

JOSÉ CARLOS LAURIA

Engº Mecânico, Escola de Engenharia Mauá

UM MÉTODO DE SELEÇÃO DE VÁLVULAS
PARA O CONTROLE DO ESCOAMENTO
EM SISTEMAS HIDRÁULICOS

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

Orientador: Prof. Dr. EDMUNDO KOELLE
Prof. Adjunto do
Departamento de Engenharia
Mecânica da USP

São Paulo

1986

Aos meus pais,
Dita e Hermelino

AGRADECIMENTOS

A realização de um trabalho de mestrado não pode ser creditada a uma única pessoa, nem envolve as pectos técnicos.

Sendo assim, a primeira manifestação de agrade cimento deve necessariamente ser feita a meu irmão, prof. Dr. Douglas Lauria, não só pelo apoio técnico proporcionado, como por termos compartilhado juntos o caráter pessoal de programas de pós-graduação.

Ao prof. Dr. Edmundo Koelle devo agradecer tan to a orientação na execução deste trabalho como os conceitos pro fissionais transmitidos.

Agradecendo ao Instituto Mauá de Tecnologia co mo um todo, reconheço a participação de todos os seus componentes que me apoiaram, cuja relação é bastante extensa.

Também é preciso agradecer à Sra. Lúcia Helena Liess pelos serviços de desenho e à Srt^a Nilza Pereira de Souza pelo trabalho de datilografia.

R E S U M O

Este trabalho apresenta um estudo de válvulas visando à análise do escoamento em sistemas hidráulicos, considerando-as tanto elementos isolados dos condutos, como a elas associadas.

No caso de válvula como elemento isolado, é caracterizado um coeficiente capaz de quantificar seu desempenho hidráulico. Este coeficiente foi identificado na bibliografia e tem sido usado indiretamente para tal objetivo.

Demonstra-se a impossibilidade de dissociar as válvulas dos condutos na análise de escoamentos em sistemas hidráulicos e no estabelecimento de uma característica específica de operação.

É proposto um novo método de seleção de válvulas para controle de vazão, pela descrição da interação entre válvula e conduto, utilizando-se para tanto de parâmetros adimensionais.

Como decorrência de um detalhado levantamento bibliográfico, são apresentados dados experimentais para válvulas de uso comum em Engenharia, cujo objetivo é apoiar a seleção e especificação de válvulas.

A abrangência do método proposto se estende ao regime transitório, como elemento de apoio à especificação de leis de manobra de válvula no processo interativo de simulação do fenômeno.

A B S T R A C T

This work presents a study on valves for analysis of fluid flow in hydraulic systems. The valve are treated either as an isolated element or forming a system together the ducts.

For the valve as an isolated element, it is characterized a coeficient to quantify its hydraulic performance. This coeficient was identified in the current bibliography where it has been used indirectly to evaluate valve's performance.

In the present work, it is demonstrated to be impossible to separate the valve from its duct during a flow analysis in hydraulic systems and to establish a specific flow characteristic.

It is proposed a new control-valve sizing procedure, though the description of the valve-duct interation using non-dimensional parameters.

The compilation of the experimental data from the current bibliography for the comunly used valves are presented in several graphics and tables, which are valuable for the selection and specification of valves.

The proposed method is applicable to transient flow as guide to select the valve boundary conditions during the interative procedure to simulated the phenomenon.

Í N D I C E

	<u>Páginas</u>
Lista de Nomenclaturas.....	xi
Lista de Figuras.....	xvi
Lista de Tabelas.....	xx
 <u>CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO</u>	 1
1.1. Formulação do Tema.....	2
1.2. Assuntos a Investigar.....	4
1.3. Campo de Estudo.....	5
1.4. Pressupostos Conceituais.....	6
1.5. Definição de Termos.....	6
1.6. Organização do Estudo Subsequente.....	7
 <u>CAPÍTULO II - PARÂMETROS HIDRÁULICOS EM VÁLVULAS ISOLADAS</u>	 9
2.1. Perda de Carga Singular.....	9
2.1.1. Dados de Coeficiente de Perda de Carga.....	12
2.2. Coeficiente de Desempenho.....	24
2.2.1. Valores do Coeficiente de Desempenho.....	29
2.3. Comentários.....	38

<u>CAPÍTULO III - PARÂMETROS OPERACIONAIS EM VÁLVULAS</u>	39
3.1. Características de Regulagem de uma Válvula.....	40
3.1.1. Tipos de Características Inerente e Efetiva.....	41
3.2. Determinação de Característica Efetiva a partir da Característica Inerente.....	43
3.3. Comentários.....	47
<u>CAPÍTULO IV - COMPORTAMENTO DA VÁLVULA NO SISTEMA</u>	48
4.1. Fator de Perda de Carga do Sistema.....	49
4.2. Fator de Limitação.....	50
4.3. Relação entre Vazão Reduzida e Fator de Perda.....	51
4.4. Diagramas Generalizados para Válvula e Conduto.....	52
4.4.1. Diagrama Generalizado de Operação.....	52
4.4.2. Diagrama Generalizado de Aplicação.....	53
4.4.3. Diagrama Generalizado de Limitação.....	53
4.5. Apresentação de Diagramas Generalizados.....	54
4.6. Comentários.....	67
<u>CAPÍTULO V - CAVITAÇÃO EM VÁLVULAS</u>	68
5.1. Definições.....	70
5.1.1. Cavitação Incipiente.....	71
5.1.2. Cavitação Crítica.....	71
5.1.3. Cavitação de Danos Incipientes.....	72
5.1.4. Cavitação de Bloqueio.....	73

5.2. Coeficientes de Cavitação.....	73
5.3. Efeitos de Escala.....	80
5.3.1. Influência do Conteúdo de Gases.....	81
5.3.2. Influência do Número de Reynolds.....	83
5.3.3. Influência da Pressão.....	85
5.3.4. Influência da Geometria.....	85
5.4. Efeitos de Escala e os Limites de Cavitação.....	90
5.5. Dados Experimentais.....	92
5.6. Comentários.....	94

CAPÍTULO VI - SELEÇÃO DE VÁLVULAS PARA REGULAGEM DE VAZÃO 104

6.1. Parâmetros Envolvidos no Dimensionamento.....	105
6.2. Significado dos Diagramas Generalizados.....	107
6.2.1. Diagrama Generalizado de Operação.....	107
6.2.2. Diagrama Generalizado de Aplicação.....	110
6.2.3. Diagrama Generalizado de Limitação.....	111
6.3. Aplicação do Método Proposto.....	112
6.4. Comentários.....	123

CAPÍTULO VII - ESTRUTURAS DE CONTROLE 124

7.1. Considerações Preliminares.....	125
7.2. Válvula Equivalente.....	127
7.2.1. Coeficiente de Perda de Carga Singular.....	128
7.2.2. Abertura Reduzida Equivalente.....	131

Páginas

7.3. Condições Geométricas na Estrutura de Controle.....	132
7.3.1. Manobra Simultânea.....	132
7.3.2. Manobra Sequencial.....	136
7.4. Comparação entre Manobras Sequencial e Simultânea.....	140
7.5. Alternativa ao Exemplo do Ítem 6.4.....	143
7.6. Comentários.....	152
 <u>CAPÍTULO VIII - DIAGRAMA DE OPERAÇÃO EM REGIME TRANSITÓRIO</u>	 153
8.1. Especificação de Lei de Manobra com Diagrama de Ope ração.....	153
8.2. Simulação de Manobra em Regime Transitório.....	155
8.2.1. Lei de Manobra para Válvula Única.....	155
8.2.2. Lei de Manobra para a Estrutura de Controle.....	157
8.3. Comentários.....	
 <u>CAPÍTULO IX - ANÁLISE CRÍTICA</u>	 169
9.1. Resumo das Conclusões.....	170
9.2. Sugestões para Estudos Posteriores.....	171
 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	 173
BIBLIOGRAFIA SUPLEMENTAR.....	177

N O M E N C L A T U R A S

LETRAS LATINAS

a: constante

A: área da secção transversal do conduto

A_R : abertura reduzida

AR_o : abertura reduzida equivalente da estrutura de controle

b: constante

c: constante

D: diâmetro do conduto

D_B : diâmetro básico dos ramais da estrutura de controle

E_g : fator de escala geométrica, segundo o índice de cavitação

E'_g : fator de escala geométrica, segundo a velocidade de cavitação

E_p : fator de escala piezométrica, segundo o índice de cavitação

E'_p : fator de escala piezométrica, segundo a velocidade de cavitação

f: coeficiente de perda de carga distribuída

F_L : fator de limitação

F_p : fator de perda (de carga do sistema)

g: aceleração local da gravidade

h: carga, ou carga disponível no sistema

H: carga total

H_S : perda de carga singular

H_V : carga de vapor saturado

- k_d : coeficiente de desempenho
- k_e : coeficiente de perda de carga singular equivalente da estrutura de controle, manobra sequencial
- k'_e : idem anterior, manobra simultânea
- k_v : coeficiente de perda de carga singular da válvula
- k_v^* : idem anterior, na abertura total
- K : fator de proporcionalidade
- K_S : fator de perda de carga singular dos acessórios, exceto da válvula
- L : comprimento do conduto
- p : pressão
- p_v : pressão de vapor saturado
- Q : vazão
- Q_L : vazão limite
- Q_R : vazão reduzida
- R_e : número de Reynolds
- t : tempo
- U : velocidade de cavitação
- V : velocidade no conduto

LETRAS GREGAS

- α : coeficiente de Coriolis
- Γ : termo de cavitação
- Δ : operador indicando diferença de grandeza
- ϵ : rugosidade superficial do conduto
- Λ : fator de cavitação

λ : coeficiente de proporcionalidade
 μ : coeficiente de viscosidade
 ρ : massa específica
 σ : índice de cavitação

ÍNDICES

b: cavitação de bloqueio
c: cavitação crítica
d: cavitação de danos incipientes
e: escoamento
E: estrutura de controle
i: cavitação incipiente, ou quantidade de válvulas fechadas na estrutura de controle
I: inferior
j: jusante, ou ramal genérico da estrutura de controle
max: máximo
M: montante
n: quantidade de ramais na estrutura de controle
S: superior
T: teórico

EXPOENTES

*: condições referentes ao modelo
m: determinação de efeito de escala piezométrica, segundo o índice de cavitação

- n: determinação de efeito de escala piezométrica, segundo a ve
locidade de cavitação
- r: determinação de efeitos de escala geométrica, segundo o índi
ce de cavitação

LISTA DE FIGURASPáginasCAPÍTULO II -COEFICIENTE DE PERDA DE CARGA SINGULAR

FIGURA

2.1. Válvulas de gaveta e de guilhotina.....	15
2.2. Válvulas de gaveta e de passagem plena.....	15
2.3. Válvulas de gaveta e globo de sede dupla.....	16
2.4. Válvulas angular, globo e globo em y.....	16
2.5. Válvula de passagem reta.....	17
2.6. Válvula de esfera (Miller).....	17
2.7. Válvula de esfera (Levin).....	18
2.8. Válvula de borboleta (Miller).....	18
2.9. Válvula de borboleta (Levin).....	19
2.10. Válvula de borboleta (KSB).....	19
2.11. Válvula de diafragma.....	20
2.12. Válvula tubular.....	20
2.13. Válvula dispersora de cone fixo.....	21
2.14. Válvula Monovar.....	21
2.15. Válvula Polyjet.....	22

COEFICIENTE DE DESEMPENHO

2.16. Válvulas de gaveta e de guilhotina.....	31
2.17. Válvulas de gaveta e de passagem plena.....	31
2.18. Válvulas de gaveta e globo de sede dupla.....	32
2.19. Válvulas angular, globo e globo y.....	32
2.20. Válvula de esfera (Miller).....	33
2.21. Válvula de esfera (Levin).....	33
2.22. Válvula de borboleta (Miller).....	34
2.23. Válvula de borboleta (Levin).....	34
2.24. Válvula de diagrama.....	35
2.25. Válvula tubular.....	35
2.26. Válvula dispersora de cone fixo.....	36
2.27. Válvula Monovar.....	36
2.28. Válvula Polyjet.....	37
2.29. Válvula Koval.....	37

CAPÍTULO III -

3.1. Curvas de característica inerente e efetiva.....	45
3.2. Característica inerente de alguns tipos de válvulas ...	45
3.3. Ação de válvula em sistema.....	46
3.4. Transposição de característica inerente linear pa ra efetiva de abertura rápida na operação de vál vula.....	46

CAPÍTULO IV -DIAGRAMAS GENERALIZADOS DE OPERAÇÃO, APLICAÇÃO E LIMITAÇÃO

4.1. Válvula de gaveta.....	58
4.2. Válvula globo.....	59
4.3. Válvula globo de sede dupla.....	60
4.4. Válvula de esfera (Miller).....	61
4.5. Válvula de borboleta (Levin, tipo c).....	62
4.6. Válvula tubular.....	63
4.7. Válvula Monovar.....	64
4.8. Válvula Polyjet.....	65
4.9. Válvula Koval.....	66

CAPÍTULO V -

5.1. Comparação gráfica entre cavitação e "flashing".....	96
5.2. Influência do número de Reynolds em orifícios.....	96
5.3. Influência do número de Reynolds em válvula de <u>esfe</u> ra com área de passagem inferior à do conduto.....	97
5.4. Influência da pressão em válvulas de borboleta.....	97
5.5. Fator de correção do efeito de escala geométrica em válvulas de borboleta.....	98
5.6. Índice de cavitação para válvula de borboleta(Tullis, D = 150 mm).....	98
5.7. Índice de cavitação para válvula de borboleta(Tullis, D = 510 mm).....	99

5.8. Índice de cavitação para válvula de esfera.....	99
5.9. Índice de cavitação para válvula globo.....	100
5.10. Velocidade de cavitação para válvula de borboleta (Miller).....	100
5.11. Velocidade de cavitação para válvula de esfera (Miller).....	101
5.12. Velocidade de cavitação para válvula globo.....	101
5.13. Termo de cavitação para válvula de gaveta.....	102
5.14. Índice de cavitação para válvula Koval.....	103

CAPÍTULO VI -

6.1. Diagrama de operação para válvula de borboleta.....	120
6.2. Índices de cavitação da válvula e do escoamento....	120

CAPÍTULO VIII -

8.1. Pressões de montante e jusante na estrutura de con trole em função do tempo.....	167
8.2. Índices de cavitação da estrutura de controle e do escoamento em função do tempo.....	168

L I S T A D E T A B E L A SPáginas

CAPÍTULO II

TABELA

2.1. Coeficiente k_v para válvulas de gaveta.....	22
2.2. Coeficiente k_v para válvulas de gaveta totalmente abertas.....	23
2.3. Coeficiente k_v para válvulas globo totalmente abertas.....	23

CAPÍTULO VI

6.1. Índice de cavitação do escoamento.....	121
6.2. Índices de cavitação da válvula.....	121

CAPÍTULO VII

7.1. Coeficiente de perda e abertura reduzida equivalentes da estrutura de controle.....	150
7.2. Vazão e velocidade na estrutura de controle.....	150
7.3. Índices de cavitação da válvula e do escoamento para a válvula 1 da estrutura de controle.....	151

7.4. Índices de cavitação da válvula e do escoamento para a válvula 2 da estrutura de controle.....	151
-----------------------------------------------------------------------------------------------------	-----

CAPÍTULO VIII

8.1. Simulação de regime transitório para válvula única....	164
8.2. Simulação de regime transitório para estrutura de controle.....	166

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

O estado de escoamento incompressível em condutos forçados é caracterizado pelas condições de vazão e pressão, cujo controle visa manter o sistema operando em regime permanente ou realizar a transição entre dois regimes permanentes dentro de condições pré-estabelecidas. O controle dirigido a um desses dois parâmetros comumente acarreta em alteração do outro.

O controle de pressão, em termos gerais, é realizado por variações de vazão, até adequar a pressão dentro das especificações. Um controle de vazão se caracteriza por dois tipos básicos de regime variado: transitório, onde as alterações de pressão são significativas face às de regime permanente; e quase-estático, no qual as variações de pressão são de pequeno significado, permitindo imaginá-los como decorrentes de sucessivos estados aproximáveis de equilíbrio.

Um procedimento frequente para realizar controles de vazão são válvulas, entendidas aqui como dispositivos cuja finalidade é, pela variação de sua geometria, estabelecer, estipular ou interromper escoamentos de líquidos em condutos.

Ao controle de vazão por válvulas são atribuídas duas operações: bloqueio e regulagem. A operação de bloqueio significa válvula totalmente aberta ou fechada, com a passagem de uma situação para outra realizada no menor intervalo de tempo possível, garantida a segurança da instalação. Associa-se o caso com regimes transitórios.

A regulagem de válvulas, em linhas básicas, objetiva manter a vazão em valor preciso dentro de uma ampla faixa de variação, garantindo que, a um movimento prescrito do obturador, corresponda valores determinados de vazão, sem elevar demasiadamente os níveis de pressão no escoamento. A operação envolve, então, regime quase-estático.

Porém, o primeiro objetivo ao utilizar-se uma válvula deve estar relacionado com o regime permanente, pois é a condição onde decorre a maior parte da operação. Só depois de satisfeitas as condições ótimas desse regime, deve-se prosseguir o estudo para a regulagem ou bloqueio.

1.1. Formulação do Tema

É difícil imaginar um sistema para condução de fluidos sem utilizar válvulas. Elas são tão extensivamente empregadas e tão familiares que, às vezes, na análise de escoamentos em regime permanente, são tratadas superficialmente, chegando a ser tidas como elementos ideais, cuja influência nos sistemas é desprezada (Lyons, 1982, p.3; Pikulik, 1976, p.169).

Entretanto, com o desenvolvimento da técnica e aumento da capacidade das instalações, o tamanho e o custo das válvulas são ampliados, exigindo uma análise cuidadosa para o seu emprego (Pikulik, 1976, p.169).

As válvulas representam em média oito por cento do custo total de uma refinaria (Telles, 1979, p.50) e cerca de dez por cento do orçamento de manutenção (Lyons, 1982, p.3). Válvulas chegam a significar de 20 a 30% dos custos das tubulações, dependendo do produto conduzido. O custo de dado tipo e tamanho de válvula pode variar 100%, dependendo de sua construção (Pikulik, 1976, p.168).

Em sistemas que permitam a remoção rápida de válvulas, pode-se especificá-las com uma pequena expectativa de vida. Contudo, em instalações de grande porte, como em complexos industriais ou sistemas urbanos de abastecimento de água, válvulas com uma expectativa de 50 anos de vida, sem reparos, devem ser selecionadas (Winn, 1971, p.21).

A elevada quantidade de tipos de válvulas disponíveis exige conhecimento e habilidade para análise de cada aplicação e determinação das condições nas quais uma válvula deve ser selecionada (Zappe, 1981, p.8).

Segundo Winn, 1971, p.21, na seleção de válvulas de controle, um engenheiro não deve apenas ter em conta as válvulas que lhe são mais familiares. Para a maior gama possível de válvulas, ele deve conhecer dados sobre características de es

coamento, características de cavitação e detalhes do comportamento do sistema, antes de selecionar com razoável grau de confiança uma válvula para uma aplicação particular.

Nos projetos de instalações hidráulicas, a investigação do regime transitório é efetuada usualmente mediante tentativas para simular situações operacionais relevantes, até alcançar resultados adequados ao projeto. O caminho inverso, especificar o regime transitório e determinar a manobra referente (ou "controle ótimo de manobra") é uma questão atual, respondida até o momento apenas para casos específicos. Para o estudo de instalações hidráulicas complexas, não se dispõe de modelo completo para a determinação da manobra ótima. Uma solução é elaborar um modelo simples representativo dessa situação complexa, determinar uma primeira lei de manobra por controle ótimo e, por simulações sucessivas, obter-se a solução operacional ótima (Koelle, 1983, p.1.1 a 1.9).

Dentro deste contexto, revela-se ao mesmo tempo oportuno e relevante um trabalho que procura reunir dados experimentais sobre válvulas, fornecer condições para a avaliação do seu desempenho e proporcionar condições de apoio à seleção e especificação de válvulas, nas operações de regulagem e de bloqueio.

1.2. Assuntos a Investigar

Com a intenção primordial de propor um método de seleção de válvulas para o controle do escoamento em sistemas

hidráulicos, procuram-se subsídios para os seguintes tópicos:

- comportamento hidráulico de válvulas segundo a dissipação de energia que elas causam e o fenômeno da cavitação.

- caracterização de parâmetro por intermédio do qual seja possível comparar o desempenho hidráulico de válvulas.

- impossibilidade de a análise de válvulas em sistemas ser dissociada das características do conduto, quando do regime permanente ou visando-se obter características específicas de operação.

- estimativa das leis de manobra de válvulas pela compreensão do mecanismo de interação entre válvula e conduto.

1.3. Campo de Estudo

A orientação do trabalho está voltada para sistemas de adução de água, onde o controle de vazão em volume é realizado no regime de turbulência completa. Entretanto, os assuntos tratados são estendíveis a outros líquidos e a escoamentos nos regimes laminar ou de transição, desde que quantificada a influência do número de Reynolds no escoamento.

1.4. Pressupostos Conceituais

Na elaboração deste trabalho ficam subentendidos os seguintes tópicos:

- noções sobre características inerente e efetiva de controle de vazão em válvulas.

- conhecimento dos tipos disponíveis de válvulas de controle de vazão em sistemas hidráulicos.

- domínio do método das características para a análise de regimes transitórios em sistemas hidráulicos.

1.5. Definição de Termos

Na sequência do trabalho devem ser caracterizados os seguintes termos:

SISTEMA: associação de válvula e conduto destinados a conduzir fluidos.

INSTALAÇÃO HIDRÁULICA: conjunto de reservatórios, dispositivos e condutos necessários ao transporte controlado de fluidos.

1.6. Organização do Estudo Subsequente

Na primeira parte do capítulo dois são analisa dos influências da geometria e do número de Reynolds no coeficiente de perda de carga singular. Além disso, são apresentados diversas curvas desse coeficiente em função da abertura, para uma coleção de válvulas, curvas estas traçadas a partir de dados obtidos na bibliografia. Na segunda parte do capítulo, um parâmetro adimensional conveniente identificado na bibliografia é caracterizado e proposto para a quantificação do desempenho hidráulico de válvulas. Com os dados apresentados do coeficiente de perda singular, foram traçadas curvas do coeficiente proposto, mostradas no final do capítulo.

O capítulo três reúne alguns conceitos de uso corrente na Técnica de Instrumentação e Controle, os quais julgamos ser de valia para o tema.

No quarto capítulo, apresenta-se uma forma alternativa para o estudo do comportamento da válvula no sistema: três diagramas generalizados, com os quais pretende-se mostrar a impossibilidade de se dissociar a seleção da válvula das características do conduto, além de utilizá-los como base para propor um método de seleção de válvulas. No final desse capítulo, apresentam-se tais diagramas, traçados com dados do capítulo dois.

Um estudo sobre o fenômeno da cavitação é realizado no capítulo cinco. São descritas definições sobre os limites

de cavitação comumente empregados na bibliografia, feitas consi
derações sobre efeitos de escala no fenômeno, encerrando o capí
tulo com curvas sobre cavitação em válvulas, traçadas a partir
de dados obtidos na bibliografia.

O sexto capítulo contém as linhas básicas do mé
todo de seleção de válvulas proposto, sendo este ilustrado com
um exemplo.

No capítulo sete são discutidos alguns aspectos
da utilização de conjuntos de válvulas para realizar o controle
do escoamento em condutos, apresentando-se um exemplo comparati
vo com o capítulo anterior.

O capítulo oito apresenta simulações de manobra
de válvula em regime transitório para os exemplos mostrados nos
capítulos precedentes, comparando-se os resultados.

Como nono, e último capítulo do trabalho, é fei
ta uma análise crítica, reunindo as conclusões obtidas e propon
do temas para o prosseguimento do trabalho.

CAPÍTULO II

PARÂMETROS HIDRÁULICOS EM VÁLVULAS ISOLADAS

Neste capítulo será feito um estudo do escoamento incompressível em válvulas de controle, tomadas como elementos isolados do conduto. Inicialmente será utilizado o coeficiente de perda de carga singular, para depois caracterizar um "coeficiente de desempenho", cuja expressão conseguimos identificar em dois trabalhos, porém sem maiores considerações sobre sua abrangência. O coeficiente de desempenho será proposto como parâmetro de comparação entre válvulas.

2.1. Perda de Carga Singular

O controle da vazão em volume por intermédio de válvulas é realizado pela introdução de perda de carga singular no escoamento, ligada diretamente ao grau de obstrução realizado.

A perda de carga causada por válvulas deve-se a um conjunto de um ou mais tipos de perturbações: redução da área de passagem, alteração do módulo ou direção do escoamento ou a divisão do fluxo em diversas partes.

Imaginada a válvula como um orifício ou obstrução de área variável, por onde se originam um ou mais jatos de

fluido, os fenômenos de dissipação de carga estão associados a regiões de estagnação ou separação, originadas da brusca transição do escoamento.

A jusante da válvula, elevados gradientes de velocidade entre os jatos líquidos e a região de separação acarretam elevados valores de tensão de cisalhamento, as quais junto com as perturbações no escoamento geram turbilhões, disseminando-os por todas as direções, e acarretando um aumento de turbulência.

A formação e o desaparecimento de turbilhões são a causa básica de possíveis problemas operacionais em válvulas, tais como cavitação, oscilação de pressão, ruído e vibrações, além da perda de carga.

Com essa imagem e as equações da continuidade, quantidade de movimento e energia, em primeira análise, poder-se-ia determinar as pressões e velocidades no interior da válvula, bem como na sua região de influência. Estimar-se-ia o coeficiente de Coriolis, a contração do jato, a dissipação de energia e assim por diante. A aplicabilidade prática, porém, é impensável, preferindo-se o estudo da influência global da válvula no escoamento. O coeficiente de perda de carga singular é um dos parâmetros utilizados para tanto, relacionando a perda de carga com a carga cinética:

$$\Delta H_s = k_v \frac{V^2}{2g} \quad (2.1)$$

O coeficiente de perda de carga singular está basicamente relacionado com a geometria da válvula e o número de Reynolds.

A construção geométrica da válvula e a posição do obturador determinam uma maior ou menor turbulência no escoamento, com consequências imediatas no coeficiente de perda.

Acompanhando o comportamento geral de escoamentos, a partir de certo valor, o número de Reynolds deixa de afetar o fenômeno da perda de carga singular. Praticamente a totalidade de dados sobre ensaios de válvulas se referem a regimes de turbulência. Segundo Miller, 1978, p.279, não são disponíveis dados confiáveis sobre válvulas em escoamentos laminares. Na página 281 dessa referência, há um diagrama para estimativas de coeficientes de perda em regime laminar. Verifica-se que, para números de Reynolds superiores a mil, esse coeficiente pode ser admitido como constante. E ainda, para o crescimento do coeficiente é requerida uma acentuada redução do número de Reynolds.

Apoiado também em Idel'cik, 1979, p.330, pode-se afirmar que no regime laminar o coeficiente de perda singular aumenta com a redução do número de Reynolds.

Segundo Blevins, 1984, p.84, para números de Reynolds superiores a dez mil, dados experimentais indicam o decréscimo da resistência ao escoamento com o aumento do diâmetro da válvula. Esse limite caracteriza uma região de escoamento turbulento suficientemente afastada da região de escoamento crítico.

O comportamento indicado por Blevins deve-se, em parte, à diminuição da rugosidade relativa da superfície interior da válvula, o que acarreta uma menor influência da rugosidade fora da camada limite. Outra parcela refere-se ao fato de maiores diâmetros permitirem o aprimoramento da qualidade interior da válvula.

Em adução de água raramente ocorrem escoamentos com números de Reynolds inferiores a mil, podendo, no presente trabalho, o coeficiente de perda ser suposto independente do número de Reynolds.

2.1.1. Dados de Coeficiente de Perda de Carga Singular

Os dados do coeficiente de perda para válvulas serão, a seguir, apresentados graficamente em função da geometria interna variável de cada uma delas, empregando-se um parâmetro adimensional denominado de "abertura reduzida" (A_R)

A abertura reduzida será definida particularmente para cada tipo de válvula, e da maneira mais simples de se obter o comportamento:

$$0 \leq A_R \leq 1$$

, o limite inferior correspondendo ao fechamento total e o segundo, à abertura total.

Junto às curvas apresentadas, tem-se a definição das aberturas reduzidas, cuja compreensão é imediata.

Para as válvulas de borboleta e de esfera, manteve-se a representação usual de abertura segundo um ângulo, por ser um parâmetro de aceitação geral. Nas demais, devido à diversidade de representação, preferiu-se a abertura reduzida.

Nas figuras de 2.1 a 2.15 estão representados coeficientes de perda singular para as seguintes válvulas:

- de gaveta, e suas variantes, válvula guilhotina e de passagem plena

- globo, e suas variantes, válvula angular, em ipsilon, de sede dupla e de passagem reta

- de esfera

- de borboleta

- de diafragma

- Tubular

- dispersora de cone fixo (Howeel-Bunger)

- Monovar, patente da firma Neyrtéc

- Polyjet, patente da firma Bailey Co.

Uma análise dessas curvas indica

- para algumas válvulas, em aberturas reduzidas da ordem de 0,10 ou 0,15, o coeficiente de perda é tão elevado

que, apesar de deslocamentos do obturador, não se verificam alterações práticas de vazão.

- das curvas apresentadas, apenas uma (válvula de passagem reta) fornece indicação de dois diâmetros.

Segundo Blevins, 1984, p.84, para válvulas de mesma origem, com geometria indeterminada, na melhor das hipóteses a incerteza do coeficiente deve ser adotada como $\pm 15\%$, na tentativa de cobrir todos os diâmetros.

- uma comparação do desempenho dessas válvulas no escoamento é difícil.

Pode-se fazer uma divisão em três categorias básicas. De um lado, as válvulas de gaveta, esfera, borboleta e tubular, cuja variação do coeficiente é contínua com a abertura, apresentando valores reduzidos na abertura total.

Em outra categoria, as válvulas globo, globo de sede dupla e de diafragma, onde se verifica pequena alteração desse coeficiente no trecho final da abertura, com valores relativamente altos na abertura total.

Tais comportamentos são consequência da construção interna das válvulas. O primeiro grupo com pequenas restrições ao escoamento, principalmente próximo da abertura total. O segundo grupo com reduzidas áreas de passagem ou caminhos sinuosos a serem percorridos pelo escoamento.

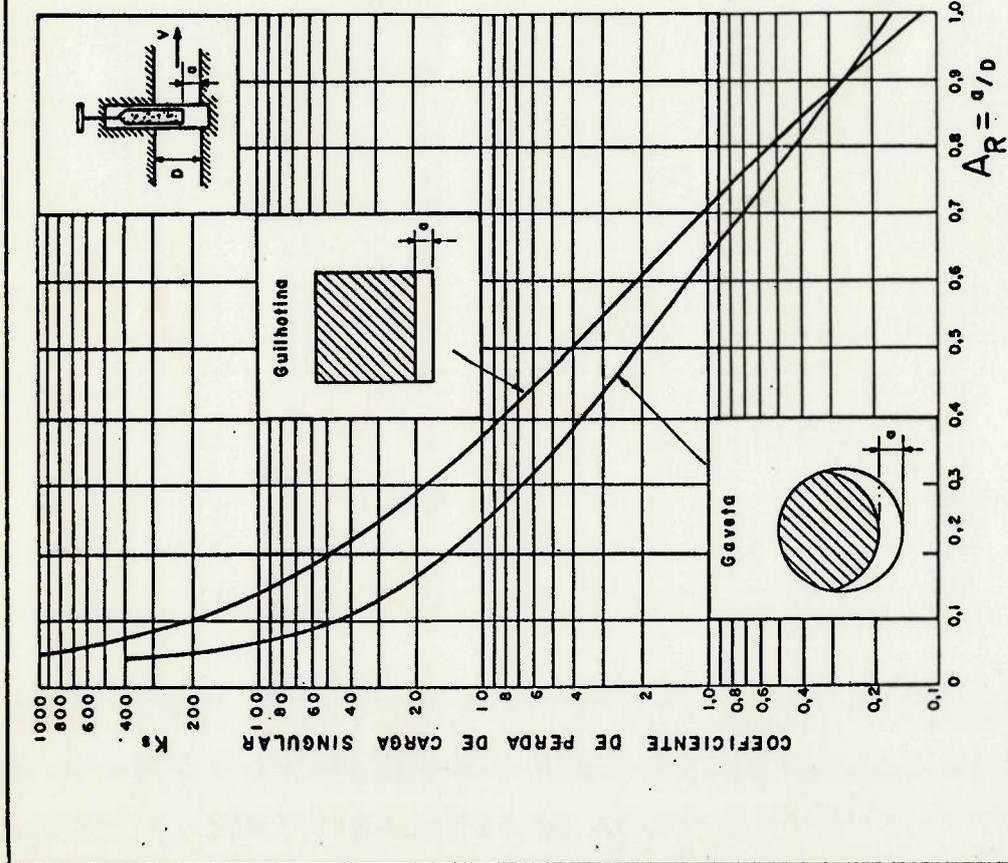


FIGURA 2.1

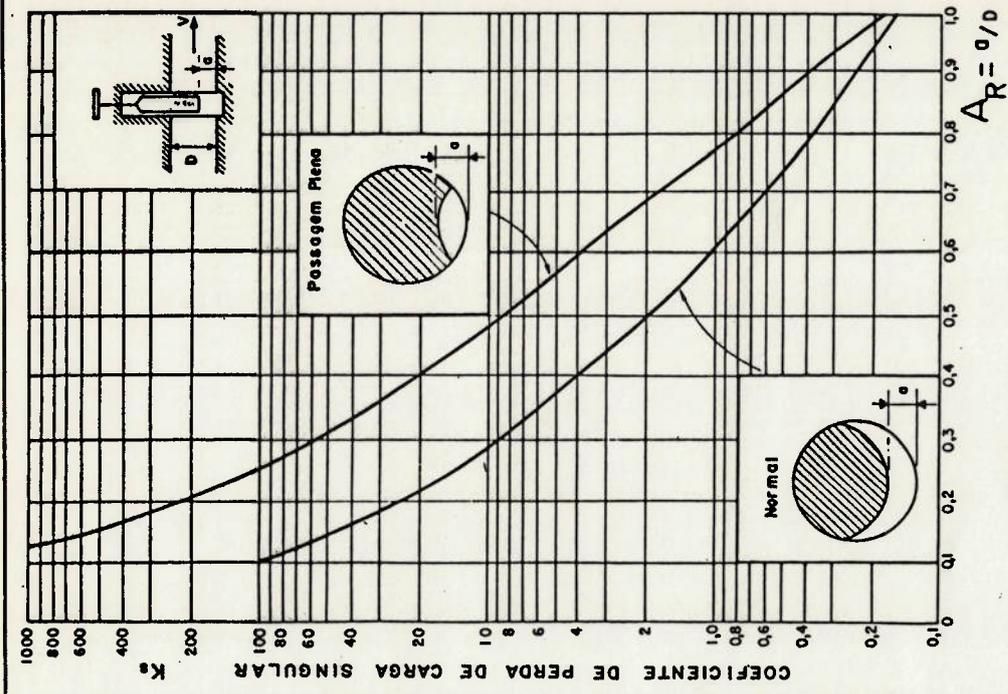
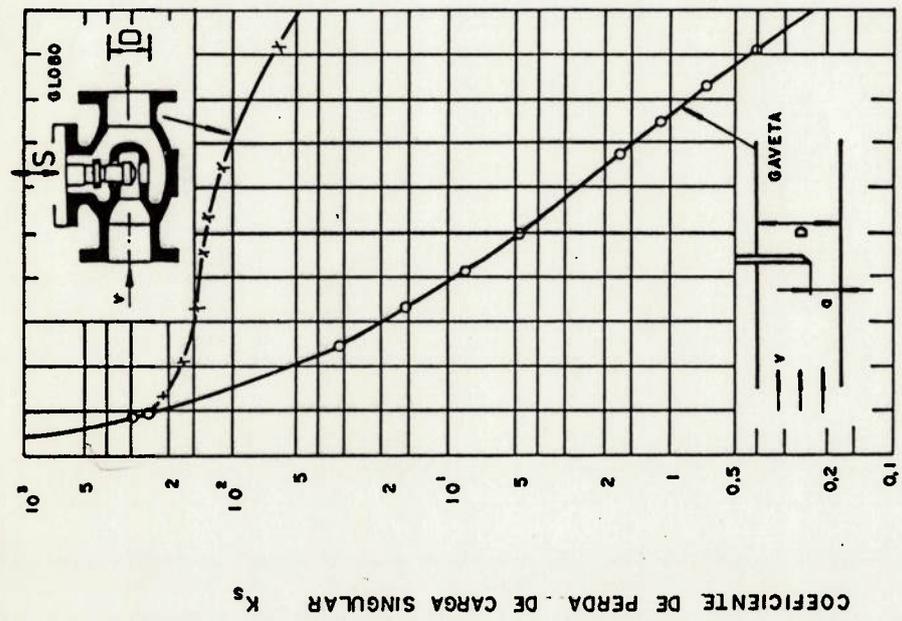


FIGURA 2.2

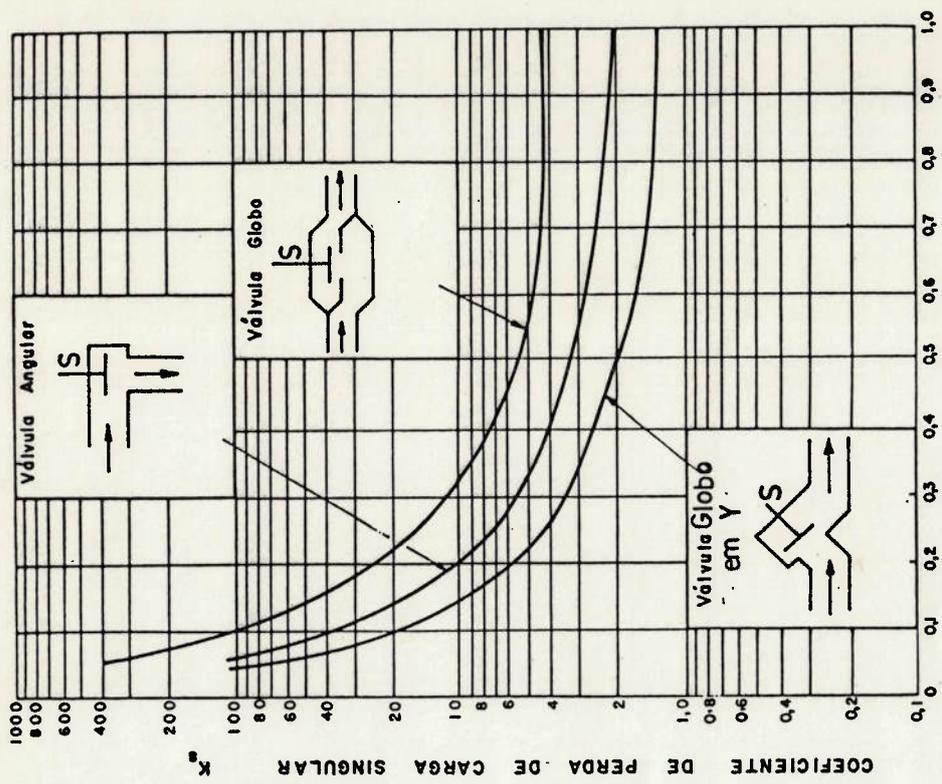


$$A_R = \% S/S_m$$

VÁLVULA DE GAVETA E VÁLVULA GLOBO DE SEDE DUPLA

FONTE: KSB

FIGURA 2.3



$$A_R = \frac{S}{S_m}$$

VÁLVULA ANGULAR, VÁLVULA GLOBO E VÁLVULA GLOBO EM Y

FONTE MILLER

FIGURA 2.4

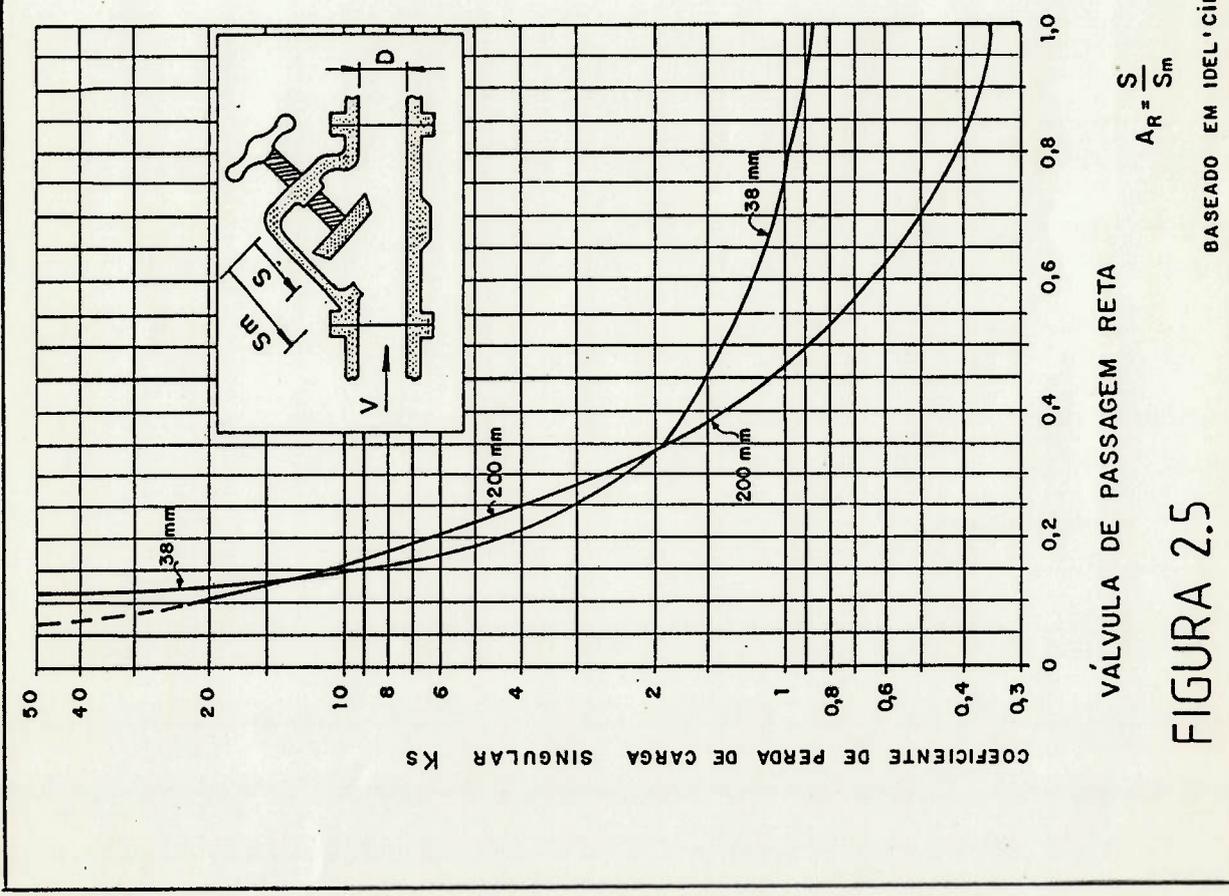


FIGURA 2.5

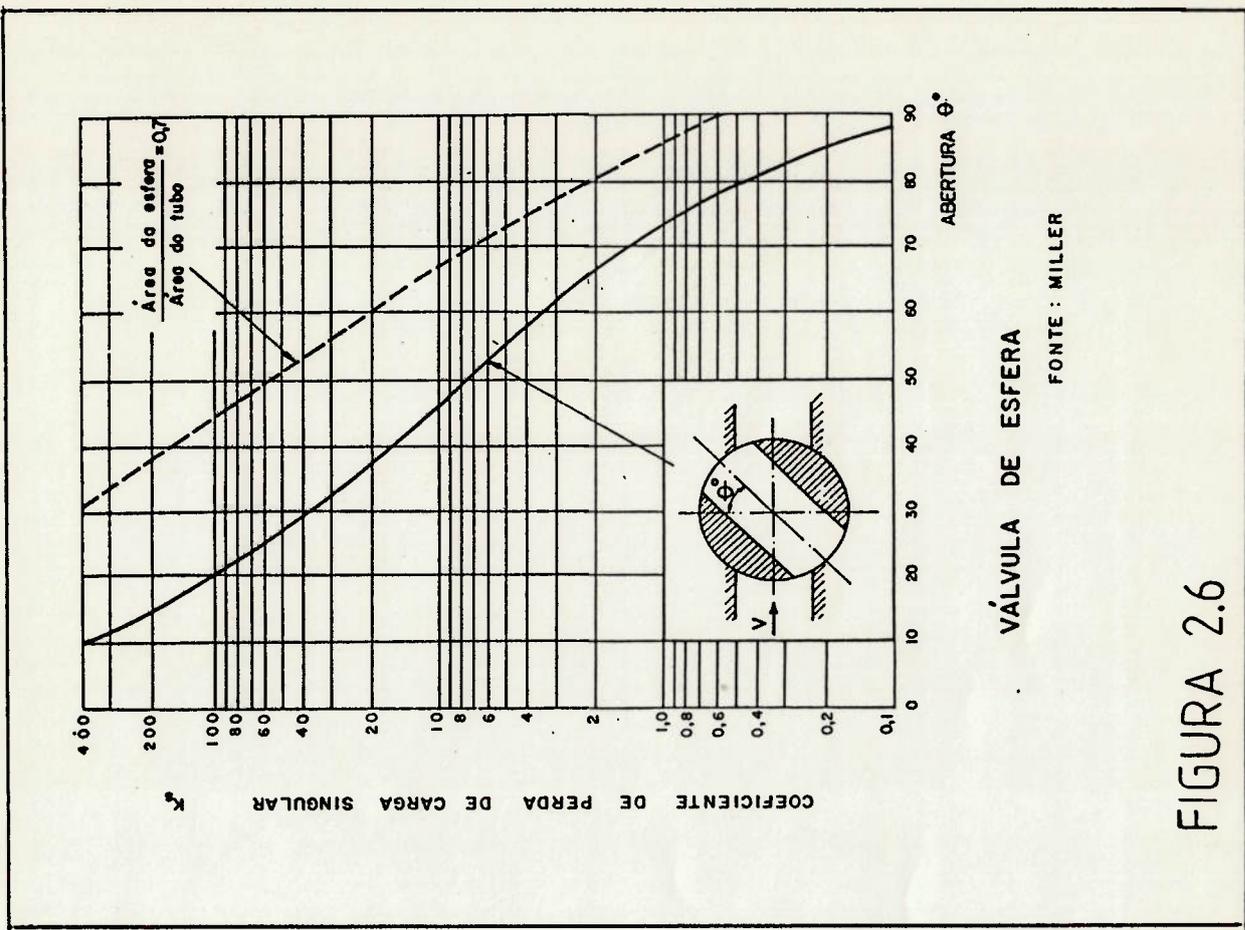
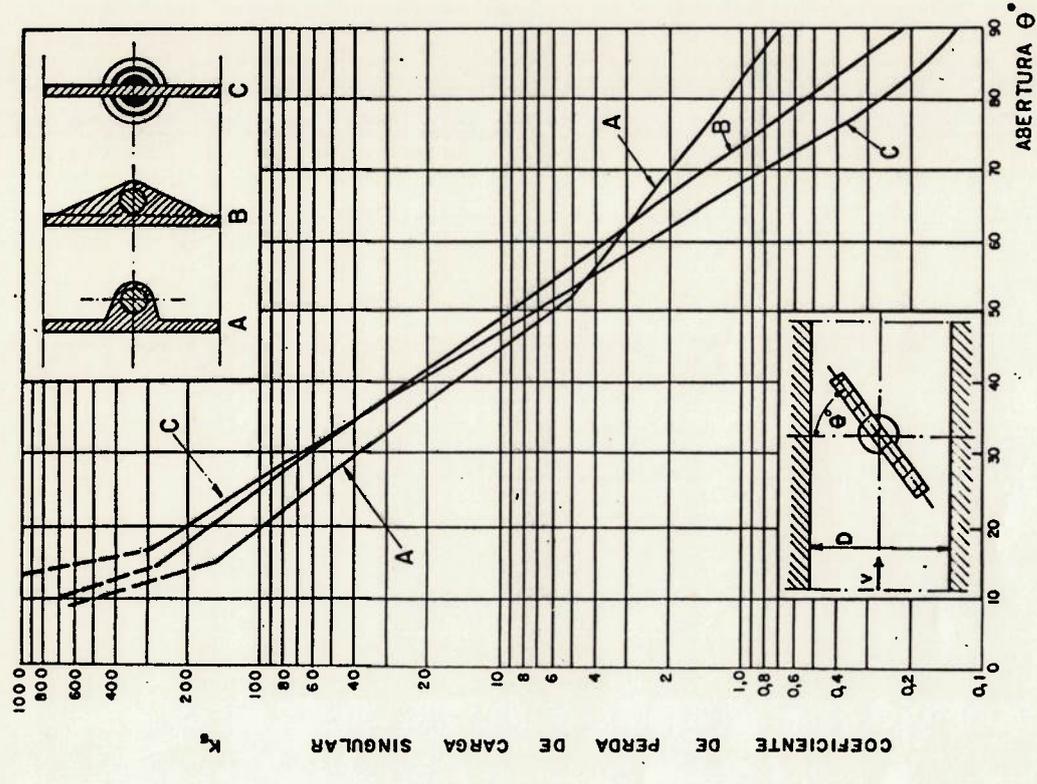
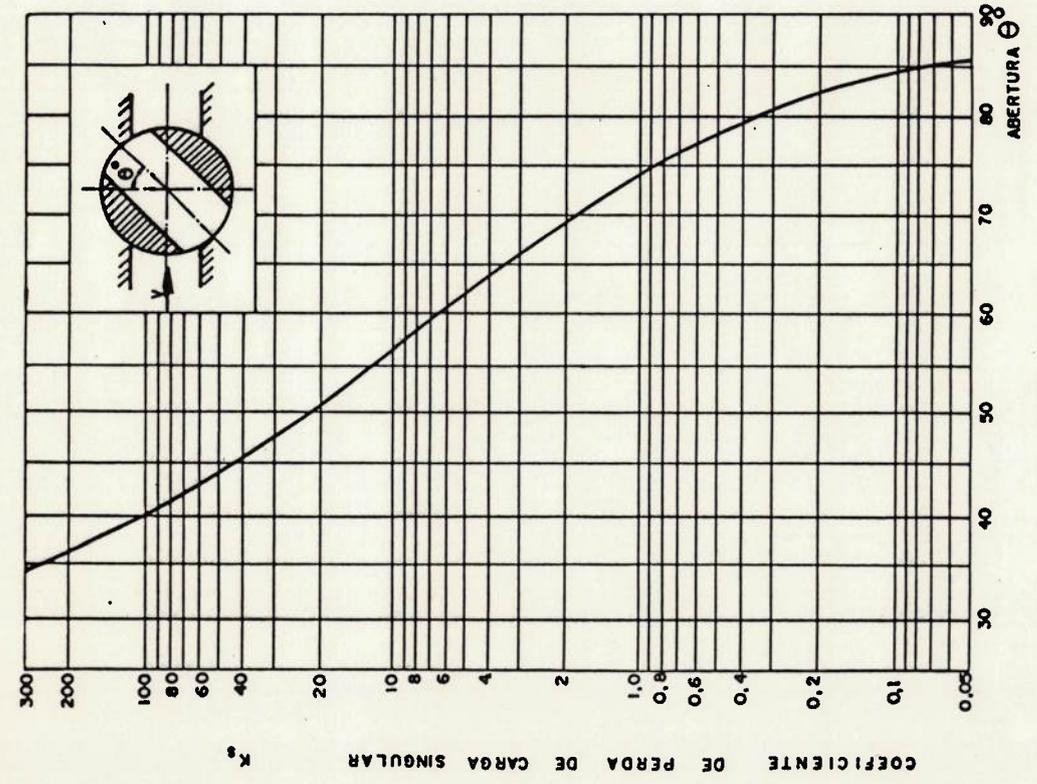


FIGURA 2.6



VÁLVULA DE BORBOLETA
FONTE : MILLER

FIGURA 2.8



VÁLVULA DE ESFERA
FONTE : LEVIN

FIGURA 2.7

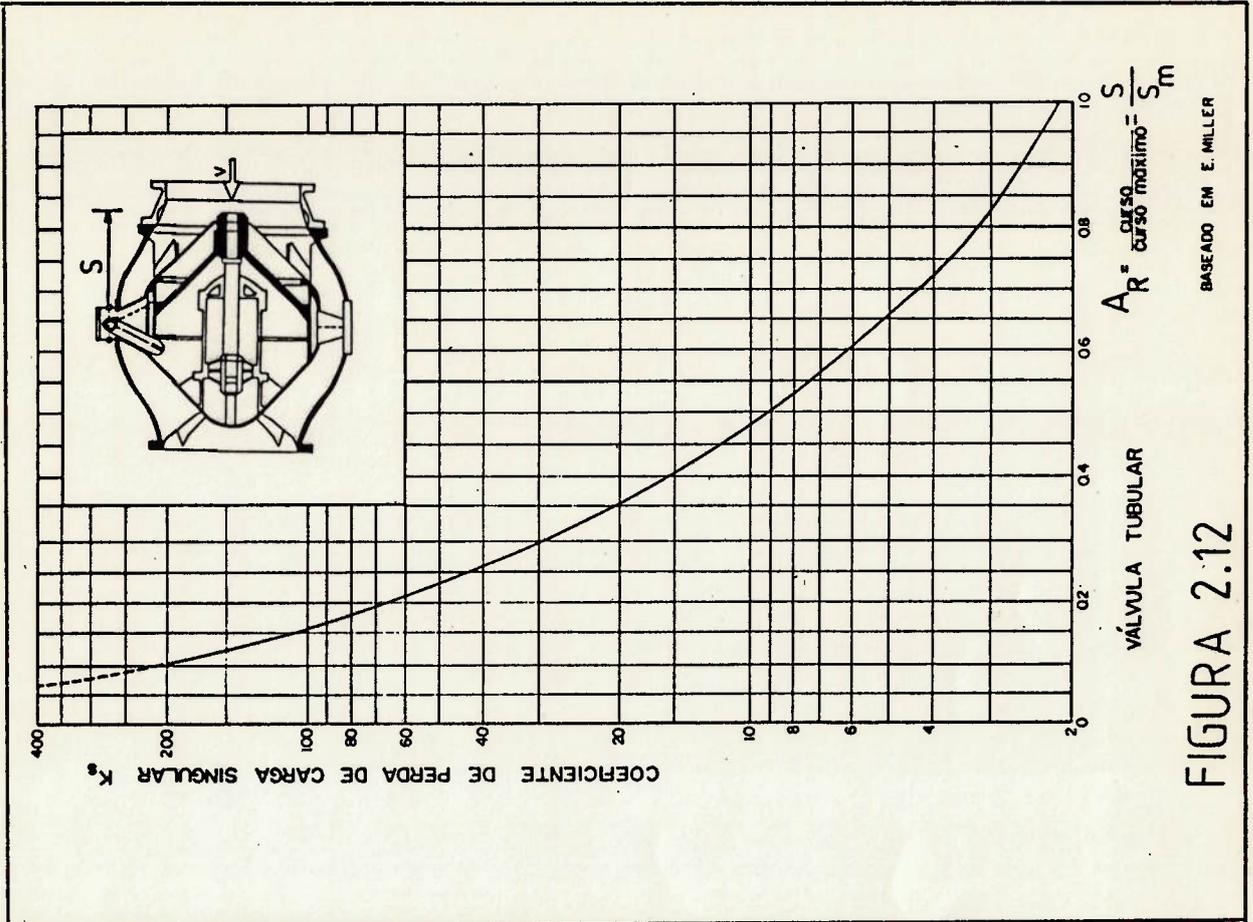


FIGURA 2.12

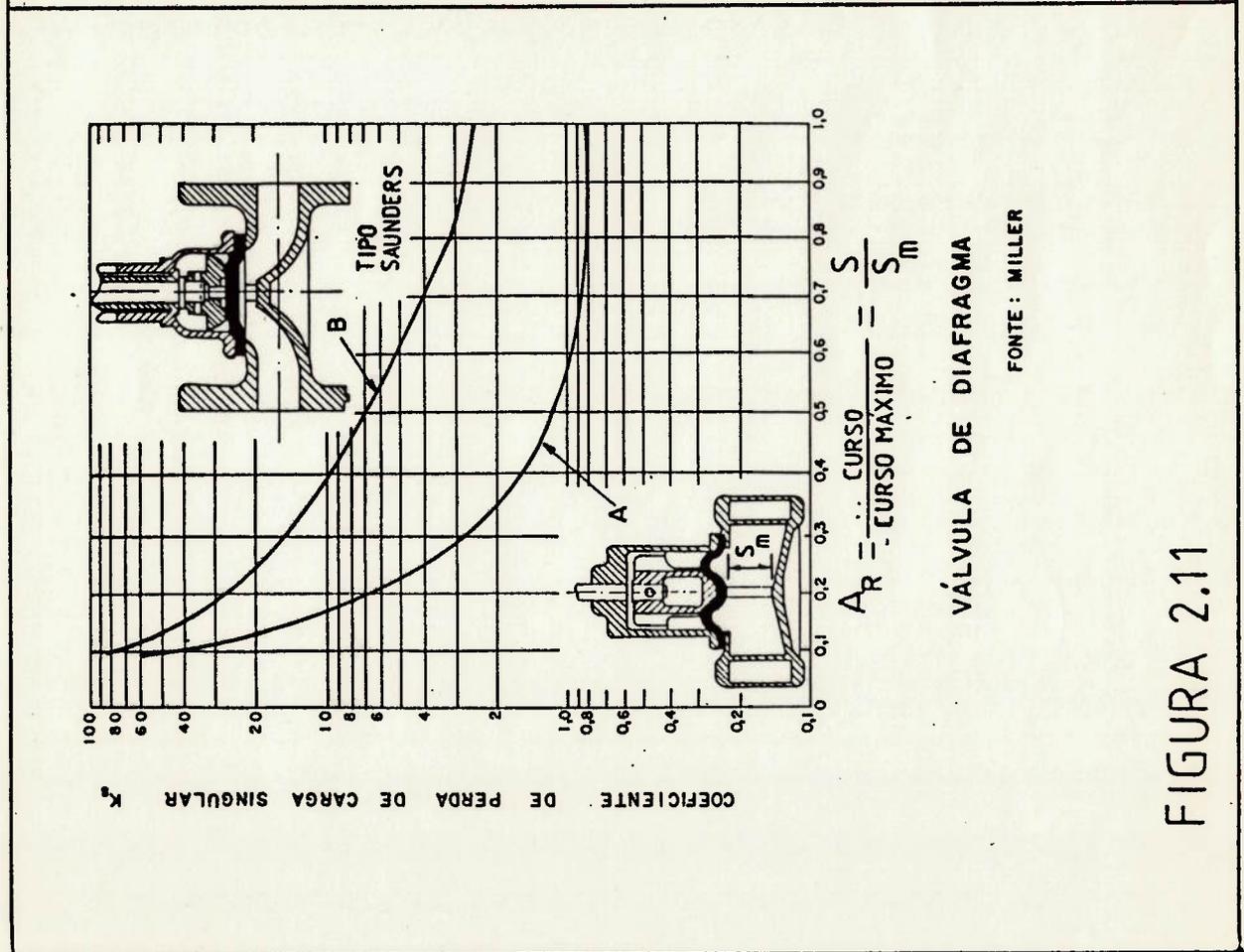


FIGURA 2.11

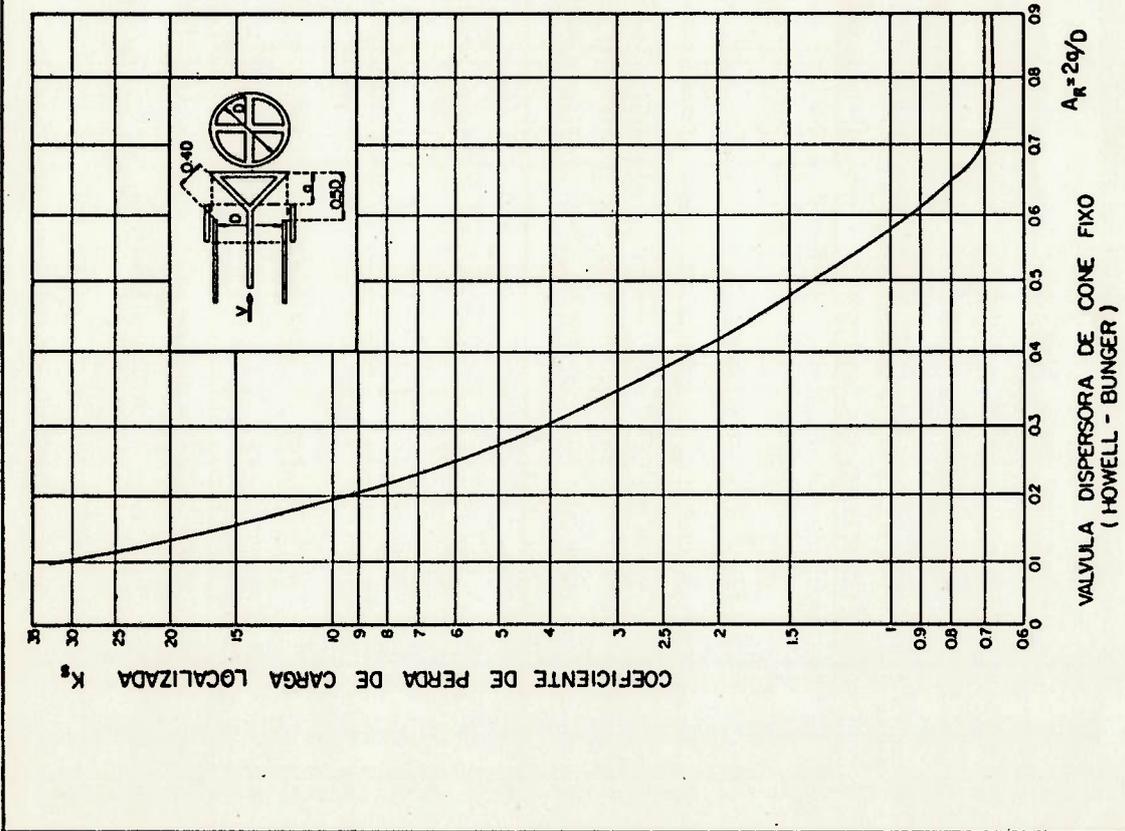


FIGURA 2.13

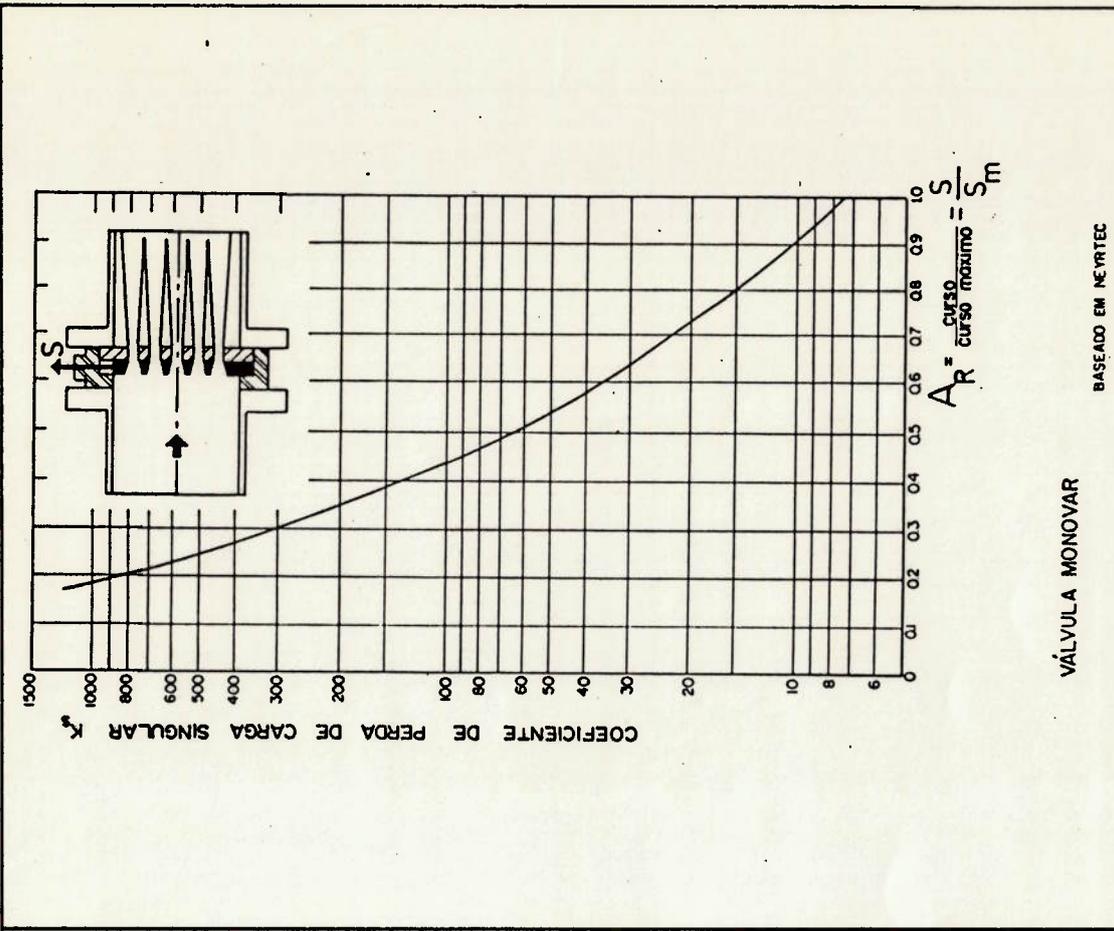
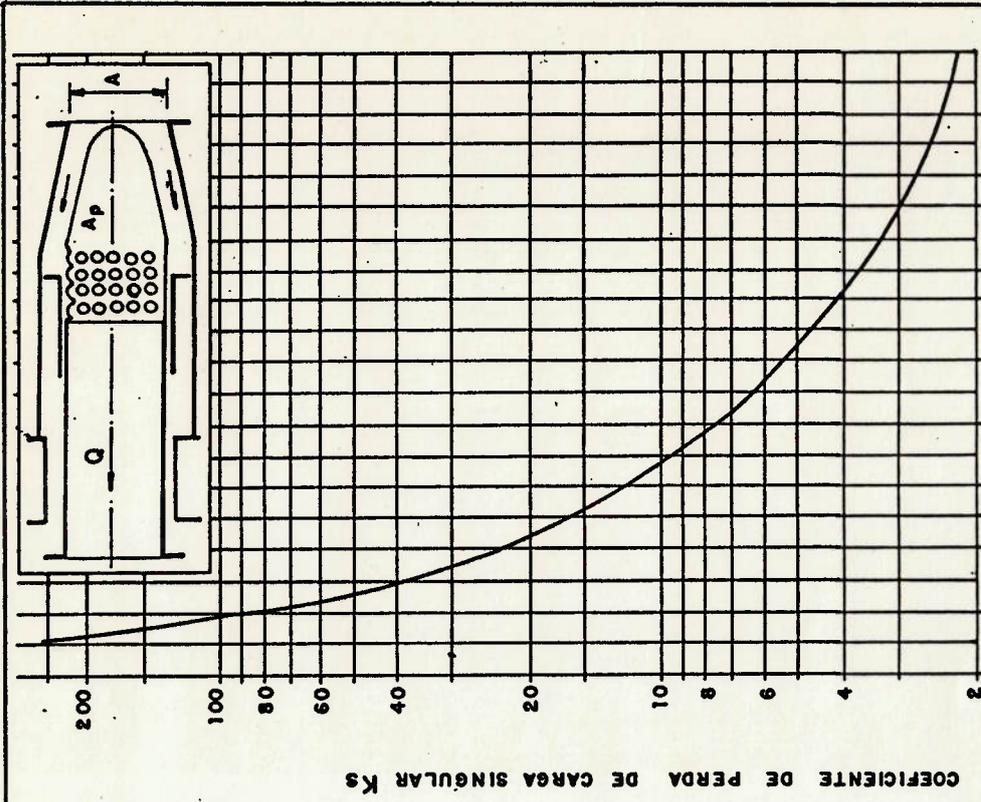


FIGURA 2.14



VÁLVULA MULTIJATO "POLYJET" A R= AREA DE PASSAGEM AP / AREA DA TUBULAÇÃO A

BASEADO EM BORGHI ET ALII

FIGURA 2.15

ABERTURA REDUZIDA	0,125	0,25	0,375	0,50	0,75	1,0
DIÂMETRO (mm)						
12,5	370	54	18	7,7	2,2	0,81
50	150	23	7,2	3,2	0,74	0,18
150	87	17	6,0	2,6	0,52	0,15

TABELA 2.1 - COEFICIENTE K_v PARA VÁLVULAS DE GAVETA

DIÂMETRO (mm)	ORIGEM A	ORIGEM B	ORIGEM C
12,5	0,50	0,81	0,29
20	—	0,28	—
25	0,27	0,23	0,22
50	0,16	0,18	0,15
100	0,10	0,16	0,13
150	0,09	0,15	0,12
200	0,08	0,10	0,11
300	—	0,05	—

TABELA 22 -- COEFICIENTE K_v PARA VÁLVULAS DE GAVETA
TOTALMENTE ABERTAS

DIÂMETRO (mm)	ORIGEM A	ORIGEM B	ORIGEM C
12,5	10,8	12	11
25	7,2	6,4	7,5
50	4,7	4,3	6,6
100	4,1	3,9	—
150	4,4	4,0	—
200	4,7	4,2	—
250	5,1	4,3	—
300	5,4	—	—
350	5,5	—	—

TABELA 23 -- COEFICIENTE K_v PARA VÁLVULAS GLOBO

TOTALMENTE ABERTAS

Entre esses dois grupos, situam-se as válvulas dispersoras de cone fixo e multijato, com uma característica intermediária. São válvulas de projeto específico, destinadas a manipular grandes volumes de líquido.

Complementando as curvas, as tabelas de 2.1. a 2.3, obtidas em Blevins, 1984, p.84, permitem uma noção do efeito de escala geométrica nas válvulas.

2.2. Coefficiente de Desempenho

A grande dificuldade em se utilizar o coeficiente de perda singular como parâmetro de comparação é a ausência de dois extremos fixos para a variação do coeficiente. Porém, é um dado experimental amplamente conhecido e disponível. Assim, por praticidade, a proposição de um parâmetro envolvendo as características do escoamento deve estar relacionada com o coeficiente de perda, apresentando dois limites fixos e finitos.

No presente item, apresentamos uma dedução dum parâmetro capaz de relatar a influência dum válvula isolada no escoamento, segundo limites fixos e finitos.

As variações de energia em escoamento forçado e incompressível são determinadas pela conjugação dos efeitos de inércia e viscosidade. No caso extremo de escoamento restrito à inercia, a análise diferencial permite estabelecer para um ponto genérico de montante e um ponto zero na válvula:

$$p - p_0 = \rho \frac{V_0^2 - V^2}{2} \quad (2.2)$$

Um outro caso extremo é caracterizado pela participação única da viscosidade, cuja forma geral é deduzível pela equação de Poiseuille. Segundo Rouse, 1949, p.158, uma expressão possível é:

$$p - p_0 = \lambda \frac{\mu V}{D} \quad (2.3)$$

, onde λ é um fator de proporcionalidade dependente da geometria dos contornos sólidos.

Para cada condição de contorno específica, ocorrerá um escoamento entre essas duas situações, descritível em primeira aproximação pela combinação das equações 2.2 e 2.3:

$$p - p_0 = K_1 \rho \frac{(V_0^2 - V^2)}{2} + K_2 \frac{\lambda \mu V}{D} \quad (2.4)$$

onde os coeficientes

$$K_1 = K_1 (A_R, R_e) \text{ e } K_2 = K_2 (A_R, R_e)$$

determinam as condições intermediárias, incluindo-se a dissipação de energia por turbulência.

Passando da análise diferencial para a integral, segundo áreas A e A_0 , e coeficientes de Coriolis α e α_0 , nas superfícies de controle a montante e no centro da válvula, pela aplicação da continuidade tem-se:

$$p - p_0 = \frac{K_3 \rho V^2}{2} \left[\alpha_0 \left(\frac{A}{A_0} \right)^2 - \alpha \right] + \frac{K_4 \lambda \mu V}{D}$$

onde:

$$K_3 = K_3 (A_R, R_e, \alpha_0, \alpha) \text{ e } K_4 = K_4 (A_R, R_e, \alpha_0, \alpha)$$

rearranjando para $\Delta p = p - p_0$:

$$\frac{2\Delta p}{\rho} = K_3 V^2 \left[\alpha_0 \left(\frac{A}{A_0} \right)^2 - \alpha \right] + 2K_4 \frac{\mu}{\rho V D} \lambda V^2$$

Aplicando nessa equação o número de Reynolds:

$$\frac{2\Delta p}{\rho} + V^2 = V^2 \left[K_3 \alpha_0 \left(\frac{A}{A_0} \right)^2 + K_4 \frac{2\lambda}{R_e} - K_3 \alpha + 1 \right]$$

fazendo:

$$K = K_3 \alpha_0 \left(\frac{A}{A_0} \right)^2 + K_4 \frac{2\lambda}{R_e} - K_3 \alpha + 1$$

e notando que

$$K = (A_R, R_e, \alpha_0, \alpha) \quad (2.5)$$

,tem-se uma relação entre os parâmetros que descrevem o estado de escoamento (Δp e V), baseada num fator dependente da abertura reduzida, número de Reynolds e coeficientes de Coriolis nas superfícies de controle permeáveis.

O fator K reúne os efeitos de inércia e viscosidade no escoamento pela válvula, ou descreve o seu desempenho hidráulico. Assim:

$$K = \frac{\frac{2\Delta p}{\rho} + V^2}{V^2} \quad (2.6)$$

Os limites desse fator são o infinito, quando tende-se ao fechamento total; e a unidade, tendendo-se à abertura total.

Invertendo-se o fator K para obter-se um limite nulo, e extraíndo a raiz quadrada para um comportamento linear com a velocidade, chega-se a:

$$k_d = \frac{V}{\sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho} + V^2}} \quad (2.7)$$

A este fator k_d denominaremos "coeficiente de desempenho", por relacionar as características básicas do estado de escoamento da válvula.

Da expressão 2.5 tem-se:

$$k_d = k_d (A_R, R_e, \alpha_0, \alpha) \quad (2.8)$$

Em princípio, são requeridos ensaios para a determinação do coeficiente de desempenho. Porém, realizando-os em secções de escoamento uniforme, simplifica-se a função de 2.8.

Tullis, 1982, p.219, utiliza um coeficiente na forma da equação 2.7, o qual denomina de "coeficiente de vazão". Tal denominação consideramos inadequada, pois na Mecânica dos Fluídos está formado um conceito de coeficiente de vazão em termos distintos da equação 2.7.

Também E. Miller, 1969, p.356, emprega um "fator de escoamento", com a mesma forma de 2.7, denominação por demais genérica.

Ambos os autores fazem a apresentação do parâmetro sem preocuparem-se com a sua caracterização, apenas interessados nos seus limites convenientes.

A relação entre os coeficientes de desempenho e de perda singular é imediata:

$$k_d = \frac{1}{\sqrt{k_v + 1}} \quad (2.10)$$

Em termos de coeficiente de perda singular, uma válvula ideal deve apresentar um valor nulo do coeficiente na abertura total, correspondendo a um valor unitário do coeficiente de desempenho.

Com o teor deste item, essa válvula ideal deve também apresentar uma variação linear do coeficiente de desempenho para:

$$0 \leq k_d \leq 1$$

, de modo à vazão através da válvula ser variada proporcionalmente à sua abertura, ou, para o regime de turbulência completa:

$$k_d = A_R \quad (2.11)$$

Para essa válvula ideal, da equação 2.10, a expressão do coeficiente de perda deve ser:

$$k_V = \frac{1}{A_R^2} - 1 \quad (2.12)$$

2.2.1. Valores do Coeficiente de Desempenho

Tendo em base a equação 2.10 e com os dados do coeficiente de perda singular do item 2.1.1, traçamos curvas do coeficiente de desempenho em função da abertura reduzida. Da figura 2.16 à 2.30, tem-se curvas para as válvulas:

- de gaveta, e suas variantes, válvula guilhotina e de passagem plena

- globo, e suas variantes, válvula angular, em ipsilon, de sede dupla

- de esfera

- de borboleta

- de diafragma

- tubular

- dispersora de cone fixo (Howell-Bunger)

- Monovar

- Polyjet

- Koval

Uma análise das curvas apresentadas resulta

em:

- a válvula globo de sede dupla tem o pior coe
ficiente de desempenho entre as apresentadas.

A sua reduzida característica para alterar va
zão deve-se à turbulência causada na abertura total ser tão ele
vada que alterações do obturador pouco a influenciam.

- as válvulas de gaveta apresentam um comportamen
to bem aproximado ao ideal, enquanto que as de esfera e bor
boleta têm um comportamento parabólico.

A variação de abertura nessas duas últimas vál
vulas ocorre de forma mais acentuada no final do fechamento.

- as válvulas globo, diafragma, dispersora de
cone fixo e Polyjet tem comportamento em forma de arco de cir
cunferência, com valores do coeficiente em torno de 0,5, na abertura máxima.

Pela sua geometria, tais válvulas quando total
mente abertas causam elevadas restrições ao escoamento, com a
ocorrência de alterações de vazão a partir de condições de aber
tura que proporcionem significativos acréscimos de turbulência.

- a válvula tubular e Monovar podem ser imagi
nadas como intermediárias entre as válvulas de gaveta e as mul
tijatos anteriores.

Elas se configuram como causadoras de elevado
nível de turbulência na abertura total, porém, variando-a em to
da a faixa de operação.

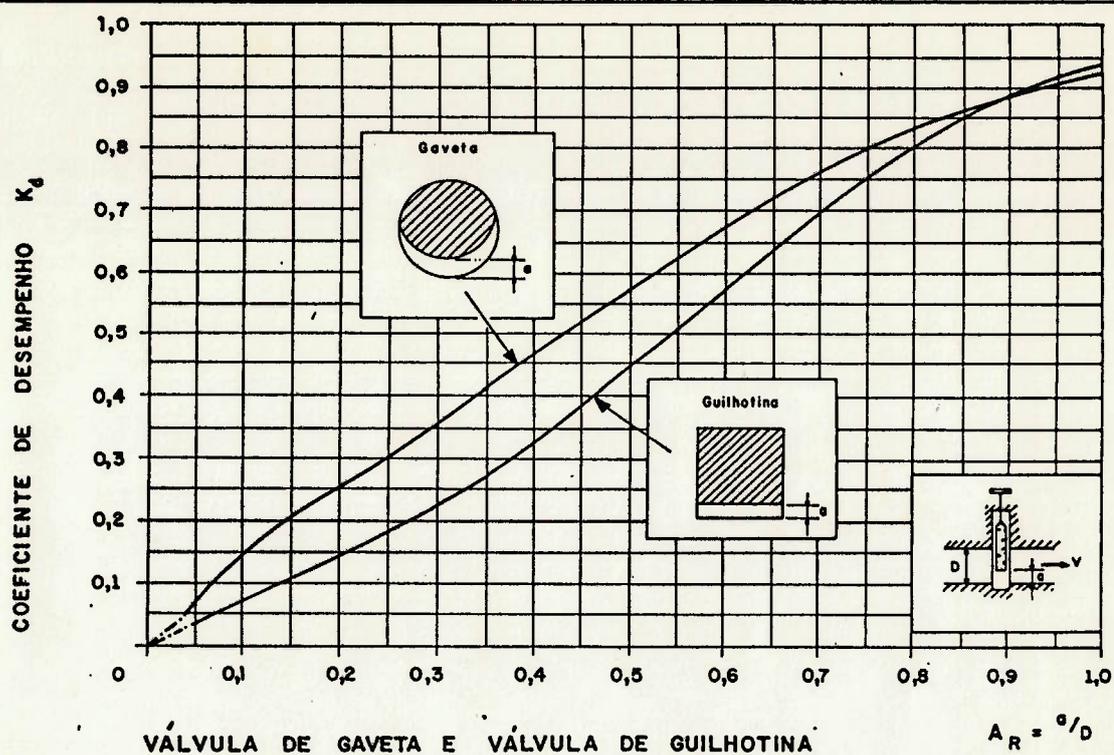


FIGURA 2.16

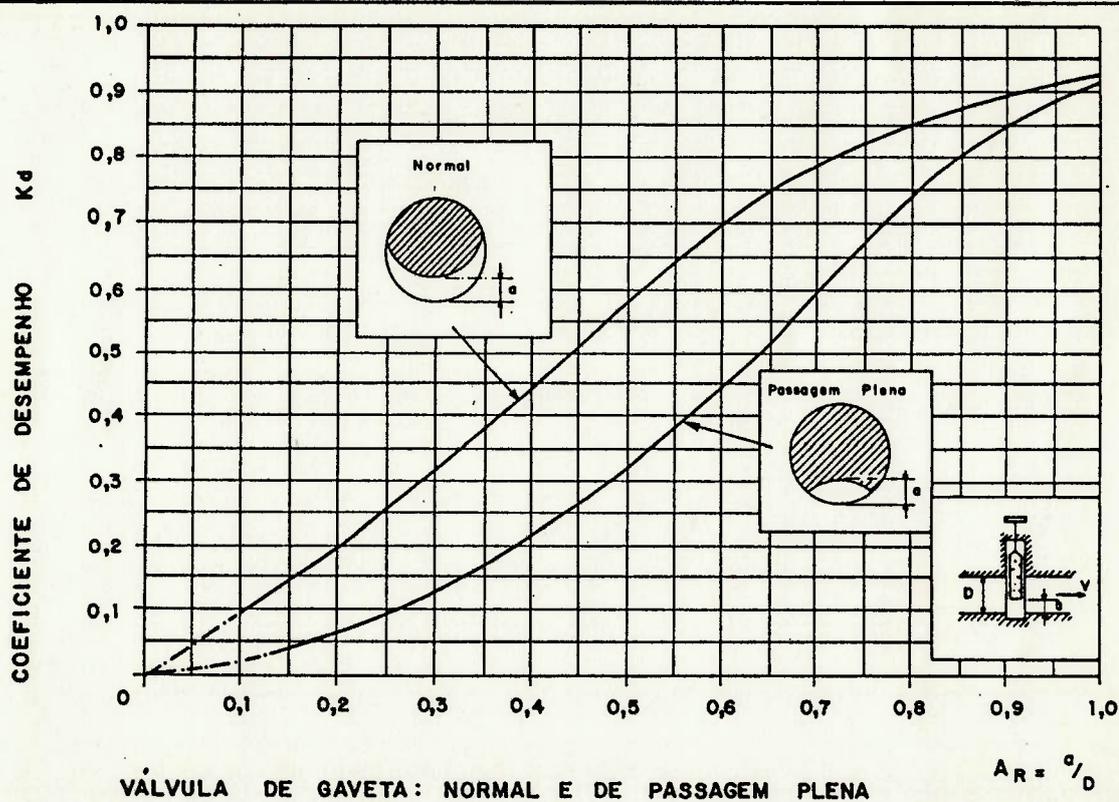


FIGURA 2.17

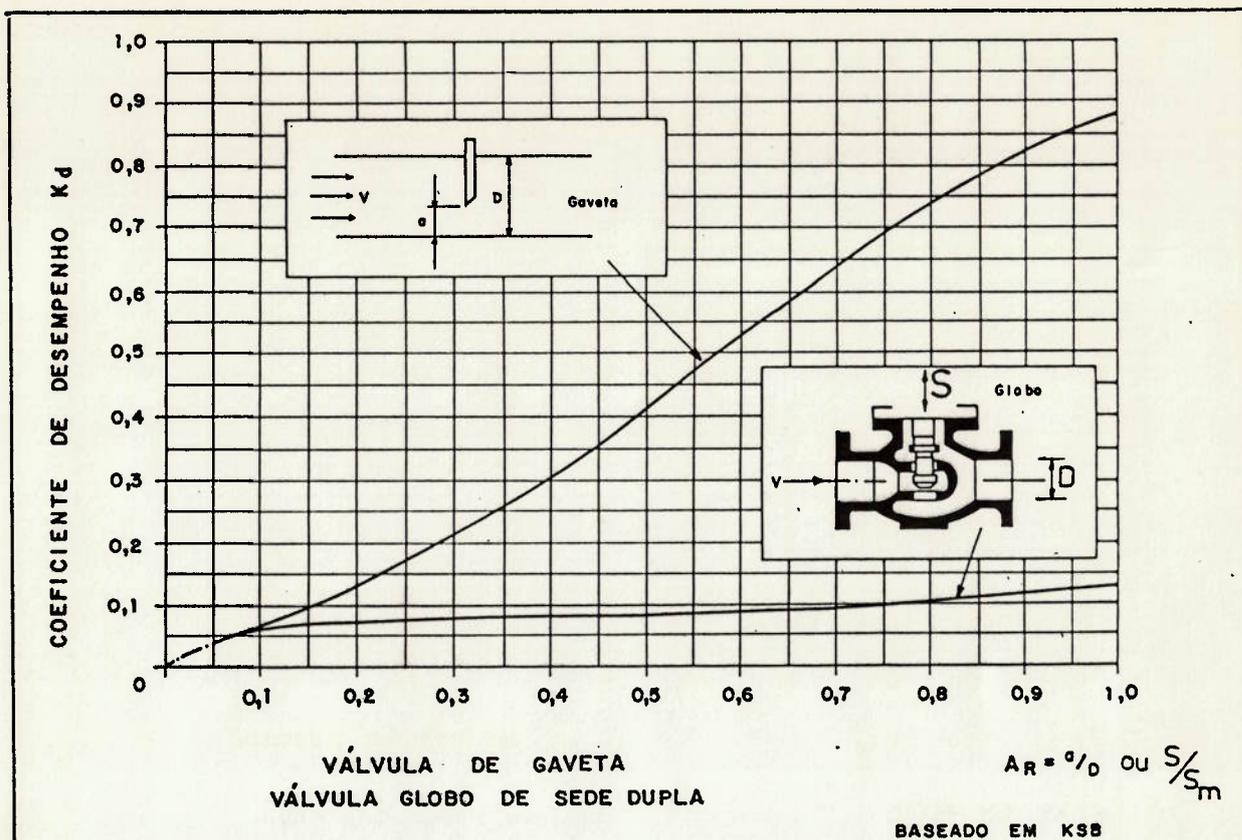


FIGURA 2.18

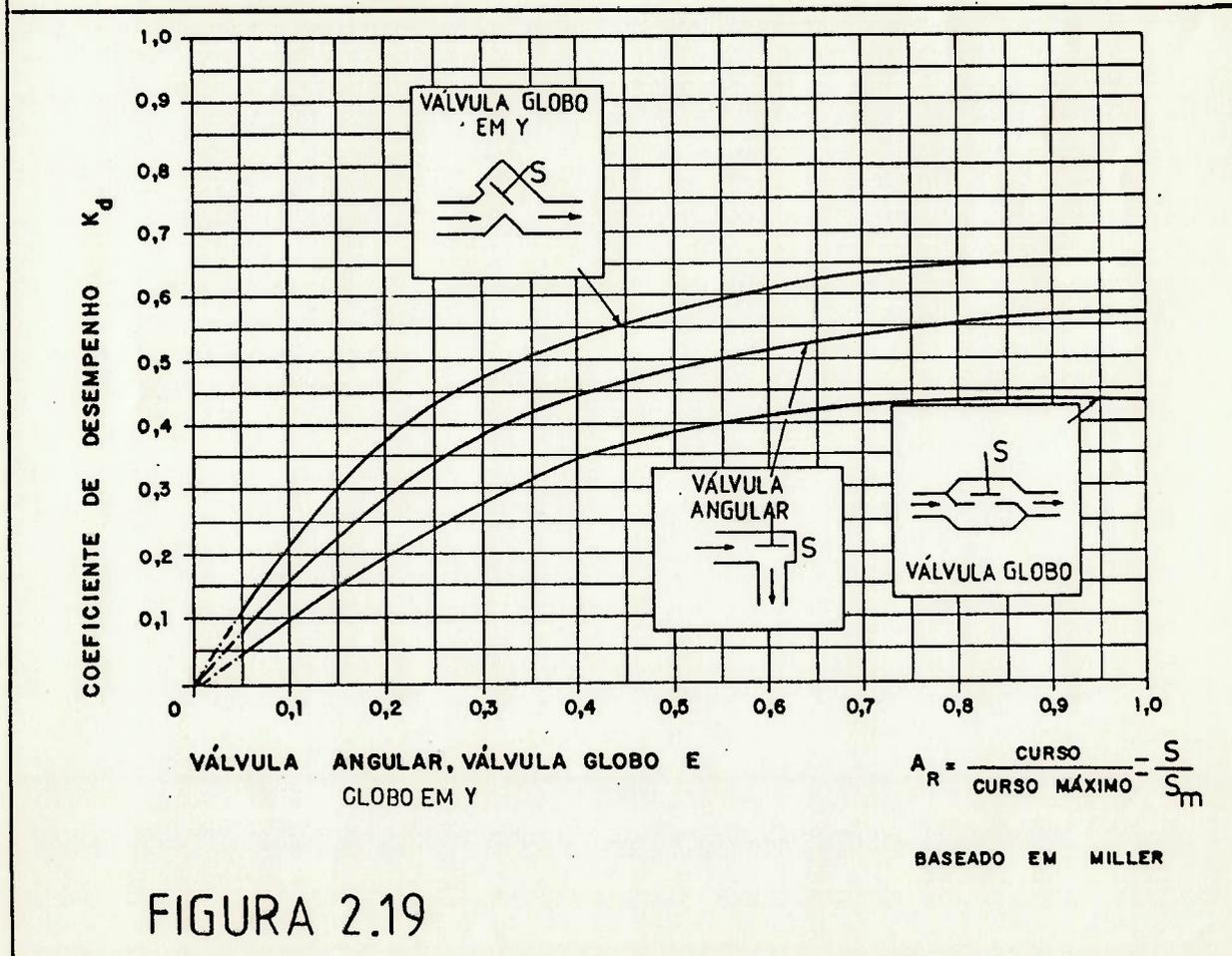
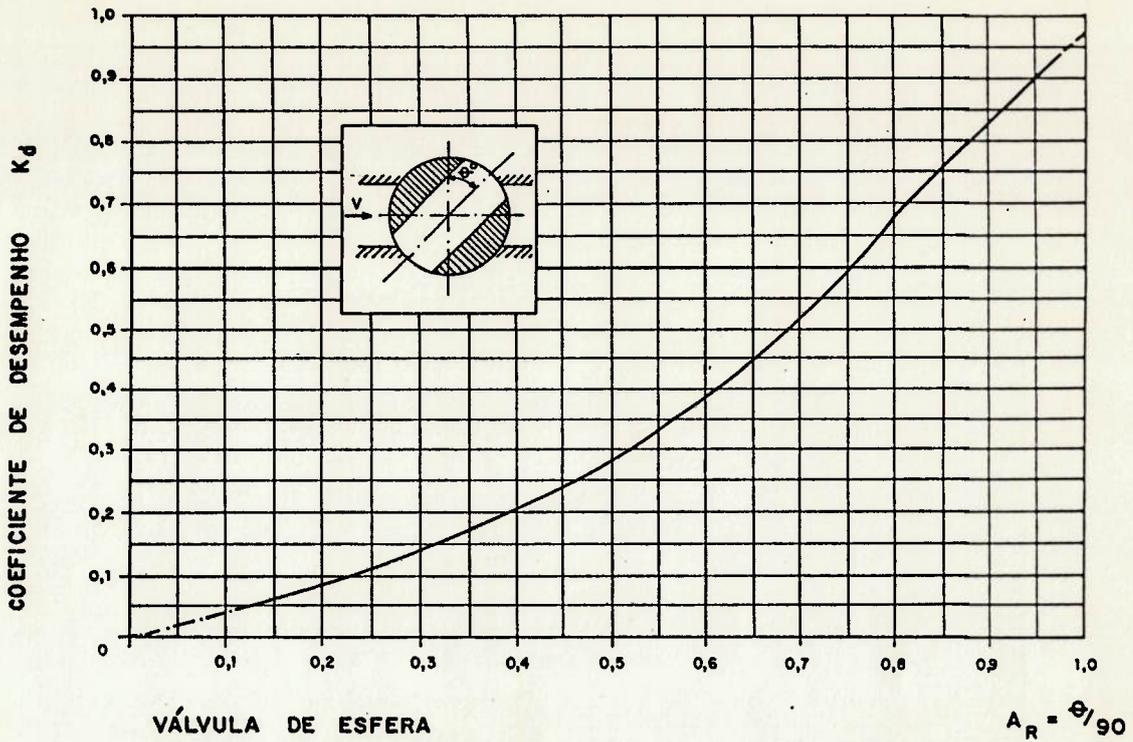
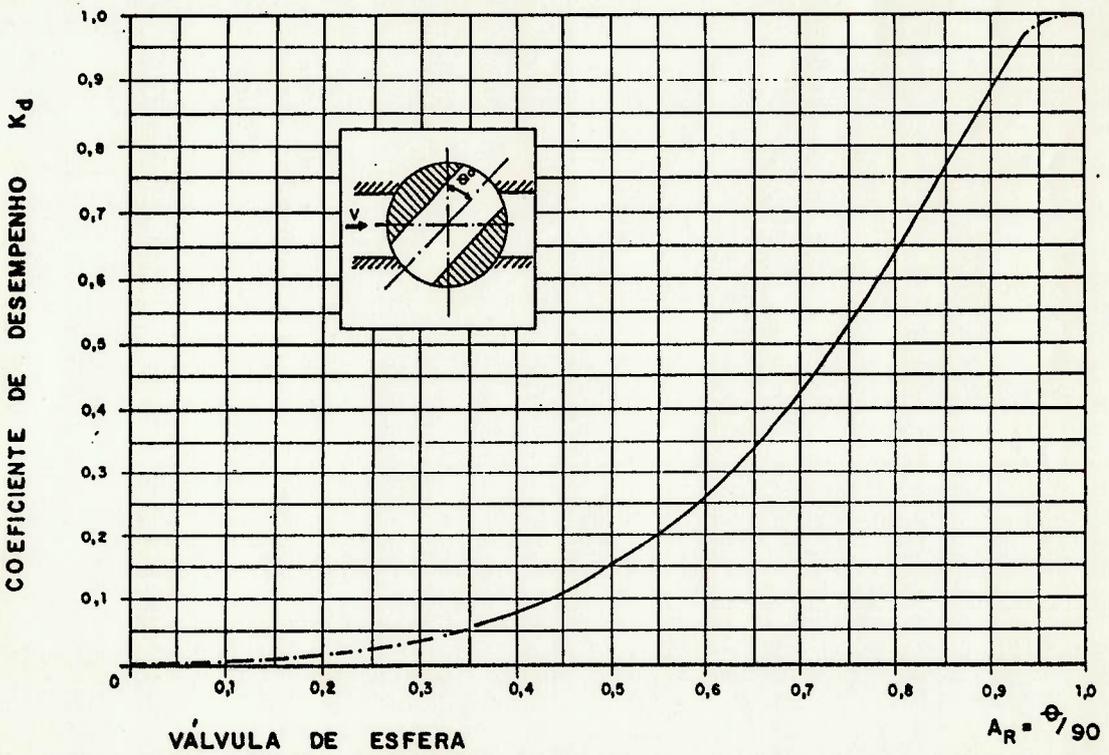


FIGURA 2.19



BASEADO EM MILLER

FIGURA 2.20



BASEADO EM LEVIN

FIGURA 2.21

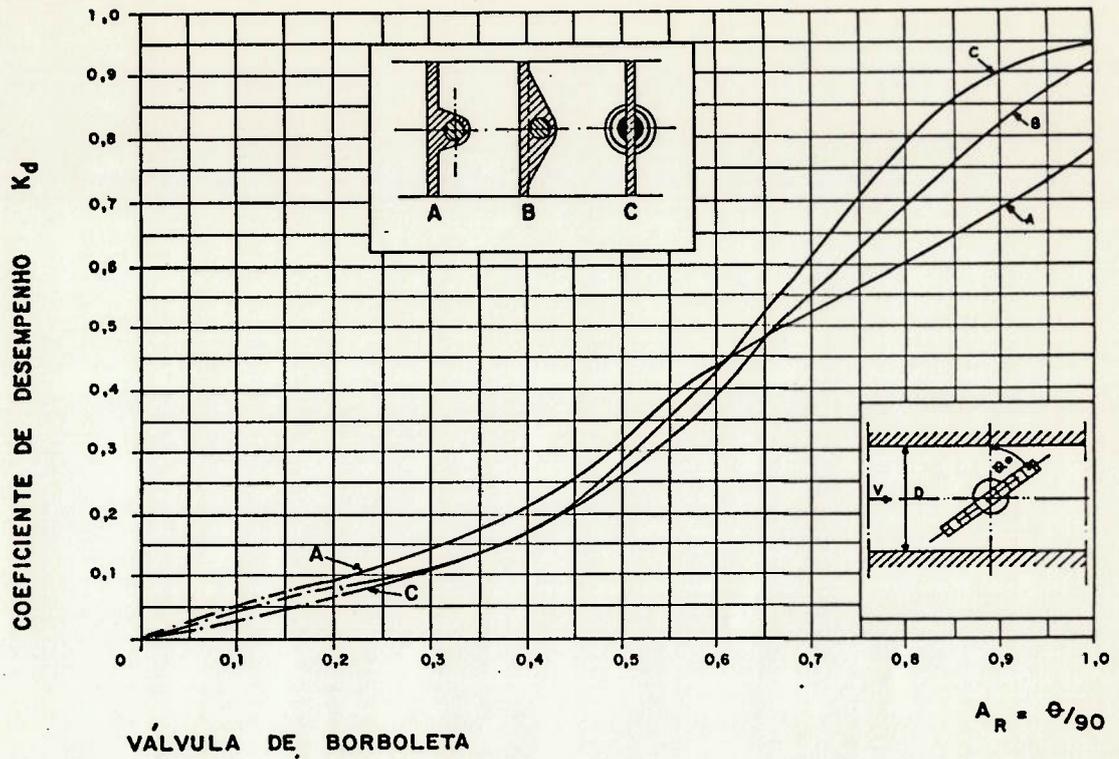


FIGURA 2.22

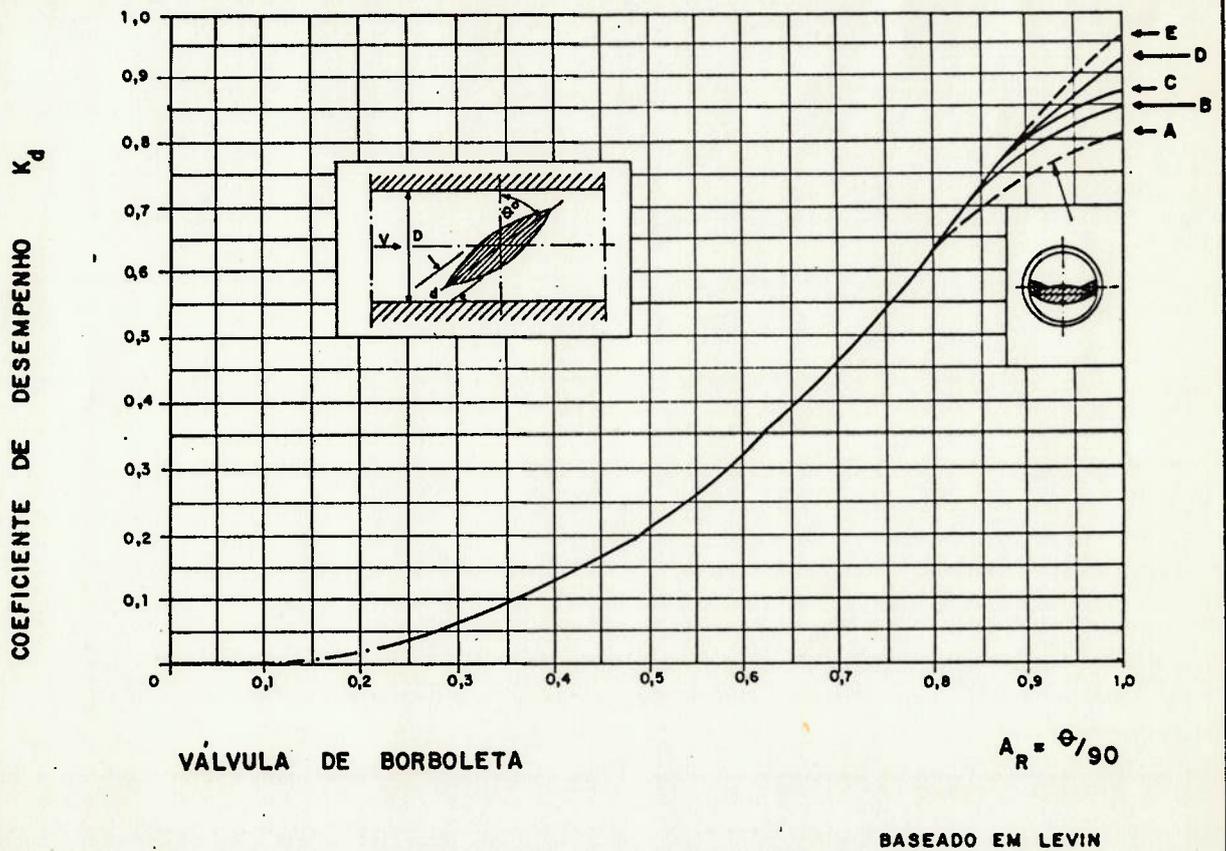
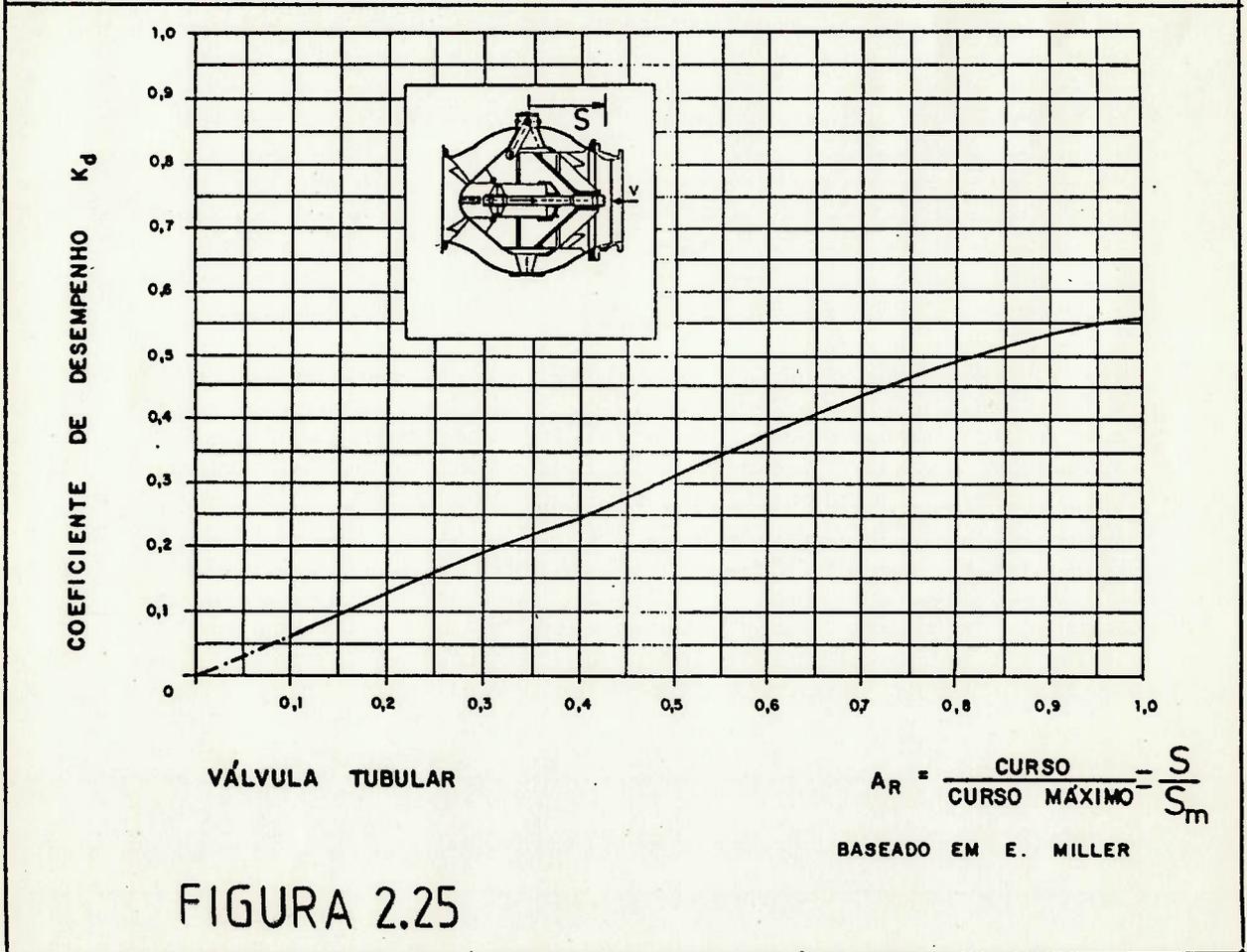
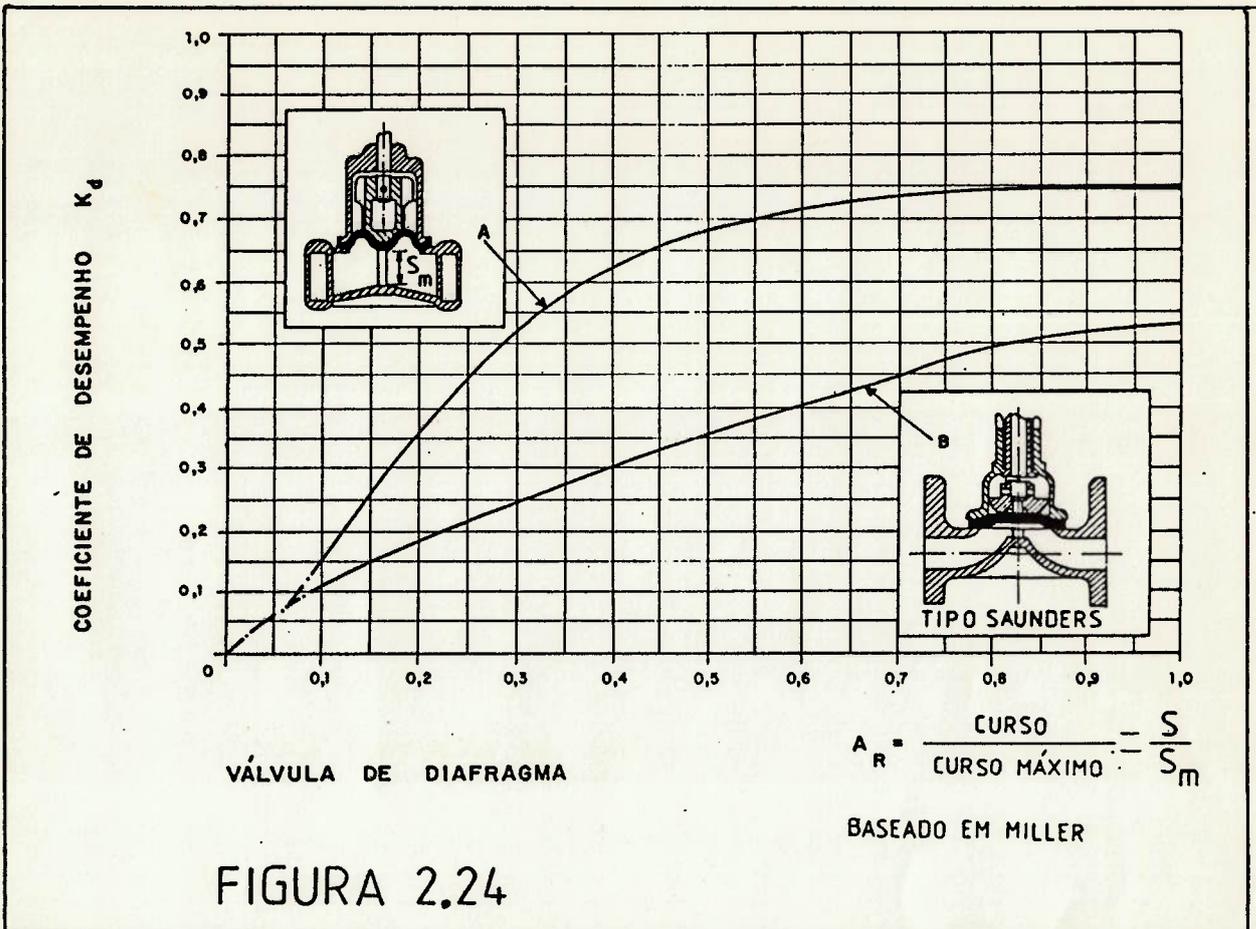


FIGURA 2.23



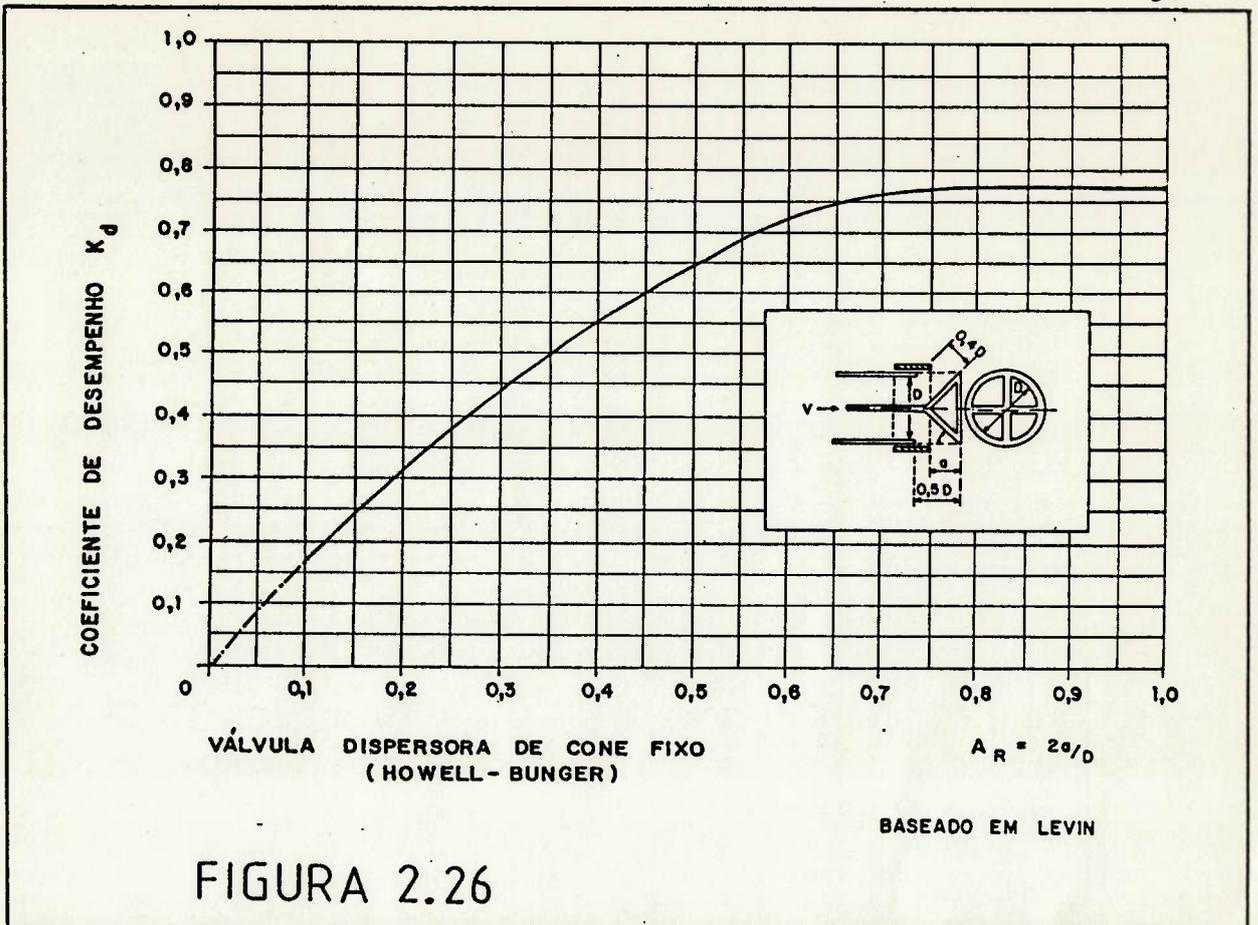


FIGURA 2.26

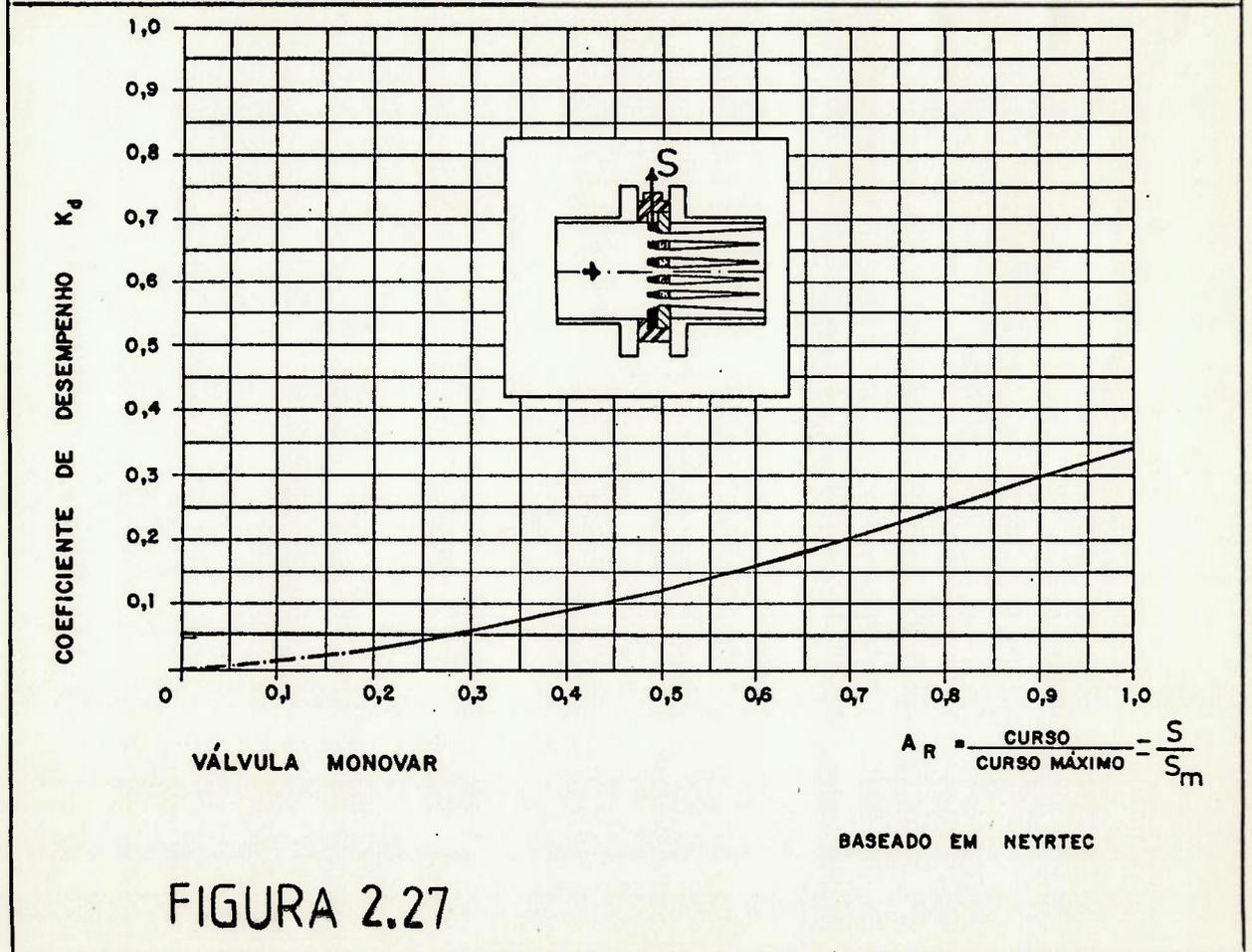


FIGURA 2.27

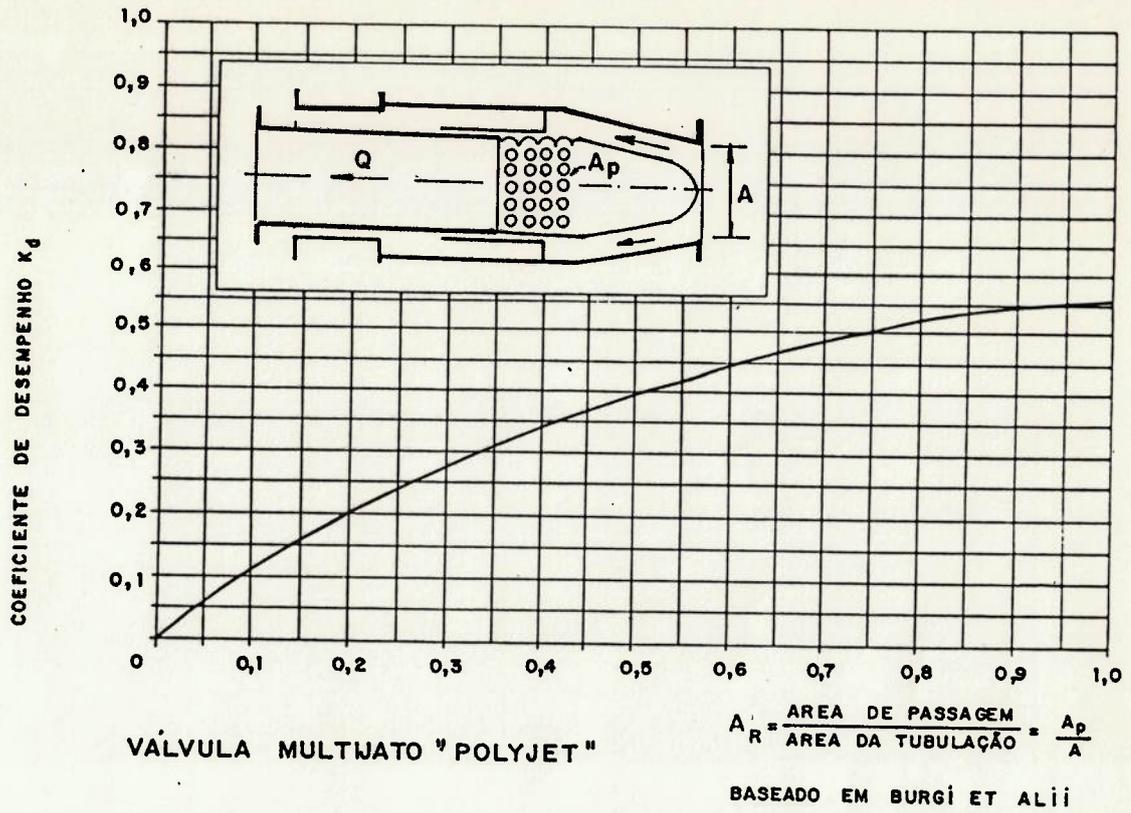


FIGURA 2.28

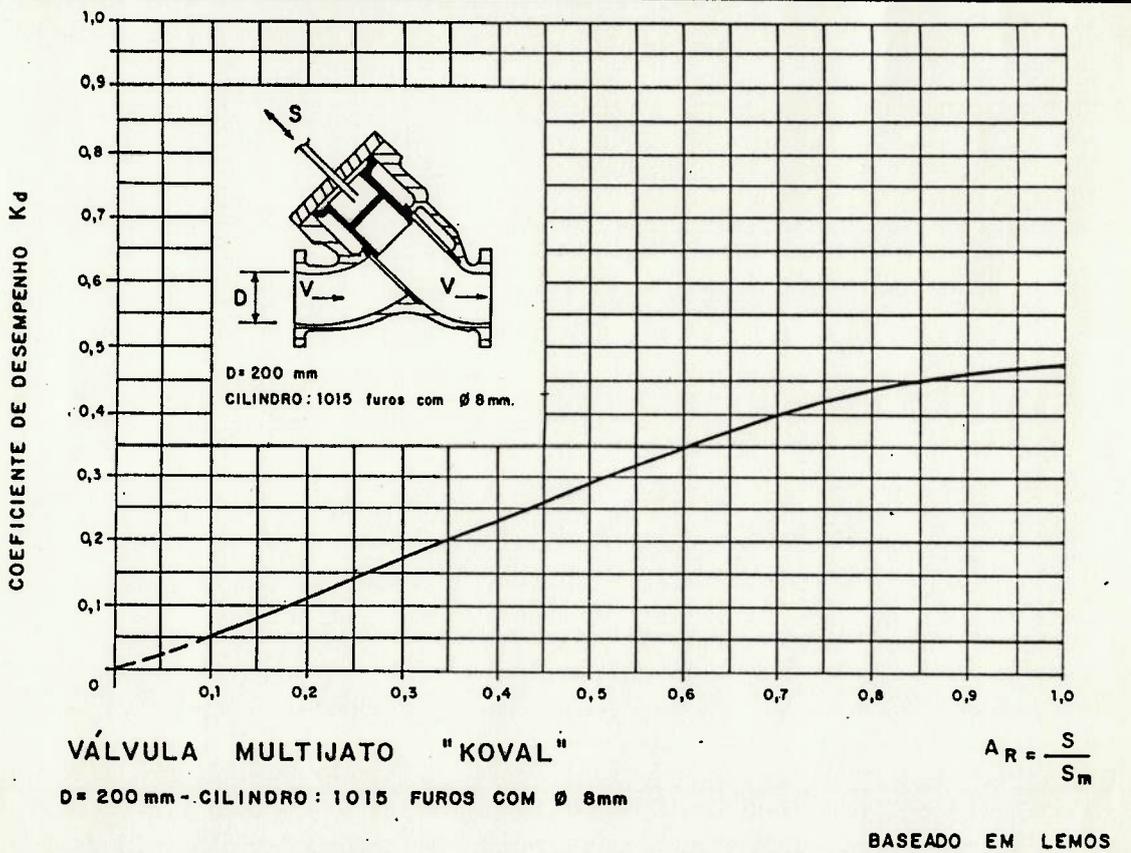


FIGURA 2.29

2.3. Comentários

Com este segundo capítulo, pretendeu-se satisfazer os objetivos de reunir informações práticas a respeito da influência de válvulas isoladas em escoamentos, segundo o coeficiente de perda singular, bem como identificar um parâmetro para a caracterização do desempenho de válvulas, na figura do coeficiente de desempenho.

CAPÍTULO III

PARÂMETROS OPERACIONAIS EM VÁLVULAS

No presente capítulo serão tratados alguns aspectos do comportamento operacional em válvulas de regulagem, lembrando que eles são estabelecidos segundo regimes quase-estáticos.

Para facilitar a generalização da análise do escoamento, ao invés de trabalharmos com a grandeza vazão referente a cada posição do obturador, faremos uso da relação entre a vazão numa dada abertura e a máxima vazão real possível, a ser denominada de vazão reduzida (Q_R):

$$Q_R = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (3.1)$$

A razão entre a vazão genérica e a vazão teórica no escoamento com válvula ideal totalmente aberta será chamada de "vazão reduzida teórica" (Q_{R_T})

$$Q_{R_T} = \frac{Q}{Q_T} \quad (3.2)$$

3.1. Características de Regulagem de uma Válvula

Neste item são mencionados alguns conceitos sobre regulagem de válvulas, cujo uso é corrente na Técnica de Instrumentação e Controle, os quais pretendemos usar como apoio.

A característica de regulagem de uma válvula é entendida como a resposta do escoamento às variações de posição do obturador. A sua representação gráfica é a curva característica, realizada de modo conveniente pelo traçado da curva de vazão reduzida em função da abertura reduzida, exemplificado na figura 3.1 (Wing Jr., 1957, p.10-77; Askland Jr., 1982, p.225).

Para cada posição do obturador, ocorrendo uma diferença constante de carga entre montante e jusante, a característica resultante é denominada de característica inerente (Wing Jr., 1957, p.10-77; Askland Jr., 1982, p.226). Além de ensaios de laboratório, raramente é verificada essa condição de carga para vazão variável em válvulas. Nesses termos, em casos onde a carga disponível no sistema é constante ou de comportamento especificado, não haveria uma interação entre a válvula e o conduto. Segue que a característica inerente representa o comportamento da válvula isolada do conduto.

Havendo interação entre válvula e conduto, a característica de regulagem é chamada de característica efetiva, a qual dependerá não só do projeto da válvula, e sim do sistema como um todo (Wing Jr., 1957, p.10-83; Askland Jr., 1982, p.226).

3.1.1. Tipos de Características Inerentes e Efetiva

Algumas configurações geométricas da curva característica, tanto inerente como efetiva, são merecedoras de atenção particular, as quais são denominadas de linear, igual por centagem, abertura rápida e raiz quadrada, representadas na Figura 3.1. (Wing Jr., 1957, p.10-79 a 10-83; Askland Jr., 1982, p.225).

As características dessa figura são verificadas para todo o curso do obturador. Porém, dependendo do projeto da válvula, podem ocorrer apenas para alguns trechos do curso do obturador, onde:

$$Q_{R_I} < Q_R < Q_{R_S} \quad (3.3)$$

, com o índice "I" significando inferior, e o índice "S", superior.

Fora dessa eventual faixa, a válvula apresentará um comportamento genérico, de modo a passar pelos pontos (1,1) e (0,0) da curva característica.

A característica linear apresenta variações de vazão diretamente proporcionais às variações do curso do obturador:

$$Q_R = aA_R \quad (3.4)$$

, dentro da condição 3.3, e sendo a uma constante.

A característica linear da figura 3.1 ocorre, obviamente, para a constante unitária. Para outros valores, uma parte da curva característica apresentará um comportamento distinto.

Uma válvula com característica de igual porcentagem apresenta, para aberturas reduzidas igualmente espaçadas, uma mesma diferença porcentagem da vazão reduzida entre dois extremos consecutivos. Por exemplo:

A_R	0,50	0,60	0,70
Q_R	0,20	0,30	0,45
$\Delta Q\%$	/ / / /	50	50

Assim, para mesmas variações no curso do obturador, as alterações de vazão são relativamente maiores próximo de $A_R = 1$ do que de $A_R = 0$.

A expressão matemática dessa característica, exceptuando a origem, é:

$$Q_R = a C^{bA_R} \quad (3.5)$$

, onde a e b são constantes, mantida a condição 3.3.

Característica de abertura rápida significa grande variação de vazão para pequenos movimentos do obturador logo

após a abertura. Movimentos subsequentes têm pouco significado prático.

Também existe uma família de curvas características de abertura rápida, porém, não há como expressá-las em termos matemáticos simples. Uma peculiaridade desse comportamento é uma curva quase linear na faixa de aberturas onde se verificam maiores variações de vazão.

Característica ~~x~~ tipo raiz quadrada exprime uma vazão reduzida proporcional à raiz quadrada da abertura reduzida:

$$Q_R = a \sqrt{A_R} \quad (3.6)$$

, sendo a uma constante, e a expressão deve satisfazer a condição 3.3.

3.2. Determinação de Característica Efetiva a partir de Característica Inerente

As informações sobre a característica de regulação de válvulas são disponíveis, usualmente, em termos da característica inerente, como é exemplificado na figura 3.2.

Na aplicação de válvula para regulação de vazão, o interesse primordial é a característica efetiva. Assim, a partir da característica inerente disponível, deve-se associar

as peculiaridades do sistema, para chegar-se à característica efetiva. Na sequência, será mostrado um exemplo básico demonstrativo de tal situação.

A figura 3.3 esquematiza a curva característica de uma bomba centrífuga, a qual fornece carga a um sistema composto por um conduto e válvula. Também é mostrada a curva de dissipação de conduto. Verifica-se que, a cada abertura da válvula, deve corresponder uma única curva de característica inerente da válvula, pois cada uma dessas curvas corresponde a uma diferença de carga constante nos extremos da válvula.

Considere-se uma válvula de característica inerente linear, cujas curvas são representadas na figura 3.4. Na manobra da válvula, o sistema operará apenas num ponto de cada uma dessas curvas, aquele correspondente à abertura da válvula que proporciona a vazão do sistema. À medida que cresce a abertura, menores são os valores de carga dissipada pela válvula, correspondendo a curvas de característica inerente cada vez menos inclinadas. As variações de vazão no sistema resultam em comportamento não linear com a abertura. À uma característica inerente linear, corresponde uma característica efetiva de abertura rápida.

Com o mesmo procedimento é possível verificar que uma característica inerente de igual porcentagem resulta em efetiva linear; ou que, à característica inerente de abertura rápida resulta numa efetiva mais rápida ainda.

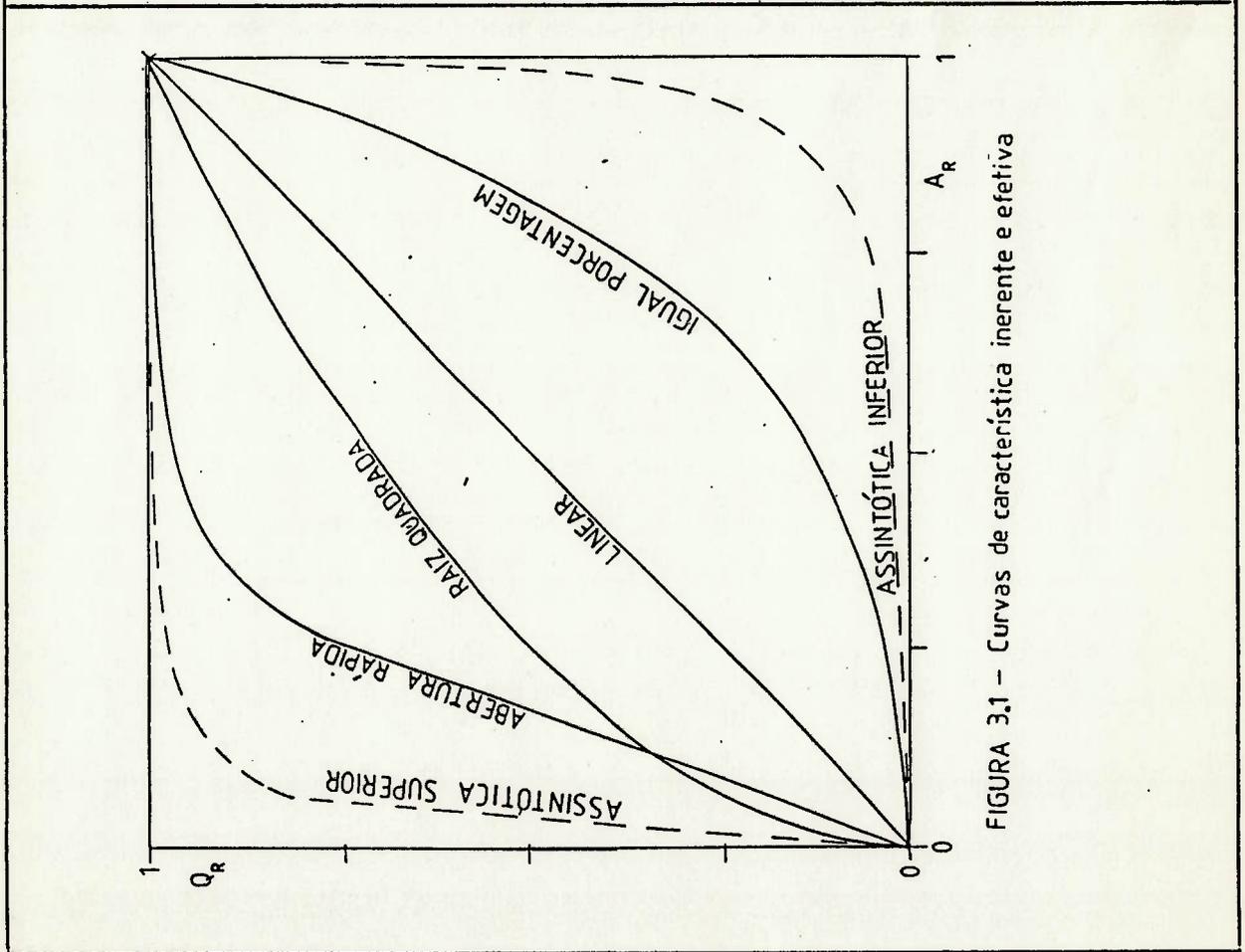


FIGURA 3.1 - Curvas de característica inerente e efetiva

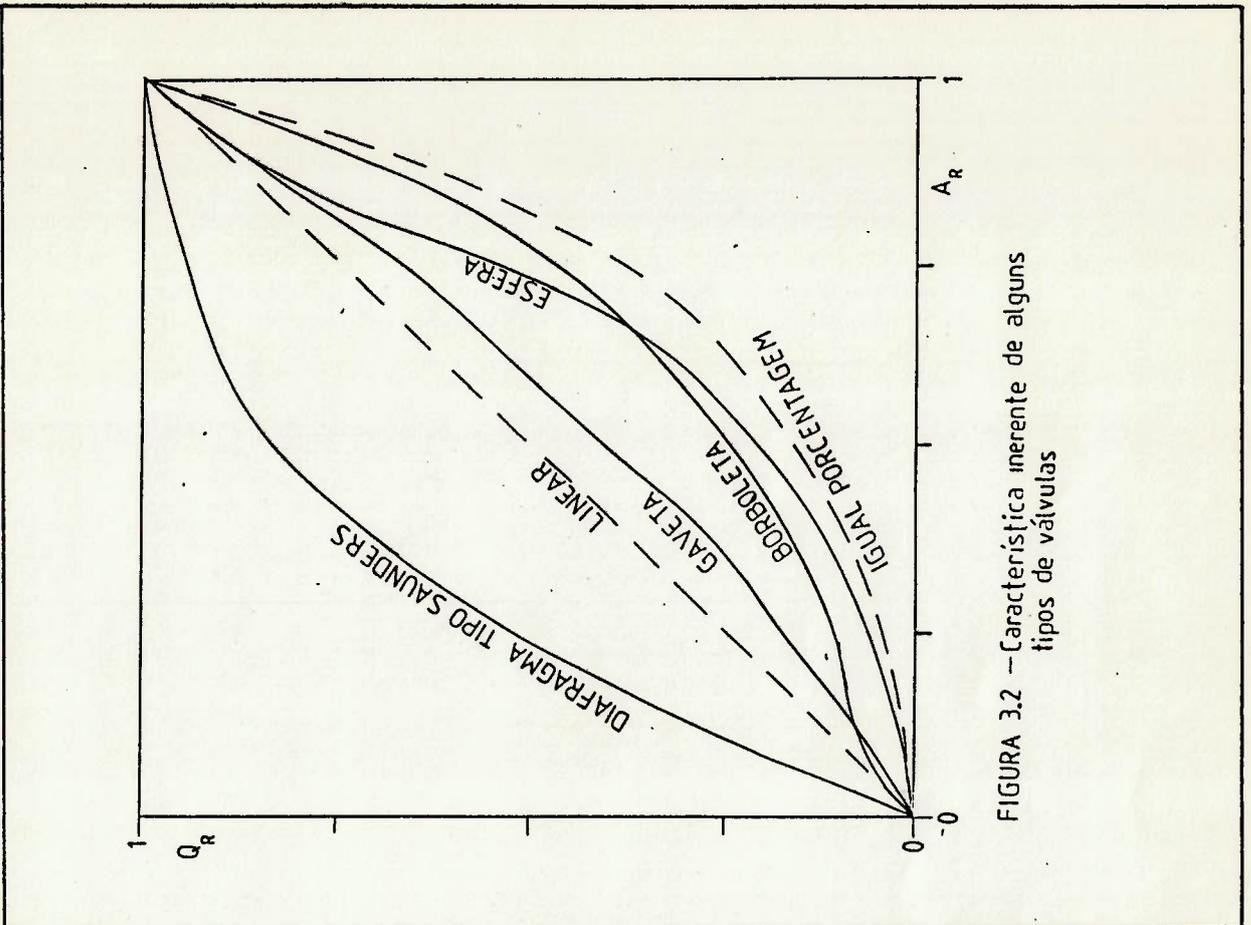


FIGURA 3.2 - Característica inerente de alguns tipos de válvulas

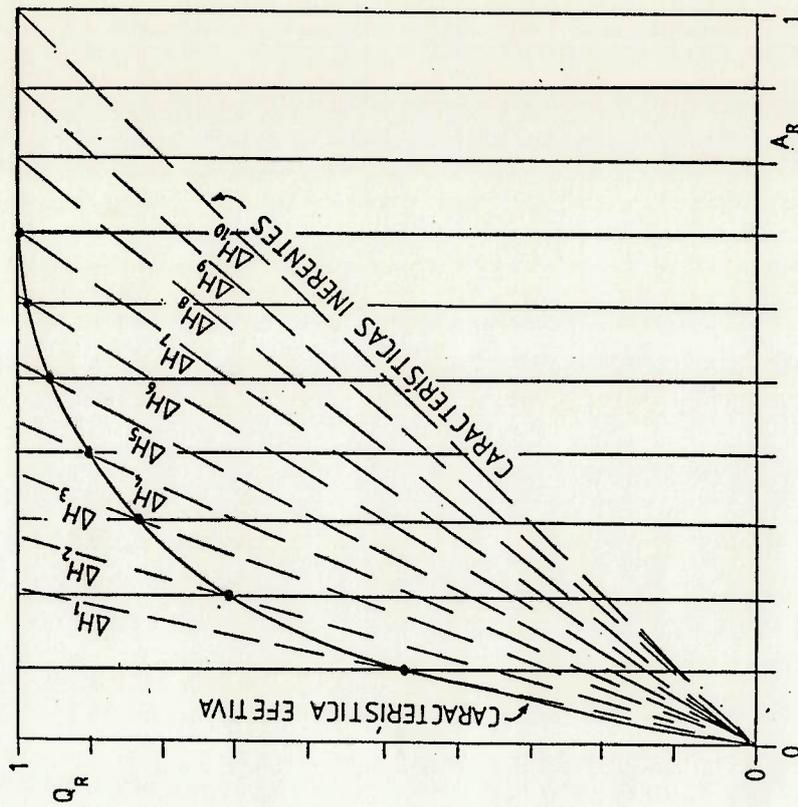


FIGURA 3.4 - Transposição de característica inerente linear para efetiva de abertura rápida na operação de válvula

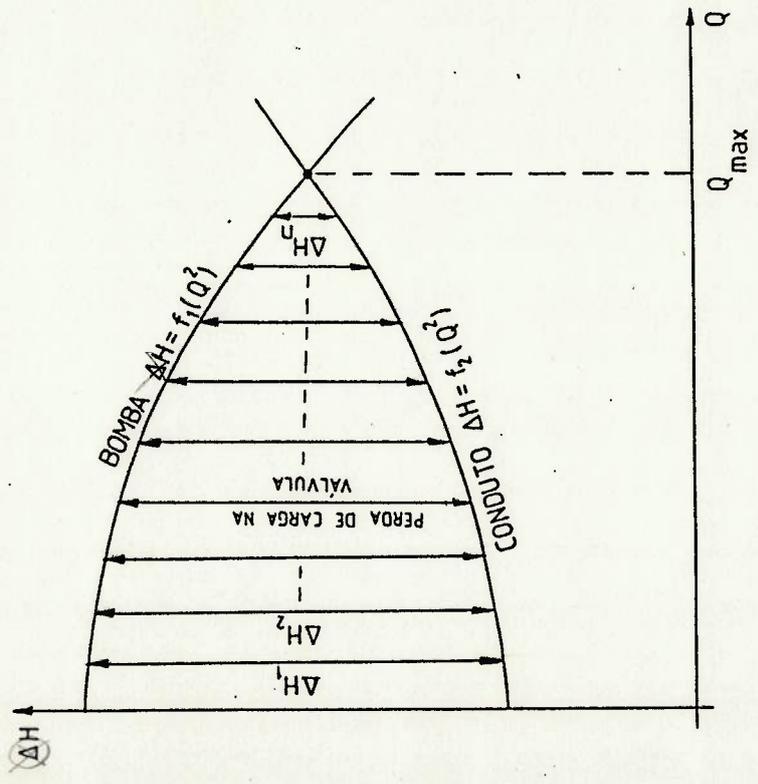


FIGURA 3.3 - Ação de válvula em sistema

Ressalte-se que os resultados mencionados não podem ser generalizados para qualquer sistema.

3.3. Comentários

A definição de parâmetros e o estudo das características inerentes e efetivas de regulação teve como objetivo distinguir o comportamento de válvulas em operação, tanto segundo as múltiplas configurações encontráveis de sistemas, como também entre vários tipos aplicáveis a um mesmo sistema.

O exemplo simples apresentado no item 3.2 revela o nível elevado de trabalho para obter-se a característica efetiva de regulação da válvula. Além disso, apesar de seu caráter restrito, nota-se que uma válvula operando em sistemas fluidodinâmicos pode ter sua característica inerente totalmente distinta da efetiva, apoiando, de certo modo, a tese de as válvulas serem elementos indissociáveis dos condutos na análise de sistemas.

No próximo capítulo serão propostos três diagramas generalizados, visando não só a determinação imediata da característica inerente, como ampliar o estudo do comportamento da válvula no sistema.

CAPÍTULO IV

COMPORTAMENTO DA VÁLVULA NO SISTEMA

O presente capítulo é resultado de nossa análise pessoal a respeito do emprego de válvulas para o controle de vazão em sistemas hidráulicos, e sobre o qual não verificamos paralelo na bibliografia. Constituiu-se, assim, numa nova proposta para o estudo do tema.

No segundo capítulo, dois parâmetros foram utilizados para descrever o comportamento hidráulico da válvula, independente do sistema. No terceiro capítulo, mencionou-se alguns conceitos para a análise do comportamento operacional da válvula, tendo por base o comportamento da válvula isolada do sistema. A proposta deste capítulo é estabelecer uma reunião desses enfoques para chegar-se a um estudo do comportamento da válvula em sistemas.

Proporemos três diagramas reunindo curvas representativas do comportamento da válvula no sistema, com um deles agrupando curvas equivalentes às de características efetiva, com a vantagem de determinação mais simples e conceito de maior amplitude.

Com esses diagramas pretendemos provar a tese que a seleção de válvulas para um dado sistema, visando obter características específicas de operação, deverá ser efetuado considerando-se a válvula associada ao conduto.

Nesses diagramas a serem propostos, são representados fatores englobando conjuntos de parâmetros de uso corrente em Mecânica dos Fluidos. Para evitar menções, até mesmo demasiado longas, para identificar esses conjuntos por intermédio de seus componentes, apresentaremos inicialmente uma identificação para tais fatores.

4.1. Fator de Perda de Carga do Sistema

Dos estudos sobre perda de carga, tem-se que a vazão num sistema, definida uma carga disponível, depende de três fatores básicos:

- o fator $\frac{fL}{D}$, medida da perda de carga distribuída no conduto.
- um fator correspondente à somatória de todos os coeficientes de perda singular, excluído o coeficiente de perda da válvula, a ser chamada de K_S .
- o fator k_V , coeficiente de perda de carga singular na válvula.

Fixada a geometria do conduto, os fatores $\frac{fL}{D}$ e K_S apenas são alteráveis pela influência do número de Reynolds. Den

tro do nosso campo de estudo (regime de turbulência completa), é lícito supô-los constantes.

A somatória dos termos constantes representativos da perda de carga no sistema daremos o nome de "fator de perda de carga do sistema", ou resumidamente, "fator de perda" (F_p):

$$F_p = f \frac{L}{D} + K_S \quad (4.1)$$

Da equação da energia, a vazão no sistema resulta:

$$Q = A \sqrt{\frac{2gh}{F_p + k_v}} \quad (4.2)$$

4.2. Fator de Limitação

A equação de Torricelli determina a vazão teórica no escoamento (Q_T):

$$Q_T = A \sqrt{2gh}$$

, onde tanto a válvula como o conduto são tidos como ideais.

Paralelamente, se apenas a válvula fosse ideal, na abertura total, o seu coeficiente de perda seria nulo, tendo-se no sistema um limite superior de vazão (Q_L). Fazendo-se $k_v = 0$ na equação 4.2:

$$Q_L = A \sqrt{\frac{2gh}{F_p}} \quad (4.3)$$

À razão entre a vazão real e a vazão limite do sistema (Q_L) daremos o nome de "fator de limitação":

$$F_L = \frac{Q}{Q_L} \quad (4.4)$$

Com as equações 4.2 e 4.3 chega-se:

$$F_L = \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{K_V}{F_p}}} \quad (4.5)$$

, indicando que, quanto maior for o coeficiente de perda singular na válvula totalmente aberta, mais a vazão real máxima se afasta da vazão ideal. Como resultado, a representação gráfica desse coeficiente em função da abertura significará um limite que jamais será ultrapassado pela válvula.

Por outro lado, o uso da equação 4.5 é estendível a qualquer abertura da válvula, configurando um parâmetro representativo da dissipação de carga através da válvula: o fator de limitação resulta no quociente da vazão verificada numa abertura da válvula por aquela vazão que ocorreria caso a válvula não dissipasse carga.

4.3. Relação entre Vazão Reduzida e Fator de Perda

Indicando o coeficiente de perda da válvula na abertura total por k_V^* , a vazão máxima no sistema é:

$$Q_{\max} = \Lambda \sqrt{\frac{2gh}{F_p + k_V^*}} \quad (4.6)$$

A vazão reduzida será a relação entre as equações 4.2 e 4.6:

$$Q_R = \sqrt{\frac{F_p + k_V^*}{F_p + k_V}} \quad (4.7)$$

4.4. Diagramas Generalizados para Válvula e Conduto

Com base nas definições e considerações estabelecidas neste e nos capítulos precedentes, apresentamos a seguir três diagramas reunindo curvas representativas do comportamento da válvula no sistema.

4.4.1. Diagrama Generalizado de Operação

A regulação de vazão por válvulas é entendível como a conjugação das mudanças na área de passagem do escoamento e da perda de carga nos condutos, podendo esta ser medida pelo fator de perda e aquela, pela abertura reduzida. Assim, a reunião da vazão reduzida, abertura reduzida e fator de perda é capaz de descrever a operação da válvula.

À representação gráfica da vazão reduzida em função da abertura reduzida, tendo como parâmetro o fator de per

da, denominaremos de "diagrama generalizado de operação" (da válvula no sistema). O resultado é uma família de curvas de característica efetiva generalizada, uma vez que a identificação do sistema é feita pelo fator de perda, independentemente do seu arranjo físico.

Para as curvas do diagrama generalizado de operação são válidos os conceitos referentes aos tipos básicos de características efetivas.

4.4.2. Diagrama Generalizado de Aplicação

Fixando-se um determinado modelo de válvula, surge o interesse em delimitar-se os sistemas onde elas são aplicáveis, ou os limites da faixa de fator de perda onde a válvula apresenta melhores condições de regulagem. Com esse propósito, faremos a representação gráfica da vazão reduzida em função do fator de perda, tendo como parâmetro a abertura reduzida, a qual chamaremos de "diagrama generalizado de aplicação" (da válvula no sistema).

4.4.3. Diagrama Generalizado de Limitação

Para possibilitar uma referência a respeito da dissipação de energia por uma válvula em determinada aplicação, propomos o "diagrama generalizado de limitação" (de válvulas em sistemas), com a representação gráfica do fator de limitação da

válvula em função do fator de perda, tendo como parâmetro a abertura reduzida.

4.5. Apresentação de Diagramas Generalizados

A partir dos dados do coeficiente de perda de carga singular apresentados no capítulo II, foram traçadas curvas para os três diagramas generalizados referentes às válvulas de maior utilização em adução de água. Em todos esses diagramas foram considerados fatores de perda suficientemente pequenos para verificar-se a característica inerente das válvulas, em razão de um fator de perda tendendo a zero ser representativo de influência desprezível do conduto no fenômeno.

Da figura 4.1 à figura 4.9 tem-se diagramas generalizados para as válvulas:

- de gaveta
- globo e globo de sede dupla
- de esfera
- de borboleta
- tubular
- Monovar
- Polyjet
- Koval

Portanto, com a análise dos diagramas generalizados conclui-se que a seleção de válvula visando uma característica específica de regulação, deverá ser realizada considerando a válvula associada ao conduto.

Na sequência, pode-se afirmar que uma válvula de regulação ótima deve apresentar uma característica efetiva linear para todas as aberturas reduzidas. Tido como desprezível o coeficiente de perda singular na abertura total.

$$Q_R = A_R$$

Aplicando-se essa expressão em 4.7, chega-se a:

$$k_V = F_p \left(\frac{1}{A_R^2} - 1 \right) \quad (4.8)$$

, diferindo da equação da válvula ideal (eq. 2.12) apenas pelo fator de perda.

O coeficiente de desempenho para a válvula de regulação ótima fica:

$$k_d = \frac{1}{\sqrt{F_p \left(\frac{1}{A_R^2} - 1 \right) + 1}} \quad (4.9)$$

Uma análise dos diagramas generalizados propõe:

- para cada configuração de sistema (representado pelo fator de perda) as características de regulação de vazão de uma mesma válvula são variáveis

A manobra de válvula resulta em alterações de vazão no sistema quando o coeficiente de perda singular passa ter a ordem de grandeza do fator de perda, como pode ser visto na equação 4.7.

- à medida que o fator de perda aumenta, todas as válvulas tendem à característica de abertura rápida, independente da sua configuração.

A dissipação de carga na válvula, fora da iminência do fechamento total, perde significado a partir de certo valor do fator de perda.

- para uma variação de 0,3 na vazão reduzida nos últimos 10% de fechamento, o maior fator de perda alcançável é 75 (válvula Monovar).

As válvulas multijato, por sua concepção geométrica causando elevadas restrições ao escoamento, causam elevados níveis de turbulência mesmo para posições intermediárias do obturador.

É comum afirmar-se que "uma válvula de regulagem deve causar grande perda de carga". Pelo desenvolvimento efetuado, há que ser feita uma revisão da afirmação, estabelecendo-se:

- para verificar-se uma influência da válvula no escoamento, o seu coeficiente de perda singular deve ser comparável ao fator de perda do conduto.

- para uma regulagem ótima, a perda de carga deve ser proporcional ao fator de perda, de maneira a ocorrer uma característica efetiva linear entre o fechamento e a abertura.

Como o segundo fato só ocorre, em linhas gerais, para o fator de perda igual a um na válvula tubular e igual a cinco na Monovar, nas válvulas normalmente disponíveis o grau de controle de vazão está ligado a uma restrição ao escoamento que produza um coeficiente de perda singular comparável ao fator de perda, desvinculado das características de regulagem.

A obtenção da característica efetiva linear, para um sistema particular, torna bastante interessante o uso das válvulas multijato. Pela sua peculiaridade de permitir uma configuração específica das áreas de passagem do escoamento, o coeficiente de perda singular em função da abertura pode ser fixado de modo a apresentar um comportamento pelo menos próximo da equação 4.8, tal fato não ocorre com as válvulas usuais, cuja configuração permite pequenas variações geométricas.

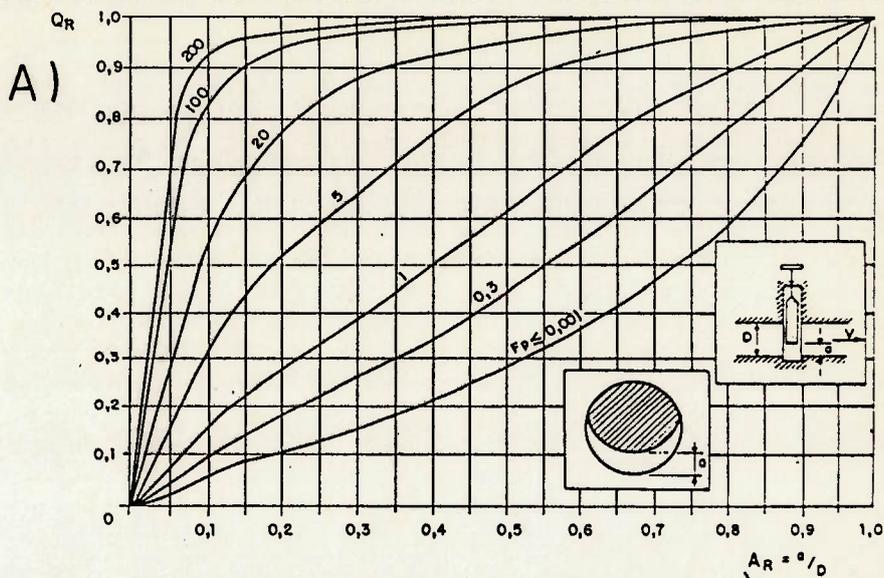


DIAGRAMA DE OPERAÇÃO: VÁLVULA DE GAVETA

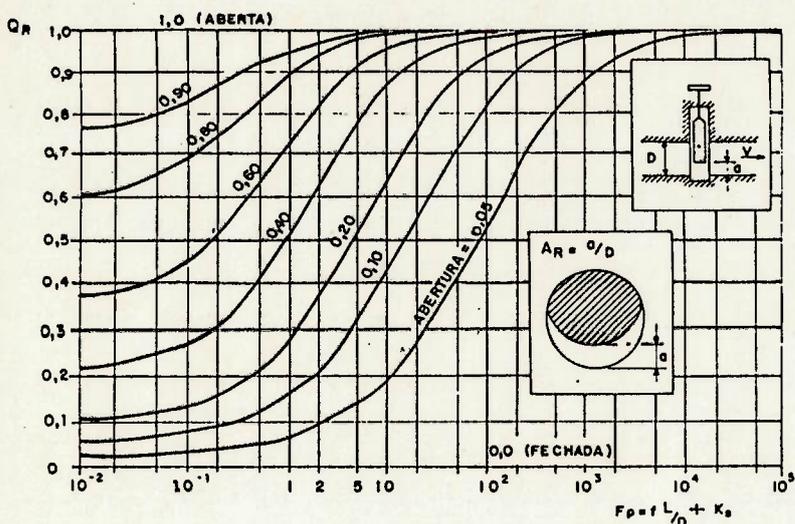


DIAGRAMA DE APLICAÇÃO: VÁLVULA DE GAVETA

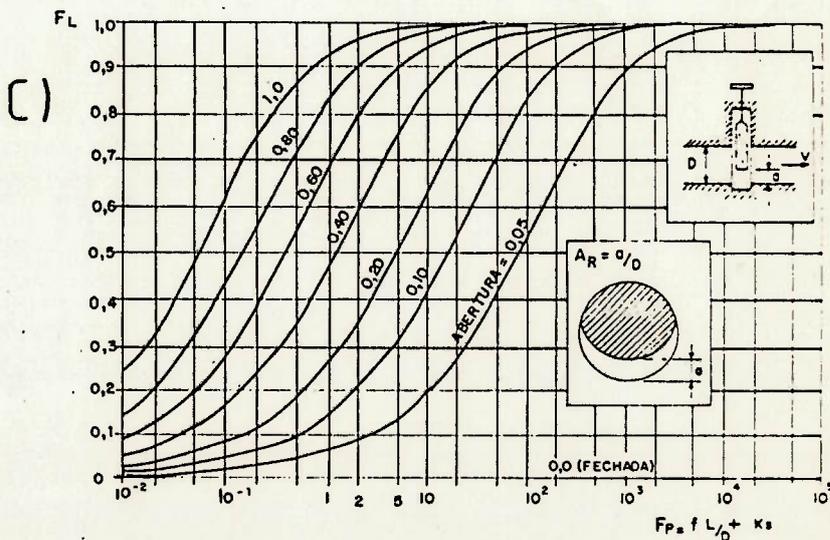


DIAGRAMA DE LIMITAÇÃO: VÁLVULA DE GAVETA

FIGURA 4.1

BASEADO EM MILLER

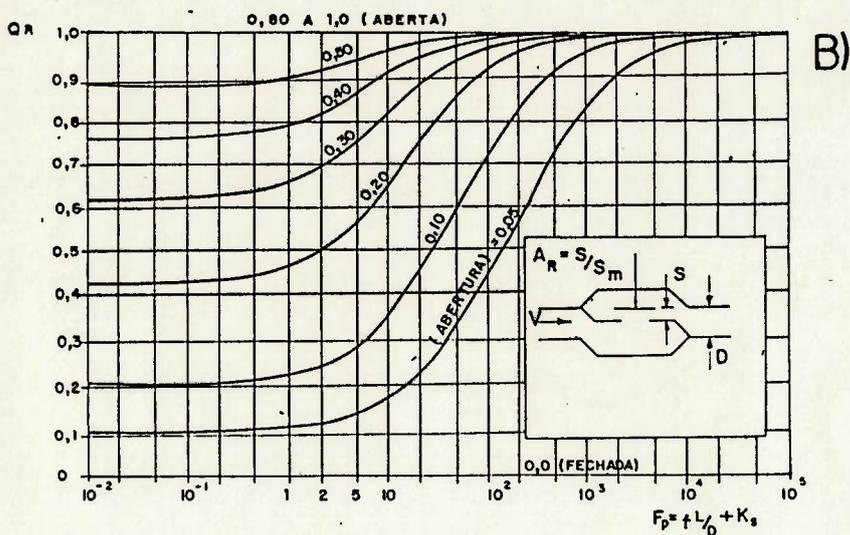
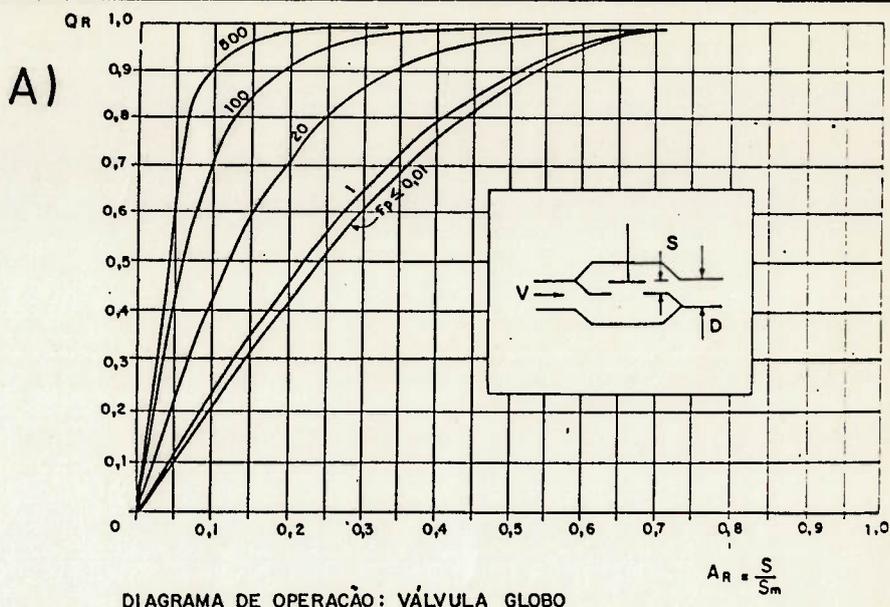
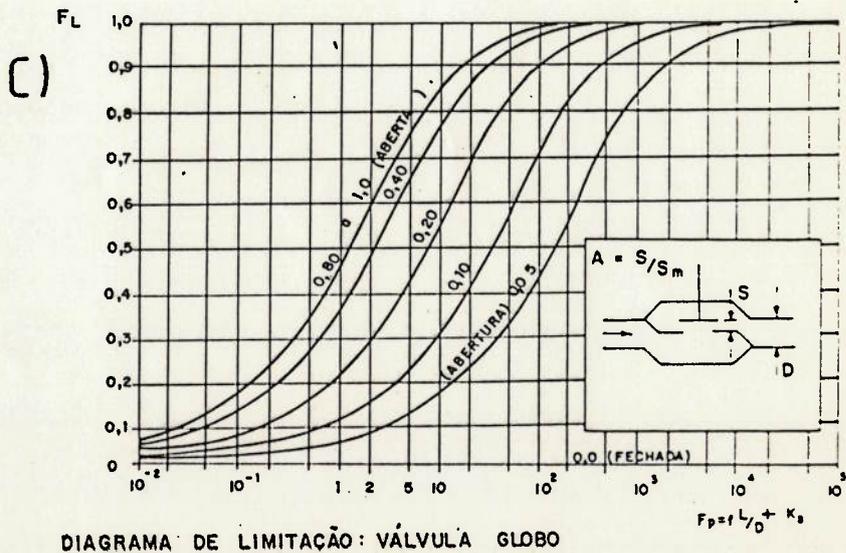


FIGURA 4.2
BASEADO EM MILLER



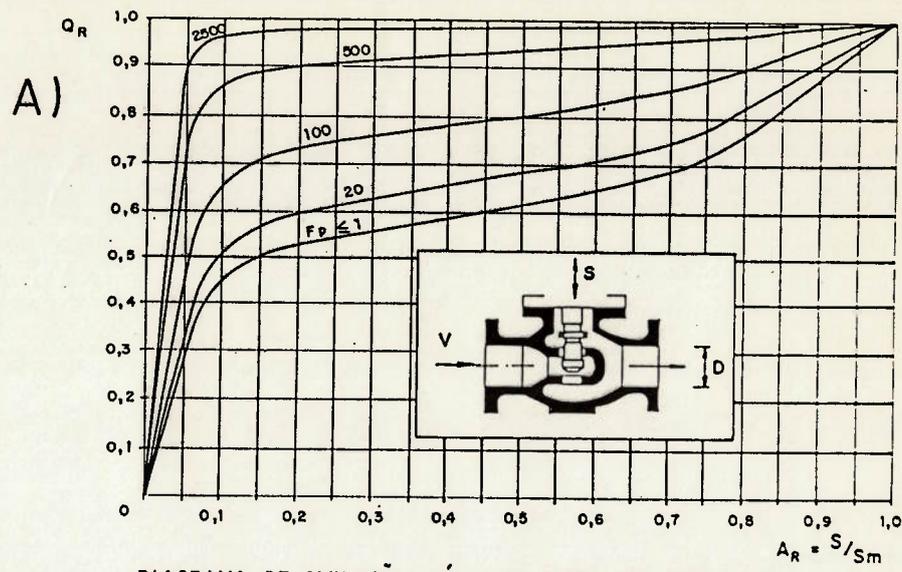


DIAGRAMA DE OPERAÇÃO: VÁLVULA GLOBO DE SEDE DUPLA

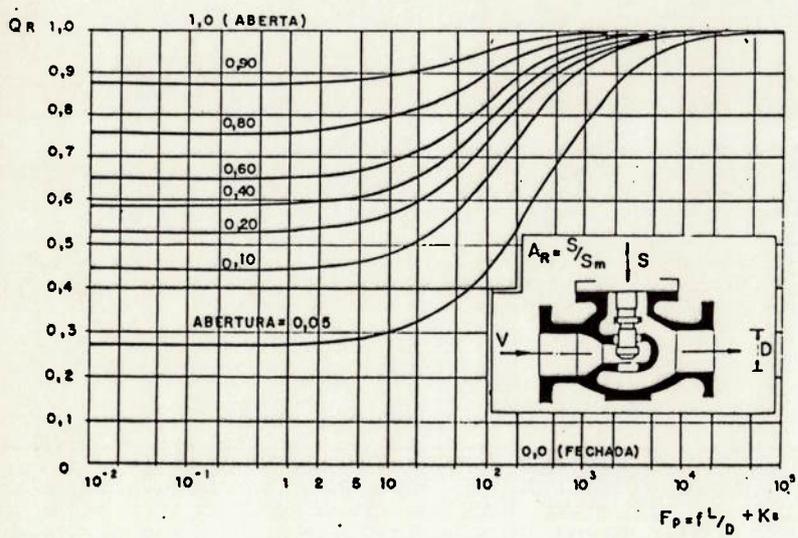


DIAGRAMA DE APLICAÇÃO: VÁLVULA GLOBO DE SEDE DUPLA

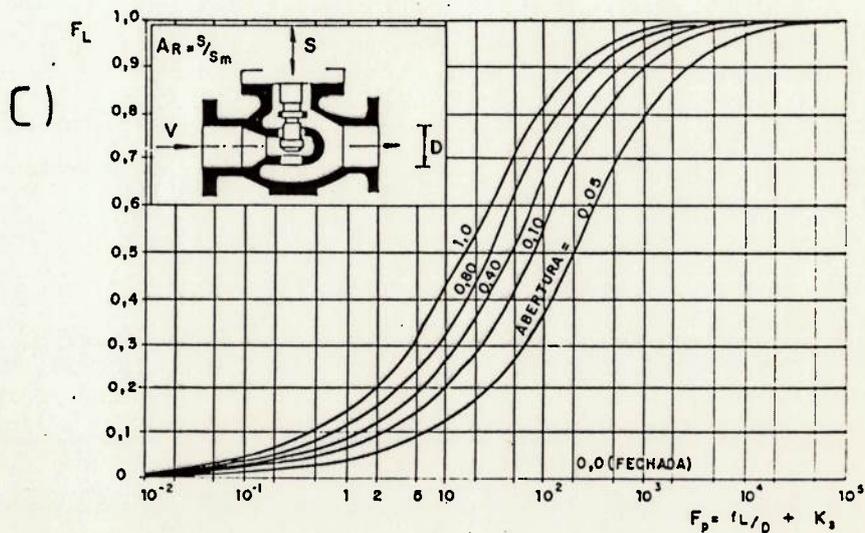


DIAGRAMA DE LIMITAÇÃO: VÁLVULA GLOBO DE SEDE DUPLA

FIGURA 4.3

BASEADO EM KSB

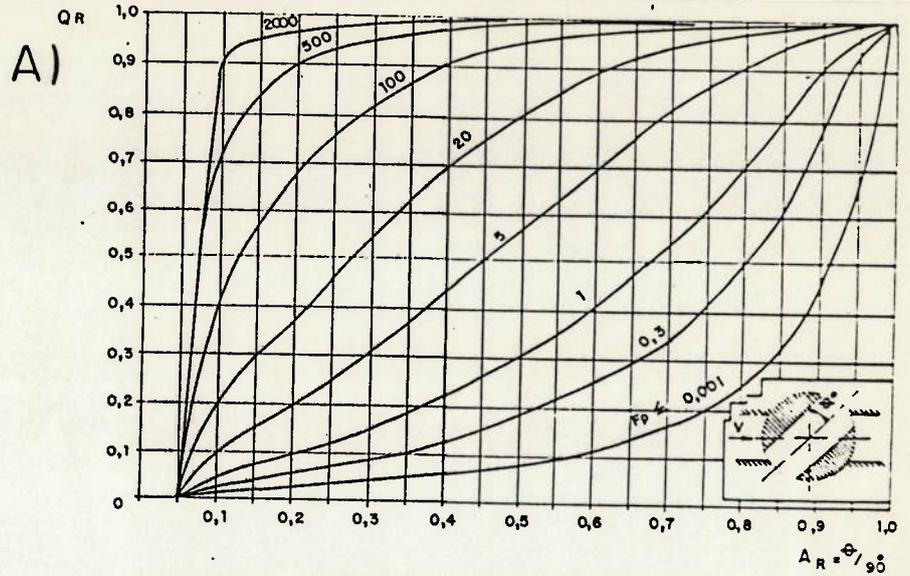


DIAGRAMA DE OPERAÇÃO: VÁLVULA DE ESFERA

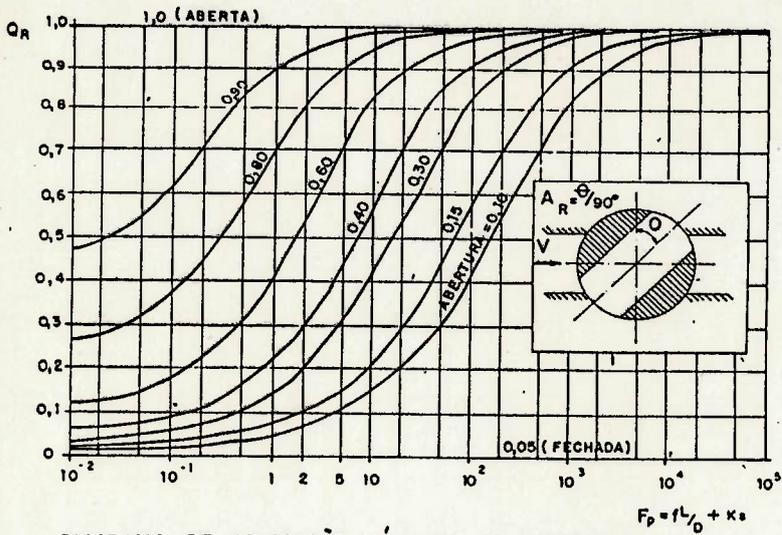


DIAGRAMA DE APLICAÇÃO: VÁLVULA DE ESFERA

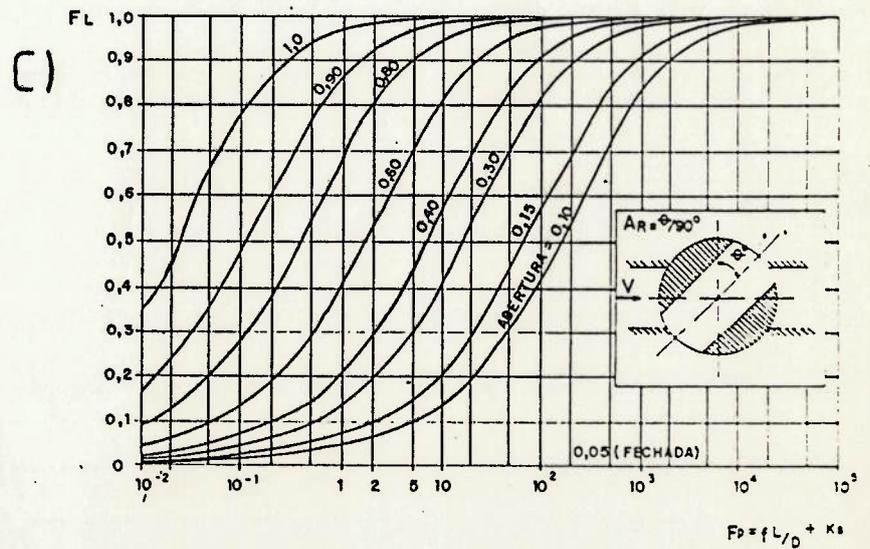


DIAGRAMA DE LIMITAÇÃO: VÁLVULA DE ESFERA

FIGURA 4.4

BASEADO EM MILLER

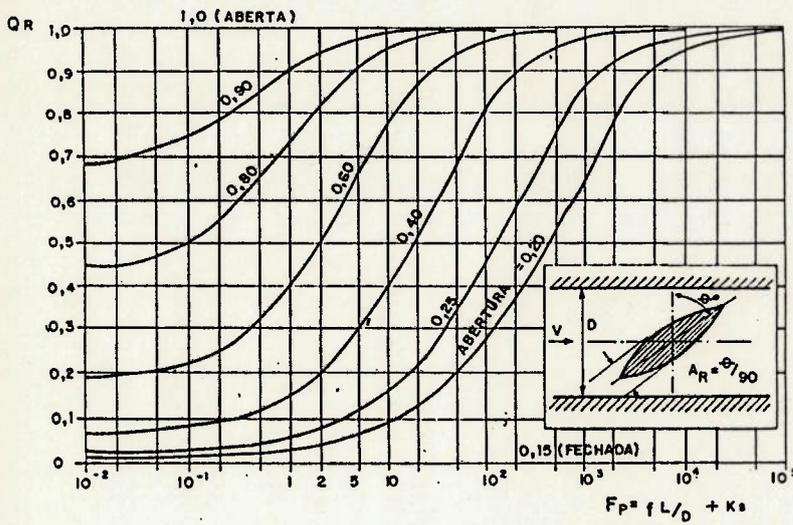
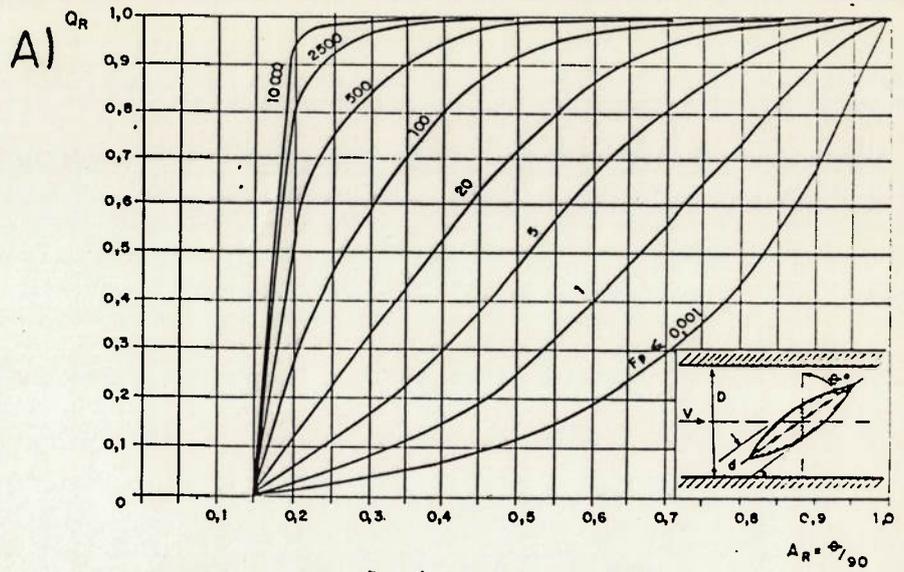
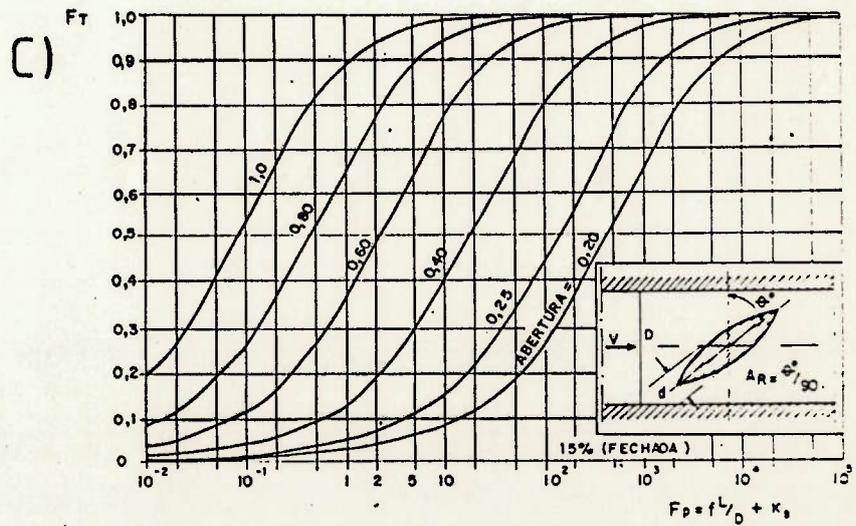


FIGURA 4.5

BASEADO EM LEVIN (TIPO C)



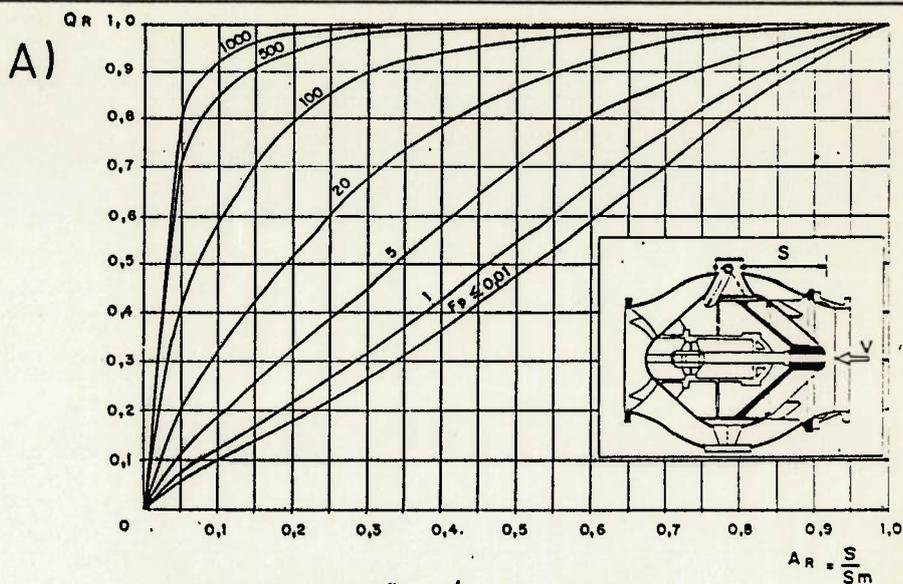


DIAGRAMA DE OPERAÇÃO: VÁLVULA TUBULAR

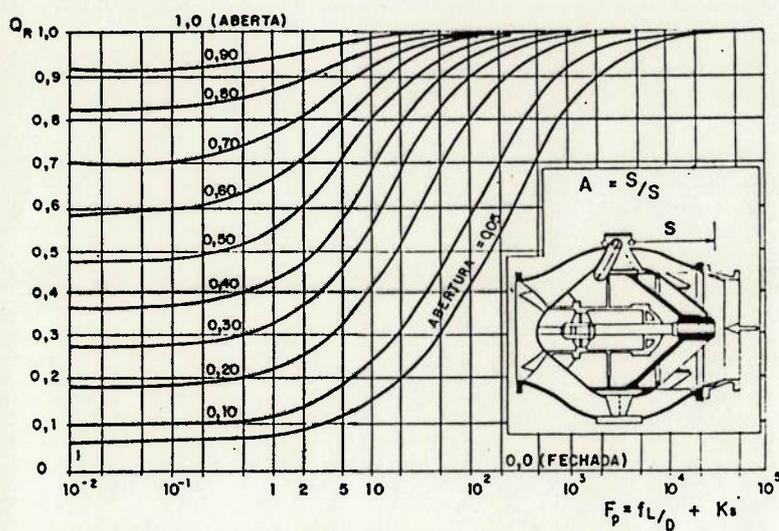


DIAGRAMA DE APLICAÇÃO: VÁLVULA TUBULAR

FIGURA 4.6

BASEADO EM E. MILLER

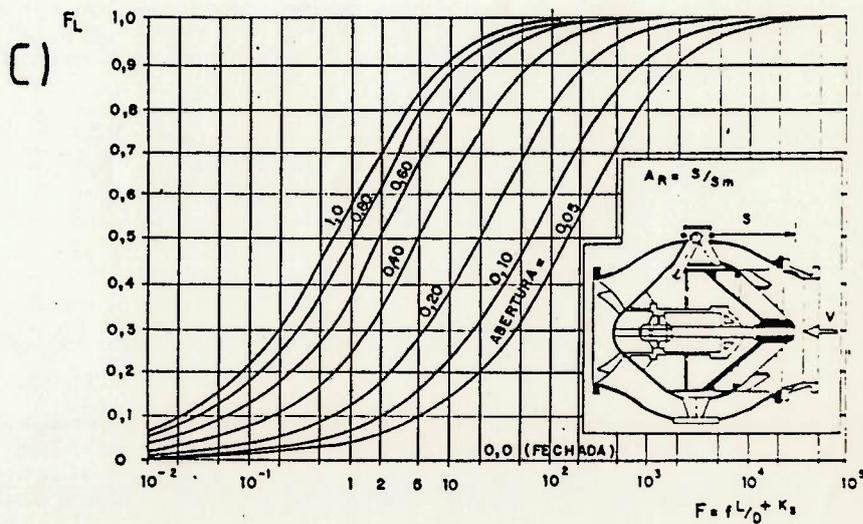


DIAGRAMA DE LIMITAÇÃO: VÁLVULA TUBULAR

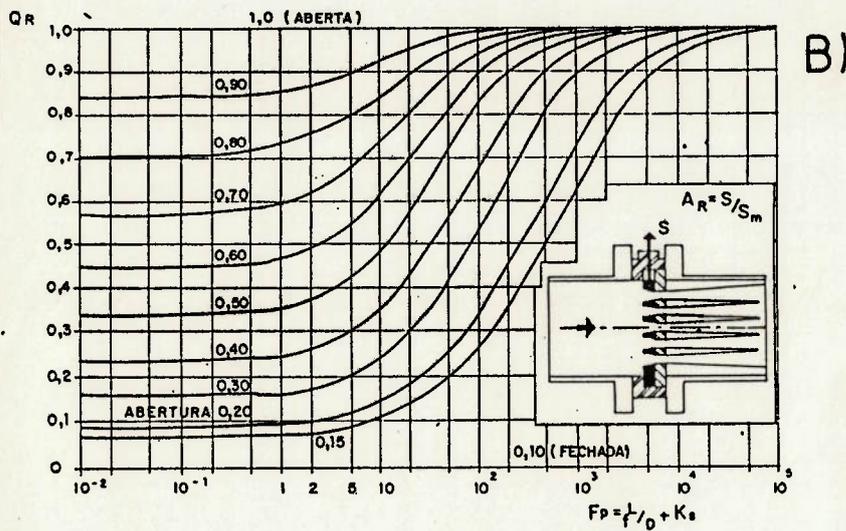
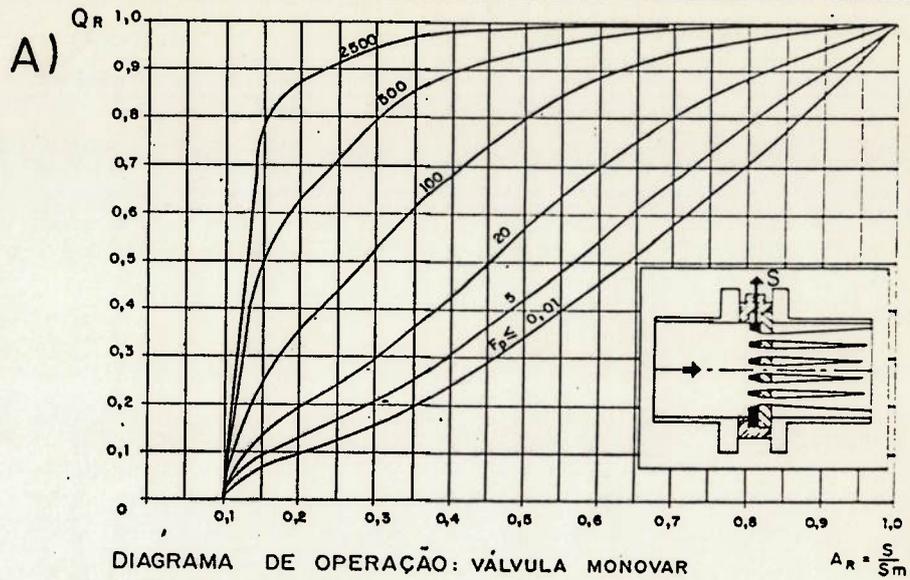
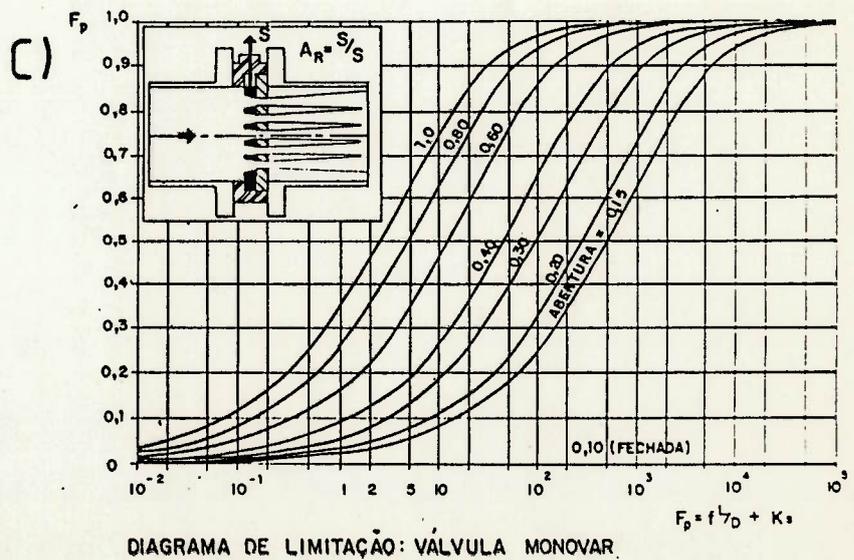


FIGURA 4.7

BASEADO EM NEVERTEC



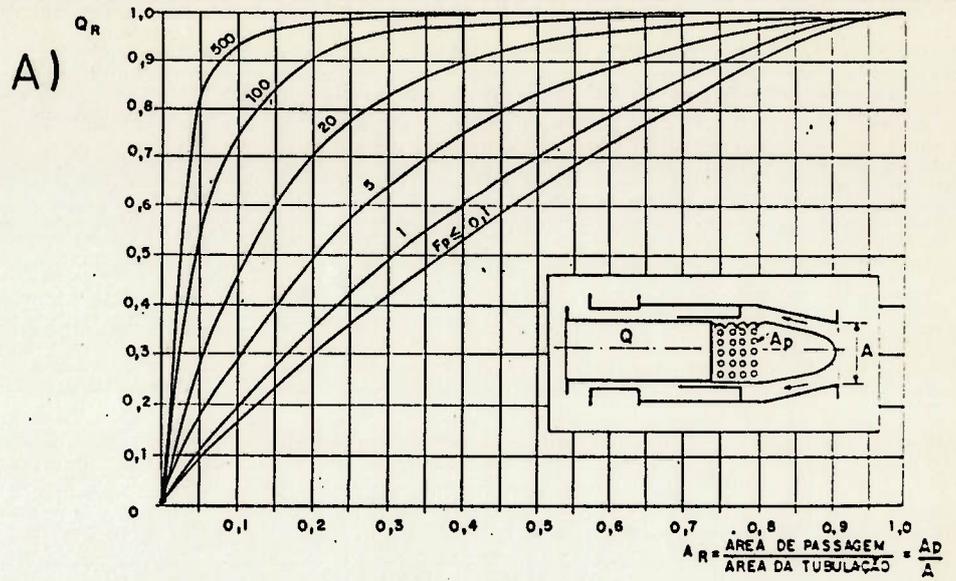


DIAGRAMA DE OPERAÇÃO: VÁLVULA MULTIJATO "POLYJET"

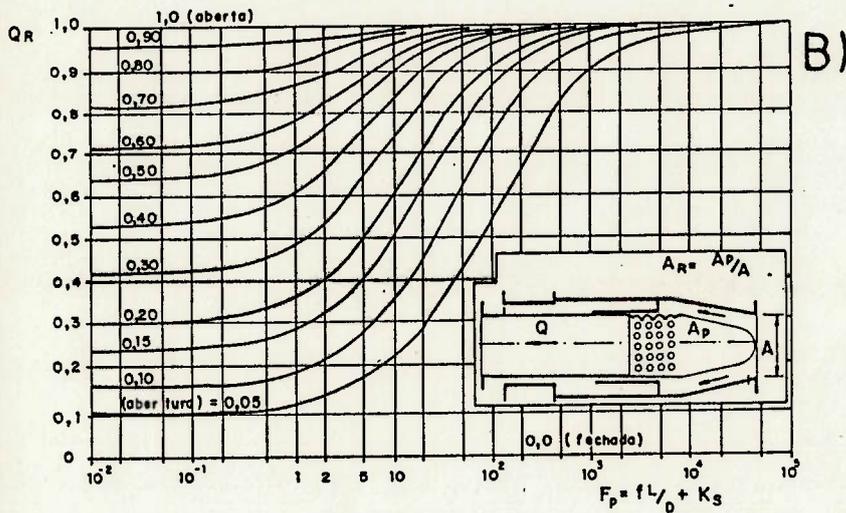


DIAGRAMA DE APLICAÇÃO: VÁLVULA MULTIJATO "POLYJET"

FIGURA 4.8

BASEADO EM BURGH ET ALII

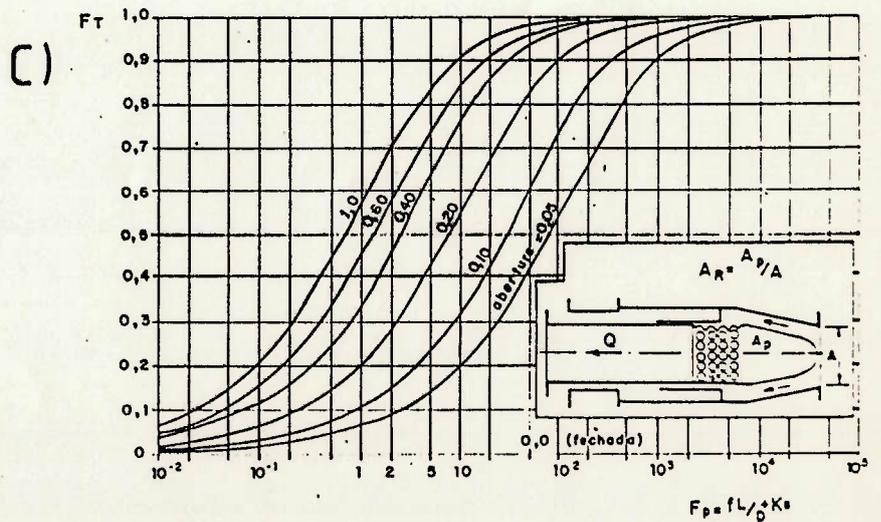
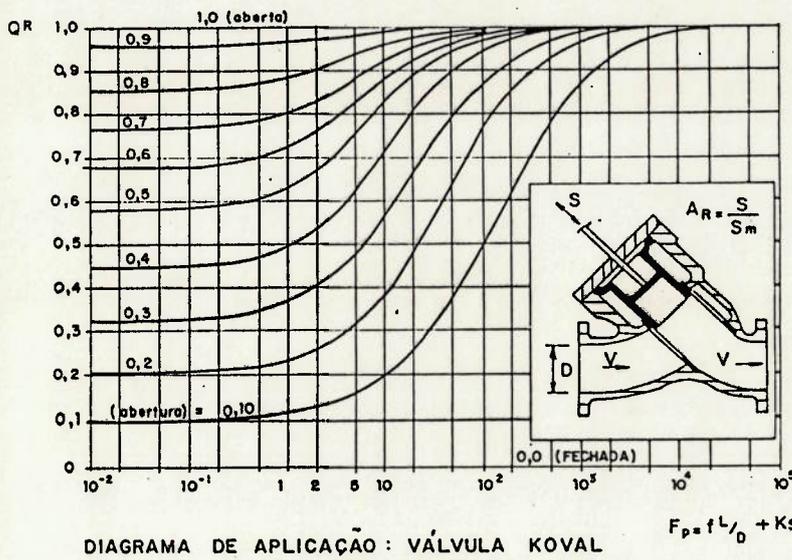
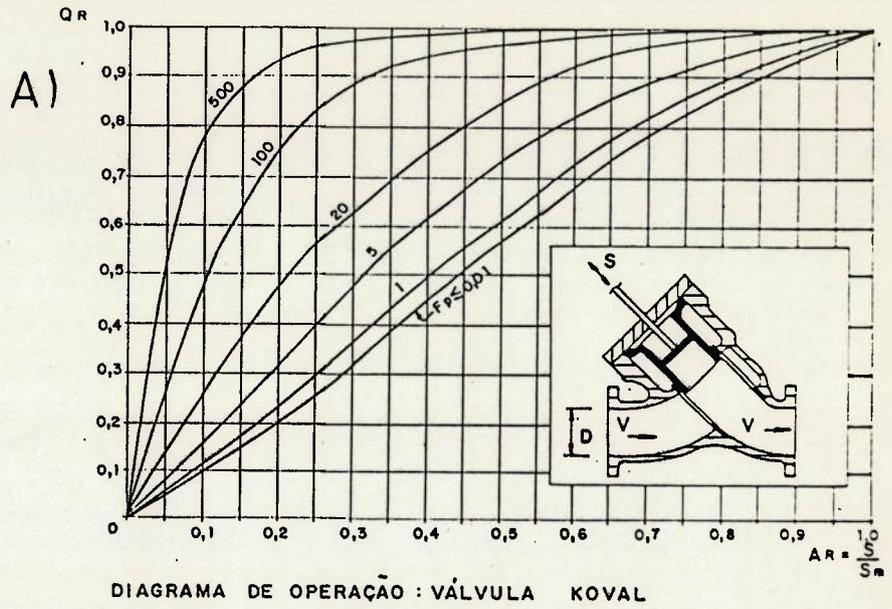
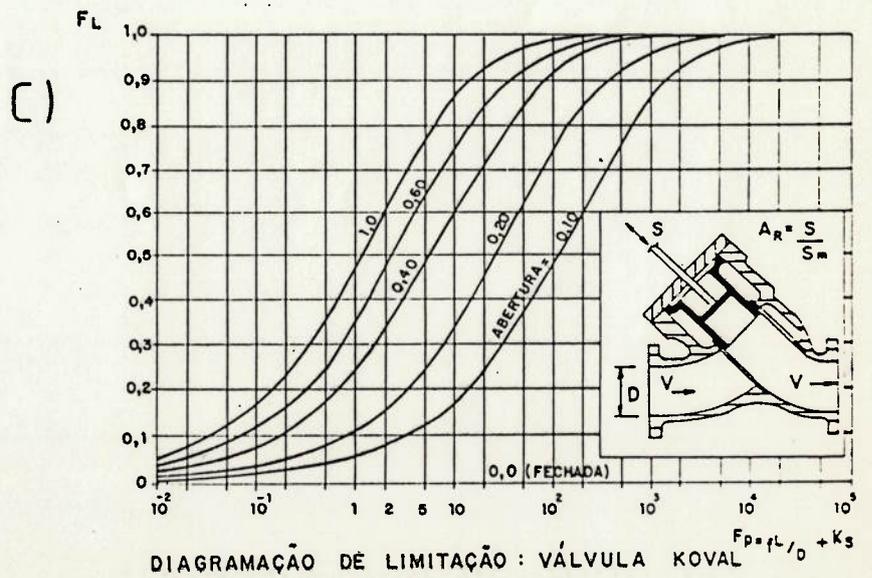


DIAGRAMA DE LIMITAÇÃO: VÁLVULA MULTIJATO "POLYJET"



D = 200 mm -
 CILINDRO : 1015 FUROS COM ϕ 8mm

FIGURA 4.9
 BASEADO EM LEMOS



4.6. Comentários

Os diagramas generalizados de operação e aplicação reúnem as mesmas informações, mas com apresentações diferentes, de modo a ressaltar um aspecto particular da interação válvula e escoamento. O diagrama de aplicação pode ser empregado como uma complementação do diagrama de operação, pois facilita a interpolação das curvas de operação não mencionadas.

Com o estudo da cavitação, a ser realizado no próximo capítulo, na sequência dos diagramas generalizados, reúnem-se condições para uma seleção de válvulas em regime permanente, assunto do capítulo VI.

Em sistemas com elevados fatores de perda, as variações de vazão no final do fechamento serão cada vez maiores, inviabilizando o uso de uma única válvula. Devido às condições críticas de operação decorrentes, uma solução é dividir a dissipação de carga por mais válvulas, o que será visto no capítulo VII.

CAPÍTULO V

CAVITAÇÃO EM VÁLVULAS

Até aqui foram estudados os efeitos globais de válvulas em escoamentos, porém, quando líquidos escoam em velocidades elevadas, há a possibilidade de efeitos dinâmicos causarem localmente baixas pressões. Assim, deve-se verificar se na região de influência da válvula as pressões não atingem níveis baixos a ponto de causar vaporização do líquido, alterando o comportamento do escoamento.

A vaporização de líquido no escoamento está ligada a dois fenômenos: cavitação, referente a efeitos dinâmicos, e "flashing", referente a efeitos termo-dinâmicos. As diferenças básicas entre eles estão esquematizadas na figura 5.1.

Se um líquido a montante de uma válvula estiver na condição de saturado ou subresfriado, ao atravessá-la, em virtude da redução de pressão, ocorrerá vaporização de pelo menos parte do líquido. Permanecendo a pressão de jusante igual ou abaixo da pressão de vapor saturado do líquido, no escoamento será mantida uma mistura de líquido e vapor. É o fenômeno de "flashing".

Devido ao diâmetro de montante da válvula ser igual ao de jusante nas aplicações gerais de válvula e no nosso

campo de estudo a temperatura é a ambiente, haverá uma recuperação da pressão no escoamento (em relação à passagem na válvula), bem como dificilmente serão encontrados líquidos saturados. Assim, a ocorrência de "flashing" está fora do escopo do trabalho.

Cavitação é o fenômeno verificado quando há vaporização de líquido na temperatura ambiente, por redução da pressão local, com as bolhas do vapor formando "cavidades" no escoamento. A sua ocorrência é acentuada pela presença de ar ou outros gases dissolvidos, os quais se expandem quando da redução de pressão.

As partículas de gases e sólidos são denominadas "núcleos", e favorecem a formação de bolhas de vapor. Como a ocorrência desses núcleos é generalizada nas situações reais, uma condição básica para o surgimento da cavitação é quase sempre presente.

Uma consequência da cavitação é a implosão das bolhas de vapor quando do aumento da pressão local, com liberação quase instantânea de grandes quantidades de energia, gerando ondas de choque. Relativamente às válvulas, o interesse, reside mais na implosão das bolhas do que na sua formação, porque o colapso é o responsável pelos efeitos antes mencionados.

Não havendo indução de vibrações estruturais inconvenientes, normalmente não há restrição quanto ao nível de cavitação suportável por um sistema durante curtos períodos. Frequentemente a cavitação é um fenômeno passageiro e inevitável, ocorren

do, por exemplo, logo no início da abertura de uma válvula, quando praticamente toda a carga do sistema é dissipada por ela.

Neste capítulo, pretende-se proporcionar uma visão geral do fenômeno de cavitação, com ênfase para seus efeitos em válvulas, bem como a apresentação de dados experimentais disponíveis na bibliografia.

5.1. Definições

O fenômeno de cavitação envolve uma gama muito elevada de parâmetros, tornando extremamente difícil a sua mensuração e comparação entre diversos tipos de escoamentos. A intensidade da ocorrência da cavitação é variável segundo as condições dinâmicas do escoamento, sendo a sua análise dividida em alguns níveis característicos, com o intuito de melhor avaliar o fenômeno.

Os níveis de intensidade de cavitação são verificados de forma subjetiva, acarretando informações de difícil comparação entre fontes diversas. Portanto, é conveniente o estabelecimento de algumas definições orientativas, tendo como critério a adoção daquelas mais frequentes na bibliografia.

A intensidade de cavitação será dividida em quatro "limites", em grau crescente, comumente considerados como: "cavitação incipiente", "cavitação crítica", "cavitação de danos incipientes", e "cavitação de bloqueio".

5.1.1. Cavitação Incipiente

O termo "cavitação incipiente" é usado comumente para indicar o estágio inicial da cavitação. Como esse fenômeno é um processo intermitente, originando-se inicialmente numa região restrita, não há como definir precisamente um ponto de distinção entre o escoamento unicamente na fase líquida e o início da cavitação. Normalmente ele é determinado quando o ruído causado consegue ser distinguido do ruído de fundo normal do escoamento.

Na cavitação incipiente, o ruído não é preocupante e a erosão somente é verificada em pequenas descontinuidades como degraus ou elementos bastante rugosos. Esse limite de cavitação é bastante conservador, a ponto de ser disponível apenas para algumas válvulas. O uso desse limite somente é viável quando não são tolerados ruídos ou outras perturbações.

5.1.2. Cavitação Crítica

É um limite de cavitação com intensidade mais elevada do que o incipiente, e onde é verificada uma ligeira e contínua cavitação. O ruído e a vibração são toleráveis e os dados de erosão são verificados após longos períodos de operação.

Esse limite de cavitação é comumente tomado como critério de projeto para a maioria das válvulas, onde é tolerado um nível limitado de ruído, porém não tolerada a erosão ou vibração.

Um exemplo é a válvula de regulagem de sistema urbano de adução de água. A operação contínua com cavitação crítica não diminuirá a vida útil da válvula, nem produzirá ruídos inconvenientes.

Para a maioria das aplicações, a cavitação crítica, pode ser tida como uma operação "livre de cavitação". A maior parte dos dados disponíveis referem-se a esse limite.

5.1.3. Cavitação de Danos Incipientes

Refere-se ao início de danos superficiais apreciáveis ("pontecamento" ou "pitting") nas superfícies sólidas, após curtos períodos de cavitação. Em termos práticos, corresponde ao início da erosão, e com um nível de ruído questionável.

Experimentalmente é difícil a determinação desse limite, em virtude da intensidade do ruído e das vibrações dependerem tanto do corpo de prova como dos equipamentos de ensaio. Para placas de orifício com baixo coeficiente geométrico (relação entre diâmetros) e alguns tipos de válvulas (como as de agulha com saída para alargamento brusco) o pontecamento começa após elevados níveis de cavitação.

Iniciado o pontecamento, um pequeno aumento na velocidade do escoamento ou uma ligeira redução na pressão ambiente é suficiente para acelerar fortemente a erosão. Experiências mostram que a perda de peso é proporcional à velocidade ele

vada a uma certa potência, a qual é avaliada em torno de sete (Tullis, 1982, p.4.6). A operação de válvula acima do limite de danos incipientes, provavelmente, significa, uma acentuada erosão do dispositivo.

5.1.4. Cavitação de Bloqueio

A formação de uma bolsa de vapor com dimensões comparáveis à do conduto a jusante de uma válvula corresponde à máxima vazão possível no sistema: a vazão de bloqueio. O limite de cavitação relacionável com essa condição é chamado de cavitação de bloqueio.

No fenômeno de bloqueio do escoamento não são aplicáveis as relações entre pressão estática, vazão e perda de carga usadas para a fase líquida. Próximo do bloqueio, o escoamento é instável, com o ruído e a vibração atingindo os seus valores máximos, para a seguir decrescerem.

A cavitação de bloqueio como condição de projeto pode ser adequada a uma válvula de alívio de pressão, pois, como a sua operação é esporádica, a erosão não representará um fator de limitação.

5.2. Coefficientes de Cavitação

A descrição da cavitação ou o estabelecimento de seus limites por meio de coeficientes apresenta um elevado

grau de dificuldade, em razão da influência de inúmeros parâmetros. Em termos de propriedades físicas do fluído, destacam-se a massa específica, viscosidade dinâmica, pressão de vapor saturado, tensão superficial, concentração de gases e pureza. As características geométricas do contorno sólido influentes no fenômeno são a rugosidade superficial e o diâmetro. Também participam variáveis do escoamento como vazão, pressão atmosférica, carga piezométrica e perda de carga. Dessa maneira, o estabelecimento de um parâmetro que garanta a semelhança geométrica, cinemática e dinâmica do escoamento é inviável. Portanto, é preferível a definição de um coeficiente envolvendo os parâmetros básicos, sendo adequado aos limites de cavitação definidos.

O critério geral para se estabelecer um coeficiente de cavitação consiste em relacionar os elementos que previnem a cavitação com aqueles que a causam. O fator básico para evitar a cavitação a jusante de uma válvula é o valor da pressão local acima da pressão de vapor. Os efeitos favoráveis à cavitação são diferenças elevadas de pressão entre montante e jusante, ou elevadas velocidades médias no conduto.

Nos ensaios de cavitação, as pressões de montante (p_m) e jusante (p_j) das válvulas são medidas em dois locais convenientes à verificação do efeito global da válvula no escoamento.

A intensidade do fenômeno é verificada por meio do ruído causado, e a pressão de vapor saturado do líquido na temperatura de ensaio (p_v) é suposta constante.

Assim, os efeitos atenuantes da cavitação são proporcionais a:

$$P_j - P_v$$

Os efeitos favoráveis estão ligados a:

$$P_M - P_j \quad \text{ou} \quad \rho \frac{v^2}{2}$$

Desse modo, considerando-se pressões ou cargas, tanto efetivas como absolutas, bem como velocidades, existem diversas combinações possíveis para a definição de um coeficiente de cavitação. A pesquisa na bibliografia indicou três maneiras básicas, as quais serão aqui consideradas sempre em termos efetivos, tanto de pressão como de carga. Todas elas recebendo a denominação genérica de "coeficiente de cavitação". Por clareza, daremos denominações sinônimas aos coeficientes apresentados.

O primeiro coeficiente, o qual chamaremos de "índice de cavitação", é usado com maior frequência. A sua definição é feita unicamente em termos de pressão:

$$\sigma = \frac{P_j - p_v}{P_M - P_j} \quad (5.1)$$

O segundo, combinando pressões atenuantes da cavitação com velocidades favoráveis, a ser denominado "fator de cavitação", fica:

$$\Lambda = \frac{p_j - p_v}{\rho \frac{v^2}{2}} \quad (5.2)$$

Em termos de carga piezométrica, eles são defi
nidos como:

$$\sigma = \frac{h_j - h_v}{h_M - h_j} \quad (5.3)$$

$$\Lambda = \frac{h_j - h_v}{\frac{v^2}{2g}} \quad (5.4)$$

Há uma relação entre esses dois coeficientes lembrando
que:

$$p_M - p_j = k_v \frac{\rho v^2}{2} \quad (5.5)$$

$$\text{Resulta: } \Lambda = k_v \sigma \quad (5.6)$$

Esses coeficientes também chegam a ser defini
dos em termos de pressões ou cargas de montante, ao invés das de
jusante, nos efeitos atenuantes da cavitação:

$$\sigma' = \frac{h_M - h_v}{h_M - h_j} \quad (5.7)$$

$$\Lambda' = \frac{h_M - h_v}{\frac{v^2}{2g}} \quad (5.8)$$

Existe uma relação simples entre essas duas formas:

$$\sigma' = \sigma + 1 \quad (5.9)$$

$$\Lambda' = \Lambda + k_v \quad (5.10)$$

Ball, 1957, propõe um coeficiente de cavitação, ao qual chamaremos de "termo de cavitação", envolvendo carga piezométrica de jusante (h_j), carga total de montante ("pressão mais velocidade", H_M) e carga de vapor (efetiva, H_v), assim:

$$\Gamma = \frac{h_j - H_v}{H_M - h_j} \quad (5.11)$$

Os coeficientes de cavitação são entendíveis como medidas do grau de severidade do fenômeno. Para uma dada abertura de válvula, ou um acessório, eles variam continuamente em função das condições do escoamento, passando da condição não cavitada à de cavitação de bloqueio, com valores característicos definindo uma fronteira entre dois níveis de cavitação especificados.

Assim, os coeficientes de cavitação podem ser divididos em dois grupos: um medindo continuamente a severidade do fenômeno segundo as condições do escoamento geral (a ser identificado pelo índice e). Outro estabelecendo a fronteira entre dois dos limites de cavitação, definidos para a válvula segundo condições de laboratório. O primeiro corresponde a um "valor dis

ponível" (σ_e) na instalação para ocorrer o fenômeno, o segundo, um "valor requerido" (σ) pelo dispositivo para operar num limite de cavitação.

Especificado ou escolhido um dos três coeficientes de cavitação mencionados, a cada uma das condições limites de cavitação (incipiente, crítica, danos incipientes e bloqueio) corresponderá um valor desse coeficiente, determinando uma fronteira entre duas condições de cavitação, a qual não deve ser ultrapassada sob pena de ocorrência da condição referida.

Como os coeficientes de cavitação são a razão entre os efeitos atenuantes e os estimuladores do fenômeno, para a não ocorrência de um determinado nível de cavitação:

$$\sigma_e > \sigma \quad (5.12)$$

A distinção entre os coeficientes relativos a cada um dos quatro limites de cavitação será feita por meio dos índices:

- i, para cavitação incipiente
- c, para cavitação crítica
- d, para cavitação de danos incipientes
- b, para cavitação de bloqueio

,a serem agregados ao coeficiente σ .

Além desses coeficientes, desde a ausência de cavitação até próximo da cavitação de bloqueio, permanecem válidos os coeficientes de perda singular e de desempenho, bem como a vazão permanece proporcional à raiz quadrada da perda de carga no acessório.

Uma vez estabelecida a cavitação com bloqueio, a vazão do sistema não é mais alterada, mesmo pelo aumento da pressão de montante (Tullis, 1982, p.2.19)

Resolvendo a expressão do fator de cavitação (eq.5.4) para a velocidade, tem-se:

$$v = \sqrt{\frac{2(P_j - P_v)}{\rho \Lambda}} \quad (5.13)$$

, mostrando a possibilidade de relacionar-se os limites de cavitação com velocidades do escoamento.

Miller, 1978, p.76, ao invés desses coeficientes, prefere determinar uma "velocidade de cavitação" (U), referente à velocidade média segundo a secção transversal do conduto, para a qual se verificam os quatro limites de cavitação definidos.

A velocidade de cavitação é uma velocidade de referência, correspondente a uma tamanho específico de válvula e uma carga de montante, para a qual é verificado o início de um dos quatro limites de cavitação, cada velocidade recebendo os mesmos índices antes mencionados.

5.3. Efeitos de Escala

As investigações sobre cavitação indicam que mesmo em peças geometricamente semelhantes, operando em escoamentos com iguais velocidades e pressões, o intervalo de tempo requerido para o crescimento das bolhas é maior nos elementos de maior dimensão (Miller, 1978, p.70).

Sendo o desenvolvimento das bolhas dependente do intervalo de tempo, proporcionalmente, há uma maior influência dos turbilhões nas bolhas de menor dimensão, o que significa ocorrer o início da cavitação em velocidades menores (ou pressões estáticas maiores) nas peças de maior dimensão. A turbulência é verificada como uma influência direta no fenômeno de cavitação.

Portanto, cuidados especiais são requeridos ao traduzir-se dados de cavitação de modelos para protótipos, cujas dimensões são distintas, pois há um efeito de escala geométrica na cavitação.

Singularidades em geral também estão sujeitas a efeitos de escala associados com o valor da perda de carga no elemento. Verifica-se que a velocidade referente ao início de cavitação numa dada condição não é proporcional à pressão diferencial na válvula elevada à potência meio, e sim a uma potência entre 0,4 e 0,5. (Miller, 1978, p.71).

Por outro lado, apesar de adimensionais, os coeficientes de cavitação definidos abrangem apenas valores médios

de pressão e velocidade do escoamento, e a pressão de vapor, não se constituindo em parâmetros verdadeiros de semelhança. Eles des consideram a influência da turbulência, concentração de gases, tensão superficial e rugosidade.

Assim sendo, deve-se esperar variações entre os dados obtidos em laboratório e os verificáveis nos projetos, via de regra significativas. Para corrigi-los, é necessário a de terminação dos efeitos de escala relativos a cada um dos parâmetros omitidos. O mesmo é válido para as velocidades de cavitação.

As pesquisas indicam que os principais efeitos de escala na cavitação estão relacionados com:

- gases dissolvidos no líquido
- propriedades físicas do fluido e velocidade do escoamento
- dimensões do sistema
- pressão no escoamento

5.3.1. *Influência do Conteúdo de Gases*

Investigações intensivas sobre a influência do conteúdo de ar no fenômeno da cavitação foram feitas por Hamitt. Segundo Tullis, 1982. p.3.6, as conclusões sobre esse assunto são oriundas de investigações com água de fontes naturais, isto é, água não recirculada e portanto não aerada ou desaerada intensionalmente.

Foi verificado que os efeitos de escala devido à dissolução de ar (e outros gases presentes na água em estado natural) são de influência menor quando comparados com aqueles relativos à velocidade do escoamento e às dimensões do sistema.

Essa conclusão deve ser tida como preliminar, pois, apesar de inúmeras observações realizadas, não está devidamente quantificada. Por outro lado, muitas informações sobre os coeficientes de cavitação foram obtidas em "túneis de cavitação", onde a água é recirculada, portanto, em condição distinta da natural.

Pearsall (citado por Cheremisinoff, 1981, p.477) estudou a correlação entre cavitação e dissolução de ar. A conclusão foi de que o efeito do ar dissolvido é favorecer a ocorrência da cavitação, além de, sob altas concentrações de ar, ocorrer uma histerese para o início da cavitação.

Miller, 1978, p.71, menciona que fluidos com elevado conteúdo de gás podem cavitarem mesmo sob elevadas pressões estáticas, contudo, a erosão verificada é inferior àquela num sistema com baixa concentração gasosa. Provavelmente, os gases dissolvidos exercem um efeito de amortecimento das ondas de choque provocadas pela implosão das bolhas.

Concluiu-se que o efeito de escala dos gases dissolvidos é desprezível quando modelo e protótipo operam com água natural. Precauções devem ser tomadas quando o estudo envolve variações na quantidade de gases dissolvidos, para os quais não são disponíveis até o momento informações precisas.

5.3.2. Influência do Número de Reynolds

A descrição dos efeitos de escala relativos às propriedades físicas do fluido e a velocidade do escoamento foi tentada pelo estudo do número de Reynolds.

Usualmente, as investigações a respeito da influência desse adimensional na cavitação tomam como base de cálculo o diâmetro interno do conduto, devida à facilidade em manter-se a semelhança geométrica.

As experiências rigorosas conhecidas foram realizadas unicamente com placas de orifício, cuja configuração, algumas vezes, tentava simular a geometria interna de válvulas. Não foram ainda realizados estudos confiáveis diretamente com válvulas, em virtude do elevadíssimo custo em fabricar-se a quantidade suficiente de corpos de prova geometricamente semelhantes (Tullis, 1982, p.5.7).

Para orifícios, dados experimentais estão condensados na figura 5.2 (Baseado em Tullis, 1973, p.1114, e 1982, p.3.22). A variação do número de Reynolds em cada corpo de prova foi obtida por variação da pressão de montante (portanto da velocidade do escoamento), não sendo identificáveis alterações no índice de cavitação crítica para cada um. Porém, quando o número de Reynolds é variado via diâmetro, verifica-se mudanças nesse índice. O mesmo fato foi observado experimentalmente para a cavitação incipiente.

Essas evidências levam a crer que a alteração dos índices de cavitação deve ser atribuída de modo mais apropriado à variação geométrica, ao invés do número de Reynolds.

Na figura 5.3 (Baseada em Tullis, 1973, p.1114, e 1982, p.3.22), são apresentados os resultados de ensaio de cavitação crítica segundo o número de Reynolds para duas válvulas de esfera, cuja área de passagem é inferior à do conduto, e com diâmetro de 50 e 300 mm. As medidas foram realizadas na abertura de 60° , onde os dois coeficientes de desempenho são aproximados. A separação horizontal das curvas é resultado da alteração do número de Reynolds por aumento de diâmetro. Contudo, se as retas fossem paralelas com mesmos limites horizontais, estaria caracterizada a mesma influência do número de Reynolds nos dois ensaios. O deslocamento segundo o eixo das ordenadas indica a influência da pressão no fenômeno como um todo, pois, para manter as mesmas velocidades de escoamento, foi necessário alterar a pressão. Como será visto a seguir, aumentos de pressão retardam a cavitação, acarretando um valor maior do índice de cavitação.

O não paralelismo entre as retas indica a interdependência da dimensão e da pressão com o número de Reynolds do fenômeno.

Neste segundo caso também há evidências de o número de Reynolds não ser um parâmetro adequado para a descrição de efeitos de escala, não só por a ele estarem associadas outras influências, como também da dificuldade em isolá-lo para estudo (Tullis, 1982, p.3.11).

O intervalo de tempo que uma certa massa flui da permanece no interior de uma região de baixa pressão depende, naturalmente, da velocidade do escoamento. Desse modo, sob baixas velocidades o líquido permanece mais tempo na região propícia à cavitação, induzindo o fenômeno. Efeitos de escala de velocidade têm sido observados experimentalmente, mostrando que ocorrem menores valores do índice de cavitação para baixas velocidades de escoamento (Cheremisinoff, 1981, p.478).

Do apresentado anteriormente, em primeiro lugar, fica claro a complexidade e a dificuldade inerentes ao estudo da cavitação. Na sequência, há indicação de a complexidade do fenômeno impedir a descrição pelo número de Reynolds das mudanças nas propriedades físicas do líquido e na velocidade do escoamento.

As informações sugerem que os dados obtidos com um líquido em particular, no nível atual de conhecimento, não sejam extrapolados para outros fluídos. Miller, 1978, p.71, sugere que dados de cavitação sejam extrapolados para fluidos diferentes apenas quando a quantidade de gases dissolvidos nas condições normais de pressão e temperatura sejam os mesmos nos dois líquidos.

5.3.3. Influência da Pressão

Dados experimentais demonstram uma forte dependência de certos limites de cavitação na pressão. A figura 5.4 mostra a variação do índice de cavitação crítica para uma válvu

la de borboleta de 300 mm, ensaiada com diversas aberturas (Baseado em Tullis, 1982, p.3.23). Em gráficos em escala dilogaritmica, verificam-se para todas as aberturas, retas paralelas da mesma inclinação.

A inclinação de cada reta documenta a influência da pressão no fenômeno, e o fato de todas serem de mesma inclinação indica a possibilidade de isolar a pressão dos demais parâmetros para o estudo da cavitação. Dessa maneira, caracteriza-se um efeito de escala piezométrica, o qual deve ser considerado para a correção de desvios, quando se estabelecem relações elementares de semelhança para os coeficientes de cavitação.

Não só a figura 5.4, como outras pesquisas indicam um aumento nos coeficientes de cavitação à medida que crescem as pressões de montante ou de jusante da peça singular.

Baseado na curva apresentada e apoiado por outros ensaios, Tullis, 1982, p.3.11, sugere que os efeitos de escala piezométrica, pelo fato de a representação dilogarítmica ser linear, sejam representados por uma das duas equações seguintes:

$$E_p = \left(\frac{p_j - p_v}{p_j^* - p_v^*} \right)^m \quad (5.14)$$

ou

$$E_p = \left(\frac{p_M - p_v}{p_M^* - p_v^*} \right)^m \quad (5.15)$$

, onde E_p é o fator de correção do efeito de escala piezométrica, e o asterisco indica condições referentes ao ensaio realizado, ou seja, o modelo. O expoente m é a inclinação média das retas oriundas da curva σ por $(p_j - p_v)$ para cada tipo de acessório.

Dessa forma, o índice de cavitação de um protótipo (σ) a partir do índice de cavitação ensaiado, ou modelo, (σ^*) fica:

$$\sigma = \sigma^* E_p \quad (5.16)$$

As equações 5.14 e 5.15 não são matematicamente equivalentes porém, valores aproximadamente iguais do índice de cavitação incipiente ou crítica do protótipo são observados para a faixa normal de uso desses coeficientes. A diferença verificada é confundível com a incerteza experimental na determinação do expoente e dos dois índices de cavitação do modelo (Tullis, 1982, p.3.12).

Miller, 1978, p.84, adota procedimento semelhante para a correção da velocidade de cavitação, cuja forma conveniente é:

$$E'_p = \left(\frac{p_M - p_v}{p_M^* - p_v^*} \right)^n \quad (5.17)$$

, onde n é um fator médio para cada tipo de acessório. Assim

$$U = U^* E'_p \quad (5.18)$$

5.3.4. Influência da Geometria

No estudo da influência dos parâmetros anteriores ficou claramente definida a participação do tamanho do acessório nos coeficientes de cavitação. Inúmeros ensaios mostram que em escoamentos em torno de corpos imersos há um aumento dos coeficientes de cavitação, proporcional ao tamanho do objeto. Enquanto que em escoamentos confinados, tais como em válvulas e máquinas hidráulicas, há uma redução dos coeficientes com o aumento de dimensão (Cheremisinoff, 1981, p.478).

Os ensaios para a determinação dos efeitos de escala geométrica em válvulas revelam-se extremamente custosos, em razão da necessidade da produção de corpos de prova com rigorosa semelhança geométrica. Boa parte dos ensaios feitos nesse sentido foram realizados com placas de orifício tentando simular válvulas. Uma outra parcela significativa utilizou válvulas disponíveis comercialmente, cuja semelhança geométrica deixa a desejar em ensaios científicos. Portanto, as informações disponíveis são vulneráveis a especificações mais rigorosas (Tullis, 1982, p.3.8).

Tullis, 1982, p.3.14, propõe para válvulas correções para o efeito de escala geometria que apresentaremos na forma:

$$E_g = \left[1 - \frac{\ln\left(\frac{D_s}{D_i}\right)}{10^{0,76(1-0,3\ln k_d)}} \right]^r \quad (5.19)$$

, onde E_g é o fator de correção do efeito de escala geométrica, D_s é o maior diâmetro entre o modelo e o protótipo, e D_i , o menor. O termo k_d é o coeficiente de desempenho da válvula na abertura considerada.

Se o diâmetro do modelo for superior ao do protótipo:

$$r = + 2$$

Se o diâmetro do modelo for inferior ao do protótipo:

$$r = - 2$$

Assim:

$$\sigma = \sigma^* E_g \quad (5.20)$$

Miller, 1978, p.84, menciona um fator de correção do efeito de escala geométrica na velocidade de cavitação (E'_g) apenas para válvulas de borboleta, sem alusão a outros modelos. Esse fator é descrito graficamente na figura 5.5, variando com o coeficiente de desempenho e tendo como parâmetro o diâmetro da válvula. Ele é válido tanto para o limite de cavitação incipiente como crítica. Portanto:

$$U = U^* E'_g \quad (5.21)$$

Os efeitos de escala geométrica e piezométrica são supostos como independentes um do outro, de modo a poderem ser combinados para corrigir as alterações de dimensão e pressão entre modelo e protótipo. Assim, no caso geral:

$$\sigma = \sigma^* E_p E_g \quad (5.22)$$

ou

$$U = U^* E_p' E_g'$$

5.4. Efeitos de Escala e os Limites de Cavitação

Nos limites de cavitação incipiente e crítica, tanto Tullis como Miller consideram os mesmos fatores de correção para as escalas piezométrica e geométrica.

Na cavitação de danos incipientes ambos os autores adotam o fator de correção na escala geométrica como unitário. Segundo Tullis, 1978, p.317, pesquisas demonstram um aumento do tamanho dos pontos de erosão de forma significativa com o aumento da geometria nesse limite de cavitação, apesar de não se notar um efeito de escala. Assim, uma vez que o contorno sólido começa a ser afetado pela cavitação, os sistemas de maior porte sofrerão maior perda de massa relativamente aos menores.

Ainda segundo Tullis, 1982, p.3.17, uma quantidade considerável de pesquisas mostram a não ocorrência de efeitos de escala geométrica e piezométrica significativas na cavita

ção de bloqueio. Portanto, podendo-se supor iguais os coeficientes de cavitação de bloqueio entre modelo e protótipo.

Por outro lado, Miller, 1978, p.86, fornece um expoente igual a meio para o fator de correção da escala piezométrica para velocidades de cavitação de bloqueio, e ignora os efeitos de escala geométrica. Uma leitura geral da referência permite concluir que essa indicação baseia-se em pesquisas isoladas e sem condições de verificação por outras fontes. Dessa maneira, as indicações de Tullis aparentam maior confiabilidade.

A tabela seguinte fornece valores numéricos médios dos expoentes para a determinação dos efeitos de pressão na cavitação, segundo Tullis e Miller.

VÁLVULA \ CAVITAÇÃO	INCIPIENTE OU CRÍTICA		DANOS INCIPIENTES	
	m	n	m	n
BORBOLETA	0,28	0,39	0,18	—
ESFERA	0,26	0,40	—	—
CONE	0,22	—	—	—
GLOBO	0,14	0,46	0,30	—

5.5. Dados Experimentais

Neste item serão apresentadas curvas para coe ficientes e velocidades de cavitação, traçadas a partir de infor mações encontradas em Tullis, 1973 e 1982; Miller, 1978; e Ball, 1957. Deverão ser esperadas discrepâncias, às vezes elevadas, en tre os valores fornecidos e os verificáveis em protótipos, em ra zão das considerações feitas nos itens anteriores. Para reduzir as incertezas, os dados devem ser corrigidos dos efeitos de esca la mencionadas.

A quantidade de dados experimentais disponíveis ainda está longe do desejável. Para uma determinada válvula, co mumente não são determinados todos os limites de cavitação.

Como o limite de cavitação incipiente repre sen ta uma condição algo conservativa, a sua determinação não é fre quente.

Ensaio de cavitação, até há pouco, deixavam de lado a cavitação de danos incipientes, baseados na premissa de ser necessário evitar-se a erosão na operação de válvulas. Con tudo, tal fato chega a levar a projetos bastante conservativos, e apenas recentemente iniciaram-se estudos para a definição de critérios para a não ocorrência de danos, apesar da presença da cavitação.

O limite referente ao bloqueio é o menos estu dado, por sua rara ocorrência em casos práticos.

A maior quantidade de informações experimentais disponíveis se referem à cavitação crítica, tomada frequentemente como condição de projeto.

Os dados sobre coeficiente de perda de carga singular e coeficiente de desempenho oriundos da referência Miller estão em correspondência com as informações de cavitação da mesma fonte. Para uso de dados provenientes de fontes diferentes, exige-se maior cautela.

Na figura 5.6, são apresentadas curvas referentes aos quatro limites de cavitação para uma válvula de borboleta com diâmetro de 150 mm. Enquanto que na figura 5.7, para uma do mesmo tipo com diâmetro de 510 mm, são apresentadas apenas as condições incipientes e crítica. Ambas estão nas mesmas condições de pressão e foram traçadas a partir de informações disponíveis em Tullis. Pode-se verificar que uma das curvas apresentadas, quando corrigida pelo efeito de escala geométrica, chega a apresentar divergências significativas em relação à outra.

As condições crítica e de bloqueio para uma válvula de esfera com diâmetro de 300 mm são mostradas na figura 5.8, cuja origem é Tullis. Da mesma fonte, tem-se condições crítica e de danos incipientes para uma válvula globo de 150 mm, as quais são representadas na figura 5.9.

Uma válvula de borboleta com 310 mm de diâmetro têm suas velocidades de cavitação incipiente, crítica e de bloqueio mostradas na figura 5.11, também dessa referência, obtidas

ve-se a velocidade de cavitação crítica para uma válvula de esfera, cujo diâmetro não é mencionado.

Na figura 5.12, têm-se a velocidade de cavitação crítica para uma válvula globo, segundo Miller. A referência informa que a variedade de configurações geométricas impede a obtenção de dados consistentes de cavitação para válvulas globo.

Tanto para válvulas de esfera como globo, Miller não faz menção de correções para os efeitos de escala geométrica.

Na figura 5.13 é disponível um mapa para a orientação dos efeitos de cavitação em válvulas de gaveta. A definição dos níveis de cavitação é subjetiva, não estando de acordo com aquelas outras realizadas. O mapa condensa informações obtidas em estudos realizados com válvulas de diâmetros iguais a 150; 200; 250 e 300 mm. Devido à limitação inferior das fronteiras, apesar de não indicado na referência, um exame desse mapa indica que sua validade restringe a cargas totais de montante superiores a 10m.ca.

Na figura 5.14 tem-se índices de cavitação para a válvula Koval.

5.6. Comentários

A diversidade de parâmetros empregados para descrever os limites de cavitação requer um exame cuidadoso do significado ou definição de cada um, quando da análise dos dados experimentais disponíveis.

O fenômeno da cavitação é um caso típico onde a análise dimensional ainda não conseguiu estabelecer igualdade plena entre as relações de semelhança. Assim, uma vez estabelecida a condição limite de cavitação para a operação de uma válvula, a obtenção de coeficiente ou velocidade de cavitação a partir de modelos deve ser cuidadosa, visando minimizar eventuais discrepâncias.

Agregando o presente estudo de cavitação nos conceitos apresentados no capítulo anterior, é obtido um método de seleção de válvulas para regulagem de vazão, a ser proposto no próximo capítulo.

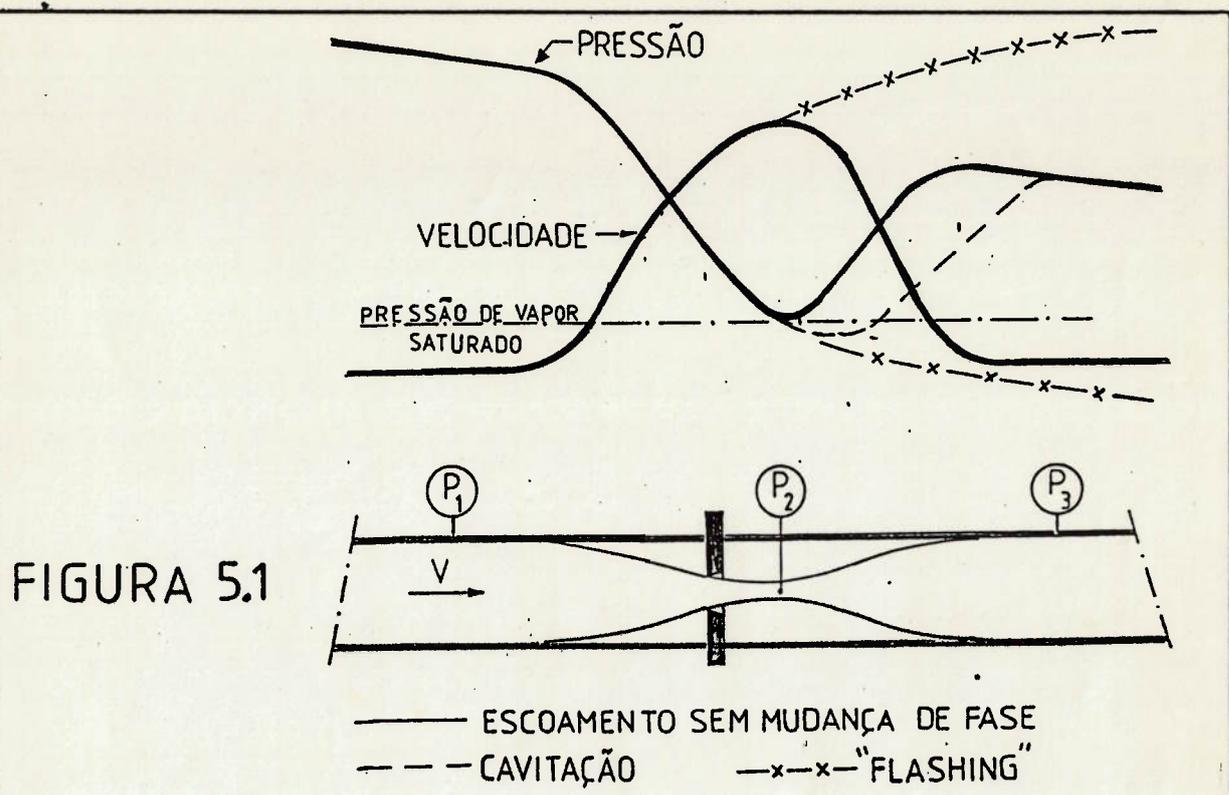


FIGURA 5.1

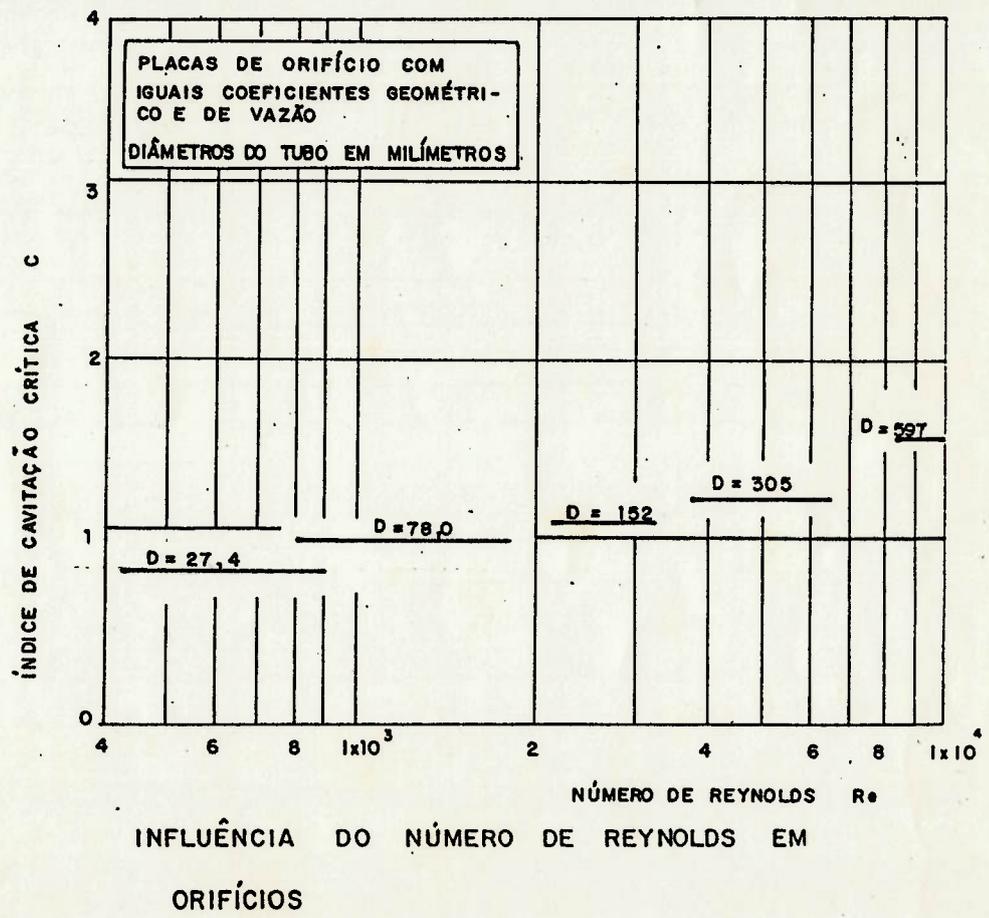
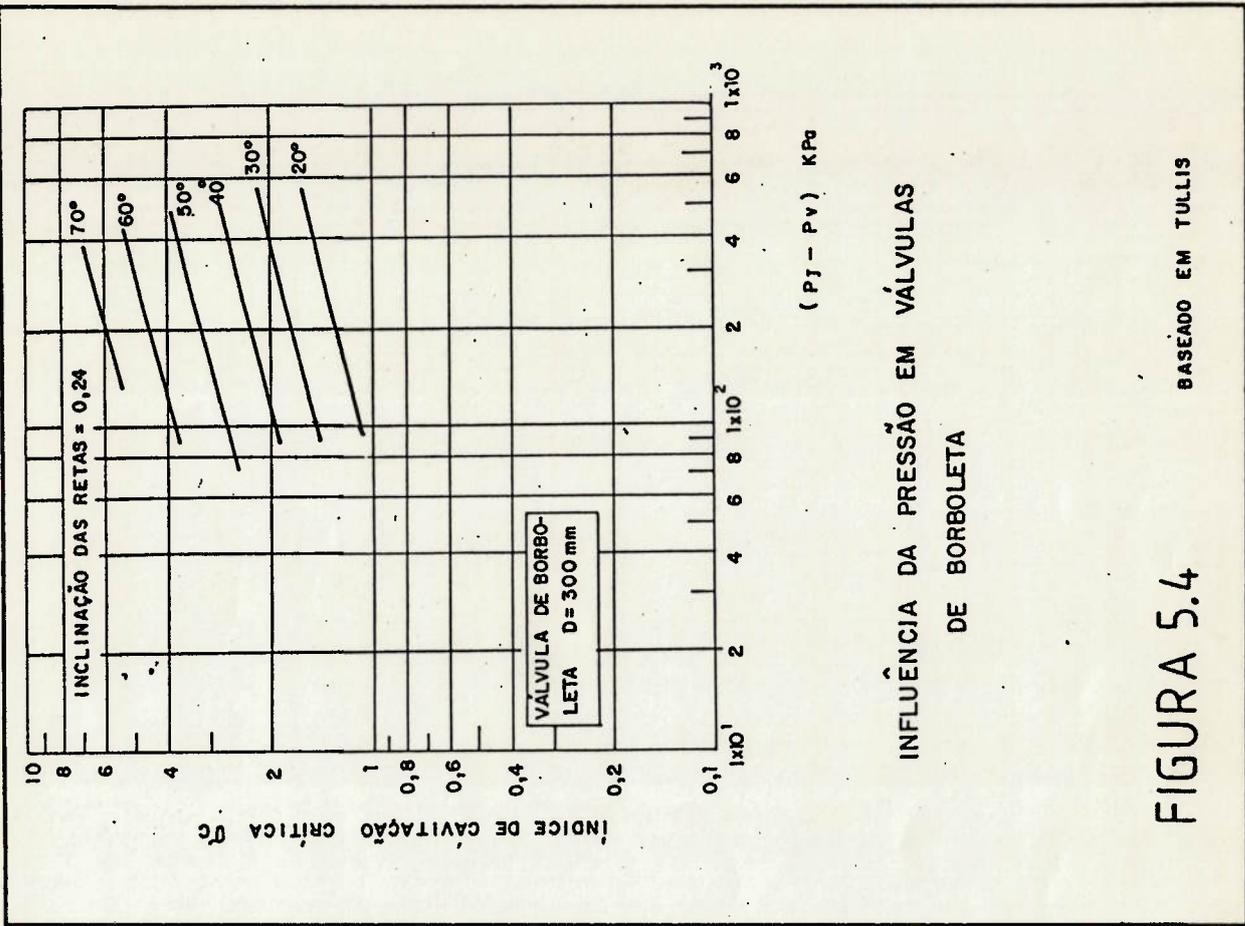


FIGURA 5.2

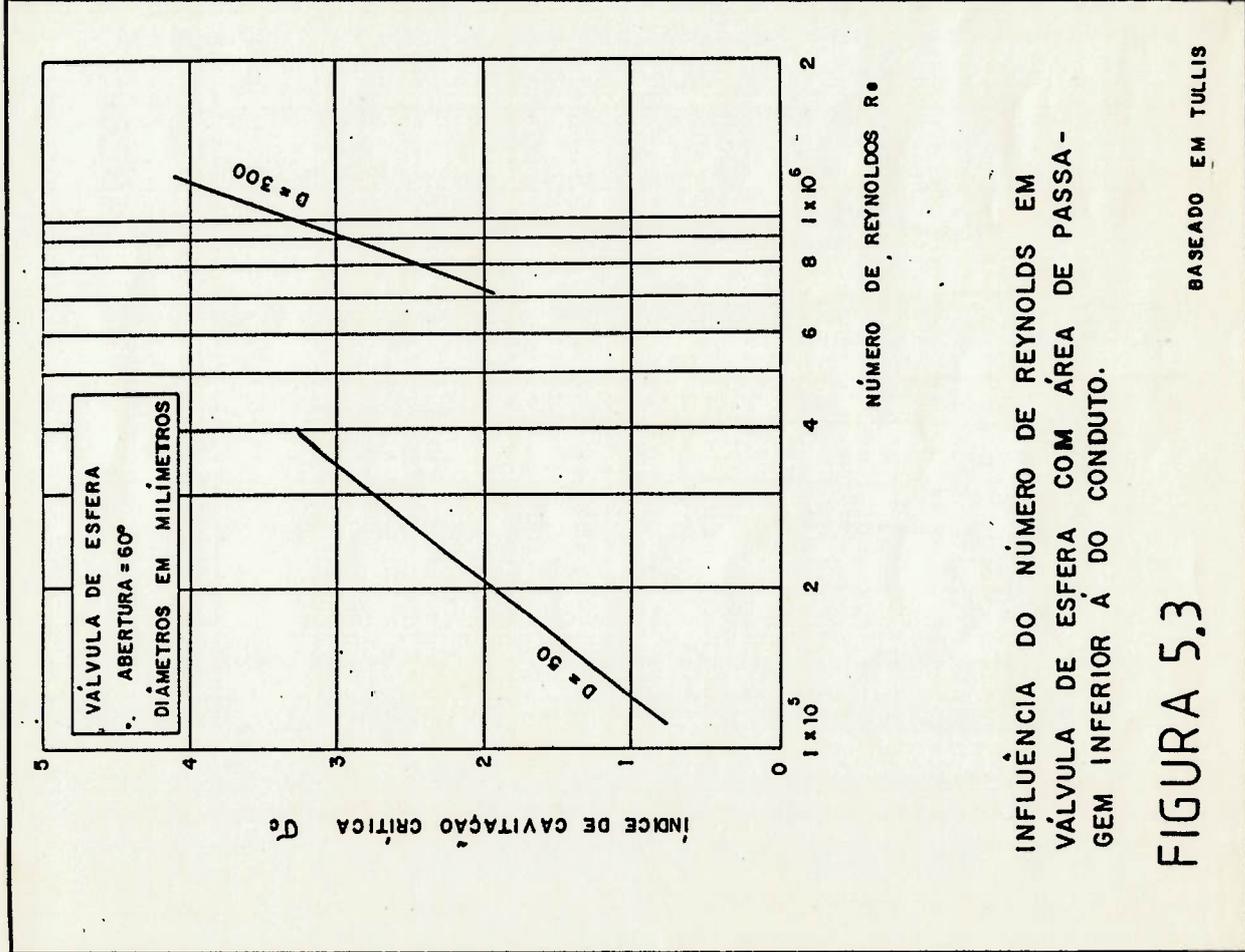
BASEADO EM TULLIS

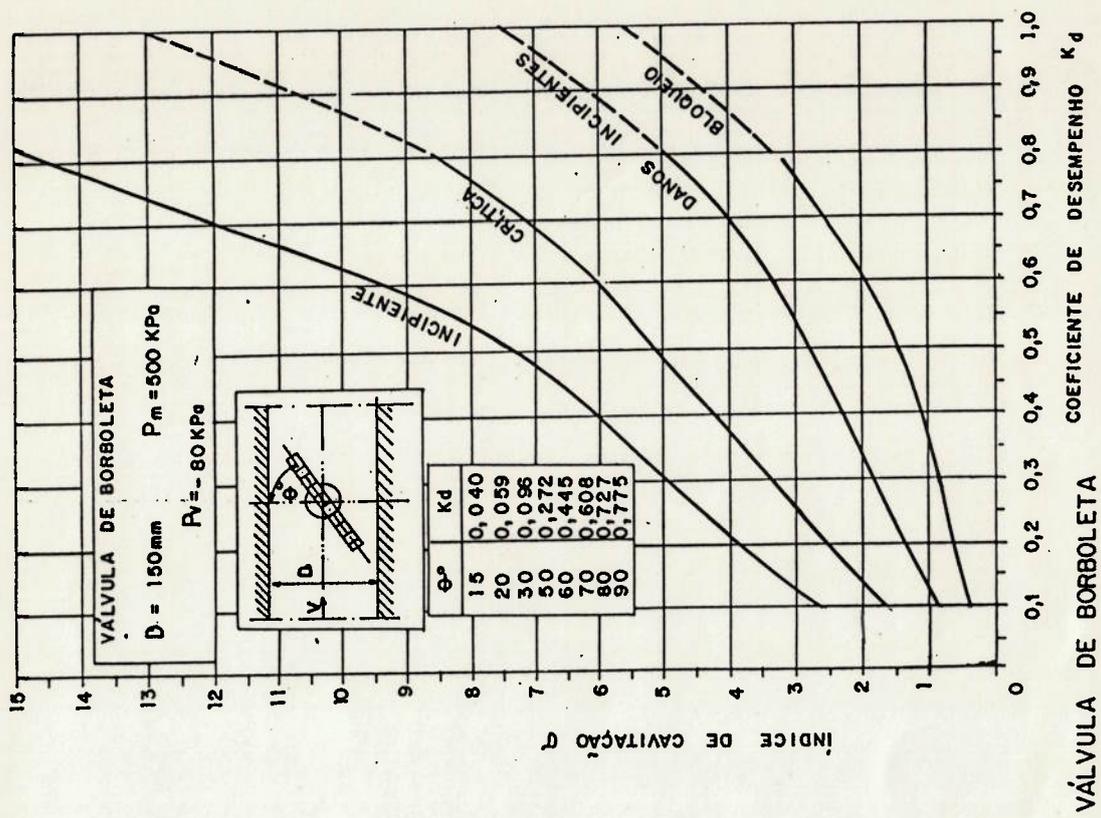


INFLUÊNCIA DA PRESSÃO EM VÁLVULAS DE BORBOLETA

FIGURA 5.4

BASEADO EM TULLIS

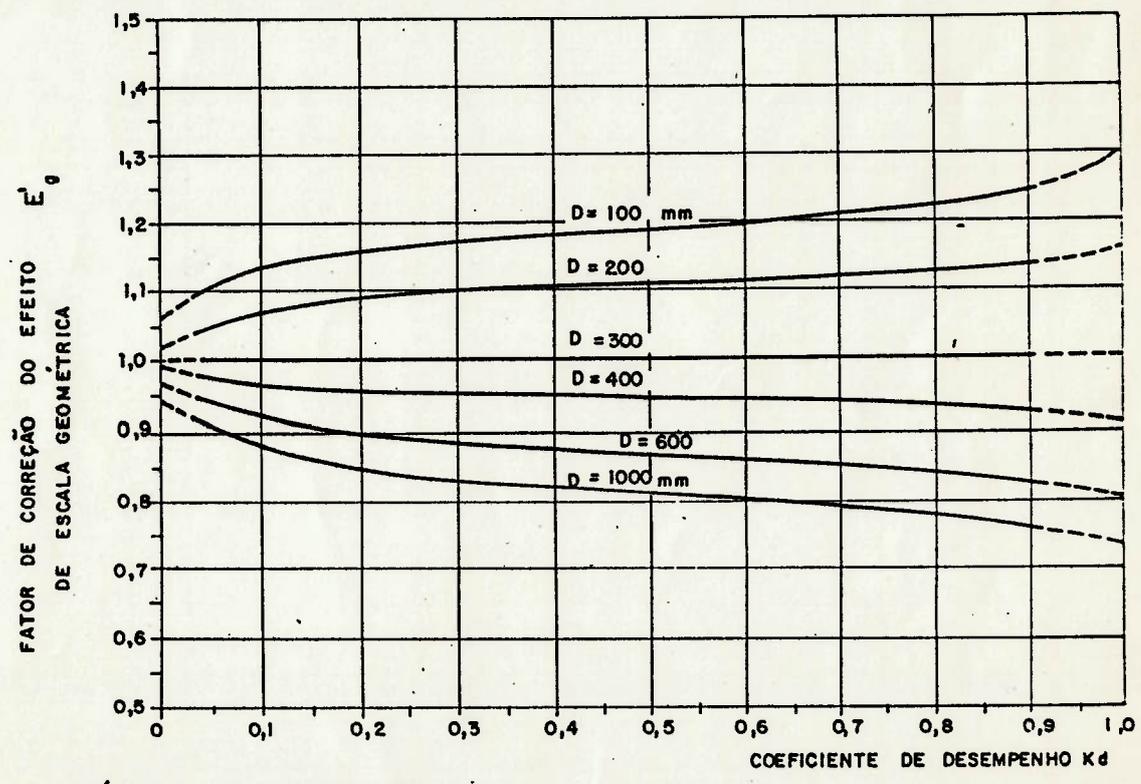




VÁLVULA DE BORBOLETA

FIGURA 5.6

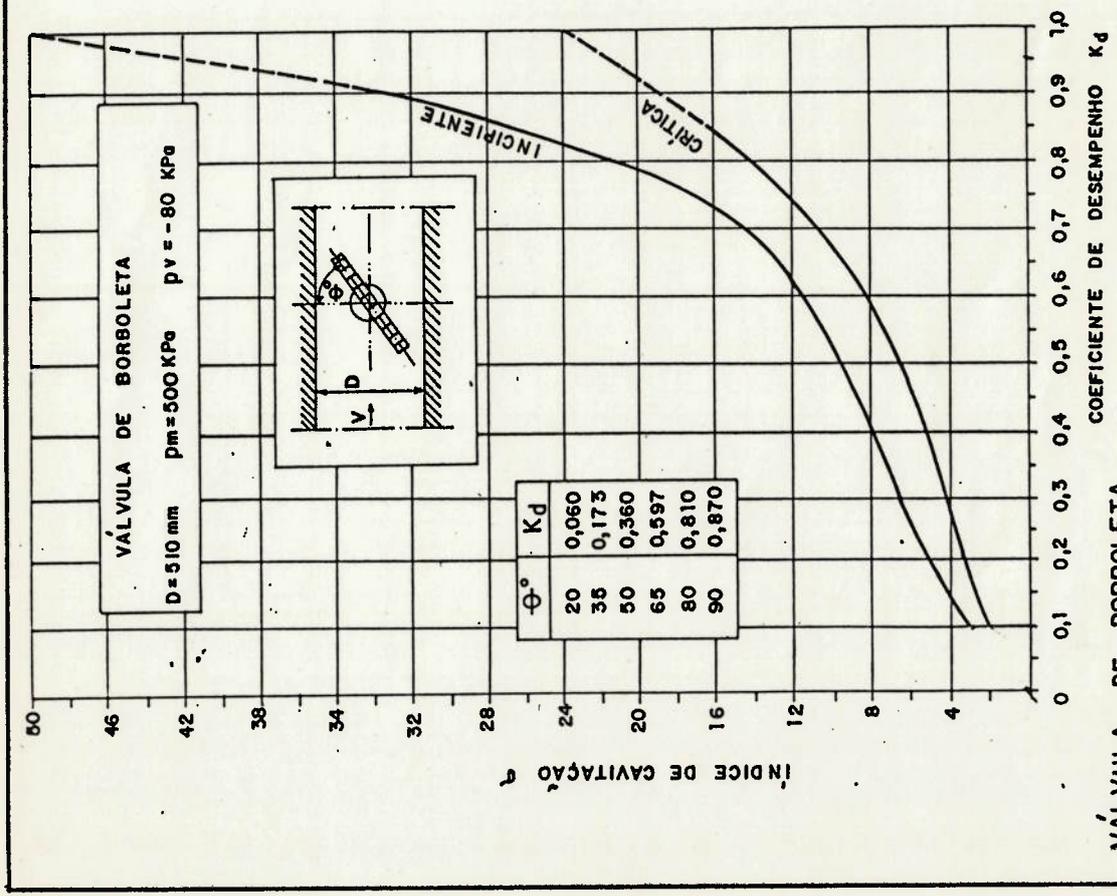
BASEADO EM TULLIS



VÁLVULA DE BORBOLETA

BASEADO EM MILLER

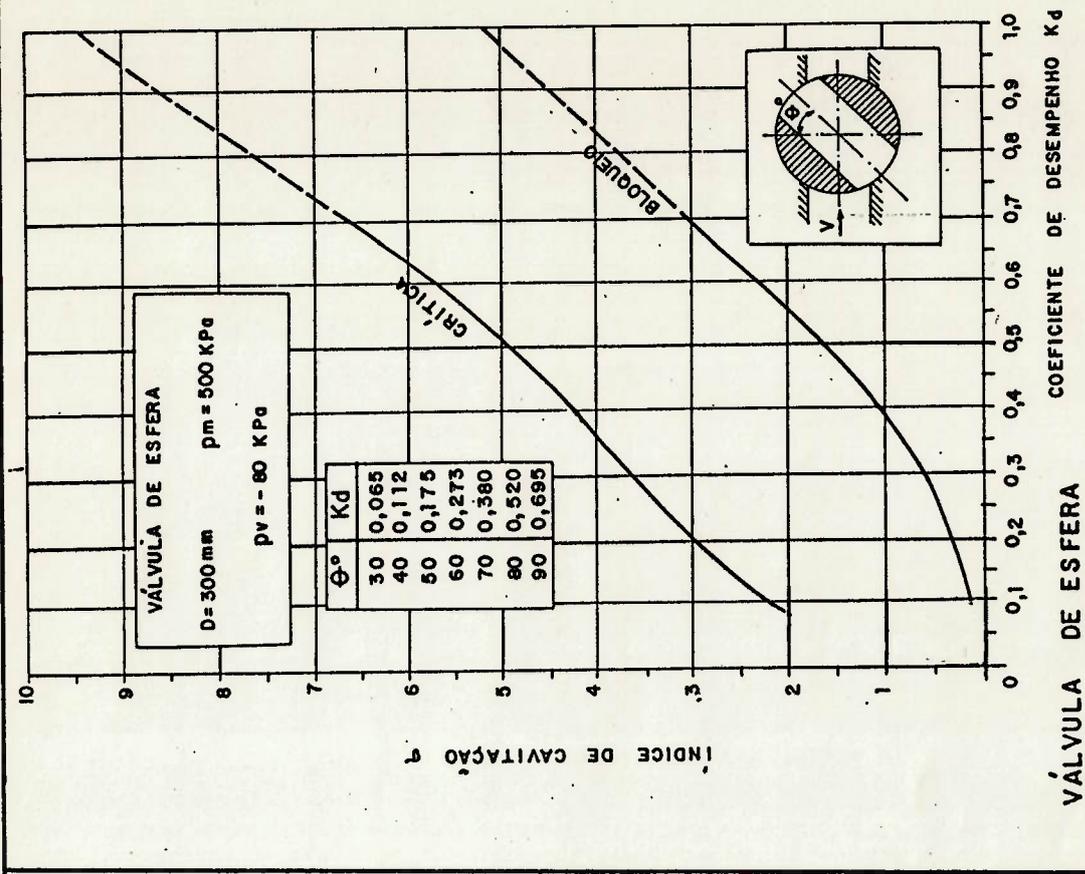
FIGURA 5.5



VÁLVULA DE BORBOLETA

FIGURA 5.7

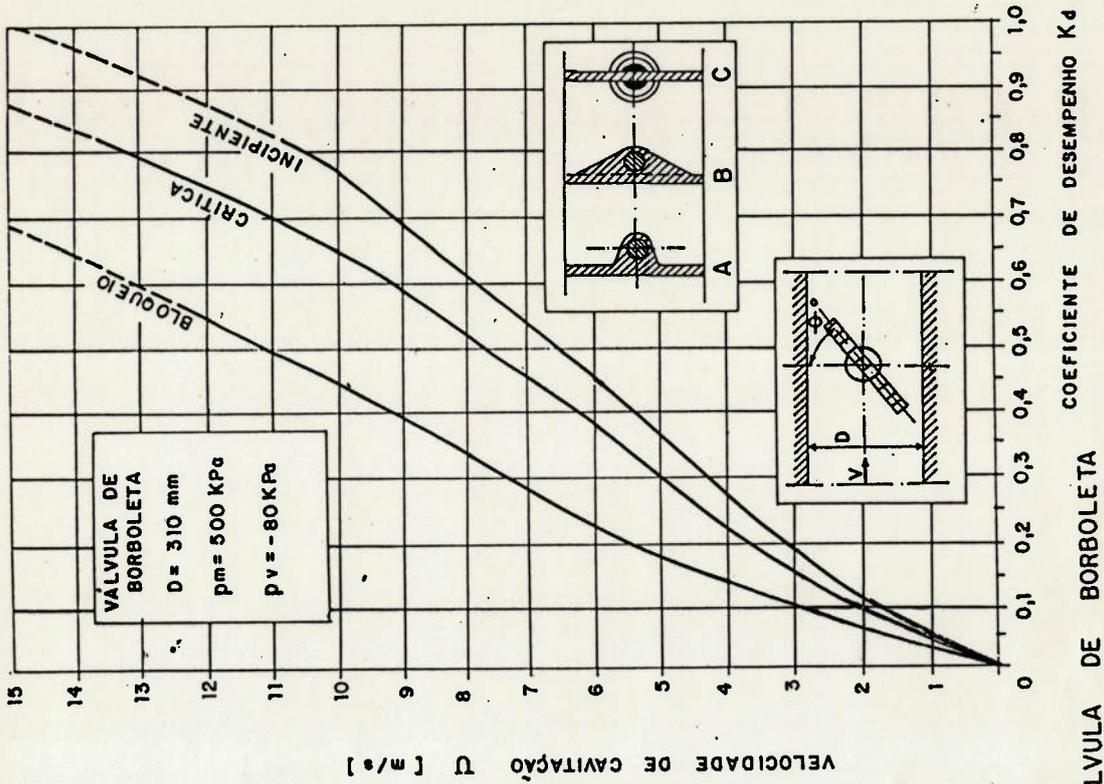
BASEADO EM TULLIS



VÁLVULA DE ESFERA

FIGURA 5.8

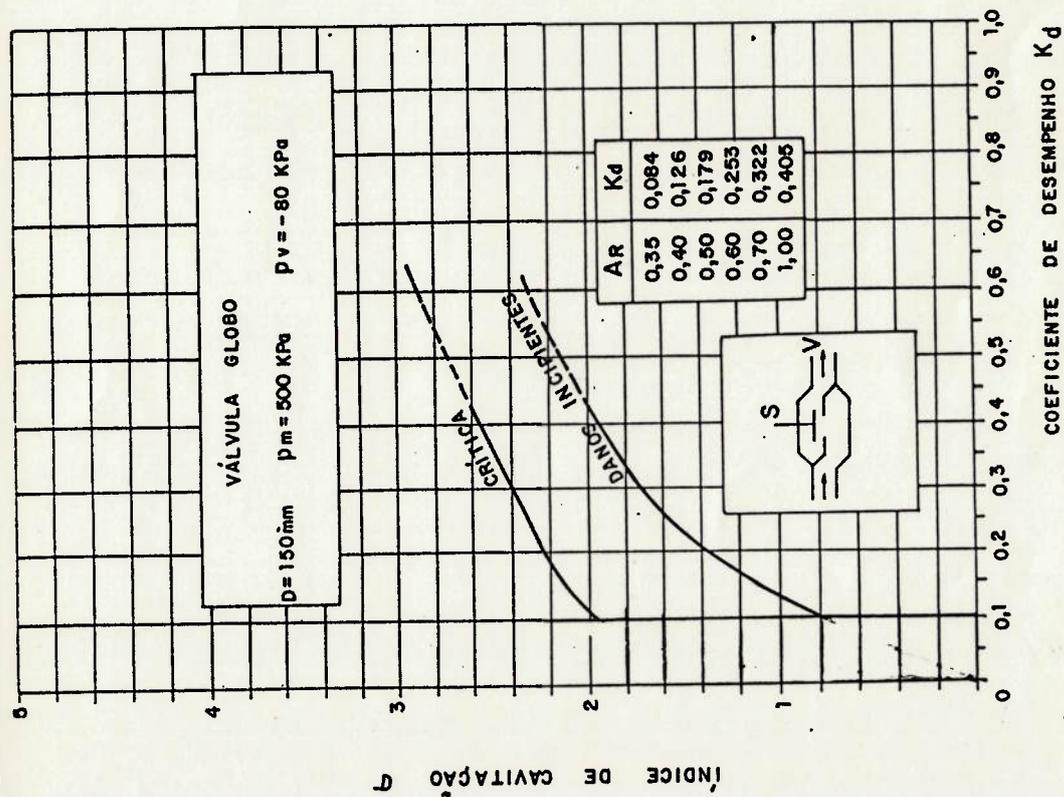
BASEADO EM TULLIS



VÁLVULA DE BORBOLETA

FIGURA 5.10

BASEADO EM MILLER



VÁLVULA GLOBO

FIGURA 5.9

BASEADO EM TULLIS

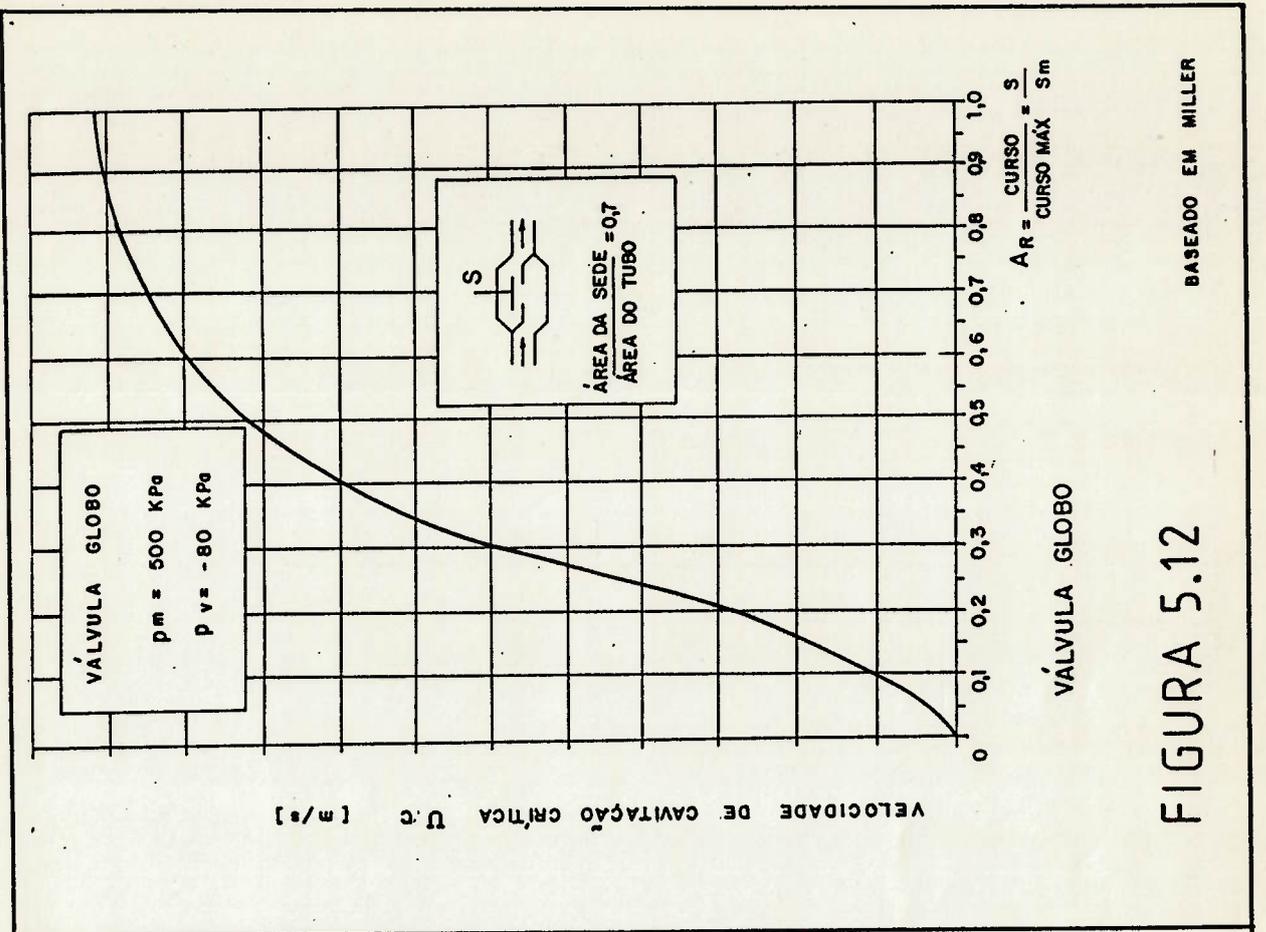


FIGURA 5.11

BASEADO EM MILLER

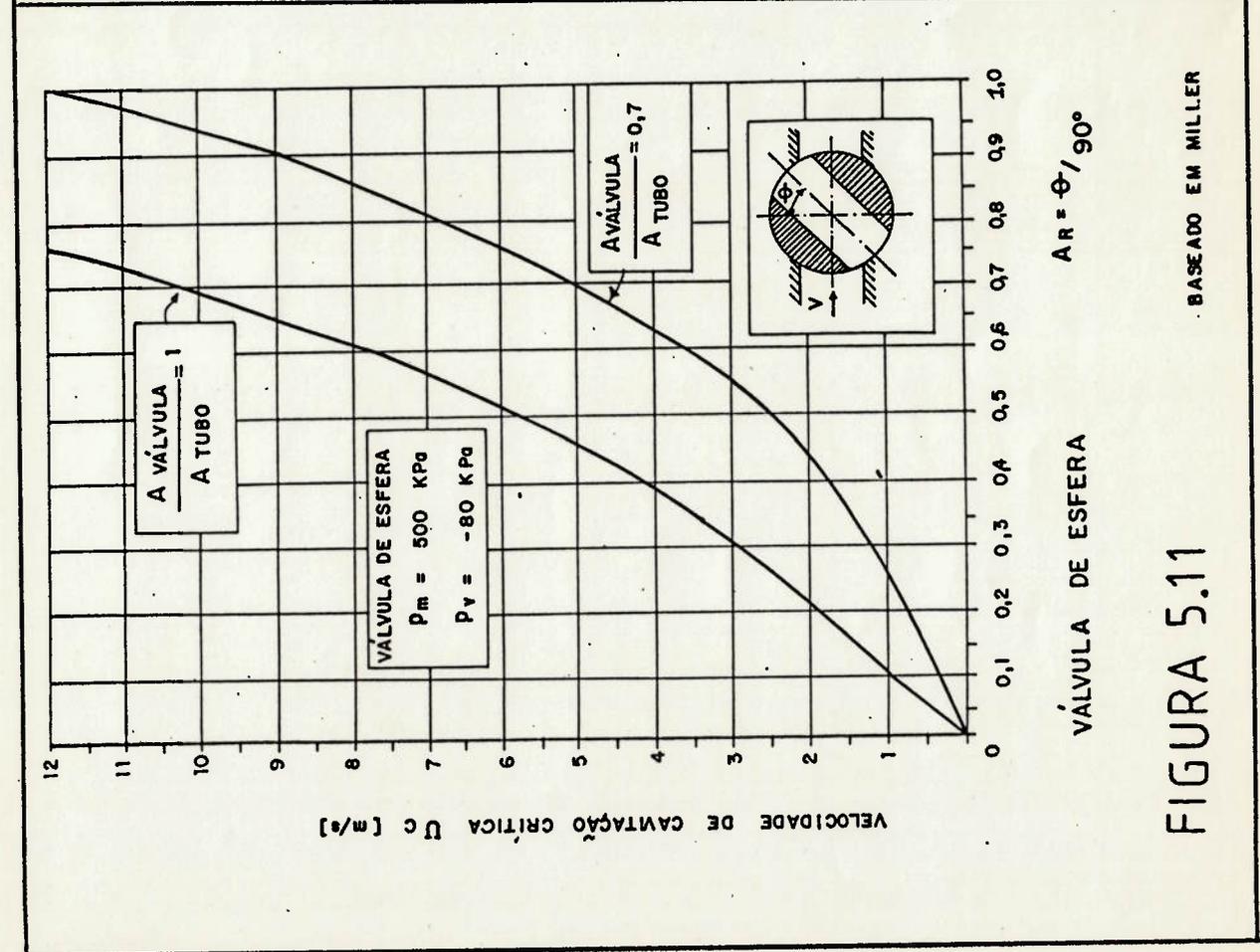
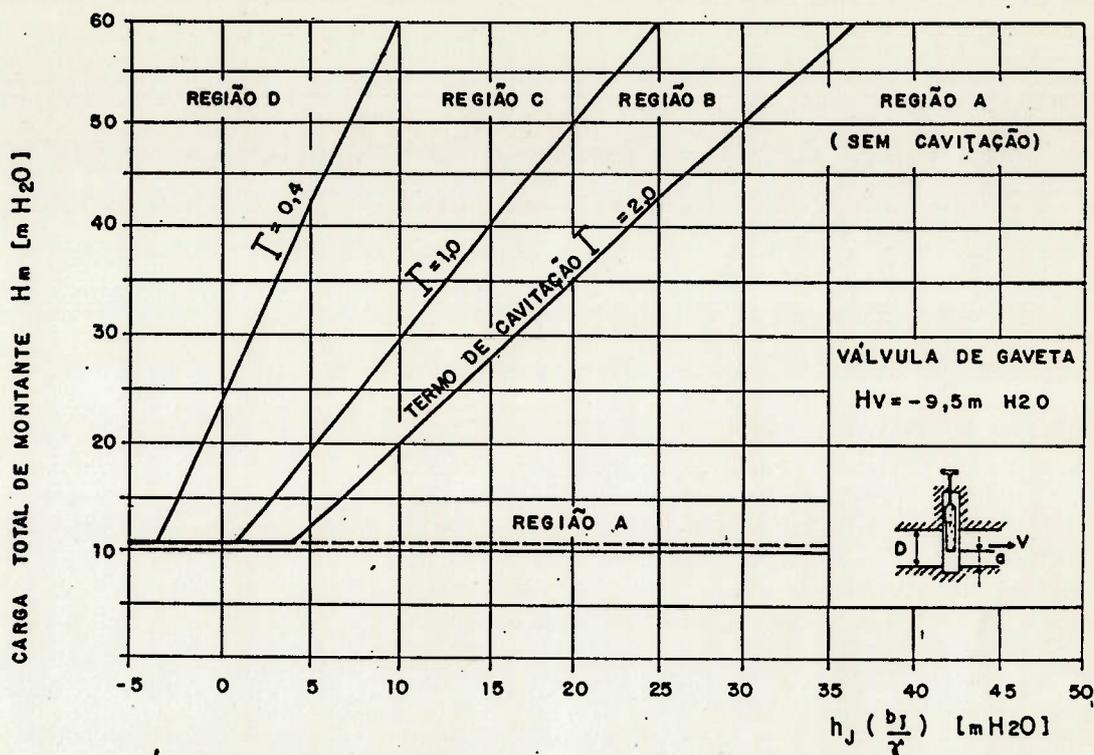


FIGURA 5.12

BASEADO EM MILLER

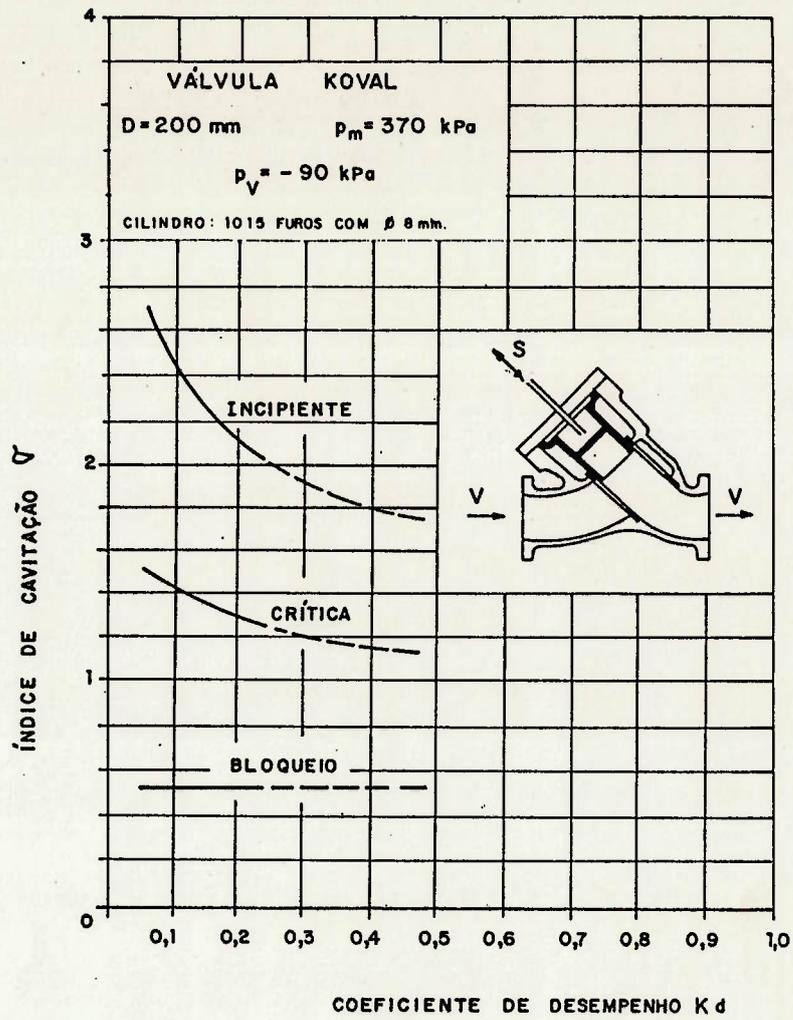


VÁLVULA DE GAVETA

FIGURA 5.13

BASEADO EM BALL

- REGIÃO A: SEM CAVITAÇÃO. NÃO HÁ NECESSIDADE DE PROTEÇÃO.
- REGIÃO B: CAVITAÇÃO DE PEQUENA INTENSIDADE NO EXTREMO DE SAÍDA DA VÁLVULA. PROVAVELMENTE É DESNECESSÁRIO PROTEÇÃO.
- REGIÃO C: CAVITAÇÃO DE INTENSIDADE SIGNIFICATIVA, COM DANOS RESTRITOS À EXTREMIDADE DE SAÍDA DA VÁLVULA. PROTEÇÃO É REQUERIDA EM TORNO DESSE LOCAL.
- REGIÃO D: CAVITAÇÃO DE INTENSIDADE SEVERA, COM DANOS NO CONDUTO DE JUSANTE. PROTEÇÃO REQUERIDA CONTRA PROPAGAÇÃO DE CAVITAÇÃO A JUSANTE DA VÁLVULA.



VÁLVULA MULTIJATO " KOVAL "

BASEADO EM LEMOS

FIGURA 5.14

CAPÍTULO VISELEÇÃO DE VÁLVULAS PARA REGULAGEM DE VAZÃO

Identificada a impossibilidade de tratar-se a válvula como elemento dissociado do conduto na análise do controle de escoamento em sistemas hidráulicos, surge a proposta básica deste trabalho, um método para a seleção de válvulas, onde seja possível analisá-la interagindo com o conduto, de modo a pelo menos definir-se:

- características operacionais do sistema
- posições convenientes máximas e mínimas do obturador
- inter-relacionamento entre vazões para as diversas aberturas da válvula.
- limites convenientes para o emprego de válvula segundo as condições de dissipação de carga no sistema
- condições de comparações referentes à dissipação de carga na válvula.

Tendo por base os diagramas generalizados para válvula e conduto, e em conjunto com os demais conceitos emitidos

nos capítulos precedentes, consegue-se reunir informações suficientes para propor-se um método gráfico de seleção de válvulas.

Após reunir-se as informações obtíveis nos diagramas generalizados, o processo de seleção se complementa com a verificação quanto aos níveis de cavitação passíveis de ocorrer.

O método apresentado pressupõe o escoamento na região de turbulência completa, condição verificada em quase todos os casos de adução de água. Para outras situações, serão notáveis discrepâncias proporcionais ao desvio dos coeficientes de perda de carga distribuída e singular em função da influência do número de Reynolds, não eliminando a aplicação do método. No item 2.1 foi verificado que em números de Reynolds superiores a mil, o coeficiente de perda singular é aproximável como constante.

As situações apresentáveis para a seleção de válvulas são de grande amplitude, invalidando a formulação de "roteiros de selecionamento". Cada caso deve ser examinado segundo suas peculiaridades, utilizando-se os conceitos emitidos anteriormente, e não de maneira inversa. O assunto comporta, no máximo, algumas considerações gerais sobre os parâmetros básicos envolvidos e o significado dos diagramas generalizados.

6.1. Parâmetros Envolvidos no Dimensionamento

O emprego de uma válvula como elemento final de regulagem é associável à fixação de vazão ou à dissipação de energia no sistema. O seu dimensionamento requer, então, a definição

de fatores relativos à interação do escoamento com o sistema, cujos principais são:

- configuração do sistema. Arranjo físico e dimensões dos reservatórios e condutos
- carga total. Normalmente aproximável à carga potencial, isto é, à diferença de cotas entre os níveis dos reservatórios e o plano de referência
- perda de carga no sistema. Perda singular relativa aos acessórios diferentes da válvula (entrada, saída, curvas, junções etc) e perda distribuída referente ao conduto.
- limitação da perda de carga total no sistema a um valor pré-especificado
- carga a ser dissipada na válvula. Caso a válvula seja empregada para dissipação de energia, é a diferença entre a carga total disponível e a perda de carga no sistema. Para regulagem de vazão, a perda de carga será uma consequência dos valores a serem estabelecidos, variável junto com a perda de carga no sistema.

Por outro lado, é preciso fixar um dado modelo de válvula. Ele pode ser estabelecido a priori, segundo conveniências econômicas, disponibilidade e até mesmo preferências pessoais. Requerendo então um estudo dirigido para a adaptação do sistema, e seu controle, à válvula.

Outra possibilidade é fixar-se a configuração do sistema e, por escolhas sucessivas, verificar qual a válvula mais conveniente para a operação do sistema.

Esses dois caminhos não são decidíveis com o método proposto. A utilização começa a partir de um arranjo físico do sistema e o estabelecimento de um modelo de válvula, ambos tidos como provisórios. A seguir, por análise gráfica, estabelece-se as condições de operação da válvula (característica efetiva, limites de operação etc). Uma vez determinados os parâmetros operacionais, eles devem ser comparados com os requisitos de projeto.

6.2. Significado dos Diagramas Generalizados

A definição de cada um dos diagramas generalizados da válvula e conduto teve como objetivo ressaltar um aspecto básico da conjugação de ambos como determinantes do escoamento. Cada um desses diagramas apresenta um significado para o dimensionamento geométrico da válvula.

6.2.1. Diagrama Generalizado de Operação

O diagrama generalizado de operação define o comportamento de válvula num sistema, entre os extremos máximos e mínimos de abertura.

A válvula é identificada pela sua abertura reduzida. O sistema (conduto e acessórios distintos da válvula) pelo seu fator de perda. Dessa maneira, a descrição de ambos não é específica, permitindo assinalar situações "equivalentes", aquelas onde, apesar de configurações distintas, resultam em escoamentos iguais.

Além disso, as curvas definidas no capítulo IV para cada válvula permanecem válidas para qualquer configuração do sistema.

Uma vez identificado o sistema pelo seu fator de perda, na curva correspondente é possível acompanhar o comportamento da válvula de 0 a 100% da abertura, identificando-se a característica efetiva, limites de operação, eventuais pontos de inflexão e assim por diante.

A abertura superior de operação deve ser escolhida de forma a, uma vez ultrapassada, verifiquem-se alterações relativamente pequenas na vazão reduzida com o curso do obturador.

Para a abertura inferior da operação, o ponto escolhido deve estar suficientemente afastado do ponto de fechamento, de modo a não ocorrerem significativas alterações de vazão em movimentos curtos do obturador.

Os diagramas de operação indicam que essas aberturas extremas variam de posição relativa, acentuadamente, segundo o fator de perda. Em termos gerais, a alteração de posição do

obturador é mais crítica próximo do ponto de fechamento do que na abertura total.

Para alguns tipos de válvulas, o ponto de fechamento ocorre em aberturas distintas de zero, podendo chegar a 15 ou 20%, reduzindo significativamente a faixa de regulação da válvula.

Deve-se notar, à medida que o fator de perda aumenta, ocorre uma grande variação de vazão logo no início da abertura, em alguns casos bastante acentuada. Nota-se, após, uma região de variação mínima de vazão, até a abertura total. Existe, então, um limite para o fator de perda conveniente para emprego da válvula, limite este verificável no diagrama de operação, por inspeção.

Nesse limite de fator de perda, as aberturas extremas de operação tendem a valores próximos. Configura-se a inconveniência da função de regulação a partir desse limite.

Como critério orientativo, considera-se uma válvula adequada à função de regulação, quando a variação de curso entre as aberturas extremas de operação é pelo menos 50% do curso efetivo da válvula, ou nas curvas de operação deve ser verificado.

$$\frac{\left(\begin{array}{c} \text{abertura superior} \\ \text{de operação} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{abertura inferior} \\ \text{de operação} \end{array} \right)}{1 - \left(\begin{array}{c} \text{abertura do ponto} \\ \text{de fechamento} \end{array} \right)} \gg 0,5$$

6.2.2. Diagrama Generalizado de Aplicação

O diagrama generalizado de aplicação permite verificar visualmente as variações de vazão reduzida que ocorrerão num sistema segundo as diversas posições do obturador.

Identificando o sistema por seu fator de perda, uma reta vertical referente a esse valor interceptará as curvas do diagrama (ou os parâmetros de abertura reduzida) fornecendo as variações correspondentes de vazão reduzida.

De modo mais amplo, na curva de aplicação, com mais facilidade do que na de operação, é possível determinar os fatores de perda máximo e mínimo convenientes para a aplicação de uma determinada válvula.

Para uma válvula ideal o valor mínimo do fator de perda no sistema é a unidade (eq. 4.2). Valores desse fator tendendo a zero denotam, na curva de aplicação, a característica inerente da válvula, porque o fator de perda mede a influência do sistema no escoamento.

O diagrama de aplicação mostra que, conforme o fator de perda aumenta, as curvas referentes às aberturas reduzidas começam a se concentrar nas proximidades da abertura reduzida igual a um. Significa uma variação elevadíssima de vazão no curso final do obturador.

O diagrama de aplicação permite verificar que, para aberturas reduzidas da ordem de 0,05 acima do ponto de fechamento, as curvas referentes a grande parte das válvulas apresentam uma localização próxima. O coeficiente de perda de carga tendendo ao infinito próximo do fechamento equaliza o comportamento final das válvulas.

Conclui-se, então, haver uma limitação superior quanto ao fator de perda para regular o escoamento com uma única válvula, determinável pelo diagrama de aplicação. Ultrapassada essa condição, próximo do fechamento, ocorrerão alterações bruscas de vazão, com possibilidade de regimes transitórios inadequados.

6.2.3. Diagrama Generalizado de Limitação

O diagrama generalizado de limitação descreve o comportamento da válvula utilizada no sistema, em relação a uma válvula ideal. Este diagrama proporciona uma análise da eficiência da conversão de carga na válvula relativamente ao sistema.

Com as curvas do diagrama, verifica-se que, diminuindo-se o fator de perda, a vazão máxima (real) permitida pela válvula começa se afastar da vazão teórica obtível no sistema, com uma válvula ideal. Indica-se assim a eficiência da válvula no sistema. É concluível que quanto menor for o fator de perda, pior será o desempenho da válvula no sistema, em relação à carga disponível.

Uma solução para o problema será apresentada nos estágios seguintes:

1º ESTÁGIO: Fator de perda

Do diagrama de Moody, com

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0,2}{800} = 0,00025$$

, tem-se o coeficiente de perda de carga distribuída no regime de turbulência completa:

$$f = 0,014$$

$$F_p = 0,014 \frac{900}{0,8} + 2,3 \rightarrow F_p = 18$$

Com esse valor é traçada a curva de operação para uma válvula de borboleta, segundo Levin, tipo C, figura 4.5, com a interpolação permitida pela curva de aplicação, figura 6.1.

2º ESTÁGIO: Condições de fechamento

Na figura 6.1, verifica-se que nos últimos 10% do curso do obturador com alteração de vazão ($A_R = 0,25$ a $0,15$), ocorre uma variação de vazão da ordem de 21% da máxima vazão, valor aceitável em termos preliminares.

3º ESTÁGIO: Dissipação de energia

Do diagrama de limitação, para a válvula escolhida, figura 4.5c, tem-se um fator de limitação da válvula na abertura máxima de 0,99.

Significa, na abertura máxima, ser a vazão obtível no sistema igual a 99% daquela que seria alcançada caso a válvula fosse ideal.

4º ESTÁGIO: Operação da válvula

No diagrama de aplicação é verificado que ocorre uma restrita alteração de vazão para aberturas reduzidas superiores a 0,7 aproximadamente.

Da curva de operação na figura 6.1, obtem-se:

- ponto de fechamento, $A_R = 0,15$
- a característica efetiva da válvula é aproximadamente linear, desde o ponto de fechamento até uma abertura reduzida da ordem de 0,6.

- abertura superior de operação.

A partir da abertura reduzida de 0,7, as variações de vazão em função do curso do obturador passam a ter um valor restrito. Tal condição é tomada como a abertura superior de operação.

- a vazão reduzida regulável superior, segundo o item precedente, é $QR_j = 0,93$.

- abertura inferior de operação.

Nas proximidades do ponto de fechamento nota-se um comportamento linear e regular da curva de operação, numa inclinação onde as aberturas são praticamente proporcionais às vazões reduzidas.

Em tese, a abertura inferior de operação corresponderia ao ponto de fechamento da válvula. Contudo, a operação da válvula nessas condições seria bastante crítica, em virtude das elevadíssimas velocidades que ocorreriam na região entre a sede e o obturador.

adota-se como abertura inferior de operação o valor de 0,20.

- a vazão reduzida regulável inferior fica $QR_I = 0,12$.

- possibilidade da função de regulagem com o critério do item 6.2.1

$$\frac{0,70 - 0,20}{1 - 0,15} = 0,59$$

valor superior a 0,5, portanto adequada à função, segundo o critério.

5º ESTÁGIO: Valores para o escoamento

- carga disponível no sistema, $h = 20$ m.c.a
- coeficiente de perda singular na válvula totalmente aberta, figura 2.9.

$$k_v^* = 0,25$$

- vazão máxima. Da equação 4.2.

$$Q_{\max} = \frac{\pi \times 0,8^2}{4} \sqrt{\frac{2 \times 9,8 \times 20}{18 + 0,25}} \rightarrow Q_{\max} = 2,3 \text{ m}^3/\text{s}$$

, com velocidade: $V_{\max} = 4,6$ m/s

- vazão regulável superior.

$$Q_S = 2,3 \times 0,93 \rightarrow Q_S = 2,1 \text{ m}^3/\text{s}$$

, com $V_S = 4,3$ m/s.

- vazão regulável inferior.

$$Q_I = 2,3 \times 0,12 \rightarrow Q_I = 0,28 \text{ m}^3/\text{s}$$

, com $V_I = 0,55$ m/s

6º ESTÁGIO: Perda de carga na válvula

- abertura superior de operação.

Da figura 2.9 , $k_{V_S} = 3,1$

$$\Delta H_S = 3,1 \times \frac{4,2^2}{2 \times 9,8} \rightarrow \Delta H_S = 2,8 \text{ m.c.a}$$

- abertura inferior de operação.

Da figura 2.9 , $k_{V_I} = 1300$

$$\Delta H_I = 1300 \frac{0,55^2}{2 \times 9,8} \rightarrow \Delta H_I = 20,1 \text{ m.c.a}$$

7º ESTÁGIO: Verificação da cavitação

Considera-se que a figura 5.6, representação dos índices de cavitação segundo Tullis, seja válida para a válvula selecionada.

- pressão de montante.

corresponde ao ponto 3 do esquema

$$H_m = 52 - \left(f \frac{L_{13}}{D_{13}} + K_{S_1} + K_{S_2} \right) \frac{V^2}{2g}$$

$$p_m = 52 \times 9,8 \times 1000 - \left(0,014 \frac{600}{0,8} + 0,5 + 0,4\right) 500 V^2$$

$$p_m = 509.600 - 5.700 V^2$$

- pressão de jusante.

corresponde ao ponto 4 do esquema. É igual à pressão de montante menos a dissipação de pressão ocorrida na válvula:

$$p_j = p_m - \rho \frac{k_v V^2}{2}$$

$$p_j = 509.600 - 5.700 V^2 - 500 k_v V^2$$

$$p_j = 509.600 - 500 V^2 (11,4 + k_v)$$

- pressão de vapor.

$$p_v = 9,8 \times 1000 \times H_v = 9.800 (-9,8) \rightarrow p_v = -96 \text{ kPa}$$

- índice de cavitação do escoamento da equação 5.1:

$$\sigma_e = \frac{509.600 - 500 V^2 (11,4 + k_v) + 96 \times 10^2}{500 k_v V^2}$$

$$\sigma_e = \frac{1211}{k_v v^2} - \frac{11,4+k_v}{k_v}$$

$$\sigma_e = \frac{1}{k_v} \left(\frac{1211}{v^2} - 11,4 \right) - 1$$

- vazão reduzida, velocidades, pressões.

as vazões reduzidas, para diversas aberturas reduzidas, obtidas na curva de operação (ou na de aplicação), as correspondentes velocidades e pressões de montante e jusante es tão indicados na tabela 6.1, bem como o índice de cavitação de escoamento.

- índices de cavitação.

os índices de cavitação referentes aos limi tes incipiente, crítica, danos incipientes e bloqueio, oriundos da figura 5.6, são relacionados na tabela 6.2, bem como os res pectivos valores corrigidos pelos fatores de escala estudados no capítulo cinco.

Com os valores das duas tabelas são traçadas as curvas da figura 6.2. Verifica-se que a válvula não estará su jeita à cavitação crítica na faixa de regulação.

Na faixa entre as aberturas reduzidas de 0,25 a 0,55, a válvula estará sujeita à cavitação incipiente. Nível, porém, tido como conservador.

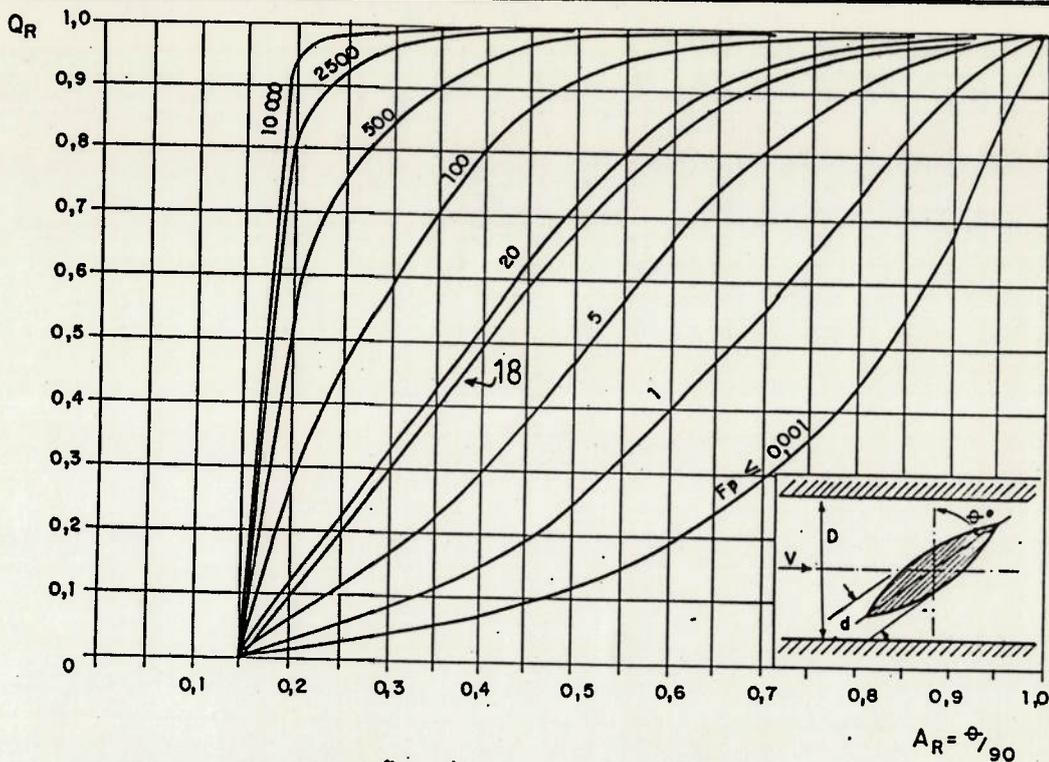


DIAGRAMA DE OPERAÇÃO: VÁLVULA DE BORBOLETA

BASEADO EM LEVIN (TIPO C)

FIGURA 6.1

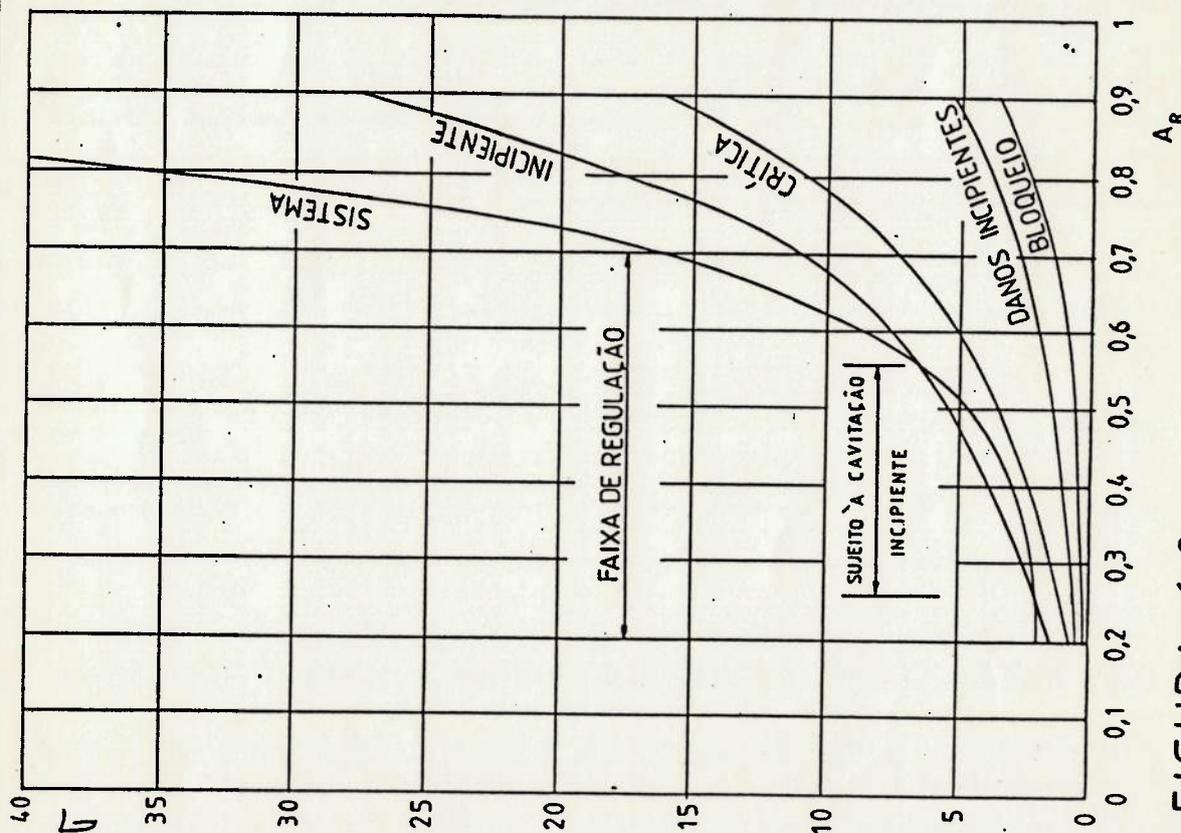


FIGURA 6.2

A_R	k_v	Q_R	V [m/s]	P_m [kPa]	P_j [kPa]	ζ_e
0,2	1300	0,12	0,55	507,9	311,3	2,1
0,3	190	0,31	1,4	498,4	312,2	2,2
0,4	55	0,50	2,3	479,4	334,0	3,0
0,5	20	0,70	3,2	451,2	348,8	4,3
0,6	6,9	0,85	3,9	422,9	370,4	8,9
0,7	3,1	0,93	4,3	404,2	375,5	16
0,8	1,3	0,97	4,5	394,2	381,0	36
0,9	0,54	0,99	4,6	389,0	383,3	84

TABELA 6.1

A_R	k_d	ζ_i^*	ζ_i	ζ_c^*	ζ_c	ζ_D^*	ζ_D	$\zeta_B^* = \zeta_B$
0,2	0,03	1,3	1,4	0,69	0,76	0,50	0,50	0,17
0,3	0,07	2,3	2,7	1,4	1,6	0,69	0,69	0,31
0,4	0,13	3,2	3,9	2,0	2,5	1,1	1,1	0,50
0,5	0,22	4,1	5,4	2,7	3,5	1,5	1,5	0,69
0,6	0,36	5,4	7,6	3,6	5,1	2,0	2,0	0,92
0,7	0,49	7,2	11	5,0	7,5	2,8	2,7	1,4
0,8	0,66	11	18	6,4	10	3,7	3,6	2,3
0,9	0,81	16	27	9,4	16	5,2	5,2	3,6

TABELA 6.2

ANÁLISE DO PROBLEMA

O dimensionamento geométrico possibilitou a de terminação das condições adequadas de operação da válvula no sistema proposto. Porém, a condição de cavitação crítica só é evita da com uma submergência de 32 metros, maior até que a diferença de nível entre os reservatórios.

Em termos gerais, uma opção para reduzir a submergência é usar mais de uma válvula para o controle do escoamento, de maneira que o conjunto tenha um comportamento equivalen te à válvula única para o controle, com redução dos limites de cavitação.

A redução da dimensão da válvula significa uma diminuição nos limites de cavitação, uma vez que o efeito de es cala geométrica indica uma redução dos limites de cavitação com a diminuição da geometria. Resta porém saber se com valores signi ficativos e qual o comportamento do índice da cavitação do escoamento.

Assim, em casos de elevados fatores de perda e problemas de cavitação, uma solução conveniente pode ser o uso múltiplas válvulas, assunto do próximo capítulo.

Uma outra possibilidade é o emprego de válvula com menores índices de cavitação. Segundo Tullis, 1982, p.7.2, a válvula de borboleta apresenta características hidráulicas con

venientes quando projetadas adequadamente. Porém, ela tem possi
velmente as piores características de cavitação.

6.4. Comentários

O estudo realizado até aqui proporciona uma so
lução gráfico - descritiva do problema de regulação de escoamen
tos, entendida como ocorrendo em regime quase-estático. Isto é,
as variações de pressão aos regimes permanentes verificados an
tes e depois da manobra da válvula.

Permanece a necessidade de procedimentos para
o dimensionamento de válvulas em regime transitório. Uma vez de
finido o fator de perda do sistema, qualquer que seja o tipo de
manobra, em regime transitório ou quase-estático, o comportamen
to da válvula no conduto será segundo uma mesma curva de opera
ção. No caso de regime quase - estático, as variações de pressão
não serão significativas; no transitório, terão significado, sen
do imprescindível o seu conhecimento.

Assim, agregando ao método proposto o estudo
das variações de pressão no regime transitório, tem-se um proce
dimento para o dimensionamento de válvulas e leis de manobra no
bloqueio. Como será visto no capítulo VIII.

CAPÍTULO VII

ESTRUTURAS DE CONTROLE

No capítulo precedente indentificou-se a necessidade da utilização de um conjunto de válvulas, ao invés de uma única, para a regulagem do escoamento, quando o fator de perda do sistema torna a operação da válvula inadequada ou surgem dificuldades com o controle da cavitação.

Uma terceira possibilidade é de ordem econômica. Chega a ser conveniente o uso de múltiplas válvulas de pequeno diâmetro, ao invés de uma única com diâmetro elevado. Existe a possibilidade de as primeiras serem produzidas em série, e a segunda apenas sob projeto específico.

O conjunto de duas ou mais válvulas destinadas ao controle da vazão do escoamento será denominado de "estrutura de controle".

Os objetivos desse capítulo são um estudo básico das estruturas de controle e a extensão do método de seleção proposto às estruturas de controle.

7.1. Considerações Preliminares

O uso de múltiplas válvulas para a regulação do escoamento permite uma quantidade ilimitada de manobras combinando o movimento do obturador de cada um dos elementos. Porém, uma manobra diversa e simultânea de várias válvulas torna extremamente complexo o seu estudo, além de problemática realização prática, podendo chegar a afetar a estabilidade do sistema.

Em termos de operação simplificada, uma estrutura de controle deve ter sua manobra realizada com o movimento independente de cada um dos seus elementos, de modo a operar sequencialmente um ao outro.

Por padronização, é conveniente o uso de válvulas de iguais dimensões e tipos na estrutura. Com essa simplificação, uma outra proposta básica de operação é a manobra simultânea e idêntica de cada válvula.

Fora desses dois casos, a manobra começa a tornar-se complexa. Porém, em alguns casos a colocação de uma válvula de dimensão bem inferior às demais, ou "secundária" ("by-pass") facilita a operação da estrutura.

Por suas dimensões reduzidas, a válvula secundária é capaz de dissipar grandes valores de carga. Imaginando-se um fechamento "instantâneo" das demais válvulas da estrutura, restaria à válvula secundária um escoamento com elevadas diferenças de carga. A tendência de elevação de vazão seria atenua

da, pois as altas velocidades decorrentes das pequenas dimensões dessa válvula dissipariam valores elevados de carga.

Desse modo, a utilização da válvula secundária chega a reduzir o tempo de manobra da estrutura, quando o objetivo é o bloqueio da vazão.

Com variações frequentes de vazão, próximos de zero, o uso da válvula secundária evita que as outras válvulas (maiores) da estrutura trabalhem próximas do fechamento, condição esta muito propícia à cavitação. A válvula secundária permite uma sobrepressão na operação da estrutura, evitando a ocorrência de cavitação, pois a essa válvula é destinado o escoamento com baixas pressões locais.

Altas velocidades serão verificadas na válvula secundária, estimulando a cavitação. Porém, o reduzido tamanho é um fator de inibição do fenômeno. Mesmo ocorrendo uma redução na vida da válvula, por problemas de erosão ou cavitação, a substituição pode ser economicamente viável, comparando-se com o aumento de vida da estrutura e o melhor controle de regimes transitórios.

A válvula secundária poderá ser de construção ou tipo mais robusto que os demais. Por suas peculiaridades, a sua especificação configura melhor uma etapa posterior à seleção geométrica da estrutura de controle, envolvendo o estudo da cavitação e do regime transitório. Paralelamente, as dimensões reduzidas da válvula secundária terão pouca influência na determinação

da vazão normal do sistema, além de a quantidade de tamanhos de válvulas disponíveis ser limitado, o que acarreta numa variação discreta dos tamanhos nominais das áreas de passagem do escoamento.

Assim, no presente estudo, considera-se a estrutura de controle composta por válvulas de mesmas dimensões e tipo, cada uma manobrada sequencialmente à outra; ou simultaneamente, subentendida de mesmo tipo de manobra.

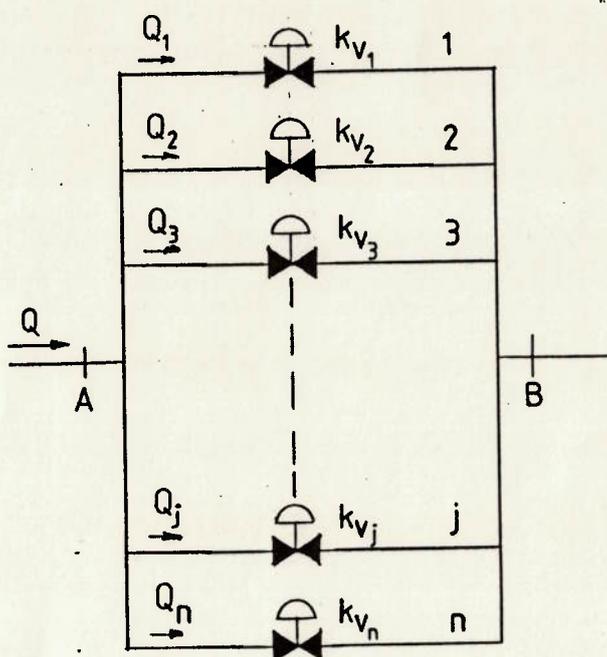
7.2. Válvula Equivalente

No caso geral, definida uma estrutura de controle com uma certa quantidade de válvulas com diâmetros e aberturas quaisquer, é conveniente o estabelecimento de um critério para converter a somatória dos efeitos de cada válvula num único de referência, bem como o conjunto de aberturas num valor específico. De modo a ser possível considerar um elemento imaginário com influência igual ao de uma única válvula. Esse elemento será por nós definido como "válvula equivalente".

A válvula equivalente será caracterizada por um "coeficiente de perda de carga singular equivalente" (k_e), de modo a representar a perda de carga da estrutura; e uma "abertura reduzida equivalente" (AR_e), para comparações com o curso real de uma única válvula.

7.2.1. Coefficiente de Perda de Carga Singular Equivalente

Considere-se a estrutura de controle esquematizada a seguir, onde em cada ramal J , de diâmetro D_j , está localizada uma válvula com abertura reduzida genérica, tal que o coeficiente de perda singular em cada uma seja k_{v_j} . São desprezados outros tipos de perda de carga em cada ramal.



A perda de carga em cada válvula é:

$$\Delta H_j = k_{v_j} \frac{V_j^2}{2g}$$

como:

$$V_j = \frac{Q_j}{A_j} = \frac{Q_j}{\frac{\pi D_j^2}{4}} \rightarrow$$

$$v_j^2 = \frac{16Q_j^2}{\pi^2 D_j^4}$$

a perda de carga fica:

$$\Delta H_j = k_{v_j} \frac{8 Q_j^2}{\pi^2 g D_j^4}$$

fazendo:

$$C = \frac{\pi^2 g}{8}$$

, a vazão no ramal fica

$$Q_j = \sqrt{C \frac{D_j^4}{k_{v_j}} \Delta H_j}$$

Da continuidade, a vazão total na estrutura é igual à da tubulação:

$$Q = \sum_{j=1}^n Q_j \quad \rightarrow$$

$$Q = \sum_{j=1}^n \sqrt{C \frac{D_j^4}{k_{v_j}} \Delta H_j}$$

Os ramais estão em paralelo. A perda de carga em cada um deles é igual à perda de carga na estrutura, ou a perda de A até B:

$$\Delta H_j = \Delta H_E$$

Portanto:

$$Q = \sqrt{C \Delta H_E} \sum_{j=1}^n \sqrt{\frac{D_j^4}{k_{Vj}}}$$

A perda de carga na estrutura fica, substituindo o valor de C

$$\Delta H_E = \frac{8Q^2}{\pi^2 g \left(\sum_{j=1}^n \sqrt{\frac{D_j^4}{k_{Vj}}} \right)^2} \quad (7.1)$$

Em termos da velocidade V e do diâmetro D do conduto:

$$\Delta H_E = \frac{V^2}{2g} \frac{D^4}{\left(\sum_{j=1}^n \sqrt{\frac{D_j^4}{k_{Vj}}} \right)^2} \quad (7.2)$$

Definindo o "coeficiente de perda de carga singular equivalente" da estrutura, k_e , como o fator que multiplica do pela carga cinética no conduto, resulta para a perda de carga da estrutura:

$$\Delta H_E = k_e \frac{v^2}{2g} \quad (7.3)$$

Por comparação das duas equações anteriores:

$$k_e = \frac{D^4}{\left(\sum_{j=1}^n \sqrt{\frac{D_j^4}{k_{v_j}}} \right)^2} \quad (7.4)$$

7.2.2. Abertura Reduzida Equivalente

Assegurada ou admitida a semelhança geométrica entre as válvulas da estrutura de controle e uma única válvula de mesmo tipo e igual ao diâmetro da tubulação, os coeficientes de perda singular serão iguais para todas as válvulas, desde que em mesmas aberturas reduzidas.

Pode-se imaginar, então, que haja uma correspondência entre o coeficiente de perda equivalente da estrutura e o coeficiente de perda de uma única válvula (qualquer) de referência, com o intuito de comparação entre a abertura real dessa válvula e uma abertura imaginária da estrutura.

Desse modo, definimos "abertura reduzida equivalente" da estrutura de controle, como aquela correspondente à abertura reduzida de uma válvula de referência que tenha um coeficiente de perda igual ao coeficiente de perda equivalente da estrutura.

Assim, pode-se ter uma noção de a operação da estrutura de controle se realizar em condições de abertura piores ou melhores do que com uma única válvula.

7.3. Condições Geométricas na Estrutura de Controle

Adotando como iguais os tipos e os diâmetros das válvulas na estrutura de controle surgem duas possibilidades básicas de manobra: operação sequencial ou operação simultânea.

Para ambos os casos, quer-se estabelecer uma relação entre o diâmetro do conduto (D) e a quantidade de válvulas na estrutura (n), de modo a definir um diâmetro de cada válvula, igual ao do ramal da estrutura, capaz de permitir a operação da estrutura nas mesmas condições de uma única válvula.

Este diâmetro será denominado "diâmetro básico" dos ramais da estrutura de controle (D_B).

7.3.1. Manobra Simultânea

Na manobra simultânea, em cada instante, todas as válvulas da estrutura estarão na mesma abertura reduzida. Im

pondo-se semelhança geométrica entre elas e com a válvula única de referência, haverá equivalência entre essas duas situações, pois todos os adimensionais serão idênticos entre ambas, incluindo a abertura reduzida de cada válvula igual à abertura reduzida equivalente da estrutura.

Fazendo a somatória da equação 7.1 para válvulas iguais, cada ramo de diâmetro básico e n válvulas:

$$\Delta H_E = \frac{k_{Vj}}{n^2 D_B^4} \frac{8Q^2}{\pi^2 g}$$

Para uma única válvula no conduto

$$\Delta H_E = \frac{k_V}{D^4} \frac{8Q^2}{\pi^2 g}$$

Comparando as duas equações anteriores:

$$\frac{k_{Vj}}{n^2 D_B^4} = \frac{k_V}{D^4}$$

Mantida a semelhança geométrica:

$$k_{Vj} = k_V \quad (7.5)$$

Resulta:

$$D_B = \frac{D}{\sqrt{n}} \quad (7.6)$$

Dessa maneira, válvulas na estrutura de controle com este diâmetro básico (sob manobra simultânea) produzirão a mesma influência no escoamento que uma única válvula. Isto é, o coeficiente de perda de carga equivalente k_e' será igual ao coeficiente de perda da válvula de referência k_v .

Para a estrutura apresentar uma influência maior do que a válvula única

$$k_e' > k_v \quad (7.7)$$

Da equação 7.4, e aplicando-se 7.5:

$$k_e' = \frac{D^4}{n^2 D_j^4} K_v$$

Portanto, para a condição 7.7:

$$D^4 > D_j^4 n^2$$

ou $D_j < D_B$

Por outro lado, desejando-se estabelecer uma proporcionalidade entre k_e' e k_v :

$$k_e' = \lambda k_v, \text{ com } \lambda > 1$$

Resulta como condição de escolha de diâmetro:

$$D_J = \frac{D}{\lambda^{1/4} \sqrt{n}} \quad (7.9)$$

ou
$$D_J = \frac{D_B}{\lambda^{1/4}} \quad (7.10)$$

Portanto, a diminuição do diâmetro da válvula, abaixo do diâmetro básico, acarreta num aumento do coeficiente de perda equivalente da estrutura com a quarta potência.

Nessa última condição, a operação das válvulas na estrutura atenua a vazão numa abertura reduzida maior do que a de uma única válvula no conduto, pois, não sendo mantida a semelhança geométrica, esta única válvula só apresentará um coeficiente k_e' numa menor abertura reduzida.

Por outro lado, tal procedimento acarreta numa diminuição da máxima vazão possível para um mesmo valor de carga disponível no sistema. Com todas as válvulas da estrutura na abertura máxima, o coeficiente de perda equivalente será superior ao da válvula única. Essa prática é conveniente na dissipação de carga, onde os diâmetros dos ramais devem ser limitados à máxima velocidade admissível na válvula.

Escolhendo convenientemente a quantidade de válvulas e o seu diâmetro, é possível regular baixos valores de vazão, com as válvulas ou operando longe do ponto de fechamento ou totalmente fechadas.

Outra consequência do procedimento é, com diâmetros dos ramais inferiores ao básico, o coeficiente k_e' da estrutura torna-se comparável ao fator de perda, "rebaixando" a característica efetiva da válvula equivalente para comportamentos onde as variações de vazão ocorram para maiores alterações do curso do obturador. Por exemplo, "rebaixar" a característica efetiva de abertura rápida para linear, ou desta para igual porcentagem.

7.3.2. Manobra Sequencial

Considerando-se agora uma manobra sequencial das válvulas, onde uma apenas sofre movimento do obturador, permanecendo as demais ou totalmente abertas ou totalmente fechadas, só haverá semelhança entre a estrutura e a válvula única, quando da abertura máxima das válvulas na estrutura.

Na manobra sequencial, quando a válvula J está em operação, significa que:

(n-J) válvulas permanecem abertas

(J-1) válvulas encontram-se fechadas

Para cada ramal, com o coeficiente de perda da válvula totalmente aberta sendo k_v^* , da equação 7.4, obtem-se o coeficiente de perda equivalente da manobra:

$$k_e = \frac{D_4}{\left[(n-J) \sqrt{\frac{D_j^4}{k_v^*}} + \sqrt{\frac{D_j^4}{k_{v_j}}} \right]^2} \quad (7.11)$$

Imaginando-se apenas a primeira válvula em manobra:

$$k_e = \frac{D_4}{\left[(n-1) \sqrt{\frac{D_j^4}{k_v^*}} + \sqrt{\frac{D_j^4}{k_{v_1}}} \right]^2} \quad (7.12)$$

para $k_e > k_v$

$$k_v < \frac{D_4}{\left[(n-1) \sqrt{\frac{D_j^4}{k_v^*}} + \sqrt{\frac{D_j^4}{k_{v_1}}} \right]^2} \rightarrow$$

$$k_v < \frac{D_4}{(n-1)^2 \frac{D_j^4}{k_v^*} + \frac{2(n-1) D_j^4}{\sqrt{k_v^* k_{v_1}}} + \frac{D_j^4}{k_{v_1}}} \rightarrow$$

$$D_j < \frac{D}{k_v^{1/4} \left[\frac{(n-1)^2}{k_v^*} + \frac{2(n-1)}{\sqrt{k_v^* k_{v_1}}} + \frac{1}{k_{v_1}} \right]^{1/4}} \quad (7.13)$$

Desse modo, para a manobra sequencial, é preciso especificar uma abertura para a primeira válvula em operação, onde ocorrerá um coeficiente de perda equivalente da estrutura superior ao coeficiente de perda da válvula única.

Especificando essa abertura como a máxima para todas as válvulas envolvidas:

$$k_{v_1} = k_v^* = k_v$$

chega-se a

$$D_j < \frac{D}{\sqrt{n}} \quad \text{ou} \quad D_j < D_B$$

Considerando agora uma manobra sequencial com válvulas de diâmetro básico, k_v o coeficiente de perda de válvula em operação (ou válvula J), e mantidas i válvulas fechadas,

tem-se:

$$i = J-1$$

e da equação 7.11:

$$k_e = \frac{D^4}{\left[(n-i-1) \sqrt{\frac{D_B^4}{k_V^*}} + \sqrt{\frac{D_B^4}{k_V}} \right]^2} \rightarrow$$

$$k_e = \frac{D^4}{D_B^4 \left(\frac{n-i-1}{\sqrt{k_V^*}} + \frac{1}{\sqrt{k_V}} \right)^2}$$

Da equação 7.6:

$$\left(\frac{D}{D_B} \right)^4 = n^2, \text{ assim:}$$

$$k_e = \frac{n^2}{\left(\frac{n-i-1}{\sqrt{k_V^*}} - \frac{1}{\sqrt{k_V}} \right)^2} \quad (7.14)$$

7.4. Comparação entre Manobras Sequencial e Simultânea

Imaginando-se variações quase - estáticas no obturador, o objetivo aqui é comparar as variações de vazão em uma manobra sequencial e em uma simultânea, ambas com válvulas de diâmetros básicos.

A equação do coeficiente de perda para manobra simultânea, baseado em 7.4, pode ser escrita:

$$k'_e = \frac{D^4}{\left(\sum_{j=1}^{n-1} \sqrt{\frac{D_B^4}{k_{V_j}}} + \sqrt{\frac{D_B^4}{k_{V_j}}} \right)^2} \rightarrow$$

como são válvulas iguais

$$k'_e = \frac{D^4}{\left[(n-1) \sqrt{\frac{D_B^4}{k_V}} + \sqrt{\frac{D_B^4}{k_V}} \right]^2}$$

Da condição 7.6

$$k'_e = \frac{n^2}{\left(\frac{n-1}{\sqrt{k_V}} + \frac{1}{\sqrt{k_V}} \right)^2} \quad (7.15)$$

comparando esta equação com a referente à manobra sequencial, eq. 7.14, verifica-se que:

- no início da operação de fechamento das válvulas, o coeficiente k_e' da manobra simultânea é maior do que o coeficiente k_e da manobra sequencial, pois:

$$k_v > k_v^*$$

e se $i = 0$, o denominador da eq. 7.14 é maior do que o denominador da eq. 7.15. Resultando:

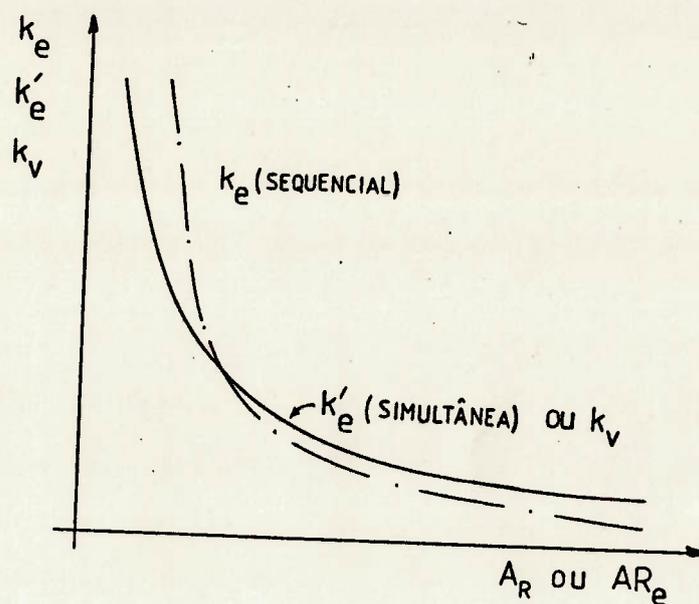
$$k_e' > k_e$$

Contudo, à medida que aumenta a quantidade de válvulas fechadas na manobra sequencial, ou i crescente, a situação se inverte, passando a

$$k_e' < k_e$$

No limite de fechamento, quando todas as válvulas da manobra simultânea estão próximas da abertura reduzida zero, bem como a última válvula da manobra sequencial, ambos os coeficientes de perda equivalente tendem ao infinito.

Essas ponderações são esquematizadas a seguir:



Assim sendo, nas proximidades da vazão máxima, as variações de vazão na manobra sequencial são menores do que na simultânea. O inverso ocorre próximo do fechamento.

Da primeira observação, segue que o fechamento das primeiras válvulas na manobra sequencial poderá ser "instantâneo", visto que pouco influem no escoamento.

A segunda observação demonstra que a curva de característica efetiva da estrutura de controle na manobra sequencial será "rebaixada" em relação à curva de característica efetiva de uma única válvula. Pelo comportamento do coeficiente de perda equivalente, isto ocorrerá em trechos da curva de característica efetiva e não em toda a sua extensão, e basicamente no seu trecho inicial.

A configuração da curva de característica efetiva da estrutura pode resultar em sinuosa, contudo, uma operação linear de cada válvula sequencialmente torna simples a manobra.

Para o "rebaixamento" de toda a curva de característica efetiva é necessário um diâmetro inferior ao básico.

Apesar de considerar a operação quase-estática, verifica-se que na utilização da manobra sequencial para o bloqueio, e ainda com dissipação de carga mínima para uma máxima vazão, fazendo-se os ramais com diâmetro básico, a operação é mais conveniente e fácil do que empregar uma única válvula.

Sendo requerida a dissipação de carga, a manobra sequencial de válvulas em diâmetros inferiores ao básico permite definir as formas mais convenientes de dissipação e de regulação.

7.5. Alternativa ao Exemplo do Item 6.4

Com o exemplo feito no capítulo anterior, imagina-se a regulação de vazão realizada por uma estrutura de controle com duas válvulas de diâmetro básico, em manobra sequencial e mantida a submersão.

- Diâmetro básico:

$$D_B = \frac{D}{\sqrt{n}} = \frac{800}{\sqrt{2}} \rightarrow D_B = 566 \text{ mm}$$

será mantido esse valor apenas para permitir uma melhor comparação. No projeto, obviamente, deve-se escolher o diâmetro comercial mais próximo.

- Coeficiente de perda equivalente.

Para a manobra da primeira válvula, da eq. 7.14, a expressão do coeficiente de perda equivalente fica:

$$k_{e1} = \frac{2^2}{\left(\frac{2-0-1}{\sqrt{0,25}} + \frac{1}{\sqrt{k_v}}\right)^2} \rightarrow k_{e1} = \frac{4}{\left(2 + \frac{1}{\sqrt{k_v}}\right)^2}$$

Para a operação da segunda válvula resulta:

$$k_{e2} = \frac{2^2}{\left(\frac{2-1-1}{\sqrt{0,25}} + \frac{1}{\sqrt{k_v}}\right)^2} \rightarrow k_{e2} = 4 k_v$$

Observa-se que a operação da segunda válvula significa um coeficiente de perda equivalente da estrutura quatro vezes superior ao da válvula em manobra. A operação dessa segunda válvula em uma abertura particular significa uma influência no escoamento correspondente a uma única válvula em menor abertura.

Na tabela 7.1 são lançados os valores dos coeficientes de perda para cada válvula em operação e o resultado da

manobra sequencial em termos do coeficiente de perda equivalente e abertura reduzida equivalente. Na tabela 7.2 são registrados valores para o escoamento no conduto e na estrutura, segundo a abertura reduzida equivalente.

- Índices de Cavitação

O índice de cavitação dado pelas condições do escoamento em cada ramal da estrutura será o mesmo. As pressões de montante e jusante, bem como a de vapor saturado, são as mesmas para cada um deles.

Porém, dependendo da abertura reduzida equivalente da estrutura, algumas válvulas estarão fechadas (e não sujeitas à cavitação) enquanto outras permanecerão abertas ou em manobra. Desse modo, o fenômeno deve ser analisado segundo a operação de cada válvula em particular.

A pressão de montante é:

$$p_m = 52 \rho g - \left(\frac{fL_{13}}{D_{13}} + k_{s_1} + k_{s_2} \right) \rho \frac{V^2}{2}$$

mas, da equação da energia

$$V^2 = \frac{2gh}{F_p + k_e}$$

portanto:

$$p_m = \rho g \left[52 - \left(\frac{fL_{13}}{D_{13}} + k_{s_1} + k_{s_2} \right) \frac{h}{F_p + k_e} \right]$$

assim

$$p_m = 9800 \left[52 - \left(\frac{0,014 \times 600}{0,8} + 0,9 \right) \frac{20}{18 + k_e} \right]$$

resulta

$$P_m = 509600 \left(1 - \frac{4,38}{18+k_e} \right)$$

a pressão de jusante fica:

$$P_J = P_m - \rho \frac{k_e V^2}{2}$$

assim, com a expressão da velocidade

$$P_J = P_m - \frac{\rho g h k_e}{F_p + k_e}$$

numericamente

$$P_J = 509600 \left[1 - \frac{4,38}{18+k_e} \right] - \frac{9800 \times 20 \times k_e}{18+k_e}$$

resulta:

$$P_J = 196000 \left(2,6 - \frac{11,4 + k_e}{18 + k_e} \right)$$

chega-se ao índice de cavitação:

$$\sigma_e = \frac{196000 \left(2,6 - \frac{11,4 + k_e}{18 + k_e} \right) + 96 \times 10^3}{\frac{196000 k_e}{18 + k_e}} \rightarrow$$

$$\sigma_e = \frac{44,22}{k_e} + 2,09$$

Na tabela 7.3 são mostradas as pressões de montante e jusante e o índice de cavitação do ramal onde está instalada a válvula 1. São também relacionados os quatro limites de cavitação, oriundos do modelo da tabela 6.2, convertidos pelos respectivos fatores de escala.

Esses valores também são válidos para a válvula 2, pois na operação da válvula 1 ela é suposta aberta.

Verifica-se que o índice de cavitação do ramal (σ_1) supera amplamente todos os valores dos limites de cavitação, como também é muito superior ao índice de cavitação da válvula única vista no capítulo anterior (tabela 6.1).

A tabela 7.4 resume as condições de cavitação para a válvula 2, em cuja operação a válvula 1 encontra-se totalmente fechada. Nota-se uma pequena redução dos valores dos índices referentes aos níveis básicos de cavitação, contudo, ocorre uma redução mais acentuada do índice de cavitação do escoamento em relação ao exemplo do capítulo anterior. O resultado é a sujeição da segunda válvula à cavitação crítica quando na faixa de abertura entre 0,40 e 0,70.

A válvula 1 teve melhorada em muito a proteção contra o fenômeno de cavitação, enquanto a válvula 2 passou a estar mais severamente sujeita ao fenômeno, pois na sua operação se verificam maiores variações de pressão de jusante do que na válvula

vula única, como decorrência de o coeficiente de perda de carga equivalente da estrutura ser superior ao correspondente à válvula única em iguais aberturas.

Segue que o uso da estrutura ~~de~~ de controle melhorou as condições de regulação do sistema, porém colocou uma das válvulas em melhores condições face à cavitação, e a outra em piores.

Da tabela 7.4, verifica-se que um aumento de 1,2 no índice de cavitação do escoamento faz a válvula operar no limite da cavitação crítica. Esse aumento do índice de cavitação pode ser obtido por um acréscimo de submersão dado por:

$$\Delta\sigma_e = \sigma_e - \sigma_{e_i} \rightarrow$$

$$\Delta\sigma_e = \frac{2}{\rho k_e V^2} (P_J - P_{J_i})$$

, mas o acréscimo da submersão será:

$$\Delta h_S = \frac{P_J - P_{J_i}}{\gamma}$$

Assim:

$$\Delta h_S = \frac{\Delta\sigma_e k_e V^2}{2g} \rightarrow$$

$$\Delta h_S = \frac{1,2 \times 12 \times 3,6^2}{2 \times 9,8} \rightarrow \Delta h_S = 9,5 \text{ m}$$

Sendo esse valor superior ao requerido, pois o aumento de pressão fará aumentar o fator de correção do efeito de escala piezométrica.

Outra solução seria alterar o modelo da válvula, mantida a submersão inicial de 32 m. Por exemplo, com os efeitos de escala, o índice de cavitação crítica de uma válvula de esfera seria:

$$\sigma_c = 5,5 \text{ para } A_R = 0,7$$

Para a válvula de borboleta o resultado foi $\sigma_c = 5,7$, nas mesmas condições. Portanto, não há alteração prática. Deveria ser aumentada a submersão da válvula de esfera na mesma ordem de grandeza do verificado para a válvula de borboleta.

Uma solução alternativa, dependente de estudos econômicos, seria aumentar a quantidade de válvulas na estrutura e adicionar uma válvula auxiliar de diâmetro inferior às demais, de tal modo a esta última ser destinada à regulagem final do escoamento, até mesmo sujeita à cavitação. Este procedimento reduziria sua vida útil, contudo poderia ser economicamente viável a sua reposição periódica, face à possível redução da submergência, a qual, se demandar escavações, poderá ser bastante custosa.

AR_e	k_e	Q_R	Q [$\frac{m^3}{s}$]	V [$\frac{m}{s}$]	Q_1 [$\frac{m^3}{s}$]	V_1 [$\frac{m}{s}$]	Q_2 [$\frac{m^3}{s}$]	V_2 [$\frac{m}{s}$]
0,2	5200	0,059	0,14	0,27	0	0	0,14	0,54
0,3	400	0,21	0,48	0,96	0	0	0,48	1,9
0,4	64	0,47	1,1	2,2	0	0	1,1	4,3
0,5	22	0,68	1,6	3,1	0	0	1,6	6,2
0,6	8,8	0,82	1,9	3,8	0	0	1,9	7,6
0,7	3,7	0,92	2,1	4,2	0	0	2,1	8,4
0,8	1,5	0,97	2,2	4,4	0	0	2,2	8,9
0,9	0,48	0,99	2,3	4,6	0,70	2,8	1,6	6,4

TABELA 7.2

VÁLVULA 1		VÁLVULA 2		VALV. EQUIVALENTE	
A_R	k_v	A_R	k_v	k_e	AR_e
1,0	0,25	1,0	0,25	0,25	1,0
0,90	0,54			0,35	0,95
0,80	1,3	A		0,48	0,90
0,70	3,1	B		0,61	0,88
0,60	6,9	E		0,71	0,86
0,50	20	R		0,81	0,84
0,40	55	T		0,88	0,84
0,30	190	A		0,93	0,84
0,20	1300			0,97	0,83
0,10	—	1,0	0,25	1,0	0,83
0,0	—	0,90	0,54	2,2	0,75
		0,80	1,3	5,2	0,65
F		0,70	3,1	12	0,55
E		0,60	6,9	27	0,47
C		0,50	20	80	0,37
H		0,40	55	220	0,32
A		0,30	190	760	0,26
D		0,20	1300	5200	0,20
A		0,10	—	—	0,10
0,0	—	0,0	—	—	0,0

TABELA 7.1

VÁLVULA 1		(VÁLVULA 2 ABERTA)						
AR_1	k_e	P_m [kPa]	P_j [kPa]	$\zeta_1 = \zeta_2$	ζ_i	ζ_c	ζ_o	ζ_B
0,2	0,97	391,9	381,8	48	1,3	0,71	0,48	0,17
0,3	0,93	391,7	381,9	50	2,5	1,5	0,67	0,31
0,4	0,88	391,4	382,1	52	3,6	2,3	1,1	0,50
0,5	0,81	390,9	382,4	57	4,9	3,2	1,4	0,69
0,6	0,71	390,3	382,7	64	6,9	4,6	1,9	0,92
0,7	0,61	389,7	383,1	75	9,7	6,7	2,7	1,4
0,8	0,48	388,8	383,6	94	16	9,2	3,6	2,3
0,9	0,35	387,9	384,1	130	24	14	5,2	3,6

TABELA 7.3

VÁLVULA 2		(VÁLVULA 1 FECHADA)						
AR_2	k_e	P_m [kPa]	P_j [kPa]	ζ_2	ζ_i	ζ_c	ζ_o	ζ_B
0,2	5200	509,2	313,9	2,1	1,4	0,75	0,50	0,17
0,3	760	506,7	315,3	2,2	2,6	1,6	0,69	0,31
0,4	220	500,2	319,0	2,3	3,8	2,4	1,1	0,50
0,5	80	486,8	326,8	2,6	5,1	3,4	1,5	0,69
0,6	28	460,7	342,0	3,7	7,1	4,8	2,0	0,92
0,7	12	436,2	356,2	5,7	9,9	6,9	2,8	1,4
0,8	5,2	413,4	369,4	11	16	9,3	3,6	2,3
0,9	2,2	399,1	377,6	22	24	14	5,2	3,6

TABELA 7.4

7.6. Comentários

As possibilidades e variantes para a definição de estruturas de controle em cada caso específico são inúmeras. Tentar relatá-las seria um objetivo por demais ambicioso para qualquer trabalho.

Neste capítulo foram mencionados alguns aspectos básicos com o objetivo de orientar a definição da estrutura quanto a dissipação de carga e a obtenção de características de operação na regulagem, bem como uma primeira visão do comportamento físico da válvula em regime transitório.

Fica claro que em termos práticos só há sentido em adotar-se uma manobra sequencial, não só pela simplicidade de acionamento, como dos seus efeitos no escoamento.

CAPÍTULO VIII

DIAGRAMA DE OPERAÇÃO EM REGIME TRANSITÓRIO

A determinação de pressões no regime transitório é comumente feita por tentativa e erro: estabelece-se uma lei de manobra para a válvula e, por simulação gráfica ou numérica, chega-se aos valores de pressões, os quais são analisados para decidir se a manobra é adequada, ou especificar uma outra.

Wylie e Streeter, 1978, p.156, propõem o procedimento inverso, ou controle ótimo de manobra ("valve stroking"), muito mais conveniente em termos práticos, por especificar as variações de pressão para chegar-se a uma lei de manobra. Contudo, pelo nível de desenvolvimento até agora alcançado, consegue-se apenas soluções para casos simples. Portanto, permanece o interesse por procedimentos que auxiliem o estabelecimento de leis de manobra, com o intuito de reduzir a quantidade de simulações necessárias à obtenção da solução ótima.

8.1. Especificação de Lei de Manobra com Diagrama de Operação

Uma vez estabelecida a configuração do sistema, o seu fator de perda permanece constante, independente da manobra da válvula, seja em termos de regulagem ou bloqueio. Desse mo

do, para qualquer tipo de manobra, as variações de vazão com o curso do obturador ocorrerão segundo uma única curva do diagrama de operação. Na sequência, as variações de pressão dependerão do tipo de manobra, ou seja, da maneira como a vazão é alterada.

Com a imagem de uma operação de bloqueio ser o caso particular de regulagem em curto intervalo de tempo, os diagramas de operação proporcionam uma imagem física do comportamento da válvula no regime transitório, tornando-se um meio auxiliar para a especificação de leis de manobra.

Em trechos da curva de operação com pequena inclinação, e conseqüentemente com reduzida variação de vazão, na operação de bloqueio o deslocamento do obturador pode ser realizado num menor intervalo de tempo, dentro das limitações de acionamento, pois as variações de pressão provavelmente não serão significativas. Do contrário, em trechos com acentuada inclinação, o movimento do obturador deve ser feito no maior intervalo de tempo possível. Um exame dos diagramas generalizados de operação indica que uma lei de manobra deve ser dividida em pelo menos dois trechos, com variações distintas da posição do obturador no tempo. Se permitido, por conveniência e simplicidade, o movimento do obturador deve ser linear no tempo.

Mais além, os diagramas de operação permitem identificar situações inconvenientes de manobra: quando a característica efetiva tende à de abertura rápida, as variações práticas de vazão passam a ocorrer com pequenos movimentos do obturador próximos do ponto de fechamento.

8.2. Simulação de Manobra em Regime Transitório

Para os exemplos citados nos capítulos VI e VII, válvula única e estrutura de controle respectivamente, será realizada uma simulação numérica de manobra em regime transitório, especificando-se a lei de manobra com o apoio da correspondente curva de operação.

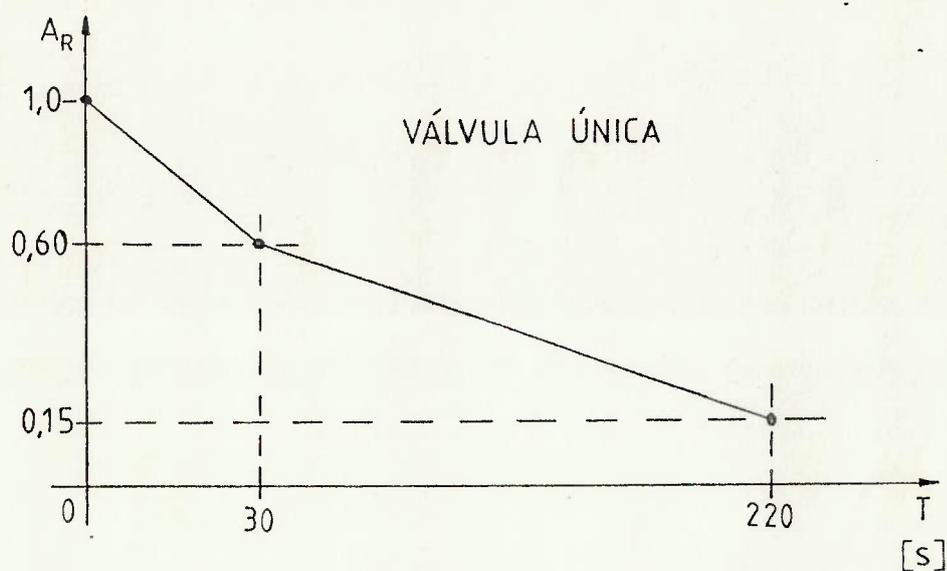
Para esta simulação foi desenvolvido um aplicativo computacional, utilizando-se o "Método das Características com Intervalo de Tempo Especificado" para equacionar o regime transitório. Não nos preocuparemos em definir ou esboçar o método, pois além de alongar desnecessariamente esta dissertação, como tal método tem merecido a atenção de inúmeros trabalhos, a sua presença aqui significaria de certo modo, uma repetição de conceitos já emitidos na bibliografia. Como indicação, podemos citar aqueles consultados para a elaboração do aplicativo: Chaudhry, 1979; Gomes, 1984; Koelle, 1983; Lauria, D., 1979; Lauria, J.C., 1981; Wylie e Streeter, 1978.

8.2.1. Lei de Manobra para a Válvula Única

Por inspeção visual da figura 6.1, verifica-se que para a faixa:

$$0,55 \leq A_R \leq 1,0$$

, ocorre uma variação de apenas 0,2 na vazão reduzida. Deste limite inferior até o ponto de fechamento, a característica efetiva é linear, com variações de vazão praticamente proporcionais às variações do obturador. Assim, a lei de manobra escolhida é linear segundo o seguinte esquema:



Como resultado dessa simulação tem-se a tabela 8.1a.

Na tabela 8.1b, tem-se o resultado de simulação de uma manobra linear, porém em um só trecho, para a válvula única, e no mesmo intervalo de tempo que a manobra anterior.

8.2.2. Lei de Manobra para a Estrutura de Controle

A manobra adotada para a estrutura de controle será a sequencial, cuja lei de manobra será esboçada com o recurso das tabelas 7.1 e 7.2.

- VÁLVULA 1

Verifica-se uma pequena influência da válvula 1 na determinação da vazão no sistema, responsável por cerca de três pontos percentuais de variação da vazão reduzida. Nesses termos, o fechamento dessa válvula será especificado como "instantâneo".

- VÁLVULA 2

A válvula 2 atuará no sistema para:

$$0,15 \leq AR_e \leq 0,83$$

Com a variação de vazão reduzida:

$$0,0 \leq Q_R \leq 0,97$$

Na operação da válvula 2, a curva de operação do sistema pode ser dividida em três trechos:

i) início do fechamento:

$$0,60 \leq AR_e \leq 0,83$$

Com a variação de vazão reduzida:

$$0,82 \leq Q_R \leq 0,97$$

Correspondendo na válvula 2:

$$0,75 \leq AR_2 \leq 1,0$$

, onde a curva de operação se apresenta com configuração em arco.

ii) trecho médio:

$$0,40 \leq AR_e \leq 0,60$$

Com a variação da vazão reduzida:

$$0,48 \leq Q_R \leq 0,82$$

Correspondendo na válvula 2:

$$0,60 \leq AR_2 \leq 0,75$$

, onde o comportamento da curva de operação é aproximadamente linear.

iii) final do fechamento:

$$0,15 \leq AR_e \leq 0,40$$

com a variação de vazão reduzida:

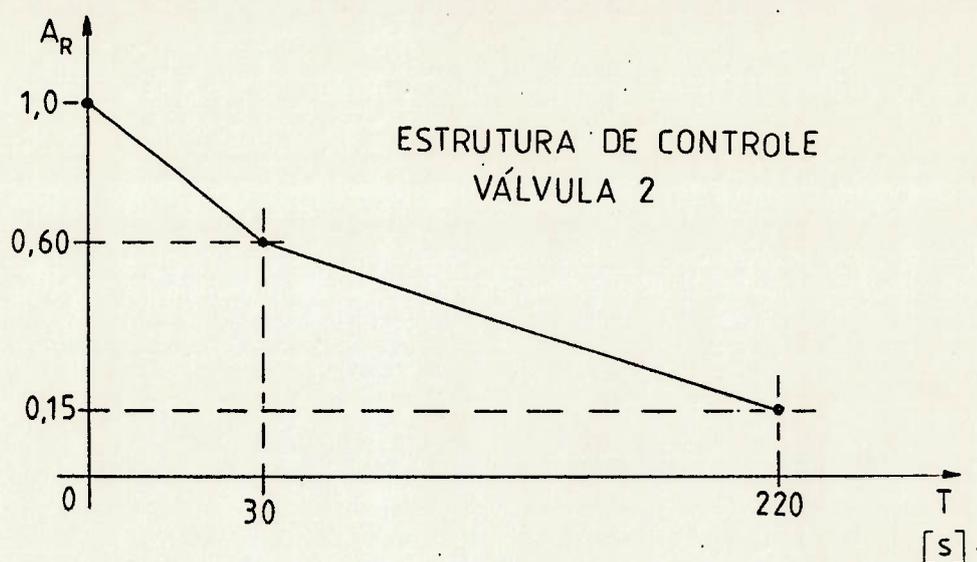
$$0,0 \leq Q_R \leq 0,48$$

correspondendo na válvula 2:

$$0,15 \leq AR_2 \leq 0,60$$

, com a curva de operação próxima da característica de igual porcentagem. Neste trecho, praticamente 50 por cento da vazão será variado, num trecho de 25 por cento de abertura reduzida equivalente, ou de 45 por cento de abertura na válvula 2. Essa característica de operação é favorável ao bloqueio, pois, à proporção que o obturador se aproxima do ponto de fechamento, menores são as variações relativas de vazão.

A lei de manobra escolhida para a válvula 2 será linear dentro dos limites:



O resultado da simulação está na tabela 8.2.

Das simulações, verifica-se que as cargas máximas no trecho de montante ocorrem junto à válvula. Para a válvula única, com manobra linear em um só trecho, a carga máxima foi 33 por cento superior à carga estática, enquanto que para a manobra linear em dois trechos, foi 30 por cento maior. Por outro lado, para a estrutura de controle, a carga máxima foi 15 por cento superior à carga estática.

Verifica-se, assim, a conveniência da manobra em dois trechos, com duas válvulas em paralelo. Na figura 8.1, é apresentado o comportamento das pressões a montante, e a jusante, da estrutura de controle em função do tempo. Nota-se um máximo

local próximo do final do primeiro trecho de manobra, e um máximo global próximo do final do segundo trecho.

Foram realizadas outras simulações para manobras em dois trechos, tanto para a válvula única como a estrutura de controle, com os seguintes resultados máximos a montante das válvulas:

VALVULA ÚNICA		
T_{FECH} [s]	H_{MAX} [m]	A_R
60	71,3	0,19
120	69,7	0,19
180	68,3	0,20
220	67,6	0,20
240	67,5	0,20
260	67,0	0,20
300	66,9	0,20
360	66,8	0,20
420	66,6	0,20

ESTRUTURA DE CONTROLE		
T_{FECH} [s]	H_{MAX} [m]	A_R
60	61,6	0,19
120	60,9	0,19
180	60,3	0,20
220	60,0	0,20
240	59,9	0,20
260	59,7	0,20
300	59,7	0,20
360	59,3	0,20
420	59,1	0,20

Observa-se que, para o exemplo, existe um tempo limite de fechamento, num dado diâmetro, a partir do qual a diminuição na carga máxima é irrelevante. Além disso, os máximos ocorreram na mesma abertura reduzida de 0,2, próximo do ponto de fechamento, que é de 0,15.

Na figura 8.2 são traçadas as curvas do índice de cavitação do sistema e dos limites usuais para a válvula. Po

de-se averiguar que nos instantes iniciais de manobra não ocorrerá a cavitação em nenhum nível. Depois, até os 35 segundos de manobra será verificada a cavitação crítica, e até os 50 segundos, a cavitação incipiente. A partir desse instante, não se fará mais presente o fenômeno.

8.3. Comentários

A estrutura de controle apresentou melhores resultados do que a válvula única no controle do regime transitório. Deve-se observar que as simulações com a estrutura de controle foram realizadas supondo um fechamento instantâneo da primeira válvula. Por outro lado, o fechamento dessa válvula significa reduzir a vazão no sistema para 97 por cento da vazão. Tal variação pode ser suposta como dentro da incerteza de cálculo da vazão no sistema.

Assim, em termos práticos, ao invés duma estrutura de controle com duas válvulas iguais, deve-se utilizar uma única, cujo diâmetro é o diâmetro básico da estrutura de controle. Ou seja, para o exemplo, uma válvula com diâmetro inferior ao do conduto é uma solução equivalente à estrutura de controle.

Uma simulação de regime transitório para uma única válvula com diversos diâmetros, mantida a configuração da manobra nos dois trechos já indicados, apresentou o seguinte resultado:

D [mm]	H _{MAX} [m]	Q _{REG.PER.} [-]	A _R
800	67,6	100	0,20
566	60,1	98	0,20
500	59,8	96	0,78
450	62,3	94	0,98
400	73,2	91	0,98

, os quais indicam que as cargas máximas no regime transitório dependem não só do tipo de manobra, como também do diâmetro e da quantidade de válvulas.

T= 0(s)	KE= .2494	AVO= 1.000	AV1= 1.000	T= 202.5(s)	KE= 209599	AVO= 0.000	AV1= .1914				
PTO	0	1	2	3	4	PTO	0	1	2	3	4
HM(m)	52.00	48.50	45.01	41.51	38.02	HM(m)	52.00	52.83	53.63	54.82	57.26
QM(m ² /s)	2.330	2.330	2.330	2.330	2.330	QM(m ² /s)	-9.7E-03	-9.8E-03	-8.4E-03	-5.0E-03	7.40E-03
HJ(m)	37.75	34.87	32.00			HJ(m)	34.41	32.87	32.00		
QJ(m ² /s)	2.330	2.330	2.330			QJ(m ² /s)	7.40E-03	.015	.017		
T= 15(s)	KE= 5.176	AVO= 0.000	AV1= .8000	T= 210(s)	KE= 541123	AVO= 0.000	AV1= .1736				
PTO	0	1	2	3	4	PTO	0	1	2	3	4
HM(m)	52.00	54.41	54.80	55.26	56.06	HM(m)	52.00	52.22	52.22	50.73	50.46
QM(m ² /s)	1.540	1.532	1.531	1.532	1.532	QM(m ² /s)	-.010	-9.9E-03	-8.2E-03	-3.7E-05	4.25E-03
HJ(m)	31.88	31.62	32.00			HJ(m)	30.95	31.10	32.00		
QJ(m ² /s)	1.532	1.536	1.535			QJ(m ² /s)	4.25E-03	6.69E-03	.010		
T= 30(s)	KE= 27.38	AVO= 0.000	AV1= .6000	T= 217.5(s)	KE= 815952	AVO= 0.000	AV1= .1559				
PTO	0	1	2	3	4	PTO	0	1	2	3	4
HM(m)	52.00	52.64	53.60	54.62	55.63	HM(m)	52.00	50.54	50.10	49.90	49.84
QM(m ² /s)	.685	.686	.686	.686	.686	QM(m ² /s)	-6.4E-03	-1.7E-03	5.80E-04	2.08E-03	3.39E-03
HJ(m)	29.93	31.16	32.00			HJ(m)	31.15	31.68	32.00		
QJ(m ² /s)	.686	.684	.684			QJ(m ² /s)	3.39E-03	8.01E-04	3.76E-04		
T= 45(s)	KE= 41.99	AVO= 0.000	AV1= .5644	T= 219(s)	KE= 815952	AVO= 0.000	AV1= .1559				
PTO	0	1	2	3	4	PTO	0	1	2	3	4
HM(m)	52.00	52.11	52.19	52.25	52.34	HM(m)	52.00	56.82	58.15	59.40	60.01
QM(m ² /s)	.493	.493	.493	.493	.494	QM(m ² /s)	0.00	199.65	199.65	199.8	199.95
HJ(m)	31.95	31.93	32.00			HJ(m)	37.92	35.22	32.00		
QJ(m ² /s)	.494	.494	.494			QJ(m ² /s)	1.2	1.05	0.00		
T= 195(s)	KE= 4221.	AVO= 0.000	AV1= .2092	T= 219(s)	KE= 815952	AVO= 0.000	AV1= .1559				
PTO	0	1	2	3	4	PTO	0	1	2	3	4
HM(m)	52.00	52.03	52.06	52.09	52.12	HM(m)	52.00	56.82	58.15	59.40	60.01
QM(m ² /s)	.049	.049	.049	.049	.049	QM(m ² /s)	0.00	199.65	199.65	199.8	199.95
HJ(m)	31.94	31.97	32.00			HJ(m)	37.92	35.22	32.00		
QJ(m ² /s)	.049	.049	.049			QJ(m ² /s)	1.2	1.05	0.00		

CARGAS MAXIMAS

MONTANTE
 HM(m)
 QM(m²/s)
 HJ(m)
 QJ(m²/s)

JUSANTE
 HM(m)
 QM(m²/s)
 HJ(m)
 QJ(m²/s)

VALVULA

TABELA 8.2

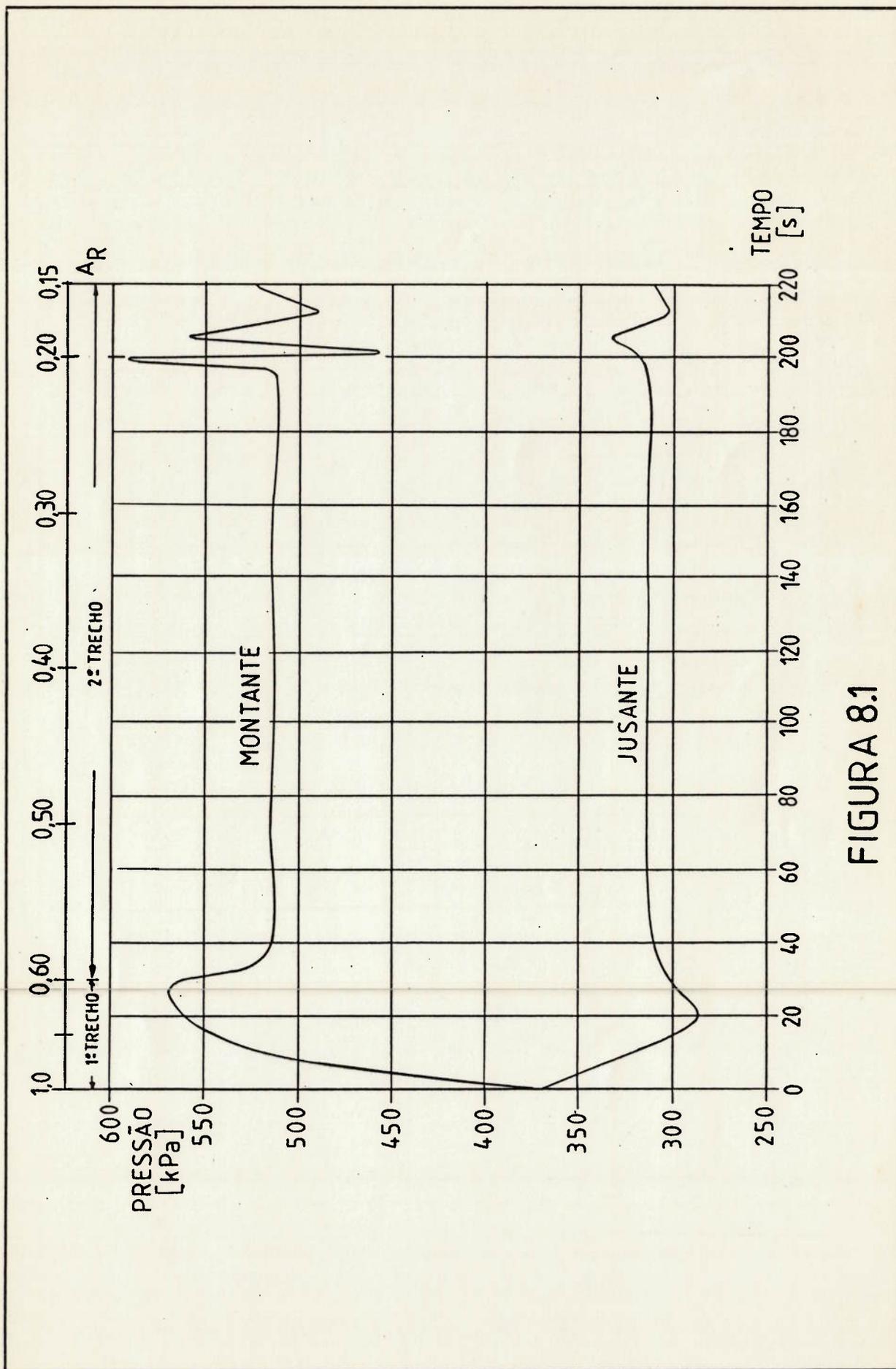


FIGURA 8.1

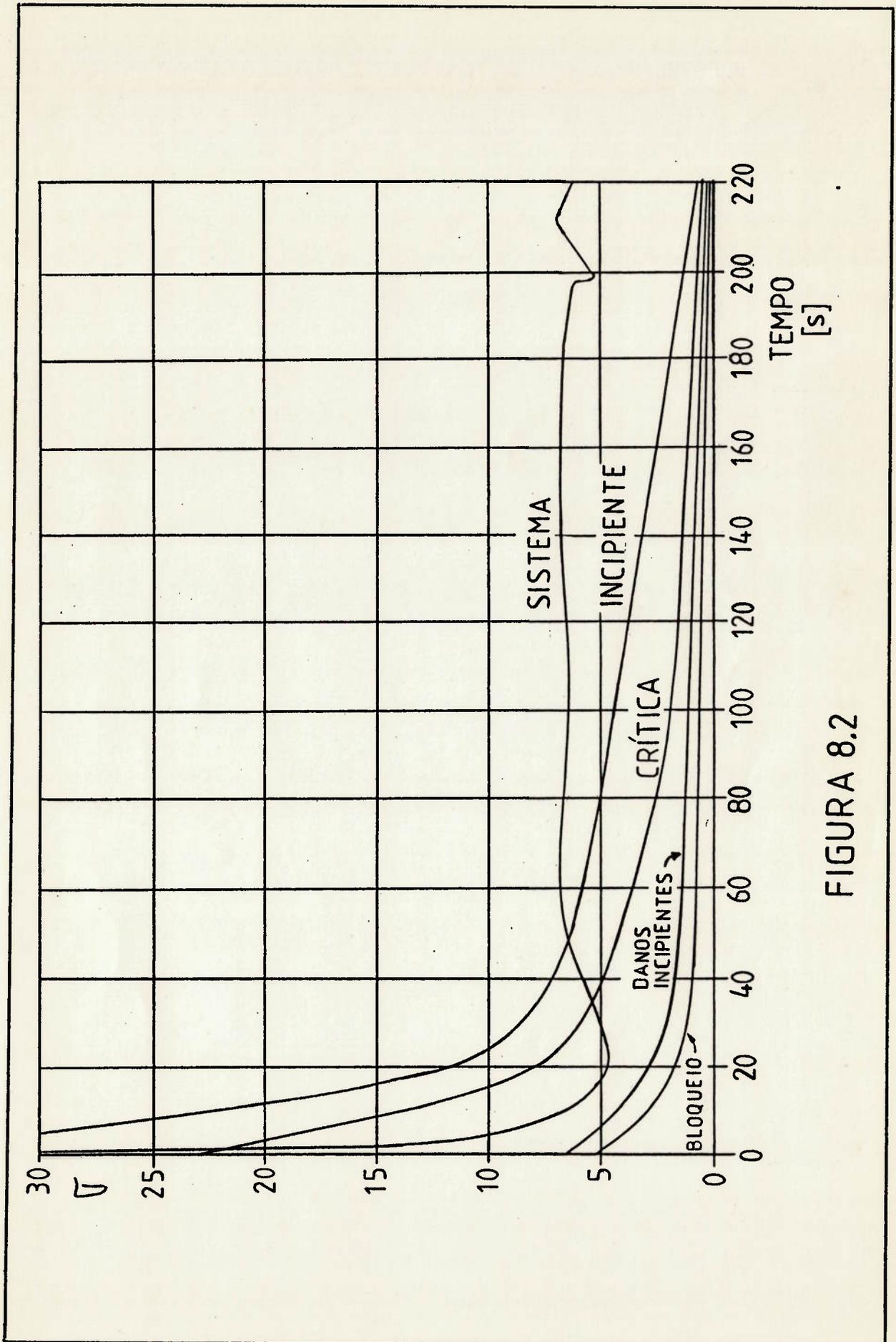


FIGURA 8.2

CAPÍTULO IX

ANÁLISE CRÍTICA

O objetivo do presente trabalho foi direcionado para o estudo racional de válvulas, tanto isoladas como associadas a condutos. Assim sendo, procedeu-se a um levantamento bibliográfico detalhado para a obtenção de dados experimentais referentes a válvulas de uso comum em Engenharia. Como consequência desse estudo foi possível propor um método simples para a seleção e especificação de válvulas para controle de vazão, segundo a descrição do escoamento por meio de parâmetros adimensionais.

A caracterização do coeficiente de desempenho (secção 2.3), capaz de quantificar o desempenho de válvulas em escoamentos, a partir do estudo de seu comportamento como elemento dissociado do conduto, corresponde igualmente a uma das consequências significativas do trabalho.

Contudo, este trabalho não pretende encerrar a discussão do tema, e sim proporcionar subsídios para o seu desenvolvimento. Assim, aqui serão resumidas as principais conclusões obtidas nos capítulos anteriores, bem como a proposição de assuntos identificados como relevantes ao desenvolvimento do tema.

9.1. Resumo das Conclusões

A conclusão central do trabalho indica a impossibilidade de as válvulas serem dissociadas dos condutos na análise de escoamentos no sistema, bem como quando é visada uma característica específica de operação. Para isso contribuiu de forma ampla a nossa proposta de diagramas de características inerte e efetiva (capítulos IV e III, respectivamente).

Com os diagramas generalizados foi possível a formulação de um método para a seleção de válvulas (capítulo VI), o qual permite definir parâmetros como: características operacionais de sistema; posições convenientes máximas e mínimas do obturador; limites adequados para o emprego de válvula, segundo as condições de dissipação de carga no sistema; e interrelacionamento entre vazões para as diversas aberturas da válvula.

A análise do escoamento em sistemas, por intermédio dos diagramas generalizados, permite afirmar que, para verificar-se influência da válvula no escoamento, o seu coeficiente de perda de carga singular deve ser comparável ao fator de perda do conduto. Também se concluiu que, para uma regulagem ótima, o coeficiente de perda de carga na válvula deve ser proporcional ao fator de perda, de modo a ocorrer uma característica efetiva linear entre o fechamento e a abertura total.

De modo geral, o trabalho permite concluir que a obtenção de uma determinada característica de regulagem do sis

tema é raramente possível com uma única válvula convencional. O uso de estruturas de controle ou válvulas multijato permite a especificação de tais características. Para estruturas de controle, o problema da cavitação se torna mais crítico para as últimas válvulas em manobra, comparativamente a uma única válvula. Por outro lado, as válvulas multijato têm como atributo básico e controle da cavitação, mantida em níveis relativamente baixos.

Também é ressaltado no trabalho que a seleção da válvula deve primeiramente satisfazer os requisitos ótimos para o regime permanente, porém sem dissociar-se da função de regulagem ou bloqueio, cada qual se constituindo numa etapa subsequente. Os diagramas generalizados proporcionam um método para a solução do problema de regulagem, e se constituem numa ferramenta auxiliar para a especificação de leis de manobras, quando da simulação de regimes transitórios.

O emprego de estruturas de controle permite realizar o bloqueio do escoamento em intervalos de tempo sensivelmente menores do que se a operação for realizada por uma única válvula (capítulo VIII).

9.2. Sugestões para Estudos Posteriores

A seleção de uma válvula, bem como a determinação de seu comportamento em regime quase-estático ou transitório, para serem conduzidos a bom termo devem estar apoiadas não só no

conhecimento das características hidráulicas e operacionais de uma ampla gama de válvulas, como também no conhecimento da configuração, características construtivas e exemplos de aplicação. Este trabalho procurou fornecer subsídios ao primeiro grupo. O segundo grupo também se reveste de importância, principalmente para aqueles que se iniciam no estudo de válvulas. O início deste trabalho foi precedido pela pesquisa desses assuntos, resultando numa compilação de dados, cuja inclusão tornaria o trabalho demasiado extenso, razão pela qual pretende-se fazer a sua publicação posteriormente.

O estudo das estruturas de controle deve ser ampliado, com o intuito de verificar-se a influência da quantidade de válvulas na determinação da característica efetiva de operação e no controle da cavitação; participação de válvula secundária; e utilização de placas de orifício visando não só a característica efetiva, como o controle da cavitação.

O método apresentado está restrito ao regime de turbulência completa. Na secção 2.1, tem-se que, para números de Reynolds superiores a mil, o coeficiente de perda de carga da válvula pode ser suposto constante. Assim, para ampliar a abrangência do método proposto surgem dois caminhos. Um deles, para escoamentos compreendidos entre o regime de turbulência completa e mil para o número de Reynolds, onde verifica-se apenas a influência desse adimensional no fator de perda. O outro caminho é a determinação da influência do número de Reynolds nesses diagramas, tanto segundo o fator de perda, como o coeficiente de perda singular da válvula, quando ocorrem regimes laminares com números de Reynolds inferiores a mil.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

(obras citadas no texto)

- Askland Jr, Carl L. Flow control, rangeability, characteristics and leakage. In Jerry L. Lions (editor). Lyons' valve designer's handbook. New York: Van Nostrand, 1982.
- Ball, J.W. Cavitation characteristics of gate valves used as flow regulators under heads up to about 125 feet, ASME, August, 1957 p. 1275-1283.
- Blevins, Robert D. Applied fluid dynamics handbook. New York: Van Nostrand, 1984.
- Chaudhry, M. Hanif. Applied hydraulic transients. New York: Van Nostrand, 1979.
- Cheremisinoff, Nicholas P. Fluid flow. Ann Arbor: Ann Arbor Science, 1981.
- Gomes, Marcelo R.R. Análise de transientes hidráulicos em oleodutos. Rio de Janeiro: Universidade Federal do Rio de Janeiro, 1984.
- Idel' cik, I.E. Memento des partes de charge. Paris: Eyrolles, 1979.

- Koelle, Edmundo. Transientes hidráulicos em instalações de condutos forçados. São Paulo: Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 1983.
- KSB. Auslegung von kreiselpumpen. Frankenthal: 1983.
- Lauria, Douglas. O problema da separação de colunas líquidas. São Paulo: Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 1979.
- Lauria, José C. Transitórios hidráulicos em adução por gravidade. São Paulo: Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 1981.
- Lemos, Yvone de F. Koval, válvula dissipadora e de controle multijato. São Paulo: Centro Tecnológico de Hidráulica (CTH), Relatório Parcial N° 1, Fev. 1986.
- _____. Koval, válvula dissipadora e de controle multijato. São Paulo: Centro Tecnológico de Hidráulica (CTH), Relatório Parcial N° 2, abr. 1986.
- Levin, L. Formulaire des conduites forcées, oléoducs et conduits d'aération. Paris: Dunod, 1968.
- Lyons, Jerry L. Lyons' valve designer's handbook. New York: Van Nostrand, 1982.
- Miller, Donald S. Internal flow, a guide to losses in pipe and duct systems. Bedford: British Hydromechanics Research Association, 1971.

- _____, Donald S. Internal flow systems. Bedford: British Hydromechanics Research Association, 1978.
- Miller, E. Some recent developments in flow-regulating valves. Water Power & Dam construction Magazine, Sept 1969, n° 9 vol. 21, 355-359.
- Neyrtec, Monovar Valve. Technical Catalog 70-05. Grenoble.
- Pikulik, Arkadie. Selecting and specifying valves for new plants. Chemical Engineering, 1976, vol. 83 n° 19, 168-190.
- Rouse, Hunter. Elementary mechanics of fluids. New York: John Wiley & Sons, 1946.
- Telles, Pedro C.S. Tubulações industriais. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1979.
- Tullis, J. Paul. Cavitation scale effects for valves. ASME, July 1973, HY7, p. 1109-1129.
- Tullis, J. Paul. Cavitation in hydraulic systems. São Paulo: Intercâmbio Internacional sobre Transientes Hidráulicos & Cavitação, 1982.
- Wing Jr, Paul. Control - valve characteristics. In Douglas M. Considine (editor-in-chief), Process Instruments and Controls Handbook. New York: McGraw-Hill, 1957.

- Winn, W.P. Hydraulic problems with system, design and operational control of flow in large transmission systems. Proceedings of the Institute Held at Colorado State University, Fort Collins, Colorado, 1971.
- Wylie, E. Benjamin & Streeter, Victor L. Fluid transients. New York: MacGraw-Hill, 1978.
- Zappe, R.W. Valve selection handbook. Houston: Gulf, 1981.

BIBLIOGRAFIA SUPLEMENTAR

(obras de apoio ao trabalho)

- ABIMAQ. Associação Brasileira da Indústria de Máquinas e Equipamentos. Válvulas industriais brasileiras. São Paulo: 3ª edição.
- Almeida, A. Betânio de. O golpe de ariete em condutos elevatórios - síntese dos conhecimentos actuais. Lisboa: Laboratório Nacional de Engenharia Civil, 1981.
- Angele, Gustave J. Cross correction and backflow prevention. Denver: AWWA, 1974.
- APCO VALVES - 726 Catalog. Valve and Primer Corporation, April 1980.
- ATLAS COPCO. Manual do ar comprimido. São Paulo: McGraw-Hill, 1976.
- Azevedo Netto, José M. de & Alvarez, Guillermo A. Manual de hidráulica. São Paulo: Edgard Blücher, 1982.
- Batchelor, G.R. Fluid dynamics. Cambridge: Cambridge University, 1980.
- Bonilha, José R. O coeficiente de vazão das válvulas dispersoras cônicas. São Paulo: Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 1972.

CONTROLE E INSTRUMENTAÇÃO. Guia para seleção de válvulas de controle, 1982, 124 (maio), 22-26; 125 (junho), 6-11; 126 (julho), 24-28.

Costa, Ennio C. da. Mecânica dos fluidos. Porto Alegre: Globo, 1973.

Daugherty, Robert L. & Franzini, Joseph B. Fluid mechanics with engineering applications. Tokyo: McGraw-Hill Kogakusha, 1982.

Fernandez, Roberto L.B. Válvulas reguladoras de pressão. Controle e Instrumentação, 1974, 29 (maio), 6-11.

Fox, Robert W. & McDonald, Alan T. Introduction to fluid mechanics. New York: John Wiley & Sons, 1978.

Haaland, S.E. Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow. Journal of Fluids Engineering, ASME, sept 1981, vol. 105, 89-90.

Hutchison, James W. ISA - handbook of control valves. Pittsburg: ISA, 1986.

Kempenich, Geraldo. Notas de aula. Curso de Projetos de Instrumentação, São Paulo, 1984.

Kirik, M.J. & Gradle, R.J. A model for check valve /Feedwater system waterhammer analysis. Century 2 Pressure Vessels & Piping Conference. ASME, San Francisco, 1980.

- Koelle, Edmundo. Notas de aula. Curso de Pós-Graduação EPUSP, São Paulo, 1980.
- Lyons, Jerry L. & Askland Jr, Carl L. Lyons' encyclopedia of valves. New York: Van Nostrand, 1975.
- Machine Design. Fluid handling compoments, 1981, vol. 53 n° 21 (SET), 289-298.
- Macyntyre, Archibald J. Bombas e instalações de bombeamento. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1980.
- _____, Archibald J. Instalações hidráulicas. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1982.
- _____, Archibald J. Máquinas motrizes hidráulicas. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983.
- Novak, Pavel & Cabelka, Jaroslav. Models in hydraulic engineering. London: Pitman, 1981.
- Prasuhn, Alan L. Fundamentals of fluid mechanics. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1980.
- Roberson, John A. & Crowe, Clayton T. Engineering fluid mechanics, Boston: Houghton, 1975.
- Streeter, Victor L. & Wylie, E. Benjamin. Mecânica dos fluidos. São Paulo: McGraw-Hill, 1982.

Vennard, John K. & Street, Robert L. Elementary fluid mechanics. New York: John Wiley & Sons, 1976.

Watson, Willian W. Evaluation of multijet sleeve valve. Journal of the hydraulics Division, ASCE, Jun. 1976 N° 6, vol. 103, 617-631.