

UNESP
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

Guaratinguetá

1994



*Escoamento sob pressão
em Tubulações Elevatórias
"Regimes Transitórios"*

Antonio Clélio Ribeiro

30



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE GUARATINGUETÁ
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

ESCOAMENTO SOB PRESSÃO EM TUBULAÇÕES
ELEVATÓRIAS
REGIMES TRANSITÓRIOS

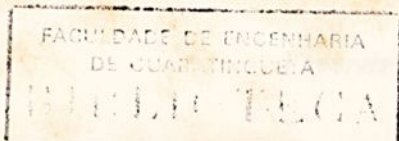
AUTOR : ANTONIO CLÉLIO RIBEIRO

ORIENTADOR: Prof. Dr. VAGNER JOSÉ OLIVA

DISSERTAÇÃO APRESENTADA À COMISSÃO
DE PÓS-GRADUAÇÃO DA FACULDADE DE
ENGENHARIA DE GUARATINGUETÁ COMO
PARTE DOS REQUISITOS PARA À
OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM
ENGENHARIA MECÂNICA.

FEVEREIRO/1994

00 232 232



UNESP UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Campus de Guaratingueta

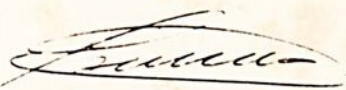
**"ESCOAMENTO SOB PRESSÃO EM TUBULAÇÕES
ELEVATÓRIAS - REGIMES TRANSITÓRIOS"**

ANTÔNIO CLÉLIO RIBEIRO

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
"MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA"

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

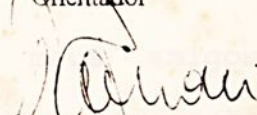
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO



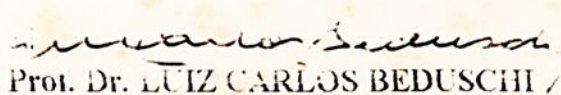
Prof. Dr. Carlos Daniel Ebinuma
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. VAGNER JOSÉ OLIVA
Orientador



Prof. Dr. LUIZ ROBERTO CARROCCI



Prof. Dr. LUIZ CARLOS BEDUSCHI

Fevereiro de 1994



AGRADECIMENTOS

A Deus pela oportunidade concedida.

Ao Prof. Dr. Vagner José Oliva, por ter-me aceito como seu orientado e pela paciência e amizade dedicadas nestes anos de desenvolvimento deste trabalho.

Ao Prof Oswaldo Luiz Cobra Guimarães pela ajuda na realização da parte computacional.

A minha esposa, meus filhos e meus amigos, pela tolerância e apoio dados na fase final deste trabalho.



ESCOAMENTO SOB PRESSÃO EM TUBULAÇÕES ELEVATÓRIAS REGIMES TRANSITÓRIOS

RESUMO

Este trabalho tem por objetivo o estudo dos regimes transitórios em tubulações elevatórias, sintetizando parte dos conhecimentos existentes a respeito do assunto e dando particular atenção aos sistemas com formação de ondas elásticas com ocorrência de golpe de aríete ou choque hidráulico.

Foram estudados alguns aspectos da modelação matemática de escoamento sob pressão em regimes transitórios, enfocando o clássico problema referente ao fechamento instantâneo de um obturador em um sistema gravítico e também o problema da interrupção abrupta do fornecimento de energia aos motores das bombas hidráulicas em sistemas elevatórios.

A modelação matemática, desenvolvida com base no método das características, permite uma análise do regime transitório que ocorre entre dois regimes permanentes consecutivos, e se for utilizada com rigor permitirá analisar a forma como as variações de pressão ocorrem ao longo da tubulação.

Um estudo de caso é desenvolvido a partir da aplicação do modelo matemático concebido, que faz a junção de um grupo de equações sistematizadas para a utilização de microcomputadores. O estudo de caso demonstra que o modelo se apresenta como alternativa vantajosa, quando comparado aos métodos gráficos clássicos, ou ao método preconizado pela ABNT, quando se trata de garantir um dimensionamento adequado dos componentes de um sistema hidráulico, tendo em vista a segurança de funcionamento dos mesmos.

Some aspects of the mathematical simulation of pressure flow in hydraulic transients were studied. Stress was not only on the classic problem of instantaneous closing of a valve in a gravity flow but also on the problem of the gassing system, especially those caused by pump trip-off.

The mathematical simulation based upon the method of characteristics permits an analysis of the hydraulic transients occurring between two permanent conditions. If used with rigor, it will also allow an analysis of the pressure variations along the pipeline.

Studies were made of some techniques for evaluation of hand-loop and interpolation between points of calculation methods applicable to the method of characteristics.

PRESSURE FLOW IN ASCENDING PIPELINE HYDRAULIC TRANSIENTS

ABSTRACT

The aim of this work is to study pressure transients in ascending pipeline. A synthesis was made of all the available information about this subject, placing particular emphasis on pressure wave formation systems with occurrence of water-hammer.

Some aspects of the mathematical simulation of pressure flow in hydraulic transients were studied. Stress was not only on the classic problem of instantaneous closing of a valve in a gravity flow but also on the problems of the pumping system, especially those caused by pump trip-out.

The mathematical simulation based upon the method of characteristics permits an analysis of the hydraulic transients occurring between two permanent conditions. If used with rigor, it will also allow an analysis of the pressure variations along the pipeline.

Studies were made of some techniques for evaluation of head-loos and interpolation between points of calculation mesh applicable to the method of characteristics.



The mathematical simulation was synthesized in the study of a case by using microcomputers, the influence of some parameters on the intended results being demonstrated.

Conclusions and final advices are presented as well.

CAPÍTULO 1 - REVISÃO, CONCEITOS E DEFINIÇÕES

1.1 - SINTESE DOS OCVIMENTOS.....	1
1.2 - CARGAS E EFEITOS DO GOLPE DE VALETE.....	3

CAPÍTULO 2 - MODELAGEM MATEMÁTICA

2.1 - HIPÓTESES FUNDAMENTAIS E RELAÇÕES BÁSICAS.....	14
2.2 - TÉCNICAS DE INTERPOLAÇÃO.....	22
2.3 - CÁLCULO DAS PERDAS DE CARGA.....	23
2.4 - ANÁLISE DOS EFEITOS DA PERDA DE CARGA NO VALOR DA SOBREPRESSÃO.....	37

CAPÍTULO 3 - CONDIÇÕES DE CONTORNO

3.1 - CONDIÇÕES GERAIS.....	45
3.2 - RESERVOÁRIOS ATMOSFÉRICOS.....	46
3.3 - BOMBAS CENTRÍFUGAS.....	
3.3.1 - INTRODUÇÃO.....	47
3.3.2 - GEOMETRIA DO FENÔMENO.....	50
3.3.3 - MODELAGEM PROPOSTA PELA ISO-54.....	52
3.3.4 - MODELAGEM PROPOSTA PELA ASME.....	59

ÍNDICE GERAL

INTRODUÇÃO

CAPÍTULO 1 - REVISÃO, CONCEITOS E DEFINIÇÕES

- 1.1 - SÍNTESE DOS CONHECIMENTOS.....1
- 1.2 - CAUSAS E EFEITOS DO GOLPE DE ARIETE.....5

CAPÍTULO 2 - MODELAÇÃO MATEMÁTICA

- 2.1 - HIPÓTESES FUNDAMENTAIS E EQUAÇÕES BÁSICAS....14
- 2.2 - TÉCNICAS DE INTERPOLAÇÃO.....22
- 2.3 - CÁLCULO DAS PERDAS DE CARGA.....32
- 2.4 - ANÁLISE DOS EFEITOS DA PERDA DE CARGA NO VALOR
DA SOBREPRESSÃO.....37

CAPÍTULO 3 - CONDIÇÕES DE CONTORNO

- 3.1 - CONDIÇÕES GERAIS.....45
- 3.2 - RESERVATÓRIOS ATMOSFÉRICOS.....46
- 3.3 - BOMBAS CENTRÍFUGAS
 - 3.3.1 - INTRODUÇÃO.....47
 - 3.3.2 - DESCRIÇÃO DO FENÔMENO.....50
 - 3.3.3 - MODELAGEM PROPOSTA POR BORGA.....52
 - 3.3.4 - MODELAGEM PROPOSTA PELA ABNT.....59

CAPÍTULO 4 - ANÁLISE DE REGIMES TRANSITÓRIOS EM TUBULAÇÕES ELEVATÓRIAS

4.1 - INTRODUÇÃO.....	66
4.2 - METODOLOGIA PARA ANÁLISE DOS REGIMES TRANSITÓRIOS.....	68
4.3 - HIPÓTESES E PARÂMETROS FUNDAMENTAIS.....	69
4.4 - SOLUÇÃO FORMAL.....	75
4.5 - MÉTODOS EMPÍRICOS DE ANÁLISE	79

CAPÍTULO 5 - TÉCNICAS DE PROTEÇÃO

5.1 - CONDIÇÕES DE DIMENSIONAMENTO.....	82
5.2 - TIPOS DE PROTEÇÃO.....	86
5.3 - SELEÇÃO DE DISPOSITIVO DE PROTEÇÃO.....	90

CAPÍTULO 6 - ESTUDO DE UM CASO

6.1 - INTRODUÇÃO.....	93
6.2 - PROGRAMA DE CÁLCULO.....	94
6.3 - EXEMPLO DE APLICAÇÃO.....	99
6.3.1 - DADOS E CONDIÇÕES INICIAIS.....	100
6.3.2 - IDENTIFICAÇÃO DOS PONTOS DE CÁLCULO.....	102
6.3.3 - ENDEREÇOS DO PROGRAMA.....	104
6.3.4 - RESULTADOS NUMÉRICOS.....	105
6.3.5 - RESULTADOS GRÁFICOS.....	109

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES FINAIS.....	116
--	-----

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	119
---------------------------------	-----

APÊNDICES:

A - LISTAGEM DO PROGRAMA DE COMPUTADOR.....	124
---	-----

1.1- REGIME TRANSITÓRIO.....2

1.2- REGIME OSCILATÓRIO.....2

CAPÍTULO 4

1.1- CELERIDADE DAS ONDAS ELÁSTICAS - Influência de
forma de seção transversal de condutores de
BCC.....3

1.2- CELERIDADE DAS ONDAS ELÁSTICAS - Influência do
material sólido transportado.....3

1.3- CELERIDADE DAS ONDAS ELÁSTICAS - Influência da
fase gasosa presente no escoamento.....3

1.4- CELERIDADE DAS ONDAS ELÁSTICAS - Variação da
celeridade com a concentração de ar e a pressão
com $c=1450$ m/s.....3

1.5- FLUXO GRAVÍTICO COM OBTURADORES.....15

1.6- PROPAGAÇÃO DE UMA SOBREPRESSÃO.....17

1.7- PROPAGAÇÃO DE UMA PERTURBAÇÃO DO ESCOAMENTO.....20

ÍNDICE DAS FIGURAS

INTRODUÇÃO

- I.1- REGIME TRANSITÓRIO.....2
- I.2- REGIME OSCILATÓRIO.....2

CAPÍTULO 1

- 1.1- CELERIDADE DAS ONDAS ELÁSTICAS - Influência de
forma da seção transversal de condutores de
aço.....7
- 1.2- CELERIDADE DAS ONDAS ELÁSTICAS - Influência do
material sólido transportado 8
- 1.3- CELERIDADE DAS ONDAS ELÁSTICAS - Influência da
fase gasosa presente no escoamento.....9
- 1.4- CELERIDADE DAS ONDAS ELÁSTICAS - Variação da
celeridade com a concentração de ar e a pressão
com $c=1480$ m/s.....9
- 1.5- FLUXO GRAVÍTICO COM OBTURADOR.....15
- 1.6- PROPAGAÇÃO DE UMA SOBREPRESSÃO.....17
- 1.7- PROPAGAÇÃO DE UMA PERTURBAÇÃO DO ESCOAMENTO..20

CAPÍTULO 2

2.1-	DIAGRAMA PARA DEDUÇÃO DA EQUAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO.....	23
2.2-	VOLUME DE CONTROLE PARA DEDUÇÃO DA EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE.....	25
2.3-	GRÁFICO NO PLANO x,t DAS CARACTERÍSTICAS.....	29
2.4-	MALHA DE CÁLCULO.....	31
2.5-	MALHA DE CÁLCULO DE INTERPOLAÇÃO.....	33
2.6-	ESQUEMA DA VARIAÇÃO DE ΔP	38
2.7-	MALHA DE CÁLCULO APLICADA A UM TUBO COM VÁLVULA OBTURADORA.....	39
2.8-	MALHA DE CÁLCULO PARA COTA PIEZOMÉTRICA NA SEÇÃO DA VÁLVULA.....	43

CAPÍTULO 3

3.1-	SITUAÇÕES DE FUNCIONAMENTO POSSÍVEIS DE UMA BOMBA.....	53
3.2-	TUBULAÇÃO ELEVATÓRIA - Esquema ABNT.....	64

CAPÍTULO 4

4.1-	TUBULAÇÃO ELEVATÓRIA - Esquema geral e simbologia.....	71
------	--	----

SÍMBOLOGIA

- 4.2- MODIFICAÇÃO DA VARIAÇÃO DE Q_b COM $\eta_0 \lambda$
(simulação computacional - ALMEIDA [3]).....74
- 4.3- VARIAÇÃO DE $\frac{Q_b}{N}$ APÓS A SAÍDA DE SERVIÇO DA BOMBA
(Simulação computacional- ALMEIDA[3]).....79

CAPÍTULO 6

- 6.1- ESQUEMA DE CÁLCULO.....95
- 6.2- PROGRAMA DE CÁLCULO - Exemplo de tubulação
elevatória.....99
- 6.3- MALHA DE CÁLCULO - Identificação dos pontos de
cruzamento.....103

SIMBOLOGIA

O significado dos símbolos é mencionado ao longo do texto, pelo menos quando da sua primeira utilização. Nesta simbologia foram incluídos apenas os símbolos mais utilizados, podendo porém, aparecer no texto, outros símbolos não passíveis de ambiguidade.

a) ALFABETO LATINO

- c - Celeridade (velocidade da onda de pressão)
- Cr - Número de Courant
- D - Diâmetro interno do tubo
- E - Módulo de elasticidade do material do tubo
- e - Espessura de parede do tubo
- g - Aceleração da gravidade

- $\left. \begin{array}{l} H_A \\ H_B \\ H_P \end{array} \right\}$ - Alturas em pontos específicos
- H_b - Altura total de elevação
- H_{b0} - Altura total de elevação inicial
- J - Perda de carga unitária
- K - Módulo de elasticidade volumétrica do fluido
- L - Comprimento da tubulação

Mr	- Binário resistente da bomba
N	- Velocidade de rotação da bomba no tempo zero
n_t	- Velocidade de rotação relativa da bomba
$\left. \begin{matrix} Q_A \\ Q_B \\ Q_P \end{matrix} \right\}$	- Vazão em pontos específicos
Q_b	- Vazão bombeada
Q_0	- Vazão do tempo zero
R	- Coeficiente de perda de carga contínua
S	- Área da seção transversal do tubo
T	- Tempo da operação
T_a	- Tempo de anulação real
T_E	- Tempo de reflexão elástica
T_w	- Tempo de inércia rígida
t	- tempo de cálculo em um determinado instante
V_0	- Velocidade de escoamento no tempo zero
Z	- Cota do eixo do tubo
Z_G	- Diferença de cotas dos níveis de jusante e montante
Z_J	- Cota do reservatório de jusante
Z_M	- Cota do reservatório de montante

b) ALFABETO GREGO

γ	- Peso específico do fluido
ΔH	- Perda de carga total
ΔP	- Variação da pressão
ΔQ	- Variação da vazão
Δt	- Passo de tempo
Δx	- Passo de comprimento
η_0	- Rendimento
λ	- Coeficiente de compensação energética
ρ	- Massa específica do líquido

INTRODUÇÃO

A principal diferença entre líquidos e gases está na resistência à compressão volumétrica. Enquanto os gases são facilmente compressíveis, os líquidos podem ser considerados com massa volumétrica constante e, só em casos particulares, é necessário considerar a sua respectiva compressibilidade.

Este trabalho se limitará ao estudo do escoamento de líquidos nos instantes em que a compressibilidade tem papel relevante.

Considerando a variação da velocidade no espaço e no tempo, o escoamento pode ser classificado em regime permanente e regime variável. O primeiro mantém constante no tempo os valores de pressão e velocidade; o segundo é definido pelas modificações das condições de escoamento.

Na prática, um sistema hidráulico estará em regime permanente quando a cota piezométrica e a vazão se mantiverem constantes no tempo. Quando, em qualquer seção da tubulação, a cota piezométrica e a vazão sofrerem variação no tempo, o sistema estará em regime variável.

O regime variável, que ocorre entre dois regimes permanentes, é chamado de regime transitório (fig.I.1). No regime transitório não estão incluídos os escoamentos do



tipo oscilatório ou pulsante, provocados pela ação permanente de uma fonte perturbadora, como os correspondentes aos fenômenos de ressonância hidráulica (fig.I.2)

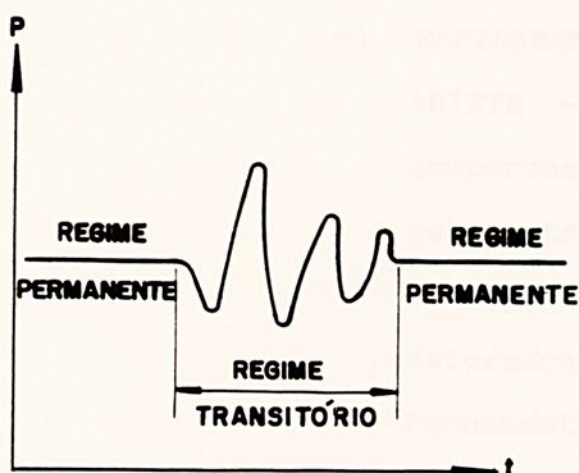


FIGURA I.1 - REGIME TRANSITÓRIO

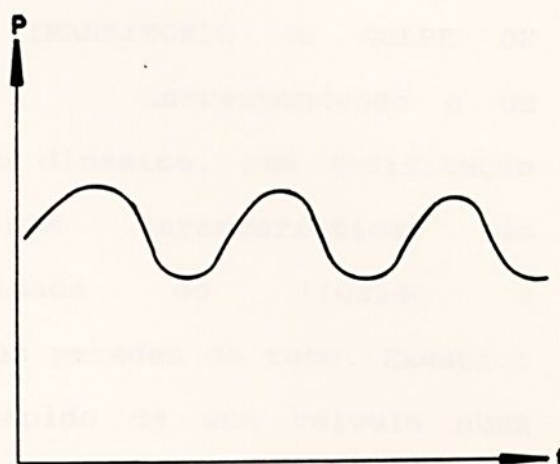


FIGURA I.2 - REGIME OSCILATÓRIO

No regime transitório podem-se distinguir três situações:

- a) PSEUDO-PERMANENTE - correspondendo a alterações muito pequenas nas condições do sistema, sem variações bruscas de pressão resultantes da inércia da massa líquida. Exemplo: Esvaziamento de um grande reservatório através de um orifício.
- b) GRADUALMENTE TRANSITÓRIO OU OSCILAÇÃO DE MASSA - correspondendo a um

comportamento dinâmico, influenciado por forças de inércia, mas sem efeito de compressibilidade e deformabilidade. Exemplo: Oscilação do nível de água de dois grandes reservatórios interligados.

- c) RAPIDAMENTE TRANSITÓRIO OU GOLPE DE ARIETE - correspondendo a um comportamento dinâmico, com modificação relevante das características de compressibilidade do líquido e deformação das paredes do tubo. Exemplo: Fechamento rápido de uma válvula numa tubulação de pressão.

A ocorrência do golpe de ariete corresponde à situação mais perigosa no que diz respeito à segurança da tubulação. As pressões transitórias podem afastar-se significativamente dos valores utilizados no projeto do sistema hidráulico. As variações da pressão e da vazão propagam-se como ondas elásticas, que podem interatuar com massas de ar eventualmente acumuladas na tubulação, tornando-se violentamente destrutivas.

Os picos de pressão, oriundos do regime transitório, mesmo sendo de curta duração, podem atingir valores incompatíveis com as condições de segurança do sistema. A



análise dos efeitos dos regimes transitórios, e, em particular, do golpe de aríete é importante para garantir um dimensionamento adequado aos componentes do sistema hidráulico.

O objetivo principal deste trabalho é enfocar aspectos da modelação matemática dos regimes transitórios em pressão, com formação de ondas elásticas, considerando o escoamento de líquidos nos instantes em que a compressibilidade assume papel relevante, tendo em vista a segurança de funcionamento de sistemas hidráulicos.

Embora os estudos matemáticos a respeito do golpe de aríete tenham se iniciado há mais de um século e embora seja comum o uso dos computadores, ainda hoje não se tem absoluto controle sobre todos os seus efeitos.

Com a integração numérica das equações diferenciais básicas de escoamento de fluidos, obtém-se soluções bem próximas das ideais, que reduzem o custo das obras e aumentam a segurança do sistema hidráulico.



CAPÍTULO 1

REVISÃO, CONCEITOS E DEFINIÇÕES

1.1 SÍNTESE DOS CONHECIMENTOS

As primeiras contribuições significativas para o entendimento do regime variável iniciaram-se em 1878 com os trabalhos de MICHAUD [16], cuja fórmula apresentada, há mais de um século, é um marco importante no estudo do golpe de ariete, e é, ainda hoje, freqüentemente citada.

O autor analisou o caso dos golpes de ariete motivados pela ação de um obturador colocado à jusante de uma tubulação uniforme alimentada por um reservatório de nível constante e concluiu que:

$$\Delta P = \frac{2\rho L \Delta Q}{ST} \quad (1.1)$$

onde:

ΔP = variação de pressão;

ρ = Massa específica do líquido;

L = comprimento da tubulação;

ΔQ = variação da vazão;

S = área da seção transversal do tubo;

T = tempo de duração da operação.



A fórmula apresentada por MICHAUD é válida para operações lentas, com duração a meio período das ondas elásticas, com variação linear ou parabólica da vazão, sem perda de carga.

Em 1898, FRIZEL-JOUKOWSKY [10] deduziram de modo independente que a variação de pressão pode ser obtida por:

$$\Delta P = \frac{\rho c \Delta Q}{S} \quad (1.2)$$

onde:

c = velocidade (celeridade) da onda
de pressão

Em 1878, KORTEWEG [12], fazendo algumas hipóteses simplificativas, havia apresentado para tubos circulares:

$$c = \sqrt{\frac{k}{\rho \left(1 + \frac{kD}{Ee}\right)}} \quad (1.3)$$

onde:

k = módulo de elasticidade volumétrica
do fluido

E = módulo de elasticidade do material
do tubo

D = diâmetro do tubo

e = espessura da parede do tubo



Em 1963, HALLIWEL [11] propôs alteração da fórmula de KORTWEG, substituindo $\frac{D}{e}$ por ψ , que depende das características de deformação do meio envolvente.

Em 1979, CHAUDHRY [7] apresentou expressões teóricas de ψ correspondente a diversos tipos de condutores, conforme mostra a figura 1.1.

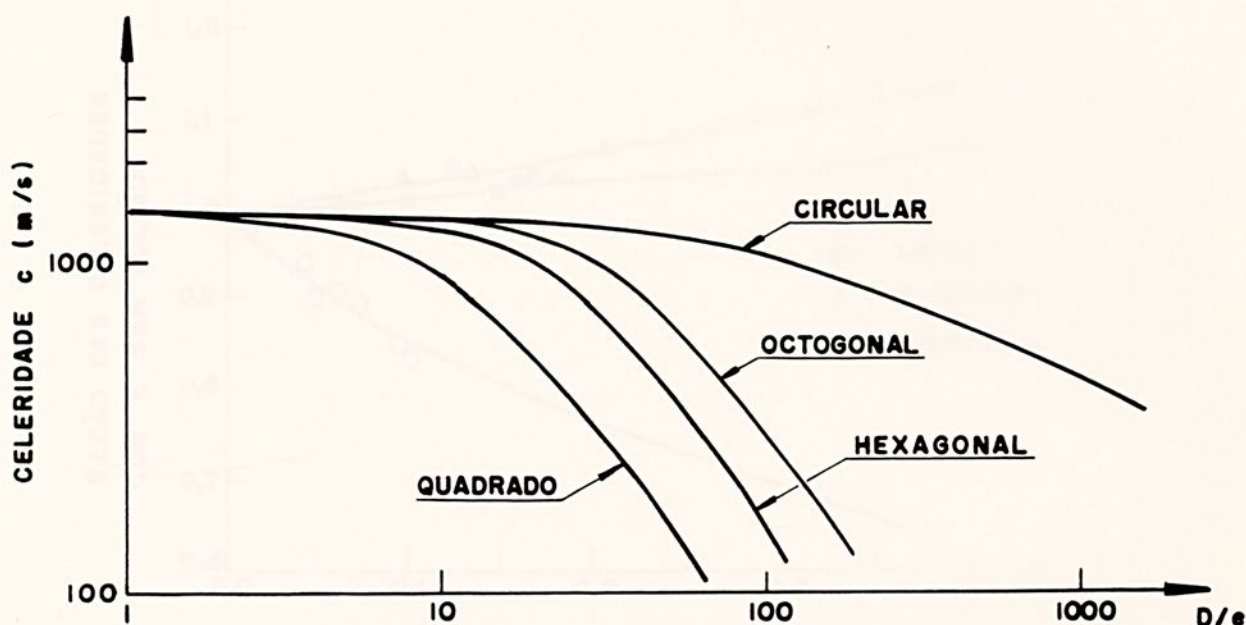


FIGURA 1.1 - CELERIDADE DAS ONDAS ELÁSTICAS - INFLUÊNCIA DE FORMA DA SEÇÃO TRANSVERSAL DE CONDUTORES DE AÇO

A aplicação da fórmula de HALLIWEL pressupõe a existência de um tubo com fluido monofásico.

$$c = \sqrt{\frac{k}{\rho \left[1 + \left(\frac{k}{e} \right) \psi \right]}} \quad (1.4)$$

Em 1971, WOOD e KAO [25] aplicaram a expressão de HALLIWEL em fluídos com partículas sólidas, obtendo dados mostrados na figura 1.2.

Quando o escoamento é uma mistura de ar e água, o valor da celeridade pode sofrer, durante o regime transitório, importantes variações.

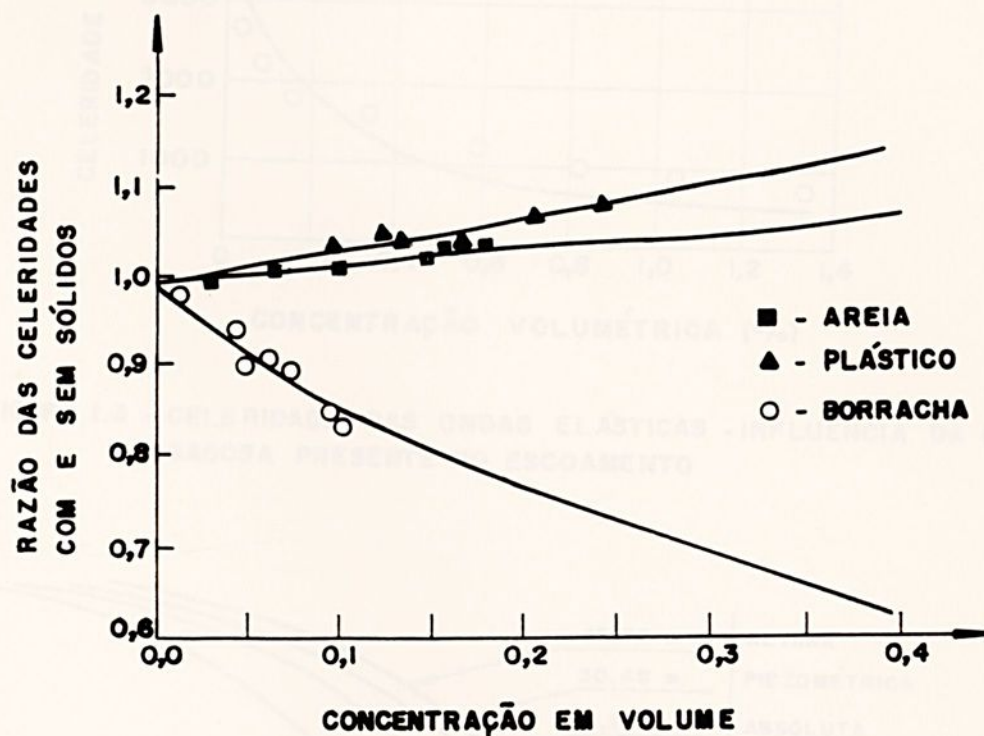


FIGURA 1.2 - CELERIDADE DAS ONDAS ELÁSTICAS - INFLUÊNCIA DO MATERIAL SÓLIDO TRANSPORTADO

As teorias desenvolvidas e as observações experimentais permitiram concluir que o valor da celeridade tende a diminuir com o aumento da concentração volumétrica da fase gasosa, desde que a pressão no líquido não seja elevada (superior a $7 \times 10^6 \text{ N/m}^2$).

Em 1975, MARTIN e PADMANABHAN [14] apresentaram estudo referente à influência da fase gasosa presente no escoamento de líquidos (fig. 1.3).

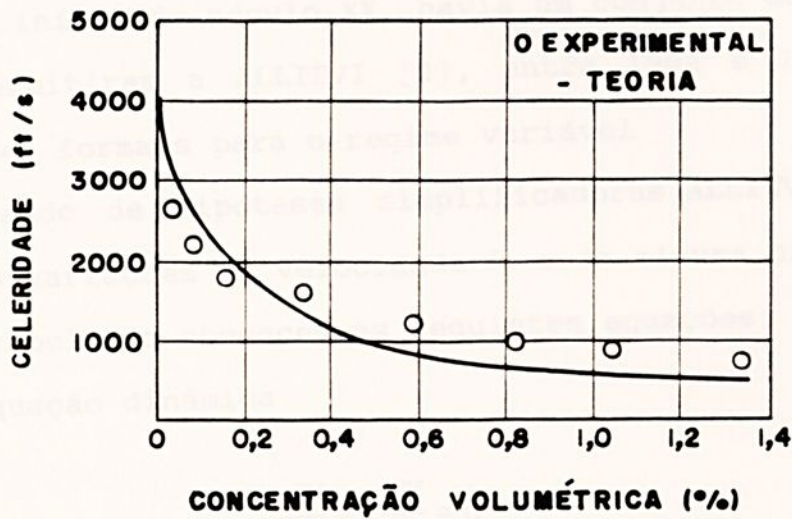


FIGURA 1.3 - CELERIDADE DAS ONDAS ELÁSTICAS - INFLUÊNCIA DA FASE GASOSA PRESENTE NO ESCOAMENTO

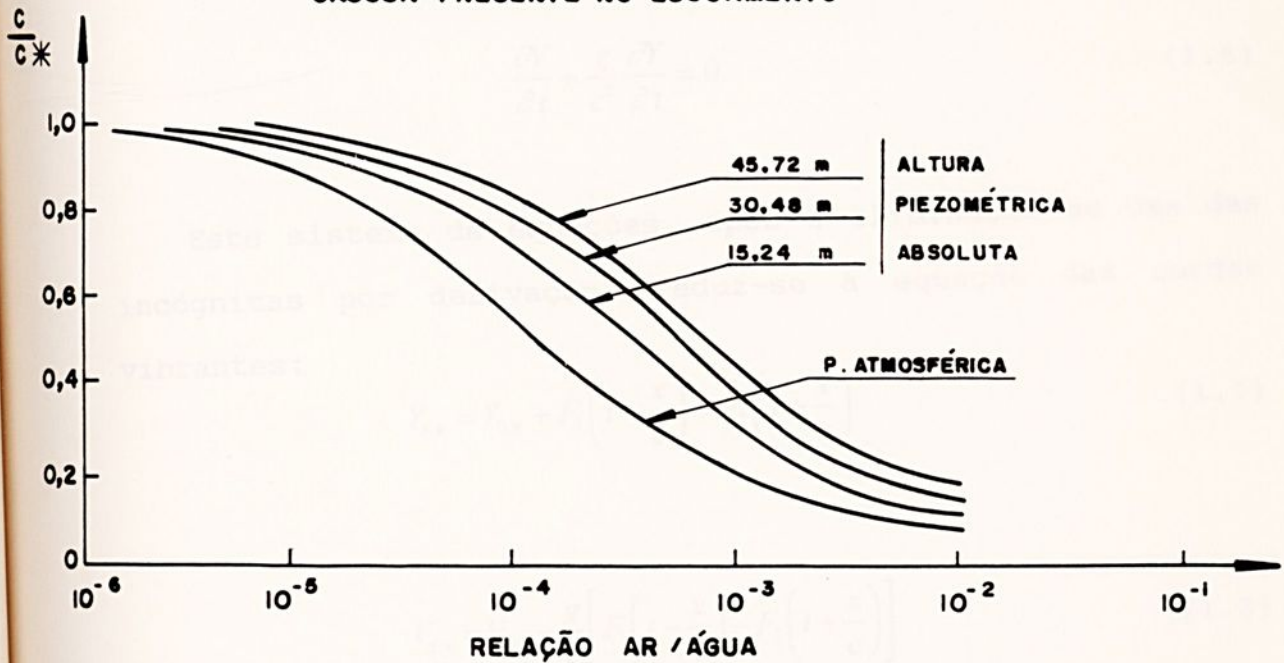


FIGURA 1.4 - CELERIDADE DAS ONDAS ELÁSTICAS - VARIAÇÃO DA CELERIDADE COM A CONCENTRAÇÃO DE AR E A PRESSÃO COM $c^* = 1480 \text{ m/s}$

Em 1979, TORLEY e ENEVER [22] também apresentaram estudos sobre o mesmo assunto (fig. 1.4).

No início do século XX, havia um conjunto de informações que permitiram a ALLIEVI [2], entre 1902 e 1903, deduzir soluções formais para o regime variável

Usando de hipóteses simplificadoras, ALLIEVI demonstrou que as variações da velocidade V e da altura piezométrica Y numa tubulação obedecem às seguintes equações:

Equação dinâmica

$$\frac{\partial V}{\partial t} + g \frac{\partial Y}{\partial x} = 0 \quad (1.5)$$

Equação da continuidade:

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{g}{c^2} \frac{\partial Y}{\partial t} = 0 \quad (1.6)$$

Este sistema de equações, após a eliminação de uma das incógnitas por derivação, reduz-se à equação das cordas vibrantes:

$$Y_{t,x} = Y_{0,x} + F_1 \left(t - \frac{x}{c} \right) + F_2 \left(t + \frac{x}{c} \right) \quad (1.7)$$

$$V_{t,x} = V_{0,x} - \frac{g}{c} \left[F_1 \left(t - \frac{x}{c} \right) - F_2 \left(t + \frac{x}{c} \right) \right] \quad (1.8)$$



sendo:

$Y_{t,x}, Y_{0,x}$ e $V_{t,x}, V_{0,x}$ respectivamente as alturas piezométricas e as velocidades no instante t e na seção x da tubulação; F_1 e F_2 correspondentes a duas ondas de pressão que se propagam ao longo da tubulação em sentidos opostos e com velocidade " c ".

SCHNYDER, em 1929, e BERGERON [5], em 1931, apresentaram de forma independente métodos quase idênticos, dando assim origem ao método de SCHNYDER-BERGERON

.Este método baseia-se nas seguintes relações (válidas ao longo das linhas características do plano $[x,t]$) em tubos horizontais:

$$Y_P - Y_Q = -\frac{c}{g}(V_P - V_Q) - \int_Q^P j dx \quad (1.9)$$

$$Y_P - Y_R = +\frac{c}{g}(V_P - V_R) - \int_R^P j dx \quad (1.10)$$

Sendo:

Y_P, Y_Q, Y_R e V_P, V_Q, V_R respectivamente as alturas piezométricas e as velocidades



correspondentes aos pontos P, Q e R do plano físico;

j a perda de carga instantânea ao longo das linhas características.

Com o aparecimento dos computadores, houve um grande incremento na complexidade dos modelos de cálculo utilizado.

Os métodos gráficos caíram em desuso e passou-se a utilizar métodos orientados para computadores digitais, a saber:

MÉTODO DAS PERTURBAÇÕES

MÉTODO DAS DIFERENÇAS FINITAS

MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

MÉTODO DAS CARACTERÍSTICAS

Em 1967, STREETER e WYLIE [20] divulgaram trabalho baseado no método das características, que, sem sombra de dúvida, é o mais utilizado desde então.

Mesmo considerando todos os conhecimentos acumulados, alguns aspectos relacionados com regime de pressão ainda estão insuficientemente compreendidos. Entre eles, cita-se:

- a) Determinação da celeridade das ondas elásticas e das perdas de cargas;
- b) Modelação das bombas e os fenômenos de cavitação e ruptura da coluna líquida.



Em 1973, KRANENBURG efetuou a aplicação de um esquema numérico para superar alguns problemas que a ocorrência de ondas de choque pode introduzir no método das características.

Em 1976, TULIS e outros propuseram um modelo em que a fase gasosa é localizada em pontos definidos, mantendo-se o valor da celeridade nos trechos intermediários.

No que diz respeito às perdas de carga, foram realizados diversos trabalhos, podendo-se citar ZIELKE [26] para o regime laminar; TRIKHA [23], ALMEIDA [3] E BORGA [6] para o regime turbulento.

Sobre o comportamento das bombas, SUTER [21] apresentou, em 1966, um método de representação das curvas características das bombas, que se baseia em três parâmetros adimensionais e que permite a modelação da bomba em regime variável. FOX [9], em 1977, também apresentou métodos para a modelação da condição de contorno constituída por grupos de bombas, aproximando curvas características por intermédio de polinômios do segundo grau.

Durante a ocorrência de um regime transitório, a pressão pode atingir valores tão elevados, que se torna anti-econômico dimensionar o sistema para resistir aos picos de pressão.



É mais econômico utilizar dispositivos de proteção tais como:

Reservatório de ar comprimido;

Volante de inércia;

Válvula de alívio (ventosas);

Válvula de retenção;

Chaminé de equilíbrio.

Em face da precisão na modelação e da utilização de computadores, pode-se aproveitar ao máximo a capacidade resistente do sistema, adotando dispositivos de proteção que sejam o mais econômico possível.

Ainda não existem modelos matemáticos capazes de dar resultados seguros que permitam aceitar a ocorrência de macrocavitação e dispensar a instalação de dispositivos de proteção.

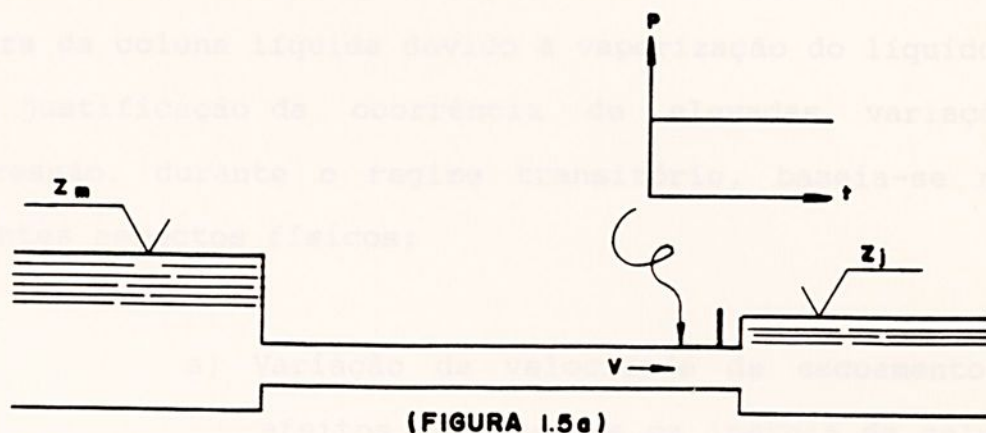
Embora os conhecimentos existentes sobre os regimes transitórios não sejam perfeitos, os modelos existentes permitem a resolução da maior parte dos problemas que surgem nos sistemas hidráulicos.

1.2 CAUSAS E EFEITOS DO GOLPE DE ARÍETE

A situação que historicamente serviu de suporte à teoria do golpe de aríete é a apresentada nas figuras (1.5 a) e (b), onde, uma tubulação com fluxo por gravidade e com

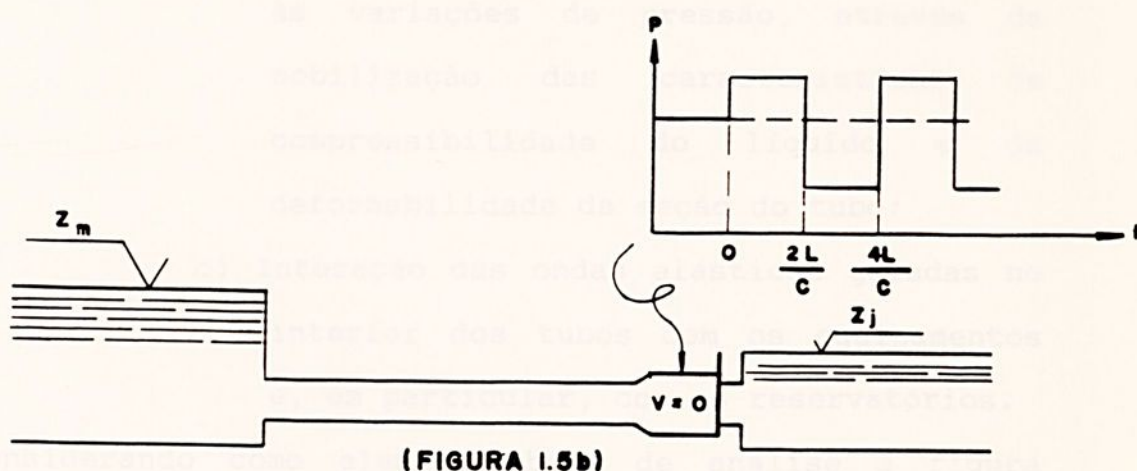


um obturador na extremidade de jusante interrompe instantaneamente a vazão.



ONDE Z_m = COTA RESERVATÓRIO DE MONTANTE

Z_j = COTA RESERVATÓRIO DE JUSANTE



FLUXO GRAVÍTICO COM OBTURADOR

Após o fechamento do obturador, a pressão variará com o tempo de acordo com uma lei retangular e com período de $\frac{4L}{c}$.

As pressões extremas(máximas e mínimas) podem ser potencialmente perigosas, podendo provocar o rompimento ou o colapso da tubulação por esmagamento da parede, além da ruptura da coluna líquida devido à vaporização do líquido

A justificação da ocorrência de elevadas variações de pressão, durante o regime transitório, baseia-se nos seguintes aspectos físicos:

- a) Variação da velocidade de escoamento e efeitos resultantes da inércia da coluna líquida;
- b) Resposta da coluna líquida e da tubulação às variações de pressão, através da mobilização das características de compressibilidade do líquido e da deformabilidade da seção do tubo;
- c) Interação das ondas elásticas geradas no interior dos tubos com os equipamentos e, em particular, com os reservatórios.

Considerando como elemento base de análise a figura (1.6), de acordo com as equações básicas da hidráulica e, em particular, com a aplicação do Teorema de Bernoulli ao trecho ΔL da figura, a diferença entre as cotas piezométricas correspondentes às seções 1 e 2, durante o regime permanente inicial, obedece à seguinte relação:



$$H_2 - H_1 + J\Delta L = 0 \quad (1.11)$$

ou

$$\Delta H + \Delta Y = 0 \quad (1.12)$$

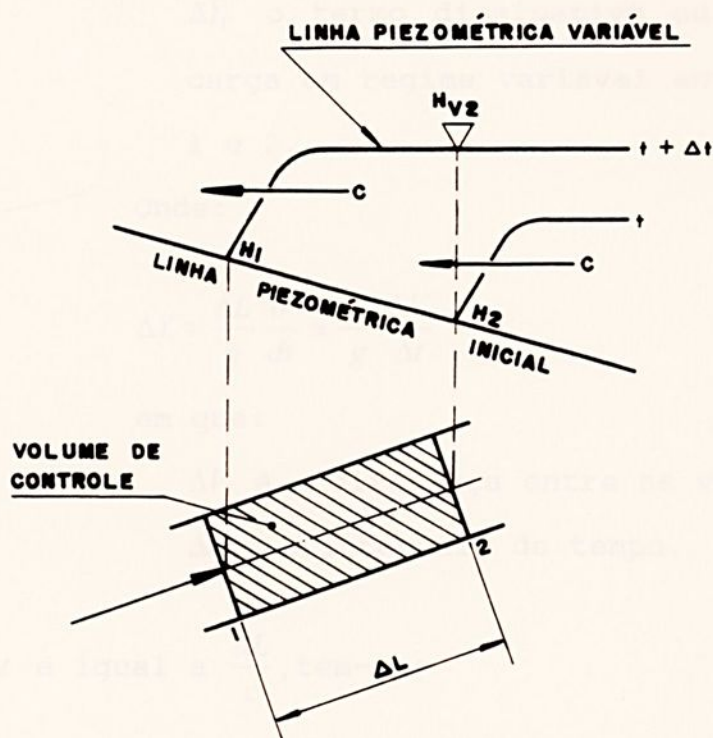
Onde:

H_1 e H_2 correspondem às cotas piezométricas iniciais nas seções 1 e 2;

ΔY é o termo dissipativo;

J é a perda de carga unitária.

Se no instante t , chegar em 2 uma onda elástica, no instante $t + \Delta t$, quando a onda alcança a seção 1, tem-se:



(FIGURA 1.6)

PROPAGAÇÃO DE UMA SOBREPRESSÃO

$$H_{v2} - H_1 + \Delta Y_i + \Delta Y_v = 0 \quad (1.13)$$

ou

$$\Delta H_v + \Delta Y_i + \Delta Y_v = 0 \quad (1.14)$$

sendo:

H_{v2} a cota piezométrica em regime variável no ponto 2;

ΔH_v a diferença das cotas piezométricas em regime variável;

ΔY_i o termo que caracteriza o efeito da inércia da coluna líquida no elemento base;

ΔY_v o termo dissipativo ou de perda de carga em regime variável entre as seções 1 e 2.

Onde:

$$\Delta Y_i = \frac{\Delta L}{g} \frac{dV}{dt} \approx \frac{\Delta L}{g} \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad (1.15)$$

em que:

ΔV é a diferença entre as velocidades;

Δt é o intervalo de tempo.

Como Δt é igual a $\frac{\Delta L}{c}$, tem-se:

$$H_{v2} - H_1 + \frac{c}{g} \Delta V + \Delta Y_v = 0 \quad (1.16)$$



ou

$$\Delta H_v = -\frac{c}{g} \Delta V - \Delta Y_v \quad (1.17)$$

Sendo nula a perda de carga (ΔN e $\Delta N_v=0$) e considerando que:

$$H = \frac{P}{\gamma} + z \quad (1.18)$$

Onde:

P é a pressão do ponto;

γ é o peso específico do fluido;

z é a cota em relação a um plano horizontal.

e estando a tubulação bem ancorada, pode-se admitir que Δz é igual a zero. Então tem-se:

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\gamma} \quad (1.19)$$

Substituindo (1.19) em (1.17), obtem-se:

$$\Delta P = -\rho c \Delta V \quad (1.20)$$

Como ΔV é igual a $\frac{\Delta Q}{S}$, tem-se:

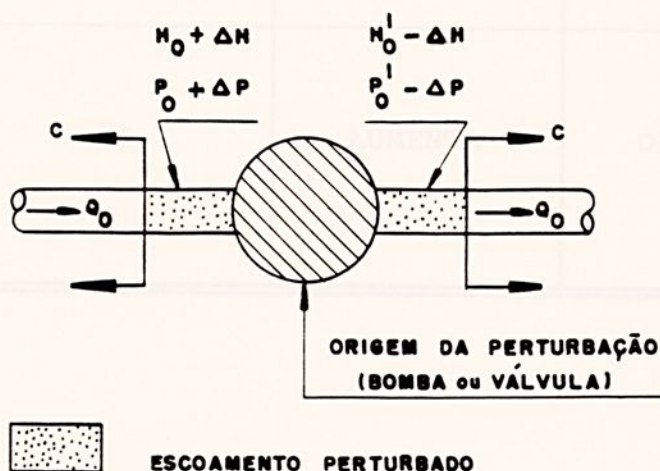


$$\Delta P = -\rho c \frac{\Delta Q}{S} \quad (1.21)$$

correspondente à conhecida fórmula de JOWKOWSKY que associa cada variação de velocidade ΔV à variação de pressão ΔP .

Essa fórmula é conhecida como fórmula fundamental do golpe de aríete.

O sinal, positivo ou negativo, da fórmula (1.21) depende da posição do órgão perturbador.



(FIGURA 1.7)

PROPAGAÇÃO DE UMA PERTURBAÇÃO DO ESCOAMENTO

A figura (1.7), considerando o tubo imóvel com uma vazão Q_0 em regime permanente, sofre uma perturbação

correspondente a uma variação instantânea ΔQ . A pressão, imediatamente à jusante e à montante, sofrerá uma variação $\pm \Delta P$ de acordo com a fórmula (1.21).

VARIAÇÃO DA VAZÃO ΔQ	VARIAÇÃO DA PRESSÃO ΔP À MONTANTE	MONTANTE $P_0 + \Delta P$	JUSANTE $P'_0 - \Delta P$
>0 AUMENTO DA VAZÃO	<0	DIMINUI	AUMENTA
<0 DIMINUIÇÃO DA VAZÃO	>0	AUMENTA	DIMINUI



CAPÍTULO 2

MODELAÇÃO MATEMÁTICA

2.1 HIPÓTESES FUNDAMENTAIS E EQUAÇÕES BÁSICAS

Admitindo-se que não existe variação da energia interna, o escoamento dos fluidos reger-se-á pelos princípios da conservação da massa e da conservação da quantidade de movimento.

Admitindo-se também que:"

- a) o escoamento é homonogêneo, monofásico e unidirecional;
- b) o líquido e o material do tubo têm um comportamento elástico linear;
- c) o eixo do tubo é imóvel e desprezando-se as forças de inércia das paredes;
- d) a perda de carga unitária é igual à do regime uniforme tangente;
- e) a velocidade de escoamento é muito menor que a velocidade de propagação das ondas.

Sabendo que: $H = H(x, t)$, $V = V(x, t)$



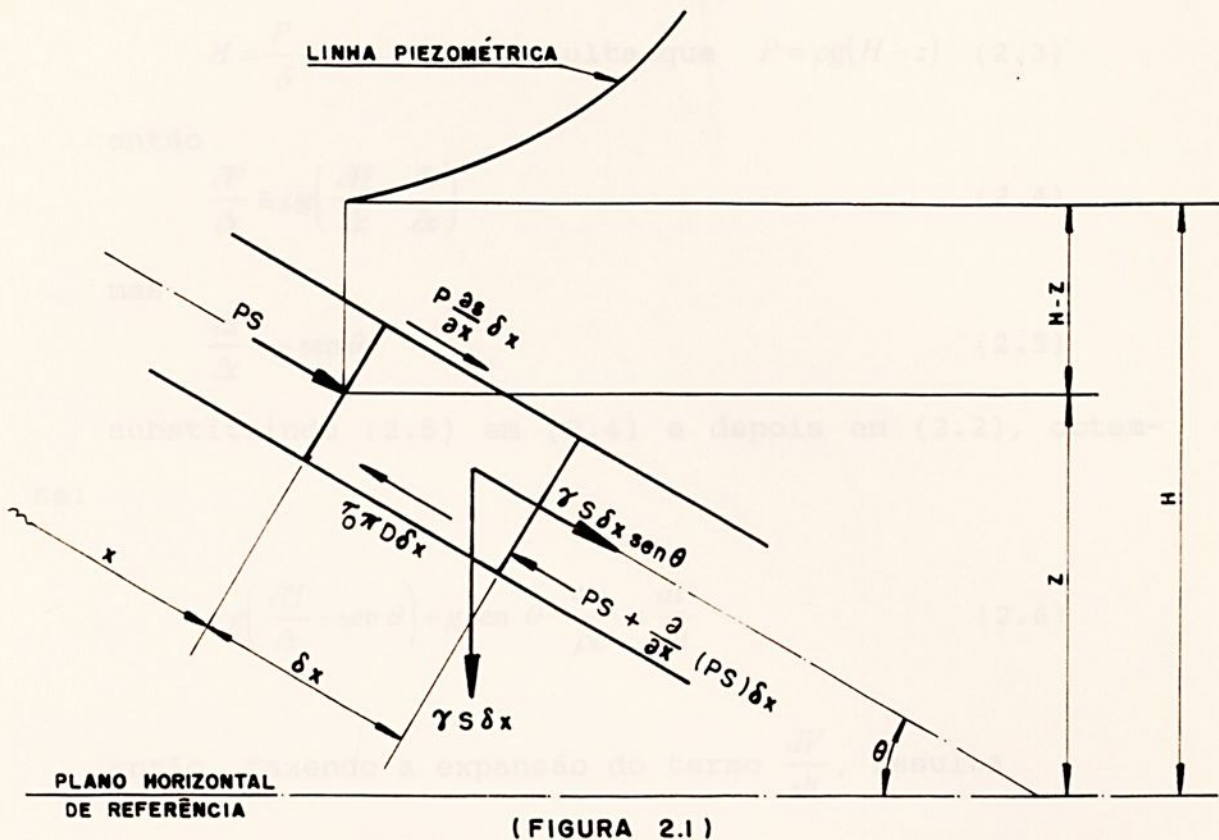


DIAGRAMA PARA DEDUÇÃO DA EQUAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO

Equacionando:

$$PS - \left[PS + \frac{\partial}{\partial x} (PS) \delta x \right] + P \frac{\partial S}{\partial x} \delta x + \gamma S \delta x \sin \theta - \tau_0 \pi D \delta x = \rho S \delta x \frac{dV}{dt} \quad (2.1)$$

Simplificando, dividindo por $\rho S \delta x$ e substituindo S por $\frac{\pi D^2}{4}$, tem-se:

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + g \sin \theta - \frac{4 \tau_0}{D} = \frac{dV}{dt} \quad (2.2)$$

Como

$$H = \frac{P}{\rho g} + z \text{ e } \gamma = \rho g \text{ resulta que } P = \rho g(H - z) \quad (2.3)$$

então

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial x} - \frac{\partial z}{\partial x} \right) \quad (2.4)$$

mas

$$\frac{\partial z}{\partial x} = -\sin \theta \quad (2.5)$$

substituindo (2.5) em (2.4) e depois em (2.2), obtem-se:

$$-g \left(\frac{\partial H}{\partial x} + \sin \theta \right) + g \sin \theta - \frac{4\tau_0}{\rho D} = \frac{dV}{dt} \quad (2.6)$$

então, fazendo a expansão do termo $\frac{dV}{dt}$, resulta

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{4\tau_0}{\rho D} = 0 \quad (2.7)$$

Considerando a figura (2.2) e sabendo-se que a taxa de variação da massa no volume de controle é igual ao saldo dos fluxos de massa através da superfície de controle, é possível admitir-se que:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho dV + \int_{SC} \rho V dS = 0 \quad (2.8)$$

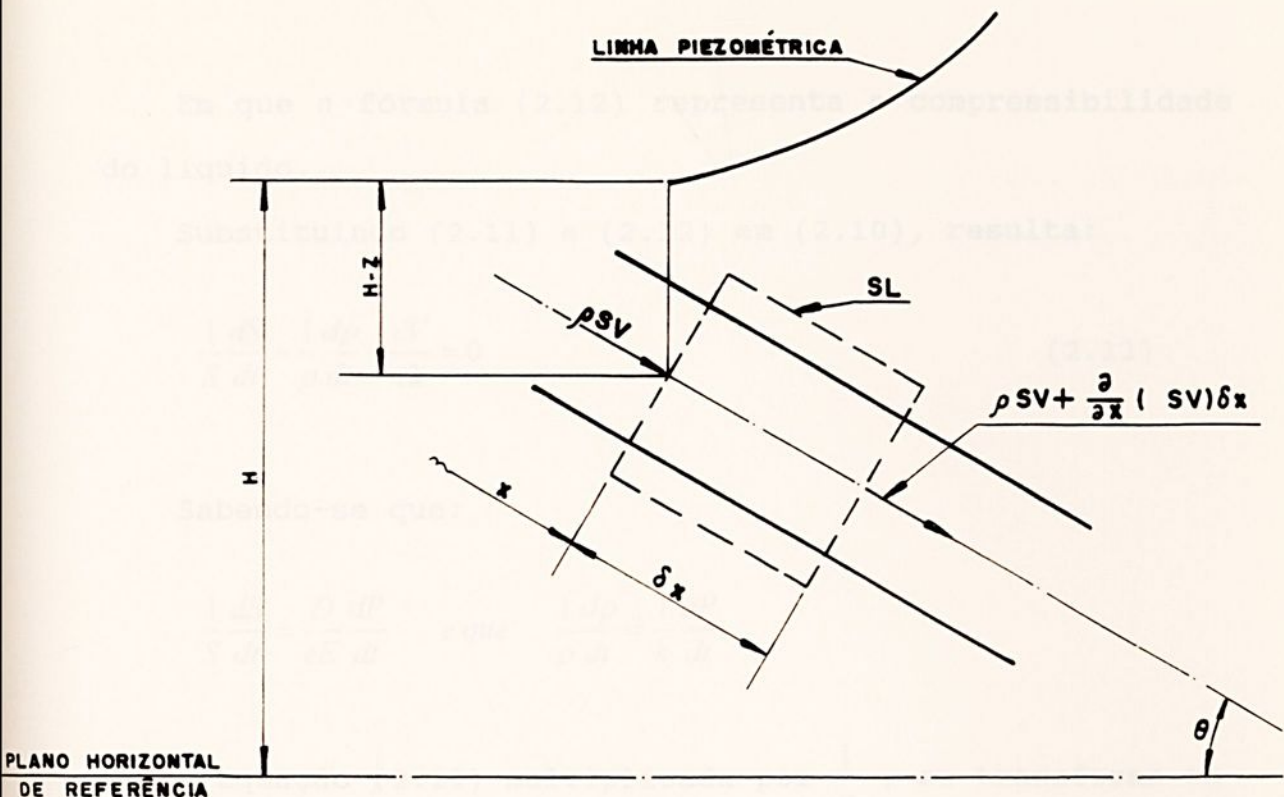
ou que

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho S \delta x) = - \frac{\partial}{\partial x} (\rho S V) \delta x \quad (2.9)$$

onde:

δx não é função de t





(FIGURA 2.2)

VOLUME DE CONTROLE PARA DEDUÇÃO DA EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE

Desenvolvendo (2.9) e dividindo por $\rho \delta \alpha$, obtem-se:

$$\frac{1}{S} \frac{\partial S}{\partial t} + \frac{V}{S} \frac{\partial S}{\partial x} + \frac{V}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (2.10)$$

Como, na equação (2.10), $\frac{1}{S} \frac{\partial S}{\partial t} + \frac{V}{S} \frac{\partial S}{\partial x} = \frac{1}{S} \frac{dS}{dt}$ (2.11)

Onde fórmula (2.11) representa a elasticidade da parede do tubo e a taxa de deformação com a pressão.

E ainda na equação (2.10),

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{V}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} = \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \quad (2.12)$$

Em que a fórmula (2.12) representa a compressibilidade do líquido.

Substituindo (2.11) e (2.12) em (2.10), resulta:

$$\frac{1}{S} \frac{dS}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \frac{\partial \mathcal{V}}{\partial x} = 0 \quad (2.13)$$

Sabendo-se que:

$$\frac{1}{S} \frac{dS}{dt} = \frac{D}{eE} \frac{dP}{dt} \quad \text{e que} \quad \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{k} \frac{dP}{dt}$$

a equação (2.13) multiplicada por $\frac{1}{\rho}$, se transforma em

$$\frac{1}{\rho} \frac{k \frac{\partial \mathcal{V}}{\partial x}}{\left(1 + \frac{KD}{eE}\right)} = - \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dt} \quad (2.14)$$

de acordo com KORTEWEG [12]

$$c = \sqrt{\frac{k}{\rho \left(1 + \frac{KD}{eE}\right)}} \quad \text{ou} \quad c^2 = \frac{k}{\rho \left(1 + \frac{KD}{eE}\right)} \quad (2.15)$$

Substituindo (2.15) em (2.14), tem-se:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dt} + c^2 \frac{\partial \mathcal{V}}{\partial x} = 0 \quad (2.16)$$



Como $P = \rho g(H - Z)$ e $\frac{dP}{dt} = V \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial t}$ e também considerando que a variação de ρ em relação a x ou a t é muito menor que a variação de H com x ou t , pode-se considerar $\rho = \text{cte}$ e obter:

$$\frac{dP}{dt} = V \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial x} - \frac{\partial Z}{\partial x} \right) + \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial t} - \frac{\partial Z}{\partial t} \right) \quad (2.17)$$

se o tubo estiver bem ancorado, tem-se:

$$\frac{\partial Z}{\partial t} = 0 \quad \text{e} \quad \frac{\partial Z}{\partial x} = -\sin \theta$$

então,

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dt} = V g \left(\frac{\partial H}{\partial x} + \sin \theta \right) + g \frac{\partial H}{\partial t} \quad (2.18)$$

substituindo (2.18) em (2.16) e dividindo por g , resulta:

$$\frac{c^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} + V \sin \theta = 0 \quad (2.19)$$

As equações (2.7) e (2.19), que são, respectivamente, a equação da quantidade de movimento e a equação da continuidade, são equações diferenciais parciais não lineares entre V e H , funções das variáveis independentes x e t .

Chamando a equação (2.19) de B_1 e a equação (2.7) de B_2 obtem-se

$$B = B_1 + \lambda B_2 \quad (2.20)$$

então:

$$B = \left[\frac{\partial H}{\partial x} (V + \lambda g) + \frac{\partial H}{\partial t} \right] + \lambda \left[\frac{\partial V}{\partial x} \left(V + \frac{c^2}{\lambda g} \right) + \frac{\partial V}{\partial t} \right] + V \sin \theta + \frac{\lambda 4 \tau_o}{\rho D} \quad (2.21)$$

a equação (2.21) foi arrumada de tal forma que o primeiro termo entre colchetes será a derivada total $\frac{dH}{dt}$, se

$$\frac{dx}{dt} = V + \lambda g \quad (2.22)$$

e o segundo termo entre colchetes será $\frac{dV}{dt}$, se

$$\frac{dx}{dt} = V + \frac{c^2}{\lambda g} \quad (2.23)$$

Dai tem-se que

$$V + \lambda g = V + \frac{c^2}{\lambda g} \quad (2.24)$$

e

$$\lambda = \pm \frac{c}{g}$$

Portanto, dois valores reais e distintos de λ foram determinados e transformam as equações (2.7) e (2.19) em um

par de equações diferenciais totais condicionadas pelas equações (2.22) e (2.23)

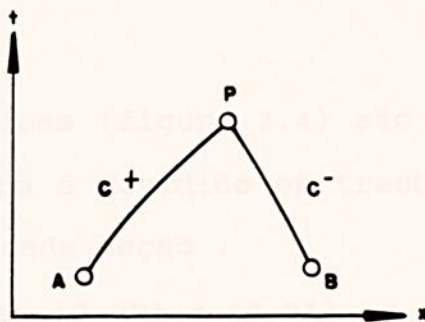
$$\left. \begin{aligned} \frac{dH}{dt} + \frac{c}{g} \frac{dV}{dt} + V \operatorname{sen} \theta + \frac{4c\tau_o}{\gamma D} \end{aligned} \right\} C^+ \quad (2.25)$$

$$\left. \frac{dx}{dt} = V + c \right\} \quad (2.26)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{dH}{dt} - \frac{c}{g} \frac{dV}{dt} + V \operatorname{sen} \theta - \frac{4c\tau_o}{\gamma D} \end{aligned} \right\} C^- \quad (2.27)$$

$$\left. \frac{dx}{dt} = V - c \right\} \quad (2.28)$$

Cada equação (2.25) e (2.27) contém duas incógnitas para um ponto conhecido (A e B) de sua característica, mas na interseção de C^+ com C^- , ponto "P", as duas equações podem ser resolvidas para a determinação de V_p e H_p . Neste ponto, (2.26) e (2.28) também podem ser resolvidas para obtenção de x e t .



(FIGURA 2.3)

GRÁFICO NO PLANO xt DAS CARACTERÍSTICAS

Nos cálculos de golpe de ariete, V é muito pequeno comparado com c e pode ser desprezado.

Desprezando-se V e substituindo $\frac{dV}{dt}$ por $\frac{1}{S} \frac{dQ}{dt}$ para trocar a variável dependente da velocidade média pela vazão, e também considerando que $\tau_o = \frac{\rho DJ}{4}$ e $\lambda = \pm \frac{c}{g}$, pode-se fazer:

$$\frac{4c\tau_o}{\gamma D} = J$$

Onde: J é a perda de carga por unidade de comprimento.

Obtendo-se:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dH}{dt} + \frac{c}{gs} \frac{dQ}{dt} + J &= 0 \\ \frac{dx}{dt} &= c \end{aligned} \right\} C^+ \quad \begin{matrix} (2.29) \\ (2.30) \end{matrix}$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{dH}{dt} - \frac{c}{gs} \frac{dQ}{dt} - J &= 0 \\ \frac{dx}{dt} &= -c \end{aligned} \right\} C^- \quad \begin{matrix} (2.31) \\ (2.32) \end{matrix}$$

As linhas características (figura 2.4) são agora retas com inclinações $\pm C$. O tubo é dividido em trechos iguais e Q e H são conhecidos em cada seção.

Integrando as equações (2.29) e (2.31) no intervalo de tempo especificado, tem-se:

$$H_p - H_A + \frac{c}{gs} (Q_p - Q_A) + I^- = 0 \quad (2.33)$$



$$H_P - H_B - \frac{c}{gs}(Q_P - Q_B) + I^- = 0 \quad (2.34)$$

com

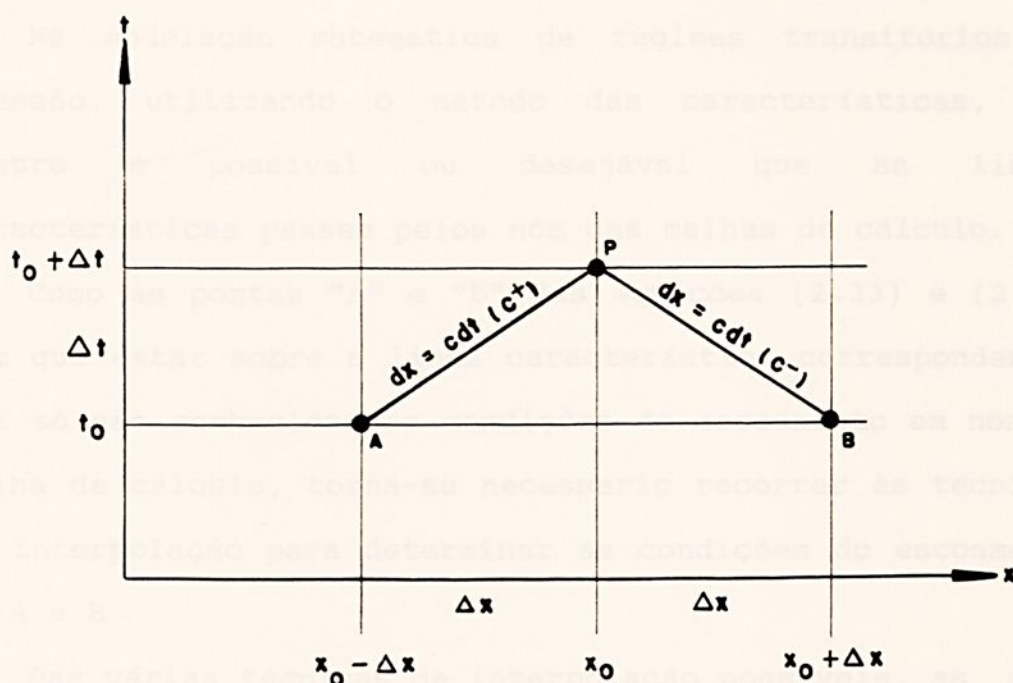
$$I^+ = \int_A^P J dx \quad (2.35)$$

$$I^- = \int_B^P J dx \quad (2.36)$$

Na malha de cálculo apresentada na figura 2.4 verifica-se a seguinte relação entre os comprimentos dos trechos de cálculo Δx e o intervalo de tempo Δt :

$$\Delta x = c \Delta t \quad (2.37);$$

e portanto as linhas características passam pelos nós das malhas.



(FIGURA 2.4)

MALHA DE CÁLCULO

Pretendendo-se diminuir o tempo de cálculo para utilizar um intervalo de tempo maior que o da relação (2.37), o método explícito de diferenças finitas deixará de ser estável e convergente, sendo necessário recorrer a um método de cálculo implícito, que exige a determinação simultânea das condições de escoamento em todas as seções do tubo e da resolução de um sistema de equações.

2.2 TÉCNICAS DE INTERPOLAÇÃO

Na modelação matemática de regimes transitórios em pressão, utilizando o método das características, nem sempre é possível ou desejável que as linhas características passem pelos nós das malhas de cálculo.

Como as pontas "A" e "B" das equações (2.33) e (2.34) têm que estar sobre a linha característica correspondente, mas só são conhecidas as condições do escoamento em nós da malha de cálculo, torna-se necessário recorrer às técnicas de interpolação para determinar as condições do escoamento em A e B.

Das várias técnicas de interpolação possíveis, as mais divulgadas são as de interpolação no espaço e interpolação no tempo.



Sabe-se, também, que de acordo com WIGGERT e SUNDQUIST [24], o método das características com malha de cálculo fixa e integração por um método explícito de diferenças finitas, só é convergente e estável quando verificar a seguinte condição:

$$Cr = \frac{c\Delta t}{\Delta x} \leq 1 \quad (2.38)$$

onde: Cr é o número de Courant

A condição de convergência e estabilidade foi deduzida para uma condição de perdas de cargas nulas. A existência de perdas de carga pode contribuir para atenuar as instabilidades do método numérico.

Na interpolação no espaço, determinam-se as condições do escoamento em A_e e B_e a partir das condições em A, C e B , utilizando as seguintes equações:

$$H_{Ae} = H_C + \frac{C\Delta t}{\Delta x}(H_A - H_C) = CrH_A + (1 - Cr)H_C \quad (2.39)$$

$$H_{Be} = CrH_B + (1 - Cr)H_C \quad (2.40)$$

$$Q_{Ac} = CrQ_A + (1 - Cr)Q_C \quad (2.41)$$

Caso a interpolação seja feita no tempo, tem-se:

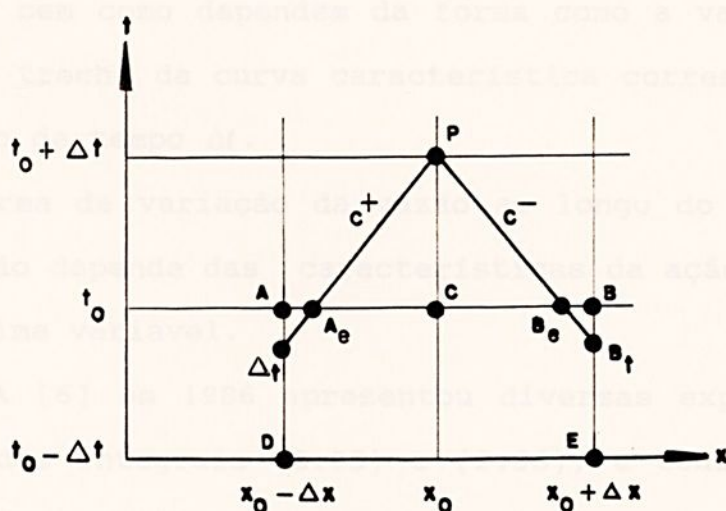
$$H_{At} = H_A + \left(\frac{\Delta X}{c\Delta t} - 1\right)(H_D - H_A) = \left(2 - \frac{1}{Cr} - 1\right)H_A + \left(\frac{1}{Cr} - 1\right)H_D \quad (2.43)$$

$$H_{Bt} = \left(2 - \frac{1}{Cr}\right)H_B + \left(\frac{1}{Cr} - 1\right)H_E \quad (2.44)$$

$$Q_{At} = \left(2 - \frac{1}{Cr}\right)Q_A + \left(\frac{1}{Cr} - 1\right)Q_D \quad (2.45)$$

$$Q_{Bt} = \left(2 - \frac{1}{Cr}\right)Q_B + \left(\frac{1}{Cr} - 1\right)Q_E \quad (2.46)$$

A interpolação no tempo, apresentada pelas equações (2.43) a (2.46), exige a manutenção em memória de mais de um instante de cálculo, o que sobrecarrega o sistema.



(FIGURA 2.5)

MALHA DE CÁLCULO DE INTERPOLAÇÃO

Tanto quanto for menor o número de Courant, maior serão os efeitos numéricos de modificações das características do escoamento, traduzidos por amortecimentos e alterações na velocidade de propagação das perturbações (Almeida [3] e WIGGERT e SUNDQUIST [24]).

2.3 CÁLCULO DAS PERDAS DE CARGAS

A resolução das integrais (2.35) e (2.36) é possível, somente em casos muito particulares, porque dependem das condições do escoamento no instante anterior da malha de cálculo, bem como dependem da forma como a vazão varia ao longo do trecho da curva característica correspondente ao intervalo de tempo Δt .

A forma de variação da vazão ao longo do intervalo de integração depende das características da ação responsável pelo regime variável.

BORGA [6] em 1986 apresentou diversas expressões para cálculo das integrais (2.35) e (2.36), e todas elas foram deduzidas a partir da hipótese de que o escoamento é puramente turbulento, e assim sendo, a perda de carga unitária é proporcional ao quadrado da vazão.



As expressões desenvolvidas por BORGA [6] adotam R como um coeficiente de perda de carga contínua dado por:

$$R = \frac{J\Delta x}{Q^2} \quad (2.47)$$

Apresenta-se a seguir dois modelos propostos por BORGA [6] para cálculo do valor das integrais (2.35) e (2.36)

MODELO I:

Caracterizado por ser a integral da perda de carga, proporcional ao valor do quadrado da vazão no limite interno do intervalo (instante anterior)

$$I^+ = R/Q_A/Q_A \quad (2.48)$$

$$I^- = -R/Q_B/Q_B \quad (2.49)$$

Subtraindo equação (2.34) da equação (2.33) obtém-se uma equação em Q_p que pode ser resolvida analiticamente por:

$$Q_p = \frac{H_A - H_B + U(Q_A + Q_B) - R(|Q_A|Q_A + |Q_B|Q_B)}{2U} \quad (2.50)$$

$$\text{onde: } U = \frac{c}{gs} \quad (2.51)$$

MODELO II:

Caracterizado por ser a integral da perda de carga, proporcional ao valor do quadrado da vazão no limite superior do intervalo (instante de cálculo)



$$I^+ = R/Q_p / Q_p \quad (2.52)$$

$$I^- = -R/Q_p / Q_p \quad (2.53)$$

Da mesma forma que o MODELO I, obtém-se:

$$Q_p = \frac{H_A - H_B + U(Q_A + Q_B)}{2U + R(1/Q_A + 1/Q_B)} \quad (2.54)$$

O MODELO I satisfaz a maioria dos problemas, excetuando-se aqueles em que a resistência ao escoamento é muito importante. Nestes casos é conveniente a utilização do MODELO II porque inclui a vazão no instante de cálculo (Q_p)

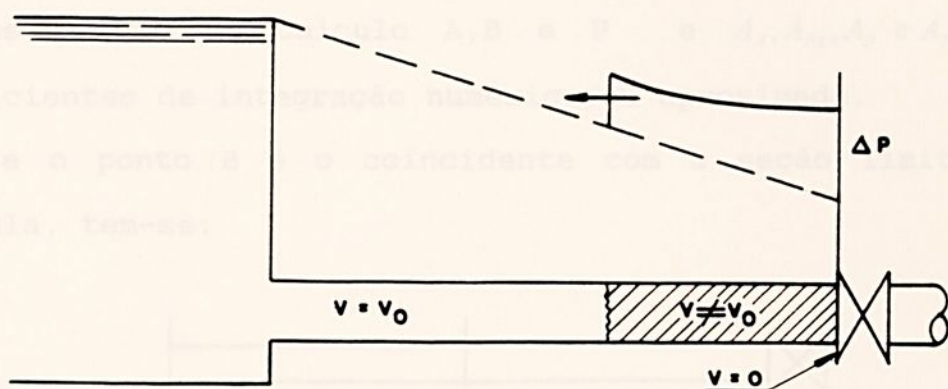
2.4 ANÁLISE DOS EFEITOS DA PERDA DE CARGA NO VALOR DA SOBREPRESSÃO

Ao ocorrer, por exemplo, o fechamento de uma válvula na extremidade de um encanamento alimentado por um reservatório, como a energia cinética do escoamento não pode se anular, esta energia, ou parte dela, se transforma em energia de pressão. A energia de pressão resultante se converte em trabalho de compressão do líquido e deformação das paredes da tubulação, de peças, de válvulas e órgãos de



máquinas, em locais até onde a onda de sobrepressão se propaga.

A sobrepressão cresce junto da válvula à medida que a onda avança na direção do reservatório de montante e, por outro lado, o valor da variação de pressão vai progressivamente diminuindo. A figura (2.6) representa esquematicamente o efeito descrito.



(FIGURA 2.6)

ESQUEMA DA VARIAÇÃO DE ΔP

Considerando as hipóteses fundamentais feitas no sub-capítulo 2.1 e a figura (2.4) associada a uma tubulação com um obturador obtem-se:

Das equações (2.33) a (2.36), ambas do sub-capítulo 2.1, tem-se:

$$H_p - H_A + \frac{c}{gs}(Q_p - Q_A) + I_A = 0 \quad (2.55)$$

$$H_P - H_B - \frac{c}{gs}(Q_P - Q_B) + I_B = 0 \quad (2.56)$$

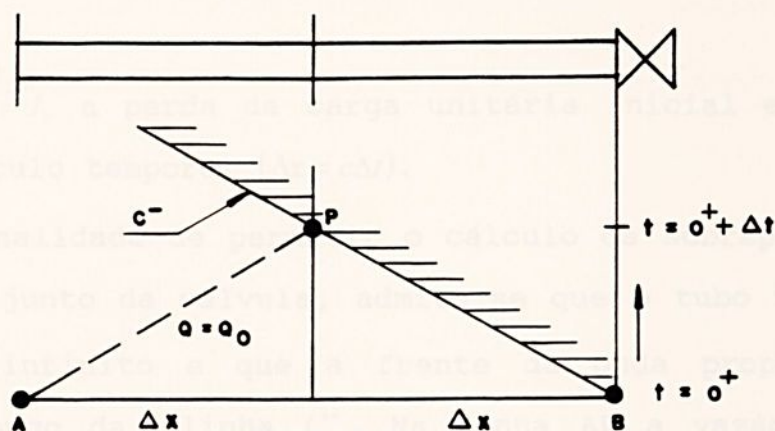
com

$$I_A = \int_A^P J dx = A_A J_A + A_{PA} J_P \quad (2.57)$$

$$I_B = \int_B^P J dx = -A_B J_B - A_{PB} J_P \quad (2.58)$$

Onde J_A , J_B e J_P são os valores da perda de carga unitária J nos pontos de cálculo A, B e P e A_A , A_{PA} , A_B e A_{PB} os coeficientes de integração numérica ou aproximada.

Se o ponto B é o coincidente com a seção limite da válvula, tem-se:



(FIGURA 2.7)

MALHA DE CÁLCULO APLICADA A TUBO COM VÁLVULA OBTURADORA

Para $t=0^-$, a vazão inicial é $Q=Q_0$ e a cota piezométrica imediatamente à montante da válvula é $H=H_0$;

Para $t=0^+$, a vazão na válvula anula-se ($Q_B=0$) e $H_B = H_0 + UQ_0$, com $U = \frac{c}{gs}$.

Somando as equações (2.55) e (2.56) obtém-se:

$$H_P = \frac{(H_A + H_B) + U(Q_A - Q_B \uparrow^0) - [A_A J_A + (A_{PA} - A_{PB})J_P - A_B \uparrow^0 J_B]}{2U} \quad (2.59)$$

Propagando-se a frente da onda ao longo da linha característica C^- , a cota piezométrica em A, no instante em que a referida frente atinge o ponto de cálculo P, é a correspondente ao regime inicial.

$$H_A = H_0 + 2J_A \Delta x \quad (2.60)$$

sendo $J_A = J_0$ a perda da carga unitária inicial e Δx o passo de cálculo temporal ($\Delta x = c\Delta t$).

Com a finalidade de permitir o cálculo da sobrepressão máxima ΔP_M junto da válvula, admite-se que o tubo tem um comprimento infinito e que a frente da onda propaga-se sempre ao longo da linha C^- . Na linha AP a vazão será constante e igual a Q_0 . Após a passagem da frente de onda, a vazão sofrerá uma variação entre um valor Q_P na frente da onda e o valor nulo na válvula. A determinação de um valor suficientemente aproximado dos valores de H_P e de Q_P na frente da onda e de ΔP_M vai depender do modo como se



caracterizam as perdas de cargas ao longo das linhas características.

O valor de Q_p é obtido a partir de equação (2.56), sabendo que $Q_B = 0$

$$Q_p = \frac{(H_p - H_A + I_B)}{U} \tag{2.61}$$

A lei de distribuição da vazão na frente da onda e a válvula vai refletir diretamente na caracterização da perda de carga contínua (valor da integral I_B). Entre os valores que podem ser escolhidos para os coeficientes de integração numérica selecionam-se os seguintes esquemas:

ESQUEMA	A_i	$A_{p,i}$	A_{pB}	A_B
1	Δx	0	0	Δx
2	0	Δx	Δx	0
3	$\frac{\Delta x}{2}$	$\frac{\Delta x}{2}$	$\frac{\Delta x}{2}$	$\frac{\Delta x}{2}$
4	Δx	0	$\frac{\Delta x}{2}$	$\frac{\Delta x}{2}$
5	Δx	0	$\frac{\Delta x}{3}$	$\frac{\Delta x}{3}$

Os esquemas 1 e 2 correspondem a técnicas de integração de primeira ordem com base, respectivamente, nos valores da vazão em $t = 0^-$ e $t = 0^- + \Delta t$.



O esquema 3 corresponde à técnica de integração de segunda ordem. Os esquemas 4 e 5 correspondem às técnicas de integração mista, correspondendo também à condição de cálculo indicada na figura (2.7) (seção B com vazão nula).

Todos os esquemas são resolvidos de uma forma explícita direta.

Os cinco esquemas conduzem a diferentes valores de H_p e Q_p .

ESQUEMA	$\Delta H_F = H_p - H_B$	Q_p
1	$\frac{1}{2} \Delta x J_0$	$\frac{\Delta x J_0}{2U}$
2	$\Delta x J_0$	$\frac{\Delta x (J_0 - J_p)}{U}$
3	$\frac{3}{4} \Delta x J_0$	$\frac{\Delta x \left(\frac{3}{2} J_0 - J_p \right)}{2U}$
4	$\frac{1}{2} \Delta x J_0 + \frac{1}{4} \Delta x J_p$	$\frac{\Delta x \left(J_0 - \frac{J_p}{2} \right)}{2U}$
5	$\frac{1}{2} \Delta x J_0 + \frac{1}{6} \Delta x J_p$	$\frac{\Delta x \left(J_0 - \frac{J_p}{3} \right)}{2U}$

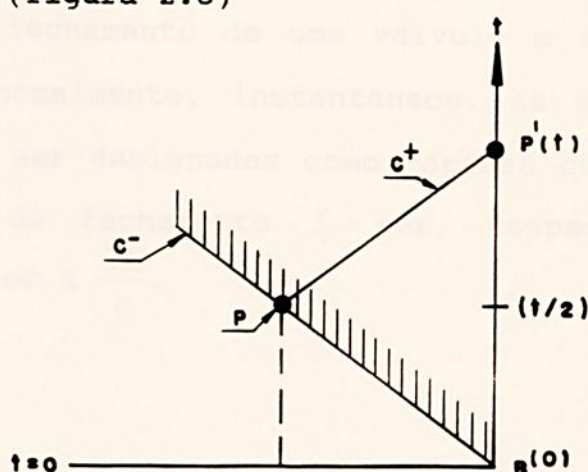
O esquema numérico escolhido vai condicionar a solução. A Lei de vazão, ou a caracterização da perda de carga a considerar nas integrais I_A e I_B , exige a formulação de hipóteses ou a execução de uma análise mais detalhada,



antes da aplicação de esquemas numéricos às equações básicas.

Os esquemas usuais de aplicação do método das características são os que utilizam a técnica de integração de 1ª ordem com base em valores iniciais.

Determinados os valores de H_p e de Q_p correspondentes à frente de onda que se propaga (ao longo da linha característica C^- que parte da válvula), o método das características permite o cálculo das cotas piezométricas junto da válvula. Este cálculo é possível com a equação de tipo C^+ , aplicada entre um ponto P da frente da onda que passa a ser chamado de A e um ponto P' correspondente à seção da válvula (figura 2.8)



(FIGURA 2.8)

MALHA DE CÁLCULO PARA COTA PIEZOMÉTRICA NA SEÇÃO DA VÁLVULA

Utilizando a equação (2.55) e a equação (2.57) combinada com a equação (2.47) e também considerando que:

$$O_{p'} = 0 \text{ (vazão de válvula)}$$

$$H_A, Q_A = H_p, Q_p \text{ (valores calculados para frente de onda)}$$

$$H_{p'} = H_v \text{ (cota piezométrica na seção da válvula)}$$

Obtém-se:

$$H_v - H_p + UQ_p + \Delta x R Q_p^2 = 0 \quad (2.62)$$

com:

$$A_i = 0 \quad \text{e} \quad J_p = R Q_p^2$$

$$A_{pA} = \Delta x$$

Na prática, o fechamento de uma válvula e anulação da vazão não são, normalmente, instantâneos. As manobras de uma válvula podem ser designadas como rápidas ou lentas em função do tempo de fechamento T_F ser, respectivamente, inferior ou superior a $\frac{2L}{c}$.



CAPÍTULO 3

CONDIÇÕES DE CONTORNO

3.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

Em cada seção de cálculo, a utilização do método das características possibilita a determinação, no instante seguinte, dos valores das incógnitas (constituídas pela vazão, Q_p , e pela cota piezométrica, H_p), através da resolução matemática de um sistema composto pelas equações características regressiva e progressiva.

No entanto, nas extremidades de uma tubulação uniforme, onde só pode haver uma das linhas características (C^+ ou C^-), a determinação dessas incógnitas só é possível com a introdução de uma equação adicional, ou de um conjunto de equações, que traduzam a relação existente na fronteira entre Q_p e H_p , ou a própria lei de variação de uma dessas variáveis (condição de contorno).

De acordo com EVANGELISTI [8] as condições de contorno são de dois tipos principais:

- a) Condições de contorno do tipo não dinâmico, assim chamadas pela sua independência em relação às condições



de escoamento nos tubos, uma vez que as relações em cada instante entre Q_p e H_p na fronteira são pré-definidas. Estas condições se sub-dividem em autônomas, quando não contém a variável tempo, e não autônomas, quando contém a variável tempo.

- b) Condições de contorno do tipo dinâmico, assim chamadas pela sua dependência em relação à história do escoamento nos tubos. Este tipo de condição de contorno é de modelação mais difícil porque as relações entre H_p e Q_p são geralmente formuladas através de um conjunto de equações diferenciais totais ou parciais.

3.2 RESERVATÓRIOS ATMOSFÉRICOS

Quando a fronteira do tubo é um reservatório atmosférico de grandes dimensões, levando-se em conta que os regimes transitórios em pressão, são normalmente, fenômenos de curta duração, a cota da superfície livre será, em princípio, constante. Nestas condições e



definindo a cota do nível da superfície livre por H_{res} , a condição de contorno expressa-se matematicamente por:

$$H_p = H_{res} \quad (3.1)$$

A equação (3.1) é frequentemente substituída por uma equação do seguinte tipo:

$$H_p = H_{res} \pm K_L |Q_p| Q_p \quad (3.2)$$

onde:

K_L é um coeficiente de perda de carga localizada e é muitas vezes função da direção do escoamento e de outros parâmetros variáveis no tempo, como por exemplo, o fechamento ou abertura de uma válvula instalada na ligação do tubo com o reservatório ou as perdas de cargas localizadas assimétricas.

O sinal ($\pm$) da fórmula (3.2) dependerá da posição relativa do reservatório e do tubo, considerando o sentido positivo adotado em cada caso.

3.3 BOMBAS CENTRÍFUGAS

3.3.1 INTRODUÇÃO

A condição de contorno, que modela o comportamento de um conjunto constituído por um motor elétrico e uma bomba



centrífuga, pode ter uma complexidade matemática diferente de acordo com os objetivos pretendidos com a modelação. Neste tipo de fronteira tanto é possível definir situações cuja modelação é relativamente simples (condição de contorno do tipo não dinâmica e autónoma), como situações de modelação extremamente complexas. A modelação matemática é relativamente simples nos seguintes casos:

- a) O comportamento de uma bomba centrífuga durante o regime transitório é provocado pelo fechamento de uma válvula (comportamento passivo da fronteira). Neste caso, a velocidade de rotação da bomba é considerada constante, sendo o comportamento da mesma determinado pela sua curva característica onde se verifica uma relação fixa entre Q_p e H_p ;
- b) Estudo do equilíbrio hidráulico final ocasionado pela saída de serviço de uma bomba. Considerando-se os objetivos deste trabalho, existe interesse em modificar a caracterização dos efeitos físicos,



minimizando as perturbações, de modo a obter uma modelação mais simples (admitindo-se uma lei pré-definida para a variação da velocidade da bomba) e mais eficaz (com aceleração de convergência para o equilíbrio hidráulico pretendido).

Os exemplos de modelações mais sofisticadas desta condição de contorno são numerosos, como é o caso da parada de um grupo de bombas. Neste caso é exigida a compatibilização da curva característica da bomba e também da inércia das massas girantes com as condições de escoamento no tubo, o que define uma condição dinâmica cuja resolução é complexa. As hipóteses adotadas podem ter influência na qualidade da simulação, onde podem ocorrer situações de funcionamento para as quais não existem informações dos fabricantes das bombas.

Embora a partida dos motores ou a atuação de variadores de velocidade também dêem origem a regimes transitórios, a situação mais crítica é a que corresponde à saída de serviço dos motores.

Assim, o problema que geralmente é estudado nos sistemas elevatórios é a interrupção súbita do fornecimento de energia aos motores das bombas.



3.3.2 DESCRIÇÃO DO FENÔMENO

O desenvolvimento do fenômeno do regime transitório numa instalação de bombeamento se processa do seguinte modo:

PRIMEIRA FASE

Quando ocorre a interrupção do fornecimento de energia elétrica aos motores da bomba, a única energia que mantém o rotor da bomba girando por algum tempo é a energia cinética dos elementos rotatórios do conjunto motor-bomba. Esta energia porém é pequena para manter a descarga e a elevação correspondente ao sistema. A velocidade angular do rotor decresce rapidamente.

Nesta fase ocorre uma redução de pressão no interior da tubulação. Cada elemento que compõe a tubulação se contrai sucessivamente por uma diminuição elástica do diâmetro, enquanto que a onda de depressão se propaga até o reservatório. Se a distância entre a bomba e o reservatório é L , o tempo que a onda leva para chegar ao reservatório é $\frac{L}{c}$. Após esse tempo, a tubulação está em depressão ao longo de sua extensão, e o líquido fica então imóvel.

SEGUNDA FASE

Devido à elasticidade, a tubulação readquire seu diâmetro primitivo. O líquido retorna à bomba ao fim de



um novo tempo $\frac{L}{c}$, ou seja, a contar do início do fenômeno, a onda de pressão chega à bomba a um tempo $\frac{2L}{c}$. Podem ocorrer nessa fase, duas hipóteses segundo haja ou não válvula de retenção.

Primeira hipótese: Se não houver válvula de retenção, o líquido escoar na bomba em sentido inverso, embora, durante um certo tempo, o rotor da bomba continue girando no mesmo sentido. Essa é a chamada fase da dissipação de energia fig.(3.1). O rotor vai girando cada vez mais lentamente até se anular e começa a girar em sentido contrário como se fosse uma turbina.

Segunda hipótese: Havendo válvula de retenção instalada imediatamente à jusante da bomba, a corrente líquida, ao retornar à bomba, encontra a válvula fechada, o que ocasiona uma compressão do líquido. Os efeitos do regime transitório se verificam sob uma forma oscilatória, até que a energia do líquido seja absorvida pelas forças elásticas do material da tubulação.

TERCEIRA FASE

Os elementos sucessivos que compõem a tubulação vão sofrer também os efeitos da onda de pressão à medida que esta se propaga, a partir da válvula de retenção, até a entrada do reservatório de jusante. Ao fim de um novo



tempo $\frac{L}{c}$, isto é, em $\frac{3L}{c}$, a contar do início do fenômeno, toda a tubulação ter-se-á dilatada com o líquido submetido à sobrepressão e imóvel.

QUARTA FASE

Graças à sua elasticidade, o encanamento recupera o seu diâmetro primitivo, de elemento em elemento, a partir do reservatório, no sentido de volta à bomba. Ao fim de um novo período $\frac{L}{c}$, ou seja, em $\frac{4L}{c}$, volta-se à situação que existia no momento de desligamento brusco do motor da bomba.

O fenômeno se reproduzirá indefinidamente se não houver o efeito amortecedor das perdas de carga e da elasticidade do material da tubulação. A onda de pressão é máxima junto à bomba e nula junto ao reservatório de jusante.

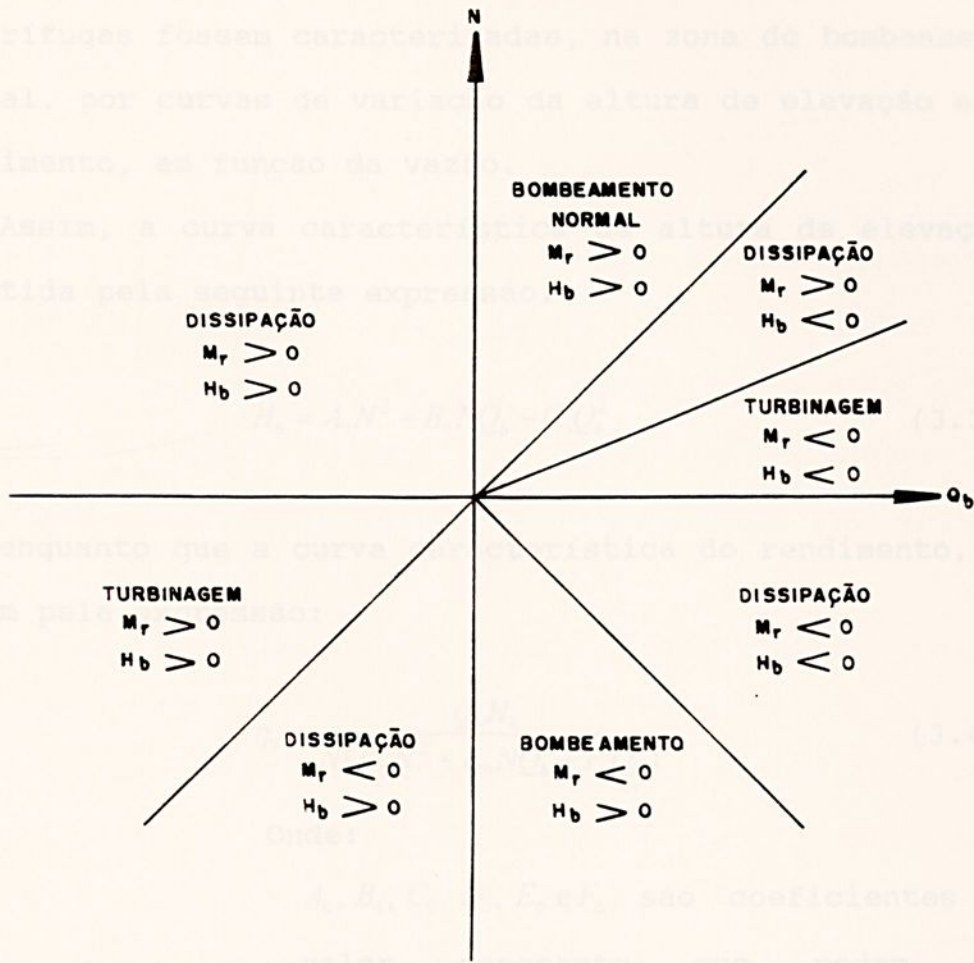
3.3.3 MODELAGEM PROPOSTA POR BORGA [6]

Admitindo que o binário motor se anula no instante do corte da energia, a velocidade de rotação da bomba começará a diminuir devido ao binário resistente M_r , igual à soma do binário hidráulico, que se pode admitir, ser em cada instante, dependente apenas da vazão bombeada



Q_b , da altura total de elevação H_b , e da velocidade de rotação da bomba N , com o binário resultante dos diversos tipos de atritos.

Os valores de M_r, Q_b, H_b e N podem ser positivos ou negativos, correspondentes a diversas situações possíveis de bombeamento, dissipação ou turbinagem (fig.3.1)



(FIGURA 3.1)

SITUAÇÕES DE FUNCIONAMENTO POSSÍVEIS DE UMA BOMBA



A metodologia utilizada para caracterizar o comportamento das bombas nos diferentes quadrantes da figura (3.1) é a modelação com os parâmetros de SUTER [21]. Esta modelação recorre a valores obtidos em ensaios das bombas, que normalmente não se encontram disponíveis nos manuais dos fabricantes. Para minimizar essas dificuldades, FOX [9] em 1977 propôs que as bombas centrífugas fossem caracterizadas, na zona de bombeamento normal, por curvas de variação da altura de elevação e de rendimento, em função da vazão.

Assim, a curva característica da altura de elevação, é obtida pela seguinte expressão:

$$H_b = A_0 N^2 + B_0 N Q_b - C_0 Q_b^2 \quad (3.3)$$

enquanto que a curva característica do rendimento, se obtém pela expressão:

$$\eta_b = \frac{Q_b H_b}{N(D_0 N^2 + E_0 N Q_b + F_0 Q_b^2)} \quad (3.4)$$

Onde:

A_0, B_0, C_0, D_0, E_0 e F_0 são coeficientes de valor constante que podem ser determinados a partir de três pontos da curva característica



correspondente ao funcionamento em regime permanente.

Considerando, também, que o binário resistente tem, em cada instante, valor igual ao quociente da potência pela velocidade de rotação, vem:

$$M_r = \frac{\gamma Q_b H_b}{2\pi \eta_b} \frac{60}{N} \quad (3.5)$$

Compatibilizando as duas últimas equações pode-se transformar a equação (3.5) em:

$$M_r = \frac{30\gamma}{\pi} (D_0 N^2 + E_0 N Q_b + F_0 Q_b^2) \quad (3.6)$$

BORGA [6] em 1986, apresentou uma análise comparativa e concluiu que, no caso em que os coeficientes das equações (3.3) e (3.4) são calculadas de modo a se obter o melhor ajuste às condições de regime permanente, o resultado conduz a valores muito semelhantes aos obtidos com os parâmetros de SUTER [21].

No caso de existir uma válvula de retenção à jusante da bomba, para impedir a inversão do escoamento, o fluxo através da bomba respeitará sempre o sentido pré-especificado. Se também se considerar que a bomba possua um dispositivo que impeça a inversão da rotação, então haverá apenas três situações de funcionamento possíveis: bombeamento normal ($M_r > 0$ e $H_b > 0$), dissipação ($M_r > 0$ e $H_b < 0$) e turbinagem ($M_r < 0$ e $H_b < 0$). Nestas circunstâncias é



admissível a simulação do comportamento das bombas utilizando a modelação proposta por BORGA [6].

Considerando que o binário motor se anula no instante em que cessa a alimentação do motor, a velocidade de rotação da bomba irá decrescer sucessivamente até se anular devido à ação do binário resistente. Igualando o binário resistente, à soma do valor do binário hidráulico com o binário resultante de outros tipos de atrito, é possível calcular a variação da velocidade de rotação da bomba, através da equação:

$$\frac{dN}{dt} = -\frac{60M_r}{2\pi I} \quad (3.7)$$

onde:

I é o momento de inércia polar das massas girantes;

N é a rotação da bomba em rotação por minuto.

Em substituição do momento de inércia I é habitual considerar o parâmetro PD^2 , definido por

$$PD^2 = 4gI \quad (3.8)$$

O valor do parâmetro PD^2 depende, fundamentalmente, da velocidade de rotação e da potência nominal do motor.



ALMEIDA [3], em 1981, apresenta correlações dessa dependência e a influência na aspiração das bombas.

A equação (3.7) pode ser discretizada, através de um esquema de diferenças finitas, e se transforma em:

$$N_2 = N_1 - \frac{15}{\pi d} (M_{r1} + M_{r2}) \Delta t \quad (3.9)$$

O conjunto de equações (3.3), (3.6) e (3.9) define uma condição de fronteira dinâmica e pode ser usado simultaneamente com as equações características para definir o escoamento na bomba em um determinado instante de cálculo.

Como o sistema de equações obtido não tem solução analítica, BORGA [6] desenvolveu um método iterativo utilizando os valores do instante de cálculo anterior com substituições sucessivas, que consiste nos seguintes procedimentos:

- a) Com base nos valores da vazão bombeada no instante de cálculo anterior, utiliza-se as equações (3.6) e (3.9) para estimar a velocidade de rotação da bomba no instante de cálculo seguinte;
- b) Com a velocidade de rotação calculada em a, juntamente com a vazão bombeada



no instante anterior, utiliza-se a equação (3.3) modificada para:

$$H_p = H_{res} + A_0 N^2 + B_0 N Q_b - C_0 Q_b^2, \quad (3.10)$$

Onde:

Obtemos o valor da cota piezométrica H_p à jusante da bomba. H_{res} é a cota do reservatório de montante;

- c) Com o valor da cota piezométrica, utilizando a equação (2.34), pode-se calcular a vazão bombeada no instante seguinte;
- d) Tomar o valor da vazão obtida em (c) como correspondente ao instante anterior e retornar ao passo (a) até se verificar um critério de convergência pré-definido.

Normalmente três passagens são suficientes para se obter uma aproximação satisfatória, não havendo vantagem significativa de aumentar o número de iterações.

De acordo com ALMEIDA [3] a adoção da técnica iterativa, baseada nos valores de Q_b , H_b e N , considerando o instante de cálculo anterior, pode conduzir à obtenção de uma desaceleração muito rápida da bomba. Uma forma rápida para avaliar a desaceleração é determinar a



variação ΔN da velocidade de rotação da bomba (em rpm) correspondente ao primeiro instante de cálculo Δt , por:

$$\Delta N = \frac{2N_0\Delta t}{\rho I_E \lambda} \quad (3.11)$$

Onde:

N_0 , é a velocidade inicial da bomba em rpm;

Δt , é o passo de cálculo;

$\bar{\rho}$, é o parâmetro característico da tubulação;

λ , é o coeficiente de compensação energética;

T_E , é o tempo de reflexão elástica.

Obs.: os parâmetros adimensionais $\bar{\rho}$ e λ estão definidos no capítulo 4.

Sempre que $\Delta N > \frac{N_0}{3}$ é prudente a adoção de um passo de cálculo inferior.

3.3.4 MODELAGEM PROPOSTA PELA ABNT [1]

O método descrito no anexo J da P-NB-591 da ABNT [1] é aplicável em uma primeira aproximação aos casos de interrupção no fornecimento de energia elétrica aos motores da bomba. A norma examina dois casos, conforme a



perda de carga seja ou não inferior a 5% da altura manométrica, existente no momento do surgimento do fenômeno.

Segundo a norma, este método é aplicável nas instalações elevatórias que apresentam as seguintes condições:

- a) A tubulação de sucção é curta;
- b) A perda de carga ao longo da tubulação de recalque pode ser desprezada para efeito de análise do regime transitório;
- c) As bombas são centrífugas e estão equipadas com válvulas de retenção imediatamente à jusante da bomba;
- d) A paralisação das bombas ocorre por interrupção da energia elétrica.

Este método não é aplicável se ocorrer cavitação ou ruptura da coluna líquida. A ruptura da coluna líquida ou cavitação poderão ocorrer, se a linha piezométrica BC da figura (3.2) (traçada com cargas piezométricas mínimas, obtidas antes e depois de se anular as descargas das bombas), determinar pressões inferiores à pressão atmosférica, nas seções da tubulação de recalque, onde houver ventosas, ou também pressões inferiores à pressão



de vapor do líquido na temperatura em que ele está escoando nas seções sem ventosas.

PRIMEIRO CASO: A perda de carga é inferior a 5% do valor de H

A partir da curva característica $H=f(Q)$ dada pela equação (3.3) no sub-capítulo 3.3.3 e considerando o tempo de reflexão elástica (tempo de ida e volta da onda de choque) T_E definido no sub-capítulo 4.4, tem-se que:

$$H_b = A_0 N^2 + B_0 N Q_b - C_0 Q_b^2 \quad (3.3)$$

$$T_E = \frac{2L}{c} \quad (3.12)$$

Enquanto a vazão da bomba em um instante T for tal que $Q_{b(T)} > 0$, executar os seguintes cálculos em cada instante $T=0, T=T_E, T=2T_E, \dots$:

$$a) \frac{N_0}{N_{(T)}} = 1 + \frac{W_0 g}{\omega_0^2 I} T, \text{ com } I = \text{Pr}^2 \quad (3.13)$$

Onde:

$N_{(T)}$ é a frequência do rotor em rps no

instante T ;

W_0 é a potência transmitida ao eixo da bomba no instante $T=0$;



ω_0 é a velocidade angular do rotor da bomba no instante $T=0$;

I é o momento polar de inercia do grupo moto-bomba em kgf.m^2 ;

r é o raio de giração;

P é o peso da massa girante.

$$\text{b) } \beta_{(T)} = \frac{2Z_G}{U} - \left(\frac{H_{(T-T_E)}}{U} + nQ_{b(T-T_E)} \right) \quad (3.14)$$

$$\text{c) } Q_{sT} = -\frac{1}{2c}(BN_T - nU) + \frac{1}{2} \frac{1}{c^2} (BN_T - nU)^2 - \frac{4}{c} (AN_T^2 + H_E - U\beta_T) \quad (3.15)$$

$$\text{d) } H_{(T)} = U(\beta_{(T)} + nQ_{b(T)}) \quad (3.16)$$

Onde:

U , é $\frac{c}{gS}$ conforme foi definido no subcapítulo 2.3, equação (2.51), porém com o valor de c obtido de acordo com o ANEXO B da P-NB-591 da ABNT;

n é o número de bombas em paralelo;

Z_G é a diferença de cotas entre os reservatórios de jusante e de montante;

$H_{(T)}$ é a carga piezométrica no instante T e imediatamente à jusante da válvula de retenção.



Quando $Q_{b(\tau)} \leq 0$, considerar $Q_{b(\tau)} = 0$ e executar o cálculo para os instantes seguintes utilizando as equações (3.14) e (3.16).

O cálculo da celeridade c , de acordo com o ANEXO B da P-NB-591, é feito do seguinte modo:

$$c = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{KD\alpha}{Ee}}} \quad (3.17)$$

Onde:

c é a celeridade da onda de choque;

K é o módulo de elasticidade volumétrico do líquido que é aproximadamente, igual a $2,1 \times 10^8 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}$

para a água;

E é o módulo de elasticidade do material do tubo;

ρ é a massa específica do líquido;

D é o diâmetro interno do tubo;

α é $\frac{5}{4} - \mu$ quando a tubulação estiver

ancorada contra o movimento

longitudinal na extremidade

superior e livre na

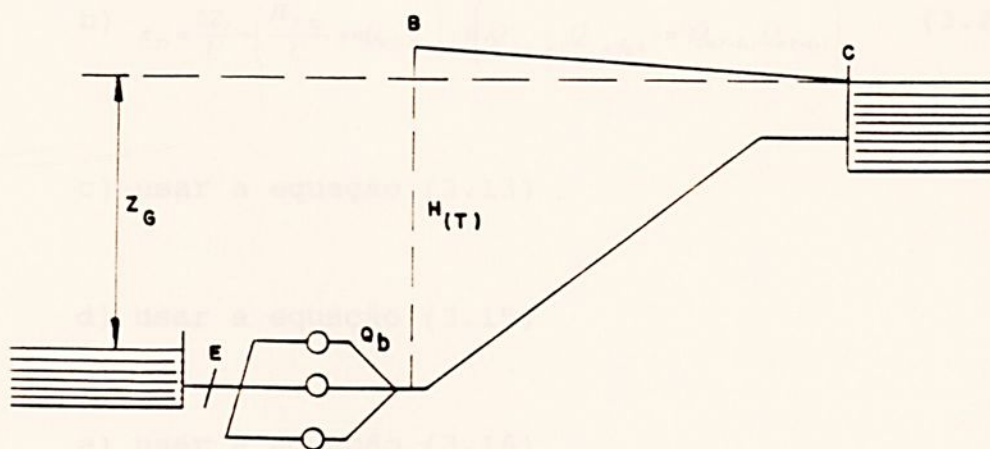
inferior;



α é $1-\mu^2$ quando a tubulação estiver totalmente ancorada sem movimento longitudinal;

α é $1-\frac{\mu}{2}$ quando a tubulação contiver junta de dilatação entre as ancoragens ao longo de toda a sua extensão;

μ é o coeficiente de Poisson sendo o seu valor, aproximadamente, igual a 0,3.



(FIGURA 3.2)

TUBULAÇÃO ELEVATÓRIA - ESQUEMA ABNT

SEGUNDO CASO - A perda de carga na linha de recalque é superior a 5% da carga manométrica inicial

Nova constante:

$$\theta = \frac{gST_r \Delta H}{2LQ_0^2} \quad (3.18)$$

Onde:

ΔH é a perda de carga total;

θ é um coeficiente de perda de carga.

Formulário:

$$a) \quad Q_{j\left(T-\frac{T_E}{2}\right)} = \frac{(H_{(T-T_E)} - Z_j)}{U} + (1 - n\theta |Q_{b(T-T_E)}| nQ_{b(T-T_E)}) \quad (3.19)$$

$$b) \quad \pi_{T_i} = \frac{2Z_j}{U} - \left(\frac{H_{T-T_E}}{U} + nQ_{b(T-T_E)} \right) + \theta \left(Q_{j\left(T-\frac{T_E}{2}\right)} |Q_{j\left(T-\frac{T_E}{2}\right)} + n^2 Q_{b(T-T_E)} | Q_{b(T-T_E)} \right) \quad (3.20)$$

c) usar a equação (3.13)

d) usar a equação (3.15)

e) usar a equação (3.16)

Nas equações acima, Q_j é a vazão na seção extrema de jusante no instante $T - \frac{T_E}{2}$

Quando $Q_{b(T)} \leq 0$ adota-se o procedimento do primeiro caso

CAPÍTULO 4

ANÁLISE DE REGIMES TRANSITÓRIOS EM TUBULAÇÕES ELEVATÓRIAS

4.1 INTRODUÇÃO

A principal preocupação dos projetistas de sistemas hidráulicos são as condições de funcionamento e de segurança dos regimes transitórios. Um dos principais problemas causadores dos regimes transitórios é a interrupção de fornecimento de energia aos motores das bombas dos sistemas elevatórios.

Os computadores permitem a simulação de situações que poderiam colocar em risco o funcionamento do sistema elevatório, sendo possível analisar os problemas decorrentes da interrupção de energia aos motores das bombas do sistema, bem como de outros problemas gerados por qualquer perturbação do sistema.

Os objetivos pretendidos nas análises são:

- a)- Verificação da não ocorrência de picos de pressão superiores às pressões admissíveis;
- b)- Avaliação da possibilidade de uma possível deterioração acelerada das



características resistentes e
hidráulicas das tubulações.

O comportamento das bombas é fator determinante na caracterização dos regimes transitórios e constitui uma condição de contorno importante na respectiva modelação.

Para se economizar tempo e dinheiro é conveniente fazer uma análise preliminar que poderá determinar a necessidade de dispositivos especiais de proteção. Para estas análises podem-se considerar dois tipos de condições de ocorrência de regimes transitórios:

- a) Normais;
- b) Excepcionais.

Para análise dos regimes transitórios podem ser consideradas normais as seguintes condições de operação:

- a)- Interrupção do fornecimento de energia aos motores das bombas;
- b)- Partida ou paragem das bombas com as válvulas de bloqueio, imediata à jusante das mesmas, totalmente abertas;
- c)- A não entrada em funcionamento das ventosas instaladas ao longo da tubulação, quando a função principal das mesmas não for a de proteção contra os efeitos dos regimes transitórios.



São consideradas condições excepcionais, aquelas decorrentes do funcionamento inadequado dos dispositivos de proteção instalados para garantir a segurança do sistema.

4.2 METODOLOGIA PARA ANÁLISE DE REGIMES TRANSITÓRIOS

A metodologia proposta para análise dos regimes transitórios é a seguinte:

- a)- análise preliminar
- b)- escolha de dispositivo de proteção
- c)- dimensionamento e análise do comportamento do dispositivo de proteção

A análise preliminar consiste na avaliação do comportamento do sistema sem dispositivos de proteção. Nesta análise será feita a determinação aproximada dos valores dos picos de pressão ao longo da tubulação e em especial na seção imediatamente à jusante da bomba. Os valores das pressões mínimas indicarão a possibilidade de microcavitação e ruptura da coluna líquida. Os valores da pressão máxima poderão ser comparados aos limites admissíveis da tubulação.

Quando os valores dos picos de pressão ultrapassarem os limites admissíveis da tubulação, a utilização de dispositivos de proteção evitará a ocorrência da ruptura da



coluna líquida ou a ocorrência de pressões máximas, que possam comprometer a segurança do sistema.

Cada tubulação elevatória possui, em geral, características particulares e a escolha e o dimensionamento do dispositivo de proteção mais eficaz requer a execução de análises numéricas para comparar diferentes soluções.

Fixado o dispositivo de proteção, faz-se a última fase da análise, correspondente ao comportamento do sistema com o dispositivo.

4.3 HIPÓTESES E PARÂMETROS FUNDAMENTAIS

A avaliação dos picos de pressão, que ocorrem em tubulações elevatórias, devido a parada das bombas, pode ser feita por métodos simplificados, admitindo-se as seguintes hipóteses:

- a)- a tubulação elevatória é única e está equipada com bomba colocada junto do reservatório de montante (fig. 4.1);
- b)- não existem, na tubulação, dispositivos especiais de proteção contra o golpe de ariete, a não ser de inércia e uma válvula de retenção para proteção da bomba;



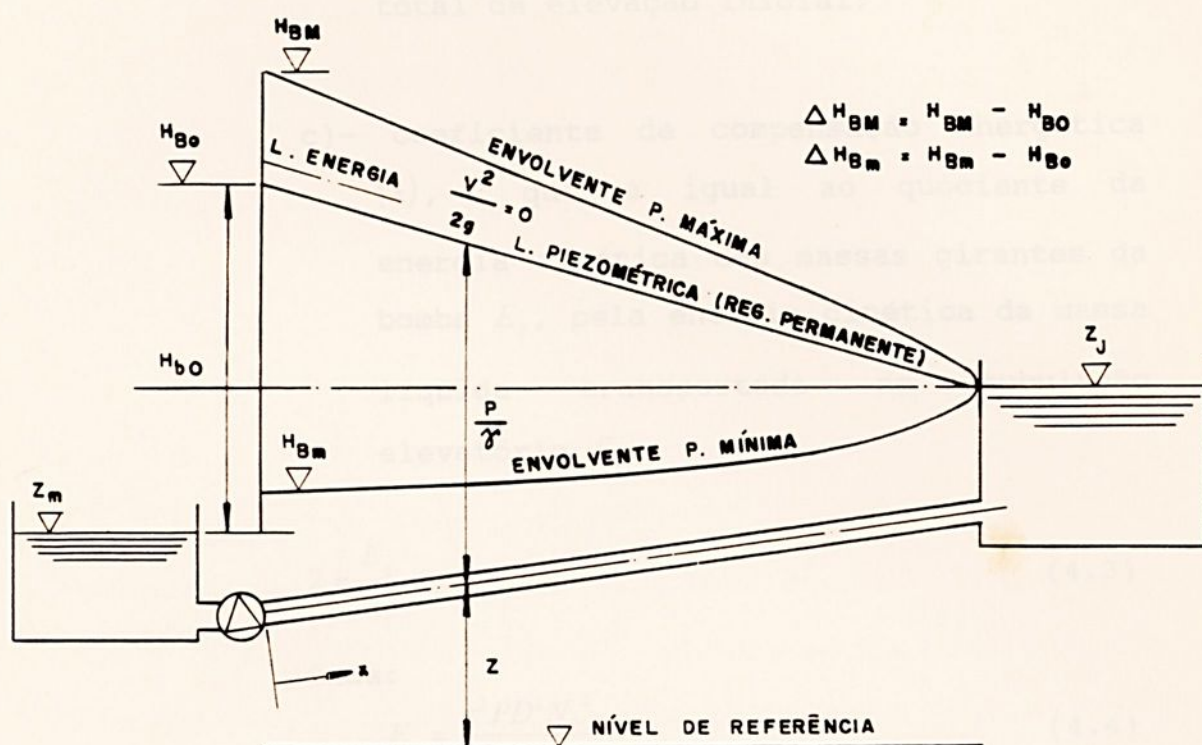
- c)- a válvula de retenção está posicionada imediatamente após a bomba e se fecha no instante que a vazão na bomba se anula, não se levando em conta os efeitos da válvula no escoamento durante o fechamento da mesma;
- d)- para modelação das perdas de carga e da bomba admite-se a hipótese quase-estacionária;
- e)- a velocidade das ondas de pressão mantém-se constante
- f)- não são considerados eventuais fenômenos de macrocavitação e de ruptura da coluna líquida.

As grandezas que influenciam o comportamento do líquido em regime transitório do sistema elevatório, considerado na figura (4.1), são caracterizadas através dos seguintes parâmetros adimensionais:

- a)- Perda de carga relativa (Δh), que caracteriza a dissipação de energia na tubulação elevatória e é igual ao quociente entre a perda de carga total (ΔH) e a altura de elevação da bomba (H_{b0});



$$\Delta h = \frac{\Delta H}{H_{b0}} \quad (4.1)$$



(FIGURA 4.1)

TUBULAÇÃO ELEVATÓRIA ESQUEMA GERAL E SIMBOLOGIA

b)- Parâmetro característico da tubulação ($\bar{\rho}$), que caracteriza a influência dos efeitos elásticos na propagação das ondas de pressão ao longo da tubulação e pode ser definido pela equação:

$$\bar{\rho} = \frac{cQ_0}{gSH_{b0}} \quad (4.2)$$

Onde: Q_0 é a vazão inicial e H_{b0} a altura total de elevação inicial;

c)- coeficiente de compensação energética (λ), que é igual ao quociente da energia cinética das massas girantes da bomba E_s , pela energia cinética da massa líquida transportada na tubulação elevatória E_c :

$$\lambda = \frac{E_s}{E_c} \quad (4.3)$$

Onde:

$$E_s = \frac{\pi^2 PD^2 N_0^2}{7.200g} \quad (4.4)$$

$$E_c = \frac{\rho L Q_0^2}{2S} \quad (4.5)$$

Então:

$$\lambda = \frac{\pi^2 S PD^2 N_0^2}{3.600 \rho L Q_0^2} \quad (4.6)$$

Nos parâmetros adimensionais definidos nas expressões (4.1) a (4.6), todas as grandezas envolvidas dizem respeito ao regime permanente inicial.



As bombas hidráulicas têm sido caracterizadas nos estudos de regimes transitórios, pelo parâmetro N_s , número específico de rotações, definido por:

$$N_s = N_0 Q^{\frac{1}{2}} H_b^{-\frac{3}{4}} \quad (4.7)$$

Onde Q^* e H_b^* são respectivamente a vazão e a altura de elevação total correspondente a $N = N_0$ e ao ponto de rendimento ótimo.

Na análise deste capítulo admite-se que $Q_0 = Q^*$ e $H_{b0} = H_b^*$.

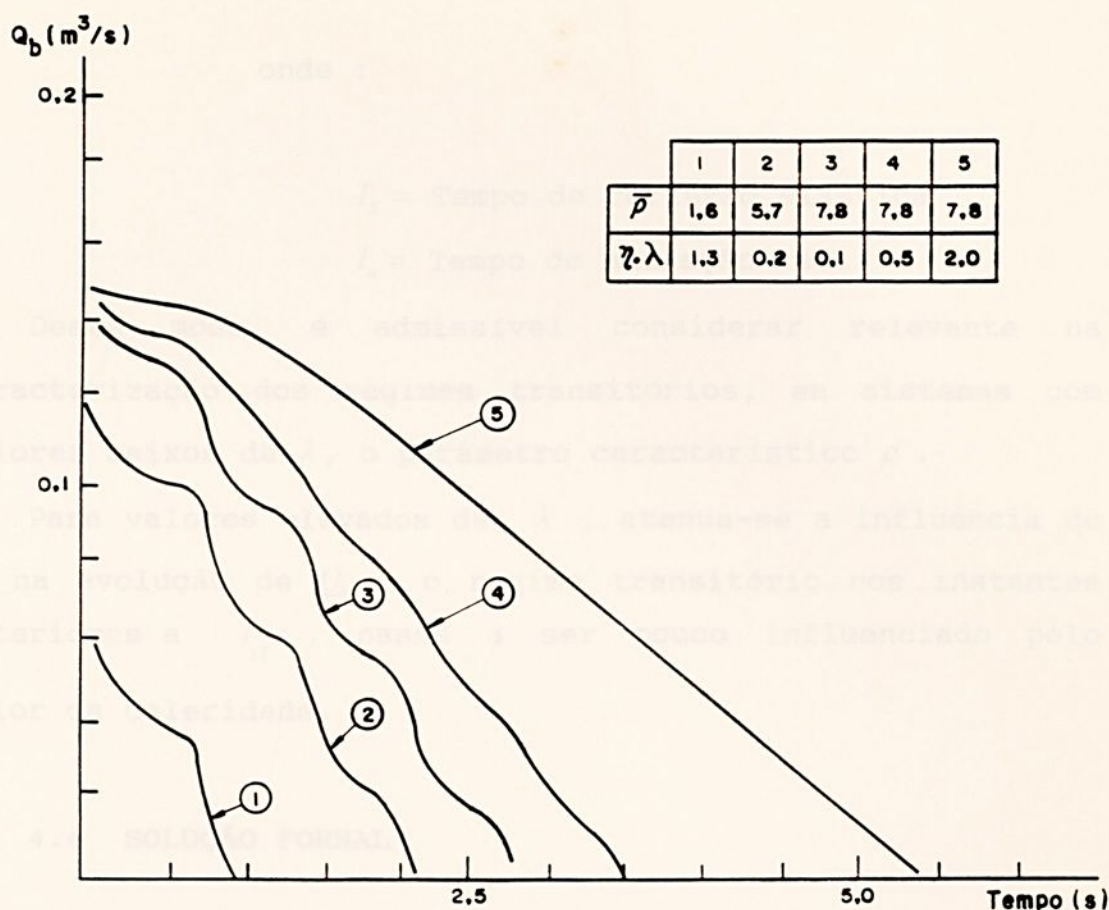
Os referidos parâmetros adimensionais vêm sendo utilizados por diversos autores, porém na maioria dos casos, os parâmetros resultantes não têm um significado físico evidente.

ALMEIDA [3], com a utilização de traçador gráfico detectou as características fundamentais nas variações de algumas grandezas.

Na simulação realizada por ALMEIDA [3] figura (4.2) foi possível detectar a seguinte tendência para a variação de Q_b :

- a) Para valores baixos de λ , a variação de Q_b é do tipo exponencial com descontinuidades, em instantes intercalados de T_c ;





(FIGURA 4.2)

MODIFICAÇÃO DA VARIAÇÃO DE Q_b COM $\eta \cdot \lambda$
(SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL-ALMEIDA [3])

- b) Para valores crescentes de λ , as descontinuidades tendem a atenuar-se e a curva de variação de Q_b aproxima-se de uma parábola nos primeiros instantes do regime transitório, variando de forma quase linear nos instantes seguintes da anulação, T_a

onde :

T_E = Tempo de reflexão elástica

T_a = Tempo de anulação real

Deste modo, é admissível considerar relevante na caracterização dos regimes transitórios, em sistemas com valores baixos de λ , o parâmetro característico ρ^- .

Para valores elevados de λ , atenua-se a influência de T_E na evolução de Q_b e o regime transitório nos instantes anteriores a T_a , passa a ser pouco influenciado pelo valor da celeridade.

4.4 SOLUÇÃO FORMAL

Face às bombas constituírem uma condição de contorno do tipo dinâmico não autônomo, é muito difícil obter uma solução formal das equações das massas girantes e a expressão da curva característica $(H_b Q_b)$ da bomba na sua seção imediatamente à montante.

Admitindo-se nulas as perdas de cargas $(\Delta h_f = 0)$, é possível obter uma solução formal para o intervalo de tempo entre $(t=0)$ e o instante $T_E = \frac{2L}{c}$ desde que admita-se também que:

$$\frac{Q_b}{N} = \frac{Q_0}{N_0} \quad (4.8)$$

Onde:

Q_b = vazão na bomba correspondente à velocidade de rotação N .

A condição imposta pela equação (4.8) corresponde admitir que o rendimento da bomba se mantém constante.

ALMEIDA[3] em 1980 através de simulação computacional verificou que a suposição (4.8) é válida para $t < T_E$ somente para valores de $\lambda > 2$.

De acordo com a equação característica (2.31), durante o intervalo de tempo, a altura de elevação H_b , obedece a:

$$H_b = H_{b0} + \frac{c}{gS}(Q_b - Q_0) \quad (4.9)$$

Como foi imposta a condição (4.8), tem-se que $Q_b = \frac{NQ_0}{N_0}$, e resulta:

$$H_b = H_{b0} + \frac{c}{gS} \frac{Q_0}{N_0} (N - N_0) \quad (4.10)$$

Considerando que da equação (2.67), tem-se que:

$$Mr = \frac{\gamma Q_b H_b 60}{2\pi \eta_b N}$$

E se for substituída a equação (4.10), na equação (2.67), tem-se

$$Mr = \frac{60}{2\pi} \frac{\gamma}{\eta_b} \frac{Q_0}{N_0} \left[H_{b0} + \frac{c}{gS} \frac{Q_0}{N_0} (N - N_0) \right] \quad (4.11)$$



Considerando também a equação (2.69), obtém-se:

$$\frac{dN}{dt} = -\left(\frac{900}{2\pi^2}\right) \frac{\gamma Q_0}{\eta_b I N_0} \left[H_{b0} + \frac{c}{gS} \frac{Q_0}{N_0} (N - N_0) \right] \quad (4.12)$$

Admitindo que $\eta_b = \eta_0$, por integração, tem-se:

$$\frac{N}{N_0} - 1 = \frac{(e^{-\beta t} - 1)}{\bar{\rho}} \quad (4.13)$$

com
$$\beta = \frac{1}{(\eta_0 \lambda T_E)}$$

Então,

$$H_b = H_{b0} e^{-\beta t} \quad (4.14)$$

A expressão (4.14) indica que a variação de H_b é exponencial e a depressão ΔH_b no instante T_E é igual a:

$$\Delta H_b = H_{b0} \left[e^{-\frac{1}{(\eta_b \lambda)}} \right] \quad (4.15)$$

Para pequenos valores de βt a equação (4.14) pode ser substituída por

$$H_b = H_{b0} (1 - \beta t) = H_{b0} \left[1 - \frac{t}{(\eta_b \lambda T_E)} \right] \quad (4.16)$$

A expressão (4.16) indica uma variação linear de H , quando os valores de λ crescem.

O valor da depressão será máximo para $t = T_E$ quando a vazão se anular, ou seja, para $N = 0$, nesse instante, de acordo com a condição (4.8).

Esta condição em conjunto com a expressão (4.13), conduz a:

$$\frac{1}{\eta_b \lambda} = n \left[(1 - \bar{\rho})^{-1} \right] \quad (4.17)$$

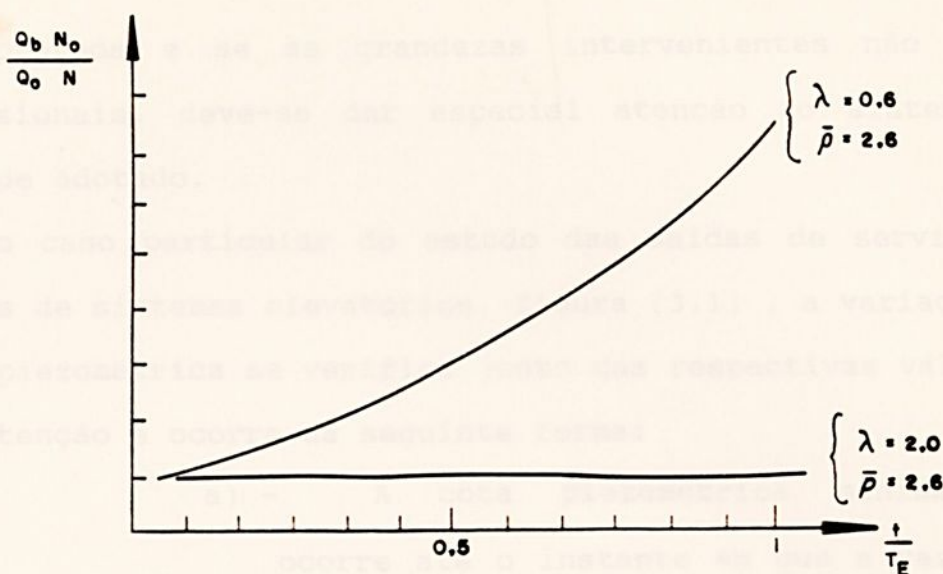
E pode-se concluir que a anulação de N tenderá a dar-se no instante T_E para valores de $\bar{\rho}$ próximos da unidade, tanto quanto menor for λ .

De acordo com a simulação computacional, figura (4.3), para valores diminutos de λ , tal hipótese não tem consistência.

Para valores elevados de λ , o tempo de anulação da vazão tende a ser superior a T_E , bem como a influência de η_b é mais significativa.

Como a solução formal deixa de ser válida para $t > T_E$, a mesma só terá interesse prático, na determinação da cota piezométrica instantânea mínima, na seção imediatamente à jusante da bomba nos casos de $\bar{\rho} < 1$ e o valor de λ for pouco elevado.





(FIGURA 4.3)

VARIAÇÃO DE $\frac{Q_b}{N}$ APÓS A SAÍDA DE SERVIÇO DA BOMBA (SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL - ALMEIDA [3])

4.5 MÉTODOS EMPÍRICOS DE ANÁLISE

Para o cálculo aproximado das variações máximas de pressão, provocadas pelos regimes transitórios imediatamente à jusante das bombas ou à montante das válvulas, são várias as propostas de fórmulas ou ábacos utilizados por diversos autores.

A utilização destes métodos deve ser feita com precaução, haja visto, as condições características e limitações das mesmas. A simbologia adotada deve ser bem



interpretada e se as grandezas intervenientes não forem adimensionais, deve-se dar especial atenção ao sistema de unidade adotado.

No caso particular do estudo das saídas de serviço de bombas de sistemas elevatórios, figura (3.1) , a variação da cota piezométrica se verifica junto das respectivas válvulas de retenção e ocorre da seguinte forma:

- a) - A cota piezométrica mínima H_{gm} ocorre até o instante em que a vazão na bomba se anula ou quando fecha a válvula de retenção;
- b) - A cota piezométrica máxima H_{gm} ocorre após o fechamento da válvula de retenção e anulação forçada da vazão de retorno proveniente do reservatório de jusante.

Na ausência de dispositivos de proteção, as variações máximas de cota piezométrica são funções dos parâmetros λ (coeficiente de compensação energética), $\bar{\rho}$ (parâmetro característico da tubulação), Δh (perda de carga relativa) e ainda da localização das bombas e do posicionamento das respectivas curvas características.

Algumas das fórmulas propostas são baseadas na fórmula de MICHAUD [16], a qual é válida no caso da lei de variação



da vazão ser linear ou parabólica, e ser pouco significativo o valor de Δh

$$\Delta H_B = \frac{2LV_0}{gT_a} \quad (4.18)$$

Sendo :

V_0 = velocidade inicial da bomba em $\frac{m}{s}$

T_a = Tempo de anulação real

Para estimativa aproximada o valor de T_a pode ser usada a seguinte fórmula:

$$T_a = \frac{2}{3}(\eta_0\lambda + 1)T_w \quad (4.19)$$

Onde:

η_0 = rendimento estimativo da bomba

λ = coeficiente de compensação energética

T_w = tempo de inércia rígida

Em que

$$T_w = \frac{LV_0}{gH_{h0}} \quad (4.20)$$



CAPÍTULO 5

TÉCNICAS DE PROTEÇÃO

5.1 CONDIÇÕES DE DIMENSIONAMENTO

As pressões internas máximas não devem exceder, nas condições normais de operação, o valor da pressão de serviço admissível para a tubulação e também para os demais equipamentos e acessórios existentes na tubulação.

Salvo em casos devidamente justificados, as pressões internas mínimas não devem atingir valores inferiores à pressão atmosférica. A redução, transitória, da pressão interna em um trecho da tubulação, pode proporcionar o esmagamento da parede e rompimento da mesma por instabilidade geométrica da seção transversal. No caso da tubulação estar livre e a pressão externa (P_E) ser superior à pressão interna (P_I), o diferencial de pressão crítico (ΔP_{cr}) ao esmagamento obedece à seguinte relação:

$$\Delta P_{cr} = (P_E - P_I) = \frac{2E}{1 - \nu^2} \left(\frac{e}{D} \right)^3 \quad (5.1)$$

Onde:



E = módulo de elasticidade do material do tubo

ν = coeficiente de Poisson do material do tubo

e = espessura de parede do tubo

D = Diâmetro interno do tubo

Nas tubulações enterradas, o valor do diferencial de pressão crítico (ΔP_{cr}), tende a aumentar.

Normalmente pode-se adotar para tubulações enterradas o dobro do valor correspondente à condição não enterrada.

Conhecendo-se a pressão externa e o valor (ΔP_{cr}), é possível definir a cota piezométrica mínima, limite condicionante da proteção contra os picos provenientes do regime transitório.

Tendo em vista a avaliação dos efeitos dos picos de pressão, resultantes do regime transitório (golpe de aríete), é conveniente traduzir os condicionamentos impostos, em termos de cotas piezométricas limites:

I - CONDIÇÃO DE RESISTÊNCIA MECÂNICA

$$H_{LM} < H_{RM} \quad H_{RM} = \frac{P_M}{\gamma} + z \quad (5.2)$$

$$H_{LM} < H_{RE} \quad H_{RE} = \frac{P_{ie}}{\gamma} + z \quad (5.3)$$



Sendo :

H_{RM} a cota piezométrica de resistência máxima em cada seção do tubo;

P_M a pressão máxima admissível no tubo;

γ o peso específico do fluido;

z a cota do eixo do tubo;

H_{RE} a cota piezométrica limite de esmagamento em cada seção do tubo;

P_{re} a pressão limite de esmagamento no tubo;

H_{XM} e H_{xm} as cotas piezométricas extremas em uma determinada seção x .

II - CONDIÇÃO DE CAVITAÇÃO E DE RUPTURA DA COLUNA LÍQUIDA

$H_{xm} > H_{CV}$ ou $H_{xm} > z$ que é uma condição prática de não libertação de gases dissolvidos.

$H_{xm} > H_{RV}$ que é uma condição prática de não ocorrência de ruptura da coluna líquida.

Onde:

$$H_{RV} = z + \frac{P_r}{\gamma} \quad (5.4)$$

Sendo :

P_v a pressão de vaporização do líquido à temperatura do escoamento

H_{RV} a cota piezométrica correspondente à ruptura da coluna líquida

H_{CV} a cota piezométrica correspondente ao início da macrocavitação.

O não cumprimento de algumas das condições de dimensionamento exige a alteração das características da tubulação ou adoção de dispositivos de proteção adequados.

Os dispositivos de proteção têm por principal objetivo a atenuação das variações de pressão, motivadas pelos regimes transitórios, em determinados trechos da tubulação elevatória. O princípio básico da proteção é o de aumentar o tempo de anulação da vazão, nas seções da tubulação, após a saída de serviço das bombas.

Os dispositivos de proteção podem ter um dos seguintes objetivos numa tubulação elevatória:

- a) diminuição da pressão máxima;
- b) diminuição da sobrepressão máxima;



c) diminuição da depressão e sobrepressão máximas.

A diminuição das variações de pressão diz respeito a uma seção particular da tubulação ou em toda a instalação.

5.2 TIPOS DE PROTEÇÃO

O controle direto da variação de vazão que origina o golpe de ariete numa instalação adutora só é possível no caso da mesma ser provocada por operação de válvulas.

Nos sistemas elevatórios, a proteção contra o golpe de ariete exige instalação de dispositivos específicos que exerçam de forma indireta o controle das variações de vazão e das pressões transitórias. Para estes sistemas, os dispositivos atuam segundo um dos seguintes princípios básicos:

- a) Fornecimento direto de energia às bombas para atenuar, transitoriamente, a falta de energia;
- b) Acumulação e fornecimento alternado de energia ao escomento durante o regime transitório;



- c) Fornecimento de água durante o regime transitório;
- d) Estabelecimento de ligação temporária ao exterior do tubo (atmosfera), a outra tubulação, ou reservatório em função da pressão interna.

A anulação da vazão na seção de montante da tubulação elevatória tem tendência de mobilizar a energia elástica acumulada na parede da tubulação e na coluna líquida. A mobilização deste tipo de energia corresponde, em geral, a elevadas variações de pressão. Desta forma, a energia acumulada nos dispositivos de proteção terá que ter um valor adequado para diminuir a intervenção da energia elástica interna.

A proteção contra sobrepressões pode, também, ser obtida por intermédio da dissipação de energia do escoamento, em alternativa à acumulação de energia. É este um dos efeitos das perdas de cargas contínuas e localizadas no comportamento do escoamento em regime variável.

No que diz respeito ao respectivo dimensionamento, os dispositivos de proteção podem ainda ser divididos em dois tipos:



- a) - DISPOSITIVOS CONVENCIONAIS , são normalmente utilizados pelos projetistas e existem ábacos, tabelas e fórmulas para o dimensionamento do tipo e tamanho adequados;
- b) - DISPOSITIVOS ESPECIAIS , dispositivos fabricados e vendidos sob patente e de difícil dimensionamento ou caracterização.

Os principais dispositivos de controle e proteção contra o golpe de aríete são os seguintes:

- a) VOLANTES DE INÉRCIA - Permitem a acumulação de energia e o aumento da inércia das massas girantes das bombas e motores, prolongando assim, o tempo de anulação da vazão;
- b) RESERVATÓRIO COM AR COMPRIMIDO E ACUMULADORES DE GÁS - Permitem atenuar as variações bruscas de vazão e de pressão, cedendo e armazenando energia e líquido, em reservatórios fechados, contendo ar ou gás;
- c) RESERVATÓRIO OU TANQUES UNIDIRECIONAIS - Permitem evitar a



ocorrência local de pressões negativas pelo fornecimento temporário de líquido;

- d) CHAMINÉS DE EQUILÍBRIO - Têm função semelhante aos reservatórios de ar comprimido; com a diferença de que são abertas, estando o líquido em contato livre com a atmosfera;
- e) TUBULAÇÃO DE ALIMENTAÇÃO PARALELA OU "BY-PASS" - Fazem a ligação com outra tubulação, ou a um reservatório de nível constante, podendo desta forma atenuar os picos de pressão;
- f) VÁLVULAS DE DESCARGA AUTOMÁTICA OU VÁLVULAS DE ALÍVIO - Permitem a saída de líquido da tubulação e controle local da pressão máxima;
- g) VÁLVULAS DE ADMISSÃO DE AR OU VENTOSAS - Permitem a entrada e a saída de ar em trechos da tubulação, onde a pressão transitória tende a ser inferior à pressão atmosférica, podendo, deste modo, atenuar os efeitos da cavitação e da ruptura da coluna líquida. Este efeito pode ser



conseguido em alguns casos com um tubo vertical aberto ("stand-pipe");

h) VÁLVULAS DE RETENÇÃO - Evitam o retorno do escoamento durante o regime transitório, estando, em geral, colocadas à jusante de cada grupo de bombas e, eventualmente, em outras seções da tubulação a proteger.

5.3 SELEÇÃO DE DISPOSITIVOS DE PROTEÇÃO

Não existe uma regra geral para a seleção do dispositivo de proteção mais adequado a uma determinada instalação. Em alguns casos a proteção será obtida com diferentes dispositivos alternativos. As características hidráulicas e topográficas da instalação condicionam significativamente a seleção do dispositivo. A solução final dependerá de um estudo econômico, dos meios de análise disponíveis, e da maior ou menor facilidade na implementação do sistema selecionado.

Como regra geral, a proteção deverá ter em conta todo o perfil da tubulação. A distribuição de resistência da



tubulação e a existência de pontos altos intermediários, podem conduzir a conclusões, indicando que os trechos mais necessitados de proteção estão afastados das bombas ou das válvulas originadoras do regime transitório; não obstante seja junto destes órgãos que tendem a ocorrer as variações máximas de pressão provocadas pelo golpe de aríete.

Em instalações elevatórias de pequeno porte, o volante de inércia e o reservatório com ar comprimido são os dispositivos mais indicados no caso de não existirem condicionamentos especiais que aconselhem o estudo de outros dispositivos.

Do ponto de vista econômico pode ser útil a combinação de diferentes sistemas (esquemas compostos), tais como:

- a) Um reservatório com ar comprimido junto à estação elevatória e um tanque unidirecional num ponto alto intermediário;
- b) Uma tubulação de alimentação paralela junto à estação elevatória, munida de uma válvula de descarga automática;
- c) Bombas munidas de volante de inércia e ventosas de duplo efeito nos pontos altos e intermediários.



Nos sistemas de adução por gravidade, a principal técnica de proteção consiste na adoção de leis de fechamento ou de abertura adequadas para as válvulas de controle de vazão. Adicionalmente, pode ser conveniente instalar, junto destas, um acumulador de gás ou uma válvula de alívio para controle das sobrepressões máximas.



CAPÍTULO 6

ESTUDO DE UM CASO

6.1 INTRODUÇÃO

A determinação dos picos de pressão, correspondentes aos regimes transitórios, é um dos problemas mais difíceis que aparecem nos projetos de sistemas hidráulicos. Normalmente o estudo dos picos de pressão é feito em duas fases. Primeiro é feita uma análise preliminar, para se determinar se há ou não a necessidade de dispositivos de proteção e posteriormente, faz-se o dimensionamento dos dispositivos requeridos.

Um programa de cálculo automático, destinado a microcomputadores, para análise dos regimes transitórios é apresentado, objetivando minimizar o tempo de cálculo.

O incentivo na utilização de microcomputadores deve ser encarado como uma contribuição no sentido de se obter um melhor rendimento no projeto, ou também, maior nível de segurança nos sistemas hidráulicos de pressão. A utilização do programa apresentado, além de minimizar o tempo de cálculo, permite uma avaliação das pressões em



seções intermediárias ao longo do comprimento da tubulação.

6.2 PROGRAMA DE CÁLCULO

O programa foi elaborado, considerando uma tubulação elevatória uniforme, ligando dois reservatórios de água com nível constante e possuindo, em uma das extremidades, bombas centrífugas munidas de válvula de retenção (figura 6.1). O regime transitório é provocado pela interrupção do fornecimento de energia aos motores das bombas e a integração das equações é feita pelo método das características.

O programa de cálculo foi dividido em 3 fases:

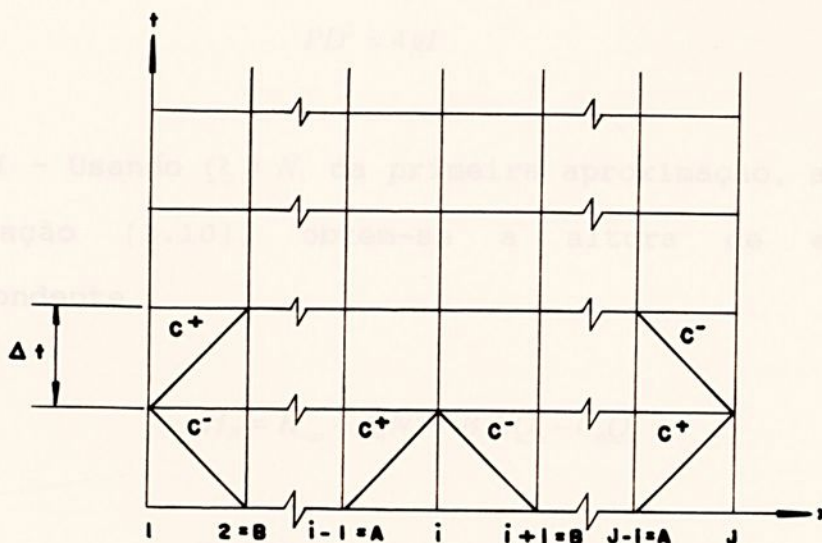
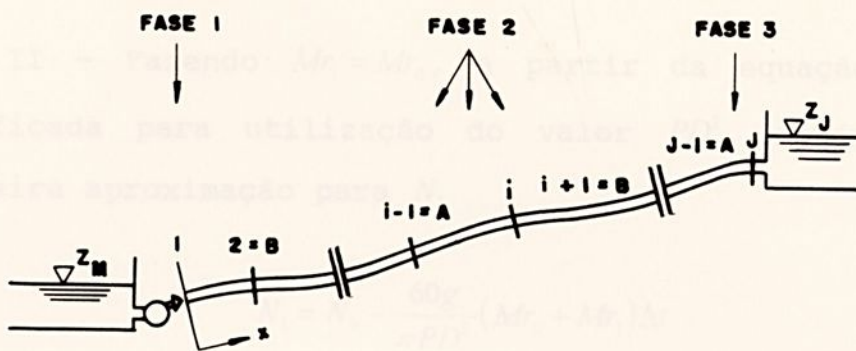
Fase 1 - corresponde à interferência da parada da bomba;

Fase 2 - corresponde às seções intermediárias da tubulação;

Fase 3 - corresponde ao reservatório de jusante.

A fase 1 foi modelada segundo a proposta de BORGA[6] usando o seguinte critério:





(FIGURA 6.1)

ESQUEMA DE CÁLCULO

I - Considerando a vazão (Q_0) e a altura de elevação total (H_{b0}) a partir da equação 3.6, obtém-se Mr_0

$$Mr = \frac{30\gamma}{\pi} (D_0 N^2 + E_0 N Q_b + F_0 Q_b^2) \quad (3.6)$$

II - Fazendo $Mr_1 = Mr_0$, a partir da equação (3.9), modificada para utilização do valor PD^2 , obtém-se uma primeira aproximação para N_1

$$N_1 = N_0 - \frac{60g}{\pi PD^2} (Mr_0 + Mr_1) \Delta t \quad (6.1)$$

Onde:

$$PD^2 = 4gl$$

III - Usando Q_0 e N_1 da primeira aproximação, a partir da equação (3.10), obtém-se a altura de elevação correspondente

$$H_p = H_{res} + A_0 N^2 + B_0 N Q_b - C_0 Q_b^2 \quad (3.10)$$

Onde:

$$H_{res} = Z_M$$

IV - Com H_p calculado no passo anterior, pode-se obter Q_b através da equação (2.34), adaptada ao ponto de cálculo, e considerando-se $I^- = -R|Q_B|Q_B$

$$Q_b = \frac{H_p - H_B + UQ_B - RQ_B|Q_B|}{U} \quad (6.2)$$

Onde:



$$U = \frac{c}{gS} , \quad R = \frac{J\Delta x}{Q^2} \quad \text{e} \quad J = \frac{\Delta H}{L}$$

V - Com Q_b e N_1 retorna-se em I e através da equação (3.6) obtém-se Mr_1 . Com o valor de Mr_1 pode-se obter, utilizando a equação (6.1), novo valor para N_1 com melhor aproximação, e, a partir daí, repete-se o processo, sucessivamente, até se verificar um critério de convergência pré-definido.

VI - Obtidos N, Q_b e H_b do ponto, passa-se para a fase 2.

A fase 2, correspondente às seções intermediárias, foi modelada a partir das seguintes equações:

I - A partir da equação (2.50) e considerando a tubulação uniforme, obtém-se:

$$Q_{t,i} = \frac{H_A + UQ_A - H_B + UQ_B - RQ_A|Q_A| - RQ_B|Q_B|}{2U} \quad (6.3)$$

$$H_{t,i} = H_A - UQ_{t,i} + UQ_A - RQ_A|Q_A| \quad (6.4)$$

Na fase correspondente ao reservatório de jusante, é calculado o valor de $Q_{t,j}$, e mantido constante o valor $H_{t,j}$



que corresponde à cota do plano de água no reservatório.

O valor de $Q_{t,j}$ é obtido por:

$$Q_{t,j} = \frac{H_A - Z_J + UQ_A - RQ_A|Q_A|}{U} \quad (6.6)$$

Após ter calculado $Q_{t,j}$, retorna-se ao início dos cálculos fazendo um acréscimo de Δt no tempo e utilizando os valores do tempo anterior, repete-se o processo até que $Q_{t,1} \leq 0$.

Quando a vazão, imediatamente à jusante da bomba, for menor ou igual a zero ocorrerá o fechamento da válvula de retenção, e, conseqüentemente, o comportamento da bomba deixará de interferir na transitoriedade do sistema hidráulico.

A partir do instante em que $Q_{t,1} \leq 0$ os cálculos, correspondentes à fase 1, serão substituídos por uma única equação para determinar $H_{t,1}$, considerando-se sempre $Q_{t,1} = 0$.

A equação utilizada para determinação de $H_{t,1}$ é a (2.34) adaptada ao ponto, e representada por:

$$H_{t,1} = H_B - UQ_B + RQ_B|Q_B| \quad (6.7)$$



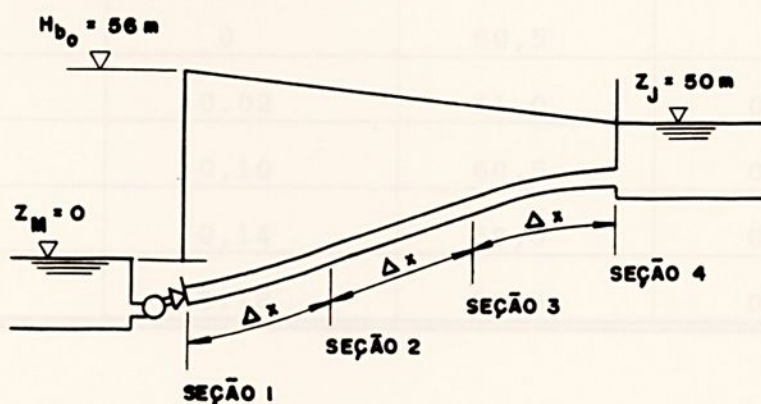
6.3 EXEMPLO DE APLICAÇÃO

A aplicação do programa de cálculo é exemplificado na análise de uma tubulação elevatória (figura 6.2) munida de bomba centrífuga com volante de inércia acoplado e uma válvula de retenção colocada imediatamente à jusante da bomba. A aplicação do programa simulando um corte de energia elétrica, ao motor da bomba, foi efetuado em quatro seções de cálculo (figura 6.2), sendo:

$$L = 1800m \text{ dividido em } 3 \Delta x;$$

$$\Delta t = 0.6s$$

Os cálculos correspondentes à interferência da parada da bomba foram efetuados com três iterações em cada passo de cálculo.



(FIGURA 6.2)

PROGRAMA DE CÁLCULO - EXEMPLO DE TUBULAÇÃO ELEVATÓRIA

No apêndice A é mostrado o programa de cálculo, elaborado em Turbo Pascal. Os resultados numéricos e gráficos da evolução da rotação da bomba, da cota piezométrica e da vazão, todos em relação ao tempo, são mostrados, respectivamente, nos sub-itens 6.3.4 e 6.3.5.

6.3.1 DADOS E CONDIÇÕES INICIAIS

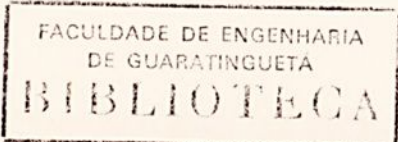
I - Caracterização da bomba hidráulica em regime normal de bombeamento

Obtém-se da curva característica com $N=1485rpm$:

PONTO	$\frac{Q}{\left(\frac{m^3}{s}\right)}$	H_b (m)	η
1	0	60,5	0
2	0.02	61,0	0.2
3	0,10	60,5	0,685
4	0,14	58,0	0,8
5	0.18	53.5	0.82

II - Determinação dos valores de A,B,C,D,E e F

00 232



Considerando os valores da tabela da página anterior e utilizando o método de eliminação de Gauss, a partir das equações (3.3) e (3.4),

$$H_b = AN^2 + BNQ - CQ^2 \quad (3.3)$$

$$\eta_b = \frac{Q_b H_b}{N(D_0 N^2 + E_0 N Q_b + F_0 Q_b^2)} \quad (3.4)$$

obtem-se:

$$A = 2,74348 \times 10^{-5}$$

$$D = 1,64803 \times 10^{-9}$$

$$B = 327,34755 \times 10^{-4}$$

$$E = 1,60328 \times 10^{-5}$$

$$C = 486,11111$$

$$F = -6,75856 \times 10^{-3}$$

III - Valores iniciais:

Comprimento da tubulação

$$L = 1800m$$

Diâmetro interno do tubo

$$D = 0.4m$$

Seção interna do tubo

$$S = 0.1256m^2$$

Vazão

$$Q_0 = 0,16 \frac{m^3}{s}$$

Celeridade

$$c = 1000 \frac{m}{s}$$

Passo de tempo

$$\Delta t = \frac{L}{3c} \Rightarrow \Delta t = 0,6s$$

Passo de comprimento

$$\Delta x = \frac{L}{3} \Rightarrow \Delta x = 600m$$

Cota no reservatório de montante

$$Z_M = 0m$$

Cota no reservatório de jusante

$$Z_J = 50m$$

Perda de carga total

$$\Delta H = 6m$$



Altura de elevação total	$H_{b0} = 56m$
Número de rotações da bomba	$N_0 = 1485rpm$
Rendimento da bomba	$\eta_0 = 0,8$
PD^2 do motor da bomba com volante	$PD^2 = 476kgf.m^2$
Peso específico da água	$\gamma = 1000 \frac{kgf}{m^3}$
Aceleração da gravidade	$g = 9,81 \frac{m}{s^2}$

IV - Valores constantes:

$$U = \frac{c}{gS} \Rightarrow U = 811,5987 \frac{s}{m^2}$$

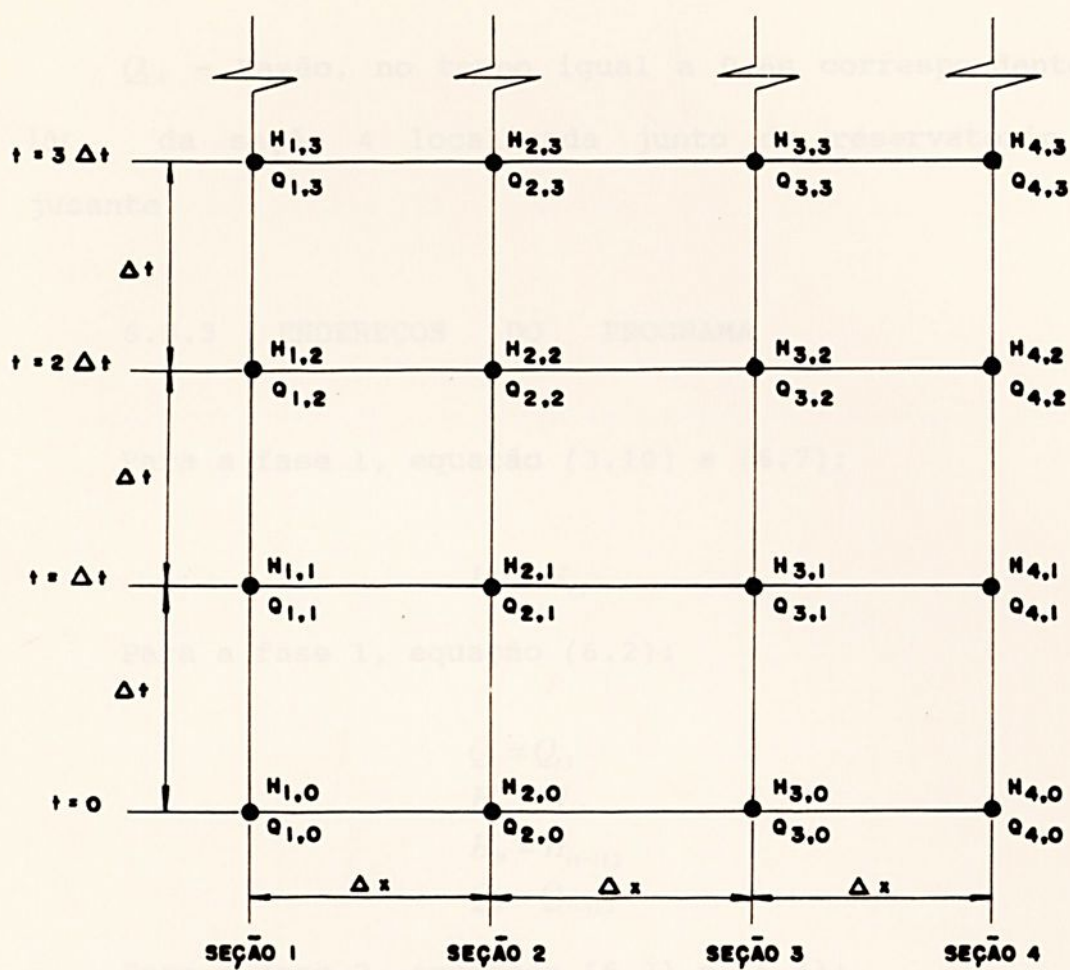
$$R = \frac{J\Delta x}{Q_0^2} \Rightarrow R = 78,1249 \frac{s}{m^2}$$

6.3.2 IDENTIFICAÇÃO DOS PONTOS DE CÁLCULO

Considerando simultaneamente as figuras (6.1) e (6.2) tem-se uma malha de cálculo, figura (6.3), onde os pontos de cruzamento podem ser identificados por dois números que representam, respectivamente, o tempo e o espaço de cálculo.

Como o passo de cálculo para o tempo varia de Δt , o tempo t será identificado por um múltiplo de Δt . O comprimento foi dividido em 4 seções espaçadas de Δx . Assim pode-se identificar H e Q da seguinte forma:





(FIGURA 6.3)

MALHA DE CÁLCULO - IDENTIFICAÇÃO DOS PONTOS DE CÁLCULO

$H_{n \times \Delta t, i}$ Exemplo: $H_{3,2}$

$i = 1, 2, 3 \text{ e } 4$

$Q_{n \times \Delta t, i}$ Exemplo: $Q_{1,4}$

Onde os exemplos correspondem:

$H_{3,2}$ Altura piezométrica, no tempo igual a $1,8s$ correspondente a $3\Delta t$, da seção 2 localizada a 600 m do ponto inicial;

$Q_{1,4}$ - Vazão, no tempo igual a 0,6s correspondente a $1\Delta t$, da seção 4 localizada junto do reservatório de jusante.

6.3.3 ENDEREÇOS DO PROGRAMA

Para a fase 1, equação (3.10) e (6.7):

$$H_p = H_{t,1}$$

Para a fase 1, equação (6.2):

$$Q_b = Q_{t,1}$$

$$H_p = H_{t,1}$$

$$H_B = H_{(t-1),2}$$

$$Q_B = Q_{(t-1),2}$$

Para a fase 2, equações (6.3) e (6.4):

$$H_A = H_{(t-1),(i-1)}$$

$$H_B = H_{(t-1),(i+1)}$$

$$Q_A = Q_{(t-1),(i-1)}$$

$$Q_B = Q_{(t-1),(i+1)}$$

Para a fase 3, equação (6.6):

$$Q_{t,j} = Q_{t,4}$$

$$H_A = H_{(t-1),3}$$

$$Q_A = Q_{(t-1),3}$$

$$Z_j = cte.$$



6.3.4 - RESULTADOS NUMÉRICOS

a) Resultados obtidos com a utilização dos valores iniciais:

$\frac{t}{\Delta t}$	N (rpm)	H_1 (m)	H_2 (m)	H_3 (m)	Q_1 $\left(\frac{m^3}{s}\right)$	Q_2 $\left(\frac{m^3}{s}\right)$	Q_3 $\left(\frac{m^3}{s}\right)$	Q_4 $\left(\frac{m^3}{s}\right)$
0	1485,0	56,00	54,00	52,00	0,160	0,160	0,160	0,160
1	1452,9	53,42	54,00	52,00	0,157	0,160	0,160	0,160
2	1392,5	48,96	51,46	52,00	0,152	0,157	0,160	0,160
3	1310,4	43,18	47,07	49,49	0,145	0,151	0,157	0,160
4	1214,0	36,79	41,36	45,17	0,137	0,145	0,152	0,154
5	1110,5	30,43	35,07	41,98	0,127	0,137	0,142	0,143
6	1005,6	24,51	31,18	39,96	0,115	0,127	0,129	0,130
7	904,5	19,75	29,48	39,23	0,112	0,115	0,115	0,115
8	811,5	16,08	27,84	39,52	0,100	0,100	0,101	0,101
9	729,1	13,33	26,16	38,61	0,081	0,083	0,086	0,087
10	658,2	11,25	24,13	36,66	0,063	0,067	0,070	0,071
11	598,5	9,63	21,79	35,54	0,050	0,051	0,052	0,053
12	548,9	8,31	21,05	35,14	0,034	0,034	0,034	0,034
13	509,2	7,26	21,66	35,51	0,020	0,018	0,016	0,016
14	479,6	6,29	21,71	36,53	0	-0,001	-0,001	-0,001

ESTA TABELA CONTINUA NA FOLHA SEGUINTE

No instante $\frac{t}{\Delta t} = 14$ (84 segundos após a interrupção de fornecimento de energia ao motor da bomba) ocorre, o pico de pressão mínima, a anulação da vazão e o conseqüente fechamento da válvula de retenção. A partir deste instante, a rotação da bomba deixa de interferir, e, o regime transitório é resultante, somente, da onda de pressão.



CONTINUAÇÃO DA FOLHA ANTERIOR

15	--	7,36	21,71	36,53	0	-	-	-
						0,001	0,001	0,001
16	--	22,20	22,22	36,20	0	-	-	-
						0,018	0,018	0,017
17	--	37,05	36,67	35,69	0	-	-	-
						0,018	0,035	0,035
18	--	51,13	50,48	50,44	0	-	-	-
						0,017	0,035	0,052
19	--	63,89	64,84	64,69	0	-	-	-
						0,017	0,034	0,034
20	--	78,53	78,05	64,37	0	-	-	-
						0,017	0,016	0,016
21	--	92,19	78,05	63,36	0	-	-	-
						0,001	0,001	0,001

ESTA TABELA CONTINUA ABAIXO

No instante $\frac{t}{\Delta t} = 21$ (126 segundos após a interrupção de fornecimento de energia ao motor da bomba), ocorre o pico de pressão máxima. A partir deste instante, a cada $6\frac{t}{\Delta t}$ (a cada 3,6 segundos, correspondentes a $\frac{2L}{c}$), ocorrerão, alternadamente, os picos de pressões mínimas e máximas.

CONTINUAÇÃO DA TABELA ACIMA

22	--	77,57	77,50	63,68	0	0,018	0,018	0,017
23	--	62,84	63,21	64,14	0	0,018	0,035	0,035
24	--	48,88	49,52	49,57	0	0,016	0,034	0,052
25	--	36,22	35,28	35,48	0	0,017	0,034	0,034
26	--	21,70	22,22	35,75	0	0,017	0,016	0,016
27	--	8,25	22,18	36,74	0	-	-	-
						0,001	0,001	0,001
28	--	22,66	22,77	36,43	0	-	-	-
						0,018	0,018	0,017
29	--	37,26	36,90	36,02	0	-	-	-
						0,018	0,034	0,035
30	--	51,11	50,48	50,43	0	-	-	-
						0,016	0,034	0,051

31	--	63,67	64,60	64,36	0	-	-	-
						0,017	0,033	0,034
32	--	78,06	77,51	64,14	0	-	-	-
						0,017	0,016	0,016
33	--	91,32	77,59	63,15	0			
						0,001	0,001	0,001
34	--	77,12	76,97	63,45	0			
						0,018	0,018	0,017
35	--	62,63	63,00	63,82	0			
						0,017	0,034	0,035
36	--	48,90	49,53	49,58	0			
						0,016	0,034	0,051
37	--	36,44	35,52	35,80	0			
						0,016	0,033	0,033
38	--	22,17	22,76	35,98	0			
						0,017	0,016	0,015
39	--	9,10	22,63	36,96	0	-	-	-
						0,001	0,001	0,001
40	--	23,10	23,30	36,66	0	-	-	-
						0,017	0,018	0,017
41	--	37,47	37,11	36,34	0	-	-	-
						0,017	0,034	0,034
42	--	51,10	50,47	50,42	0	-	-	-
						0,016	0,034	0,050
43	--	63,45	64,36	64,04	0	-	-	-
						0,016	0,033	0,033
44	--	77,61	76,98	63,91	0	-	-	-
						0,017	0,016	0,015
45	--	90,48	77,15	62,94	0			
						0,001	0,001	0,001
46	--	76,68	76,45	63,24	0			
						0,017	0,018	0,017
47	--	62,43	62,79	63,51	0			
						0,017	0,033	0,034
48	--	48,91	49,54	49,58	0			
						0,016	0,033	0,050
49	--	36,66	35,75	36,12	0			
						0,016	0,032	0,033
50	--	22,62	23,28	36,20	0			
						0,016	0,016	0,015
51	--	9,92	23,07	37,16	0	-	-	-
						0,001	0,001	0,001
52	--	23,53	23,80	36,87	0	-	-	-
						0,017	0,018	0,016

Pode-se observar que os picos de pressão (tanto a máxima como a mínima) diminuem ao longo do tempo e



conseqüentemente o sistema retornará para o regime permanente.

b) Resultados obtidos com modificações nos valores iniciais:

I - Modificação do valor PD^2 para verificação da interferência da energia cinética das massas girantes no regime transitório. A tabela abaixo mostra o resultado obtido para diversos valores PD^2 , mantendo os valores iniciais de $c, \Delta t$ e U .

VALOR DO PD^2 ($Kgf.m^2$)	INSTANTE DE FECHAMENTO DA VÁLVULA DE RETENÇÃO $\frac{t}{\Delta t}$	COTA PIEZOMÉTRICA MÁXIMA (m)	COTA PIEZOMÉTRICA MÍNIMA (m)
952 (+100%)	17	84,50	11,17
714 (+50%)	16	85,37	9,10
572 (+20%)	15	85,84	7,94
476(inicial)	14	92,19	6,29
381 (-20%)	14	93,05	5,44
238 (-50%)	13	95,96	3,25

Observando os valores da tabela acima, comprova-se que as pressões extremas (tanto a máxima como a mínima) decrescem com o aumento do valor PD^2 , ou seja, aumentando-se a energia cinética das massas girantes, diminuem os efeitos do regime transitório sobre o sistema elevatório.



II - Modificação do valor da celeridade c (velocidade da onda de choque). Como serão mantidos o comprimento inicial da tubulação (1800 m) e o número de seções de cálculos, o valor Δt também terá que ser modificado para haver compatibilidade entre Δx e Δt .

VALOR DA CELERIDADE $\left(\frac{m}{s}\right)$	VALOR DE Δt (s)	INSTANTE DE FECHAMENTO DA VÁLVULA DE RETENÇÃO $\frac{t}{\Delta t}$	COTA PIEZOMÉTRICA MÁXIMA (m)	COTA PIEZOMÉTRICA MÍNIMA (m)
1200	0,5	16	97,66	4,98
*1000	0,6	14	92,19	6,29
857	0,7	12	88,41	8,94

*** VALOR INICIAL**

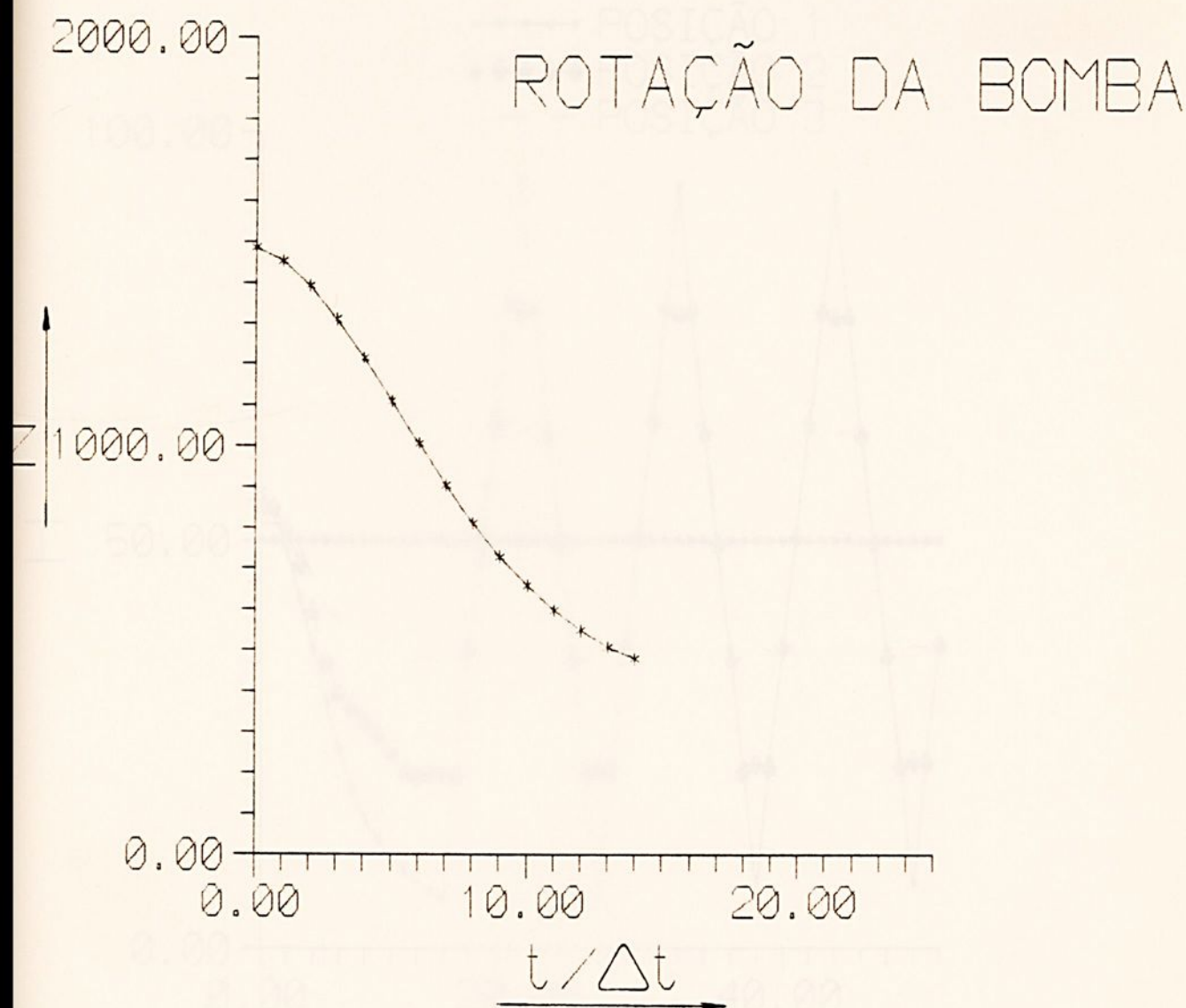
Observando os resultados acima, verifica-se que:

- Quanto maior for a celeridade, maiores serão os valores dos picos de pressão durante o regime transitório;
- Quanto maior for a celeridade, maior será o tempo para anulação da vazão e o conseqüente fechamento da válvula de retenção.

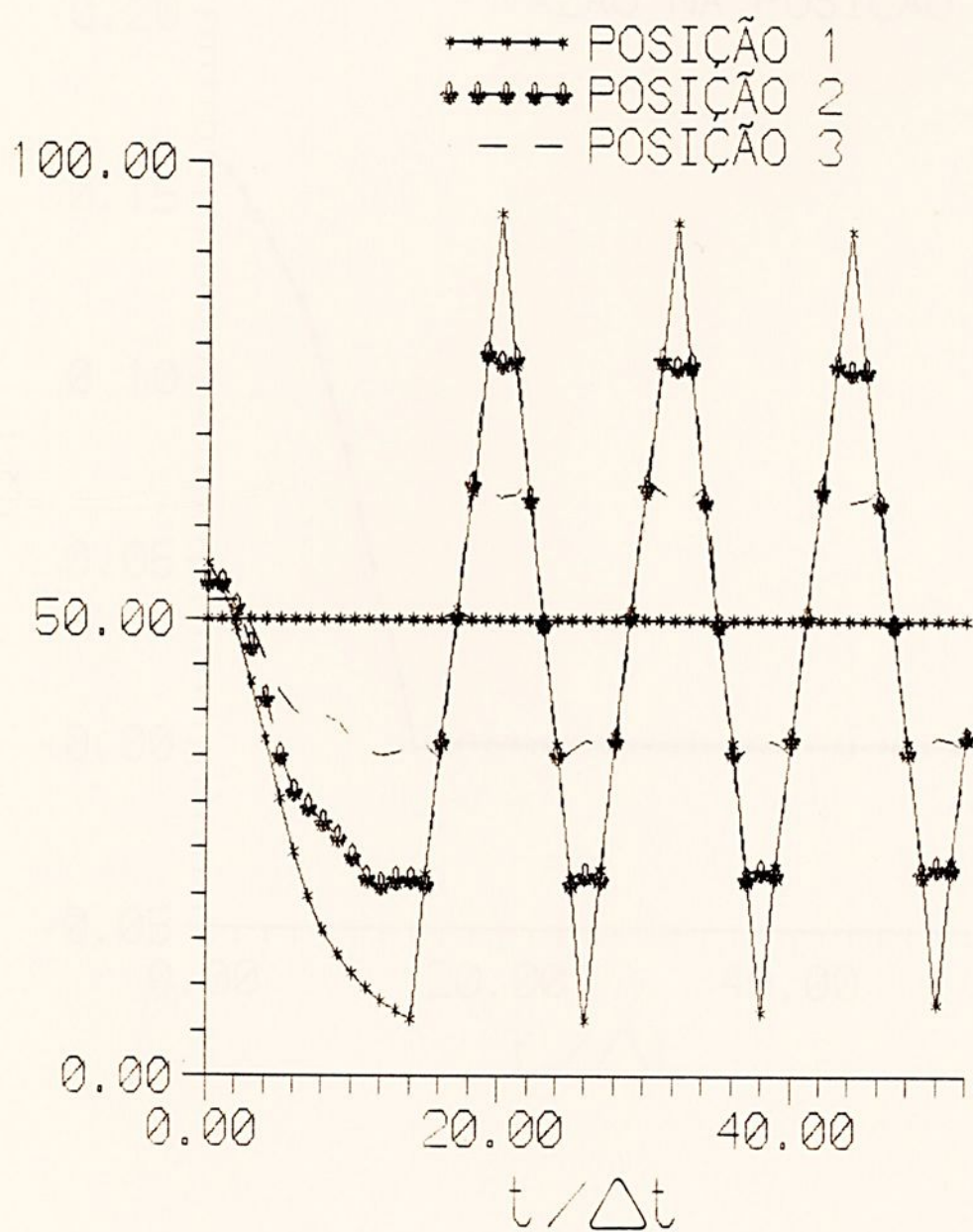
6.3.5 - RESULTADOS GRÁFICOS



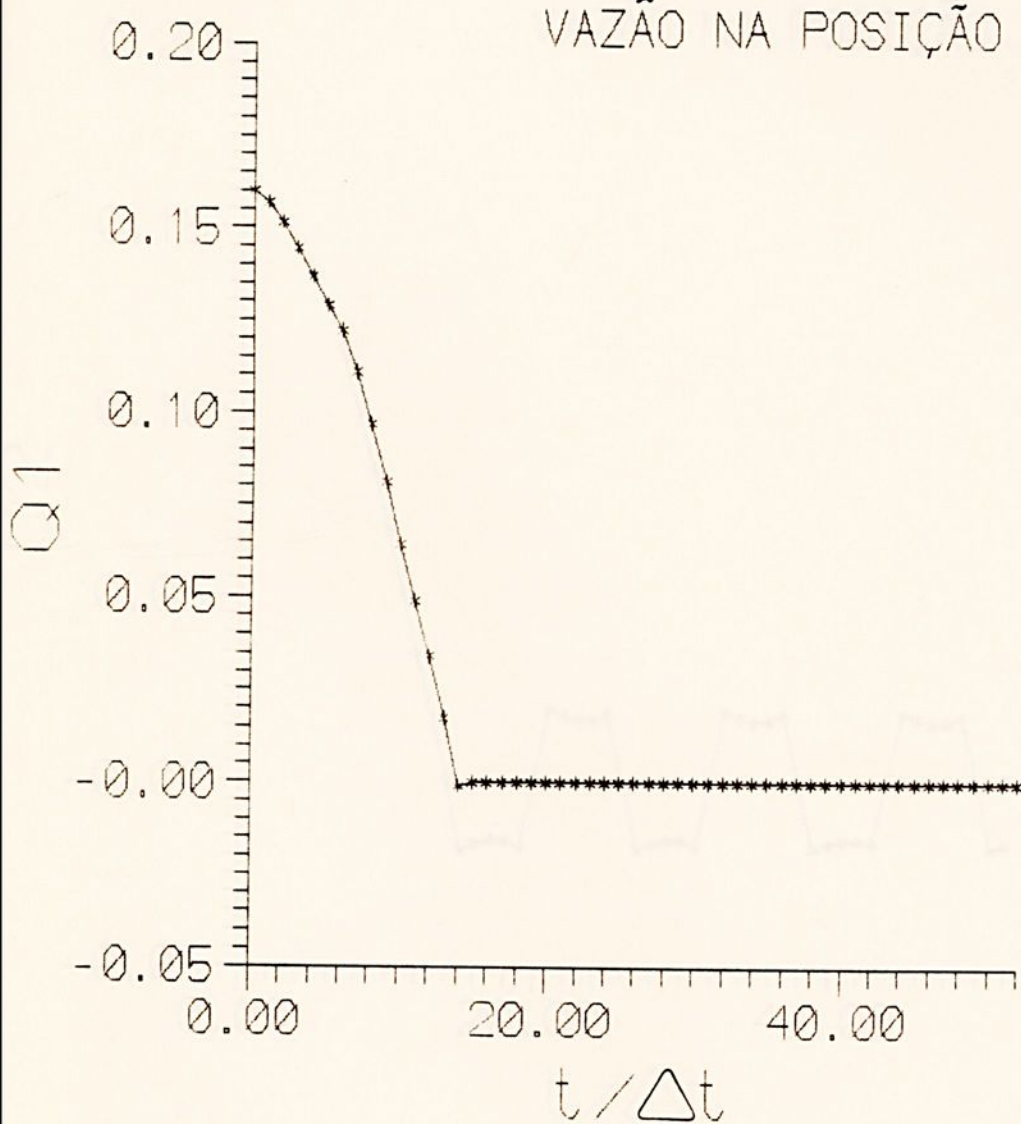
Nas folhas seguintes são apresentados os resultados numéricos transformados em gráficos. Estão representadas as variações das alturas piezométricas e das vazões referentes às seções de cálculo, e também a variação da velocidade de rotação da bomba, sendo todos em relação à razão $\frac{t}{\Delta t}$.

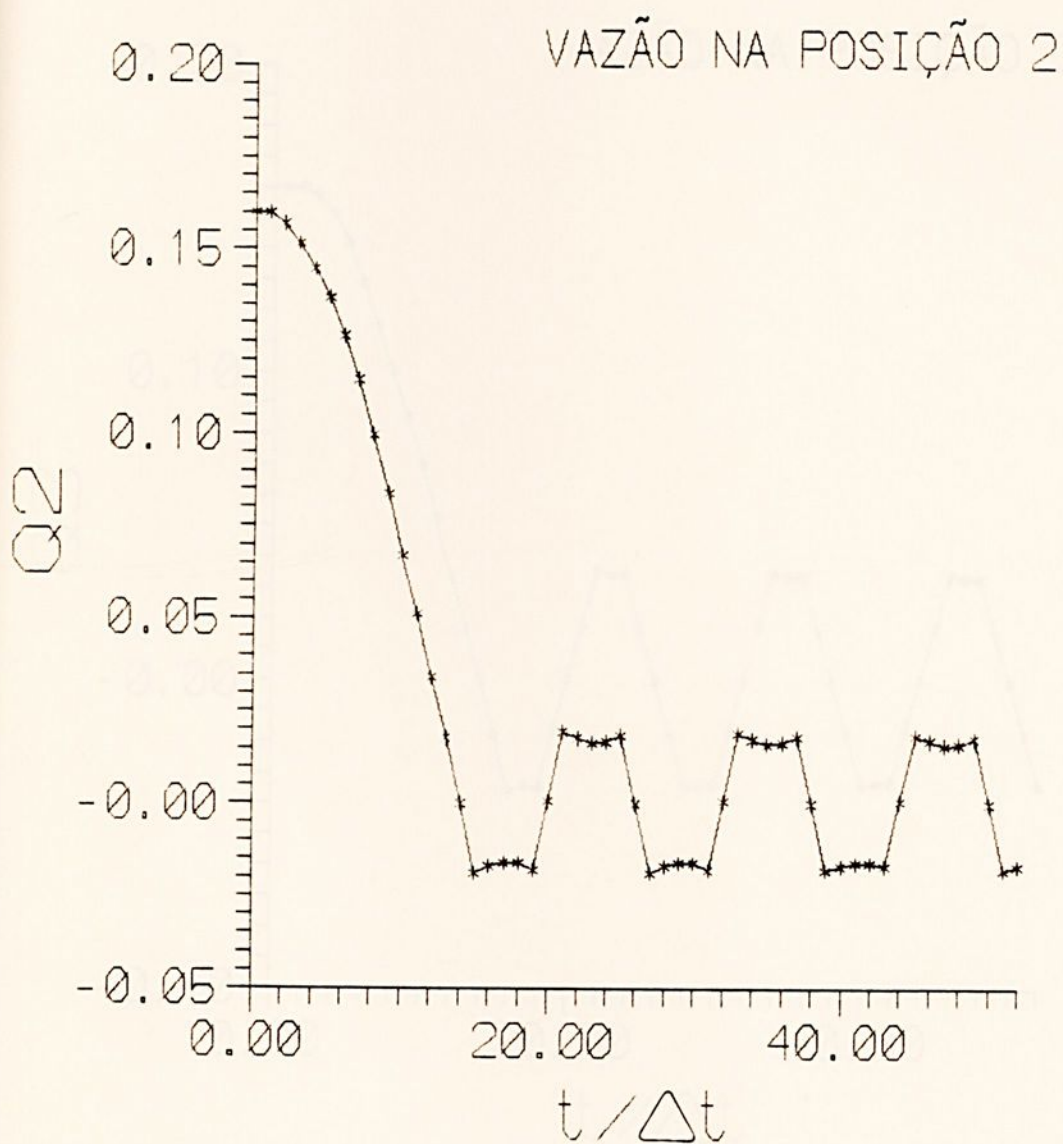


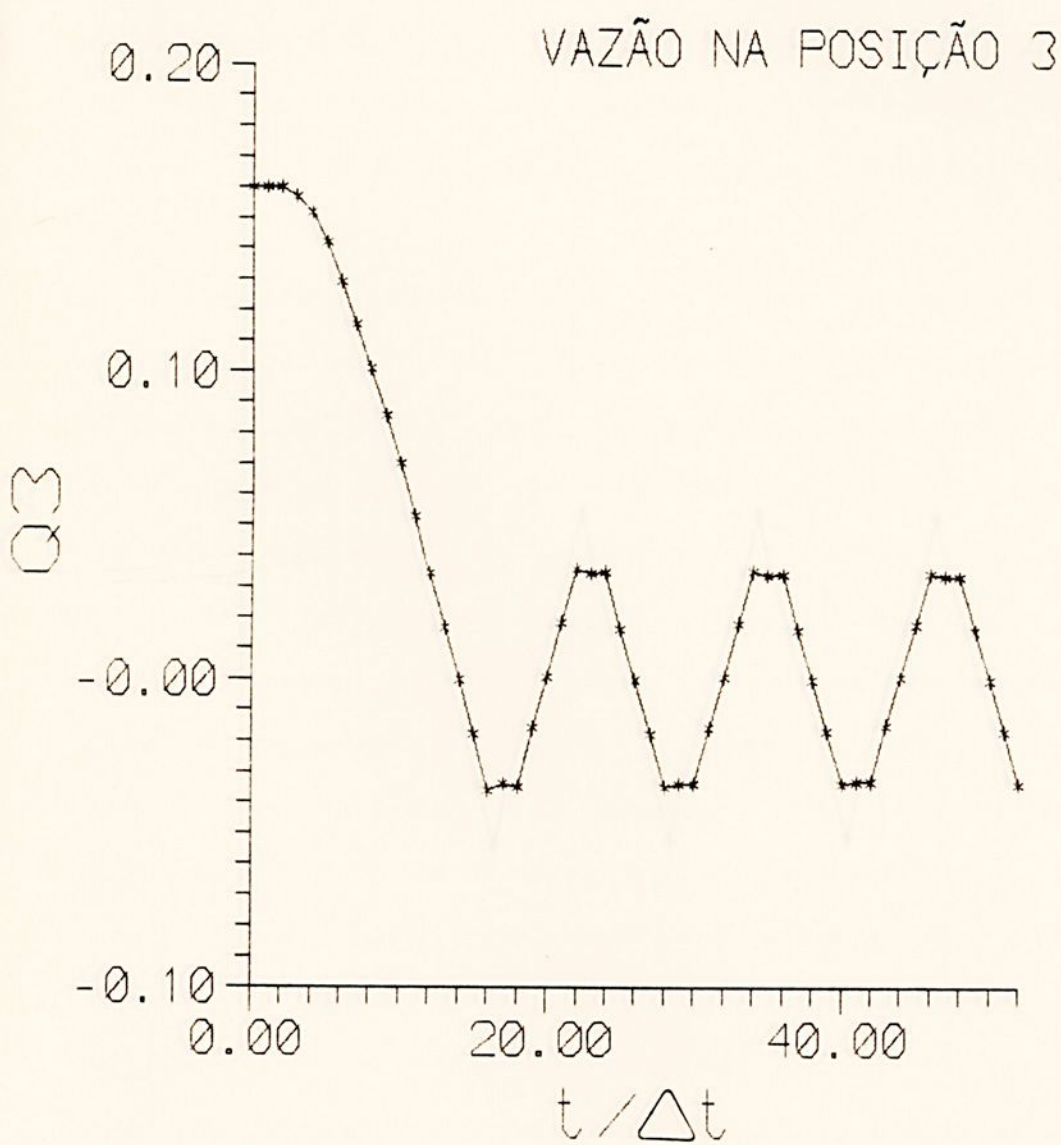
VARIAÇÃO DE H



VAZÃO NA POSIÇÃO 1



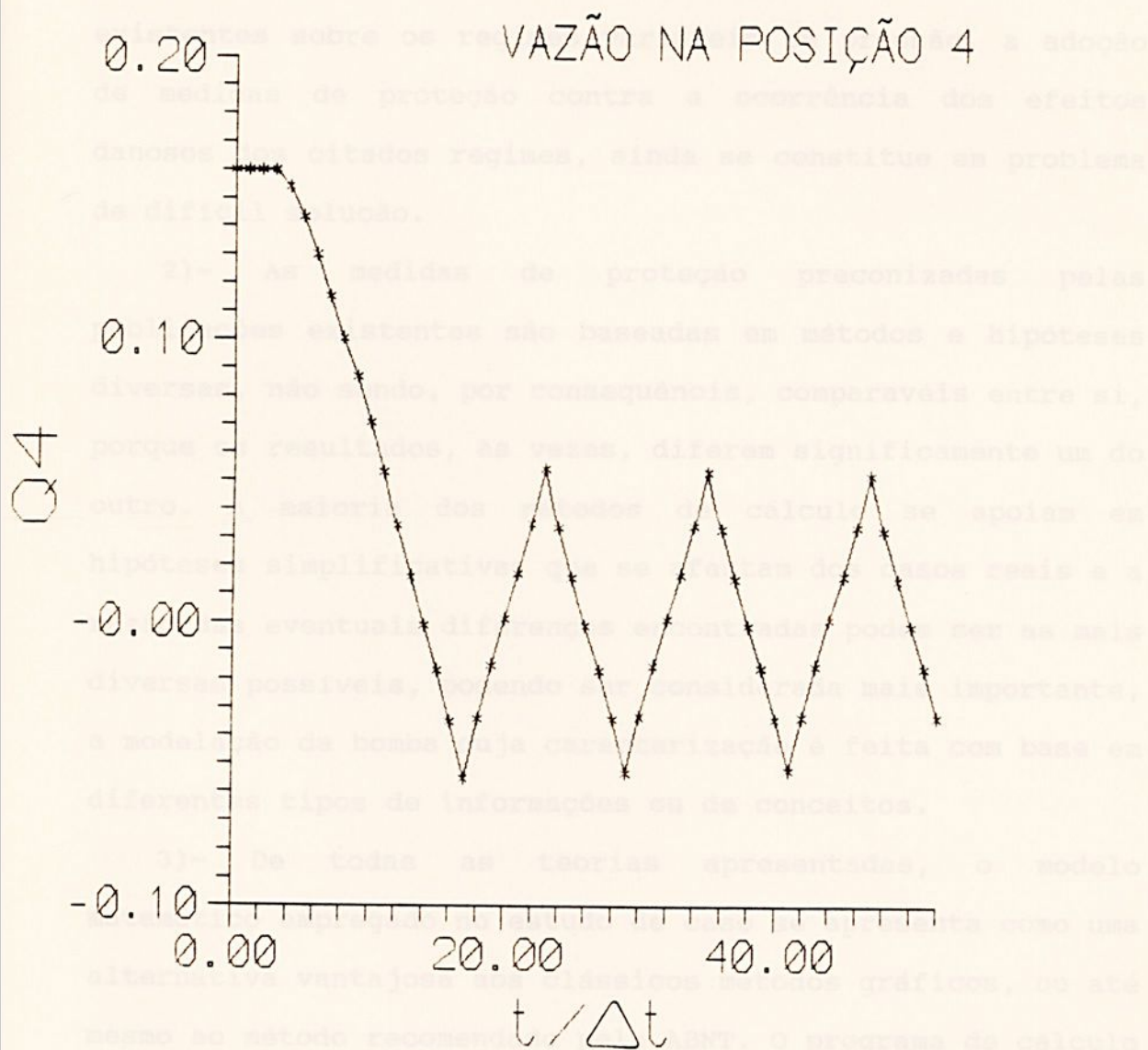




CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

a) CONCLUSÕES

1) - Apesar de serem bastante raras as situações em que a vazão na posição 4



CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

a) CONCLUSÕES

1)- Apesar de serem bastante numerosas as publicações existentes sobre os regimes variáveis em pressão, a adoção de medidas de proteção contra a ocorrência dos efeitos danosos dos citados regimes, ainda se constitui em problema de difícil solução.

2)- As medidas de proteção preconizadas pelas publicações existentes são baseadas em métodos e hipóteses diversas, não sendo, por consequência, comparáveis entre si, porque os resultados, às vezes, diferem significativamente um do outro. A maioria dos métodos de cálculo se apoiam em hipóteses simplificativas que se afastam dos casos reais e a razão das eventuais diferenças encontradas podem ser as mais diversas possíveis, podendo ser considerada mais importante, a modelação da bomba cuja caracterização é feita com base em diferentes tipos de informações ou de conceitos.

3)- De todas as teorias apresentadas, o modelo matemático empregado no estudo de caso se apresenta como uma alternativa vantajosa aos clássicos métodos gráficos, ou até mesmo ao método recomendado pela ABNT. O programa de cálculo baseado no método das características permite a determinação



das cotas piezométricas extremas em diversas seções, ao longo da tubulação, enquanto que o método recomendado pela ABNT verifica tais cotas somente nos extremos da tubulação.

4)- Na fase de pré-dimensionamento, a técnica de cálculo apresentada neste trabalho, permite a obtenção de resultados mais precisos do que os obtidos por meio de ábacos de dimensionamento.

5)- A modelação de bombas centrífugas através do método proposto por BORGA[6],deixa dúvidas quanto a validade de sua aplicação, sem restrições, para todas as bombas centrífugas, principalmente, se não houver válvula de retenção, uma vez que considera como válidas em dissipação e turbinagem as expressões de funcionamento em bombeamento normal.

b) RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

1 - Desenvolvimento de um conjunto de parâmetros que permitam tornar adimensional as composições entre resultados de diferentes técnicas de cálculo.

2 - Dedução de critérios matemáticos visando a possibilidade de validação incondicional da modelação proposta por BORGA[6] para bombas centrífugas, mesmo funcionando em dissipação e turbinagem.

3 - É necessário realizar um esforço apreciável com vista a melhor caracterização do funcionamento, em regime



transitório, dos diversos componentes dos sistema hidráulicos.

4 - A realização de ensaios, em modelos reduzidos de sistemas hidráulicos, é essencial para aferir a validade das teorias apresentadas.

ABNT -1977 (inclusive os anexos B,B,F e J de norma norma)

3 - ALLievi, Lorenzo - "The theory of water-hammer" - Tradução de Eugene E. Bolman

2 - ALMEIDA, A. Betâmio - "Regimes hidráulicos transitórios em condutas elevatórias". Dissertação apresentada ao Instituto Superior Técnico - Lisboa 1981

1 - ASSAF, Tufi Nased. "Metodo de resolução dos escoamentos em regime transitório" - Revista Brasileira de Tecnologia, vol 5, 1975

5 - BERGERON, Louis. "Water-hammer in hydraulics and wave surges in electricity" - John Wiley & Sons Inc., 1961

6 - BORSA, Alexandre - "Modelação matemática de escoamentos em condutas elevatórias". Dissertação



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1 - ABNT P-NB-591 - "Elaboração de projetos de sistemas de adução de água para abastecimento público" ABNT -1977 (inclusive os anexos B,E,F e J da mesma norma)
- 2 - ALLIEVI, Lorenzo - "The theory of water-hammer" - Tradução de Eugene E. Holmes
- 3 - ALMEIDA, A. Betâmio - "Regimes hidráulicos transitórios em condutas elevatórias". Dissertação apresentada ao Instituto Superior Técnico - Lisboa 1981
- 4 - ASSY, Tufi Mamed. "Método de resolução dos escoamentos em regime transitório" - Revista Brasileira de Tecnologia, vol 6, 1975
- 5 - BERGERON, Louis. "Water-hammer in hydraulics and wave surges in electricity" - John Wiley & Sons Inc.,1961
- 6 - BORGA, Alexandre - "Modelação matemática de macrocavitação em condutas elevatórias". Dissertação



apresentada ao Instituto Superior Técnico - Lisboa
1986

7 - CHAUDRY, M. H. - "Applied hydraulic transients" -
Van Nostrand, New York, 1979

8 - EVANGELISTI, G. - "Teoria generale del copo
d'ariete col metodo del caratteristiche" - L'Energia
Elletrica, 1965, n° 2 e 3

9 - FOX, J.A. - "Hydraulic analysis of unsteady flow
in pipe networks" - London, MacMillan, 1977

10 - FRIZELL, J.P. - "Pressures from velocity changes
in pipes" - Trans. ASCE vol. 39, 1898

11 - HALLIWELL, A.R. - "Velocity of a water-hammer
wave in a elastic pipe" - Journal of the Hydraulics
Div. ASCE, vol 89 n° HY4, pag. 1-21, 1963

12 - KORTEWEG, D.J. - "Uber die fortp flanzungsges -
chwindigkeit des schalles in elastisches rohren" -
Annalen der Physik Chemie, 5Floge, Band 5, 1878



13 - MACINTYRE, A.J. - "Bombas e Instalações de Bombeamento" - Editora Guanabara Dois S.A , 1981

14 - MARTIN, C.S. e PADMANABHAN, M. - "Pressure pulse propagations in two components slug flow" - Journal of Fluids Engineering, ASME. vol 101, 1979

15 - MATAIX, Claudio - "Mecânica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas" - Harper & Row Publishers Inc, 1970

16 - MICHAUD, J. - "Coups de béliet dans les conduites, étude des moyens employes pour en atténver les effects"

- Bulletin de La Societé Vaudoise des Ingénieurs et des Architects, n° 3,1878

17 - PARMAKIAN, John - "Water-hammer analysis" - Dover Publications Inc, New York, 1963

18 - SILVESTRE, Paschoal - "Golpe de Ariete" - Revista da Escola de Engenharia da UFMG, Belo Horizonte, 1969



19 - STREETER, Victor L. - "Mecânica dos Fluidos" - Tradução de Muniz, Celso da Silva e outros - Editora McGraw-Hill do Brasil, 1977

20 - STREETER, V.L. e WYLIE, E.B. - "Hydraulic Transients" - MacGraw - Hill Book Company, New York, 1967

21 - SUTER, P. - "Representation of pump characteristics for calculation of water-hammer" - Sulzer Technical Review, nº 66, 1966

22 - THORLEY, A.R.D. e ENEVER, K.J. - "Control and suppression of pressure surges in pipelines and tunnels" - CIRIA, Repor 84, 1979

23 - TRIKHA, A.K. - "An efficient method for simulating frequency - dependent friction in transient liquid flow" - Journal of Fluids Engineering, ASME, vol 97, 1975

24 - WIGGERT, D.C. e SUNDQUIST, M.J. - "Fixed grid characteristics for pipeline transients" - Journal of the Hydraulics Division, ASCE, Vol 103, HY12, 1977



25 - WOOD, D.J e KAO, T.Y. - "Transient flow of solid-liquid mixtures in pipes. Advanes in Solid-Liquid Flow in Pipes and its Application" - Ed. Zandi Pergamon Pass, 1971, páginas 87-100

26 - ZIELKE,W. - "Frequency dependent friction in transient pipe flow" - Journal of Basic Engineering, ASME VOL 90 - 1968

APÊNDICE A

```

PROGRAM ESCOAMENTO;
USES CRT,PRINTER;
label 5;
VAR I,T :INTEGER;
    R,DT,A,B,C,D,E,F,G,U,GAMA,PD:REAL;
    Q,H: ARRAY [0..52,1..4] OF REAL;
    N,M: ARRAY [0..52] OF REAL;
arquivo_pesquisa :text;
linha_arquivo :string[79];
    nomearq:string [11];
    nome:string[7];
    nstr:string[6];
    h1str,h2str,h3str,h4str:string[6];
    q1str,q2str,q3str,q4str:string [6];
    tstr:string[3];
procedure salva_pontos; {salva os pontos em um arquivo a ser
lido
                        pelo Grapher}
begin
    rewrite(arquivo_pesquisa);
    for t:=1 to 52 do
        begin
            str(h[t,1]:5:4,h1str);
            str(h[t,2]:5:4,h2str);
            str(h[t,3]:5:4,h3str);
            str(q[t,1]:5:4,q1str);
            str(q[t,2]:5:4,q2str);
            str(q[t,3]:5:4,q3str);
            str(q[t,4]:5:4,q4str);
            str(n[t]:5:1,nstr);
            str(t:3,tstr);
            linha_arquivo:=concat(tstr,' ',q1str,' ',q2str,'
',q3str,' ',
            q4str);
            writeln(arquivo_pesquisa,linha_arquivo);
            end;
            close(arquivo_pesquisa);
        end;
PROCEDURE APX;      {calcula os valores do primeiro loop de
tempo}
BEGIN
    IF T=1
        THEN          M[T-1]:=((30*GAMA)/PI)*(D*SQR(N[T-1])+E*N[T-
1]*Q[T-1,1]+F*Q[T-1,1]*(Q[T-1,1]))

```




```

ELSE M[T]:=((30*GAMA)/PI)*(D*SQR(N[T-1])+E*N[T-1]*Q[T-
1,1]+F*Q[T-1,1]*(Q[T-1,1]));
N[T]:=N[T-1]-((60*G*DT*2*M[T-1])/(PI*PD));
H[T,1]:=A*SQR(N[T])+B*N[T]*Q[T-1,1]-C*Q[T-1,1]*(Q[T-1,1]);
Q[T,1]:=(H[T,1]-H[T-1,2]+U*Q[T-1,2]-R*Q[T-1,2]*abs(Q[T-
2]))/U;
END;
PROCEDURE FASE1;          {etapa de correcao dos valores}
BEGIN

M[T]:=((30*GAMA)/PI)*(D*SQR(N[T])+E*N[T]*Q[T,1]+F*Q[T,1]*(Q[
T,1]));
N[T]:=N[T-1]-(60*G*DT*(M[T-1]+M[T])/(PI*PD));
H[T,1]:=A*SQR(N[T])+B*N[T]*Q[T,1]-C*Q[T,1]*(Q[T,1]);
Q[T,1]:=(H[T,1]-H[T-1,2]+U*Q[T-1,2]-R*Q[T-1,2]*ABS(Q[T-
2]))/U;
END;
PROCEDURE FASE2;          {fase 2,3,4 intermediaria entre a
bomba e o reserva
torio a jusante}
BEGIN
FOR I:=2 TO 3 DO
BEGIN
Q[T,I]:=(H[T-1,I-1]+U*Q[T-1,I-1]-H[T-1,I+1]+U*Q[T-
1,I+1]-R*Q[T-1,I-1]*
ABS(Q[T-1,I-1])- R*Q[T-1,I+1]*ABS(Q[T-
1,I+1]))/(2*U);
H[T,I]:=H[T-1,I-1]-U*Q[T,I]+U*Q[T-1,I-1]-R*Q[T-1,I-
1]*ABS(Q[T-1,I-1]);
END;
END;
PROCEDURE FASE4;
BEGIN
Q[T,4]:=(-50+H[T-1,3]+U*Q[T-1,3]-R*Q[T-1,3]*ABS(Q[T-
1,3]))/U;
H[T,4]:=50;
END;
BEGIN          {valores iniciais do problema}
A:=2.74348E-05;
B:=327.34755E-04;
C:=486.11111;
D:=1.64803E-09;
E:=1.60328E-05;
F:=-6.75856E-03;
N[0]:=1485;
GAMA:=1000;
PD:=476;
G:=9.81;
U:=811.5987;
R:=78.1249;
nome:='B:\cle';

```



```

nomearq:=nome+'.dat';
assign(arquivo_pesquisa,nomearq);
FOR I:=1 TO 4 DO
    Q[0,I]:=0.16;
H[0,1]:=56;
H[0,2]:=54;
H[0,3]:=52;
H[0,4]:=50;
DT:=0.6;
FOR T:=1 TO 52 DO
    BEGIN
        apx;
        for i:=1 to 4 do
            begin
                fase1;
            end;
            fase2;
            fase4;
            dt:=dt+0.6;
            if q[t,1]< 0 then goto 5;
        end;
5: for t:=t+1 to 52 do
        begin
            n[t]:=0;
            q[t,1]:=0;
            h[t,1]:=h[t-1,2]-u*q[t-1,2]+r*q[t-1,2]*abs(q[t-1,2]);
            fase2;
            fase4;
            dt:=dt+0.6;
        end;
    salva_pontos;
end.
@

```



