altura de nível mais acurada. Esta bóia trabalha em conjunto com a válvula piloto. A combinação desses tipos de VCAs com essa ação de controle está explicitada na figura 2.24

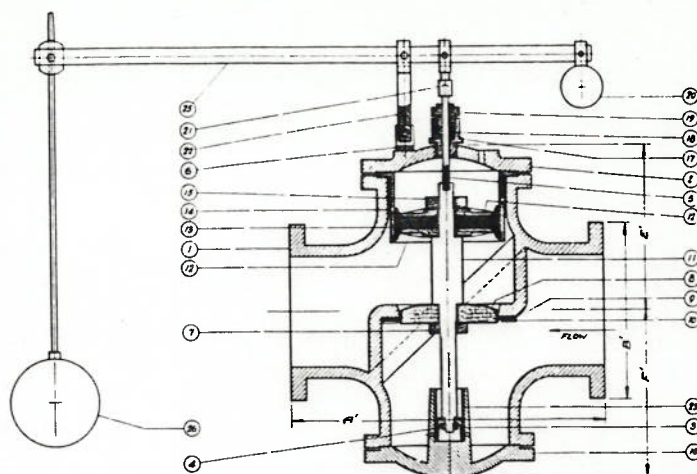


Figura 2.24 Válvula de altitude combinada [39]

2.4.1.6 Válvula de Controle para Bombas:

Este tipo de VCA deve eliminar a sobre ou subpressão ,originada ao ligar-se ou se desligar uma bomba. Note que a ação proposta é estritamente relacionada ao transiente originado , quando se manobra uma bomba. A foto da respectiva válvula aparece na figura 2.25,

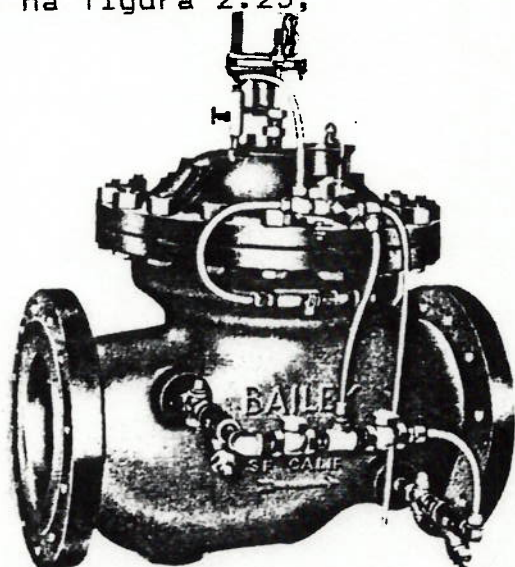


Figura 2.25 VCA de controle para bombas [5]

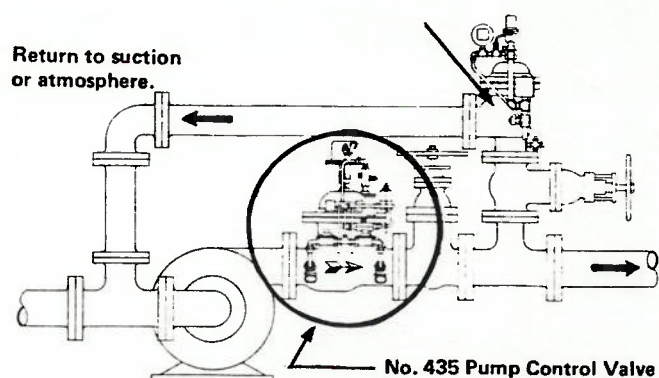


Figura 2.26 Posição de instalação da VCA [5]

Quando a bomba está desligada a válvula encontra-se na posição fechada. Ao ligarmos o motor da bomba o circuito energiza a válvula solenóide do sistema piloto da válvula matriz. Isto permite que a válvula se abra tão lentamente quanto necessário, para eliminar a sobrepressão inicial.

Quando o motor da bomba está para ser desligado o fato inverso ocorre. A válvula se fecha lentamente evitando sobre e subpressões. As velocidades de abertura e fechamento também podem ser ajustadas separadamente.

Um sistema hidráulico ao invés do elétrico também pode ser usado. Note que estas VCAs podem operar também sem energia, apenas pilotadas pela pressão. Os sistemas piloto deste tipo de VCA pode ser incrementado com dispositivos para sustentação de pressão tanto a jusante como montante.

2.4.1.7 Válvula de controle para Bombas e redução de pressão

Este tipo de válvula de controle automático combina a ação de dois tipos de VCAs já descritos. Ou seja, a eliminação de excessos de cargas durante o transiente provocado por bombas e a manutenção da regulação de pressão a jusante para evitar fluxo reverso quando da parada do motor da bomba. Na figura 2.27 vemos a foto deste tipo de VCA.

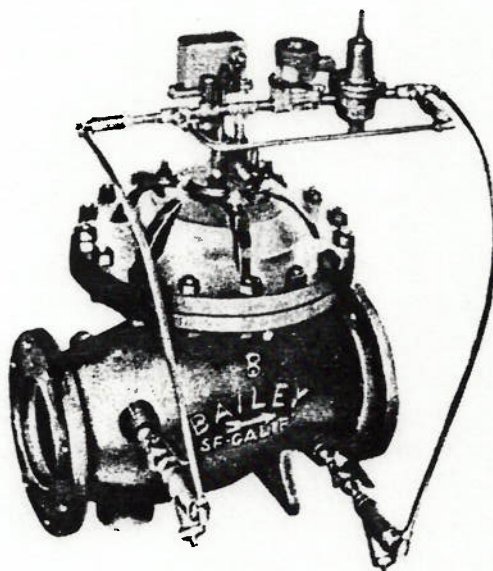


Figura 2.27 VCA para controle em bombas [5]

2.4.1.8 Válvula de Prevenção de Pressão:

Esta VCA de prevenção , cujo funcionamento já foi citado tem a função de garantir a pressão para a linha de tubulação entre limites definidos, eliminando-se sub e sobrepressão.

Este tipo de VCA quando composto com seu sistema completo tem como principal finalidade evitar efeitos indesejáveis de pressão não só durante a parada ou início de operação da bomba, mas durante a queda de potência repentina no bombeamento. Nesse caso , a água na tubulação continua se movendo, enquanto sua energia está se expandindo.

Pressão reversa ocorre e a quantidade de movimento da água retornando é aproximadamente igual ao valor antes da queda de potência. A onda de pressão retorna para o lado oposto da tubulação continuando a se mover. Ao final de cinco ou seis períodos o valor da pressão aumentou suficientemente para causar o efeito de golpe sobre a tubulação.

Assim este tipo de válvula é projetada para entrar em curso de abertura no instante da queda de potência em estar na posição de total abertura quando a primeira onda de pressão surge. O obturador da válvula matriz fechar-se-á e estará na posição final após seis períodos. Evidentemente que essas funções temporizadas devem ser ajustadas manualmente, podendo ser de no mínimo um segundo.

A solução explícita não é possível devido a presença de um termo não linear, entretanto como um caso a parte aos métodos clássicos de resolução destas equações RACHID, MATTOS & GAMA em [38] apresentaram o uso do método de GLIMM para esta finalidade. O método de GLIMM é capaz de resolver um problema hiperbólico não linear com derivadas de primeira ordem descontínuas ou soluções descontínuas. O método de GLIMM de acordo com a posição dos autores, está sendo considerado um método eficiente para obtenção de soluções numéricas para estes tipos de problemas hiperbólicos unidimensionais, pois este não dissipa os choques e preserva suas posições. Simplificadamente, o método de GLIMM é um esquema numérico que prega a solução do problema de Riemann para gerar a solução aproximada das equações hiperbólicas (3.4) e (3.11). A idéia básica por trás do método é obter a solução de tantos quanto desejados problemas de Riemann para sucessivos espaços de tempo de t^n a $t^{n+1} = t^n + \Delta t$. Para realizar esta operação é necessário, inicialmente, aproximar os dados no tempo t^n por funções quase constantes.

O método das características na determinação das variáveis de estado possui as seguintes vantagens:

a.) Definição simplificada da topologia da rede, de modo único, para qualquer tipo de simulação, quer seja em regime permanente, transitório ou oscilatório. A rede hidráulica é definida separando-se todos os elementos não tubos. Ou seja não se pode ter dois elementos ou ENOS não tubos fazendo

Estes tempos e velocidades não podem ser ajustados sem simulação numérica da rede hidráulica. Muitos fabricantes dão relações empíricas para a ajustagem desses tempos. Estas nem sempre significam a realidade da onda de pressão gerada, e nos dão valores que certamente não irão proporcionar resposta eficiente da VCA. A posição de instalação para este tipo de VCA está exemplificada na figura 2.28 em que se a associa com uma válvula de controle para bombas.

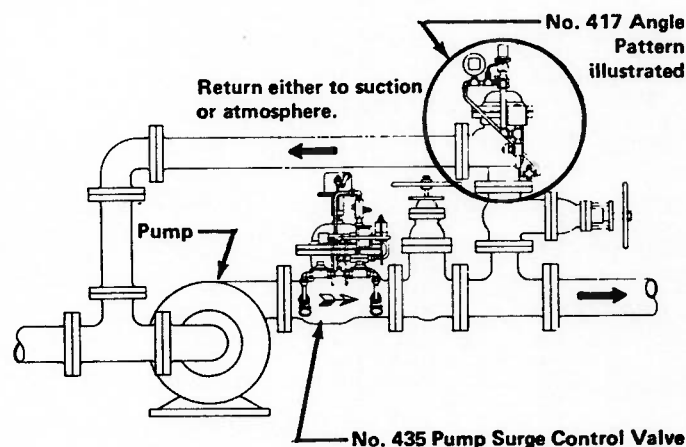


Figura 2.28 Posição de instalação para VCA de prevenção

2.4.1.9 Válvula de Controle de Altas Pressões:

São instaladas em locais onde controle de altas pressões é requerido.

Podem acoplar sistemas de controle para todas as aplicações descritas acima, mas a tubulação e as próprias VCAs do sistema piloto devem ser adequadas ao nível de pressão operacional.

A figura 2.29 mostra o corte e a foto deste tipo de VCA matriz.

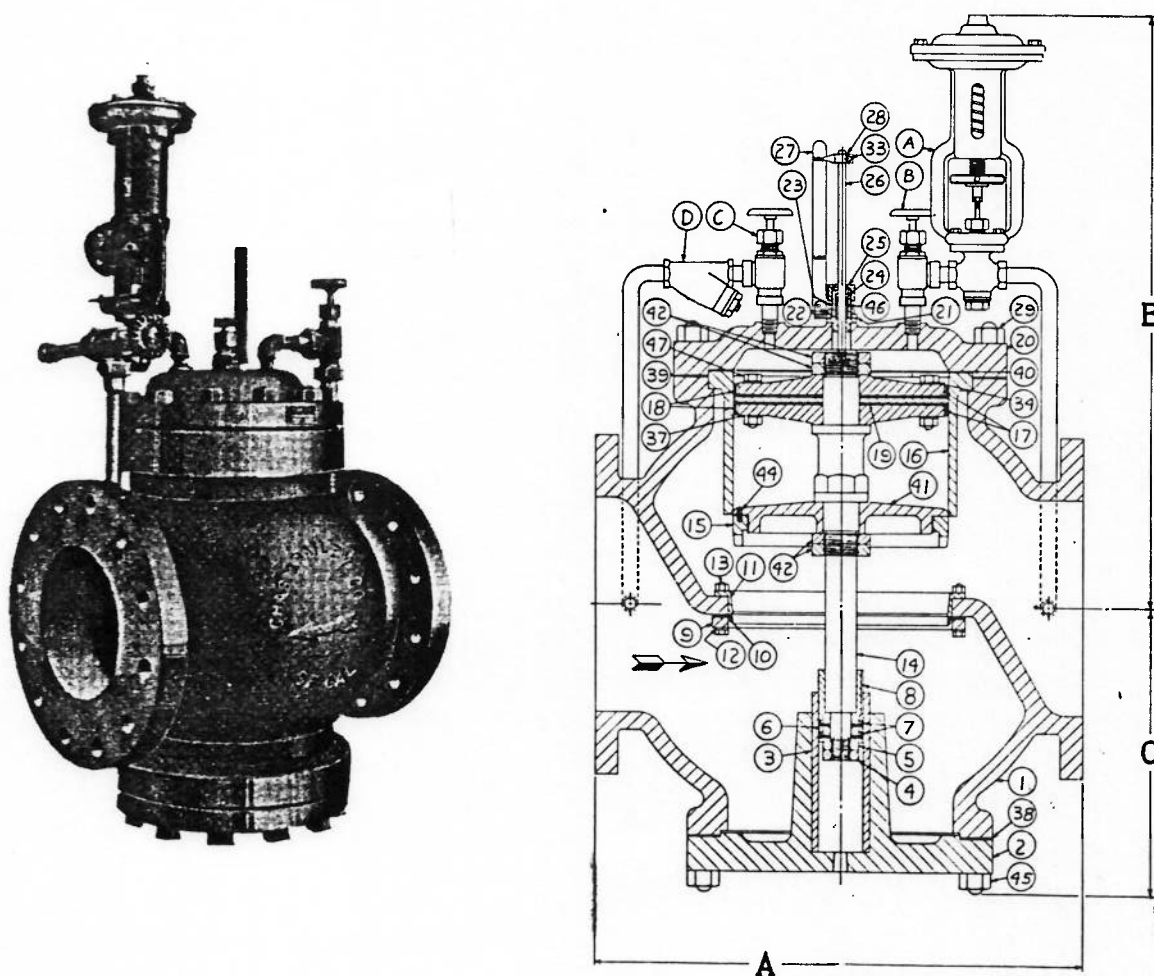


Figura 2.29 VCA para altas pressões [5]

2.4.1.10 Válvula de Controle Diferencial de Pressão:

Esta VCA é desenhada para manter um diferencial de pressão constante entre dois pontos. Seu uso mais comum está na manutenção de uma diferença de pressão entre duas linhas, uma de envio e outra de retorno de fluido. A figura 2.30 nos mostra a VCA diferencial.

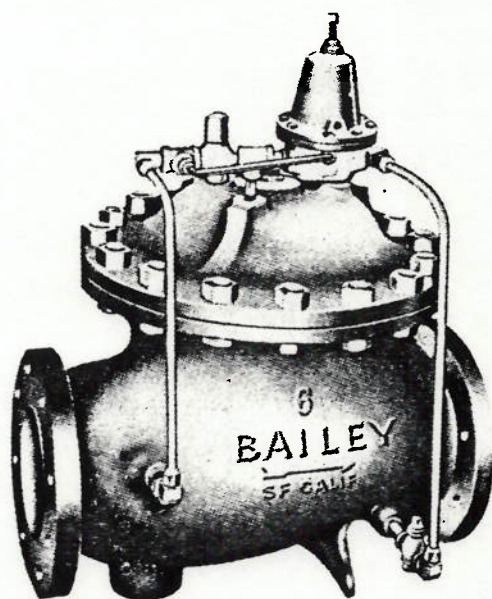


Figura 2.30 VCA de controle diferencial de pressão [5]

2.4.1.11 Válvulas de Redução de Pressão de Ação Direta:

Segundo ROSS VALVE [39] válvulas de redução de pressão devem ser usadas aonde existe mudanças súbitas da direção e intensidade do escoamento. Contudo estas se adaptam a vazões baixas. A faixa de controlabilidade é maior do que nas VCAs pilotadas com sistema de controle hidráulico, pois permite uma mudança mais rápida da posição do obturador em função das variações de pressão que ocorrem na linha controlada. A figura 2.31 mostra este tipo de válvula em que se destaca o duplo obturador, semelhante aos eixos de válvulas de controle de óleo, e um parafuso de ajustagem das molas.

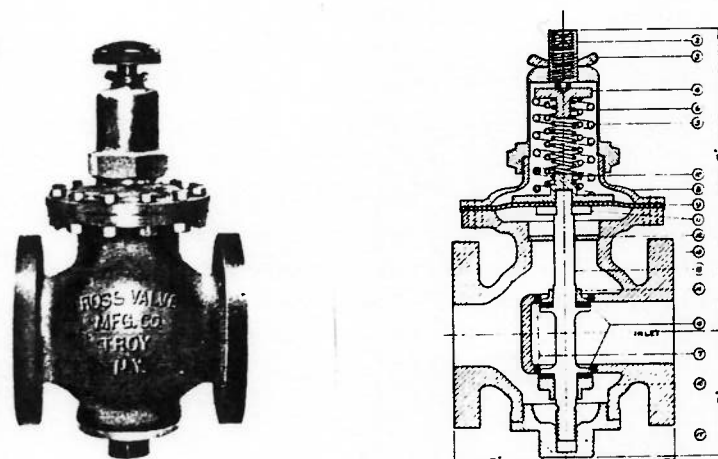


Figura 2.31 VCA de ação direta [39]

2.4.2 Válvulas de Controle Automático Baseadas no Controle da Vazão:

2.4.2.1 Válvula de Controle Automático de Vazão:

O objetivo desta VCA é a manutenção de uma vazão constante a jusante, independentemente da variação de pressão a montante. Esta válvula, hidraulicamente operada também, utiliza-se da medição de pressão interna e da medição de pressão na linha.

Uma válvula piloto é sensível a quedas de pressão através de um orifício calibrado que, também, faz parte do fornecimento deste tipo de válvula. Este orifício calibrado, dotado de tubos para mensuração, pode ser colocado a jusante ou montante da válvula. É através deste que se mantém a vazão no nível calibrado.

A figura 2.32 mostra a foto desta válvula com a identificação do orifício calibrado.



Figura 2.32 VCA de controle de vazão [5]

2.4.2.2 Válvula de Controle de Excesso de Fluxo:

Este tipo de válvula é projetada para ficar em posição de total abertura durante operação normal e se fechar vagarosamente quando o fluxo através da mesma atinge um valor pré-determinado. Assim nota-se que fluxos exacerbados são denegridos com o fechamento do obturador. Da mesma maneira da válvula anterior há a necessidade de se usar um orifício calibrado com os tubos e conexões para mensuração da pressão interna.

A válvula VCA do sistema de controle piloto possui um fim de curso manual que não permite a reabertura enquanto a condição de controle não está satisfeita.

A figura 2.33 exemplifica a VCA. Percebe-se que existe apenas diferença no tipo de válvula piloto, em relação à válvula anterior.

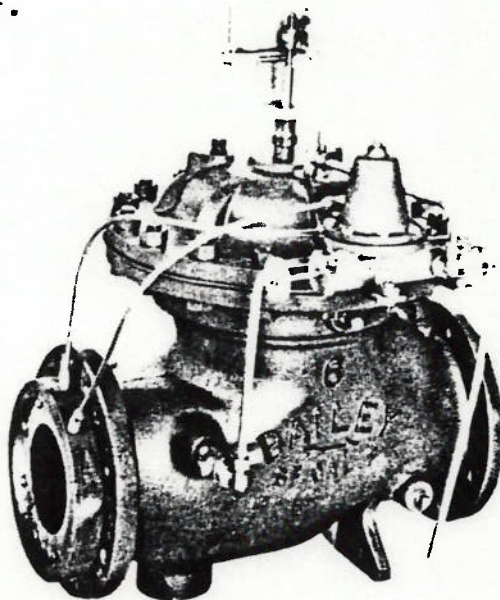


Figura 2.33 VCA de atuação à excesso de fluxo

2.5 VALVULAS DE CONTROLE MOTORIZADO

As válvulas de controle motorizado (VCM) constituem uma possibilidade digital de controle. Nestes casos o movimento do obturador ou disco é feito por um acionamento elétrico ou hidráulico do tipo de um servomotor. Fica claro que nesse caso a ação mecânica ocorre diretamente sobre o obturador. A figura 2.34 mostra uma válvula de controle motorizado em seu respectivo esquema didático.

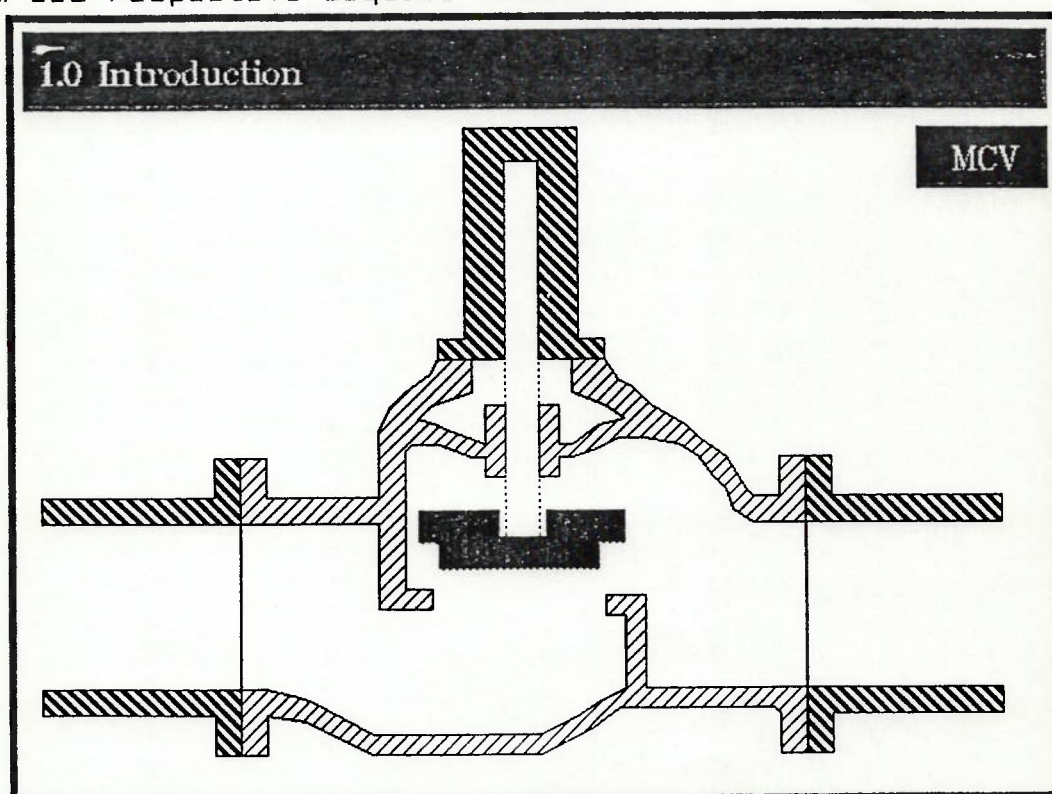


Figura 2.34 Válvula de controle motorizado

Para se possibilitar a correta operação deste tipo de válvula é necessário prover a rede hidráulica com um sistema de controle adaptado a ela. Este sistema de controle pode ser constituído por um computador que simula matematicamente o escoamento hidráulico na rede. Pode ser composto com entradas digitais oriundas de sensores remotos instalados na rede. Esse simulador deverá ser provido de um processador dedicado que realiza cálculos relativos ao fluxo na rede permanentemente. Este esquema proposto por POLL em [36] adapta-se ao caso do controle hidráulico com válvulas motorizadas de maneira adequada, pois pode fornecer resultados sobre estados permanentes e transitórios em tempo real e também previamente.

Um exemplo de rede hidráulica com este tipo de controle adaptado com VCMs está disposto na figura 2.35.

Sistema Integrado de Controle

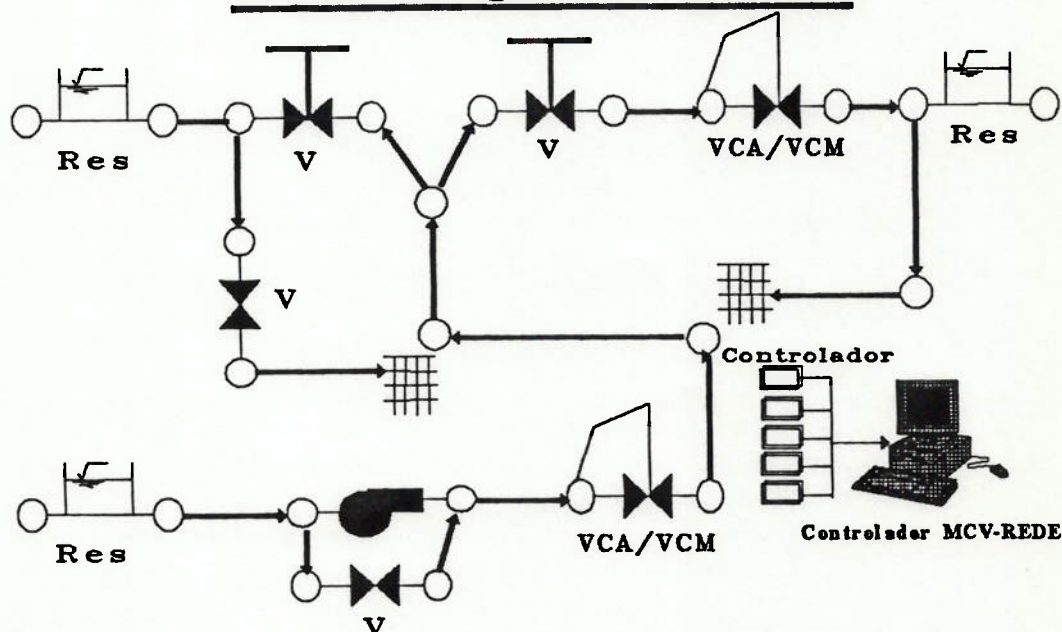


Figura 2.35 Esquema hidráulico de controle digital

Antes de se executar uma manobra na rede existe uma pré-simulação, obtendo-se a variação de abertura ideal necessária a cada uma das VCMs, para manter as condições de controle desejadas. Com essa possibilidade digital podemos obter os movimentos ideais que uma VCA - VCM deveria executar para manter por exemplo, a pressão a montante em torno de 40 m.c.a. durante a parada imediata de uma bomba. Essa lei de manobra, imposta a VCM durante a parada da bomba, estabilizaria a onda de pressão surgida e idealizaria nosso anseio de controle.

O processador e o sistema de controle da rede monitoram todo o processo. Com sensores digitais - elétricos é possível se adaptar ainda um "feedback" ao controle. Além disso ações imprevistas, como queda de potência em elementos dinâmicos, como bombas podem ser previstas se existirem pré-simulações armazenadas e retroações correspondentes. Isto acionaria imediatamente uma manobra imposta da VCM durante uma ação involuntária estabilizando novamente a condição desejada.

O fluxograma da figura 2.36 mostra os passos para a obtenção de respostas ideais, desde a pré-simulação até o instante da execução da manobra.

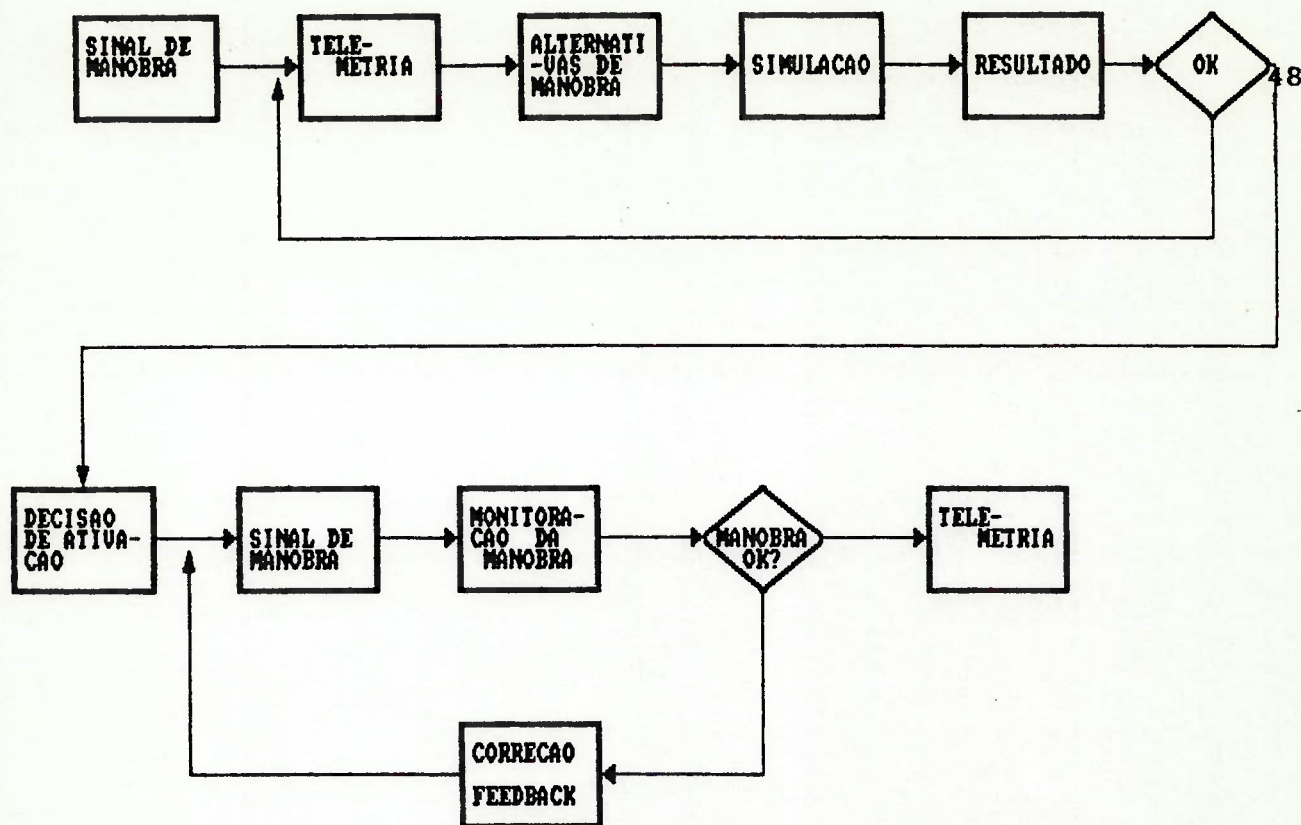


Figura 2.36 Fluxograma para o controle digital

A instalação de VCMs em redes hidráulicas constitui-se em um sistema dedicado que flexibiliza em muito a ação da válvula de controle, compatibilizando-a com inúmeras manobras impostas na rede. Essa flexibilização permite que uma VCM controle a vazão durante um determinado transiente, pressão à montante, durante outro, e ainda diferentes valores durante a duração de um mesmo transiente. Este fato seria impossível de ser compatibilizado sem a ajuda do controle digital adaptativo.

Contudo irá se perceber que a construção física de uma válvula motorizada que se adapte às ações ideais está repleta de dificuldades tecnológicas. Isso ocorre porque normalmente se necessita de uma VCM que tenha versatilidade de movimento.

Deve ser capaz de acelerar bruscamente, movimentando-se da posição fechada para aberta em menos de 1 segundo e no instante seguinte entrar em desaceleração de 15 segundos realizando movimentos alternados. Esta é a dificuldade que o controle digital dedicado oferece.

2.6 VALVULAS DE ACIONAMENTO HIBRIDO

São também válvulas de controle motorizado, mas a válvula matriz é uma válvula VCA pilotada hidraulicamente. As válvulas do sistema de pilotagem é que são de controle motorizado (VCM)

Este sistema apresentado na figura 2.37 apresenta como vantagem a maior possibilidade física de construção ,pois as válvulas do sistema piloto são bem menores em relação a matriz.

PRESSURE REDUCING with MOTOR

Hydraulic and Electric Control

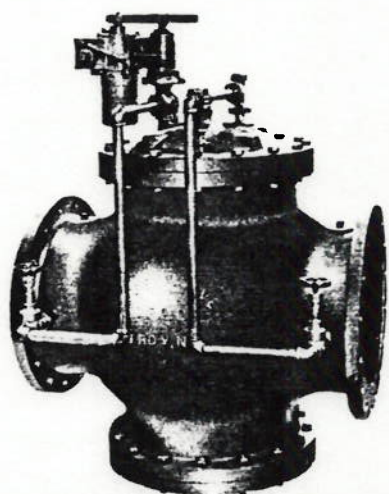


Figura 2.37 Válvula de controle motorizado no sistema piloto

Assim pode-se conceber pequenas válvulas motorizadas que pilotem uma VCA de proporções maiores.

Este sistema, contudo, apresenta como dificuldade a necessidade de se simular válvulas piloto de VCAs juntamente com a rede hidráulica toda. Isto aumenta a complexidade da simulação e pode acarretar desvios ou inconvergências de processos, conforme explicado no capítulo 6.

Além disso pode-se provocar um processo de instabilidade generalizada dentro da tubulação da VCA matriz, pois iremos acelerar e desacelerar fluido em seu interior com extrema rapidez.

2.7 INFORMACOES NECESSARIAS PARA INSTALACAO DE VCA

Os fabricantes de válvulas de controle automático (VCAs) provêm seus catálogos com faixas de dados tabulados relativos a pressão de carga. Com base nessas faixas o usuário deve escolher o tipo correto de VCA a ser instalada na rede hidráulica. São ainda fornecidas curvas de coeficientes de descarga sob a mais variada forma. Nesses gráficos o usuário relaciona mais comumente a pressão com a vazão através da escolha de um tamanho de VCA matriz, normalmente estandarizado.

Essas curvas caracterizam a descarga hidráulica da válvula (C_D), nos fornecendo informação sobre a resistência que esta impõe a rede.

A figura 2.38 mostra as curvas de perda de carga para VCAs do tipo globo normal de 4 a 30 polegadas de diâmetro interno de acordo com os ensaios da ROSS VALVE [39] Note que essas curvas nos fornecem implicitamente o valor do coeficiente de descarga C_D .

HEAD LOSS CURVES

SIZES 4" to 30"

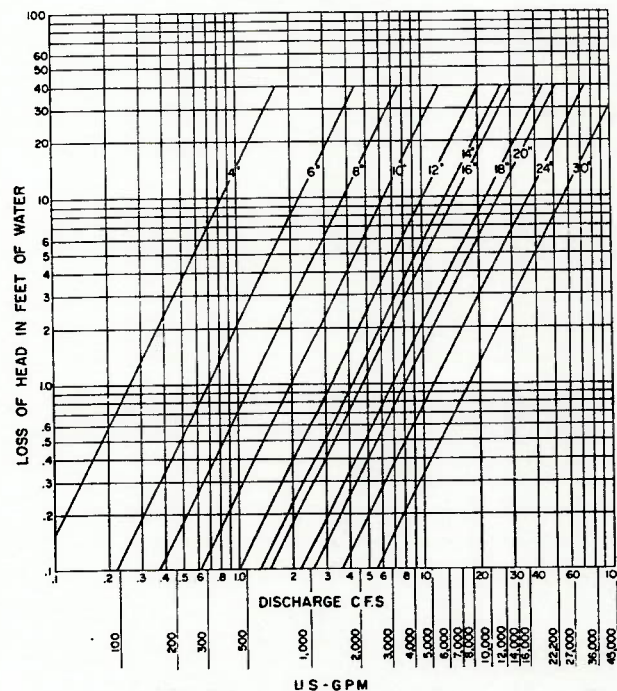
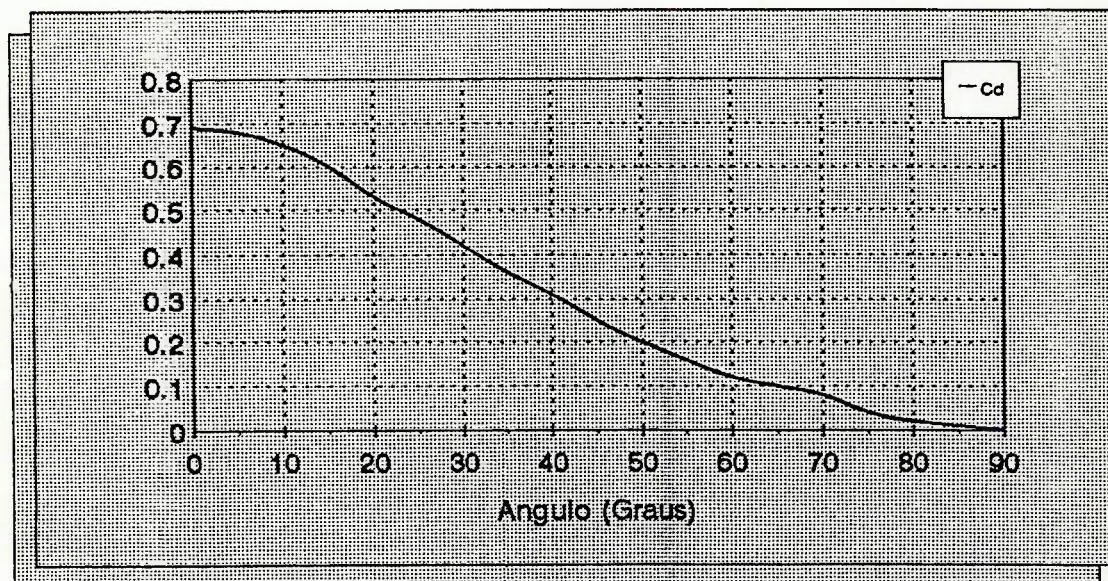


Figura 2.38 Gráficos de perda de carga de VCAs [39]

Note que essas curvas possibilitam que se retire uma série de informações, contudo é necessário que se forneça a variação do coeficiente adimensional C_D com a abertura do obturador explicitamente como mostra a figura 2.39.

Característica Hidraulica

$C_d \times \text{Alfa}$



Exemplo Generico

Figura 2.39 Variação do coeficiente de descarga (perda de carga) com a abertura do obturador

Essas informações descritas são indispensáveis ao projetista responsável pela instalação de uma VCA. Não são ainda suficientes, contudo, para se garantir uma completa segurança de operação dessas VCAs na rede hidráulica.

Como foi descrito anteriormente muitas VCAs se dispõem a regular uma variável de estado (pressão H_p ou vazão QPE) durante os instantes de equilíbrio "quasi-permanente" e durante os transientes gerados na rede. Alguns fabricantes explicitam claramente que não tem essa pretensão para alguns tipos de VCAs, porém outros garantem que sua VCA possibilita regulação em regime transitório.

Algumas válvulas não conseguem executar essa última função de modo contínuo, limitando-se apenas a abrir ou fechar quando uma determinada condição é atingida. Sua própria constituição geométrica e de seus componentes não permite este tipo de ação, mas a existência de dispositivos de regulação de velocidades pode aproximá-la da ação de regulação contínua para alguns casos de movimentos lerdos. E existem as que realmente pretendem realizar uma regulação de algum determinado tipo de operação dinâmica.

As VCAs devem ter seu sistema piloto de comando e sua geometria compatíveis as condições de operação dinâmicas na instalação hidráulica. Este fato é ressaltado por POLL em [37] e KOELLE e POLL em [24].

A tubulação piloto de uma válvula de controle automático como as descritas deve ter diâmetro suficiente para permitir a ação de controle da mesma, ou seja permitir que as cavidades superior e inferior da câmara onde se localiza o diafragma sejam completadas por fluido, cuja pressão, atue o obturador no instante correto e com a intensidade desejada.

KOELLE [22], descreve um acidente ocorrido com uma válvula de controle automático que entrou em ressonância seguida de batimentos, em virtude do dimensionamento incompatível da tubulação de adução do sistema piloto com a manobra provocada na instalação.

Da mesma maneira é necessário que se tenha valores das constantes de elasticidade das molas que compõe a VCA. Essas são fornecidas e sugeridas pelos fabricantes, contudo as áreas úteis de diafragmas são omitidas. Esses dados são importantes para que se tenha segurança física dos componentes da própria VCA que irá ser instalada na rede.

Neste trabalho propõe-se uma maneira para se calcular e garantir a confiabilidade na operação de redes com estas VCAs, tanto em regime "quasi-permanente" como em regime transitório. Esta simulação numérica compatibiliza os efeitos do escoamento unidimensional, quasi-incompressível com a mecânica de funcionamento de vários tipos de elementos ou componentes de uma rede hidráulica incluindo as válvulas de controle automático.

Para que este tipo de simulação seja possível, e reflita a realidade do escoamento em redes em que essas VCAs são instaladas, faz-se necessário que os catálogos forneçam todas as informações necessárias explicitamente. Isto também inclui um ensaio, e a consequente obtenção de curvas para a força hidráulica que age sobre o obturador da VCA durante a passagem de fluxo.

Estas curvas que relacionam a força hidráulica sobre o obturador com o fluxo, e consequente variação de abertura é indispensável a simulação numérica. A força hidráulica mensurada na VCA em função da abertura pode ser colocada na forma de um coeficiente C_F definido por KOELLE [19].

Este coeficiente C_r juntamente com o coeficiente de descarga C_D , também obtido em função da abertura contínua, caracterizam o comportamento hidráulico da VCA.

Estas duas leis características somadas aos dados dos dispositivos mecânicos: (constante de elasticidade da mola, área do diafragma, diâmetro de tubos piloto, extensão dos mesmos e dados relativos as prováveis VCAs do sistema piloto) permitem que se realize uma simulação numérica do comportamento dinâmico dessas válvula instaladas nas redes hidráulicas.

2.8 PROBLEMAS DE RESPOSTA A ONDA DE PRESSAO

Uma VCA instala em um ponto na rede, e com o objetivo de regular pressão a montante por exemplo, deve responder de maneira adequada a uma indução transitória. Isto significa que a condição de controle não deve apenas ser satisfeita nos regimes permanentes iniciais e finais que precedem e sucedem os transientes, mas também durante todo o transiente.

Uma onda de pressão gerada em um ponto da rede, por uma manobra qualquer como mostra a figura 2.40, se propaga pelo interior da tubulação. Atingindo a VCA deve por esta ser atenuada totalmente, ou pelo menos ter seus picos ou depressões atenuadas satisfazendo a mínima condição de controle imposta.

Isto requer um perfeito ajuste do sistema piloto da VCA com a frequência e amplitude da onda recém chegada. Caso isto não seja possível, poderemos involuntariamente provocar a ação contrária, ou seja, amplificar a onda de pressão, instabilizando a rede toda.

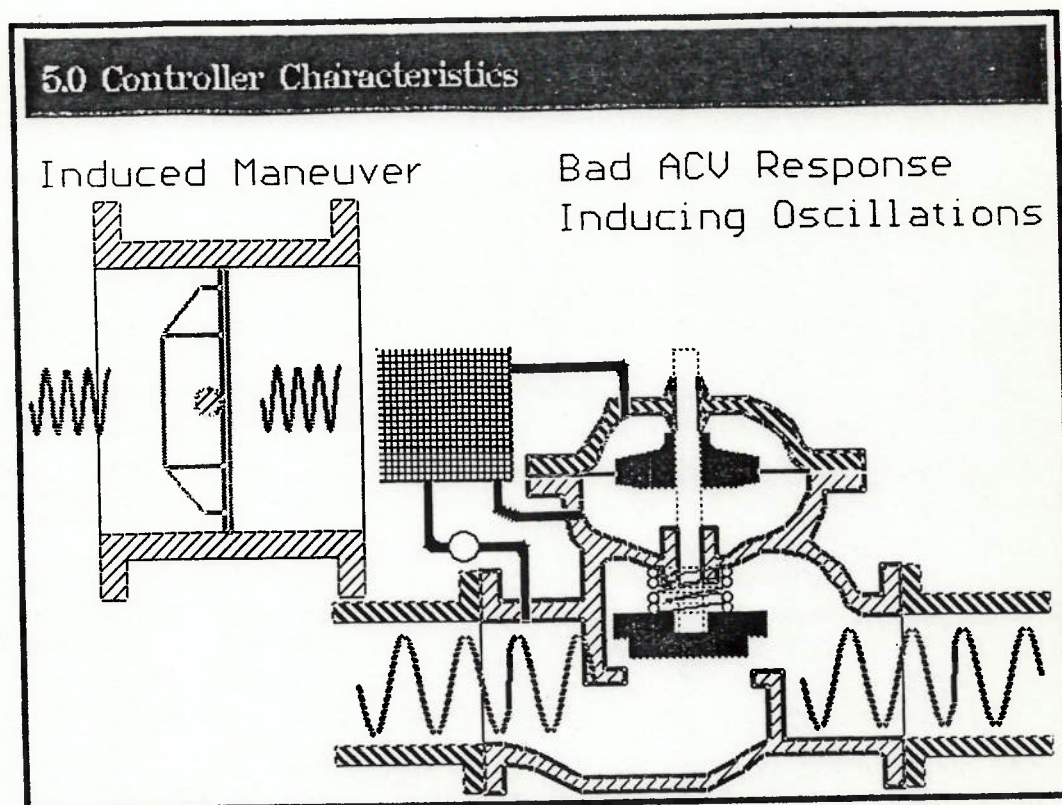


Figura 2.40 Resposta inadequada de uma VCA para uma onda de pressão

Note que a resposta adequada de atenuação da onda de pressão está intimamente ligada aos valores escolhidos por meio dos parafusos de regulagem de velocidade e tempo no sistema piloto da válvula.

Isto nos mostra que a regulagem das constantes de resposta é um passo importantíssimo na instalação das VCAs. É ainda muitas vezes o caso de uma única alternativa.

Os parafusos das válvulas descritas permitem regulagem manual o que fixa as constantes de velocidade e tempo adaptando a VCA à uma única resposta a uma única manobra (ou conjunto de manobras) que pode ser atenuada.

Este fato salienta a importância de uma correta verificação entre as manobras que ocorrem em uma rede, normais e anormais, e o comportamento das VCAs. Esta verificação pode ser realizada por meio do método numérico proposto.

Novas válvulas de controle, mecânicas ou sistemas mecânico-digitais podem ser concebidos com o uso da simulação numérica desenvolvida. As necessidades de se obter valores precisos em espaços reduzidos de tempo é suprida com a aplicação de métodos numéricos em pequenos e velozes computadores.

2.9 MODELO DE VALVULA AUTOMATICA PARA SIMULACAO NUMERICA

A figura 2.41 mostra o desenho da válvula considerada como modelo em nosso desenvolvimento.

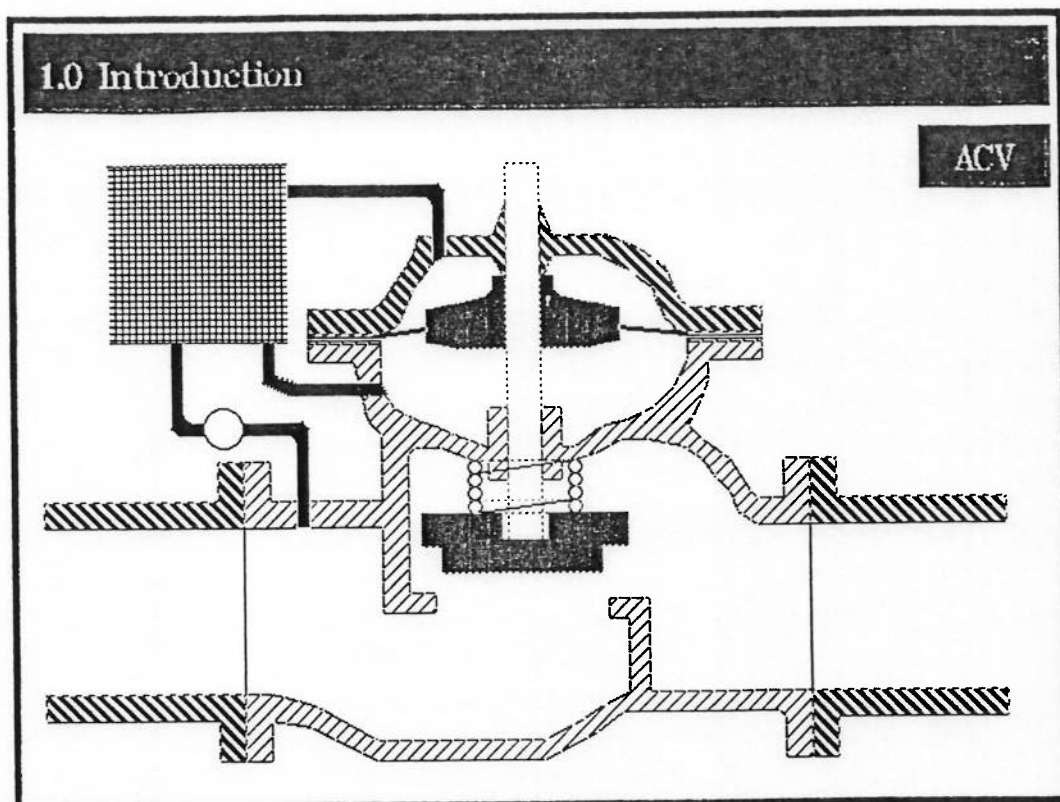


Figura 2.41 VCA modelo para simulação numérica

Este modelo apresentado por KOELLE e POLL [24] KOELLE [22], POLL [37], tem como componentes principais um diafragma, uma câmara superior de duas cavidades independentes, uma mola, um obturador, haste com abertura para visualização da posição, e sistema piloto.

No modelo considerado analisaremos o sistema piloto como um controlador, cuja ação depende da variável de controle que este se propõe a regular. Contudo este está modelado de forma independente do circuito hidráulico externo (da rede em si). O sistema piloto possui duas conexões para as cavidades superior e inferior da câmara do diafragma e uma para o interior da válvula.

Dessa última conexão se obtém o valor medido que é comparado com o estabelecido (imposto) no controlador. O erro e entre o valor comparado e o medido é responsável pelo fluxo para o interior das cavidades, originando conseqüentemente uma pressão sobre o diafragma. O valor estabelecido para controle é dado pelo ajuste da tensão na mola que está acoplada a válvula. O movimento do obturador devido ao erro detectado entre os valores medido e desejado é transmitido como força para o conjunto do obturador.

Essa força se adiciona as demais oriundas do fluxo, etc... provocando o movimento final da haste do obturador. Esse movimento provoca as flutuações retroativas no sistema hidráulico.

O modelo físico considerado para a simulação numérica está de acordo com os protótipos de válvulas de controle automático de exemplo apresentadas.

Para o sistema de controle do modelo utilizamos um controlador do tipo PID (proporcional, integral e derivativo) que é capaz de responder a um sinal de entrada de quatro maneiras possíveis (P,PI,PD,PID, proporcional, proporcional + integral, proporcional + derivativo, proporcional + integral + derivativo). A maneira pela qual a resposta de saída é gerada depende do valor das constantes do controlador. Assim pode-se escolher o tipo de resposta adequando-se o valor das constantes desse controlador PID.

Isso nos permite simular numericamente vários tipos de sistemas pilotos de VCAs através do uso de apenas um modelo matemático que os representa. Ou seja, sua ação, através do valor das constantes acertadas no PID.

Esse modelo permite que se desvincule o circuito piloto de controle do circuito da rede geral, tendo a vantagem de permitir o uso de um controlador PID eletrônico no lugar do hidráulico sem qualquer alteração na formulação.

Se a finalidade for o projeto de VCAs com sistemas piloto hidráulicos, pode-se partir para a inclusão da rede piloto junto com a pequena rede da bancada de ensaio. Esta opção poderá apresentar problemas quanto convergência, que podem, contudo ser contornados. O nosso interesse prático é, entretanto, idealizar um método de cálculo rápido que permita simular redes com VCAs comerciais e introduza um sistema de controle digital baseado na ação de válvulas de controle motorizado VCM sobre a rede.

Neste capítulo apresentamos o modelo matemático para o cálculo e simulação do escoamento em redes hidráulicas. As equações básicas da mecânica dos fluidos : Equação da quantidade de movimento (EQM) e a equação da continuidade (EC), foram desenvolvidas a partir dos volumes de controle, aplicados a escoamentos em condutos fechados anteriormente em [36]. Essas equações são apresentadas na sua forma diferencial. Métodos numéricos para a resolução dessas equações diferenciais são discutidos, e o método das características cruzado (MOC) é efetivamente usado para resolver numericamente estas equações.

3.1 CONCEITOS BASICOS

O escoamento em um conduto forçado é dito *permanente* no caso em que os valores médios das grandezas associadas a um ponto (EULER) são invariáveis no tempo, quando a escala de tempo é bem superior a escala das flutuações turbulentas da grandeza considerada, isto é:

$$G = \bar{G} + \Delta G \cong G_0 \quad (\text{no ponto})$$

\bar{G} = valor médio da grandeza G no ponto

ΔG = flutuações turbulentas

Em caso contrário, isto é, $G=G(t)$ a grandeza G associada ao ponto varia com o tempo e o escoamento passa a ser chamado de *variável*.

O escoamento é unidimensional quando as grandezas são definidas através de uma única coordenada espacial x , geralmente tomada ao longo do conduto forçado no qual se processa o escoamento, e através do tempo t .

Escoamento Unidimensional

$G(x,t) = G(x)$ permanente (não depende do tempo t)

$G(x,t) = G(x,t)$ variável (depende também do tempo t)

O escoamento variável é gerado por uma manobra - ato que modifica um regime permanente inicial. Se existir um regime permanente final, então o escoamento variável será dito *transitório*.

Caso contrário, ou seja permanecendo o escoamento variável temos geralmente um escoamento chamado de *oscilatório*. Será forçado se decorrente da manutenção da manobra, possuindo geralmente característica periódica. Nesse caso é fácil ver-se que não atingiremos o regime *permanente final*.

A evolução do escoamento variável está diretamente relacionada às características da manobra.

O equacionamento apresentado mostrará o fato , distinguindo-se aquelas, nas quais, as características elásticas do conduto e a compressibilidade do fluido não são mobilizadas.

Nesse caso o fenômeno físico resultante não mostra *efeitos de* propagação, e tudo ocorre como se a massa de fluido no interior do conduto fosse um *bloco sólido*, que se movimenta de um lado a outro, em um vai-e-vem, caracterizando a chamada *oscilação em massa* ou *transitório rígido*. Esse movimento é amortecido para o regime permanente final sob o efeito de atrito.

Contudo, se a manobra é de tal intensidade ,e ou duração, que provoca a deformação do conduto, e a compressão ou expansão do fluido, temos a existência de um fenômeno de propagação dos efeitos da manobra para o escoamento. Isso caracteriza o *Golpe de Ariete* ou *Transitório Elástico*.

Ao engenheiro interessa o estudo amplo do escoamento variável ,pois instalações hidráulicas são manobradas para atenderem os seus objetivos. Assim, no sentido de atender objetivos, essas manobras provocam variações nas grandezas G enfocadas. Logo é conveniente que determinamos os valores extremos dessa grandeza ($G_{max}(t)$, $G_{min}(t)$), para o correto dimensionamento dos componentes da instalação e otimização de custos.

Essas grandezas dispostas de uma forma genérica como G , são grandezas de interesse, *pressão* (P) e *velocidade* (V) ou *carga* (H) e *vazão* (Q). A variação da massa específica (ρ) e temperatura (T) são variações de segunda ordem.

Assim, o problema de determinação do escoamento variável (*transitório* ou *oscilatório*) está em se obter os valores das variáveis dependentes $P(x,t)$ e $V(x,t)$ ou $H(x,t)$ e $Q(x,t)$ em função das variáveis independentes:

(x) - que indica a posição de seção do conduto para o escoamento unidimensional.

(t) - tempo de manobra.

Soma-se a isso o fato de determinarmos as condições iniciais previamente, ou seja, o regime *permanente* inicial representado por $P(x,0)$, $V(x,0)$, ou $H(x,0)$, $Q(x,0)$, e ainda as condições de fronteira de um determinado Eno. $P(x,t)$ e $V(x,t)$ ou $H(x,t)$ e $Q(x,t)$ são determinados para $x=0$ e $x=L$, que são os extremos do conduto que é a sede do escoamento variável.

O problema do escoamento variável é solucionado com as duas equações: - Da continuidade EC - Da quantidade de movimento EQM. Ambas são submetidas às condições iniciais e de fronteira (genericamente chamadas de condições de contorno) especificadas.

A resolução do sistema de duas equações permite obter $H(x,t)$ e $Q(x,t)$ e, portanto, o próprio escoamento variável *rígido* ou *elástico*.

Estas variáveis no domínio do tempo são as chamadas *variáveis de estado*.

A resolução destas duas equações permitem que se obtenha também as condições iniciais de um transiente em uma rede. Estas condições advindas do regime permanente calculado para uma rede hidráulica de condutos forçados, é obtida perante um processo iterativo, uma vez que, a variável tempo não influi mais no processo cálculo.

Com o uso da análise oscilatória em uma rede hidráulica através destas equações pode-se determinar os modos de vibrar de uma instalação durante uma manobra. A resolução destas equações por métodos no domínio da frequência, como o método matricial apresentado por CHAUDRY em [2], ou no domínio do tempo, como o método das características usado por KOELLE e GONÇALVES em [23] permite que se obtenha frequências de interesse prático.

3.2 HIPOTHESES DE EQUACIONAMENTO

Supondo a ocorrência de uma manobra em uma instalação os elementos ou componentes do tipo Tubo irão sofrer efeitos representados pelas alterações das propriedades físicas associadas ao conduto, ao fluido e ao escoamento. Fixada a atenção a um dado volume de controle (porção do tubo), devemos verificar as equações básicas da Continuidade e

Quantidade de Movimento para determinação das funções $H(x,t)$ e $Q(x,t)$ ou $P(x,t)$ e $V(x,t)$.

Assumimos as seguintes hipóteses:

3.2.1 Relativas ao Escoamento:

- H1 - Escoamento 1D e tubos com simetria axial.
- H2 - Distribuição uniforme de ρ , V e p na seção transversal
- H3 - Perda de Carga 'quasi-estática'.

3.2.2 Relativas ao Líquido:

- H4 - Líquido monofásico (não há vaporização).
- H5 - Líquido homogêneo.
- H6 - Comportamento Reológico Linear , isto é

$$K = - dp/(dV/V) = \text{módulo de elasticidade volumétrica}$$
 é constante.
- H7 - Líquido é um fluido pouco compressível, isto é, se comprime , mas as variações de ρ são pequenas se comparadas com as variações de p ou V .

3.2.3 Relativas ao Conduto:

- H8 - Conduto uniforme, isto é, espessura constante e material homogêneo e isoentrópico ao longo da abscissa x .
- H9 - Eixo do conduto é imóvel.

H10 - Comportamento Reológico Linear não há plastificação ou seja fica válida a lei de Hooke $\sigma = \epsilon.E$.

Com essas hipóteses vamos analisar o volume de controle e estabelecer as condições de conservação de massa (E.C.) e da quantidade de movimento (E.Q.M.).

3.3 EQUACAO DA CONTINUIDADE (EC)

3.3.1 Forma Geral da EC para Regime Permanente :

A equação da continuidade expressa em variáveis Eulerianas que leva em conta as características elásticas de um conduto, é mostrada em (3.1)

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial t} + V \frac{\partial p}{\partial x} + a^2 \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (3.1)$$

A forma geral da EC . p/ qualquer fluido escoando num conduto forçado elástico, pela aplicação da expressão da carga piezométrica , é dada em (3.2)

$$\frac{\partial p}{\partial t} + V \frac{\partial p}{\partial x} + \rho \cdot a^2 \cdot \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (3.2)$$

sendo o valor da celeridade 'a' - propriedade física do conjunto fluido -tubo dada por (3.3):

$$a = \frac{\sqrt{K/\rho}}{\sqrt{1 + \frac{K \cdot DA/A}{Dp}}} \quad (3.3)$$

Se o tubo é rígido e o fluido incompressível obtemos $\partial V/\partial x=0$, isto é, $V=V(t)$ - TEORIA DA COLUNA RIGIDA, não havendo propagação, mas oscilação em massa do fluido.

Para os líquidos considerando a carga piezométrica, a EC, compatível com as condições de regime permanente num tubo de seção constante é dada por:

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g \cdot A} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (3.4)$$

Esta é a equação de interesse para análise dos transitórios nos tubos das instalações hidráulicas de condutos forçados. A equação (3.4) é válida para análise de transitórios em líquidos e satisfaz, na condição de regime permanente ($\partial H/\partial t = 0$), a condição $\partial Q/\partial x = 0$ que é incompatível com tubo de seção constante.

3.4 EQUACAO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO (EQM)

3.4.1 Forma Geral da EQM :

A equação completa da quantidade de movimento (EQM) é escrita na forma apresentada em (3.5) para um volume de controle determinado de comprimento dx , área A inclinação α .

$$-A \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - \tau \cdot \pi \cdot D - \rho \cdot g \cdot A \cdot \text{sen} \alpha = \rho \cdot A \left(\frac{\partial V}{\partial t} + V \cdot \frac{\partial V}{\partial x} \right) \quad (3.5)$$

Se assumirmos a hipótese H3 , perda de carga quasi-estática , e a fórmula de Darcy e Weisbach então temos:

$$\tau = \frac{\rho \cdot f \cdot V^2}{8} \quad (3.6)$$

onde f é o coeficiente de atrito de Darcy-Weisbach.

Considerando (3.5) e (3.6) , dividindo por $\rho \cdot A$, e colocando $V^2 = V|V|$,prevendo o sinal associado ao sentido do escoamento obtemos a equação (3.7)

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \cdot \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial p}{\rho \cdot \partial x} + \frac{f \cdot V|V|}{2 \cdot D} + g \cdot \text{sen} \alpha = 0 \quad (3.7)$$

Tal equação , usada em conjunto com a equação da continuidade na forma indicada da equação (3.1), se aplica a qualquer fluido escoando num conduto forçado elástico.

Em termos de $H = p/\rho g + z$, considerando as hipóteses , adicionais , H7, e H9 resulta :

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f \cdot V |V|}{2 \cdot D} = 0 \quad (3.8)$$

que é válida para os líquidos (pouco compressíveis) e é usada em conjunto com a equação (3.4).

3.4.2. Regime Permanente:

No regime permanente : $\partial V / \partial t = 0$ e $\partial H / \partial t = 0$ resulta de (3.8)

$$dH = - \frac{f \cdot V |V|}{2 \cdot g \cdot D} - \frac{V \cdot \partial V}{g \partial x} \quad (3.9)$$

Tal expressão somente coincidirá com a de Darcy - Weisbach se $V \cdot (\partial V / \partial x) = 0$, isto é, consideramos a equação da quantidade de movimento na forma:

$$\frac{\partial V}{\partial t} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f \cdot V |V|}{2 \cdot D} = 0 \quad (3.10)$$

Assim em situações envolvendo líquidos em que $V \cdot \frac{\partial V}{\partial x} \ll V_t$ temos em termos de vazão:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + g \cdot A \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f \cdot Q |Q|}{2 \cdot D \cdot A} = 0 \quad (3.11)$$

3.4.2 Regime Transitório:

A análise do transitório em tubos de uma instalação hidráulica ocorre com a utilização do par de equações:

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g.A} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + g.A \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f.Q|Q|}{2.D.A} = 0 \quad (3.11)$$

Satisfaz as condições iniciais (regime permanente $\partial H/\partial t=0$, $\partial Q/\partial t=0$) :

$$\partial Q/\partial x = 0 \text{ portanto } Q=\text{cte e}$$

$$\Delta H = \frac{f.L.V^2}{D.2.g} \quad (\text{Darcy \& Weisbach}) \quad (3.12)$$

p/ o tubo de seção constante.

No transitório são de segunda ordem a variação da massa específica do líquido e sua área.

3.5 METODOS PARA A ANALISE DE TRANSIENTES

Desde o começo do século vários métodos têm sido usados para resolver problemas de transientes em redes hidráulicas

de condutos forçados. Todos os métodos se baseiam nas equações da quantidade de movimento EQM, continuidade ou equação da energia somadas a equações de estado e outras relações de propriedades físicas.

Iremos descrever esses métodos brevemente nos entretendo mais nos métodos numéricos para resolução das equações diferenciais básicas EC e EQM.

3.5.1 Método Aritmético:

Este método desenvolvido por ALLIEVI [1] no começo do século (1913) deriva da análise da equação da quantidade de movimento para o volume de controle especificado na figura 3.1:

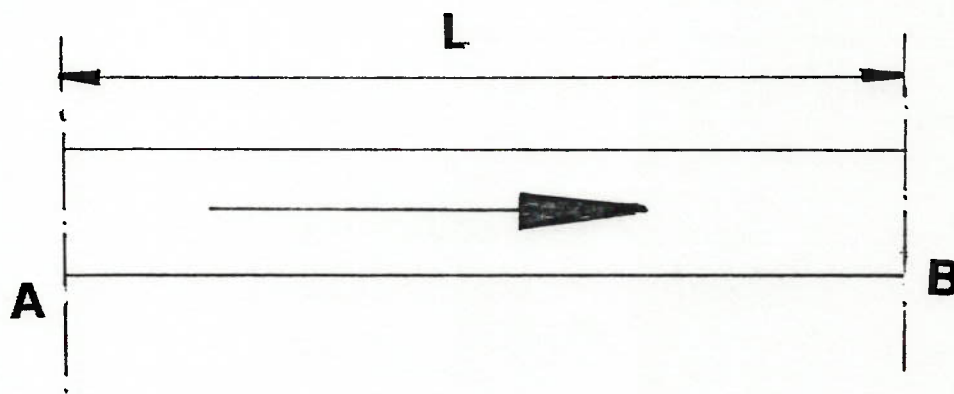


Figura 3.1 Volume de controle para método aritmético [48]

A equação (3.13) se escreve

$$-\gamma \Delta H A = \rho A (a - V_0) \Delta V + \rho A (V_0 + \Delta V)^2 - \rho A V_0^2 \quad (3.13)$$

onde V_0 = velocidade inicial

ΔV = incremento de velocidade

a = velocidade de onda

ΔH = incremento de troca de pressão

A massa do fluido $\rho A (a - V_0)$ têm sua velocidade trocada de ΔV em um segundo. Negligenciando o valor ΔV^2 esta equação se reduz a relação (3.14)

$$\Delta H = - \frac{a \Delta V}{g} \left(1 + \frac{V_0}{a} \right) \cong \frac{a \Delta V}{g} \quad (3.14)$$

Considerando-se que V_0/a é muito pequeno se comparado com 1 no caso de tubulações de metal. Pelo método aritmético a equação (3.14) integrada dá origem a (3.15)

$$H \pm \frac{a}{g} V = C \quad (3.15)$$

em que o sinal positivo refere-se a onda trafegando de B para A em um conduto. Para um tubo temos:

$$H_A + a \frac{V_A}{g} = H_B + a \frac{V_B}{g} \quad (3.16)$$

As condições em A ocorrem L/a segundos após as condições em B. Conhecendo-se H_B e V_B , então uma informação a mais no ponto A, L/a segundos mais tarde, permite que se descubra o valor de V_A e H_A . Essa informação é a condição de contorno. Para uma onda navegando de B para A a equação (3.16) possui sinal negativo onde se vê positivo. Aplicando este par de equações, conhecendo-se a condição de contorno a solução transiente é determinada.

3.5.2 Método Gráfico

O método gráfico desenvolvido a partir de 1930, podendo citar como um dos principais exemplos a contribuição de PARMAKIAN [33], negligência o fator atrito em seu desenvolvimento, contudo leva-o em consideração perante um fator de correção. A equação integrada (3.15) é colocada sob a forma gráfica plotada como retas em um diagrama H-V. Este gráfico tem H como ordenada e V como abscissa. Esses métodos foram suplantados pelos métodos digitais de cálculo.

3.5.3 Métodos Linearizados

Esses métodos tem como principal característica a linearização do termo de atrito das equações básicas e outros termos não lineares da equação da quantidade de movimento.

Esses métodos são úteis quando se pretende o estudo de fenômenos oscilatórios em rede de condutos forçados no domínio da frequência. A transformada de Laplace é utilizada para através de algebra matricial resolver equações que descrevem o escoamento , e determinar ainda as frequências naturais do sistema. Esses métodos evidentemente não possibilitam a determinação das variáveis de estado de interesse ao longo do tempo.

Os principais métodos que analisam um escoamento no domínio do tempo são: O método da matriz de transferência e o método da impedância.

3.5.3.1 Método da Matriz de Transferência

Este método proposto por CHAUDRY em [2] e [3] tem o objetivo de analisar problemas de ressonância nas instalações , determinando basicamente o valor das frequências naturais. Contudo este método não permite que se verifique a evolução temporal da resposta a um sinal de entrada.

Como o próprio nome do método nos diz, existe uma matriz de transferência que relaciona uma entrada com uma saída. Conhecendo as variáveis de entrada , aplicadas sobre o sistema, pode-se conhecer a resposta do sistema a uma determinada excitação.

Para os sistemas hidráulicos o vetor de estado pode ser definido como sendo composto pelas variáveis de interesse : vazão Q e carga H .

$$Z_i = \frac{Q}{H} \quad (3.17)$$

Este vetor de estado determina as condições de escoamento em um determinado ponto do sistema. Pode-se por esse método, segundo CHAUDRY [2], relacionar um vetor de estado Z_i relativo a seção i do sistema com um vetor de estado Z_j relativo a outra seção j . Para isto basta que se conheça as condições de escoamento em i e sua matriz de transferência para que se determine as condições em j . Assim define-se três tipos de matrizes : matriz de campo , matriz de ponto e matriz global.

As matrizes de campo relacionam os vetores de estado em duas seções adjacentes de tubos. A figura 3.2 ilustra o fato.

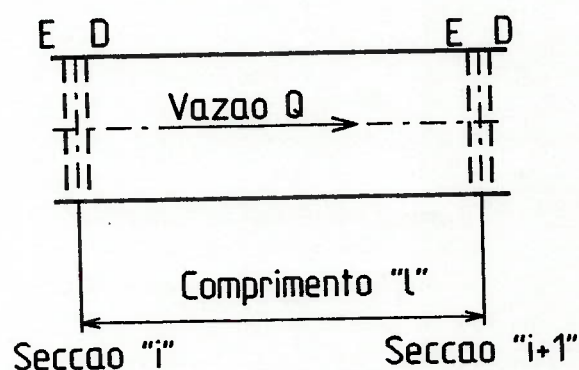


Figura 3.2 Matriz de transferência de campo

Assim usando notação matricial obtém-se a equação (3.18).

$$Z_{i+1}^E = F_i \cdot Z_i^D \quad (3.18)$$

A matriz de transferência de ponto relaciona os vetores de estado à esquerda e à direita de uma singularidade qualquer, isto é, uma válvula, um orifício, uma bomba, uma turbina. A figura 3.3 ilustra o fato

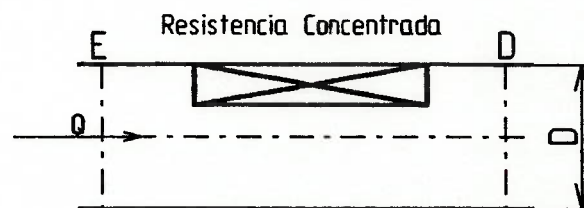


Figura 3.3 Singularidade para matriz de transferência de ponto

A equação matricial que justifica essa matriz está descrita em (3.19)

$$Z_{i+1}^D = P_{res} \cdot Z_{i+1}^E \quad (3.19)$$

A matriz de transferência global é obtida pela multiplicação ordenada de todas as matrizes de ponto e de campo de um sistema, relacionando as condições dos dois extremos do mesmo e de todas as seções j . A figura 3.4 mostra um circuito simples onde podemos aplicá-la.

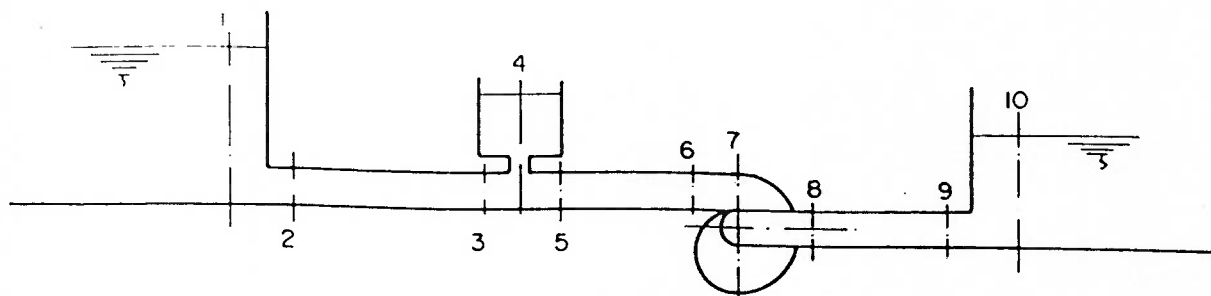


Figura 3.4 Rede hidráulica resolvida com a aplicação do método da matriz de transferência

Realizando as observações das matrizes de campo e ponto

$$\begin{array}{ll}
 z_1^D = z_2^E = z_2^D & z_2^D = \text{PREM } z_1^E \\
 z_3^E = F_1 \cdot z_2^D & z_3^E = F_1 \cdot \text{PREM} \cdot z_1^E \\
 z_3^E = z_3^D = z_4^E & z_4^D = \text{VA} \cdot F_1 \cdot \text{PREM } z_1^E \\
 z_4^D = z_5^E = z_5^D & z_6^E = F_2 \cdot \text{VA} \cdot F_1 \cdot \text{PREM} \cdot z_1^E \\
 z_6^E = z_6^D = z_7^E & z_7^D = \text{PBOMB} \cdot F_2 \cdot \text{VA} \cdot F_1 \cdot \text{PREM} \cdot z_1^E \\
 z_7^D = z_8^E = z_8^D & z_9^E = F_3 \cdot \text{PBOMB} \cdot F_2 \cdot \text{VA} \cdot F_1 \cdot \text{PREM} \cdot z_1^E \\
 z_9^E = z_9^D = z_{10}^E & z_{10}^D = \text{PREJ} \cdot F_3 \cdot \text{PBOMB} \cdot F_2 \cdot \text{VA} \cdot F_1 \cdot \text{PREM} \cdot z_1^E
 \end{array}$$

Logo obtemos a matriz total dada por

$$(\text{REJ} \cdot F_3 \cdot \text{PBOMB} \cdot F_2 \cdot \text{VA} \cdot F_1 \cdot \text{PREM}.)$$

$$(3.20)$$

As matrizes de campo e de ponto são escritas em função das equações da continuidade e quantidade de movimento e a determinação da resposta do sistema quando submetido a uma excitação senoidal é feita utilizando-se esta matriz de transferência global.

3.5.3.2 Método da Impedância

WYLIE e STREETER [48] desenvolveram um processo de análise de fenômenos oscilatórios em circuitos hidráulicos. O conceito de impedância está ligado a análise de circuitos elétricos do tipo RLC, onde se conhece a reatância indutiva, a reatância capacitiva e a resistência de seus componentes (em Ohms). Nos circuitos elétricos de corrente alternada a oposição ao deslocamento de cargas, em virtude da oscilação das grandezas elétricas, é chamada de impedância e corresponde à soma vetorial da resistência ôhmica e das reatâncias indutivas e capacitivas.

Pela semelhança dos conceitos físicos envolvidos, com circuitos hidráulicos WYLIE e STREETER [48] propuseram a adoção desse modelo. Neste a tensão tem como correspondente a carga ou pressão e a corrente corresponde à vazão. Para um tubo simples as variáveis de carga e vazão são definidas em função da impedância como se segue nas relações (3.21) e (3.22)

$$H(x) = H_u \cdot \cosh(\gamma \cdot x) - Z_c \cdot Q_u \cdot \sinh(\gamma \cdot x) \quad (3.21)$$

$$Q(x) = \frac{-H_u \cdot \sinh(\gamma \cdot x) + Z_c \cdot Q_u \cdot \cosh(\gamma \cdot x)}{Z_c} \quad (3.22)$$

onde pela figura 3.5 mostrada a seguir

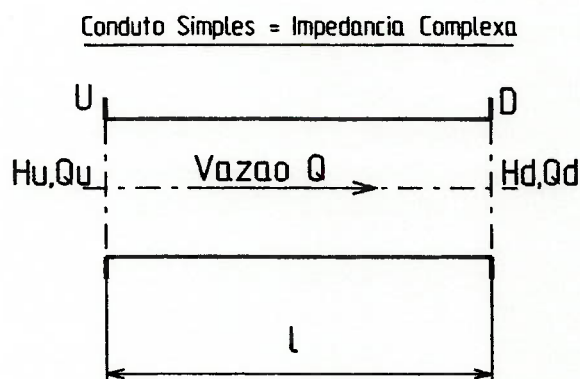


Figura 3.5 Conduto simples para o método das impedâncias

temos H_u = carga à esquerda do conduto ($x=0$)

Q_u = vazão em ($x=0$)

$Z_c = \gamma / C \cdot s$ = impedância

$C = g \cdot A / a^2$ = capacitância

a = celeridade do conduto

A = área da seção do conduto

g = aceleração da gravidade

L = termo de inércia = $\varphi / g \cdot A$

φ = fator de multiplicação conforme fluxo

R = resitência linearizada por unidade de comprimento

Note que se assume também a variação senoidal da vazão e da carga e o termo de atrito é linearizado, contudo existe a adoção de um termo φ que procura relacionar o atrito nas paredes com a velocidade principal. As equações (3.21) e (3.22) são as equações de transferência para a vazão Q e carga H para qualquer seção (x) do tubo.

A impedância $Z(x)$ em um sistema hidráulico pode ser definida como uma razão entre a carga (H) complexa e a vazão complexa, assim:

$$Z(x) = \frac{H(x)}{Q(x)} \quad (3.23)$$

Esta impedância representa uma função complexa em uma seção particular do conduto sendo independente do tempo. Esta análise de sistemas hidráulicos através do método das impedâncias envolve o uso de funções complexas $Z(x)$, $Q(x)$ e $H(x)$, de condições de contorno e de equações que representam o comportamento de outros elementos do sistema hidráulico. O procedimento utilizado consiste em se iniciar a formulação a partir de um extremo do sistema hidráulico, onde se conhece as funções complexas, e através de uma direção adotada sobre o sistema, obter as equações no ponto onde estas variáveis são desconhecidas. WYLIE e STREETER [48] definem a impedância característica $Z(x)$ para uma série de elementos, ou condições de contorno que podem ocorrer na extremidade de condutos.

3.5.4 Método do Plano das Ondas :

Esse método está baseado em um procedimento que leva em conta os efeitos das ondas de pressão que se propagam pela tubulação a velocidade sônica. As ondas são geradas em pontos onde as variáveis de estado pressão e vazão variam com o tempo. Ou seja em um ponto em que haja geração de onda devido a uma manobra dinâmica. As ondas geradas são, subseqüentemente, alteradas pelos efeitos de atrito na linha e pelos efeitos de outros componentes que a constituem, como tanques, bombas ou reservatórios. Esta técnica desenvolvida por WOOD [49] leva em conta os efeitos das ondas de pressão e pode ser aplicada a qualquer tipo de tubulação. Usa-se um tratamento bastante geral sendo verificados apenas três relações básicas para o modelamento dos elementos da rede hidráulica. Existe um componente geral, uma junção, e um componente que permite a entrada e saída da vazão.

As relações que se utilizam são basicamente as mesmas apresentadas para a equação da continuidade (3.4) e para equação da quantidade de movimento (3.11). Contudo adaptou-se as mesmas para a análise da onda como mostra a equação (3.24) para continuidade

$$\frac{\partial H}{\partial t} = - \frac{c^2}{g.A} \frac{\partial Q}{\partial t} \quad (3.24)$$

e a equação (3.25) para a quantidade de movimento (momentum)

$$\frac{\partial H}{\partial x} = \frac{-1}{g \cdot A} \frac{\partial Q}{\partial t} + f(Q) \quad (3.25)$$

Nestas equações c representa a velocidade sônica da onda no tubo e $f(Q)$ um termo de resistência do tubo que é função da vazão. A solução das equações (3.24) e (3.25) juntamente com condições de contorno pode ser obtida, não de modo direto, mas de um modo alternativo pelo procedimento do método do plano das ondas. Este, têm segundo WOOD [50] a vantagem de usar um modelo físico simples como base de seu desenvolvimento, oferecendo ainda um menor número de passos de cálculos que outros processos logo mais descritos.

O método do plano das ondas baseia-se no conceito de que o escoamento transitório resulta da geração e propagação de ondas de pressão. Uma onda de pressão, que representa uma variação rápida da pressão e vazão, propaga-se à velocidade sônica do meio líquido-tubo, sendo parcialmente transmitida e refletida em todas as discontinuidades do sistema.

A relação entre as variações de pressão e vazão associadas à passagem de uma onda de pressão é a base para o desenvolvimento das expressões. A situação mostrada na figura 3.6 representa as condições de pressão e vazão existentes em dois instantes consecutivos. Quando uma onda de pressão se propaga na tubulação ela leva um tempo dt para percorrer uma distância dx entre um ponto A e B.

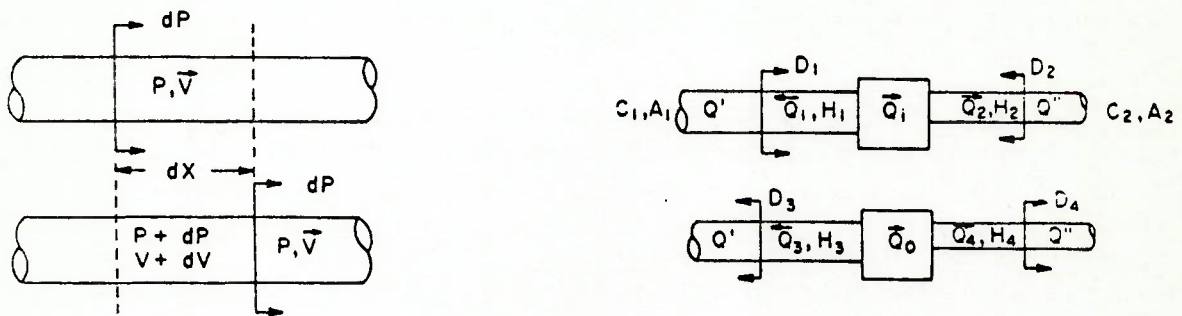


Figura 3.6 Propagação da onda de pressão na tubulação [49]

Durante este tempo há uma pressão igual a $P + dp$ na extremidade esquerda e uma pressão de intensidade P na extremidade direita do líquido contido entre A e B. Este desequilíbrio de pressão acelera o líquido. O princípio da quantidade de movimento nos dá:

$$(P + dp - P).A = \rho dx \frac{dQ}{dt} \quad (3.26)$$

ou

$$dp = \rho Q dx / A dt \quad (3.27)$$

O termo dx/dt é a velocidade de propagação da onda de pressão. A velocidade da onda se iguala à velocidade sônica c no sistema se a velocidade média do líquido na tubulação for desprezada, o que é considerado no método como aceitável uma vez que, a velocidade média do líquido é muito menor que a do som. Assim obtém-se

$$dp = \rho c \frac{dQ}{A} \quad (3.28)$$

A velocidade sônica do líquido é obtida com a função da elasticidade do conduto e do líquido, do diâmetro do conduto e da espessura do mesmo.

A figura 3.7 mostra um elemento sob ação de ondas de pressão vindas de D1 e D2.

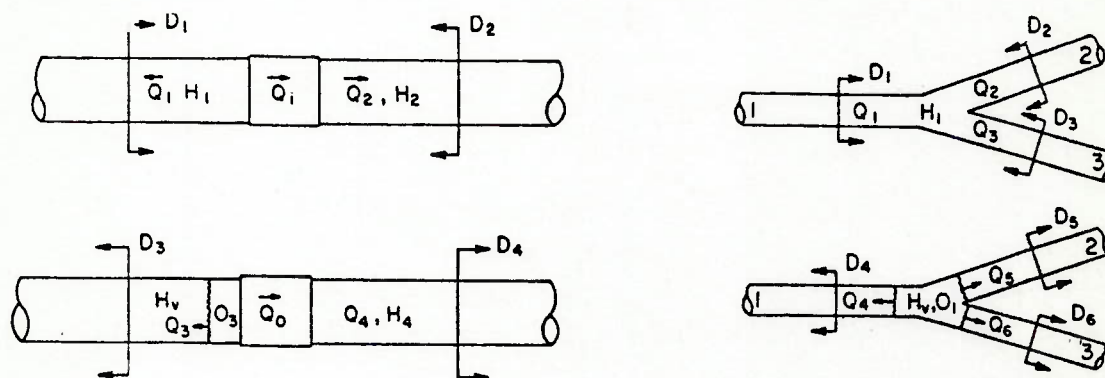


Figura 3.7 Componente sob ação de ondas de pressão [50]

Assim admite-se que a relação entre a vazão que passa pelo componente Q e a variação da carga de pressão no componente dH_d , sempre satisfaz uma equação característica para a singularidade que tem a forma:

$$dH_d = A(t) + B(t)|Q| + C(t)Q|Q| \quad (3.29)$$

onde dH_d é a diferença entre as cargas de pressão, entre os lados esquerdo e direito do componente. Estes coeficientes A, B e C variam com o tempo, mas são conhecidos para todos os instantes.

A relação básica de variação vazão-pressão transitória, é aplicada as ondas que chegam e que saem fornecendo os termos:

$$D_3 = D_1 + F_1 (Q_3 - Q_1) \quad (3.30)$$

$$D_4 = D_2 + F_2 (Q_4 - Q_2) \quad (3.31)$$

com $F_1 = C_1/gA_1$ e $F_2 = C_2/gA_2$ (3.32)

As cargas de pressão após a ação são dadas por

$$H_3 = H_1 + D_1 + D_3 \quad (3.33)$$

$$H_4 = H_2 + D_2 + D_4 \quad (3.34)$$

Assim aplicando essa variação de pressão na equação (3.29), obtemos uma equação característica com a introdução das relações (3.30) a (3.32) dada em (3.35)

$$C(t) Q_0 |Q_0| + B(t) Q_0 - (F_1 + F_2)Q_0 + e = 0 \quad (3.35)$$

$$e = (A(t) + H_1 + 2D_1 - H_2 - 2D_2 + (F_1 + F_2)Q_1) \quad (3.36)$$

Esta última equação pode ser resolvida por processo iterativo. Após essas iterações sucessivas determina-se a magnitude das ondas de pressão pelas equações (3.30) e (3.31) e a carga pontual após a ação deriva de (3.33) e (3.34).

Este método apresenta contudo algumas dificuldades no que diz respeito a necessidade de se usar elementos resistivos imaginários para concentrar os efeitos de atrito na linha, a determinação dos tempos de percurso da onda entre os componentes do sistema, a escolha de um intervalo de tempo computacional, tal que os tempos de percurso das ondas sejam um múltiplo do mesmo. Acrescenta-se ainda a dificuldade prática em se simular várias manobras concomitantes.

3.5.5 Teoria da Coluna Rígida (Oscilação de Massa) :

Se durante o transitório, as condições de fronteira forem tais que resulte $H_t \approx 0$, isto é, manobras lentas, resultará da (EC) - (3.4) que $Q_x = 0$ ou seja, $Q = Q(t)$ e o transitório se aproxima do fenômeno físico regido pela TEORIA DA COLUNA RIGIDA (TCR). Com isso da (EQM) - (3.11) verificamos que :

$$H_x = \frac{\partial H}{\partial x} = - \frac{f \cdot Q}{2 \cdot g \cdot D \cdot A^2} - \frac{1}{g \cdot A} \cdot Q_t = f(t) \quad (3.37)$$

isto significa que a linha piezométrica instantânea é uma reta, cuja inclinação é definida pela vazão e pela sua taxa de variação com o tempo e a EQM p/ o modelo rígido resulta de (3.11) com $Q_t = \frac{dQ}{dt}$

$$\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{gA} \frac{dQ}{dt} + \frac{f}{2 \cdot g \cdot D \cdot A^2} Q |Q| = 0 \quad (3.38)$$

Que é a equação fundamental para o modelo rígido.

Tal equação, integrada num dado instante t entre os extremos (1) e (2) do conduto resulta na equação base do TCR:

$$(H_2 - H_1) + \frac{L}{gA} \frac{dQ}{dt} + \frac{f \cdot L}{2 \cdot g \cdot D \cdot A^2} Q |Q| = 0 \quad (3.39)$$

Ou seja, a diferença entre a carga ($H_1 - H_2$) nos extremos do conduto é utilizada para acelerar o líquido no seu interior e vencer o atrito. Trata-se de uma equação diferencial ordinária na incógnitas H_1, H_2, Q e, para sua determinação necessitamos de duas equações adicionais que caracterizam as fronteiras (1) e (2) do conduto.

Para analisar a equação fundamental da TCR vamos considerar dois instantes do transitório ($t - \Delta t$) e (t) gerado por uma manobra 'lenta' tal que seja aplicado o modelo rígido dado pela equação (3.39) e, vamos assumir os valores de H_1, H_2, Q no instante ($t - \Delta t$) conhecido. O objetivo é determinar H_{p1} e H_{p2} , Q_p no instante (t) posterior (índice 'p' indica 'posterior').

Integrando (3.39) de acordo com a figura 3.8 temos:

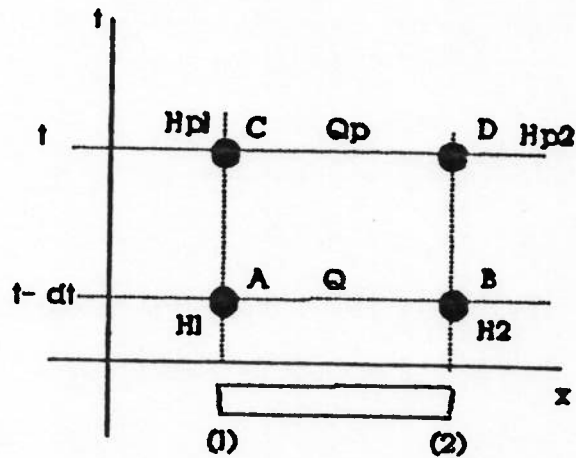


Figura 3.8 Esquema de integração para Análise de transiente pela Teoria da Coluna Rígida.

$$\int_{t-\Delta t}^t H_2 dt - \int_{t-\Delta t}^t H_1 dt + \frac{L}{g \cdot A} \int_{t-\Delta t}^t dQ + \frac{L}{2 \cdot g \cdot D \cdot A} \int_{t-\Delta t}^t Q |Q| dt = 0 \quad (3.40)$$

que somente poderá ser resolvida com uma aproximação numérica do tipo:

$$\frac{(H_{p2} + H_2) \cdot \Delta t}{2} - \frac{(H_{p1} + H_1) \cdot \Delta t}{2} + \frac{L}{g \cdot A} \cdot (Q_p - Q) + I = 0 \quad (3.41)$$

onde o último termo poderá ser integrado com diferentes aproximações:

$$\text{Se } r = \frac{f \cdot L}{2 \cdot g \cdot D \cdot A^2} \quad (3.42)$$

logo a aproximação de ordem será:

$$1. \text{ ordem} = I = r |Q| \cdot \Delta t$$

$$2. \text{ ordem} = I = r \cdot \frac{(Q_p + Q)}{2} \frac{|Q_p + Q|}{2} \cdot \Delta t$$

$$\text{Mista} = I = r \cdot |Q| \cdot Q_p \cdot \Delta t$$

Utilizando a aproximação mista resulta:

$$H_{p1} - H_{p2} = C_1 + C_2 \cdot Q_p \quad (3.43)$$

com, os valores conhecidos de C_1 e C_2 calculados por:

$$C_1 = H_2 - H_1 - \frac{2 \cdot L \cdot Q}{g \cdot A \cdot \Delta t} \quad (3.44)$$

$$C_2 = \frac{2 \cdot L}{g \cdot A \cdot \Delta t} + \frac{f \cdot L}{g \cdot D \cdot A^2} |Q| \quad (3.45)$$

A equação (3.43) é resolvida em cada caso, conjuntamente com as equações de fronteira p/ determinação de H_{p1} , H_{p2} e Q_p .

Tais valores determinados permitem o cálculo das duas constantes C_1 , e C_2 para o processamento numérico no instante seguinte, definindo-se o cálculo progressivo no tempo.

3.6 METODOS NUMERICOS PARA SOLUCAO DO TRANSIENTE ELASTICO

O transiente elástico pode ser analisado mediante a resolução do sistema de equações (3.4) e (3.11). Os métodos usados para integrar numericamente estas equações são: o método das características e o método de diferenças finitas. Os métodos de diferenças finitas podem ainda ser classificados em : Método implícito de diferença finita e método explícito de diferenças finitas.

No método das características as equações diferenciais parciais são antes convertidas em equações diferenciais ordinárias, as quais são então resolvidas por um método de diferenças finitas. Uma vez que as características representam o curso da onda ou perturbações que se deslocam este método, torna-se bem apropriado para a resolução de sistemas hiperbólicos. Em contrapartida nos métodos de diferenças finitas puro, as derivadas parciais das equações que regem o fenómeno são substituídas diretamente pelas aproximações por diferenças finitas resultando um conjunto de equações algébricas , que dependendo do modo como o termo de atrito é representado as equações podem assumir não linearidade.

A solução explícita não é possível devido a presença de um termo não linear, entretanto como um caso a parte aos métodos clássicos de resolução destas equações RACHID, MATTOS & GAMA em [38] apresentaram o uso do método de GLIMM para esta finalidade. O método de GLIMM é capaz de resolver um problema hiperbólico não linear com derivadas de primeira ordem descontínuas ou soluções descontínuas. O método de GLIMM de acordo com a posição dos autores, está sendo considerado um método eficiente para obtenção de soluções numéricas para estes tipos de problemas hiperbólicos unidimensionais, pois este não dissipa os choques e preserva suas posições. Simplificadamente, o método de GLIMM é um esquema numérico que prega a solução do problema de Riemann para gerar a solução aproximada das equações hiperbólicas (3.4) e (3.11). A idéia básica por trás do método é obter a solução de tantos quanto desejados problemas de Riemann para sucessivos espaços de tempo de t^n a $t^{n+1} = t^n + \Delta t$. Para realizar esta operação é necessário, inicialmente, aproximar os dados no tempo t^n por funções quase constantes.

O método das características na determinação das variáveis de estado possui as seguintes vantagens:

a.) Definição simplificada da topologia da rede, de modo único, para qualquer tipo de simulação, quer seja em regime permanente, transitório ou oscilatório. A rede hidráulica é definida separando-se todos os elementos não tubos. Ou seja não se pode ter dois elementos ou ENOS não tubos fazendo

fronteira entre si , pois estes devem ser as condições de contorno para os tubos da rede.

b.) Tratamento adequado para elementos dinâmicos e não dinâmicos como condição de contorno , devido a forma da equação do nó descrita a seguir.

c.) Convergência numérica incondicional para cargas no nós e vazões.

d.) Possibilidade de se usar o método para sistemas de controle em tempo real em redes hidráulicas.

3.7 METODO DE DIFERENCAS FINITAS

3.7.1 Método Explícito de Diferenças Finitas:

Neste método as derivadas parciais são substituídas por aproximações de diferenças finitas de modo que as condições desconhecidas são expressas em termos de condições conhecidas no começo do intervalo de tempo. Este método explícito , pelo seu esquema difusivo, deve ter suas condições em t_0 conhecidas para que se calcule suas condições em $t_0 + \Delta t$, indicado aqui como nível $j+1$. (O índice i indica a seção (dx) de um tubo). As derivadas parciais são aproximadas como se segue:

$$\frac{\partial H}{\partial t} = \frac{H_i^{j+1} - \bar{H}_i}{\Delta t} \quad (3.47)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = \frac{Q_i^{j+1} - \bar{Q}_i}{\Delta t} \quad (3.48)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial x} = \frac{Q_{i+1}^j - Q_{i-1}^j}{2 \cdot \Delta x} \quad (3.49)$$

$$\frac{\partial H}{\partial x} = \frac{H_{i+1}^j - H_{i-1}^j}{2 \cdot \Delta x} \quad (3.50)$$

onde

$$\bar{H}_i = 0.5(H_{i+1}^j + H_i^j) \quad (3.51)$$

$$\bar{Q}_i = 0.5(Q_{i+1}^j + Q_i^j) \quad (3.51)$$

Substituindo estas derivadas em (3.4) e (3.11) e usando a relação $R = f/(2 \cdot D \cdot A)$ obtemos:

$$Q_i^{j+1} = \frac{1}{2}(Q_{i-1}^j + Q_{i+1}^j) - \frac{1 \cdot g \cdot A \cdot \Delta t}{2 \cdot \Delta x} (H_{i+1}^j - H_{i-1}^j) - R \cdot \Delta t \cdot \bar{Q}_i | \bar{Q}_i | \quad (3.52)$$

$$H_i^{j+1} = \frac{1}{2} \cdot (H_{i-1}^j + H_{i+1}^j) - \frac{1 \cdot \Delta t \cdot a}{2 \cdot \Delta x \cdot g \cdot A} (Q_{i+1}^j + Q_{i-1}^j) \quad (3.53)$$

Assim obtemos as expressões que mostram explicitamente as variáveis desconhecidas H_i^{j+1} e Q_i^{j+1} na seção i em termos dos valores conhecidos de Q e H na seções $i-1$ e $i+1$.

3.7.2 Método Implícito de Diferenças Finitas:

Nesse método implícito, a vazão e a carga desconhecidas numa seção no fim do intervalo de tempo são expressas em termos dos valores dessas variáveis nas seções vizinhas. Assim as equações devem ser resolvidas simultaneamente. Usando a mesma notação do item anterior, nesse método as derivadas parciais são aproximadas por:

$$\frac{\partial H}{\partial x} = \frac{(H_{i+1}^{j+1} + H_{i+1}^j) - (H_i^{j+1} + H_i^j)}{2 \cdot \Delta x} \quad (3.54)$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} = \frac{(H_{i+1}^{j+1} + H_{i+1}^{j+1}) - (H_{i+1}^j + H_i^j)}{2 \cdot \Delta t} \quad (3.55)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial x} = \frac{(Q_{i+1}^{j+1} + Q_{i+1}^j) - (Q_i^{j+1} + Q_i^j)}{2 \cdot \Delta x} \quad (3.56)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = \frac{(Q_{i+1}^{j+1} + Q_{i+1}^{j+1}) - (Q_{i+1}^j + Q_i^j)}{2 \cdot \Delta t} \quad (3.57)$$

$$Q = 0.5(Q_{i+1} + Q_i) \quad (3.58)$$

e substituindo-se estas relações nas equações (3.4) e (3.11) obtemos :

$$Q_i^{j+1} + Q_{i+1}^{j+1} - C_1 H_i^{j+1} + C_1 H_{i+1}^{j+1} + C_2 = 0 \quad (3.59)$$

$$Q_i^{j+1} - Q_{i+1}^{j+1} - C_3 H_i^{j+1} + C_3 H_{i+1}^{j+1} + C_4 = 0 \quad (3.60)$$

onde

$$C_1 = \frac{g \cdot A \cdot \Delta t}{\Delta x} \quad (3.61)$$

$$C_2 = C_1(H_{i+1}^j - H_i^j) - (Q_i^j + Q_{i+1}^j) + \frac{1 \cdot R \cdot \Delta t}{2} (Q_i^j + Q_{i+1}^j) | (Q_i^j + Q_{i+1}^j) | \quad (3.62)$$

$$C_3 = \frac{g \cdot A \cdot \Delta x}{a^2 \Delta t} \quad (3.63)$$

$$C_4 = Q_{i+1}^j - Q_i^j - C_3(H_i^j + H_{i+1}^j) \quad (3.64)$$

Para resolução das incógnitas são necessárias mais duas equações além das (3.59) e (3.60) que são obtidas das seções adjacentes $i+1$ e $i-1$, pois devem ser determinadas as variáveis Q_i , H_i , Q_{i+1} , H_{i+1} no instante $j+1$.

3.8 METODO DAS CARACTERISTICAS

Considere um transitório hidráulico que mobilize a elasticidade de um conduto e a compressibilidade de um líquido. Será regido pelas equações de derivadas parciais (EDDP):

$$L_1 = H_t + \frac{a^2}{g \cdot A} \cdot Q_x = 0 \quad (EC) \quad (3.65)$$

$$L_2 = Q_t + g \cdot A \cdot H_x + \frac{f}{2 \cdot D \cdot A} \cdot \frac{Q |Q|}{A} = 0 \quad (EQM) \quad (3.66)$$

Tais equações do tipo hiperbólico não são integráveis analiticamente. Se olharmos para o conceito de derivada total $\frac{DG}{Dt} = \frac{\partial G}{\partial t} + V \cdot \frac{\partial G}{\partial x}$, vemos que ao somá-las poderíamos produzir uma derivada total transformando o sistema EDDP em uma equação diferencial ordinária (EDO).

Para produzir isto vamos considerar um coeficiente λ , a ser determinado, e considerar a soma $L = \lambda L_1 + L_2$ que deverá ser obviamente nula. Temos:

$$\lambda \left(\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g \cdot A} \frac{\partial Q}{\partial x} \right) + \left(\frac{\partial Q}{\partial t} + g \cdot A \cdot \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f |Q| Q}{2 \cdot D \cdot A} \right) = 0 \quad (3.66)$$

que com os termos agrupados em Q e H fornece:

$$\lambda \left[\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{g \cdot A}{\lambda} \frac{\partial H}{\partial x} \right] + \left[\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\lambda \cdot a^2}{g \cdot A} \frac{\partial Q}{\partial x} \right] + \frac{f |Q| Q}{2 \cdot D \cdot A} = 0 \quad (3.67)$$

que resulta em

$$\lambda \frac{DH}{Dt} + \frac{DQ}{Dt} + \frac{f |Q| Q}{2 \cdot D \cdot A} = 0 \quad (3.68)$$

$$\text{se } \frac{g \cdot A}{\lambda} = \frac{\lambda \cdot a^2}{g \cdot A} = \frac{dx}{dt} = \text{velocidade de transporte}$$

$$\text{resulta, } \lambda^2 = \left[\frac{g \cdot A}{a} \right]^2, \text{ portanto, } \lambda = \pm \frac{g \cdot A}{a} \text{ ou seja}$$

$$\frac{dx}{dt} = \pm a \quad (3.69)$$

Há assim duas velocidades de transporte $\pm a$ que satisfazem a equação (3.68) e permitem transformar a EDDP em EDO.

Para cada uma destas, obtem-se uma EDO como se segue:

$$\frac{dx}{dt} = + a \quad (3.70)$$

$$\frac{g.A.DH}{a} \frac{DQ}{Dt} + \frac{DQ}{Dt} + \frac{f Q |Q|}{2.D.A} = 0 \quad (3.71)$$

$$\frac{dx}{dt} = - a \quad (3.72)$$

$$- \frac{g.A.DH}{a} \frac{DQ}{Dt} + \frac{DQ}{Dt} + \frac{f Q |Q|}{2.D.A} = 0 \quad (3.73)$$

Note que o sistema (3.4) e (3.11), analisa o transitório sob o ponto de vista Eurliano (fixo a posição) já, o sistema (3.70) a (3.73), analisa-o sob o ponto de vista Lagrangeano ao se transportar ao campo do escoamento com velocidade $\pm a$ e verificando as variações de $\frac{DH}{Dt}$ e $\frac{DQ}{Dt}$ que se associam à este deslocamento ou transporte no campo.

As retas $\frac{dx}{dt} = \pm a$ caracterizam o deslocamento que se deve assumir no campo para observar as variações correspondentes dadas pelas equações (3.71) e (3.73). São as retas características que indicam a natureza do fenômeno físico de propagação.

3.8.1 Malha Escalonada Cruzada (MOC):

As equações diferenciais de derivadas parciais que descrevem o escoamento transitório do líquido num conduto são transformadas pelo método das características nos pares de equações diferenciais ordinárias:

$$\pm dH + \frac{a \cdot dQ}{g \cdot A} + \frac{f |Q| Q}{2g \cdot D \cdot A^2} dx = 0 \quad (3.74)$$

$$dx = \pm a \cdot dt \quad (3.75)$$

As primeiras equações são válidas ao longo das retas características (3.75).

Assumindo a aproximação abaixo para o termo de atrito da equação (3.74) na integração temos:

$$\int_{x_a}^{x_p} \frac{f \cdot |Q| \cdot Q}{2 \cdot g \cdot D \cdot A^2} dx \cong R \cdot |Q_A| \cdot Q_p \quad (3.76)$$

$$\text{com } R = \frac{f \Delta x}{2 \cdot g \cdot D \cdot A^2} \quad \text{e } B = \frac{a}{g \cdot A} \quad (3.77)$$

Sendo A e P pertencentes à reta $dx = +a \cdot dt$.

Procedendo analogamente, entre os pontos B e P pertencentes a reta $dx = -a \cdot dt$, obtemos as duas equações:

$$H_p = (H_A + B \cdot Q_A) - (B + R \cdot |Q_A|) \cdot Q_p \quad \text{para a reta AP} \quad (3.78)$$

$$H_p = (H_B - B \cdot Q_B) + (B + R \cdot |Q_B|) \cdot Q_p \quad \text{para a reta BP} \quad (3.79)$$

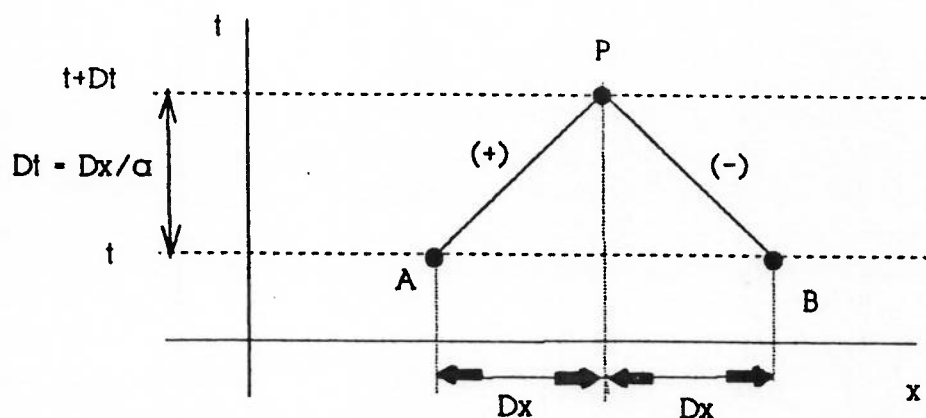


Figura 3.9 Retas Características

Tais equações relacionam linearmente os valores de cargas e vazões a determinar no ponto P no instante seguinte, pois os valores referentes aos pontos A e B são conhecidos para o instante t.

Assim podemos determinar a partir das equações (3.78) e (3.79) as características do escoamento (H_p, Q_p) em qualquer ponto P do plano (x, t) , isto é, em qualquer posição (x) de tubulação e em qualquer instante (t) .

A divisão do plano (x,t) numa malha regular, tal que, $\Delta x = L/N$ e $\Delta t = \Delta x/a$, permite definir um conjunto de pontos (P) no plano (x,t) para os quais, através das equações (3.78) e (3.79) determina-se a carga e a vazão. A figura 3.10 mostra o esquema correspondente.

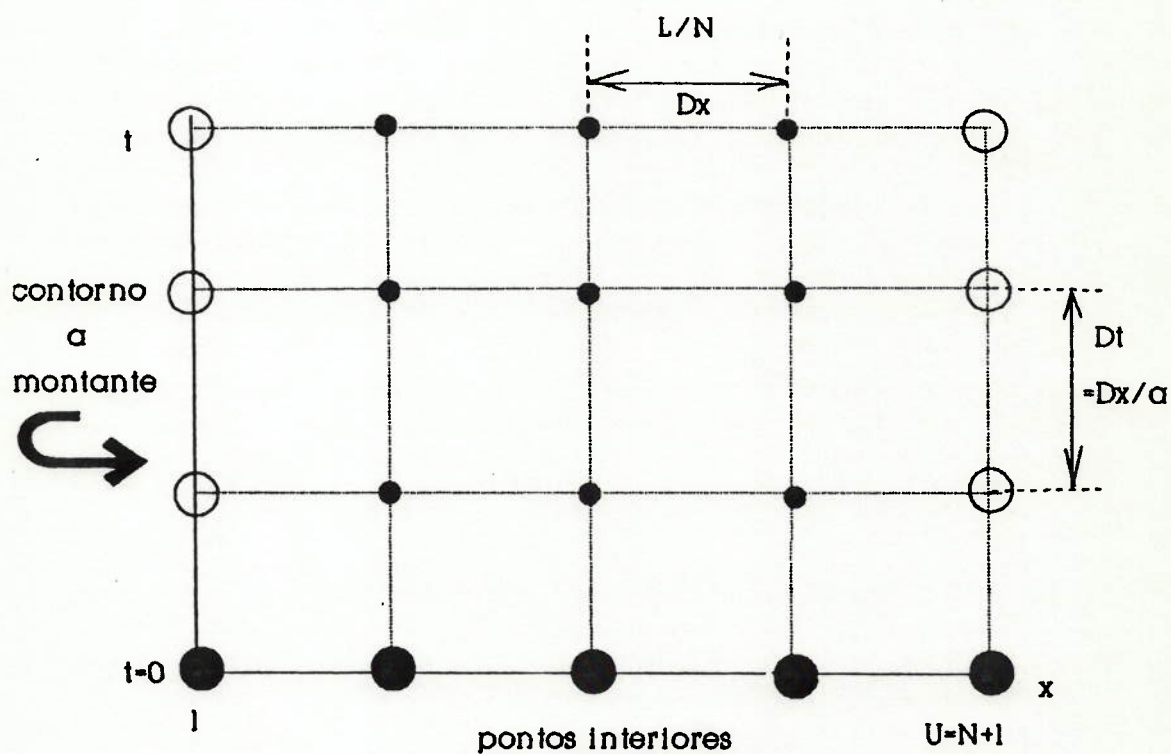


Figura 3.10 Esquema de Divisão do Plano

No processo usual de cálculo, admitem-se conhecidas as condições hidráulicas num dado instante ($t=0$), que são assim chamadas de condições iniciais nas posições relacionadas. A partir destas determina-se as condições hidráulicas nas mesmas posições, mas instantes seguintes. Contudo é necessário que tenhamos nos extremos 1 e 2 as equações adicionais que representam as condições de contorno.

Nos pontos interiores (2 a N), as cargas e vazões são determinadas a partir de (3.78) e (3.79) de forma explícita pois, obtemos:

$$Q_p = \frac{H_A - H_B + B.(Q_A + Q_B)}{2.B + R.(|Q_A| + |Q_B|)} \quad (3.80)$$

E o valor de Q_p , determinado através de (3.80), permite o cálculo de H_p através de (3.78) ou (3.79) para todos os pontos interiores da malha de cálculo. O processo de cálculo somente poderá ser continuado se forem conhecidos as características dos extremos 1 e U condições de contorno - , pois em cada um destes extremos somente se dispõe de uma equação (3.80) para o extremo (U) e outra para o extremo (1).

3.8.2 Considerações sobre a Malha de Cálculo:

A escolha de malha regular, permite efetuar os cálculos propostos de forma sistemática com o inconveniente de se produzir, em verdade, dois esquemas de cálculos independentes, representados pelas linhas cheias (os pontos calculados são indicados por círculos) e pelas linhas tracejadas (os pontos calculados são indicados por quadrados).

Nas figuras seguintes temos a malha escalonada, onde as condições de contorno são determinadas a cada dois intervalos de tempo, sendo que a cada Δt , intermediário, os valores calculados nos pontos indicados por círculos tracejados, somente são necessários para a determinação das características dos pontos indicados por círculos cheios.

Para compatibilização com as condições de contorno, o uso da malha escalonada implica escolher N - par e, se há necessidade de um detalhamento dos contornos, deve-se reduzir Δt , aumentando-se o valor de N . Tais restrições limitam a aplicação da malha escalonada.

A malha cruzada indicada na figura 3.13, na qual são determinadas as coordenadas (H, Q) nos pontos de cruzamento das retas características, para a determinação das condições no instante seguinte, permite a utilização de N qualquer e elimina as deficiências apontadas nas malhas anteriores e é, portanto, a indicada para os cálculos numéricos.

Dois Transientes Independentes

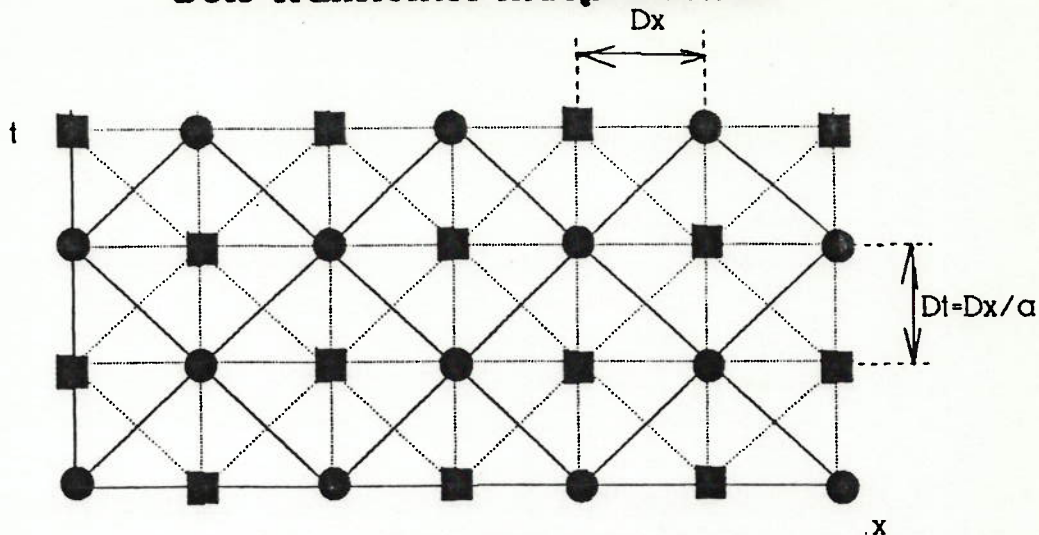


Figura 3.11 Malha Regular

Cond. de Contorno a cada 2.Dt

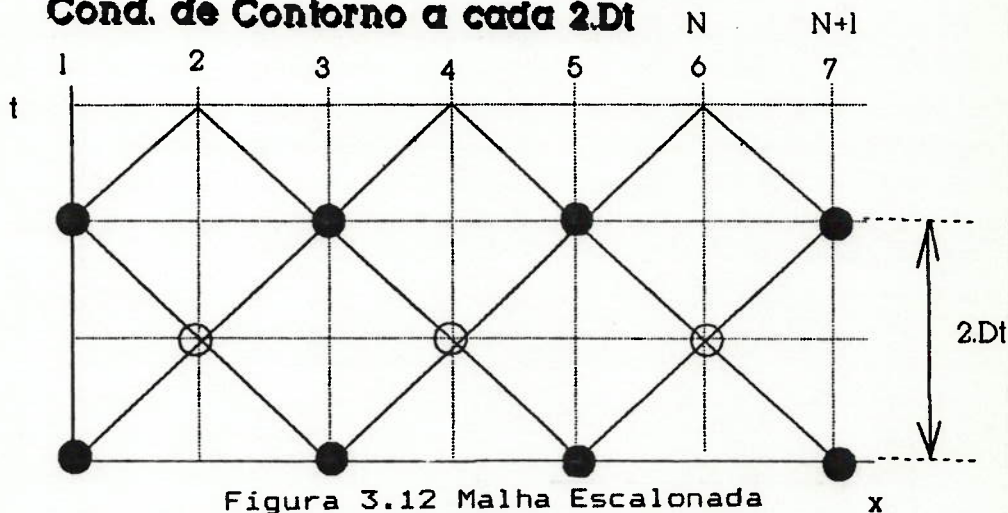


Figura 3.12 Malha Escalonada

N qualquer Cond. de contorno a cada Dt

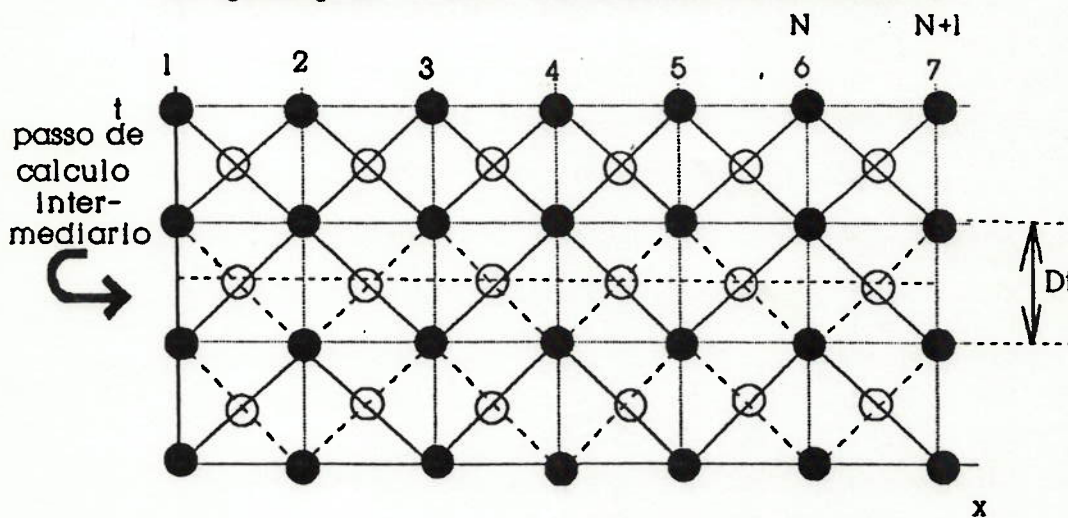
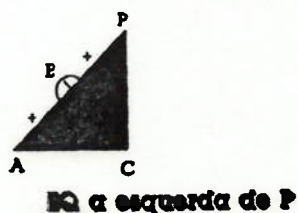


Figura 3.13 Malha Cruzada

3.8.2 Configuração da Malha Cruzada:

Em uma seção genérica (i) indicaremos os valores da carga H e vazão Q com índice (Pi) se o valor é desconhecido e com índice (i) se o valor é conhecido. Assim no ponto Pi, os valores (HPi, QPi) deverão ser determinados á partir dos valores conhecidos (Hi-1, Qi-1) do ponto A, (Hi, Qi) do ponto C e (Hi+1, Qi+1) do ponto B.

3.8.3 Equacionamento á Esquerda do Ponto P:



$$(+)\ H_E = (H_A + BQ_A) - (B + \frac{R|Q_A|}{2})Q_E \quad (\overline{AE}) \quad (3.81)$$

$$(-)\ H_E = (H_C - BQ_C) + (B + \frac{R|Q_C|}{2})Q_E \quad (\overline{CE}) \quad (3.82)$$

$$(+)\ H_P = (H_E + BQ_E) - (B + \frac{R|Q_E|}{2})Q_P \quad (\overline{EP}) \quad (3.83)$$

substituindo $H_E + BQ_E$ obtido em (3.81) na equação (3.83) vem:

$$H_P = H_A + BQ_A - \frac{R|Q_A|}{2} Q_E - (B + \frac{R|Q_E|}{2}) Q_P \quad (3.84)$$

mas da igualdade de (3.81) e (3.82) , resulta :

$$Q_E = \frac{(H_A - H_C) + B(Q_A + Q_C)}{2B + \frac{R}{2}(|Q_A| + |Q_C|)} \quad (3.85)$$

fazendo :

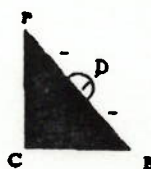
$$C_E = H_A + BQ_A - \frac{R}{2}|Q_A|Q_E \quad (3.86)$$

$$B_E = B + \frac{R}{2}|Q_E| \quad (3.87)$$

temos que a equação (3.84) é escrita

$$\underline{H_P = C_E - B_E Q_P} \quad (3.88)$$

3.8.4 Equacionamento à Direita do Ponto P:



Eq. à direita de P

$$(+)\ H_D = (H_C + BQ_C) - (B + \frac{R}{2}|Q_C|)Q_D \quad (\overline{CD}) \quad (3.89)$$

$$(-)\ H_D = (H_B - BQ_B) + (B + \frac{R}{2}|Q_B|)Q_D \quad (\overline{BD}) \quad (3.90)$$

$$(+)\ H_P = (H_D - BQ_D) + (B + \frac{R}{2}|Q_D|)Q_P \quad (\overline{DP}) \quad (3.91)$$

substituindo $H_D + BQ_D$ obtido em (3.90) na equação (3.91) vem:

$$H_P = H_B - BQ_B + \frac{R|Q_B|}{2} Q_D + (B + \frac{R|Q_D|}{2}) Q_P \quad (3.92)$$

mas da igualdade (3.89) = (3.90), resulta:

$$Q_D = \frac{(H_C - H_B) + B(Q_C + Q_B)}{2B + \frac{R(|Q_C| + |Q_A|)}{2}} \quad (3.93)$$

fazendo:

$$C_D = H_B - BQ_B + \frac{R|Q_B|}{2} Q_D \quad (3.94)$$

$$B_D = B + \frac{R|Q_D|}{2} \quad (3.95)$$

A equação (3.92) é escrita

$$\underline{H_P = C_D + B_D Q_P} \quad (3.96)$$

De (3.88) e (3.96), temos:

$$H_P = C_E - B_E Q_P = C_D + B_D Q_P \text{ e, portanto:}$$

$$\boxed{Q_P = \frac{C_E - C_D}{B_D + B_E}} \quad (3.97)$$

Tal expressão permite o cálculo de Q_p (p/ os pontos interiores $2 \leq i \leq N$).

Obtido o valor de Q_p , obtem-se o valor de H_p de (3.88) ou (3.96) e , as coordenadas (Q_p, H_p) dos pontos interiores estão determinados.

3.8.5 Usando Notação Indexada:

$$Q_E = \frac{(H_{i-1} - H_i) + B(Q_{i-1} + Q_i)}{2B + \frac{R}{2}(|Q_{i-1}| + |Q_i|)} \quad (3.98)$$

$$Q_D = \frac{(H_i - H_{i+1}) + B(Q_i + Q_{i+1})}{2B + \frac{R}{2}(|Q_{i+1}| + |Q_i|)} \quad (3.99)$$

$$C_E = H_{i-1} + BQ_{i-1} - \frac{R}{2}|Q_{i-1}|Q_E \quad (3.100)$$

$$B_E = B + \frac{R}{2}|Q_E| \quad (3.101)$$

$$C_D = H_{i+1} - BQ_{i+1} + \frac{R}{2}|Q_{i+1}|Q_D \quad (3.102)$$

$$B_D = B + \frac{R}{2}|Q_D| \quad (3.103)$$

$$Q_{pi} = (C_E - C_D)/(B_D + B_E) \quad (3.104)$$

$$H_{pi} = C_D + B_D Q_{pi} \quad \text{ou} \quad (3.105)$$

$$H_{pi} = C_E - B_E Q_{pi} \quad (3.106)$$

3.8.6 Sistematização de Cálculos:

a.) Para os pontos interiores usamos as equações (3.88) e (3.96) que permitem o cálculo de Q_P e H_P .

De fato, de (3.88) e (3.96), temos:

$$\boxed{Q_P = \frac{C_E - C_D}{B_D + B_E}} \quad (3.107)$$

logo o valor de H_P é calculado em (3.88) ou (3.96) com o valor conhecido de Q_P obtido em (3.107)

b.) para o extremo de montante (1)

$$Q_D = \frac{(H_1 - H_2) + B(Q_1 + Q_2)}{2B + \frac{R(|Q_1| + |Q_2|)}{2}} \quad (3.108)$$

$$C_D = H_2 - BQ_2 + \frac{R|Q_2|Q_D}{2} \quad (3.109)$$

$$B_D = B + \frac{R|Q_D|}{2} \quad (3.110)$$

$$\underline{H_P = C_D + B_D Q_P} \quad (3.111)$$

c.) para o extremo de jusante - Última seção (U):

$$Q_E = \frac{(H_N - H_U) + B(Q_N + Q_U)}{2B + \frac{R(|Q_N| + |Q_U|)}{2}} \quad (3.112)$$

$$C_E = H_N + BQ_N - \frac{R}{2}|Q_N|Q_E \quad (3.113)$$

$$B_E = B + \frac{R}{2}|Q_E| \quad (3.114)$$

$$\underline{H_P = C_E - B_E Q_{PU}} \quad (3.115)$$

d.) Régime Permanente (Caso Particular com $N=2$ e $U=2$)

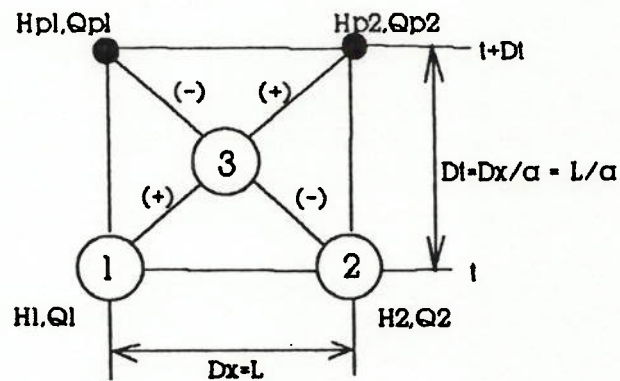


Figura 3.14 Malha com $N=2$ para Regime Permanente

$$R = \frac{f \cdot L}{2gDA^2} \quad B = \frac{a}{g \cdot A} = \frac{L/\Delta t}{g \cdot A}$$

$$\text{neste caso } Q_D = Q_E = Q_3 = \frac{(H_1 - H_2) + B \cdot (Q_1 + Q_2)}{2B + \frac{R}{2}(|Q_1| + |Q_2|)} \quad (3.116)$$

$$C_D = H_2 - BQ_2 + \frac{R}{2}|Q_2|Q_3 \quad (3.117)$$

$$C_E = H_1 + BQ_1 - \frac{R}{2}|Q_1|Q_3 \quad (3.118)$$

$$B_D = B_E = B + \frac{R|Q_3|}{2} = B_R \quad (3.119)$$

resultando

$$HP_1 = C_D + BRQP_1 \quad (3.120)$$

$$HP_2 = C_E - BRQP_2 \quad (3.121)$$

3.9 A EQUACAO DO NO

A estrutura do programa para se resolver escoamentos permanentes, transientes e oscilatórios está baseada na equação definida por KOELLE em [19], denominada equação do nó:

$$Q_{PE} = EN - BNHP \quad (3.122)$$

Esta equação congrega nos termos EN e BN os coeficientes de todas as retas características correspondentes a todos os ENDS tubos que estão ligados a um determinado nó. Ressalva-se que podemos ter no máximo um ENO não tubo ligado a um nó. A figura 3.15 mostra o desenho esquemático para no nó.

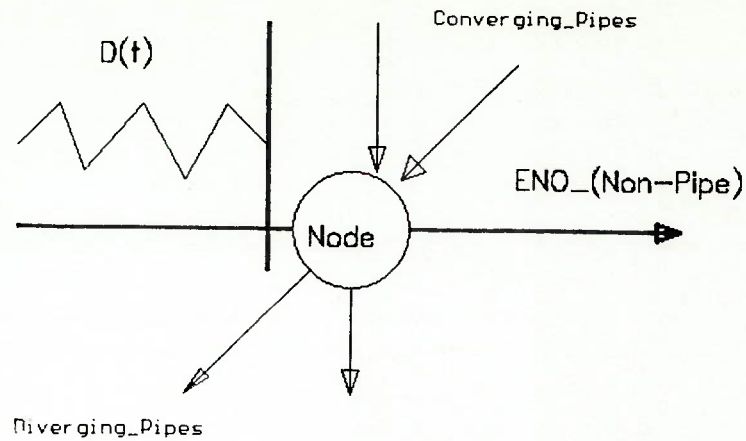


Figura 3.15 Esquema para a Equação do Nó

Aplicando a equação (3.122) aos extremos de montante e de jusante de um elemento não tubo obtemos as equações:

$$Q_{PE} = E_{N1} - B_{N1}H_{P1} \quad (3.123)$$

$$- Q_{PE} = E_{N2} - B_{N2}H_{P2} \quad (3.124)$$

Estas equações aplicadas a montante (1) e jusante (2) de uma válvula de controle automático permitem o cálculo da pressão nos nós (1) e (2) e da vazão que atravessa o ENO VCA, uma vez que conhecemos os valores de E_{N1} , B_{N1} , E_{N2} e B_{N2} para o instante anterior de cálculo. Estes valores saem da somatória dos coeficientes de retas características de tubos que convergem aos nós ou divergem dos mesmos:

$$B_{N1} = \sum 1/B_E \quad (3.125)$$

$$B_{N2} = \sum 1/B_D \quad (3.126)$$

$$E_{N1} = \sum C_E/B_E \quad (3.127)$$

$$EN_2 = \sum C_D/B_D \quad (3.128)$$

Onde os índices (1) e (2) se referem aos nós de montante e jusante relativos a um tubo em específico.

Igualando as equações (3.124) e (3.125) obtemos

$$H_{PE} = H_{P1} - H_{P2} = E_E - B_E \cdot Q_{PE} \quad (3.129)$$

Esta equação é a equação de compatibilidade entre a VCA (ou uma válvula qualquer) e a rede hidráulica, e, é assim denominada de equação da rede. Os fatores E_E e B_E congregam por sua vez os coeficientes B_s e aplicados aos nós de montante e jusante:

$$E_E = EN_1 / BN_1 - EN_2 / BN_2 \quad (3.130)$$

$$B_E = 1 / BN_1 + 1 / BN_2 \quad (3.131)$$

Apresentamos aqui neste 4. capítulo o modelo matemático para simular válvulas de controle automático (VCAs) e válvulas de controle motorizado (VCMs) em regime permanente e regime transitório. Para este último introduzimos a equação da dinâmica da válvula de controle automático como condição de contorno de simulação. Foi proposto um modelo para representar o controlador, ou seja o sistema piloto de controle dessas válvulas, e o mesmo teve seu comportamento testado a vários sinais de entrada. Também são propostas algumas maneiras de se simular a força hidráulica atuante no obturador dessas válvulas. Estas proposições também foram testadas em um modelo linearizado a vários sinais de entrada.

4.1 INTRODUÇÃO

No nosso modelo de cálculo, como já mostramos no capítulo anterior, as redes hidráulicas tem seu escoamento unidimensional simulado utilizando-se o método das características aplicado à solução das equações (3.4) e (3.11) (EC e EQM).

A equação (3.129) é a equação que realiza a compatibilidade entre o escoamento hidráulico na rede e uma válvula ou um ENO qualquer. A equação clássica (4.1) mostrada abaixo relaciona o coeficiente dimensional de perda de carga C , relativo ao posicionamento do obturador da válvula, com as pressões a montante e jusante e vazão.

$$H_{P1} - H_{P2} = C |Q_{PE}| Q_{PE} \quad (4.1)$$

4.2 COEFICIENTES DE PERDA DE CARGA EM VALVULAS

Esta equação pode ser escrita manipulando-se seus termos nas diferentes formas bem conhecidas definidas por vários autores:

$$\Delta H = K \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (4.2)$$

$$\Delta H = (1 + \xi) \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (4.3)$$

$$\Delta H = \frac{1}{C_D^2} \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (4.4)$$

Várias são as maneiras de se caracterizar as perdas de carga para uma dada abertura em uma válvula. Em simulações de redes hidráulicas devemos utilizar um coeficiente que seja adequado a caracterizar de modo único a perda da válvula,

compatibilizando-o com os dados relativos aos ensaios de que dispomos. Note que para o caso de válvula comum de abertura variável, o coeficiente de perda de carga é imposto em (4.1), como função da abertura da válvula a cada instante t .

Logo para uniformizar a utilização desses coeficientes relacionamo-nos entre si, e dividimo-nos em duas classes: estático e dinâmico. Esta divisão obedece a necessidade de trabalharmos no modelo de simulação da rede (MOC), com os coeficientes dinâmicos e de dispormos normalmente dos coeficientes de perda de carga estáticos (ξ). Esse efeito da parcela dinâmica é bem reduzido quando a válvula não está em posição de total abertura, contudo conduz a um erro significativo quando trabalhamos com válvulas em total abertura.

O coeficiente de perda de carga, em simulação de redes deve, possuir uma faixa limitada de valores, que caracterizem toda a gama de valores que este possa assumir. Assim a relação expressa em (4.4) é bastante conveniente, pois o coeficiente C_D , sendo o inverso ao quadrado de K ou K_v , está limitado a uma faixa de 1 a 0 já que deve conter a parcela dinâmica. Além disso a relação $1/C_D^2$, na faixa de 0.1 a 0 assume valores bem baixos, o que caracteriza bem a região de alta perda de carga.

Esses coeficientes definidos em (4.1) (C) (4.2) (K ou Kv) (4.3) (ξ), e (4.4) (C_D), podem ser relacionado entre si, e ainda subdivididos em estático e dinâmico. Utilizando o índice e e d para diferenciar coeficientes estático e dinâmico temos:

$$K^e = \xi \quad (4.5)$$

$$K^d = 1 + \xi \quad (4.6)$$

$$K^d = 1 + K^e \quad (4.7)$$

$$C^e = \frac{K^e}{2 \cdot g \cdot A_0^2} \quad (4.8)$$

$$C^d = \frac{K^d}{2 \cdot g \cdot A_0^2} \quad (4.9)$$

$$C^d = C^e + \frac{1}{2 \cdot g \cdot A_0^2} \quad (4.10)$$

$$(C_D^d)^2 = \frac{1}{K^d} \quad (4.11)$$

$$(C_D^e)^2 = \frac{1}{K^e} \quad (4.12)$$

$$(C_D^d)^2 = \frac{1}{K^e + 1} \quad (4.13)$$

$$(C_D^e)^2 = \frac{1}{2 \cdot g \cdot A_0^2 \cdot C^e} \quad (4.14)$$

$$(C_D^d)^2 = \frac{1}{2 \cdot g \cdot A_0^2 \cdot C^d} \quad (4.15)$$

$$(C_D^e)^2 = \frac{1}{2 \cdot g \cdot A_0^2 \cdot C^d - 1} \quad (4.16)$$

$$(C_D^d)^2 = \frac{1}{2 \cdot g \cdot A_0^2 \cdot C^e + 1} \quad (4.17)$$

$$(C_D^e)^2 = \frac{(C_D^d)^2}{1 - (C_D^d)^2} \quad (4.18)$$

Podemos ainda relacionar o coeficiente de descarga definido na literatura (C_q) com o coeficiente de perda de carga C_D do seguinte modo:

$$C_q^e = \frac{C_D \cdot A_0}{A_y} \quad (4.19)$$

onde A_0 corresponde à área de total abertura e A_y a área na posição y de um obturador com haste vertical.

Necessitamos portanto de atenção ao retirarmos a relação de perda de carga dos catálogos de válvulas, pois deve estar explícito o modo pelo qual a curva foi levantada, para se discernir entre coeficientes estáticos e dinâmicos.

Nas simulações de sistemas com válvulas usamos duas leis:

- uma lei característica (coeficiente de perda x abertura) e
- uma lei de manobra imposta pelo operador (abertura x tempo)

Para o caso do modelo de válvulas de controle automático não se dispõe da segunda lei pois esta é determinada como função de sua dinâmica.

4.3 MODELO DE VALVULAS DE CONTROLE EM REGIME PERMANENTE

De acordo com as definições feitas no capítulo 2 as válvulas de controle automático operam no sentido de garantir uma condição de controle pré-estabelecida. Esta condição de controle é conseguida se o sistema de pilotagem da VCA estiver adequadamente dimensionado a mesma, e a condição de operação desejada. Em regime permanente, a VCA ou VCM apenas impõe a rede uma resistência para garantir que a sua variável de controle seja satisfeita. Isto significa que a válvula encontra-se parada (em equilíbrio) durante o escoamento em regime permanente, e sua posição é função do valor da variável ajustada para o controle. Esta condição de controle, normalmente, é satisfeita pelas válvulas comerciais existentes, pois o fabricante fornece uma faixa de valores para as molas no sentido de adaptar a VCA a condição de operação da rede.

No modelo matemático desconhece-se a princípio qual a exata posição em que se encontra a VCA.

Assim , para o cálculo do equilíbrio hidráulico da rede considera-se todos os elementos dinâmicos fixos em uma posição , e, permite-se automaticamente o posicionamento dos obturadores das VCAs em função do valor da variável de controle e das características da rede. Após a simulação obtemos a posição do obturador da válvula. Evidentemente que a equação dinâmica da mesma deve estar satisfeita, ou seja as variáveis dimensionais, como áreas de diafragmas , obturador, comprimento, e curso da haste e características da tubulação do sistema de controle devem ser compatíveis com o estado de equilíbrio.

Este tipo de simulação constitui a condição inicial do transiente, e aqui, a dinâmica da válvula não influencia o escoamento na rede, devendo ser apenas compatível com o mesmo. O valor do coeficiente resistivo de perda de carga utilizado (C_D) é fixado como função das pressões e vazões na rede e como função do valor da pressão ou vazão que se deseja controlar.

Combinando-se as equações (3.129) e (4.1) KOELLE [18] obteve a equação (4.20) genericamente chamada de Válvula - Rede.

$$|Q_{PE}| Q_{PE} + F.Q_{PE} + G = 0 \quad (4.20)$$

Isolando-se a vazão temos ainda:

$$QPE = \frac{-2.G}{F + \sqrt{(F^2 + 4.|G|)}} \quad (4.21)$$

com

$$F = \frac{BE}{C} > 0 \quad (4.22)$$

$$G = -\frac{EE}{C} \quad (4.23)$$

A equação (4.20) se aplica a qualquer válvula manobrável tanto em regime permanente quanto transitório. Para o transiente o valor de $C(t)$ é imposto, quando se tratar de uma válvula de manobra. $C(t)$ é obtido mediante o conhecimento da lei característica da válvula ($C_D(h)$ por exemplo) e da determinação de uma lei de manobra ($h(t)$).

Para o caso da VCA o valor de $C(t)$ é desconhecido. No regime permanente este é calculado mediante a imposição do valor de controle em (4.20). Se é a pressão a montante a ser controlada, então em (4.20) $H_{P1} = H^*$, onde H^* é o valor estabelecido. Assim C torna-se também uma resposta ao final do processamento do regime permanente, caracterizando a abertura da VCA.

As VCAs podem ser arranjadas para proporcionarem os seguintes tipos de controle, como já apresentado por KOELLE em [19] [20] [21] [22].

a.) Válvulas de Retenção

Neste caso é imposto um valor limite igual a 0 para a vazão que atravessa a VCA, ou um valor de referência determinado, de acordo com as características da VCA a ser instalada. Assim vale:

$$Q_{PE} < 0 \text{ ou } Q_R \quad (4.24)$$

b.) Válvulas de Controle de Vazão:

Neste caso se o valor de Q_{PE} calculado de (4.21) for maior que o valor de referência Q_R a vazão assume $Q_{PE} = Q_R$.

$$Q_{PE} < Q_R \text{ senão } Q_{PE} = Q_R \quad (4.25)$$

c.) Válvulas de Controle de Pressão a Montante:

Se o valor de H_{P1} calculado pela equação (3.123) juntamente com o valor de Q_{PE} obtido de (4.21) é menor que o valor de H_R então vale a relação (4.26)

$$H_{P1} > H_R \text{ senão } H_{P1} = H_R \quad (4.26)$$

d.) Válvulas de Controle de Pressão a Jusante:

Do mesmo modo, o valor de H_{P2} deverá ser sempre inferior ao valor de referência H_R estabelecido valendo a relação (4.27)

$$H_{P2} < H_R \text{ senão } H_{P2} = H_R \quad (4.27)$$

e.) Válvula de Controle de Pressão Diferencial:

Tentando simular mais uma vez as válvulas físicas demonstradas no capítulo 2 em regime permanente estabelecemos para este tipo de válvula a necessidade da diferença de pressão estar igual a diferença pré-determinada conforme relação (4.28)

$$\Delta H = \Delta H_R \quad (4.28)$$

Para esses cálculos realizados em regime permanente assume-se que o intervalo de tempo entre mudanças na abertura das válvulas reguladoras são grandes. Não se leva diretamente em conta as características dinâmicas da mesma. Contudo é de suma importância se checar se os valores de C calculados provocam o surgimento do fenômeno de cavitação, que, em caso positivo, influencia fortemente as características hidráulicas do escoamento. Para tanto o índice de cavitação σ , definido em (4.29) deve ser maior que o índice requerido.

$$\sigma = \frac{H_{P2} - H_V}{H_{P1} - H_{P2}} \quad (4.29)$$

Onde H_v é o valor da pressão de vapor. Em simulação este comportamento pode ser adequado a realidade, caso ocorra o fenômeno, com adoção de várias curvas características (C_D) variáveis, conforme o índice de cavitação que ocorre no escoamento.

4.3 OBTENÇÃO DE LEIS IDEAIS: MODELO TRANSIENTE DA VCM

Conforme foi mostrado no capítulo 2 a possibilidade digital de controle de redes hidráulicas está associada a instalação de válvulas de controle motorizado (VCMs). Essas válvulas trabalham em conjunto com um processador que obtém as leis ideais de regulação, e, as impõe, monitorando o resultado, nos instantes concomitantes da manobra indutora de perturbação transitória. Estas válvulas de controle motorizado são perfeitamente exequíveis, sob o ponto de vista físico, conforme mostraremos no capítulo 5. As VCMs podem trabalhar em períodos de aceleração e desaceleração altos, e em velocidades relativamente altas, tanto se forem dotadas de motor de passo elétrico como de servomotor hidráulico.

A lei ideal de manobra para regulação a uma determinada condição de controle é apresentada por POLL [37] em um procedimento que consiste na realização de "Valve Stroking" nas redes hidráulicas. Logo para um controle de pressão a montante, por exemplo tem-se:

$$H_{P1}(t) = H_1(t-\Delta t) = H_1(0) = H_R \quad (4.30)$$

onde $H_1(0)$ é a pressão obtida da simulação em regime permanente, já satisfazendo o valor de H_R , e colocada como condição inicial na simulação do transitório. Assim invertendo-se (4.21) obtem-se

$$C(t) = \left| \frac{(2.EE/QPE - BE)^2 - BE^2}{4. |EE|} \right| \quad (4.31)$$

Em conjunto com as relações mostradas, que caracterizam a perda de carga da válvula, e com as características mecânicas da VCM pode-se determinar a lei de manobra $h(t)$ ou $\alpha(t)$ efetiva que a VCM deve realizar para garantir um controle ideal.

A utilização desse procedimento permite-nos que se calcule a lei ideal para várias VCMs instaladas em uma rede, podendo ampliar grandemente as possibilidades de controle da mesma. Aqui neste trabalho, a obtenção dessas leis ideais é de suma importância na comparação do comportamento hidráulico ideal com o comportamento hidráulico do modelo da válvula de controle automático.

4.4 MODELO DA VCA EM REGIME TRANSITORIO

Para incluir a VCA na simulação de uma rede hidráulica é necessário calcular as variáveis de estado $C(h(t))$, $Q_{PE}(t)$ e $H_P(t)$. A equação (4.20) relaciona o comportamento da rede hidráulica com o coeficiente C que advém do posicionamento da válvula. Assim necessitamos de mais uma equação que resolva em conjunto com (4.20) as variáveis de estado. Esta segunda equação é a própria equação da dinâmica da VCA apresentada por KOELLE [22]

$$F_H - F_W - F_F - F_M - F_s - F_c = F_{OA} \quad (4.32)$$

onde

F_H = Força hidráulica atuante sobre o obturador

F_W = Peso dos componentes móveis internos da VCA

F_F = Força de atrito

F_M = $K \cdot h_P$ correspondendo a força da mola

F_s = Força de pré-tensionamento da mola

F_c = Força relativa ao controlador (sistema piloto) que atua sobre o diafragma da VCA.

F_{OA} = Força de inércia $M \cdot \ddot{h}$

A figura 4.1 mostra o sentido adotado para as forças na equação dinâmica da VCA

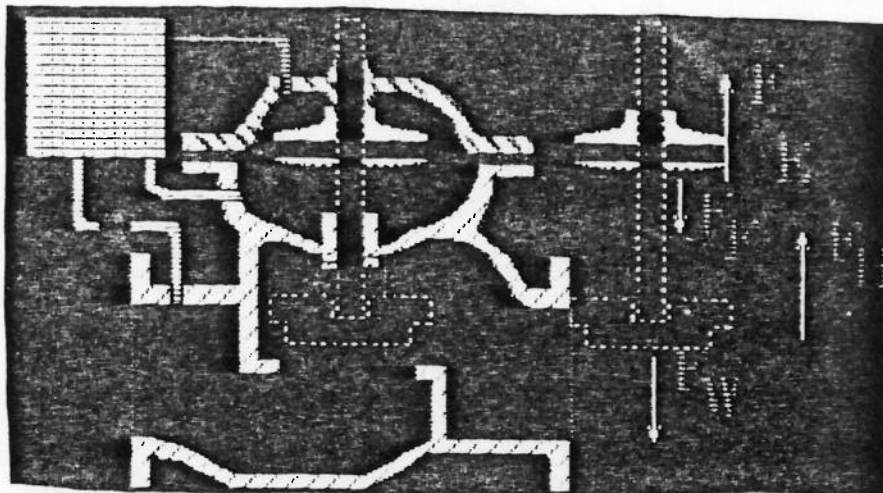


Figura 4.1 Forças atuantes na VCA

A equação matemática da dinâmica da VCA é genérica. Permite que se simule o comportamento de uma VCA real a partir do conhecimento, e adequação das funções que emulam o controlador com o sistema piloto físico, e da função que representa a parcela hidráulica e de atrito atuante na VCA com seu comportamento real. Assim quanto melhor for a aproximação dessas funções maior fidelidade existirá na representação do sistema físico real. Em nosso modelo consideramos inicialmente a força de pré-tensionamento da mola como sendo nula ($F_s = 0$).

4.4.1 Análise e Representação da Força de Inércia:

A equação da VCA (4.32) é resolvida no tempo mediante a aplicação de diferenças finitas centradas ao termo de inércia. Logo obtemos a relação (4.33)

$$M \cdot \ddot{h} = M \cdot \left(\frac{h(t) - 2h(t-\Delta t) + h(t+2\Delta t)}{\Delta t^2} \right) \quad (4.33)$$

onde h é a posição da haste da VCA em metros. O valor de $h(t)$ é desconhecido, sendo uma das incógnitas da equação (4.22). Este termo, bem como todos os outros, entra em (4.22) em N .

4.4.2 Análise da Força do Controlador (Sistema Piloto) :

Para representar sistemas piloto de VCAs adotamos a relação de um controlador Proporcional Integral e Derivativo (PID). Essa relação matemática foi escolhida e acoplada a VCA, pois torna possível uma resposta a um sinal de entrada de 4 maneiras diferentes (P, PI, PD, PID). O tipo de resposta depende unicamente do valor ajustado para as constantes dos termos. Isso permite, teoricamente, que representemos vários tipos de sistemas piloto de VCAs, através de uma relação, e discernindo pelo modo de controle através dos valores estabelecidos para os termos constantes da mesma.

Durante o transiente o erro relativo em relação à variável de controle genérica V é dado em (4.34)

$$e = V(t) - V_R \quad (4.34)$$

ou na forma adimensionalizada

$$\varepsilon = (V(t) - V_R)/V_R \quad (4.35)$$

A expressão que caracteriza a função do PID usado como controlador proposta por KOELLE [22] está mostrada em (4.36)

$$r(t) = (K_c \cdot e + \frac{K_c}{T_I} \int e dt + K_c \cdot T_D \cdot \dot{e}) \quad (4.36)$$

$$r(t) = \Delta P (t) - \Delta P (0) \quad (4.37)$$

$$F_c = \Delta P \cdot A_D \quad (4.38)$$

onde K_c = Ganho proporcional

T_D = Tempo derivativo

T_I = Tempo integral

ΔP = Diferença de pressão entre cavidade superior e inferior no diafragma

A_D = Área da seção do diafragma

Esta força originada da diferença de pressão sobre o diafragma, pode atuar em dois sentidos, dependendo somente do valor de controle mensurado $V(t)$.

Do mesmo modo ao aplicado a força de inércia, usamos técnica de diferenças finitas para resolver numericamente esta equação. Assim considere uma função genérica $f(x)=y$, podemos representar sua derivada e sua integral por:

$$\dot{y} = \frac{y(x-\Delta x) + y(x)}{\Delta x} \quad (4.39)$$

$$\int y \, dx = \frac{(y(x) + y(x-\Delta x)) \cdot \Delta x}{2} \quad (4.40)$$

Tomando como exemplo a condição de controle para pressão a montante em que $H_{P1} > H_R$, e aplicando $y(x) = (H_{P1} - H_R)$ e $y(x-\Delta x) = (H_1(t-\Delta t) - H_R)$ em (4.39) e (4.40) e substituindo em (4.36) obtemos:

$$r(t) = (K_C \cdot (H_{P1} - H_R)) + \frac{K_C \cdot (H_{P1} - 2 \cdot H_R + H_1) \cdot \Delta t}{T_I} + \frac{K_C \cdot T_D \cdot (H_{P1} - H_1)}{\Delta t} \quad (4.41)$$

Nesta expressão não esqueça que $H_{P1} = H(t)$ e $H_1 = H(t-\Delta t)$.

Logo o valor de H_{P1} é desconhecido.

Com o objetivo de se avaliar a resposta dessa função a um determinado sinal de entrada, realizamos alguns testes. A forma mostrada e simulada foi adimensionalizada no início, contudo preferiu-se a forma dimensional (SI) permanecendo as forças todas em N. Assim sendo os valores das constantes do controlador K_C , T_D , T_I , assumem valores que não permanecem em uma faixa limitada.

4.4.2.1 Comportamento do Controlador a um Sinal de Rampa:

Simulamos a resposta da expressão (4.41), fixando como elemento de entrada o valor de H_{p1} e como elemento de saída o valor de ΔP em um modelo linear que nos ajudará na escolha do tipo de resposta necessária quando da simulação da equação dinâmica completa com a equação VCA-Rede. O gráfico da figura 4.3 nos mostra a resposta proporcional que o controlador oferece. A escala a esquerda refere-se ao valor do sinal de entrada em (m.c.a.) e a escala da direita refere-se ao valor do sinal de saída. Os valores ajustados para o controlador nessas simulações foram de $K_c=5$ $T_I=1$ $T_D=1$. Note que a resposta possui a mesma forma, como era de se esperar para a proporcionalidade.

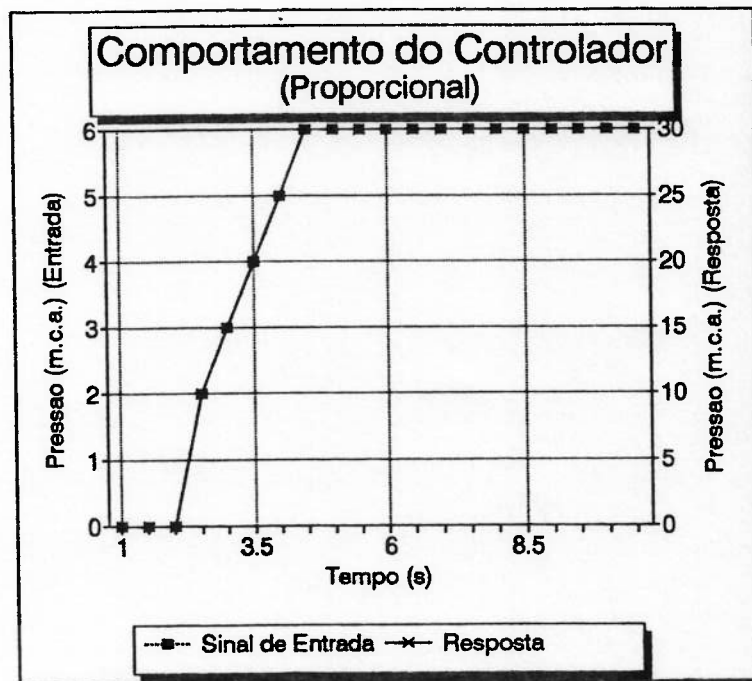


Figura 4.2 Controlador proporcional a sinal de rampa

Da mesma maneira a figura 4.3 mostra o comportamento do controlador a sinal de rampa, mas com integração. Note pela escala da esquerda que a ação é a de um PI, existindo "offset", atraso, na resposta.

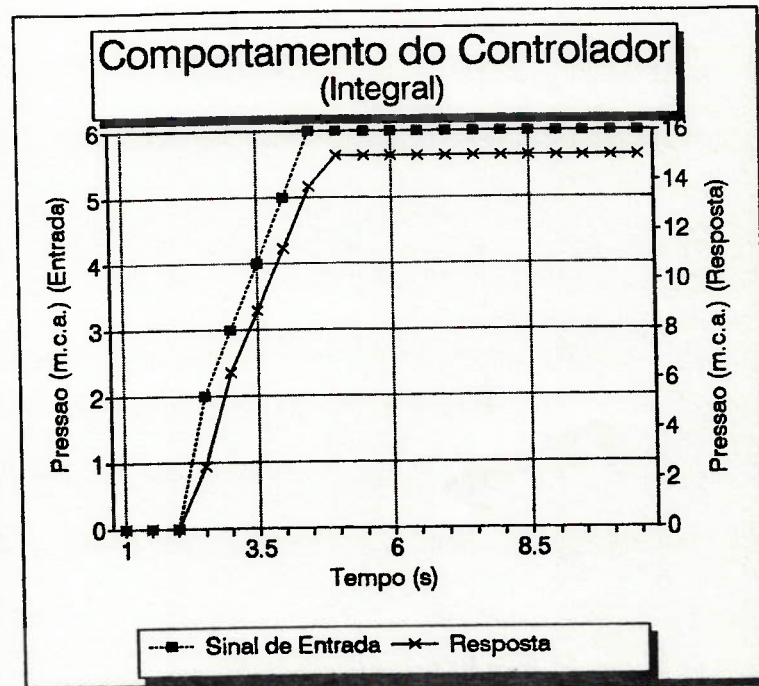


Figura 4.3 Controlador PI a sinal de rampa

A figura 4.4 mostra a resposta do controlador, quando em funcionamento derivativo. Quanto maior a inclinação da reta maior o valor que a resposta assume. Quando a rampa assume inclinação constante, a resposta assume forma constante mas diferente de zero. Quando a função de entrada deixa de ser uma rampa, a resposta se anula. Veja que estamos usando os valores do instante (t) e $(t-\Delta t)$ para obter a resposta.

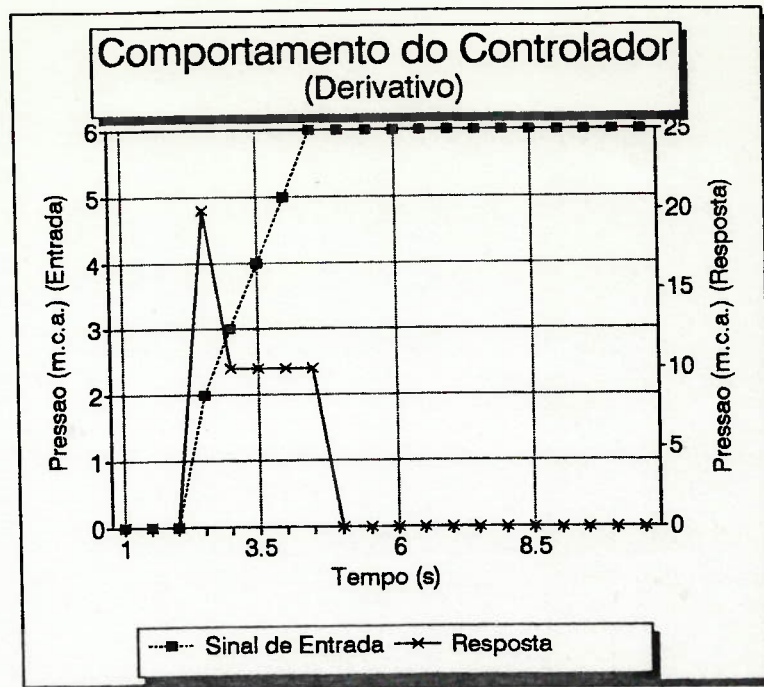


Figura 4.4 Controlador PD a sinal de rampa

A figura 4.5 mostra o comportamento do controlador com as três anteriores ações agregadas. Existe o atraso de resposta pela ação do elemento integrador, e o adiantamento pela ação do elemento derivativo. As respostas foram testadas a apenas um conjunto de constantes ajustadas.

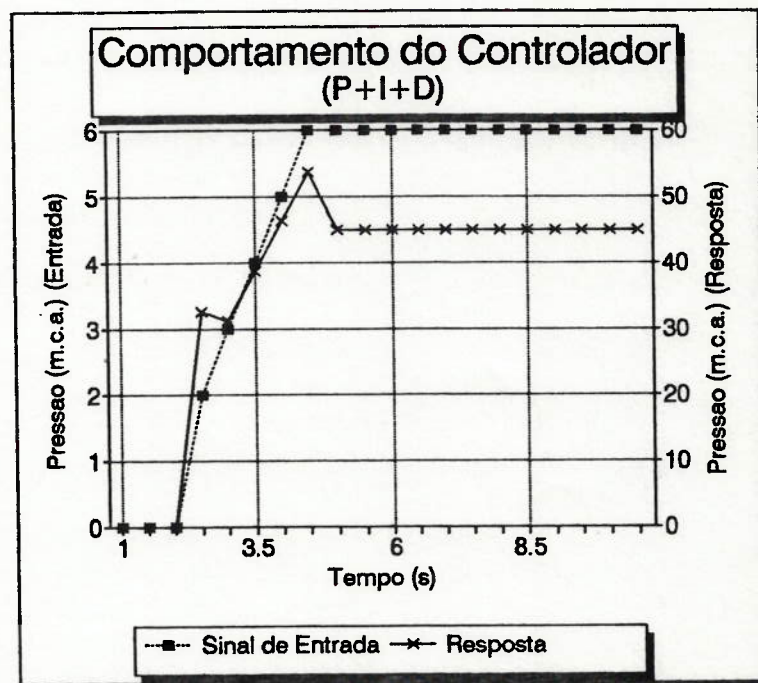


Figura 4.5 Controlador PID a sinal de rampa

4.4.2.2 Comportamento do Controlador a um Sinal Senoidal :

Para ilustrar melhor o comportamento do controlador a um sinal de entrada, escolhemos um tipo de sinal que se assemelha a uma onda de pressão detectada pelo MOC, ou seja, uma senóide. Assim da mesma maneira que a figura 4.2 mostramos a figura 4.6 com o sinal senoidal na entrada e a saída senoidal proporcional respectiva.

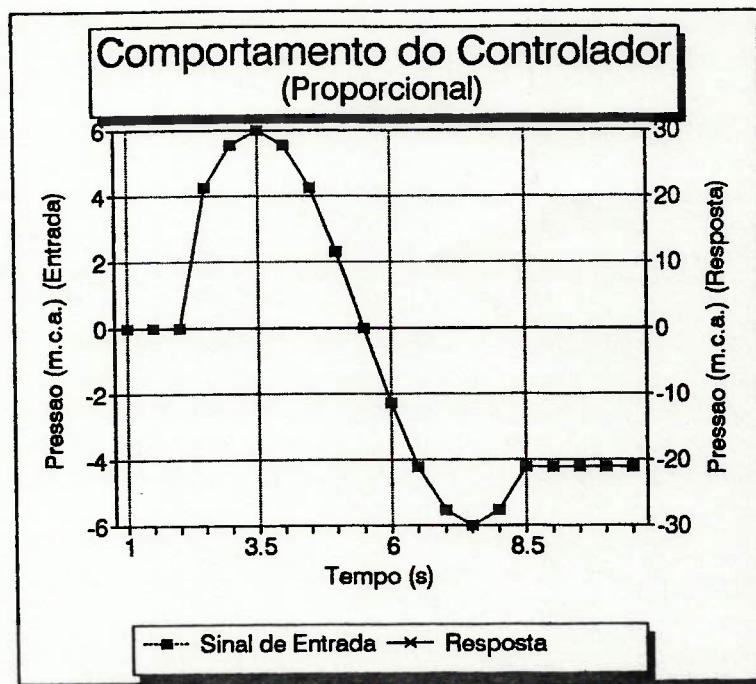


Figura 4.6 Controlador proporcional a sinal senoidal

Pelo gráfico da figura 4.7 ilustra-se a resposta integral do controlador, com o aparecimento do atraso, da mesma maneira que o representado pela figura 4.3.

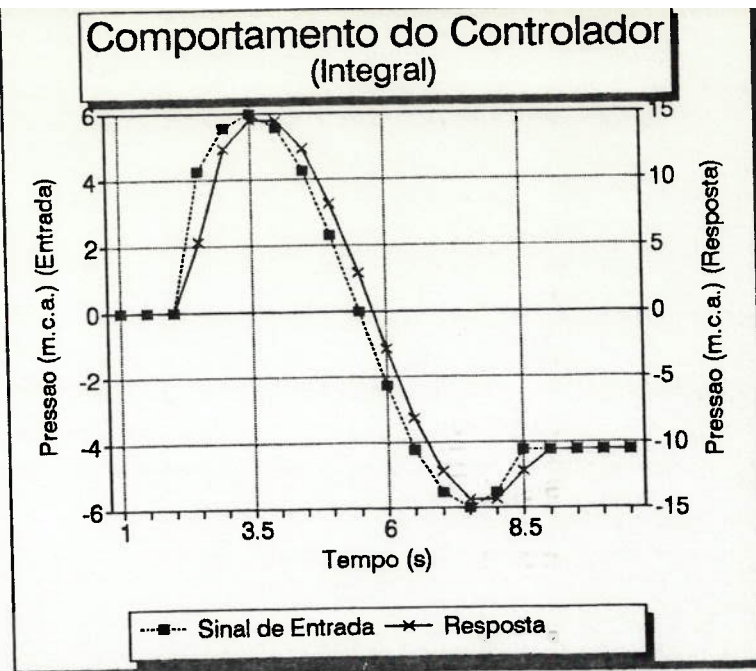


Figura 4.7 Controlador PI a sinal senoidal

A resposta mostrada pela figura 4.8 refere-se a uma derivada do sinal de entrada. Note que a função de saída assume a forma de uma cossenóide como era de se esperar. Entretanto como nos baseamos em dois instantes sucessivos e consecutivos para análise da derivada, ocorrem dois picos nos extremos da cossenóide que caracterizam os pontos em que a senoide de entrada passa a ser uma reta.

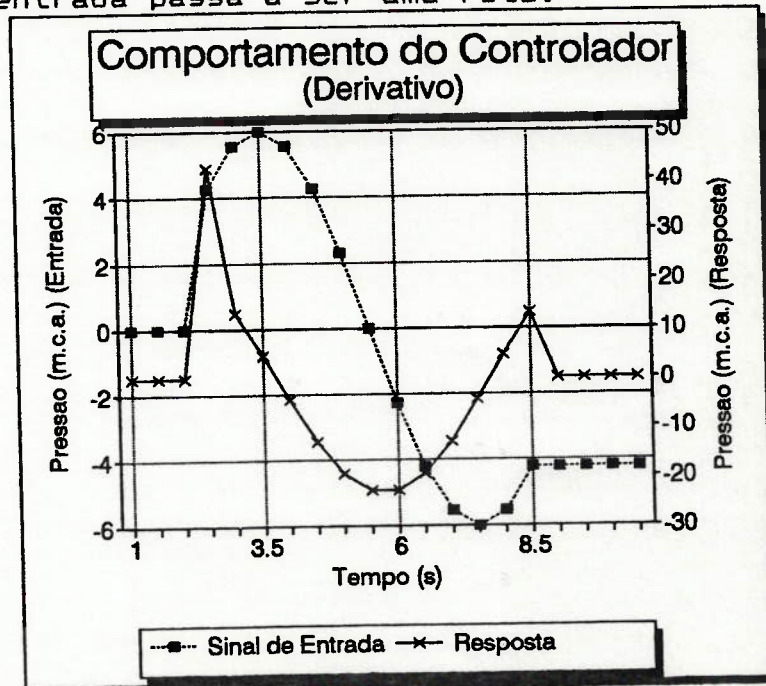


Figura 4.8 Controlador PD a sinal senoidal

A resposta proporcional, derivativa e integral é mostrada em 4.10, em que se percebe a versatilidade do modelo, podendo, dependendo do valor das constantes adotadas, responder de formas diversificadas.

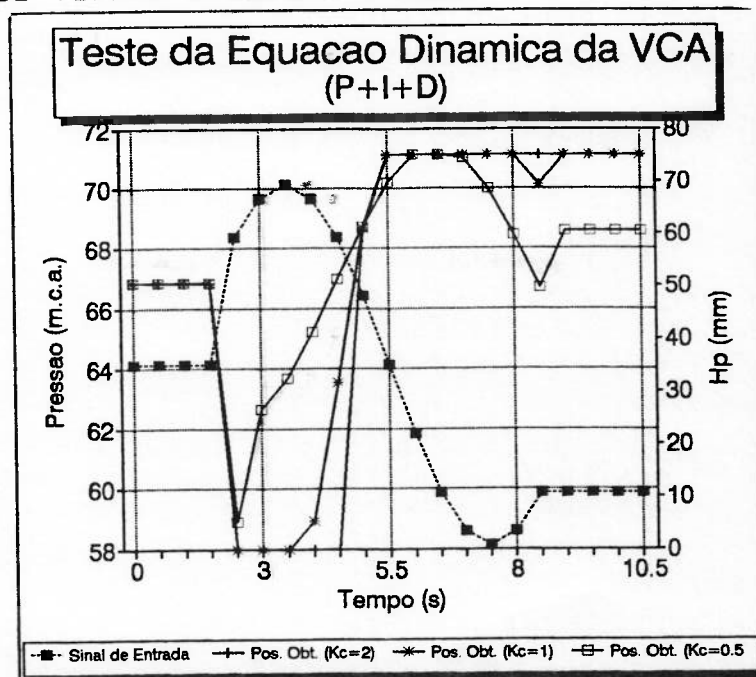


Figura 4.10 Controlador PID a sinal senoidal

4.4.2.3 Análise Crítica do Controlador:

A relação matemática adotada por KOELLE [22] para simular sistemas pilotos de VCAs é versátil, pois pode adequar uma ação de controle com o correto ajuste dos parâmetros do mesmo. Preliminarmente não executamos nas simulações finais uma inspeção detalhada da variação do comportamento dessa expressão com o valor das constantes impostas. Contudo verifica-se que esta relação no cálculo conjunto da VCA, apesar de representar bem o sistema piloto, possui certas limitações, pois os fatores característicos não podem ser

variáveis no tempo. E, isto, conforme demonstraremos, mostrou ser, para alguns casos necessário.

4.4.3 Análise da Força Hidráulica : Propostas para Modelo

A força hidráulica atuante sobre o obturador da VCA pode ser obtida basicamente de duas maneiras diferentes.

4.4.3.1 Força Hidráulica Determinada por Ensaios

Quando são conhecidas, por ensaio, as características da válvula, dadas pelas leis de $C_D(h)$, já comentada, e pela lei de força $C_F(h)$, KOELLE [19] [20] [21] [22] sugere que utilizemos as relações

$$F_H = C_I \cdot Q_{PE}^2 \quad (4.42)$$

$$C_I = \frac{C_F \cdot (1/C_D - 1)}{2 \cdot G \cdot A_o} \quad (4.43)$$

$$C_F = F_I / A_o \cdot \gamma \cdot \Delta H \quad (4.44)$$

e mais especificamente como o coeficiente C_I (coeficiente interno) agrega os coeficientes C_D e C_F podemos escrever a equação (4.42) como sendo relativa a todas as forças internas, uma vez que C_I é determinado mediante ensaio.

$$F_I = C_I \cdot Q_{PE}^2 \quad (4.45)$$

$$F_I = F_H + F_W + F_F \quad (4.46)$$

Se dispomos dos coeficientes de força C_F e o hidráulico C_D caracterizamos por completo o comportamento hidráulico da válvula. Com esses dados e com as características mecânicas das mesmas torna-se possível a simulação em conjunto com a rede. Contudo é necessário que os fabricantes de válvulas de controle automático forneçam ao usuário esses dados em seus catálogos para que se possa avaliar o funcionamento desses dispositivos.

O procedimento para ensaios desses tipos de válvulas foi proposto por TULLIS [47]. O ensaio para obtenção da lei hidráulica característica $C_D(h)$ foi realizado por LEMOS [28] para válvulas automáticas multi-jato. A figura 4.11 mostra o esquema do banco de ensaio utilizado para regime de não cavitação. A vazão é medida através de um vertedor retangular e a perda de carga através de manômetro diferencial, e através de um manômetro de peso morto.

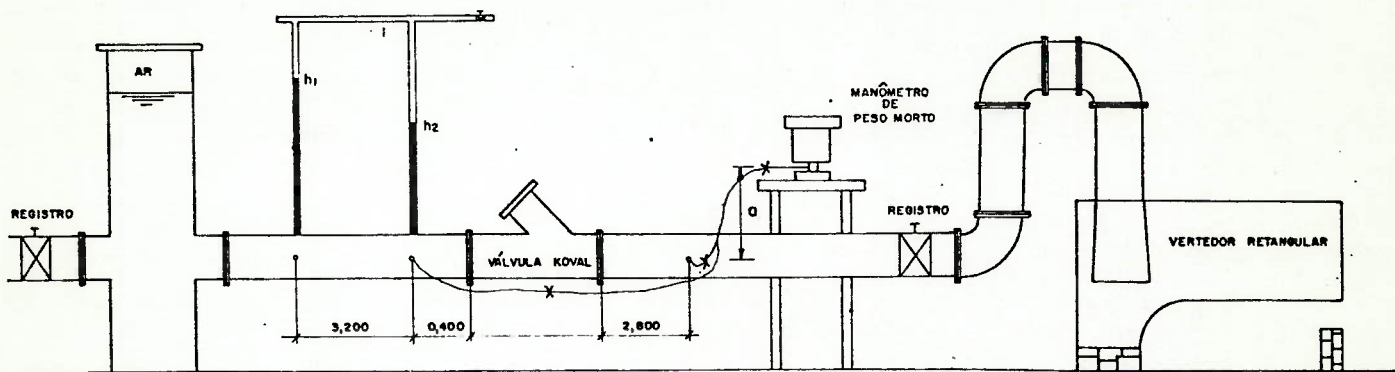


Figura 4.11 Esquema de ensaio para VCA [28]

A figura 4.12 mostra o esquema de um banco de ensaios para regime de cavitação. Neste caso são instalados acelerômetros na região de baixa pressão da VCA. A válvula gaveta fixada a jusante, tanto na figura 4.12 quanto 4.11 é a responsável pela variação da vazão no sistema, mantendo-se a posição da VCA fixa. Trata-se de um ensaio quase estático.

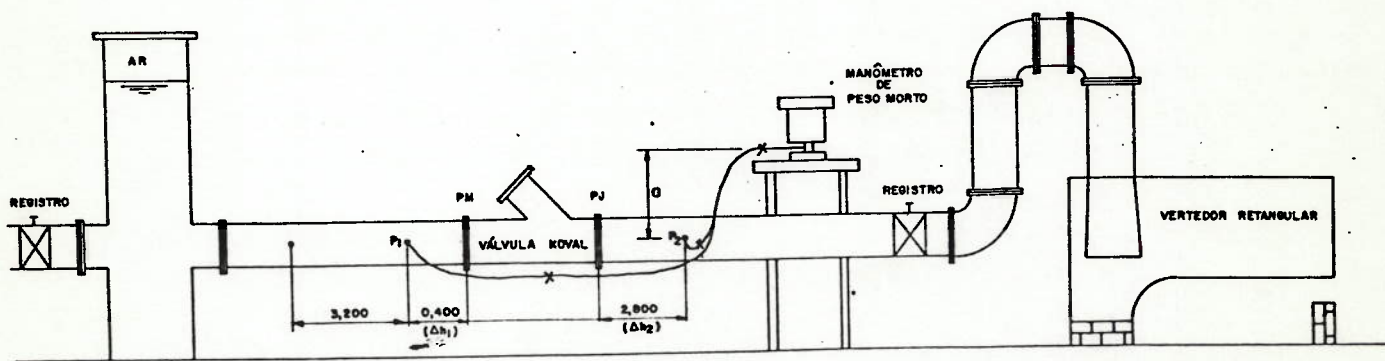


Figura 4.12 Esquema de ensaio para VCA em cavitação [28]

Para a determinação do coeficiente de força C_F torna-se necessário que se realizem ensaios quase estáticos e dinâmicos. O ensaio quase estático pode ser realizado variando-se a vazão com diferença manométrica fixa. Mediante a colocação de sensores na haste pode-se avaliar a força interna total para cada uma das aberturas, também durante a ocorrência de cavitação.

Este tipo de ensaio é usual na determinação desse coeficiente para válvulas borboleta. Neste caso existe também a necessidade de se determinar a variação do coeficiente quase estático C_m (momento). A bancada para ensaio de coeficientes de força, momento, e hidráulico de descarga está mostrada em 4.13.

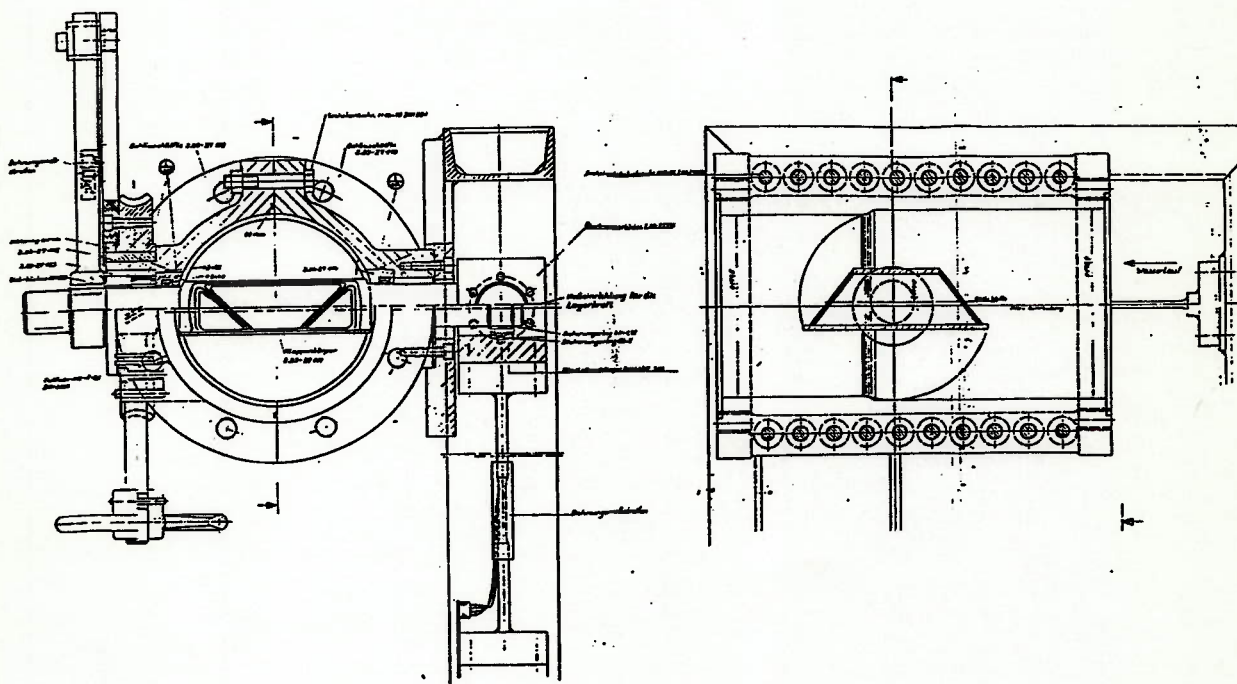


Figura 4.13 Bancada para ensaio de válvulas borboleta

[J.M. Voith GmbH]

Sugere-se ainda que se realizem ensaios dinâmicos dessas VCAs. Podem ser analisadas respostas da VCA a uma indução transiente, provocada por um servomotor adaptado a montante da instalação, conforme mostra a figura 4.14.

Avaliação da Resposta da VCA a um Determinado Sinal de Entrada

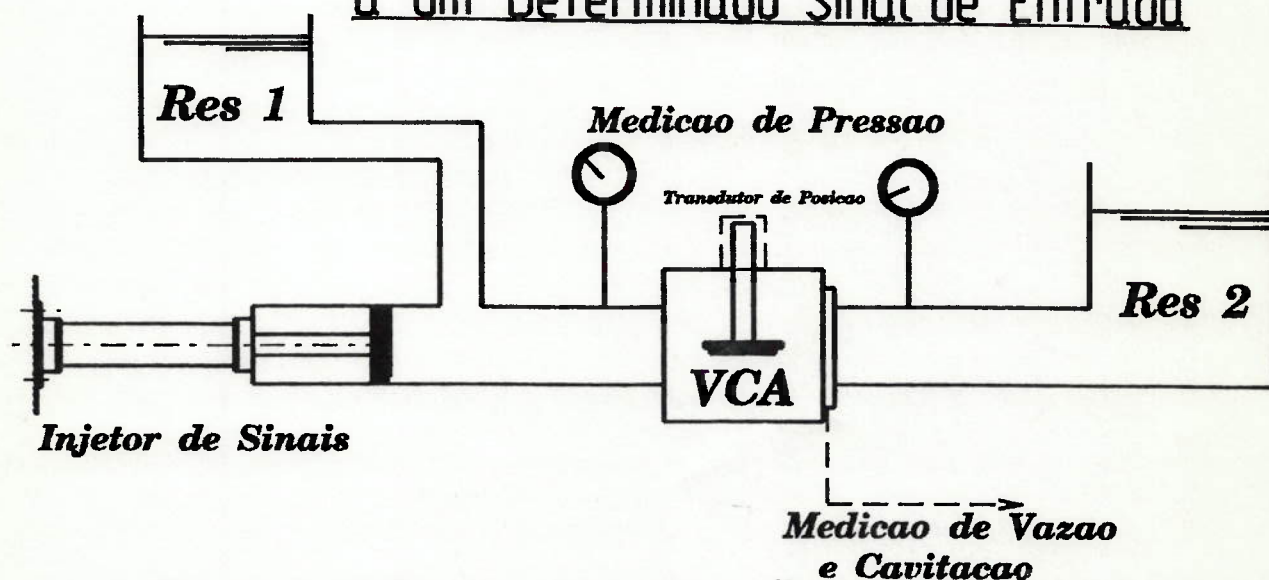


Figura 4.14 Bancada para ensaio dinâmico de VCAs

Neste caso são analisadas os movimentos dinâmicos das VCAs em função do sinal de entrada que o servomotor simula e, em função das características ajustadas para o controlador (sistema piloto de controle). Pode-se portanto analisar uma série vasta de respostas das VCAs para vários sinais de entrada. Aqui a resposta da VCA já é entendida como a determinação dos valores da posição da haste (h) e consequentemente da pressão a montante H_{p1} , jusante H_{p2} , e vazão Q_{pe} .

4.4.3.2 Força Hidráulica Determinada por Relações Teóricas:

Quando não conhecemos os valores experimentais de C_F , pode-se utilizar um procedimento teórico que visa aproximar o valor da força hidráulica F_H . Essa teorização de F_H foi proposta por vários autores para diferentes tipos de válvulas (MERRIT [29] KUBIE [27] SHIH-YING & BLACKBURN [43] [44] THORLEY [36]). Para acoplar ao nosso modelo de cálculo uma forma teórica para representar a ação de F_H investigamos duas proposições:

a.) Modelo de Válvula Tipo Carretel:

Este modelo, proposto por SHIH-YING & BLACKBURN [43] [44] que coincide com o modelo proposto por MERRIT [29] assume a existência de um termo estático e um termo dinâmico para representar F_H . A figura 4.15 mostra o esquema da válvula de carretel horizontal.

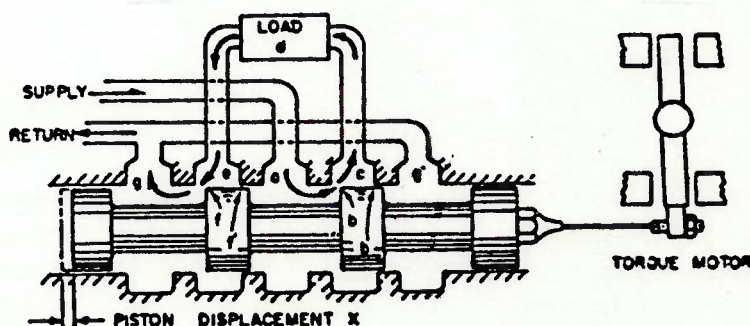


Figura 4.15 Válvula de carretel horizontal automática

Note que a parte posterior do obturador da válvula carretel não entra em contato com a pressão do fluido. Portanto para se representar a parcela estática da força hidráulica SHIH-YING & BLACKBURN [43] consideraram que o fluxo de momento para dentro de um volume de controle, envolvendo as cavidades, era negligenciado em relação ao efluxo que parte desse volume. Assim

$$F_H = F_{H1} + F_{H2} \quad (4.47)$$

onde

F_{H1} = parcela estática

F_{H2} = parcela dinâmica

e

$$F_{H1} = Q \cdot u \cdot \rho \cdot \cos \theta \quad (4.48)$$

com

$$Q = C_d \cdot A_y \cdot (2 \cdot \Delta p / \rho)^{1/2} \quad (4.49)$$

$$u = (2 \cdot \Delta p / \rho)^{1/2} \quad (4.50)$$

Q = vazão total

u = velocidade do jato na vena contracta

ρ = densidade do fluido

Δp = diferença de pressão entre cavidades

C_d = coeficiente de descarga

A_y = área de passagem do fluido = $2 \cdot \pi \cdot R_o \cdot h$

h = abertura da válvula

Substituindo (4.49) e (4.50) em (4.48) obtém-se a forma final para a parcela estática da força hidráulica, que é dependente da posição de abertura da válvula (h).

$$F_{H1} = \cos \theta \cdot C_q \cdot A_y \cdot 2 \cdot \Delta p \quad (4.51)$$

Com a utilização do teorema de Green neste mesmo volume de controle SHIH-YING & BLACKBURN [44] chegaram a expressão completa para a força hidráulica, onde se destaca a existência de um termo para a parcela dinâmica, mostrada em (4.52)

$$F_{H2} = \rho \cdot L \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (4.52)$$

$$\frac{dQ}{dt} = C_q \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_o \cdot (2 \cdot \Delta p / \rho)^{1/2} \cdot \frac{dh}{dt} \quad (4.53)$$

L = distância entre as cavidades

$$w = 2 \cdot \pi \cdot R_o$$

A forma final de F_{H2} obtida da substituição de (4.53) em (4.52) é dada por

$$F_{H2} = \rho \cdot L \cdot C_q \cdot 2 \cdot w \cdot (2 \cdot \Delta p / \rho)^{1/2} \cdot \frac{dh}{dt} \quad (4.54)$$

Assim a expressão final da força hidráulica para esses tipos de válvulas assume a forma

$$F_H = \cos \theta \cdot C_q \cdot w \cdot 2 \cdot \Delta p \cdot h + \rho \cdot L \cdot C_q \cdot 2 \cdot w \cdot (2 \cdot \Delta p / \rho)^{1/2} \cdot \frac{dh}{dt} \quad (4.55)$$

ou aplicando-se diferenças finitas para resolução

$$F_H = \cos \theta \cdot C_q \cdot w \cdot 2 \cdot \Delta p \cdot h(t) + \rho \cdot L \cdot C_q \cdot 2 \cdot w \cdot (2 \cdot \Delta p / \rho)^{1/2} \cdot \frac{h(t) - h(t - \Delta t)}{\Delta t} \quad (4.56)$$

Esta forma possui uma parcela dependente da posição do obturador do carretel e outra parcela dependente da velocidade de deslocamento do carretel. A unidade para a força hidráulica descrita em (4.55) também é dada no sistema SI (N).

Para se analisar a função completa da equação dinâmica para as válvulas do tipo carretel, executamos um teste simples que visa obter a posição de abertura (raiz da equação) para uma dada condição de equilíbrio. A raiz da equação foi obtida pelo cálculo da função $F(h)$ e $F'(h)$ da equação dinâmica completa conforme descrito em (4.57)

$$F(h) = F_H - F_W - F_M - F_C - F_{OA} \quad (4.57)$$

$$F'(h) = F'_H - F'_W - F'_M - F'_C - F'_{OA} \quad (4.58)$$

Utilizamos os seguintes dados dimensionais para investigação :

$$M = 32.06 \text{ kg}$$

$$\Delta p = 7.01 \text{ m.c.a.}$$

$$P_1 = 64.23 \text{ m.c.a.}$$

$$P_2 = 57.12 \text{ m.c.a.}$$

$$C_D = 0.7 \times h/h_{\max} \quad (\text{lei característica linear})$$

$$\theta = 69^\circ$$

$$\rho = 997.1 \text{ kg/m}^3 \quad T=25^\circ\text{C}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$R_0 = 300 \text{ mm}$$

$$K = 145.31 \text{ N/mm}$$

Substituindo as relações (4.18), (4.19) para relacionar a perda de carga com C_D , (4.33) para substituir a força de inércia F_{0A} , (4.41) para a força do controlador F_c e (4.55) para a força hidráulica F_H em (4.57) e (4.58) obtivemos as complexas relações para $F(h)$ e $F'(h)$. Como investigamos a forma da função, na busca da solução para a posição de equilíbrio, a força relativa ao controlador esteve da ordem de zero. A pressão de referência nessa posição de equilíbrio coincide com a pressão a montante pois estamos apenas interessados em se verificar a existência de uma solução única para a equação e a sua forma geométrica caracterizando a não linearidade. A figura 4.16 mostra as duas curvas de $F(h)$ e $F'(h)$ (ou $F(x)$ e $F'(x)$)

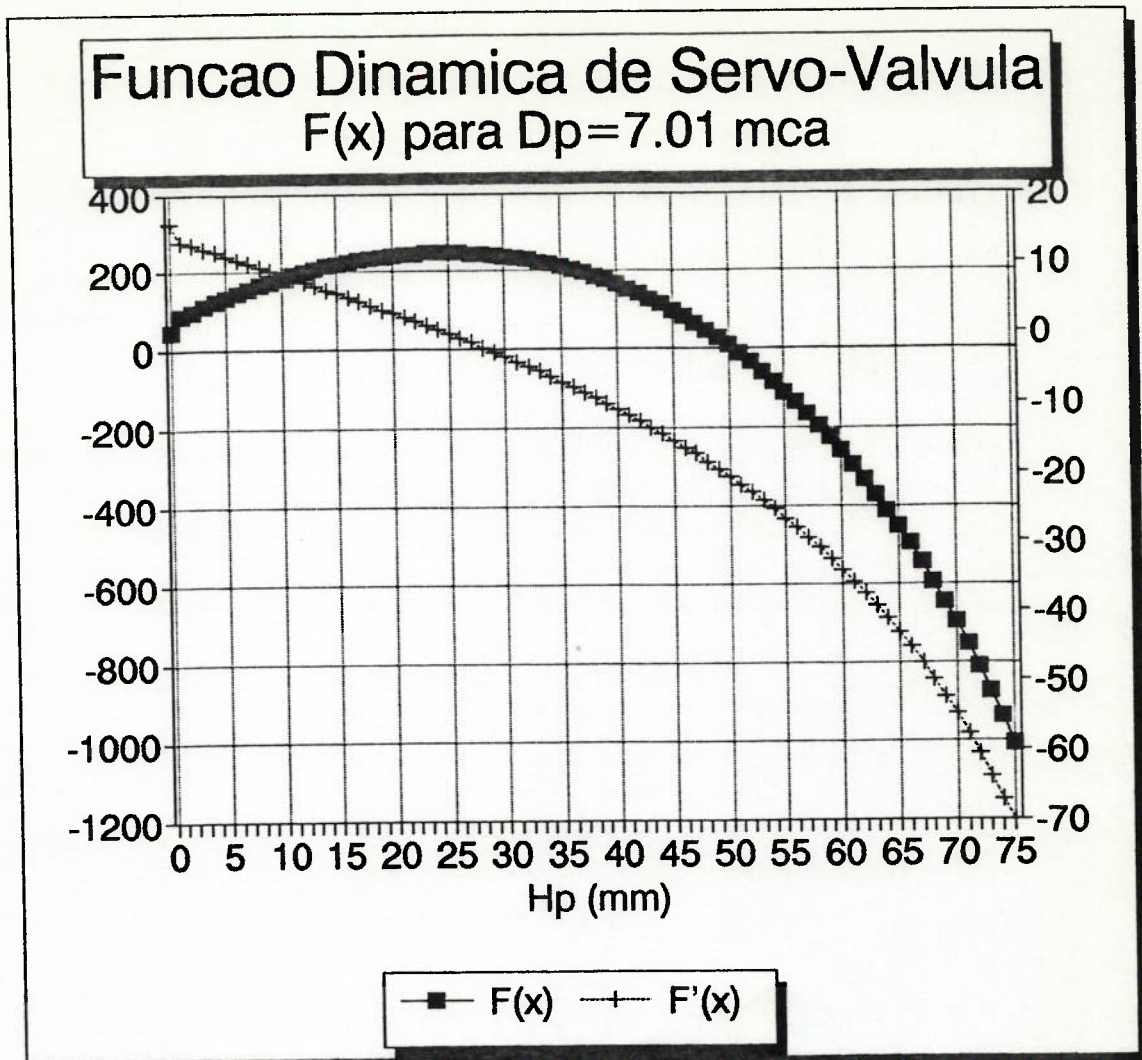


Figura 4.16 Inspeção da função dinâmica para válvula carretel

Note que existe uma raiz real em $h_p = h(t) = 50.05$ mm, que coincide com o valor para a posição de equilíbrio. A forma da curva característica de $F(h)$ é visivelmente não linear. Seu ponto de inflexão coincide com o ponto em que $F'(h) = 0$ como era de se esperar.

Procuramos relacionar essa proposição para função hidráulica investigada com o mecanismo da VCA. Contudo, apesar de podermos nos ater a componente vertical da força hidráulica para a VCA, ao invés da parcela horizontal, utilizada para a válvula carretel, o modelo não se adapta às características mecânicas da VCA.

Isso ocorre, por exemplo, pois existe contato da pressão a jusante com a parte superior (posterior) válvula, e a teoria de efluxo de momento utilizada pode ser substituída pela diferença de pressão que age sobre as faces do obturador. Na válvula carretel isso não ocorre, pois o carretel sofre pressão hidráulica apenas por um dos lados .

Portanto o efluxo de momento no volume de controle adotado , pela também existência de uma linha de alimentação e de uma de retorno, adapta-se bem a determinação da força hidráulica atuante.

b.) Modelo de Válvula Automática de Checagem:

KUBIE [27] sugere que utilizemos a diferença de pressão no obturador para avaliar a força hidráulica atuante. Esta relação é bem mais simples que a mostrada no item b. , mas pode avaliar de um modo significativo a intensidade da força hidráulica F_H que atua na VCA. Considerando-se que a pressão que atua na face inferior do obturador é igual a pressão medida pelo tubo do sistema piloto , ou seja , que as distâncias são muito curtas temos que:

$$F_H = P_1.A_0 - P_2.(A_0 - A_h) \quad (4.59)$$

A_0 = área do obturador

A_h = área da seção transversal da haste

P_1 = pressão a montante

P_2 = pressão a jusante

A relação sugerida por KUBIE [27] para a representar a força de atrito está descrita em (4.60)

$$F_F = \pi \cdot R_o \cdot \frac{\mu \cdot e \cdot s \cdot dh}{\delta c \cdot dt} \quad (4.60)$$

onde R_o = raio do obturador

μ = coeficiente de viscosidade dinâmica

$e, \delta c$ = distâncias relativas a parede

Note que usamos para a VCA apenas meio perímetro do obturador, pois apenas esse trecho fica próximo a parede de apoio, no modelo considerado. Aplicando-se diferenças finitas a (4.60) obtemos

$$F_F = \pi \cdot R_o \cdot \frac{\mu \cdot e \cdot s}{\delta c} \cdot \frac{(h(t) - h(t - \Delta t))}{\Delta t} \quad (4.61)$$

Do mesmo modo que foi feito para o item 4.4.3.2.a plotamos a curva $F(x)$ e $F'(x)$ para uma determinada posição de equilíbrio. Como já dissemos, em se tratando de uma posição de equilíbrio $F_c = 0$ em (4.57) e (4.58) pois $P_R = P_1$ (VCA de controle a montante). Assim substituindo as relações (4.33), (4.59) e (4.61) em (4.57) e (4.58) obtemos:

$$F(x) = \frac{M \cdot (h(t) - 2 \cdot h(t-\Delta t) + h(t+2\Delta t))}{\Delta t^2} + F_v + K \cdot h(t) -$$

$$(P_1 \cdot A_0 - P_2 \cdot (A_0 - A_h)) + \frac{\pi \cdot R_0 \cdot \mu \cdot e_s \cdot (h(t) - h(t-\Delta t))}{\delta_c \cdot \Delta t} \quad (4.62)$$

$$F'(x) = \frac{M}{\Delta t^2} + K + \frac{\pi \cdot R_0 \cdot \mu \cdot e_s}{\delta_c \cdot \Delta t} \quad (4.63)$$

As equações (4.62) e (4.63) foram investigadas para se obter sua forma geométrica, em uma posição de equilíbrio considerando-se os dados abaixo relacionados semelhantes a investigação feita em 4.4.3.2.a:

$$M = 32.06 \text{ kg}$$

$$\Delta p = 7.01 \text{ m.c.a. ou } 0.6855 \text{ MPa}$$

$$P_1 = 64.23 \text{ m.c.a.}$$

$$P_2 = 57.12 \text{ m.c.a.}$$

$$C_D = 0.7 \times h/h_{\max} \quad (\text{lei característica linear})$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$R_0 = 300 \text{ mm}$$

$$K = 145.31 \text{ N/mm}$$

$$A_0 = 70685.8 \text{ mm}^2$$

$$A_h = 5026.5 \text{ mm}^2$$

A figura 4.17 mostra o resultado da plotagem da função $F(h)$ ou $F(x)$ e sua derivada nesta posição. Note que se a posição de equilíbrio alcançada é modificada com a indução de valores diferentes para a pressão P_1 , a reta de $F(x)$ corta o eixo das abscissas em outro ponto.

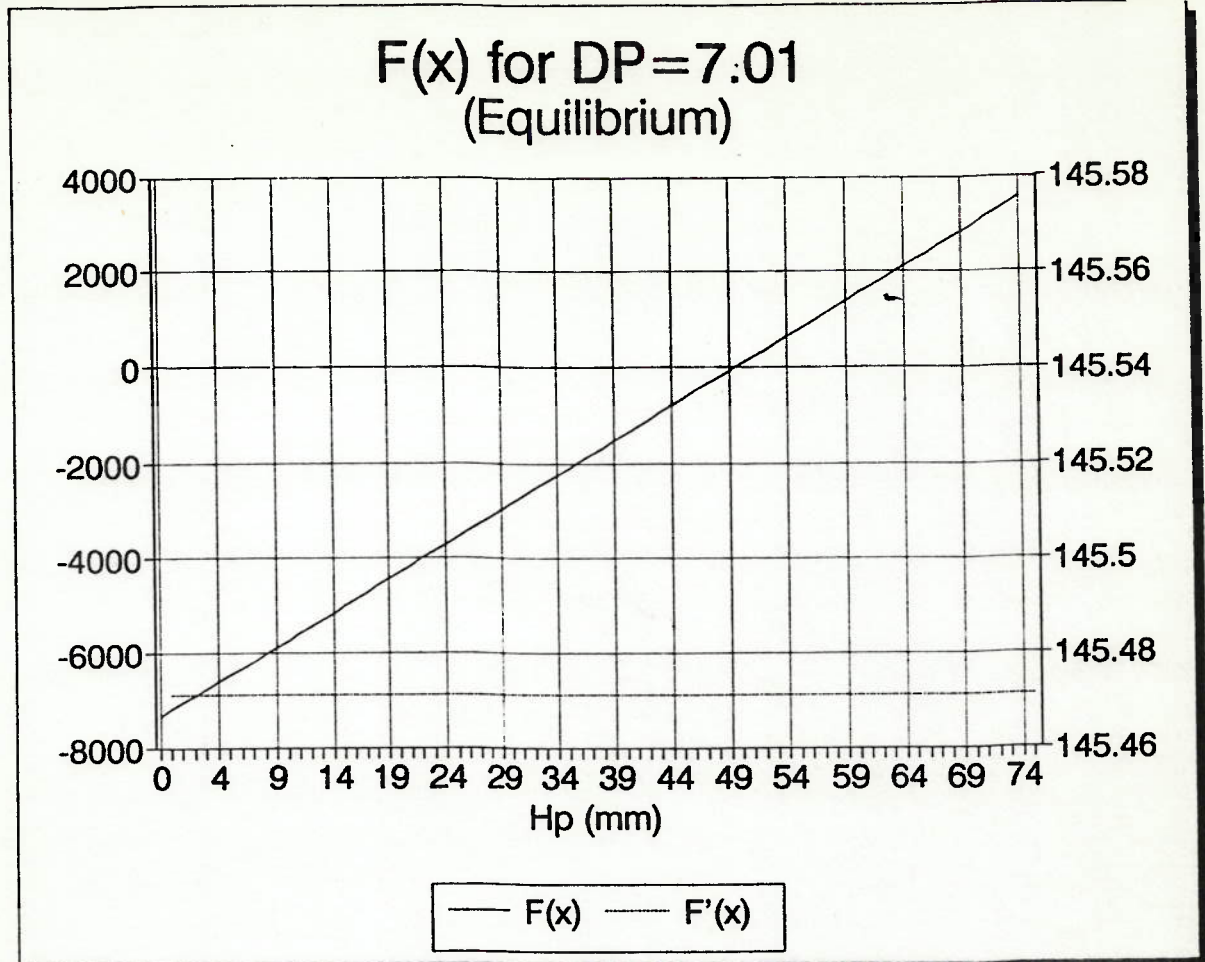


Figura 4.17 Função dinâmica $F(x)$ e $F'(x)$ para posição de equilíbrio

Como se trata de um sistema dinâmico, e como limitamos o posicionamento da haste em 75 mm, se $F(x)$ cortar o eixo X fora dessa faixa o sistema estará em desequilíbrio ocorrendo uma força reativa no sistema. Essa força reativa pode ser a força de reação sobre o apoio inferior ou sobre o apoio superior, dependendo do valor da pressão P_1 . A raiz da função $F(x)$ deve, portanto caminhar sobre a região limitada entre 0 e h_{max} . Se $F(x)$ cortar o eixo X em $h < 0$ então faz-se $h=0$ e se calcula uma força reativa sobre o apoio inferior. Em caso de $h > h_{max}$ faz-se $h=h_{max}$ (válvula totalmente aberta) e aparece uma segunda força reativa F_R sobre o apoio superior do obturador.

4.5 TESTES DA EQUACAO DINAMICA DA VCA

Admitindo-se relações lineares para os coeficientes C_F e C_D na proposição de cálculo de F_H por ensaios, chega-se a mesma situação observada em 4.4.3.2.b já que a parcela de atrito têm pouca contribuição. Assim essas duas opções de simulação foram consideradas no modelo de cálculo. Neste item consideraremos testes relativos ao modelo 4.4.3.2.b.

Foram realizados testes da equação dinâmica da VCA (4.32) com a variação da pressão a montante P_1 como sinal de entrada. Assim sendo a parcela relativa a F_c (4.41) aparece na equação dinâmica, que toma a forma.

$$\begin{aligned}
 F(x) = & M \cdot \frac{(h(t) - 2 \cdot h(t - \Delta t) + h(t + 2\Delta t))}{\Delta t^2} + F_v + K \cdot h(t) - \\
 & (P_1 \cdot A_o - P_2 \cdot (A_o - A_h)) + \frac{\pi \cdot R_o \cdot \mu \cdot e_s \cdot (h(t) - h(t - \Delta t))}{\delta_c \Delta t} + \\
 & + ((K_c \cdot (H_{P_1} - H_R) + \frac{K_c \cdot (H_{P_1} - 2 \cdot H_R + H_1) \cdot \Delta t}{T_I} + \frac{K_c \cdot T_D \cdot (H_{P_1} - H_1)}{\Delta t}) - \\
 & \Delta p(0)) \cdot A_D \quad (4.63)
 \end{aligned}$$

Para esses testes usamos um modelo linearizado de simulação conforme mostra a figura 4.18. A solução obtida para a função $F(x)$ na posição de equilíbrio, nos item 4.4.3 anteriores é novamente investigada aqui, mas para pontos fora da posição de equilíbrio estático, uma vez que variamos intencionalmente a pressão P_1 como sinal de entrada.

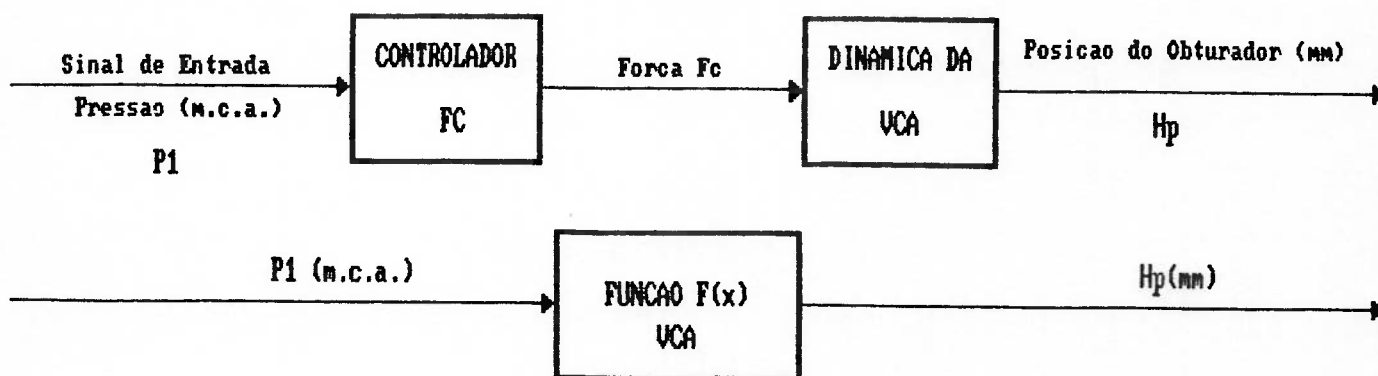


Figura 4.18 Diagrama de blocos para modelo linear de teste

Da equação (4.63) percebe-se que o controlador terá uma ação no sentido contrário ao da força hidráulica, apesar do mesmo sinal, para corrigir a variável de controle. Nestes modelos estão sendo considerados como variáveis de controle a pressão à montante. A F_c não age no sentido de "ajudar" a F_H mas sim de provocar uma movimentação no obturador da VCA para garantir a condição de controle desejada.

Se a diferença de pressão Δp for > 0 mas de intensidade pequena F_H terá sentido ascendente. Neste instante se $P_1 < P_R$ devemos atuar o diafragma no sentido de corrigir o ϵ residual entre P_1 e P_R . Logo mesmo com Δp pequeno a força do controlador F_c deve ter ação contrária a F_H para provocar o abaixamento do ponto de equilíbrio de $F(x)$ e conseqüentemente aumentar (pela resistência) a pressão P_1 .

Se a força do controlador for de ação direta (sinal + em (4.63)), F_H será reforçada por F_c e o ponto de equilíbrio da VCA sobe, abaixando ainda mais o valor de P_1 medido e aumentando o ϵ residual.

Esta conclusão pode ser tirada pelos testes feitos com a função dinâmica da VCA em que utilizamos um controlador de ação direta que abaixava o ponto de equilíbrio quando aumentávamos a pressão P_1 . Ou seja, exatamente o contrário do que desejávamos. Contudo esses gráficos gerados mostram a influência do valor das constantes do controlador (K_c, T_D, T_I) na resposta que a VCA gera.

A figura 4.19 mostra a resposta da equação dinâmica da VCA com as constantes do controlador nulas, ou seja inatuate. A posição máxima que a haste atinge é 75 mm no ponto de pressão máxima.

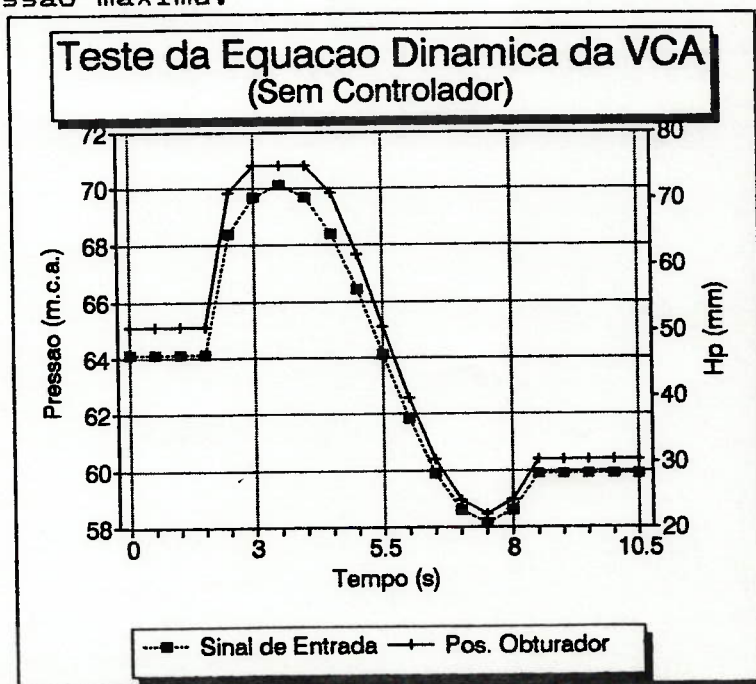


Figura 4.19 Equação dinâmica sem controlador a sinal senoidal

A figura 4.20 mostra curvas de resposta obtidas, variando-se o valor da constante de proporcionalidade K_c de 0.5 a 2. O ponto de equilíbrio (mm) da VCA é mais baixo quando aumentamos a pressão. Isso reflete uma resposta contrária a necessária para satisfazer a condição de controle $H_{P1} > H_R$.

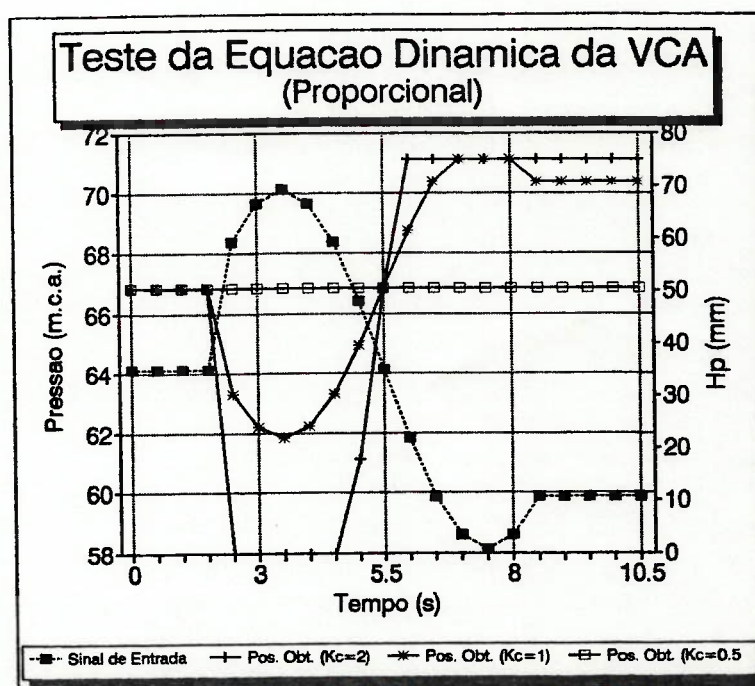


Figura 4.20 Equação dinâmica proporcional a sinal senoidal

Da mesma maneira que o gráfico anterior são geradas respostas integrais para o sinal senoidal. Os diferentes valores de K_c ($T_i = 1$) assumidos mostram que se pode mudar bastante o comportamento da dinâmica da VCA. Isso pode ser verificado na figura 4.21.

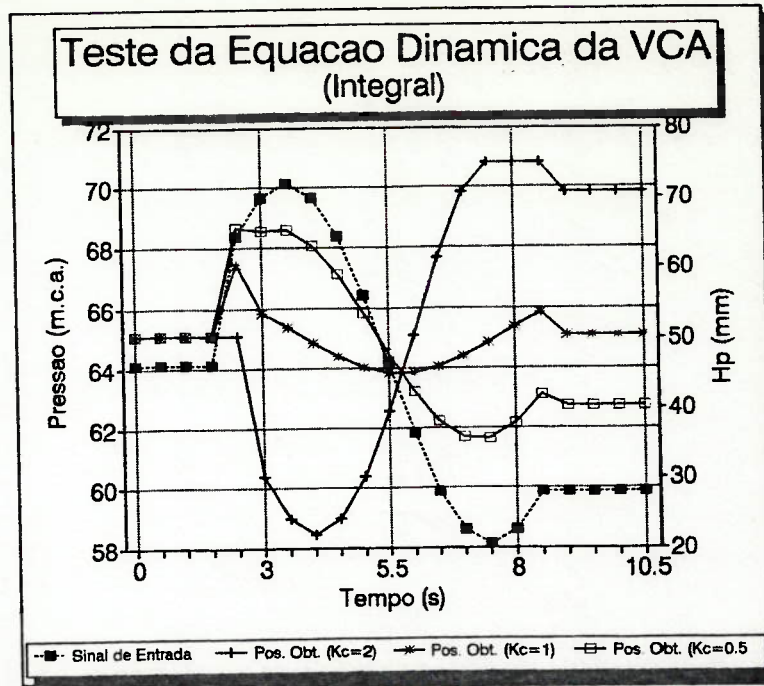


Figura 4.21 Equação dinâmica integral a sinal senoidal

As respostas derivativas também são obtidas para diferentes valores de K_c ($T_D=1$). Verifica-se que o valor de K_c atinge diretamente a correspondente resposta principalmente quando a taxa de variação do sinal de entrada é alto. A figura 4.22 mostra as relações obtidas.

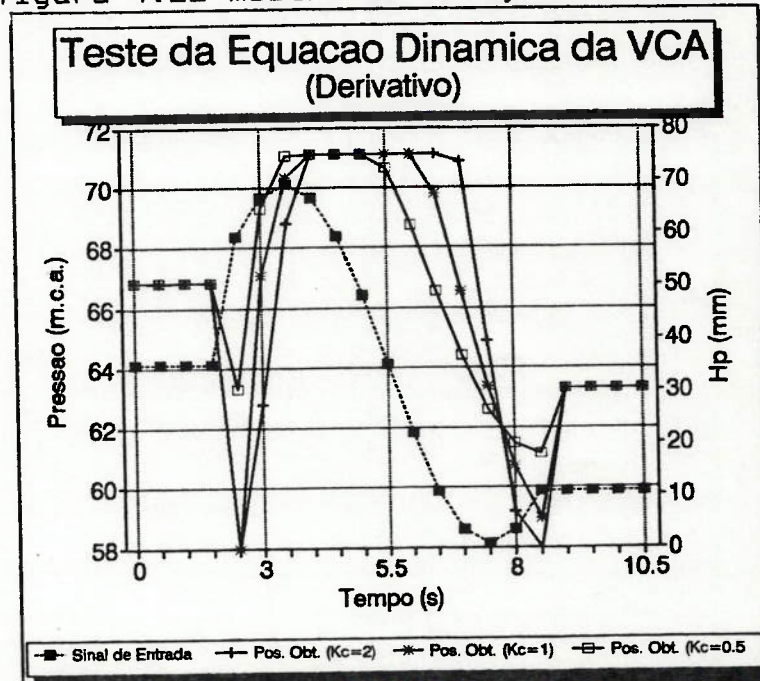


Figura 4.22 Equação dinâmica derivativa a sinal senoidal

As quatro opções de controle foram agora combinadas para gerar uma resposta proporcional, derivativa e integral na VCA. O gráfico da figura 4.23 mostra as diferenças para os valores de K_c assumidos. Nota -se que para valores muito altos de K_c , nessa simulação pode-se provocar uma ação de controle do tipo "on-off". Deve -se ter muito cuidado na escolha dos parâmetros do controlador para se estabilizar a pressão de resposta em uma faixa bem restrita.

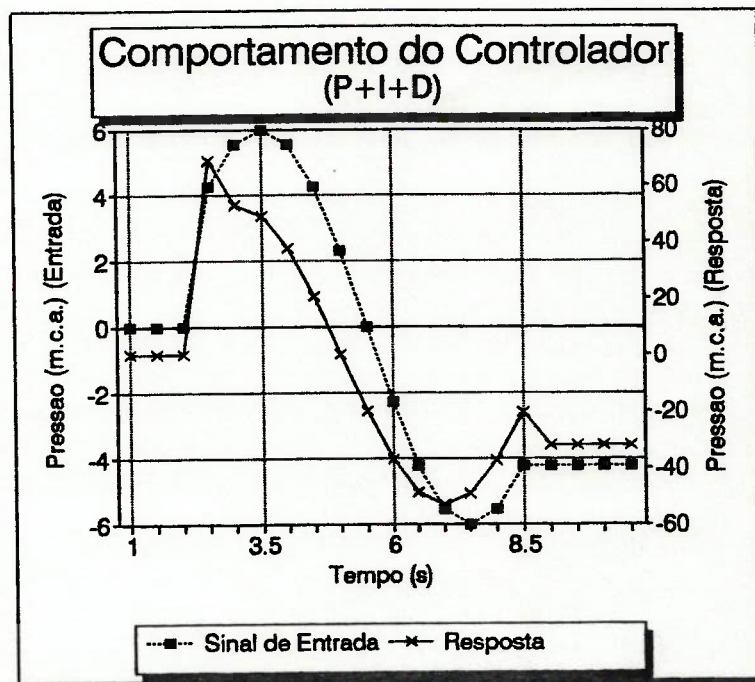


Figura 4.23 Equação dinâmica com PID a sinal senoidal

4.6 CONSIDERAÇÕES SOBRE A EQUAÇÃO DINÂMICA DA VCA E O CONTROLADOR

A equação dinâmica utilizada como condição de contorno (4.63) por exemplo, pode ou não garantir uma determinada condição de controle dependendo do valor das constantes ajustadas para o controlador.

É necessário ressaltarmos ainda que as características mecânicas das válvulas de controle automático devem ser compatíveis com o escoamento, ou seja as áreas , constantes de mola devem satisfazer ao menos as condições de equilíbrio. Apesar de possuímos uma série de alternativas para mudar o comportamento do controlador , percebe-se que a escolha dos parâmetros do controlador não é tarefa óbvia. Deve-se adotar parâmetros que representem os sistemas pilotos das VCAs a serem simuladas. É por esse motivo que foi adotado esse modelo de controlador, contudo a regulação para alguns regimes transientes rápidos pode ser tarefa muito difícil para esses controladores . Damos ênfase a adoção de um critério para a escolha de parâmetros dos controladores. Com um critério que compatibilize faixas de convergência, estabilidade , com os valores representados pelos sistemas pilotos reais das VCAS, podemos otimizar a simulação.

Neste capítulo apresentamos as possibilidades de solução para a condição de contorno de válvula de controle automático. São discutidos os métodos empregados e suas diferenças, além dos problemas de convergência e adequação da solução ao sistema físico. Foram realizados testes para as soluções para comparar sua adequabilidade com o sistema físico.

5.1 INTRODUCAO

A solução da condição de contorno para válvulas de controle automático é então obtida usando-se as equações (4.20) (Válvula-Rede) e a equação da dinâmica (4.32).

Relembrando:

$$|QPE| QPE + F.QPE + G = 0 \quad (4.20)$$

$$F_H - F_W - F_F - F_M - F_S - F_C = F_{OA} \quad (4.32)$$

Consideramos no modelo de cálculo a equação (4.32) sob duas formas, também apresentadas no capítulo anterior. A primeira forma se baseia na força hidráulica obtida por ensaios, que será chamada de forma experimental. A equação (4.32), então, na forma experimental se escreve de (4.45), (4.33) e (4.41) na seguinte forma :

$$C_I(h(t)) \cdot Q_{PE} |Q_{PE}| - K \cdot h(t) + \\ + \left(\frac{K_C \cdot (H_{P1} - H_R)}{T_I} + \frac{K_C \cdot (H_{P1} - 2 \cdot H_R + H_1) \cdot \Delta t}{2} + \frac{K_C \cdot T_D \cdot (H_{P1} - H_1)}{\Delta t} \right) - \\ \Delta p(0) \cdot A_D = M \cdot \frac{h(t) - 2 \cdot h(t - \Delta t) + h(t + 2\Delta t)}{\Delta t^2} \quad (5.1)$$

Nesta forma, já apresentada sob diferenças finitas, as incógnitas são $h(t)$, $C_I(h(t))$, Q_{PE} e H_{P1} . (Usamos como exemplo base novamente uma VCA para controle a montante). Contudo pela aplicação da equação do nó (3.123) relacionamos Q_{PE} e H_{P1} . Logo como C_I é uma função da posição da haste da válvula $h(t)$, então em (5.1) restam apenas duas variáveis desconhecidas: Q_{PE} e h , ou H_{P1} e h . A lei de $C_I \times h$, é admitida como sendo linear, o que aproxima seu comportamento da segunda forma mostrada em seguida.

A segunda forma também considerada no modelo de cálculo, descrita, e testada, no capítulo anterior, refere-se a equação (4.63) onde a força hidráulica e a força de atrito são aproximadas por relações simples. A equação (5.2) mostra a forma da equação.

$$\begin{aligned}
& (HP_1.A_0 - HP_2.(A_0 - Ah)) - \frac{\pi.R_0.\mu.es.(h(t) - h(t - \Delta t))}{\delta c \Delta t} - F_v - K.h(t) \\
& + ((K_C.(HP_1 - HR) + \frac{K_C.(HP_1 - 2.HR + H_1).\Delta t}{T_I} + \frac{K_C.T_D.(HP_1 - H_1)}{\Delta t}) - \\
& \Delta p(0)).A_D = M.(\frac{h(t) - 2.h(t - \Delta t) + h(t + 2\Delta t)}{\Delta t^2}) \quad (5.2)
\end{aligned}$$

A necessidade de termos duas formas disponíveis justifica-se pelo fato de não termos conhecimento, a priori, da curva que as leis $C_i(h)$ assumem e de seus valores. Para isso, como teríamos que assumir uma lei de C_i hipotética, usamos a relação (5.2) que aproxima a força hidráulica a valores dimensionalmente compatíveis com o escoamento. Assim com o conhecimento das dimensões que F_H assume realizamos também testes envolvendo a equação (5.1) e uma lei C_i compatível com o escoamento, para se averiguar a funcionalidade dessa solução. Enquanto os fabricantes não fornecerem os testes com os coeficientes de força medidos, teremos que usar relações teóricas para os mesmos como a equação (5.2).

5.2 FLUXOGRAMA GERAL DO CALCULO PARA REGIME TRANSITORIO

O esquema da figura 5.1 nos mostra o fluxograma para a solução do problema hiperbólico. A condição de contorno para a VCA, ou VCM-ideal, é apenas um segmento dentro do laço principal do programa.

FLUXOGRAMA BASICO DO REGIME TRANSITORIO

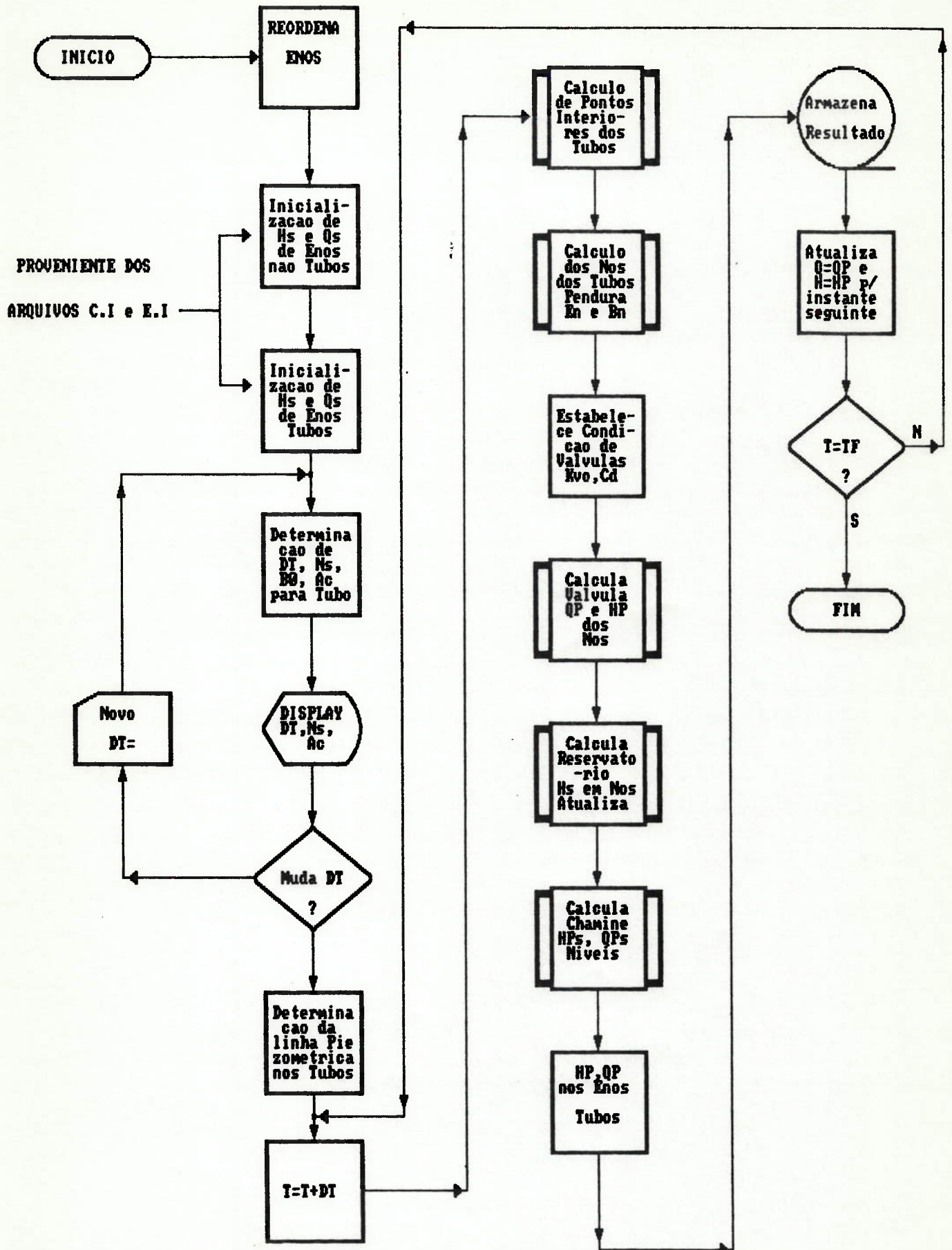


Figura 5.1 Fluxograma para regime transitorio

Para o cálculo da lei ideal (VCM) o processo é imediato, e para a simulação da VCA o processo pode ter um ou mais passos de cálculo iterativos.

5.3 ESQUEMA GERAL DE SOLUCAO

Como se pode perceber possuímos duas equações (4.20) e (5.1) ou (5.2) e duas incógnitas. Para resolvê-las o modo mais simples possível seria a substituição de uma em outra. Entretanto devido as não linearidades existentes isso não é possível. Na equação (4.20) a variável h (posição da haste do obturador) aparece nos coeficientes F e G , pois estes dependem de C que depende de C_D que obviamente é função de h . Em (5.1) Q_{PE} é de segundo grau e em (5.2) só pela presença de H_{P2} , na substituição da equação do nó (3.124), Q_{PE} também torna-se de segundo grau.

Assim verifica-se que podemos resolver as equações através de duas possibilidades: um método iterativo, como o de Newton-Raphson para duas equações, e o método defasado.

No método iterativo de Newton-Raphson determina-se um conjunto (Q_{PE} , h , H_{P1} , H_{P2}) que seja solução para duas equações em um determinado instante de cálculo único (t). O esquema da solução conjunta no instante (t) utilizando-se (5.1) e (4.20) está esquematizado na figura 5.2.

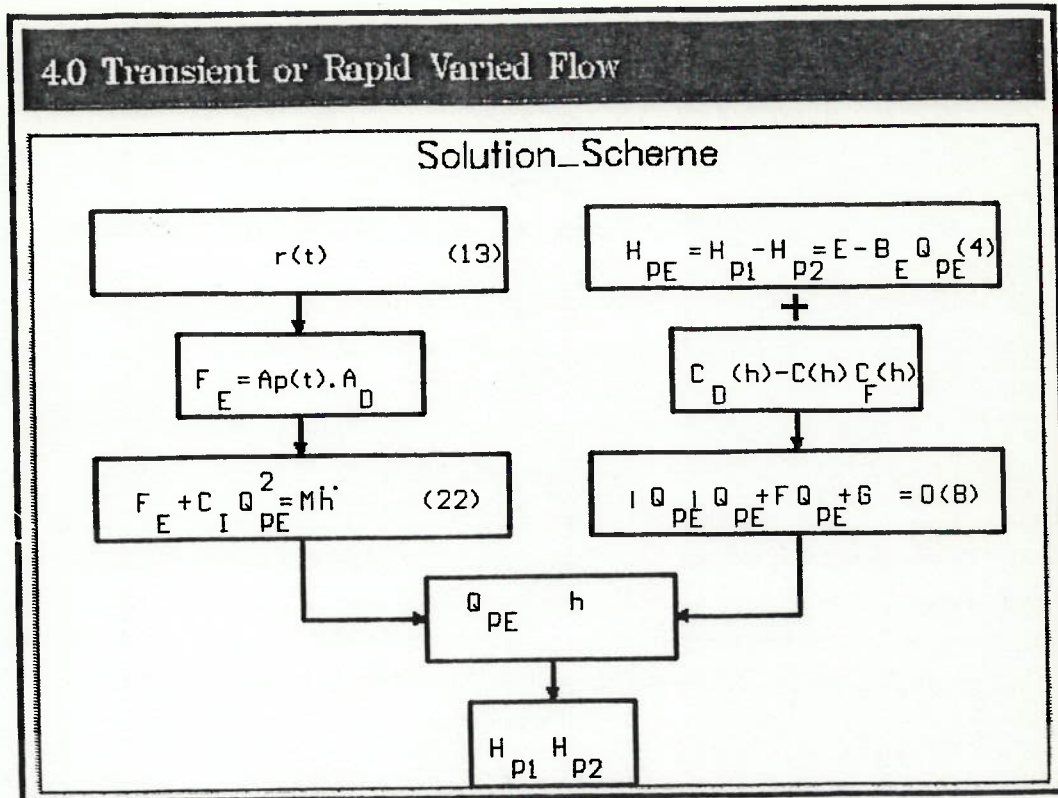


Figura 5.2 Esquema geral de solução iterativa no instante (t)

A outra possibilidade se refere a solução, defasada em que nos baseamos nas variáveis de estado do instante imediatamente anterior ($t - \Delta t$) para obter as variáveis de estado do instante (t). Admite-se como sendo a pressão em (t) igual a pressão do instante anterior, determina-se consecutivamente a posição da haste (h) e a nova pressão, em um processo sucessivo e finito. Este processo assim descrito nos dá uma aproximação de 1. ordem mas não satisfaz o sistema das duas equações em um mesmo instante.

Para os dois esquemas de solução o intervalo de tempo Δt necessário para a convergência correta do método das características deve ser o mesmo e compatível com o intervalo de tempo Δt para a solução da equação dinâmica. Deve ser ainda menor quanto possível para diminuir o erro no caso de se usar a aproximação defasada.

5.3.1 Solução Iterativa por Newton-Raphson:

A solução das equações pelo processo iterativo pode ser realizada para os dois esquemas de cálculo (4.20)+(5.1) e (4.20)+(5.2) através do processo de Newton-Raphson de dois modos. Estes divergem apenas na sequência de cálculo, produzindo resultados idênticos. Contudo vale a pena ressaltar que a segunda metodologia apresentada apresenta a facilidade de se perceber o valor dimensional das forças atuantes durante o processo de cálculo, o que ajuda em muito o trabalho do analista.

5.3.1.1 Método Iterativo Integrado de Newton-Raphson:

Este método foi proposto por WYLIE & STREETER [48] para a solução de bombas adaptadas na simulação unidimensional de transientes. Da mesma maneira utilizamos o conhecido método na literatura para promover a solução de válvulas de controle automático.

Para isso , usando por exemplo as equações (4.20) e (5.1) e o conjunto de equações para o nó (3.123) e (3.124) obtemos a função F2 (a equação Válvula-Rede (4.20)) e a função F1 (a equação (5.1) escrita de outra forma):

$$F1 = -K_1.QPE + K_2.h(t) + C_1. |QPE|.QPE.BN_1 + K_3 = 0 \quad (5.3)$$

$$F2 = |QPE| QPE + \frac{BE.QPE}{C(h(t))} + \frac{EE}{C(h(t))} = 0 \quad (5.4)$$

onde

$$K_1 = - Kc \left(1 + \frac{\Delta t}{2.T_I} + \frac{T_D}{\Delta t} \right).A_D \quad (5.5)$$

$$K_2 = - \left(K + \frac{M}{\Delta t} \right) \quad (5.6)$$

$$K_3 = K_4.BN_1 + K_1.EN_1 \quad (5.7)$$

$$K_4 = A_D.\Delta p(0) + A_D.Kc. \left(H_R. \left(1 + \frac{\Delta t}{T_I} \right) + H_1. \left(\frac{T_D}{\Delta t} - \frac{\Delta t}{2.T_I} \right) \right) + \frac{M.2.h(t-\Delta t)}{\Delta t^2} - \frac{M.h(t-2.\Delta t)}{\Delta t^2} \quad (5.8)$$

O método de Newton-Raphson integrado resolve as duas funções F1 e F2 pelo seguinte esquema genérico.

$$F1 + F1q.\Delta q + F1h.\Delta h = 0 \quad (5.9)$$

$$F2 + F2q.\Delta q + F2h.\Delta h = 0 \quad (5.10)$$

onde

$F1q = 1$. Derivada de $F1$ em relação a QPE

$F1h = 1$. Derivada de $F1$ em relação a h

$F2q = 1$. Derivada de $F2$ em relação a QPE

$F2h = 1$. Derivada de $F2$ em relação a h

$$\Delta h = \frac{F2/F2q - F1/F1q}{F1h/F1q - F2h/F2q} \quad (5.11)$$

$$\Delta q = \frac{-F1}{F1q} - \frac{\Delta h.F1h}{F1q} \quad (5.12)$$

e as derivadas para esse esquema são:

$$F1q = -K1 + 2.QPE.Ci(h(t)).BN1 \quad (5.13)$$

$$F1h = K2 + |QPE|.QPE.BN1.\frac{\partial Ci(h(t))}{\partial h} \quad (5.14)$$

$$F2q = 2.QPE + \frac{BE}{C(h(t))} \quad (5.15)$$

$$F2h = \frac{\partial C(h(t))}{\partial h} \cdot \left(\frac{-QPE \cdot BE + EE}{C^2(h(t))} \right) \quad (5.16)$$

O processo de resolução das equações é iniciado com a aproximação inicial para as funções h e QPE do tipo (QPE = Q(t))

$$Q(t) = 2.Q(t-\Delta t) - Q(t-2.\Delta t) \quad (5.17)$$

$$h(t) = 2.h(t-\Delta t) - h(t-\Delta t) \quad (5.18)$$

As derivadas de C_1 e C podem ser retiradas da própria derivada a função por pontos. Ou assumindo - se uma série ou polinômio para representar C_1 e $C(C_1(h))$ pode-se obter a derivada diferenciando-se o mesmo.

A cada iteração são realizados as somas para se chegar a convergência:

$$h = h + \Delta h \quad e \quad q = q + \Delta q \quad (5.19)$$

A convergência ocorre quando

$$|\Delta q| + |\Delta h| < \text{tolerância} \quad (5.20)$$

Contudo ,como descreveremos mais adiante, um dos problemas ocorridos com a utilização desse método foi a necessidade de se mudar algumas vezes as equações (5.15) para somas de $0.9\Delta h$ e $0.9\Delta q$ ou menos. Essas alterações ocorrem de acordo com a quantidade de iterações processadas para se forçar a convergência.

No item 4.4.3.2.a apresentamos o modelo para a força hidráulica em uma servo válvula do tipo carretel de acordo com a proposição de SHIH-YING & BLACKBURN [43] [44], e podemos mencionar que esse modelo proposto foi testado usando-se a mesma técnica de Newton para a solução. As derivadas obtidas são extensas e fora do enfoque específico do trabalho uma vez que dizem respeito a um outro tipo de válvula, por isso não as descreveremos. Contudo vale ressaltar que o método iterativo também se mostrou satisfatório, e foi a partir desse ponto que sentimos a necessidade de resolver as equações por uma metodologia mais extensa, mas que nos daria uma melhor noção dimensional. Isso foi importante pois adotando-se um procedimento particionado para resolução pudemos acertar os problemas de convergência , pois começamos a refletir física e matematicamente.

5.3.1.2 Método Iterativo Particionado de Newton-Raphson:

Esse modo de se resolver o problema por Newton-Raphson é muito dispendioso quanto se considera tempo de processamento. Este problema entretanto é minimizado quando se trabalha com computadores velozes. Tem como principal vantagem possibilitar ao analista o acompanhamento na busca da solução única.

O procedimento consiste em se , adimintindo um valor inicial para a variável p (pressão HP_1), ao invés de q , determina-se pela equação (4.20) um valor para a posição correspondente hf_2 . Com o índice f_2 representando o valor de h obtido pela equação (4.20). Do mesmo modo pela equação (5.2) ou (5.1) determina-se uma posição correspondente hf_1 à variável de entrada p (HP_1).

A determinação de hf_2 pela equação (4.20) é possível com uma simples inversão, mas a determinação de hf_1 pela equação (5.2) por exemplo, só pode ser obtida pela aplicação do método de Newton-Raphson a uma função.

Como apresentado no item 4.4.3.2.b a função $F(x)$ caminha sobre um intervalo limitado entre 0 e h_{max} , correspondente ao curso da haste do obturador. Com o uso dessa função , (4.63) ou (5.2) , e sua derivada $F'(x)$, pode-se procurar o intervalo onde existe a raiz através da relação :

$$F(A).F(B) < 0 \text{ então } R \in [A,B] \quad (5.21)$$

Determinado o intervalo onde se encontra a raiz passamos a procurá-la por processo iterativo do seguinte modo

$$h_{F1_n} = h_{F1_{n-1}} - \frac{F(h_{F1_n})}{F'(h_{F1_n})} \quad (5.22)$$

onde

$$\begin{aligned} F(h) = & \frac{M.(h(t) - 2.h(t-\Delta t) + h(t+2\Delta t))}{\Delta t^2} + F_v + K.h(t) - \\ & (P_1.A_0 - P_2.(A_0 - Ah)) + \frac{\pi.R_0.\mu.es.(h(t) - h(t-\Delta t))}{\delta c \Delta t} + \\ & + ((Kc.(HP_1 - HR) + \frac{Kc.(HP_1 - 2.HR + H_1).\Delta t}{T_1} + \frac{Kc.TD.(HP_1 - H_1)}{\Delta t}) - \\ & \Delta p(0)).A_D \end{aligned} \quad (4.63)$$

$$F'(h) = \frac{M}{\Delta t^2} + K + \frac{\pi.R_0.\mu.es.}{\delta c.\Delta t} \quad (5.23)$$

O processo termina se $|h_{F1_n} - h_{F1_{n-1}}| < \text{Aproximação}$.

Assim, tendo dois valores (h_{F1}) e (h_{F2}) correspondentes a um mesmo valor de entrada (p), determina-se um novo valor (h) correspondente a média dos dois.

Com base neste novo valor calcula-se por (4.20) a pressão (p ou HP_1) relativo a (h), iniciando-se uma nova iteração.

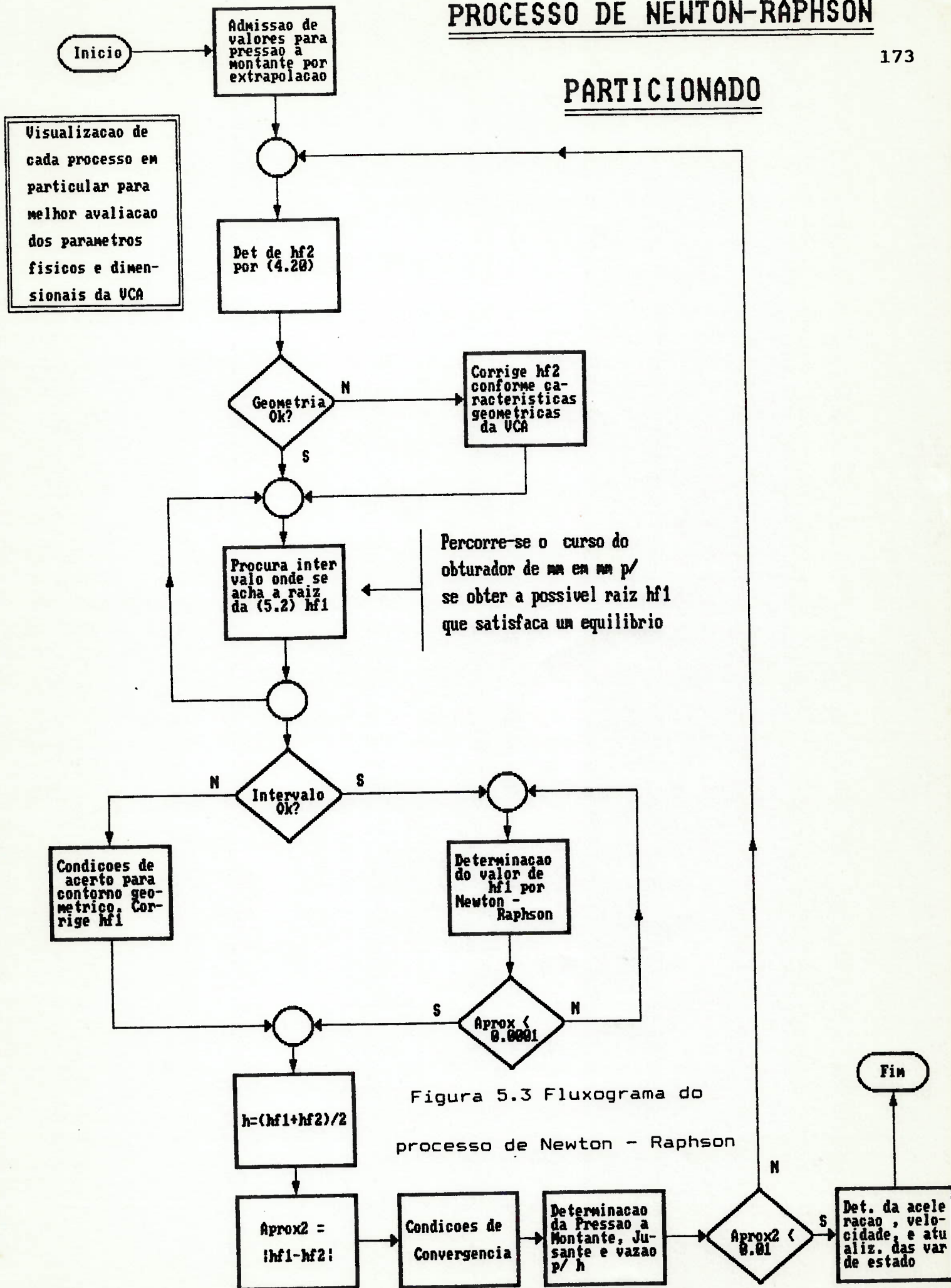
A aproximação entre h_{F1} e h_{F2} é aferida , e o processo geral se finda quando:

$$| h_{F1} - h_{F2} | < \text{Aproximação.} \quad (5.23)$$

Esse processo na realidade engloba dois laços iterativos, e são verificadas duas convergências. A primeira diz respeito ao valor de h_{F1} , a posição da haste obtida pela equação (5.2), e a segunda se refere ao processo global , onde se deve obter um único par de raízes (H_{F1} e h). A presença desses dois laços justificam a maior quantidade de tempo dispendida para se obter a solução.

Contudo como trata-se de um procedimento experimental, o analista consegue observar melhor o valor que as funções assumem durante o processo iterativo. Pode-se ter a noção dimensional dos valores e discernir melhor quanto a variáveis, quer do controlador, quer geométricas, atribuídas para garantir uma determinada condição de controle. Variáveis fisicamente incompatíveis levam o processo a um estado caótico perdendo-se totalmente.

O fluxograma do processo particionado está mostrado na figura 5.3.



5.3.2 Solução com Defasagem de Tempo :

Por essa metodologia testada determina-se um valor para a posição da haste da válvula que não corresponde exatamente a pressão no mesmo instante de cálculo. Contudo admitindo-se que o intervalo de tempo é bem reduzido procura-se minimizar o erro.

O processo pode ser de 1. aproximação , de 2. aproximação , dependendo do número de laços iterativos que estiverem definidos. A presença de um laço iterativo , já corrige bem os valores de pressão e posição da haste.

O método geral se inicia, admitindo-se como pressão no instante (t) a pressão em (t- Δt). A partir daí , por Newton-Raphson, aplicado a solução da equação (5.2), determina-se o intervalo onde existe a raiz e seu respectivo valor. F(h) caminha sobre um intervalo finito. Caso a raiz da equação esteja abaixo do ponto zero, teremos caracterizado uma situação de desequilíbrio. A válvula estará "mais do que fechada", ou seja, estará pressionada contra o apoio inferior. Na equação da dinâmica da válvula surgirá uma força de reação F_R que equilibrará novamente a dinâmica da VCA. O mesmo ocorre quando a raiz ultrapassa o valor de h_{max} . Isso significa que ocorre uma reação do apoio superior para o obturador, aparecendo novamente uma parcela F_R , que tem sentido contrário ,equilibrando novamente a equação.

Esse mesmo procedimento é adotado na solução 5.3.1.2 (Newton-Raphson particionado).

Determinada a raiz (h), calcula-se para a posição da haste (h) o valor da pressão por (4.20). Se usamos aproximações maiores que 1, o processo sofre nova iteração, onde a pressão inicial, nessa nova iteração, passa ser essa pressão obtida. Se aumentamos o número das iterações o processo tende a solução de Newton-Raphson particionado 5.3.1.2. Os fluxogramas da solução obtida para 1 loop (1 aproximação) e 2 loops (2. aproximação) estão exemplificados nas figuras 5.4 e 5.5 respectivamente.

SOLUCAO DEFASADA EM 1. APROXIMACAO

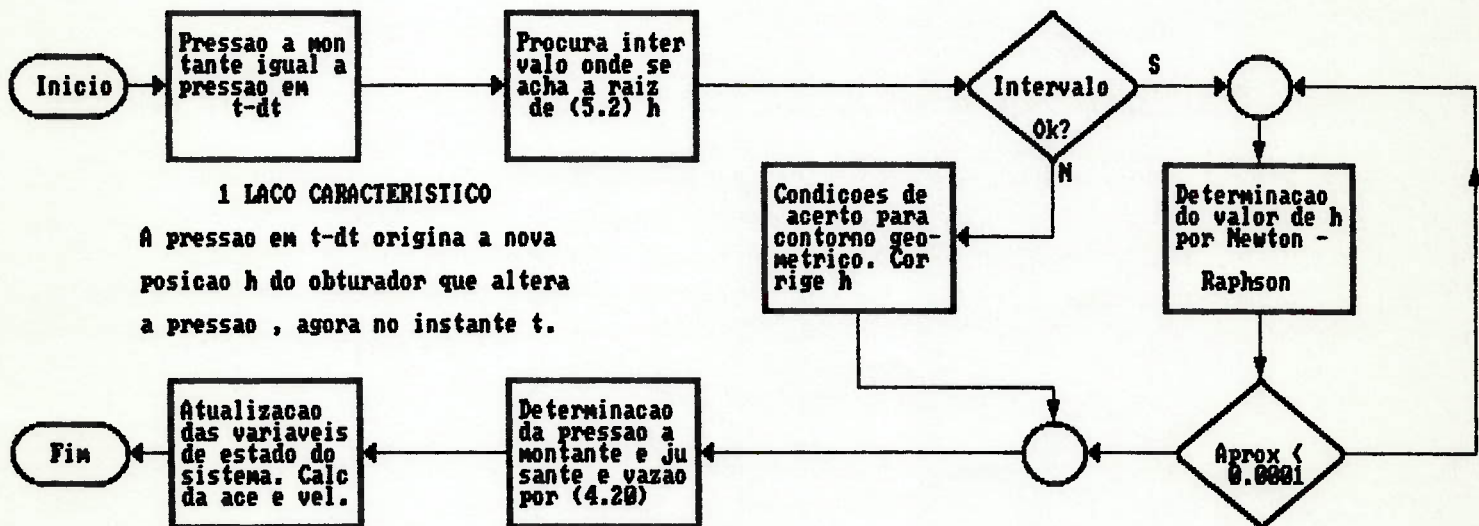


Figura 5.4 Esquema para solução defasada de 1. aproximação

SOLUCAO DEFASADA EM 2. APROXIMACAO

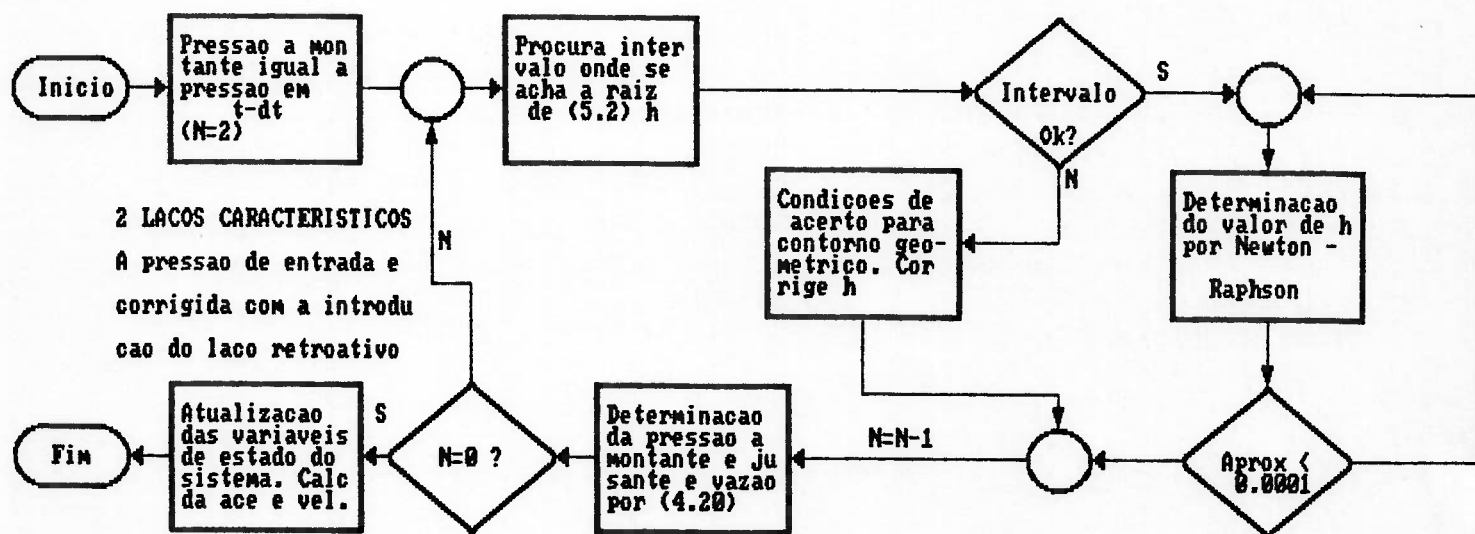


Figura 5.5 Esquema para solução defasada de 2. aproximação

5.4 TESTES COMPARATIVOS DAS SOLUCOES

Para realizar uma comparação entre os tipos de solução que podem ser obtidos consideramos um exemplo didático, já apresentado por KOELLE & POLL [24] e por POLL [37]. A rede hidráulica possui 3 reservatórios R1, R2 e R3 respectivamente com 100m, 80m e 40m. Existem 2 válvulas: V1 de manobra, V2 de controle. V2 é uma válvula de regulação que pode ser uma VCA simples ou uma VCM adaptada a um computador que simula a rede. Neste teste comparativo V1 está totalmente aberta ($K_v=1.5$) e se fechará em 20 segundos. A justificativa desse tempo de fechamento escolhido será dada no capítulo 6.

A válvula V2 deverá regular a pressão a montante, nó 7, para que não fique abaixo de 60 m.c.a.. A figura 5.6 mostra o esquema da rede hidráulica considerada.

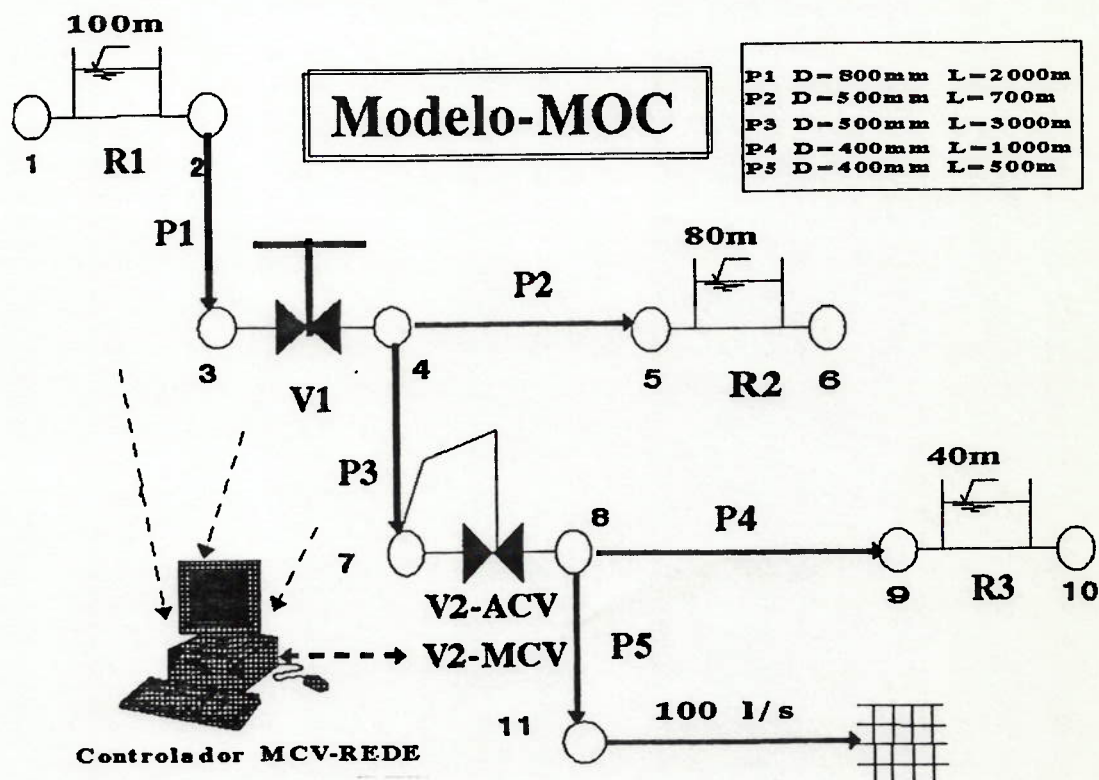


Figura 5.6 Esquema da rede hidráulica de simulação

Os tubos da rede tem os seguintes dados:

P1	: D = 800 mm	L = 2000 m
P2	: D = 500 mm	L = 700 m
P3	: D = 500 mm	L = 3000 m
P4	: D = 400 mm	L = 1000 m
P5	: D = 400 mm	L = 500 m

Em regime permanente os dados obtidos por simulação são:

Nó	Carga (m.c.a.)	Tubo	Vazão (l/s)
3	91.65	P1	1030.70
4	90.95	P2	587.79
7	64.13	P3	442.91
8	57.12	P4	342.91
11	56.36	P5	100.00

Para efeito comparativo plotamos quatro curvas obtidas na tentativa de se regular a pressão no nó 7. A figura 5.7 mostra os resultados obtidos para a pressão. A primeira curva é a ideal obtida com a válvula de controle motorizado (VCM) e seu computador dedicado. A segunda e a terceira são as curvas obtidas com a solução defasada de 1. e 2. aproximações. A quarta curva é a curva para pressão obtida pela solução com o método de Newton-Raphson.

Em muitos pontos os valores obtidos para as curvas 2,3,4 (VCAs) estão bem próximos. Contudo existe uma diferença grande entre os valores obtidos para a curva de 1. aproximação defasada para com relação a de 2. aproximação e a de Newton-Raphson, principalmente a partir do instante 20. A figura 5.8 mostra os valores que o coeficiente de perda de carga C_D assume para essas curvas de pressão x tempo mostradas em 5.7.

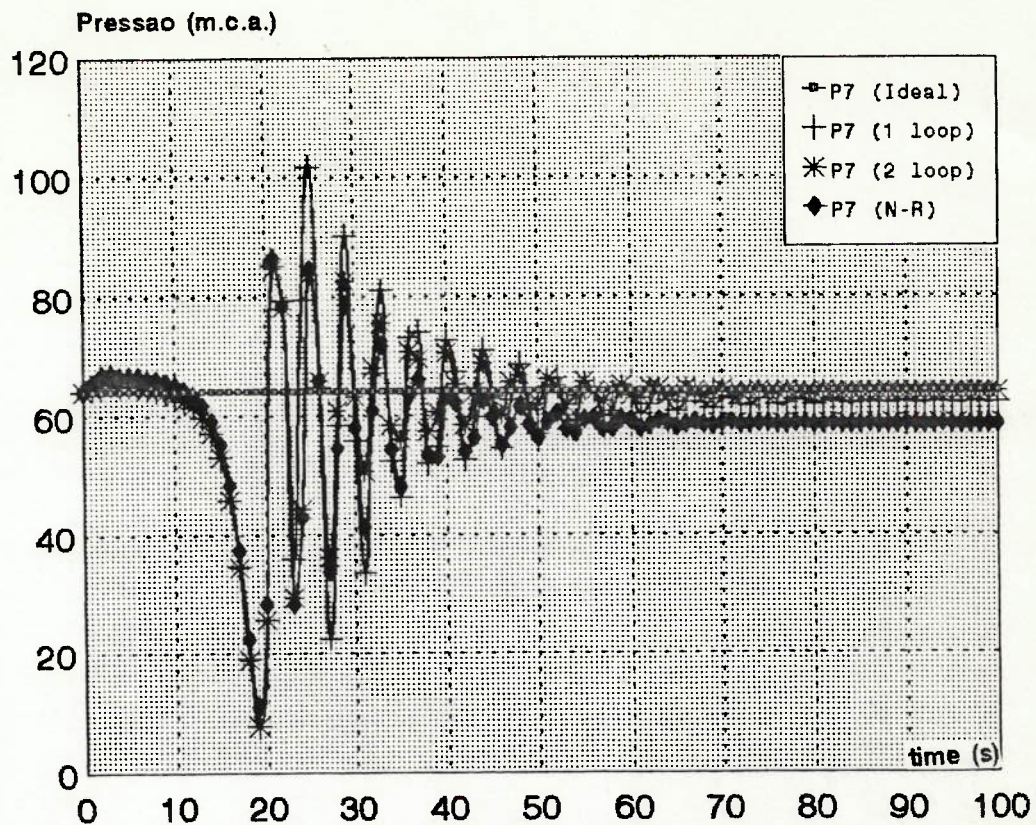


Figura 5.7. Pressão no nó 7 obtida por diferentes métodos

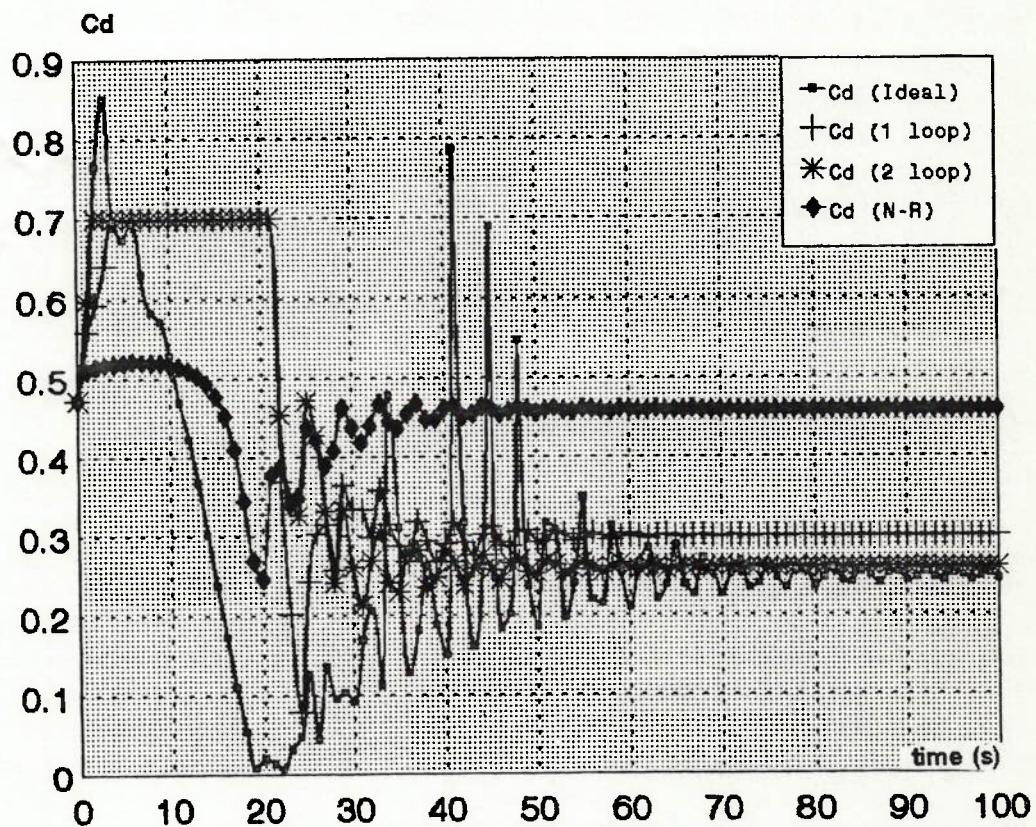


Figura 5.8 Perda de carga ou posição da haste respectivas às curvas de pressão da figura 5.7

A figura 5.8 mostra uma comparação nítida entre os movimentos obtidos para a válvula. A curva ideal (VCM) apresenta movimentos muito mais acentuados do que as obtidas para o modelo da VCA. As soluções para as aproximações defasadas diferem entre si, principalmente a partir do instante de 20 s. A solução de Newton entretanto se mostra já estabilizada e com outros valores da solução obtida com defasagem de tempo. Note pelos gráficos que nos instantes final e inicial a condição de controle é respeitada. Ou seja, em regime permanente o modelo, e assim a própria, VCA atinge um equilíbrio. Contudo nos instantes intermediários do transiente os valores calculados provam que a condição de controle é desrespeitada, excetuando-se o caso da VCM em que otimizamos a manobra. Se tivéssemos plotado pontos de 2 em dois segundos e não de segundo em segundo, não teríamos observado os instantes em que a condição de controle foi deserespeitada.

De qualquer maneira sempre é possível atingirmos, com o procedimento de cálculo para VCM, a lei de manobra ideal, independentemente do intervalo de tempo de visualização.

O objetivo, a ser explorado no capítulo 6, é o de aproximar ao máximo a resposta da VCA da resposta ideal (VCM) com o acerto dos parâmetros do controlador. Esse acerto com esse tipo de controlador modelado, aparentemente, é difícil, pois estamos limitados às ações do próprio sistema piloto das VCAs.

O movimento do obturador , para a lei ideal, requer , como mostra a figura 5.8, trechos de altas velocidades e acelerações , além de freadas fortes. Sob o ponto de vista físico necessitamos de um sistema que possa executar essas manobras críticas. As manobras obtidas para as VCAs , por qualquer um dos cálculos estão de acordo com as características físicas das mesmas, inexistindo, portanto , trechos de movimentos bruscos. Assim percebe-se , que a VCA busca um ponto de equilíbrio compatível com sua dinâmica, que não a habilita executar manobras críticas, como a VCM.

5.5 EXEQUIBILIDADE FISICA E CONSTRUTIVA DA VALVULA MOTORIZADA

Para provarmos que a execução da manobra ideal é possível considere que o obturador da válvula motorizada é acionado por um servomotor hidráulico. Este servomotor é pilotado por uma servoválvula comandada por sistema solenóide , atuado por tensão de 0 a 20mA. Assim o computador , dotado de uma placa de acionamento , envia os impulsos elétricos a uma unidade de comando e aciona a servoválvula, que aciona o servomotor da VCM.

Pela figura 5.8 o curso crítico para a curva ideal ($C_D \times$ tempo) a ser percorrido pela VCM corresponde ao espaço de $C_D = 0.15$ a $C_D = 0.8$. Essa trajetória deve ser feita em 2 segundos.

Admitindo-se linearidade entre C_D e a posição da haste da válvula, esta distância corresponde a 65% do curso total da haste. Considerando-se um servomotor de 300 mm de diâmetro, com um curso de 100 mm, obtemos um volume total de 7068.6 cm^3 ou aproximadamente 7 litros. O volume deslocado para percorrer a distância de 65% do curso total em 2 segundos corresponde a $0.65 \times V_{\text{servomotor}} = 4.6$ litros. Logo a vazão que a servoválvula deve fornecer é de

$$Q_{\text{servoválvula}} = \frac{4.6 \times 60}{2 \text{ s}} = 137.8 \text{ litros/min}$$

Esses valores representam dados comuns em sistemas servocontrolados e dispomos de vários equipamentos que satisfazem essas condições. Para esse caso, um sistema como o da figura 5.9 assegura a correta movimentação da VCM. Uma unidade de 40 bar de pressão permite que se trabalhe dentro de limites operacionais com margem de folga.

Ressalva-se ainda, que a unidade de pressão pode ser compartilhada por outras válvulas motorizadas, controladas pelo mesmo computador. Isso flexibiliza o uso do sistema para aplicação em redes complexas, que tenham necessidade de manter as variáveis de controle em faixas estreitas.

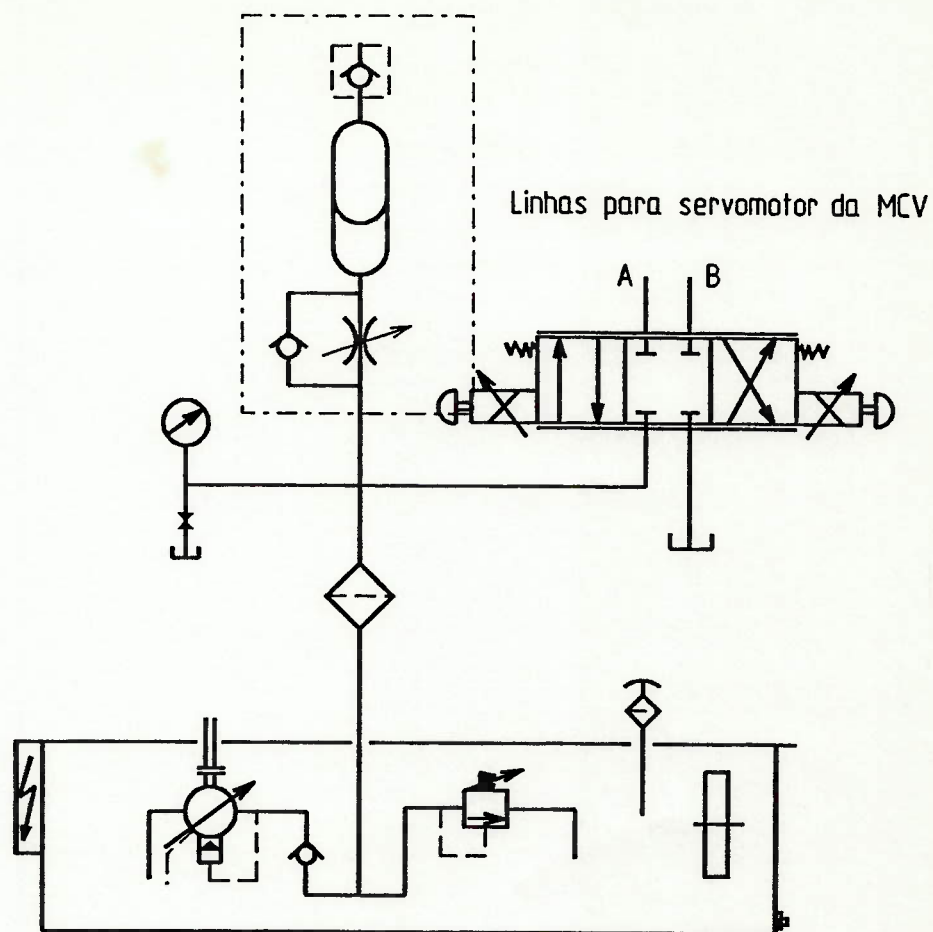


Figura 5.9 Sistema hidráulico para acionamento do servomotor

5.6 CONVERGENCIA E CONDICAO DE CONTORNO DA SOLUCAO

A simulação de sistemas físicos requer do engenheiro uma correta compreensão do comportamento do sistema durante todos os instantes. O método de Newton-Raphson particionado permite que se acompanhe a convergência explicitamente pois verificamos o comportamento da função dinâmica dentro da faixa limitada pelo curso da haste do obturador.

Trata-se de uma opção demorada, mas com conveniências que facilitam o estabelecimento de condições de contorno e convergências, por parte do engenheiro.

As condições de contorno para a simulação da VCA dizem respeito aos valores que a haste matematicamente assume, dentro dos limites impostos pela dinâmica e geometria.

As condições de convergência dizem respeito as condições que se estabelecem para forçar a convergência. Estas condições podem mudar de acordo com o número de iterações.

5.6.1 Exemplos de Condições de Contorno:

Pelo exemplo de N-R particionado, algumas vezes, por exemplo o valor de h dado pela função F_2 (4.20) e o valor de h dado pela função F_1 mostravam tendência de abertura total. h_{F_2} posicionava-se em 75 mm (abertura máxima) e h_{F_1} estabelecia-se em posição um pouco abaixo. Após algumas iterações a convergência se dava em 74.3 mm, por exemplo. Ou seja existe um ponto de equilíbrio bem perto da abertura máxima, mas que não necessariamente coincide com o mesmo, necessitando de algumas iterações para que o mesmo seja alcançado. Se a posição realmente, após um número limitado de iterações, permanece em 75 mm, assume-se que a posição final é realmente a de abertura máxima. Avalia-se o valor de uma força de reação F_R que aparece no caso da equação da dinâmica da VCA estar realmente desequilibrada.

Esta força é uma condição de contorno para a haste que aparece tanto na posição de abertura total quanto na de fechamento total. O valor de C_D para o ponto de abertura total deve coincidir com o valor de C_D medido na VCA quando em abertura total, que não coincide com o valor unitário. Nas nossas investigações assumimos a curva característica de $C_D = 0.7 \cdot h/h_{max}$ medida por LEMOS [28].

Para a posição de fechamento total o valor de C_D se anula, ou seja o valor de K torna-se infinito. Nas simulações isso significa que $K = 1 \cdot 10^{20}$. Nessa posição também são necessárias algumas iterações de verificação para que se comprove que a válvula está realmente fechada. Isso ocorre, pois uma simples oscilação de solução abaixo da posição de fechamento deve ser filtrada, para não provocar o fechamento da válvula e uma situação de desequilíbrio que não corresponde a realidade.

Da mesma maneira como já explicado para a posição de abertura, a solução obtida para h_F pode passar pela seguinte sequência: 20.43 - 0 ; 5.34 - 0 ; 2.12 - 0 ; 0 - 0 ; 0 - 0 ; 1.23 - 0 ; 1.12 - 0.5 ; 1.11 - 0.92 ; 1.06 - 1.06 ; 1.06 - 1.06 . Isso mostra que a solução final é $h_F = 1.06$ e não 0 como poderíamos concluir pelo fato de termos tido uma oscilação na procura da solução uma vez que h_F é a média de h_{F1} e h_{F2} , onde h_{F1} é o valor determinado pelo método de N-R. Esse fato deve ser consistido nas condições de contorno.

5.6.2 Exemplos de Condições de Convergência :

A média aritmética simples entre h_{F1} e h_{F2} pode não ser suficiente para se determinar a solução única. Existem casos em que esse critério provocou um fenômeno de ciclicidade ao redor da solução. Em $(t-2.\Delta t)$ obtemos a solução X em $(t-\Delta t)$ obtemos a solução Y e em (t) a solução X novamente. Sabendo-se que sob o ponto de vista dimensional, deveria existir uma solução entre X e Y deveríamos contar com uma outra condição para forçar a convergência. Após certo número de iterações usamos:

$$h_F = h_{F1}.0.4 + h_{F2}.06 \quad (5.24)$$

Esta condição citada em outras publicações foi satisfatória para obtenção da solução única.

Esse conjunto de condições procura compatibilizar a análise matemática com o sistema físico a ser modelado. A atenção do engenheiro deve estar voltada na obtenção de soluções que realmente representem o sistema físico e seja possíveis de ser obtidas, por isso relatamos alguns exemplos de necessidades para a simulação de tais sistemas.

Neste capítulo realizamos uma inspeção detalhada das possibilidades de controle da rede hidráulica apresentada na figura (5.6) durante a manobra da válvula V1. Comparamos os resultados, variando-se o tempo de fechamento dessa válvula. Além disso procuramos visualizar o fenômeno sob diferentes intervalos de tempo. Utilizamos algumas possibilidades de controle, do sistema piloto, para tentar garantir a condição de controle imposta. Os resultados dessas simulações são apresentadas em forma de gráficos pretendendo-se ilustrar as dificuldades encontradas.

6.1 INSPECAO DA INFLUENCIA DO TEMPO DE FECHAMENTO DE V1

As condições operacionais com as quais procedemos as simulações desse capítulo, referem-se às apresentadas no item 5.4. Ou seja, a rede da figura (5.6) em que a VCA V2 deve garantir uma pressão mínima de 60 m.c.a. a montante, (nó 7). Em regime permanente a VCA garante 64.13 m.c.a.

Assim , variando-se o tempo de fechamento de V1 , podemos avaliar a influência do tipo de onda de pressão gerada na resposta da VCA. A figuras 6.1 e 6.2 mostram o resultado obtido para três curvas. A primeira em que V1 se fecha em 20 segundos, a segunda para um fechamento em 40 segundos, e a terceira para um fechamento ,lento, em 60 segundos. Note que a variação de pressão obtida no nó 7, figura 6.1, quando do fechamento em 20 segundos, é muito mais crítica. Esta curva no instante 19 apresenta o valor mais baixo obtido, que confronta com condição de controle desejada.

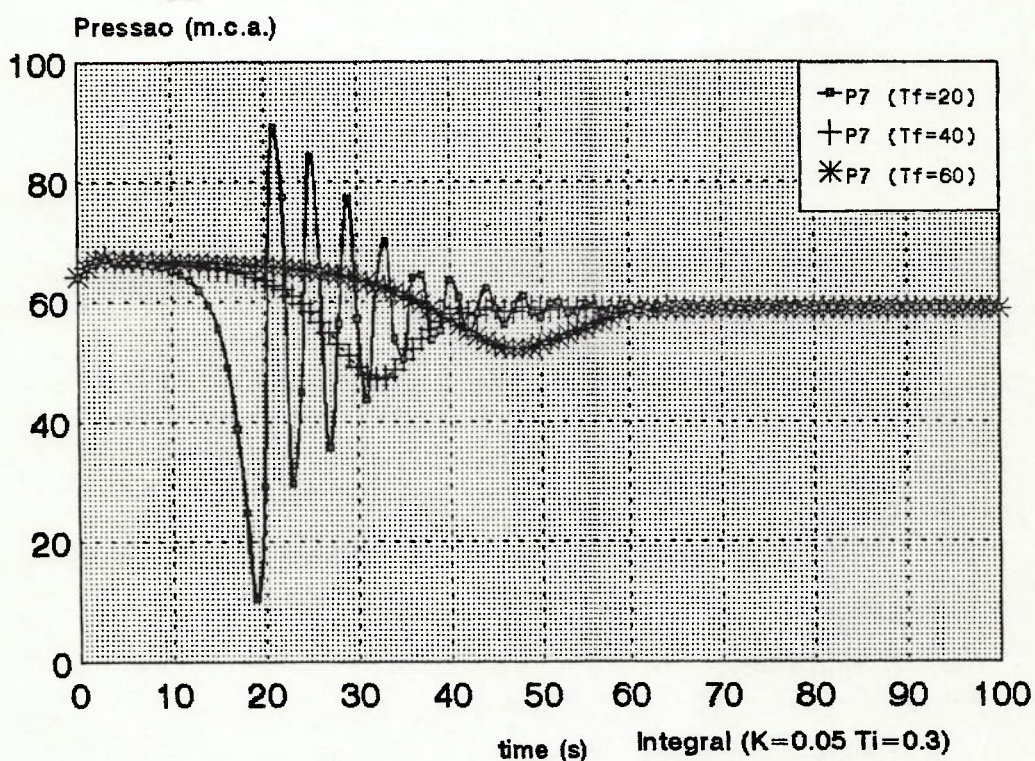


Figura 6.1 Pressão no nó 7 para 3 tempos de fechamento de V1

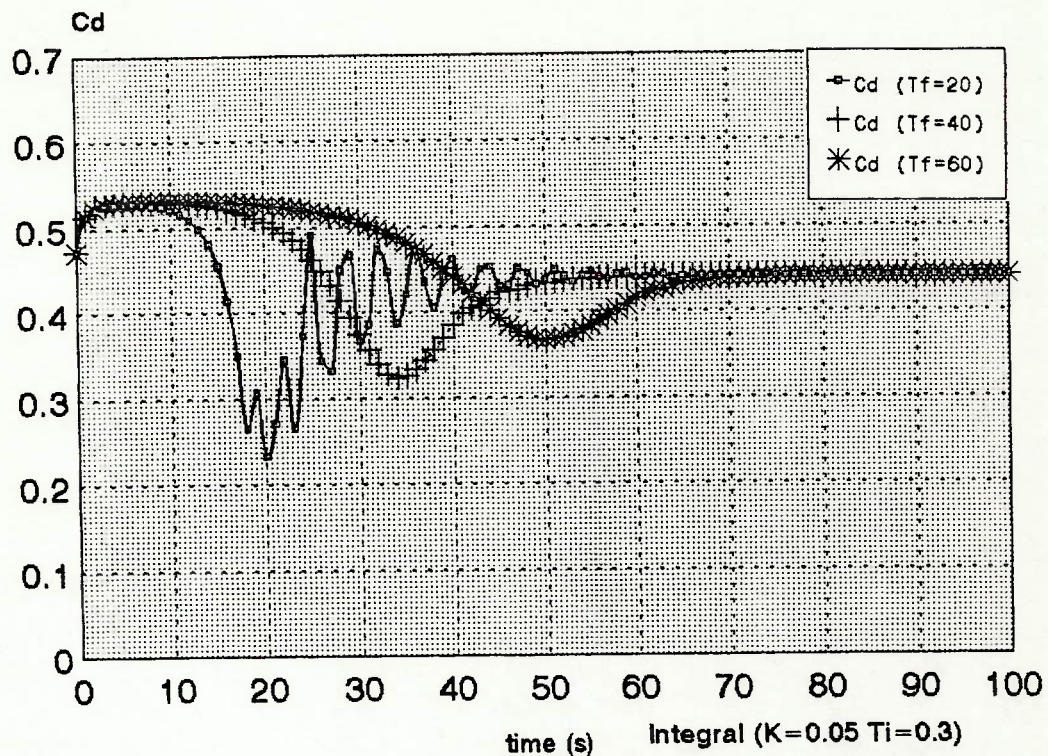


Figura 6.2 Respostas da VCA respectivas às curvas de pressão

As constantes admitidas para a expressão do PID são $K_c=0.05$ e $T_i=0.3$. A resposta caracterizada na primeira curva mostra a tentativa da VCA de atenuar a onda de pressão e sua insuficiência, uma vez que seu fechamento não elevou as depressões corretamente. No regime permanente final a condição de controle está garantida, como se percebe nas três curvas. É na faixa transitória que a VCA não consegue adequar sua manobra as necessidades do usuário.

Manobras lentas em V_1 praticamente não causam sobrepressão na linha e se constituem em um sinal simples a ser atenuado pela VCA.

6.2 INFLUENCIA DO TEMPO DE VISUALIZACAO DO FENOMENO

Conforme demonstrado no item anterior , a manobra de interesse é a caracterizada pelo fechamento de V1 em 20 segundos , que origina uma curva crítica de pressão no nó 7. Assim procurando investigar os modos pelos quais podemos caracterizar as curvas de pressão e manobra , variamos o o intervalo de tempo de gravação das variáveis de estado. Isto significa que visualizamos o fenômeno segundo diferentes intervalos de tempo. Isso permite dizer que quanto maior for o intervalo de visualização menor será a definição da curva e conseqüentemente deixarão de existir alguns picos que ocorrem durante instantes muito curtos no cálculo.

A figura 6.3 mostra os resultados para a pressão no nó 7, para um intervalo de tempo de gravação (ou visualização) de 1 segundo, para um intervalo de 2 segundos e um de 4 segundos. A curva pontilhada, com marcas de ponto cheio se mostra mais crítica, pois a pressão apresenta nestes intervalos amplitudes maiores. Aumentando-se o tempo para dois segundos, como mostra a curva cheia, desaparece-se algumas amplitudes e obtém-se uma curva mais atenuada. Mudando-se o tempo de visualização para um intervalo de 4 segundos obtem-se uma curva , tracejada, mais atenuada , onde ignoramos os picos que ocorrem dentro deste intervalo de 4 segundos.

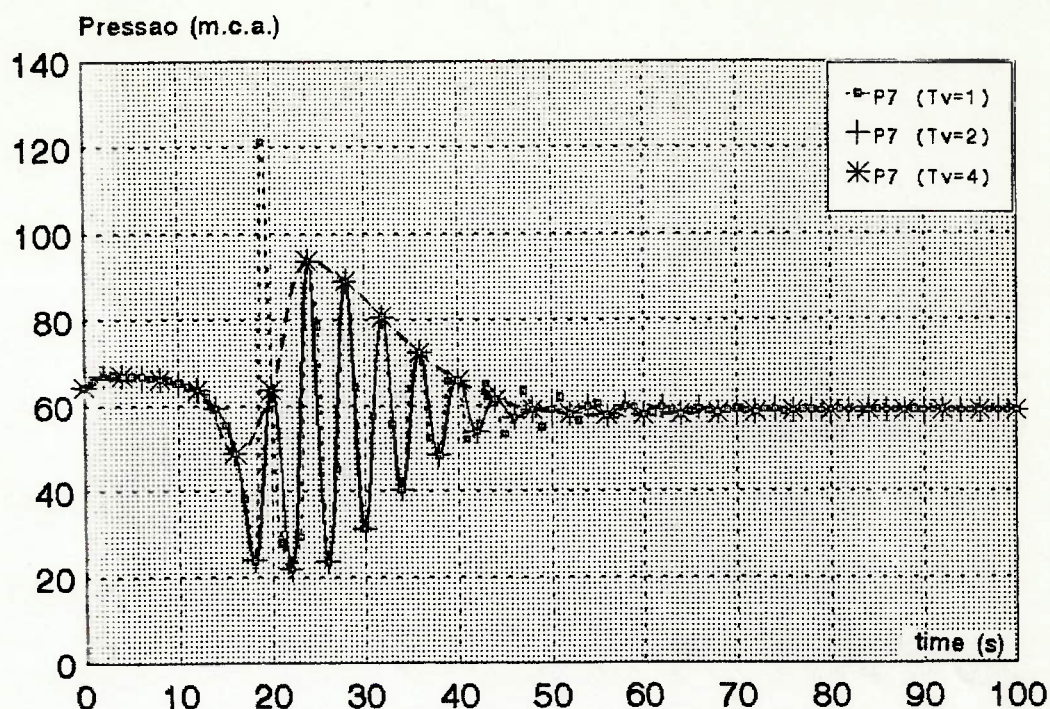


Figura 6.3 Pressão no nó 7 para 3 tempos de visualização

O gráfico da figura 6.4 mostra a variação da perda de carga, ou posição da haste, respectiva às curvas da figura 6.3. Da mesma maneira, quanto maior for o intervalo de tempo em que se observa os valores calculados, mais atenuada é a curva, pois se desconsidera os picos ocorridos. Isso também permite concluir o fato de que quanto maior for a inércia do conjunto em movimento, menores serão as amplitudes, pois não se conseguiria movimentos muito rápidos. (Entende-se como movimentos rápidos uma distância percorrida de 90% da haste em 1 segundo). O tempo de cálculo usado nas simulações é escolhido conforme os critérios definidos por WYLIE & STREETER [48] e CHAUDRY [2] para o método das características. Este critério produz um $\Delta t =$ de cálculo de 0.25 s.

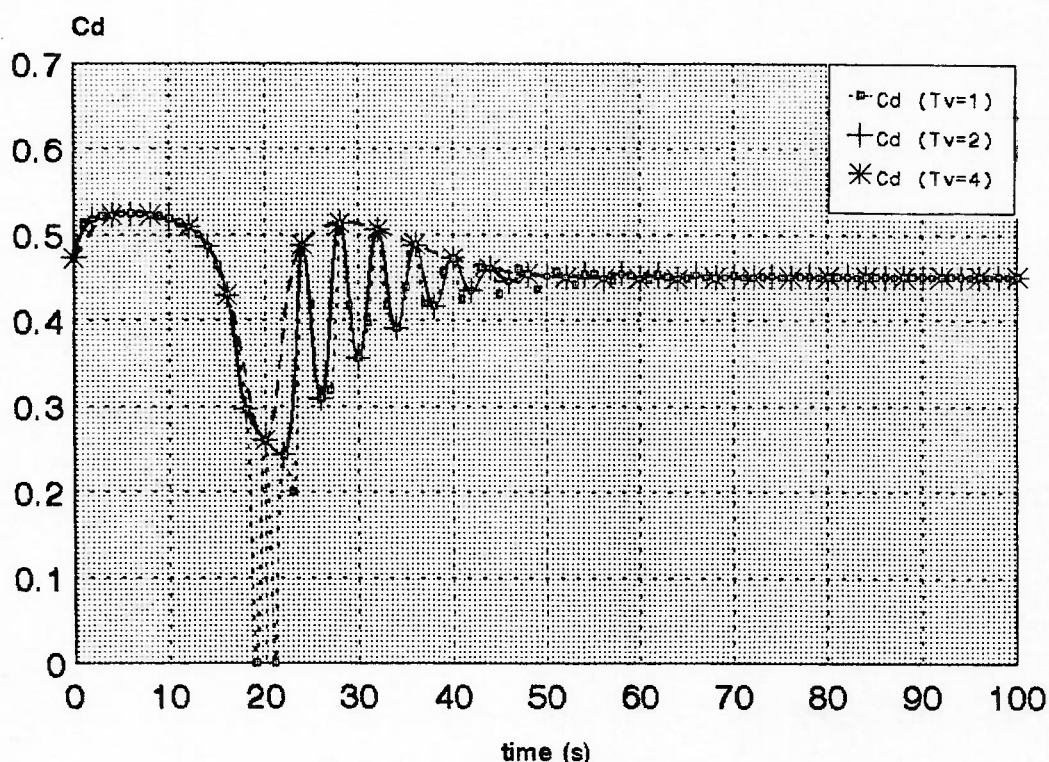


Figura 6.4 Respostas da VCA respectivas para 3 tempos de visualização

Assim, adotando-se um intervalo de 1 segundo para observação do transiente estaremos analisando a variação transitória de uma forma bem acurada e crítica.

6.4 RESPOSTA PROPORCIONAL DA VCA

Simulamos a rede da figura 5.6 utilizando um apenas controlador proporcional acoplado à VCA. Admitindo-se uma compatibilidade entre as dimensões físicas das forças envolvidas usamos inicialmente os valores de $K_c = 0.04$ e $K_c=0.09$ para avaliar a resposta da válvula. A figura 6.5 mostra a pressão no nó 7.

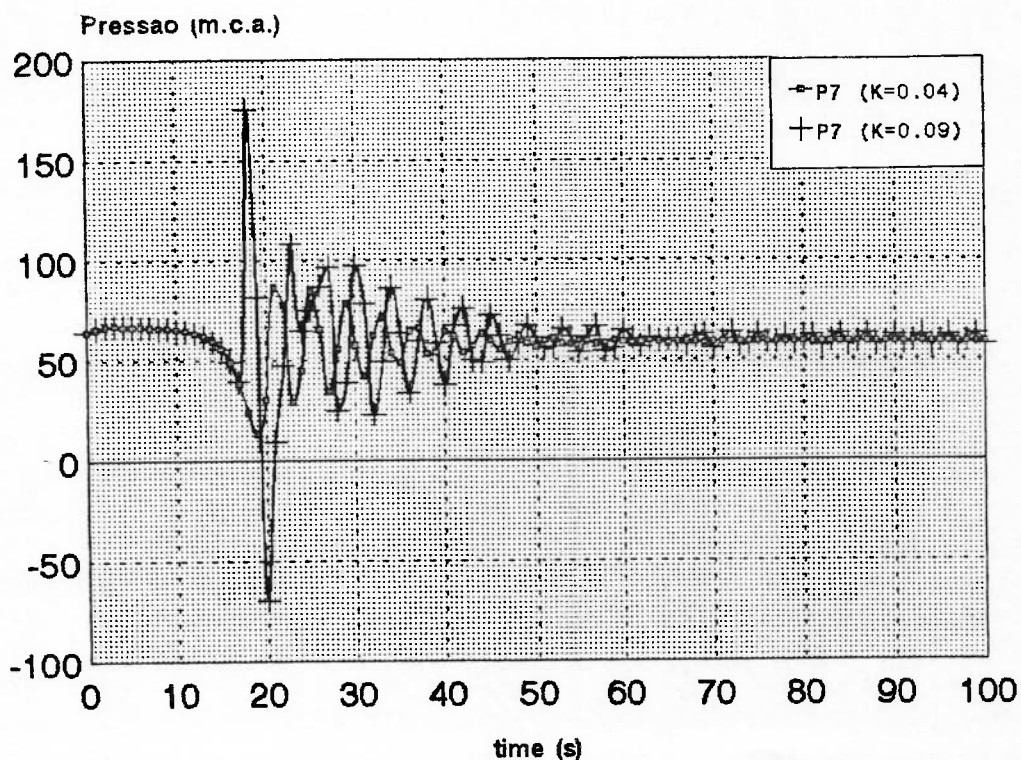


Figura 6.5 Pressão no nó 7 com controlador proporcional

Esta figura nos mostra que um ajuste errado no valor do parâmetro K_c provoca um distúrbio na resposta desejada. O valor de $K_c=0.09$ originou uma curva de pressão em 7 de grandes amplitudes e fora das necessidades de controle.

A figura 6.6 mostra as respectivas manobras que a VCA realizou para provocar as curvas de 6.5. Note que o fechamento da VCA deve provocar um aumento de pressão a montante, o que é desejado quando temos pressões menores que 60 m.c.a. A queda de pressão ocorre perto do instante 20s. Com $K_c=0.04$ o fechamento da VCA é insuficiente para aumentar satisfatoriamente a pressão à montante.

Com $K_c=0.09$ o fechamento é brusco, total, e aumenta-se muito a pressão à montante. Assim qual será o valor mais apropriado para K_c ?. Na tentativa de se buscar uma solução realizamos novas simulações com novos valores.

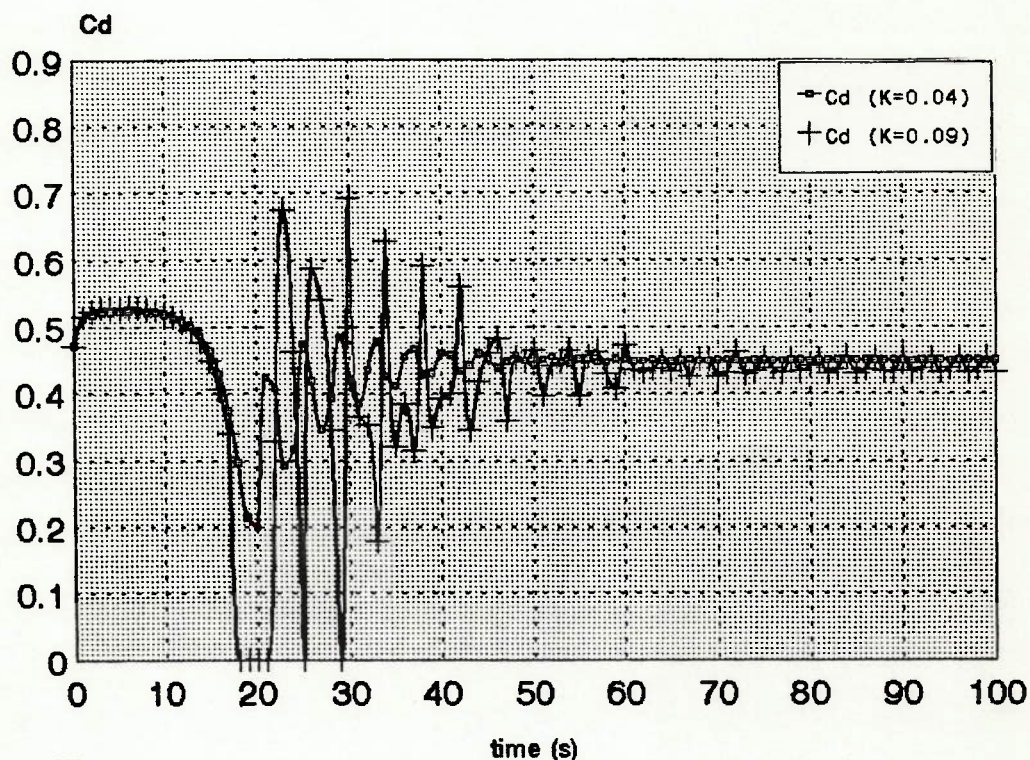


Figura 6.6 Respostas da VCA respectivas com controle proporcional

Essas novas simulações, com o objetivo de se adequar a constante K_c , estão demonstradas nas figuras 6.7 e 6.8 onde usamos os valores de $K_c=0.05$, $K_c=0.045$ e $K_c=0.041$. Nestas nota-se que teríamos que, no mínimo, aumentar a precisão da constante ajustada para melhorar a resposta da VCA. Ainda assim esse tipo de controle pode ser insuficiente.

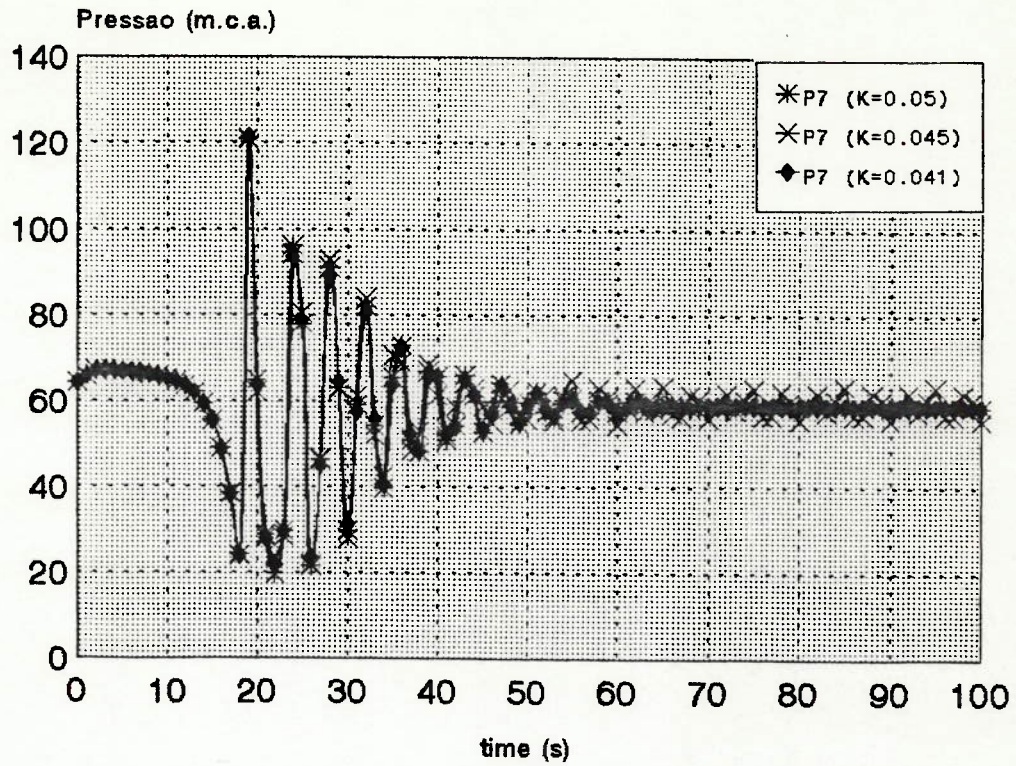


Figura 6.7 Pressão no nó 7 com controlador proporcional

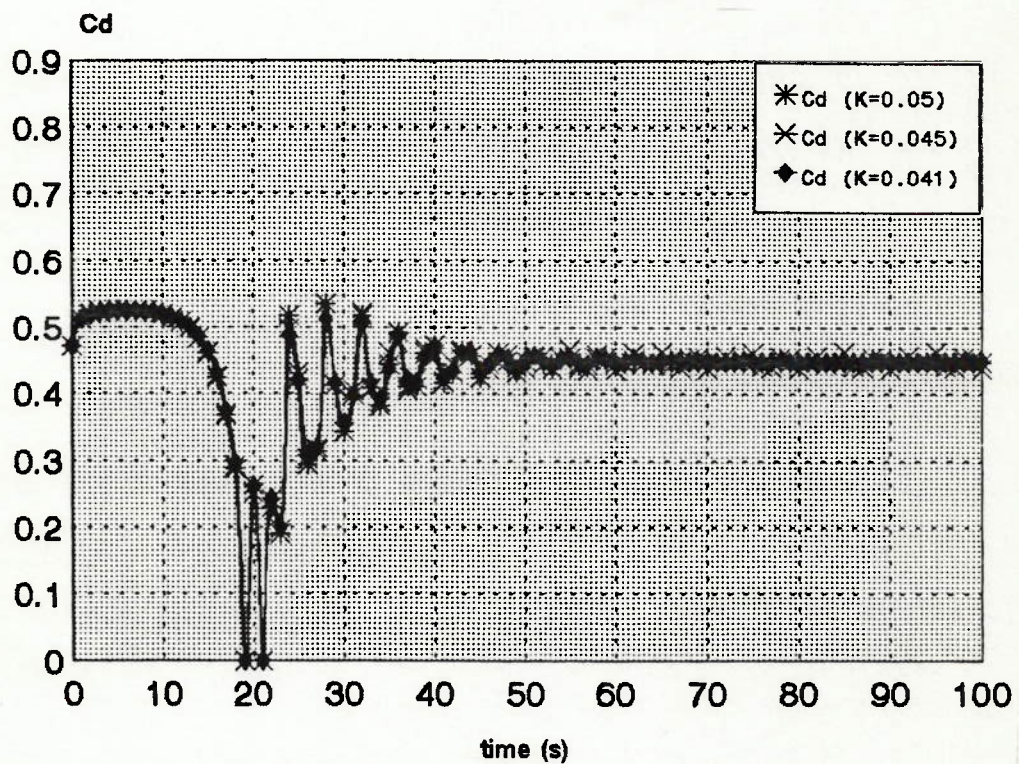


Figura 6.8 Respostas da VCA com controlador proporcional

A dificuldade de se ajustar os parâmetros reside na constituição de um critério de escolha do tipo de controlador e dos valores a serem ajustados, para se garantir a melhor resposta física possível desse tipo de válvula automática. Esse critério foge, por hora, do escopo dessa dissertação, onde procuramos com essas simulações, utilizando diferentes controladores e valores, salientar as dificuldades existentes.

Sendo o controle proporcional insuficiente testamos o controle proporcional e integral, onde a parcela de T_I passa a ser diferente de zero.

6.5 RESPOSTA PROPORCIONAL E INTEGRAL DA VCA

Foram desenhadas três curvas com o controlador ajustado com a parcela integral. A segunda curva com os parâmetros $K_c=0.1$ e $T_I=0.5$ mostra-se bastante instável. A curva mostra fechamentos bruscos, e variações de pressões com grandes amplitudes. Além disso ocorreu um problema numérico a partir do instante 70 segundos que instabilizou o regime permanente final. Esse problema, em virtude da escolha de outros parâmetros, não ocorreu com as curvas 1 e 3 que se apresentaram mais regulares. Isso mostra que a escolha de parâmetros inadequados desestabiliza o processo e incompatibiliza a solução. As figuras 6.9 e 6.10 mostram as curvas de pressão no nó 7 e manobra da VCA

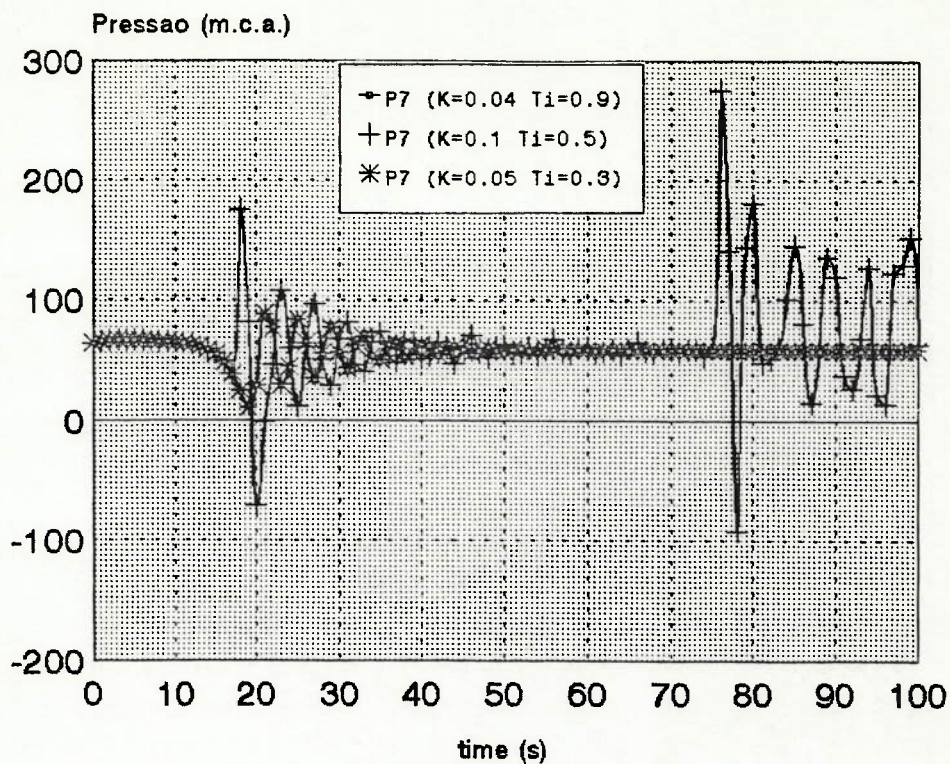


Figura 6.9 Pressão no nó 7 com controlador integral

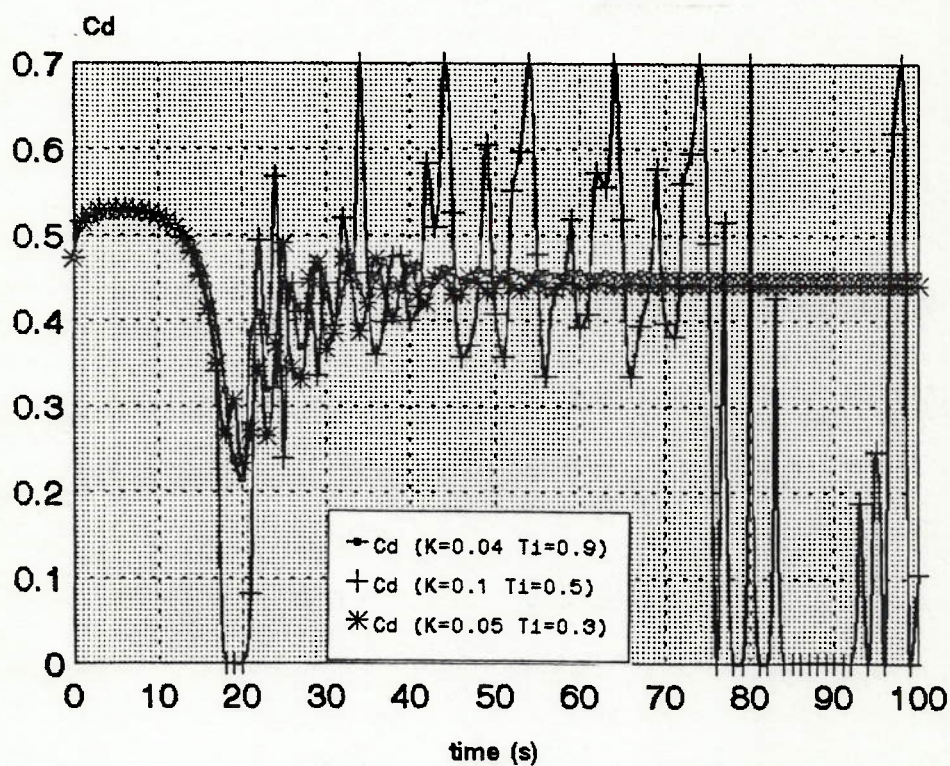


Figura 6.10 Respostas da VCA com controlador integral

6.6 RESPOSTA PROPORCIONAL E DERIVATIVA DA VCA

Os testes realizados com o controlador proporcional e derivativo também mostram que a escolha de parâmetros errados leva a um estado crítico de batimento do obturador. Fisicamente isto poderia corresponder a um sistema piloto, completamente incompatível com a manobra na rede a ser controlada. Ou seja, com válvulas piloto dotadas de diâmetros e molas dimensionalmente incompatíveis com a manobra, ou ainda diâmetros da tubulação do sistema piloto insatisfatórias.

As três curvas desenhadas em 6.11 e 6.12 mostram a existência de faixas de estabilidade. Nestas, adequando-se os parâmetros consegue-se usufruir das características da derivada da pressão para o controle. Essa característica nos possibilita dizer que quanto maior for a amplitude de pressão entre dois instantes consecutivos, maior será a parcela derivativa que atua sobre o diafragma. A característica do controle integral, por sua vez, reflete a discrepância da curva com relação ao valor de controle.

Quanto maior a área sob um trecho limitado, maior a contribuição da parcela integral. Note, entretanto que se esses valores forem de sinais opostos em relação ao valor de controle, a área sob a curva ficará reduzida, diminuindo-se a parcela integral.

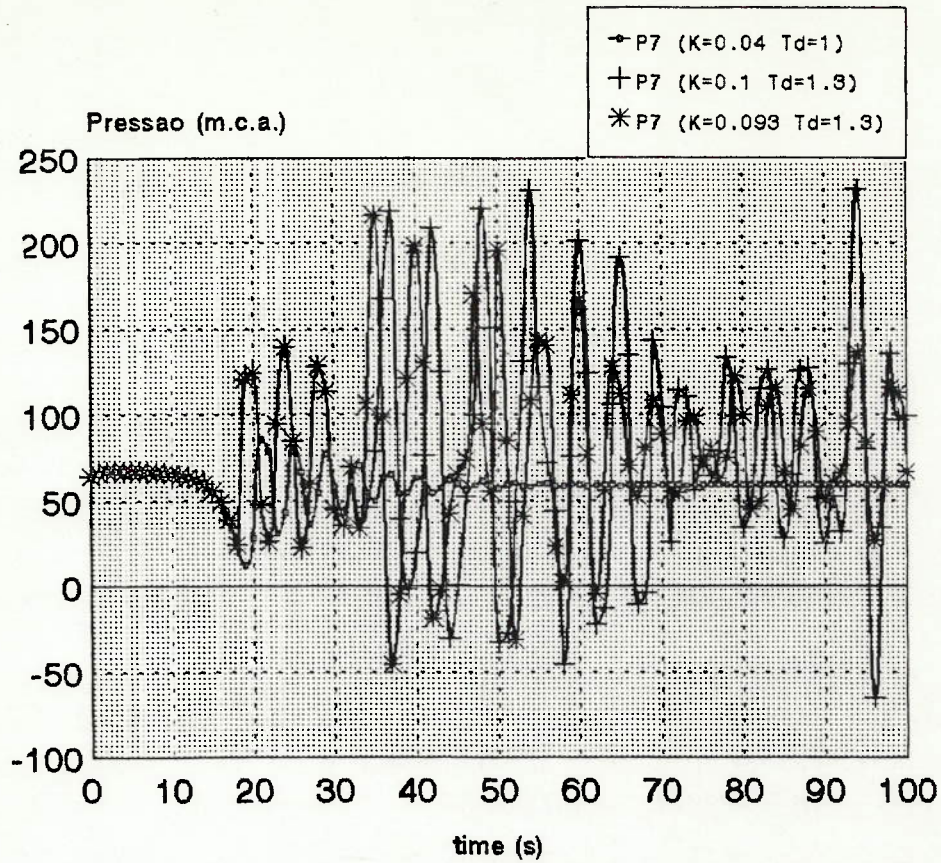


Figura 6.11 Pressão no nó 7 com controlador derivativo

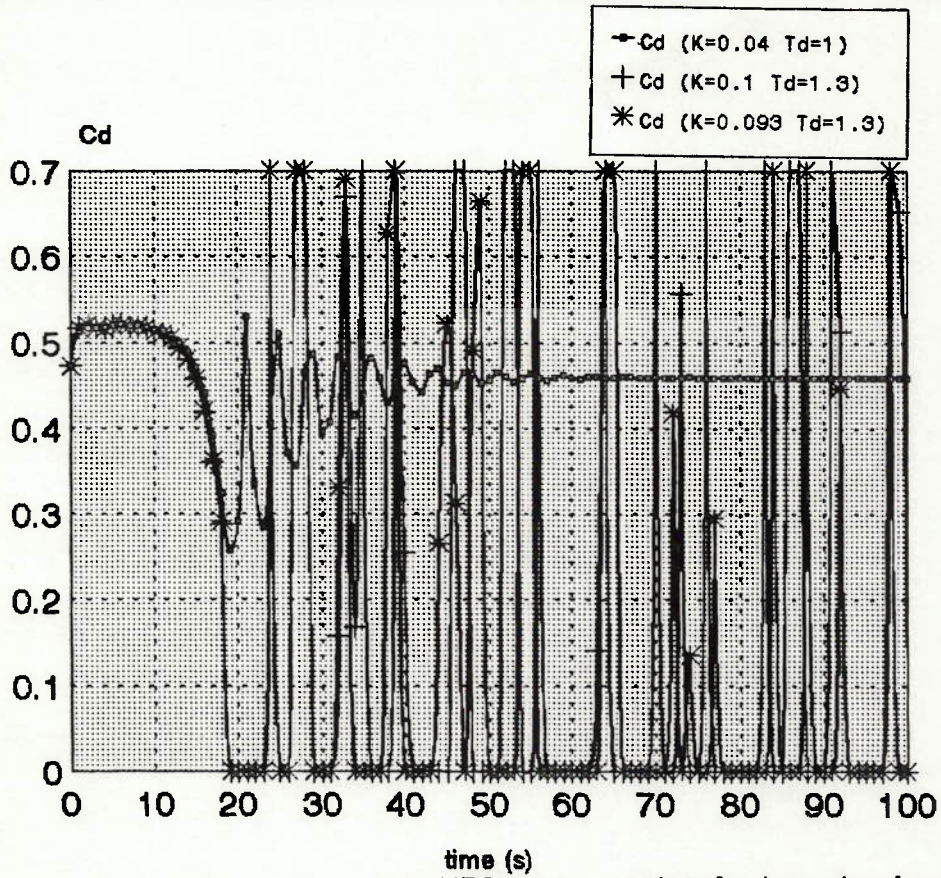


Figura 6.12 Respostas da VCA com controlador derivativo

6.7 RESPOSTA PROPORCIONAL INTEGRAL E DERIVATIVA DA VCA

Combinamos , neste teste as ações P+I+D em duas curvas desenhadas nas figuras 6.13 e 6.14. Nestas enfatiza-se o fato de que uma pequena alteração no valor das constantes, leva a VCA a uma situação instável devido a influência dimensional. Ou seja, provoca-se um fechamento e uma abertura bruscas caracterizando uma forte sensibilidade do sistema a pequenas variações de pressão. Como mostramos, isso evidentemente não é desejado.

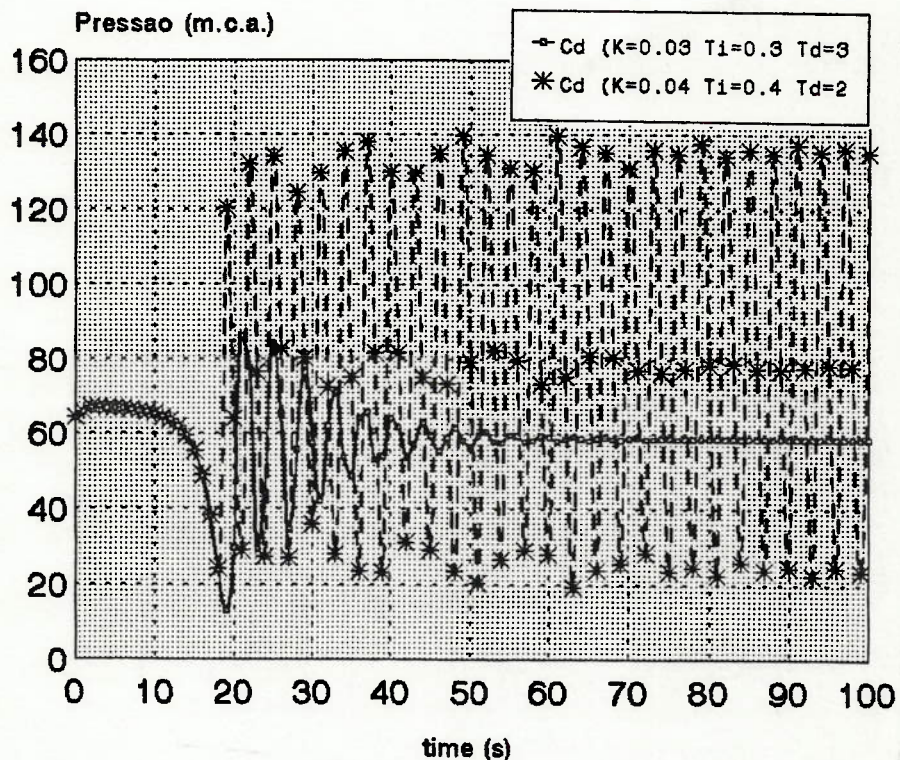


Figura 6.13 Pressão no nó 7 com controlador PID

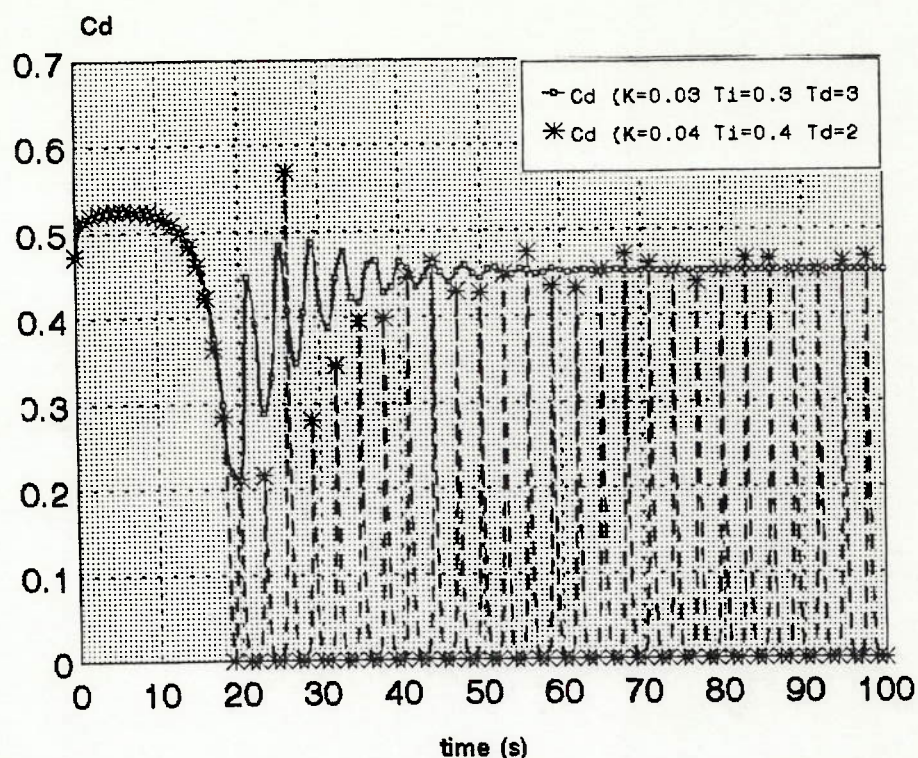


Figura 6.14 Resposta da VCA com controlador PID

O ajuste desta sensibilidade requer um critério para adequar melhor o controlador do tipo PID ao modelo da VCA proposto. A possibilidade de se necessitar de valores variáveis para as atuais constantes do PID é realçada, o que constituiria um controle adaptativo.

Os gráficos mostrados exemplificam os tipos de controle que se pode ter, e abrem a discussão para se estabelecer métodos que possibilitem analisar a sensibilidade de resposta, e a estabilidade do comportamento nas simulações de VCAs em redes hidráulicas com o método das características.

6.8 REPOSTA DA VCA NA ABERTURA DE V1

Dentro do mesmo modelo hidráulico mostramos os resultados obtidos para a manobra de abertura de V1 em 20 segundos, ao invés do fechamento. As curvas obtidas foram publicadas por POLL [37] e nestas consegue-se obter a condição de controle adequada. A condição de controle é também a de 60 m.c.a. no nó 7. Os resultados obtidos para regime permanente, com V1 totalmente fechada, estão mostrados abaixo:

Nó	Carga (m.c.a.)	Tubo	Vazão (l/s)
3	100.00	P1	0.00
4	64.05	P2	168.92
7	60.00	P3	168.92
8	40.74	P4	68.92
11	37.39	P5	100.00

A manobra dinâmica consiste em se abrir a válvula V1, de 0° a 10° em 10 s e de 10° a 90° nos 10 segundos restantes. O gráfico da figura 6.15 mostra a pressão no nó 7 em 3 curvas. A primeira devido a resposta de uma VCA com controle PID ajustado com $K_c=0.3$ $T_i=0.8$ e $T_D=0.1$. A segunda curva mostra a pressão ideal, obtida com uma VCM. E a terceira curva mostra a variação da pressão considerando-se a válvula de controle inoperante, fixa. A figura 6.16 mostra as manobras respectivas as curvas de pressão de 6.15.

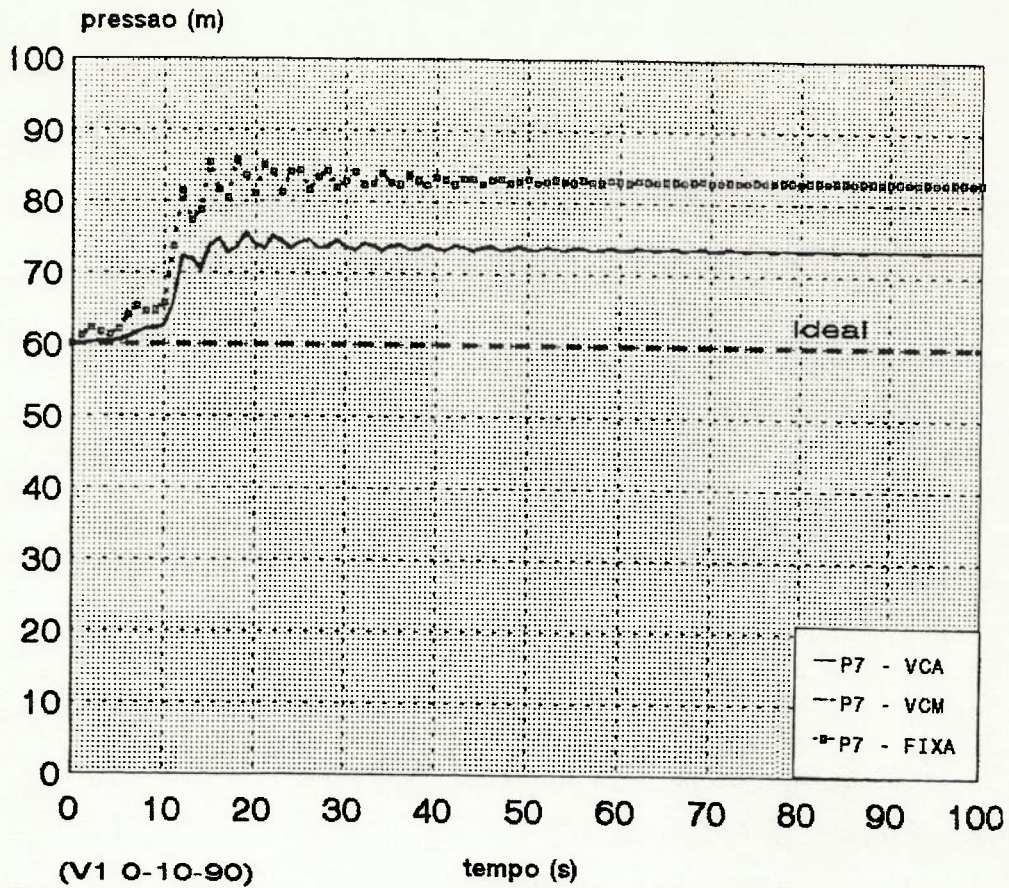


Figura 6.14 Pressão no nó 7 na abertura de V1 [37]
Cd

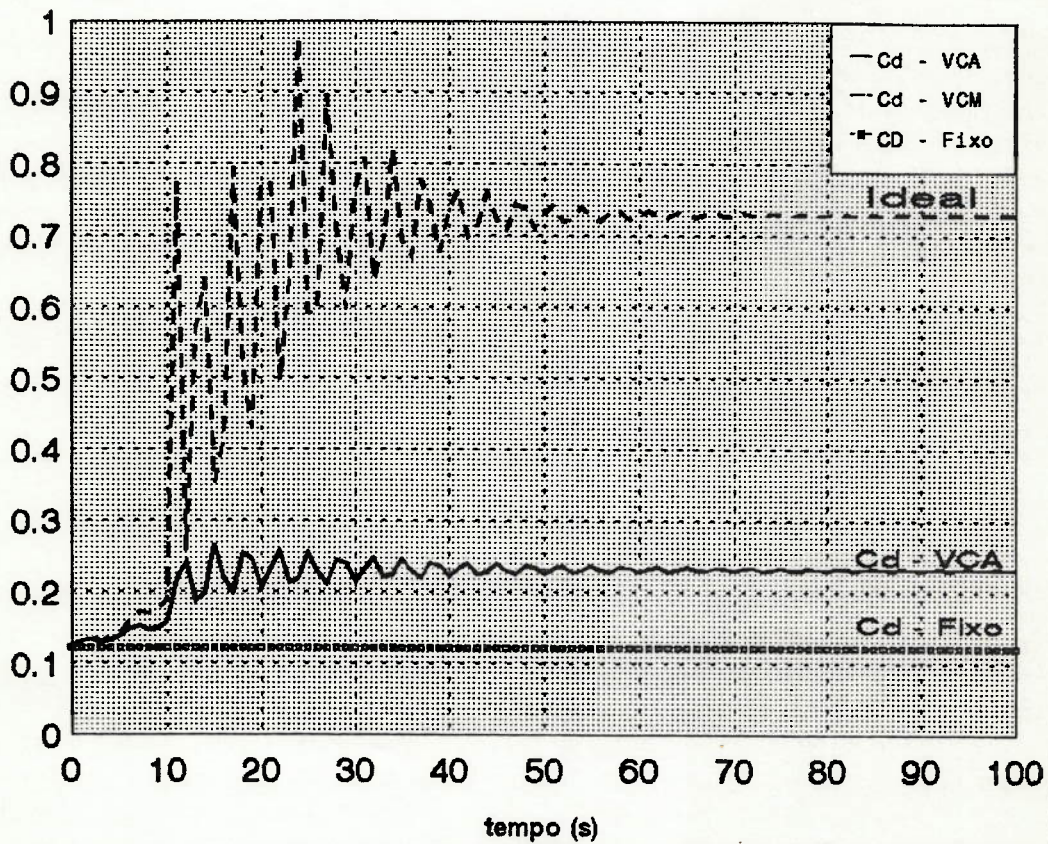


Figura 6.15 Respostas da VCA na abertura de V1 [37]

Como se percebe, a resposta da VCA atende às especificações desejadas tanto em regime permanente como durante o transiente, uma vez que se consegue manter uma pressão mínima de 60 m.c.a. à montante. Existem dificuldades em se melhorar a resposta da VCA, aproximando-a da VCM-Ideal, pela existência de faixas instáveis. Contudo esse tipo de manobra não constitui um exemplo crítico, pois não freamos a massa de água que advém do reservatório 1 como nos exemplos mostrados nos itens anteriores.

Assim, com as simulações mostradas ilustramos os resultados que podem ser obtidos, usando-se o processo descrito acoplado com o método das características. O tempo de convergência aumenta com a existência de instabilidades e também com a aproximação de pontos críticos como as depressões.

Neste trabalho propusemos um modelo matemático para análise do comportamento dinâmico de válvulas de controle em redes hidráulicas. Foi feita uma revisão das válvulas oferecidas no mercado, englobando a descrição de seu funcionamento e sua aplicabilidade.

Enfatizou-se a necessidade de se conhecer o comportamento dessas válvulas em regime dinâmico, e não apenas estático, no sentido de se evitar incompatibilidades entre as válvulas de controle automático e as manobras que ocorrem nas redes hidráulicas. Muitas dessas VCA's não possuem propriedades físicas para responder de modo adequado a uma solicitação durante todo o regime transitório. O que na realidade ocorre é a satisfação da condição de controle, a que se propõe, apenas durante regime permanente.

Torna-se portanto de responsabilidade do fabricante de fornecer ao engenheiro dados relativos a ensaios realizados com essas válvulas. Ensaios dinâmicos com apuração de coeficientes característicos, relativos à resistência hidráulica e força respectiva.

O modelo proposto engloba uma solução única ,que é obtida pela associação de duas equações. Uma, advinda do método das características , que representa e interfaceia a VCA com o escoamento hidráulico, e outra ,advinda da equação da dinâmica da VCA, que representa seu mecanismo. Esta solução , testada sob diversas formas, mostra que a VCA deve ter seus dados geométricos compatíveis com uma manobra em uma rede hidráulica.

Associamos controladores do tipo PID para representar , através de uma função matemática, os sistemas pilotos dessas válvulas. Esse modelo de controlador, para representar o sistema piloto de modo real, deve ter seus parâmetros característicos ajustados. Em se tratando de um sistema físico , se relacionarmos parâmetros improváveis, estaremos levando o sistema de cálculo e simulação a um resultado absurdo e muitas vezes a inconvergência.

Pela análise da equação dinâmica da VCA percebe-se que , quando solicitada a respostas rápidas, esta, encontra um ponto de equilíbrio atrasado. Ou seja , a própria concepção da VCA impossibilita-a , muitas vezes de produzir o efeito satisfatório , durante os transientes. Acrescenta-se ainda que, apesar do controlador PID estabelecer parâmetros constantes, poderíamos proceder a variação dos mesmos, no tempo melhorando a performance do sistema.

Esse tipo de controle , adaptativo, constitui em uma opção a ser considerada, pois um parâmetro , de proporcionalidade , por exemplo, pode se adaptar bem durante um certo período de resposta , mas ser completamente inadequado a um outro período. Isso pode ser bem evidenciado pelo fato de existirem fechamentos bruscos quando a pressão atinge certos valores baixos . O sistema tende a um fechamento para elevar a pressão imediatamente. Parâmetros variáveis em um certo intervalo de tempo podem corrigir estes fenômenos. Entretanto , esse controle adaptativo não representa a dinâmica dos atuais sistemas pilotos de VCAs, apenas da VCA com controle híbrido. Portanto deve-se sugerir alterações que compatibilizem o sistema piloto com o controlador adaptativo.

Esse ponto da adaptabilidade fica bem claro quando comparamos as respostas das VCAs com as respostas ideais, conseguidas com o modelo da VCM proposto. Esse modelo, cuja exequibilidade física se apoia sobre o controle digital , nos dá a vantagem de se otimizar as repostas. Acelerações altas e deslocamentos em curtos espaços de tempo são possíveis de se executar com o uso de uma válvula servocontrolada. Esse modelo foi de suma importância para se avaliar as discrepâncias existentes no controle de redes hidráulicas com VCAs.

Por fim, conclui-se que o modelo de cálculo proposto constitui uma ferramenta importante na análise de redes hidráulicas contendo estes dispositivos. Principalmente para adequá-los a todas as manobras possíveis para garantir uma determinada condição de controle desejada. O estudo, ainda, é útil para enaltecer o problema e servir como apoio para discussões posteriores.

Para prosseguir o estudo com válvulas de controle , podemos sugerir algumas diretrizes, que tem por base as conclusões obtidas até o momento.

1.) Maior Número de Simulações:

Poderão ser realizadas simulações de exemplos em redes, cujos resultados são conhecidos , também sob forma prática. Testamos apenas um pequeno conjunto de manobras em uma rede hidráulica de cunho didático, embora com parâmetros dimensionais compatíveis. Contudo é importante que se faça uma simulação em uma rede contendo uma VCA , cuja resposta é conhecida, para efeito comparativo . Este futuro exemplo teria a particularidade de avaliar a resposta da VCA variando-se as manobras sobre a rede. Além disso trocando-se o Δt podemos comparar no tempo, os resultados matemáticos com os dados experimentais.

À simulação apresentada no trabalho , podemos acrescentar mudanças como a alteração dos parâmetros da VCA. Existe a opção de aumentarmos as condições de contorno possíveis, para adaptar o modelo a uma VCA com duplo obturador.

Ainda deve-se mudar as condições geométricas e dimensionais da VCA para avaliar as respostas no tempo.

2.) Critérios de Estabilidade e Sensibilidade:

Para se avaliar a eficiência e a funcionabilidade dos parâmetros selecionados para o PID em conjunto com a equação da dinâmica da VCA, sugere-se que se estabeleça relações de sensibilidade entre os próprios parâmetros e as manobras, ou ondas de pressão geradas pelas mesmas. Por exemplo, deve-se para um conjunto de dados, desenhar uma curva que nos informe quais as faixas de estabilidade do sistema para com os valores adotados como parâmetros para o controlador.

Este critério, servindo também para adaptar a melhor performance do PID à manobra, constitui ferramenta importante para simulação e correta instalação desses equipamentos nas redes hidráulicas.

3.) Controle Adaptativo:

Parâmetros constantes para o controlador, durante toda uma manobra indutora de transiente, podem ser incompatíveis com a melhor solução. Assim, opta-se pela variação dos parâmetros do PID através da introdução de um controlador adaptativo. Para avaliarmos os valores das constantes ajustadas nesse novo tipo de controle, podemos usufruir e nos basear nos dados obtidos para a manobra ideal.

Note que o controle adaptativo pode não ser completamente ideal, mas garantir uma condição de controle desejada com a variação de seus parâmetros duas ou três vezes dentro de um tempo definido. Isso possibilita esse tipo de VCA ser representado com um sistema piloto simples. Variações maiores podem ser justificadas por uma VCA de controle híbrido.

4.) Experimentalismo:

Testes com VCAs no sentido de se avaliar explicitamente as variações dos coeficientes característicos de força e de resistência ou descarga são necessários. Esses ensaios devem ser realizados de dois modos: quasi-estáticos, e dinâmicos. Tem o objetivo de se verificar as diferenças existentes na apuração dos coeficientes de força atuantes no sistema durante os dois regimes. Os ensaios dinâmicos, pelo método proposto, avaliam a resposta da VCA a um sinal de entrada estabelecido. Sua observação reflete como VCA busca o ponto de equilíbrio, seu comportamento, e a influência dos parâmetros do controlador.

Com essa dissertação acreditamos estar contribuindo para enaltecer os fabricantes e projetistas a conhecerem melhor os problemas, às vezes involuntários, que ocorrem em instalações desse tipo. Acreditamos que o uso de um modelo matemático simples, como o apresentado, influi para que se tenha uma instalação completamente segura sob o ponto de vista operacional.

Esperamos ainda que esse trabalho encoraje novos pesquisadores a continuar esse estudo , propondo sempre novas idéias.

BIBLIOGRAFIA

- [1] ALLIEVI, L., "Teoria del Copo D'Ariete", Atti del Collegio degli Ingegneri ed Architetti Italiani, Milan 1913
- [2] CHAUDRY, M.H., "Applied Hydraulic Transients", Van Nostrand Reinhold Company, New York, Second Edition, 1987.
- [3] CHAUDRY, M.H., "Resonance in Pipe Systems", Water Power & Dam Construction, July/August, 1970.
- [4] CHAUDRY, M.H., "Governing Stability of a Hydroelectric Power Plant", Water Power, April 1970.
- [5] CHARS. M. BAILEY Co., Inc. "Automatic Control Valves and Stainers", Manufacturers Catalog, Emeryville, California, USA.
- [6] CHOW, C.Y., "An Introduction to Computational Fluid Mechanics", John Wiley & Sons, 1. edition, Colorado, USA, 1979.
- [7] DUSHKES, S.Z., and CAHN, S.L., "Analysis of Some Hydraulic Components used in Regulators and Servomechanisms", Transactions of ASME, pp-595-601, USA, May, 1952.
- [8] FANELLI, M., and SELLO, S., "A Description of Periodic Complex Behaviour in a Non-linear Mathematical model of a gas cavity by the chaotic dynamics techniques", International Meeting of the IAHR Group on the behaviour of hydraulic machinery under steady oscillatory conditions, Milano Italy, 1991.
- [9] FOX, R.W., and McDONALD, A.T., "Introdução à Mecânica dos Fluidos", Guanabara 2, Rio de Janeiro, Brasil, 2. edição, 1982.
- [10] GAJIC, A., PEJOVIC, S., ARNAUTOVIC, D., and IGNJATOVIC, B., "Reverse Waterhammer Analysis in Kaplan Turbines", Symposium of the IAHR, São Paulo, September, 1992.
- [11] GOLDEN ANDERSON VALVES, Manufacturers Catalog, Pittsburgh, USA.

- [12] GUEVARA, Y. and CARMONA, R., "Unsteady and Steady Flow Control on Pumping Systems", IEEE Transactions on Industry Applications, Vol 26, n.5, September/October 1990.
- [13] ISA, Handbook of Control Valves, Hutchinson J.W., 2 edição, 1976.
- [14] JOLAS, C., "The Behaviour of a non Return Valve in Reverse Flow", 7th International Symposium on Hydraulic Transients in Power Station, p-6.1-6.20, Alvkarleby, Sweden, September, 1985.
- [15] KOELLE, E., "Transientes Hidráulicos em Conduitos Forçados", Tese de Livre Docência 1. edição, São Paulo - USP, 1982.
- [16] KOELLE, E., "Steady and Transient Analysis and Control of Hydraulic Networks", 2nd International Conference on Education, Practice and Promotion Computational Methods in Engineering using small Computers, Guanzhou, China, November, 1987.
- [17] KOELLE, E., "Cases and Accidents in Hydraulic Systems - CADI Computer Aided Diagnosis - Brazilian Examples", Symposium of IAHR 1990, Belgrade, Yugoslavia, September, 1990.
- [18] KOELLE, E., "Transientes Hidráulicos em Conduitos Forçados", Intercâmbio Internacional sobre Transientes Hidráulicos e Cavitação, São Paulo, Julho, 1982.
- [19] KOELLE, E., "Modelization Y Control de Redes de Distribucion de Agua Potable", Simpósio El agua en la Comunidad Valenciana pp 365 a 375, Valencia, Espanha, 1989.
- [20] KOELLE, E., "Transient Behaviour of Control Valves in Hydraulic Networks", 9th Round Table of the IAHR Group on Hydraulic Transients with Water Column Separation, Valencia, Spain, September, 1991.
- [21] KOELLE, E., "Control Valves Inducing Oscillatory Flow in Hydraulic Networks", International Conference on Unsteady Flow and Fluid Transients, Durham, England, September-October, 1992.

- [22] KOELLE, E., "Control Valves in Hydraulic Networks", BVMA, International Conference: Valves and Actuators for Fluid Control, Birmingham, UK, 1992
- [23] KOELLE, E., and GONÇALVES, M.N.F., "Causas e efeitos dos escoamentos secundários induzindo vibrações em instalações hidrelétricas ", HYDRO 90 - SMALL AND MEDIUM São Paulo , Março 1990.
- [24] KOELLE, E., and POLL, H.G., "Dynamic Behaviour of Automatic Control Valves (ACV) in Hydraulic Networks", Symposium of the IAHR, São Paulo, September, 1992.
- [25] KOLKMAN P.A., "Flow Induced Gate Vibrations", Deft University of Technology , Publ 164, USA, 1976.
- [26] KOTTMANN, A., "Vorgänge beim Abreißen einer Wassersäule", 3R international, Heft 2 März, 1989.
- [27] KUBIE, J., "Performance and Design of Plug-Type Check Valves", Procedures of Institute of Mechanical Engineers, Vol 196, London, 1982
- [28] LEMOS, I., "Energy Dissipation And Control Valve - Hydraulic Installations Applications", Master Dissertation, São Paulo University, 1986.
- [29] MERRIT, H.E., "Hydraulic Control Systems" , John Wiley & Sons Inc, Cincinatti, first Edition, 1967.
- [30] MULLER, W.C., "Pre and Posttest Calculations of Fluid Dynamic and Structural Dynamic of a Pipeline Under Blowdown Conditions Including Valve Dynamics", 5th International Conference on Pressure Surges ,pp 223-227, Hannover, Germany, September, 1986.
- [31] OGATA, K., "Engenharia de Controle Moderno", Prentice/Hall do Brasil Ltda. , Rio de Janeiro, Brasil, 1982.

- [32] OSTERWALDER, J., "Planungskriterien und Forschung bei Drosselklappen für Kraftwerksanlagen und Rückhaltebecken", Wasserwirtschaft 71, 1981.
- [33] PARMAKIAN, J., "Waterhammer Analysis", Dover publications, New York USA, 1. edição, 1963.
- [34] PERAZZA A.A., KOELLE E., FAVRETTO L., AKAMINE I., "Analysis of Oscillatory Phenomena on Hydraulic Instalations by Using the Method of Characteristics (MOC)", Congresso Internacional sobre Casos e Acidentes em Sistemas Fluidos, São Paulo, 1989.
- [35] PEREIRA, A.J., "Equilíbrios Hidráulicos de Sistemas pelos Métodos Estático e Elástico", Dissertação Mestrado, Portugal, 1987.
- [36] POLL, H.G., "Simulação Computacional em Redes Hidráulicas", Trabalho de Graduação em Eng. Mecânica, Universidade de São Paulo, Dezembro, 1990.
- [37] POLL, H.G., "Simulação de Válvulas de Controle em Redes Hidráulicas", 7. Simpósio Brasileiro sobre Tubulações e Vasos de Pressão SIBRAT, Vol 2, pp-651-660, Florianópolis, Outubro, 1992.
- [38] RACHID, F.B.F., MATTOS, H.C., and da GAMA, R.M.S., "Modeling of Damage Induced by Pressure Transients in Liquid -Filled Pipes at High Temperatures", 7. Simpósio Brasileiro sobre Tubulações e Vasos de Pressão SIBRAT, Vol 1, pp-181-195, Florianópolis, Outubro, 1992.
- [39] ROSS VALVES, "Automatic Hydraulic Control Valves and Specialties", Manufacturers Catalog, New York, USA, 1979.
- [40] SALGADO, R., TODINI, E., and O'CONNEL, P.E., "Extending the Gradient Method to Include Pressure Regulating Valves in Pipe Networks", International Symposium on Computer Modelling of Water Distribution Systems, Water Resources Research Institute, pp 157-189, University of Kentucky, USA, May, 1988.

- [41] SATTLER H. and WINKLER ST., "Druckstoßberechnung für Wasserkraftanlagen mit selbsttätig schließenden Absperrorganen" ,Paper in ÖZE, Jg.41, Heft 3, März, 1988.
- [42] SHAMIR, U., "Real-Time Control of Water Supply Systems", Paper. Israel, 1988.
- [43] SHIH-YING, L. and BLACKBURN, J. F., "Contributions to Hydraulic Control I" , Asme , Cambridge Massashussets , 1950.
- [44] SHIH-YING, L. and BLACKBURN, J. F., "Contributions to Hydraulic Control II" , Asme , Cambridge Massashussets , 1950.
- [45] SHIMADA, M., "Time-Marching Approach for Pipe Steady Flows", Paper published in the Journal of Hydraulic Engineering, Vol 114, n.11, November, 1988.
- [46] THORLEY, A.R.D., "Dynamic Response of Check Valves", 4th International Conference on Pressure Surges, pp231-243, Bath, England, September, 1983.
- [47] TULLIS, J.P., "Cavitation in Hydraulic Systems" Intensive Course, São Paulo University, São Paulo, July, 1982.
- [48] WYLIE E.B. and STREETER, V.L., "Fluid Transients" ,FEB Press. Ann Arbor, USA, 1983.
- [49] WOOD, D.J. and CHARLES, C., "Hydraulic Network Analysis" , ASCE, Journal of Hydraulics Division, Vol 97, N. HY7, .1972.
- [50] WOOD, D., "Water Hammer Analysis in Pipe Systems", Intercâmbio Internacional sobre Transientes Hidráulicos e Cavitação" , São Paulo 1982