Serviço de Pós-Graduação EESC/USP

EXEMPLAR REVISADO

Data de entrada no Serviço: 01 / 08 / 01

Ass.: *Guilherme*

ESTUDO ANALÍTICO E EXPERIMENTAL DOS
FENÔMENOS TRANSITÓRIOS OCASIONADOS POR
GRANDES BOLSAS DE AR CONFINADAS NOS
SISTEMAS HIDRÁULICOS

CARLOS AUGUSTO DE CARVALHO MAGALHÃES

Tese apresentada à Escola de Engenharia de
São Carlos, da Universidade de São Paulo,
como parte dos requisitos para obtenção do
Título de Doutor em Hidráulica e Saneamento.

DEDALUS - Acervo - EESC

31100036720

ORIENTADOR: Prof. DR. Hans George Arens

São Carlos

2001

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **CARLOS AUGUSTO DE CARVALHO MAGALHÃES**

Tese defendida e julgada em 20-07-2001 perante a Comissão Julgadora:

Prof. Tit. **HANS GEORGE ARENS (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

APROVADO

Prof. Tit. **FAZAL HUSSAIN CHAUDHRY**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

APROVADO

Prof. Dr. **RODRIGO DE MELO PORTO**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

Aprovado

Prof. Tit. **EVALDO MIRANDA COIADO**
(Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP)

APROVADO

Prof. Dr. **PODALYRO AMARAL DE SOUZA**
(Escola Politécnica/USP)

Aprovado

Profa. Associada **MARIA DO CARMO CALIJURI**
Coordenadora do Programa de Pós-Graduação
em Engenharia (Hidráulica e Saneamento)
Vice-Presidente da Comissão de Pós-Graduação
em exercício

*Aos meus pais, Carlos (in memoriam) e
Vânia, meus primeiros professores.*

*À minha esposa Sheila, pelo apoio e
compreensão pelas horas dedicadas
a essa tarefa.*

*Aos meus irmãos, Emanuel, Carla,
Jorge e Ana Carla.*

DEDICO

AGRADECIMENTOS

Aos Professores Hans George Arens e Rodrigo de Melo Porto pela amizade, e, que com suas orientações seguras e precisas, possibilitaram a realização deste trabalho;

À FAPESP pela concessão de bolsa de estudos (Processo N° 96/9929-5), condição necessária para a realização deste trabalho;

À Companhia de Saneamento Básico do Estado de São Paulo (SABESP), pela compreensão dispensada quando da elaboração dessa Tese;

Aos amigos Adolfo, Moreno, Cristina e Salete pelo apoio e pela amizade;

À todos os colegas, professores e funcionários do Departamento de Hidráulica e Saneamento da EESC/USP pela amizade.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE TABELAS	viii
LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS	x
RESUMO	xiii
<i>ABSTRACT</i>	xiv
1 INTRODUÇÃO	01
2 OBJETIVOS	08
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	09
4 DESCRIÇÃO DO SISTEMA	18
5 MODELOS MATEMÁTICOS	20
5.1 Hipóteses Básicas	20
5.2 Modelo Rígido	22
5.2.1 Equacionamento do Modelo Rígido	23
5.2.2 Forma Adimensional do Modelo Rígido	28
5.2.3 Limite de Validade do MCLC	30
5.3 Modelo Elástico	32
5.3.1 Equacionamento do Modelo Elástico	32
5.3.2 Método das Características	36
5.3.2.1 Método dos Intervalos Especificados	37
5.3.3 Forma Adimensional do Modelo Elástico	42
5.3.4 Limite de Validade do MCLV	44

6 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE E APLICAÇÃO NUMÉRICA	46
6.1 Análise de Sensibilidade	46
6.2 Aplicação Numérica.....	50
6.2.1 Aplicação com os Dados Analisados por GUARGA et al. (1994).....	50
6.2.2 Aplicação com os Dados Analisados por THORLEY & MAIN (1986) ..	55
7 APLICAÇÃO EXPERIMENTAL.....	58
7.1 Modelos Físicos.....	58
7.2 Procedimento Adotado	61
7.3 Instrumentação	62
7.3.1 Transdutor de Pressão	62
7.3.1.1 Estrutura Básica	64
7.3.1.2 Elementos Básicos	65
7.3.1.3 Características do Transdutor de Pressão Utilizado na Pesquisa ...	66
7.3.2 Medidor de Vazão Eletromagnético.....	66
7.3.2.1 Características do Medidor de Vazão Eletromagnético Utilizado na Pesquisa.....	69
7.3.3 Placa de Aquisição de Dados.....	69
7.4 Ensaios Hidráulicos.....	70
7.4.1 Calibração da Instrumentação e do Equipamento de Ensaio.....	71
7.4.1.1 Determinação do Diâmetro da Tubulação de Ensaio	71
7.4.1.2 Calibração do Transdutor de Pressão.....	72
7.4.1.3 Calibração do Medidor de Vazão Eletromagnético	73
7.4.2 Ensaio 1 – Regime Permanente do Sistema Hidráulico da Figura 21.	74
7.4.3 Ensaio 2 – Regime Não Permanente do Sistema Hidráulico da Figura 21.	77
7.4.3.1 Resultados Experimentais	77
7.4.3.2 Resultados Numéricos.....	79
7.4.4 Ensaio 3 – Regime Transitório do Sistema Hidráulico da Figura 22 ...	85
7.4.4.1 Determinação do Expoente Politrópico (n).....	85
7.4.4.2 Resultados das Séries A e B.....	90
7.4.4.3 Resultados Adimensionalizados das Séries A e B.....	99

8 VALIDAÇÃO DOS MODELOS MATEMÁTICOS.....	104
8.1 Resultados do MCLV.....	105
8.1.1 Resultados do MCLV com fator de atrito constante	114
8.2 Resultados do MCLC.....	115
8.3 Resultados do Modelo Elástico	116
8.4 Análise de Sensibilidade dos Termos que Compõem a Equação da Quantidade de Movimento do MCLV.....	117
9 DISCUSSÃO, CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	119
9.1 Discussão	119
9.1.1 Defasagem entre os Resultados Determinados pelo Transdutor de Pressão e pelo Medidor de Vazão	119
9.1.2 Equação Politrópica para um Gás Ideal	120
9.1.3 Fatores Intervenientes no Sistema Hidráulico da Figura 22	121
9.1.4 Aceleração da Coluna Líquida	122
9.1.5 Fator de Atrito Variável.....	122
9.1.6 Modelos Matemáticos.....	122
9.2 Conclusões.....	123
9.3 Recomendações.....	124
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	122
Anexo A - Método de Runge-Kutta de 4ª ordem para o MCLV adimensional	129
Anexo B – Arquivo Fotográfico.....	132

LISTA DE FIGURAS

Figura 01 – Esquema idealizado para o estudo analítico do efeito do ar aprisionado (Fonte: adaptado de MARTIN, 1976)	09
Figura 02 – Esquema do modelo físico instalado no laboratório de hidráulica	18
Figura 03 – Forças representadas no instante t sob o volume de controle (VC) do sistema hidráulico para o modelo rígido	23
Figura 04 – Diferença, em termos de sobrepressão máxima absoluta, entre os modelos MCLC e MCLV, em função de ϕ (Fonte: adaptado de GUARGA et al., 1994)	31
Figura 05 – Malha característica do sistema hidráulico estudado	37
Figura 06 – Malha característica do método dos intervalos especificados ...	38
Figura 07 – Diferença, em termos de sobrepressão máxima absoluta, entre os modelos MCLV e Modelo Elástico, em função de $\rho^*\sigma^*$ (Fonte: adaptado de ABREU et al., 1991)	45
Figura 08 – Influência do expoente politrópico n ou π_3 com relação à sobrepressão máxima ($\pi_2 = 0,00$; $\pi_4 = 0,00$; $\pi_5 = 1,00$; $\pi_6 = 0,00$)	47
Figura 09 – Influência do expoente politrópico n ou π_3 com relação à velocidade máxima ($\pi_2 = 0,00$; $\pi_4 = 0,00$; $\pi_5 = 1,00$; $\pi_6 = 0,00$)	47

Figura 10 – Influência da inclinação do conduto α ou π_4 com relação à sobrepressão máxima ($\pi_2 = 0,00$; $\pi_3 = 1,20$; $\pi_5 = 1,00$; $\pi_6 = 0,00$).....	48
Figura 11 – Influência do fator de atrito f ou π_2 com relação à sobrepressão máxima ($\pi_3 = 1,20$; $\pi_4 = 0,00$; $\pi_5 = 1,00$; $\pi_6 = 0,00$).....	48
Figura 12 – Influência do tempo de manobra T_m com relação à sobrepressão máxima ($\pi_2 = 0,00$; $\pi_3 = 1,20$; $\pi_4 = 0,00$; $\pi_5 = 1,00$).....	49
Figura 13 – MCLC aplicado ao sistema hidráulico da figura 01 com os dados de GUARGA et al. (1994).....	51
Figura 14 – MCLV aplicado ao sistema hidráulico da figura 01 com os dados de GUARGA et al. (1994).....	52
Figura 15 – MCLV adimensional aplicado ao sistema hidráulico da figura 01 com os dados de GUARGA et al. (1994).....	52
Figura 16 – MCLV adimensional versus MCLC adimensional aplicado ao sistema hidráulico da figura 01 com os dados de GUARGA et al. (1994)	53
Figura 17 – Modelo Elástico versus MCLV aplicado ao sistema hidráulico da figura 01 com os dados de GUARGA et al. (1994).....	54
Figura 18 – MCLV aplicado ao sistema hidráulico da figura 01 com os dados de THORLEY & MAIN (1986).....	55
Figura 19 – MCLV adimensional aplicado no sistema hidráulico da figura 01 com os dados de THORLEY & MAIN (1986).....	56
Figura 20 – Modelo Elástico versus MCLV aplicado ao sistema hidráulico da figura 01 com os dados de THORLEY & MAIN (1986).....	57

Figura 21 – Modelo físico instalado no laboratório de hidráulica, na situação de um sistema aberto sem bolsa de ar, para os Ensaios 1 e 2	58
Figura 22 – Modelo físico instalado no laboratório de hidráulica, na situação de um sistema confinado com bolsa de ar, para o Ensaio 3.....	59
Figura 23 – Transdutor de pressão Motorola MPX5100 (Fonte: MOTOROLA, 1994)	59
Figura 24 – Calibração do transdutor de pressão.....	59
Figura 25 – Evolução temporal da velocidade, numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 2 – Abertura 1	77
Figura 26 – Evolução temporal da velocidade, numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 2 – Abertura 2.....	78
Figura 27 – Evolução temporal da velocidade, numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 2 – Abertura 3.....	78
Figura 28 – Evolução temporal da velocidade, numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 2 – Abertura 4.....	78
Figura 29 – Coeficiente de perda de carga localizada de válvulas esféricas em função do ângulo de abertura (Fonte: Adaptado de NBR 12214).....	80
Figura 30 – Curvas experimental e analítica do Ensaio 2 – Abertura 1	81
Figura 31 – Curvas experimental e numérica do Ensaio 2 – Abertura 1.....	83
Figura 32 – Curvas experimental e numérica do Ensaio 2 – Abertura 2.....	83

Figura 33 – Curvas experimental e numérica do Ensaio 2 – Abertura 3.....	83
Figura 34 – Curvas experimental e numérica do Ensaio 2 – Abertura 4.....	84
Figura 35 – Logaritmo da carga de pressão versus logaritmo do volume da bolsa de ar adimensionalizados, referentes ao Ensaio 3 – Manobras C1	87
Figura 36 – Logaritmo da carga de pressão versus logaritmo do volume da bolsa de ar adimensionalizados, referentes ao Ensaio 3 – Manobras C2	87
Figura 37 – Logaritmo da carga de pressão versus logaritmo do volume da bolsa de ar adimensionalizados, referentes ao Ensaio 3 – Manobras C3	88
Figura 38 – Logaritmo da carga de pressão versus logaritmo do volume da bolsa de ar adimensionalizados, referentes ao Ensaio 3 – Manobras C4	88
Figura 39 – Logaritmo da carga de pressão versus logaritmo do volume da bolsa de ar adimensionalizados, referentes ao Ensaio 3 – Manobras C5	89
Figura 40 – Evolução temporal da equação politrópica adimensionalizada numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série C – Manobras 1 a 5, para $n = 1,34$	90
Figura 41 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série A – Manobra 1	91
Figura 42 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série A – Manobra 2	91
Figura 43 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série A – Manobra 3	92

Figura 44 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série A – Manobra 4	92
Figura 45 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série A – Manobra 5	93
Figura 46 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série A – Manobra 6	93
Figura 47 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série A – Manobra 7	94
Figura 48 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série A – Manobra 8	94
Figura 49 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série A – Manobra 9	95
Figura 50 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série A – Manobra 10	95
Figura 51 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série B – Manobra 1	96
Figura 52 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série B – Manobra 2	96
Figura 53 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série B – Manobra 3	97
Figura 54 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série B – Manobra 4	97

Figura 55 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série B – Manobra 5	98
Figura 56 – Evolução temporal da carga de pressão absoluta adimensionalizada ($\hat{H}^*$), referente ao Ensaio 3 – Série A.....	101
Figura 57 – Evolução temporal da carga de pressão absoluta adimensionalizada ($\hat{V}$), referente ao Ensaio 3 – Série A.....	102
Figura 58 – Evolução temporal da carga de pressão absoluta adimensionalizada ($\hat{H}^*$), referente ao Ensaio 3 – Série B.....	102
Figura 59 – Evolução temporal da carga de pressão absoluta adimensionalizada ($\hat{V}$), referente ao Ensaio 3 – Série B.....	103
Figura 60 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A1	105
Figura 61 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A2	106
Figura 62 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A3	106
Figura 63 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A4	107
Figura 64 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A5	107
Figura 65 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A6	108
Figura 66 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A7	108
Figura 67 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A8	109

Figura 68 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A9	109
Figura 69 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A10	110
Figura 70 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra B1	110
Figura 71 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra B2	111
Figura 72 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra B3	111
Figura 73 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra B4	112
Figura 74 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra B5	112
Figura 75 – MCLV com fator de atrito constante versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A5	114
Figura 76 – MCLC versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A5	115
Figura 77 – Modelo Elástico versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A5	116
Figura 78 – Análise dos termos que compõem a eq.(117) com os dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A5	118

LISTA DE TABELAS

Tabela 01 - Formas para determinação de ψ	34
Tabela 02 – Valores de E e μ para o aço, o ferro fundido, o PVC e o fibrocimento	34
Tabela 03 – Valores utilizados na análise de THORLEY & MAIN (1986)	55
Tabela 04 – Cálculo de f e K	75
Tabela 05 – Valores de K da literatura	76
Tabela 06 – Características dos experimentos do Ensaio 2	77
Tabela 07 – Coeficiente de perda de carga localizada de válvulas esféricas em função do ângulo de abertura (Fonte: Adaptado de NBR 12214)	79
Tabela 08 – Características dos experimentos do Ensaio 3 – Série C	85
Tabela 09 – Melhor ajuste do expoente politrópico n , para a Série C	89
Tabela 10 – Características dos experimentos do Ensaio 3 – Série A	90
Tabela 11 – Características dos experimentos do Ensaio 3 – Série B	91
Tabela 12 – Valores de $V_{\max}$, $H_{\max}$ e $t_{V=0}$ para as Séries A e B	98

Tabela 13 – Valores de H_T , H_T^* , L_a , L , $\forall_0$, t_R e V_R para as Séries A e B	100
Tabela 14 – Valores de π_1 , π_2 , π_3 , π_4 , π_5 , π_7 , ϕ e $\rho^*\sigma^*$ para as Séries A e B ..	101
Tabela 15 – Resultados adimensionalizados da tabela 12	103
Tabela 16 – Valores de $V_{\max}$ e $H_{\max}^*$ observados nos experimentos e no MCLV	113
Tabela 17 – Valores de H_T , L_a , L , π_1 , π_2 , $H_{\max}$, $H_{\max}/H_T$ e n.º de ciclos	121

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

- a - velocidade da onda sônica no tubo (celeridade), m/s
- A - área da seção transversal do tubo, m²
- B - constante, s/m²
- C⁺ - linha característica positiva
- C⁻ - linha característica negativa
- C_R - constante do ponto R, mca
- C_S - constante do ponto S, mca
- D - diâmetro interno do conduto, m
- E - módulo de Young do material da tubulação, Pa
- EDO - equação diferencial ordinária
- EDP - equação diferencial parcial
- f - fator de atrito de Darcy-Weisbach, adim.
- g - aceleração da gravidade, m/s²
- H - carga de pressão relativa, mca
- H₀^{*} - carga de pressão absoluta inicial da bolsa de ar, mca
- H_a - carga de pressão atmosférica, mca
- H_f - perda de carga distribuída, mca
- H_P - carga de pressão relativa no ponto P, mca
- H_T - carga de pressão relativa do reservatório com relação a interface ar / água, mca
- k - módulo de elasticidade volumétrico da água, Pa
- K - coeficiente de perda de carga localizada do registro, adim.
- K_p - coeficiente de perda de carga localizada das peças existentes no sistema hidráulico da figura 21, com exceção da válvula esférica, adim.
- K_v - coeficiente de perda de carga localizada da válvula esférica existente no sistema hidráulico da figura 21, adim.

- ℓ - comprimento total da tubulação, m
- L - comprimento inicial da coluna líquida, m
- L_a - comprimento inicial da bolsa de ar, m
- mca - metros de coluna d'água
- MCLC - modelo rígido de coluna líquida constante
- MCLV - modelo rígido de coluna líquida variável
- n - expoente politrópico, adim.
- ns - última seção da coluna líquida
- p - pressão total média, N/m^2
- P_{atm} - pressão atmosférica, N/m^2
- PNB – Produto Nacional Bruto
- PRH - plano de referência horizontal
- Q - vazão, m^3/s
- R - constante, s^2/m^5
- RAC – reservatório de ar comprimido
- Rey – número de Reynolds, adim.
- t - tempo, s
- t_R - tempo de referência, s
- T - temperatura da bolsa de ar, $^{\circ}K$
- V - velocidade média de escoamento, m/s
- V_R - velocidade de referência, adim.
- x - comprimento de variação da coluna líquida, m
- $\forall$ - volume da bolsa de ar, m^3
- $\forall C$ - volume de controle
- ϵ - espessura da parede do conduto, m
- α - ângulo entre o eixo horizontal da tubulação em que está localizada a bolsa com o plano de referência horizontal, $^{\circ}$
- ϵ - rugosidade absoluta da tubulação, mm
- ϕ - parâmetro que indica quando o MCLC pode ser usado no lugar do MCLV, adim.
- γ - peso específico da água, N/m^3
- λ - parâmetro multiplicador da combinação linear, s^{-1}

μ - coeficiente de Poisson, adim.

π_i - número independente ($1 \leq i \leq 7$), adim.

ρ - massa específica da água, kg/m^3

ρ^* - parâmetro de Allievi que representa a relação entre o tempo de inércia com o tempo de propagação de uma onda, adim.

σ^* - relação entre a energia armazenada na bolsa de ar com a energia cinética da coluna líquida, adim.

ψ : adimensional que relaciona a deformação transversal relativa da tubulação com a variação de pressão, adim.

Δt – tamanho do passo de tempo no método numérico, s

subscrito 0 : valor da variável na condição inicial

subscrito max : valor da máximo da variável

sobrescrito * : indica que a carga de pressão é absoluta

sobrescrito ^ : correspondente aos valores das variáveis adimensionalizadas

RESUMO

MAGALHÃES, C.A.C. *Estudo analítico e experimental dos fenômenos transitórios ocasionados por grandes bolsas de ar confinadas nos sistemas hidráulicos*. São Carlos, 2001. 136p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Uma das causas dos transitórios hidráulicos é a presença de ar aprisionado durante a ocorrência do fenômeno. Se uma tubulação não estiver satisfatoriamente projetada ou não for adequadamente cheia e purgada, grandes quantidades de ar poderão ficar aprisionadas. Caso esses bolsões se desloquem de um local para outro, proporcionarão acelerações locais que resultam em altas velocidades e, subseqüentemente, em altas pressões transitórias. As sobrepressões geradas podem ser 2,2 vezes maiores que a pressão estática do sistema, conforme verificou-se no estudo experimental. Dessa forma, há a necessidade do estabelecimento de metodologias de aplicação prática e segura (modelos rígido e elástico) que permitam estimar a magnitude das pressões transitórias, pois não há solução analítica para esse problema. No presente trabalho, apresentou-se uma adimensionalização do modelo elástico, com a incorporação de dois números adimensionais independentes (π_6 e π_7). No entanto, tais metodologias devem ser validadas experimentalmente, haja visto que hipóteses simplificadoras de cálculo são necessárias para a modelagem matemática. O modelo rígido de coluna líquida variável (MCLV), além de fácil programação, é viável sem prejuízos nos resultados esperados. No estudo experimental foi também realizada uma análise de sensibilidade com relação aos fatores intervenientes no sistema hidráulico.

Palavras-chave: bolsas de ar; transitórios hidráulicos; golpe de aríete.

ABSTRACT

MAGALHÃES, C.A.C. *Analytic and experimental study of the transitory phenomena generated by entrapped air pockets in the hydraulic systems*. São Carlos, 2001. 136p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

One of the reasons for the transient behavior is the presence of air confined during these alterations. When the pipes are not properly designed or if it is not completely full or air bleeding, large amounts of air may be confined in the system. Pockets of air can cause severe transient behavior if such pockets deslocate from one place to the other giving rise to local acceleration and consequently large velocities and pressures. The higher pressure may be of the order of 2,2 times the static pressure in the system, as it was confirmed by the experimental procedure. Thus, this paper considers practical and safe procedure (rigid or elastic models) that permit calculation of transient pressures given that there is no analytical solution available. On the present study, it was presented a dimensionless form of the elastic model, with the incorporation of two additional independent numbers (π_6 and π_7). Besides the easiness of programation, the rigid model of variable fluid column is viable without prejudice to the expected results. This study also conducts a sensitivity analysis on the various factors involved in the problem.

Keywords: air pockets; hydraulic transients; waterhammer.

1 INTRODUÇÃO

O escoamento em uma instalação hidráulica pode ser alterado por razões diversas tais como: partida ou parada de bombas ou turbinas e movimentos de abertura ou fechamento de válvulas. Nessa alteração do escoamento, originam-se situações nas quais as pressões e as velocidades deverão ser determinadas para verificar se os seus valores extremos são compatíveis com os limites de dimensionamento da instalação.

O termo *transitório hidráulico* é associado à situação de escoamento existente entre duas condições extremas (inicial e final) de regime permanente. A ação que provoca a alteração do regime permanente inicial é denominada, genericamente, de *manobra*.

O transitório hidráulico é governado pelas equações da quantidade de movimento (momentum) e da continuidade. A solução dessas equações permite a determinação de pressões e velocidades em função do tempo e, daí, a interpretação física do fenômeno relaciona a causa (manobra) ao efeito (transitório hidráulico), fornecendo subsídios para otimização do projeto. Esse efeito transitório, como um processo de variação da pressão causado por variações de velocidade apresenta, normalmente, ondas positivas e negativas que se deslocam segundo uma velocidade de propagação ou celeridade. As ondas positivas, chamadas de ondas de sobrepressão podem arrebentar uma tubulação por falha operacional ou de equipamentos não previstos no seu dimensionamento. As ondas negativas, ou ondas de vácuo, podem provocar graves danos às tubulações, sendo inclusive capazes de levá-las ao colapso.

Se o processo de queda de pressão se prolongar, poderá acontecer a separação de coluna. No sistema que apresenta o fluxo cavitante e separação de coluna podem ser distinguidas três regiões:

- a) transitório hidráulico,
- b) cavitação e
- c) separação de coluna.

Os processos poderão acontecer em seqüência ou simultaneamente. Na região de transitório hidráulico, a fração de vácuo é desprezível.

O conceito *golpe de aríete* é usado como sinônimo do transitório hidráulico quando se considera, no equacionamento do fenômeno, a elasticidade da tubulação e a compressibilidade do líquido (modelo elástico). Se tais fatores são desprezados, diz-se que a situação transitória corresponde a uma *oscilação de massa* (modelo rígido).

A análise dos fenômenos transitórios nos sistemas hidráulicos tem sido amplamente aceita como um elemento importante nas etapas de projeto e operação. A nova geração de microcomputadores e os avanços nas técnicas numéricas têm proporcionado aos engenheiros novas possibilidades na análise de sistemas. Assim, é possível contemplar condições críticas que anteriormente eram ignoradas. Uma delas é a presença de ar aprisionado durante a ocorrência dos transitórios hidráulicos.

Erros de operação ou falhas de equipamentos poderão provocar colapso ou destruição quase que instantânea das instalações, em certas condições. Um aumento na espessura da tubulação poderá atender à sobrepressão transiente e às condições de vácuo, evitando assim a destruição instantânea. Entretanto, o aumento na espessura não evita a formação de vácuo na tubulação que, se atingir valores inferiores à tensão de vapor poderá provocar cavitação.

De acordo com CHAUDHRY (1979), todo o líquido de origem industrial, e especialmente as águas naturais, contêm uma fase gasosa em forma de bolhas livres ou de núcleos aderentes ou escondidos em fissuras de sólidos. Os sólidos podem pertencer à tubulação ou podem ser contaminantes presentes no líquido. Os núcleos e bolhas, quando a pressão decresce para a tensão de vapor, se juntam em cavidades maiores, tornam-se instáveis e se expandem explosivamente, numa seqüência hipotética de eventos que ocorrem num curto período de tempo, formando o que se conhece como fluxo cavitante que, em tubos horizontais ou com pequena declividade pode atingir grandes extensões. Neste caso, não há entrada de ar na tubulação fechada.

Se uma tubulação não estiver satisfatoriamente projetada ou não for adequadamente cheia e purgada, grandes quantidades de ar poderão ficar aprisionadas. O ar pode, também, penetrar na tubulação durante a operação da mesma, a partir de fontes tais como a captura do ar na tomada devido à formação de vórtices, na operação de válvulas de admissão de ar para romper vácuo durante à baixa pressão transitória, vazamentos na tubulação em regiões de pressão negativa ou, ainda, pelo desprendimento do ar dissolvido na água. Assim, é necessário considerar não somente o enchimento e a purga iniciais, mas também a contínua remoção do ar durante o funcionamento normal.

O efeito do desprendimento de pequenas quantidades de ar dissolvido durante o golpe de aríete e a liberação de ar dissolvido é um processo que afeta a celeridade (SANCHEZ, s.d.), ou seja, altera a velocidade de propagação das ondas de pressão, modificando os valores extremos das mesmas. Nesse caso, os cálculos usuais com modelos sem liberação de ar dissolvido, utilizados para fins de dimensionamento estrutural das adutoras estão, na realidade, a favor da segurança.

Segundo TULLIS (1989), contrariamente aos efeitos benéficos de pequenas quantidades de ar disperso, grandes bolsões podem ser a fonte de transitórios severos. O ar aprisionado à alta pressão armazena grandes quantidades de energia e pode, caso forçado a se deslocar de um local para outro, causar acelerações locais resultando em altas velocidades e, subseqüentemente, em altas pressões transientes.

Esses transitórios, além de provocarem altas pressões, são também responsáveis por elevadas temperaturas, visto que a bolsa de ar se comprime durante o fenômeno. Caso o fluido a ser transportado seja um líquido combustível, o transitório pode provocar a ignição do mesmo. THORNTON (1983) e THORLEY & MAIN (1986) relataram que isso ocorreu em 1971, durante a partida de uma bomba para o transporte, a baixa de pressão, de um líquido combustível (óleo) entre dois reservatórios. Devido a um erro operacional, a bomba foi ligada enquanto a válvula de jusante estava fechada e com o ar confinado em seu interior. Na primeira partida, nada grave aconteceu e a bomba foi desligada automaticamente pela chave térmica. Porém, quando a bomba foi religada ocorreu uma explosão quase instantânea na válvula, que foi arremessada para fora em alta velocidade, interrompendo a operação do sistema, além de provocar a morte de uma pessoa. Após o acidente, a perícia concluiu que a possível causa do acidente foi ignorada pelos engenheiros projetistas do sistema hidráulico.

A cavitação é também responsável pela corrosão que é provocada por ondas de choque violentas sobre os materiais adjacentes e cerca de 2 milhões de bolhas explodem sobre uma pequena área no decorrer de um segundo. GENTIL (1970) estimou que, no Brasil, a corrosão representaria 3,5% do PNB ou 15,6 bilhões de dólares, em 1993. O referido autor tampouco recomenda o superdimensionamento de tubulações para proteção contra a corrosão. Ele admite que os custos e perdas indiretos por efeito de corrosão são superiores aos custos diretos. Por exemplo, se uma adutora tiver um tubo destruído num trecho de 10 ou 20 metros, seja por

sobrepresão ou vácuo, as perdas com água e energia e as paralisações de produção em indústrias da área representam muito mais que o custo do reparo da tubulação, nesse trecho. Diante das cifras elevadas de prejuízos que apresenta a corrosão, conclui-se que o problema é muito importante e a prevenção e combate não podem ser relegados a um segundo plano.

Um trabalho analítico de MARTIN (1976) mostrou que as sobrepressões podem ser várias vezes (até 15 vezes) maiores que as pressões estáticas do sistema. Isto é particularmente verdadeiro caso grandes bolsões de ar possam passar por uma válvula, por um orifício ou por outro tipo de dispositivo de controle.

MARTIN (1981) afirma que altas pressões podem originar-se caso o ar esteja aprisionado entre duas colunas líquidas ou próximo a uma válvula fechada durante a aceleração da coluna líquida adjacente. O ar age como uma mola enquanto o líquido atinge velocidades elevadas possibilitando, assim, um grande aumento na pressão. Essas sobrepressões podem também ocorrer devido ao rápido enchimento da tubulação, ou à partida de uma bomba em um sistema hidráulico que contém ar confinado.

É difícil estimar a magnitude dos transitórios causados por grandes bolsões de ar que se deslocam ou são purgados. A solução depende não somente da estimativa da quantidade de ar aprisionado num ponto específico, como também de uma hipótese acerca da localização e do tamanho dos referidos bolsões na tubulação. O melhor que se pode fazer é realizar vários cálculos com base em diferentes considerações, a fim de tentar identificar o caso mais desfavorável, baseado em hipóteses razoáveis. Evidentemente, a melhor solução é eliminar todos os grandes bolsões de ar mediante um projeto adequado e uma operação apropriada.

Há várias providências a serem tomadas na fase de projeto de uma tubulação com o intuito de minimizar a probabilidade de ocorrência de transitórios severos causados por ar aprisionado (TULLIS, 1982):

- Assentar a tubulação com a declividade especificada a fim de diminuir o número de pontos altos e permitir que o ar suba até pontos altos selecionados;
- Colocar válvulas automáticas de descarga de ar em todos os pontos altos da tubulação;
- Como alguma quantidade de ar inevitavelmente fica aprisionada na tubulação durante o enchimento, providências devem ser tomadas para realizar sua purga a pressão baixa e velocidade adequada (aproximadamente 0,1 m/s);
- Durante a purga, deve-se instalar, em pontos estratégicos da tubulação, pequenas válvulas de descarga de ar, não se permitindo que o ar passe por grandes válvulas de controle;
- Evitar a captura de ar na tomada e em outros pontos do sistema.

A proteção necessária também deverá ser orientada para a tubulação, em termos de garantia útil, protegendo-as e seus respectivos revestimentos contra os efeitos da cavitação e a da corrosão, impedindo a formação de fluxo cavitante e o desprendimento de gases corrosivos em pontos fechados da tubulação, os quais permitem o ataque bacteriano, afetando assim o ferro fundido grafitizando-o, alterando suas características físicas e diminuindo a resistência do tubo.

Contudo, nem sempre é prático e econômico assentar a tubulação numa declividade uniforme e colocar válvulas de descarga de ar em todos os pontos altos, ou inserir outros dispositivos que evitem o confinamento de ar. Neste caso, é prudente que a entrada de ar seja considerada no sistema sem nenhuma proteção para as tubulações. Tal entrada de ar nos condutos poderá ser desprezada sempre que as eventuais sobrepressões que dão origem aos bolsões de ar não sejam perigosas. Caso contrário, pode se

optar em aumentar a classe de pressão do tubo de modo que se atenda as sobrepressões com segurança.

Em consequência, é necessário o estabelecimento de metodologias de aplicação prática simples e segura, que permitam estimar a magnitude das pressões transitórias.

MARTIN (1976), CHAUDHRY (1989), ABREU et al. (1991 e 1992) e GUARGA et al. (1994) empregaram modelos matemáticos (rígido e elástico), com o objetivo de determinar as pressões máximas transitórias.

Contudo, para isso, tais metodologias devem ser validadas experimentalmente, haja visto que hipóteses simplificadoras de cálculo são necessárias para a modelagem matemática.

2 OBJETIVOS

O propósito do presente trabalho é efetuar um estudo analítico e experimental dos fenômenos transitórios ocasionados por bolsas de ar confinadas em condutos forçados.

No estudo analítico, a presente tese tem como contribuição, a adimensionalização do modelo elástico, assim como a incorporação de dois números adimensionais independentes (π_6 e π_7) nos modelos matemáticos.

O objetivo do estudo experimental é de validar os modelos elástico, rígido de coluna líquida variável e rígido de coluna líquida constante, visto que não há solução analítica para esta situação física. Dentro deste estudo experimental será realizada uma análise de sensibilidade com relação ao expoente politrópico (comportamento termodinâmico do gás), fator de atrito, carga de pressão do reservatório e comprimento inicial da bolsa de ar.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

STREETER & WYLIE (1967) afirmaram que a presença de bolsões de ar provocam descontinuidades na coluna líquida e que estas descontinuidades podem causar sobrepressões perigosas nos sistemas hidráulicos. Esses autores também relataram que a partida de uma bomba ou a abertura de uma válvula de montante com a linha parcialmente cheia com gás, podem originar sérios transitórios hidráulicos. No exemplo analítico apresentado por STREETER & WYLIE (1967), foi mostrado que a magnitude do transitório criado pela abertura de uma válvula de montante quando há um bolsão de ar confinado a jusante do tubo, é da ordem de 8 vezes a carga do reservatório. Contudo, se abertura da válvula for executada lentamente as altas pressões serão atenuadas.

O efeito da presença do ar aprisionado em condutos líquidos foi demonstrado analiticamente por MARTIN (1976) para várias configurações, sendo que o caso mais severo ocorre quando se tem um sistema fechado. As equações diferenciais da continuidade, da quantidade de movimento e da termodinâmica do gás foram solucionadas numericamente para o caso idealizado de um reservatório, tubo e ar confinado, como ilustrado na figura 01.

Figura 01 - Esquema idealizado para o estudo analítico do efeito do ar aprisionado
(Fonte: adaptado de MARTIN, 1976)

MARTIN (1976) também apresentou um conjunto de curvas paramétricas, baseadas em análise dimensional, em que é possível estimar a relação da carga de pressão absoluta máxima com a carga de pressão absoluta do reservatório em função de três outros parâmetros adimensionais para um sistema fechado ou confinado, com a abertura instantânea da válvula. Para um sistema aberto, por exemplo, uma bolsa aprisionada em um tubo que liga dois reservatórios, MARTIN (1976) concluiu que, diferentemente do sistema fechado, a localização da bolsa de ar no tubo tem um papel significativo (de atenuação, quando comparado com o mesmo) na pressão máxima devido ao efeito inercial do comprimento da coluna líquida a ser acelerada. Entretanto, mesmo assim as sobrepressões geradas num sistema aberto são quase sempre maiores que aquelas geradas em um sistema sem bolsões confinados, principalmente se o bolsão do sistema em estudo estiver situado próximo à válvula de montante. O mesmo autor também analisou a presença de uma válvula de alívio de ar ou de um orifício para reduzir as altas pressões geradas devido à compressão do ar confinado. O modelo teórico aplicado por MARTIN (1976), foi o modelo de coluna rígida para o caso de abertura instantânea de uma válvula. Nessa análise, MARTIN (1976) admitiu o comprimento constante para a coluna líquida. Ele recomenda que investigações experimentais sejam realizadas no sentido de esclarecer o comportamento termodinâmico, a interação entre o ar e a água e outros efeitos secundários, além de melhoramentos nos modelos analíticos.

ZUKOSKI (1966) realizou um estudo experimental do movimento de longas bolsas em tubos fechados. Foram analisadas a influência da viscosidade do fluido, de sua tensão superficial, de sua velocidade e da inclinação do conduto sobre a interface formada entre o líquido e o ar, assim como a influência de tais parâmetros em função da celeridade. O referido autor concluiu que a importância da viscosidade não é considerável enquanto que, à medida que o diâmetro diminui, a tensão superficial

umenta. Também foram descritas certas características do escoamento sob o aspecto qualitativo.

A investigação de uma bolsa de gás confinada por uma válvula fechada, e que deu origem a um transitório na partida de uma bomba foi realizada por THORNTON (1983). Como o fluido bombeado era um líquido combustível, foi contemplada a hipótese de que a compressão da bolsa, durante o transitório, pudesse proporcionar altas temperaturas e, conseqüentemente provocar a ignição do líquido combustível. A aplicação se deu à bolsas de ar muito pequenas.

Assim como THORNTON (1983), THORLEY & MAIN (1986) enfocaram teoricamente sistemas relativamente pequenos e compactos, tais como sistemas hidráulicos de óleo a alta pressão, tendo como fonte de energia uma bomba. Além da pressão e da velocidade transitória também foi determinada a temperatura da bolsa de ar. No modelo rígido adotado para investigar a resposta dinâmica do sistema à manobra ocorrida a montante do conduto, foi desprezado o peso da água em face aos outros termos e, o método de Runge-Kutta de 3ª ordem foi o algoritmo empregado na solução numérica do modelo. THORLEY & MAIN (1986) realizaram uma análise de sensibilidade com o expoente politrópico, com a carga manométrica da elevatória e com o tempo de abertura da válvula e concluíram que, dependendo do arranjo empregado, pode acontecer que o transitório seja atenuado. Particularmente, com relação ao expoente politrópico, quando ele é reduzido, o transitório apresenta uma sobrepressão maior. Isso é devido à perda de calor na cavidade, o que mantém a força de pressão resistiva menor e acelera a coluna líquida com uma velocidade maior, assim como a energia cinética, a qual é convertida em energia potencial armazenada como pressão. Como nessa aplicação o comprimento da coluna líquida é pequeno, THORLEY & MAIN (1986) concluíram que o modelo de coluna rígida de comprimento constante pode proporcionar resultados acurados sobre o comportamento dos transitórios com relação a outros modelos. Assim, esses

autores recomendam que, além da necessidade do refinamento do modelo teórico, é também necessário obter dados experimentais, para uma solução mais geral de um amplo intervalo de situações físicas.

Os modelos teóricos elástico e rígido de comprimento variável foram empregados por CHAUDHRY (1989) na análise transitória de condutos forçados com bolsas de ar aprisionadas. O fenômeno transitório foi estudado na abertura a seco da construção de um túnel. A perfuração desse túnel deu-se na direção de um lago, contudo, havia uma rocha que dividia a água proveniente do lago e o ar confinado a pressão atmosférica no lado em que estava sendo feita a escavação. A causa (manobra) do transitório deve-se à explosão da rocha. Os resultados da investigação computacional do fenômeno determinaram as pressões e temperaturas transientes do ar e, ao serem comparados os dois modelos matemáticos, foi verificado que deveria haver um ajuste muito forte entre estes, embora o modelo elástico seja de mais difícil implementação. A justificativa para isso foi que como não havia inicialmente água no túnel (somente ar), o comprimento da bolsa de ar foi muito grande e aí o modelo rígido proporcionou resultados acurados quando comparado com o modelo elástico.

ABREU et al. (1991) apresentaram dois modelos (elástico e rígido) que analisaram o comportamento de uma bolsa de ar confinada em um conduto, como uma fonte que proporcionou energia suficiente para acelerar a coluna líquida. A vantagem do uso da teoria de coluna rígida em vez da elástica está no pequeno esforço computacional, e isso pode ser muito importante. A dificuldade, segundo ABREU et al. (1991), residiu no fato de como decidir qual metodologia deveria ser empregada. Contudo, a resposta para tal questionamento não foi tão simples e, em geral, a determinação do limite entre os modelos rígidos e elástico depende de cada sistema hidráulico particular. A principal contribuição de ABREU et al. (1991) foi o estabelecimento de um critério geral que permite informar qual é o valor deste limite. Foi verificada também a sensibilidade dos resultados à variação de alguns parâmetros como o expoente politrópico, o tempo de abertura da

válvula e o fator de atrito, além da influência do comprimento variável da coluna líquida no modelo rígido.

Dentro do modelo rígido (fluido incompressível), CABRERA et al. (1992) constataram teoricamente que em tubos horizontais, a pressão máxima encontrada em um sistema com ar confinado é independente da energia cinética e da inércia adicional devido à variação do comprimento da coluna líquida. Assim, a carga máxima gerada pela abertura instantânea da válvula para os modelos de fluido incompressível de colunas variável e constante em tubos horizontais, teoricamente é a mesma, porém defasadas no tempo.

GUARGA et al. (1994) compararam o modelo clássico de fluido incompressível e comprimento constante (MCLC) proposto por MARTIN (1976) com o modelo de fluido incompressível e comprimento variável (MCLV). Com isto, foi estabelecido um limite de validade entre os modelos MCLC e MCLV ao introduzirem um novo parâmetro que é função da geometria da tubulação e das condições iniciais para um tempo de manobra da válvula muito pequeno ($< 2L/a$).

Duas fontes comuns de transitório hidráulico, em sistemas de recalque, são o fechamento instantâneo de uma válvula de liberação de ar quando todo o ar do sistema foi expelido; e a redução da velocidade requerida quando a interface da coluna líquida em movimento encontra uma obstrução, tais como uma frente de coluna líquida que atinge o último bocal de incêndio de um sistema de proteção de incêndio. FUNK et al. (1992) observaram que a velocidade da coluna líquida no último instante em que todo o ar é expelido do sistema é importante na determinação da sobrepressão. Para avaliar a magnitude das pressões foi empregado o modelo rígido. Os efeitos dos parâmetros de projetos, assim como o tamanho dos orifícios das válvulas de ar com relação à resposta do sistema, são discutidos nesse artigo.

Uma representação das características de entrada e saída de ar em reservatórios de ar comprimido (RAC) foi apresentada por BOLDY (1992) visando simplificar o equacionamento em condições de contorno desse dispositivo em simulações transitórias. O valor da constante definida como a taxa de ar que passa pelo RAC tem uma influência significativa no regime transitório quando o ar é admitido na tubulação. Verificou-se que é necessário otimizar as constantes do RAC no sentido de evitar sobrepressões quando o ar é admitido para a tubulação. Isso foi demonstrado por resultados de simulações numéricas de sistemas de recalque.

Estações elevatórias de esgotos geralmente trabalham com o princípio de liga / desliga, ou seja, a bomba parte na presença de um nível máximo no poço e pára quando atinge o nível mínimo. A bomba pode ser do tipo submersível e equipada com uma válvula de retenção. Dessa forma, sobrepressões deverão ocorrer toda vez que a bomba pára e, como podem ser várias paradas por hora, o número acumulado de pressões oscilatórias tornar-se-á muito alto com o passar do tempo. Portanto, o golpe de aríete pode ser perigoso tanto na forma instantânea como de forma lenta devido à fadiga. Assim, é importante verificar os transitórios hidráulicos anômalos, isto é, a probabilidade de ocorrência de pequenas bolsas de ar (gás) a jusante da bomba pode proporcionar sobrepressões que são consideravelmente altas com relação aos transitórios analisados nas condições "normais" (sem a presença de ar). Acredita-se que uma bolsa de ar nesse sistema seja criada devido ao baixo nível de água dos esgotos no poço de sucção. Esse nível baixo implica na entrada de ar através da bomba durante o período de tempo que a bomba começa a parar antes do fechamento da válvula de retenção. JÖNSSON (1992) apresentou um estudo com relação a esse assunto para três linhas de recalque de esgotos. O referido autor comparou os modelos com ar e sem ar, observando diferenças significativas quanto à magnitude das sobrepressões e ao período de oscilação. O modelo com ar apresentou-se com valores de pressão maiores e com um período de

oscilação maior. Também verificou-se que o volume de ar confinado não teve influência sob a carga de pressão máxima. E, finalmente, foi sugerido um estudo laboratorial mais detalhado da interação do ar aprisionado e a coluna de água quando a bomba pára.

O uso de válvulas de ar ou ventosas para evitar a cavitação ou para prevenir altas pressões ocasionadas por bolsas de ar confinadas, é recomendada por ABREU et al. (1992). Em geral, é dito que a admissão de ar deve ser tão rápida quanto possível, ao passo que a expulsão do ar deve ser lenta e controlada. No entanto, deve-se tomar os seguintes cuidados: uma admissão de ar completamente descontrolada permitiria uma quantidade considerável de ar dentro da tubulação, causando um fechamento prematuro da válvula de retenção e tornando mais difícil a desaceleração da coluna líquida. Por outro lado, a expulsão de ar muito lenta conduziria a períodos lentos e muito longos, dificultando uma nova partida do equipamento de recalque.

O comportamento peculiar de sistemas de recalque de esgotos de baixa carga com pontos altos, dá origem a subpressões quando as bombas param. Segundo ABREU et al. (1992), o modo mais fácil de evitar tal efeito consiste no uso de ventosas. A variação do comprimento da coluna líquida pode ser importante devido ao sistema de inércia. Os referidos autores empregaram os modelos elástico e rígido, contemplando a variação da coluna líquida, num emissário submarino. No primeiro modelo foi aplicado o conceito de contorno móvel enquanto que no segundo, para ajustar a ventosa ao modelo, fez-se necessário dividir o processo em três estágios perfeitamente definidos (entrada de ar, separação de coluna e rejunção das colunas líquidas). Ambos os modelos foram comparados para o primeiro ciclo de oscilação e os resultados apresentados foram muito próximos do ponto de vista prático. Entretanto, o modelo rígido se mostrou ineficiente no aspecto de análise completa do transitório (válido somente até a fase 3). A influência das características das ventosas em relação à resposta do

sistema foi considerada para elaborar alguns critérios para uma seleção adequada no aspecto de proteção. Contudo, dada a influência decisiva dessa caracterização através do fenômeno transitório, os autores recomendam que seja realizada uma análise dinâmica através de experimentos.

Admitindo que, durante um processo de enchimento de um conduto com perfil irregular haja a expulsão total do ar para a atmosfera, LIOU & HUNT (1996) aplicaram o modelo de coluna rígida para determinar o histórico da frente da onda líquida, da velocidade e da pressão em vários pontos. Ao ser comparado o modelo matemático com os dados experimentais observou-se uma discrepância entre os resultados. Tal discrepância foi devida à aceleração local da frente da onda líquida e o uso do fator de atrito como se estivesse no regime permanente.

MAGALHÃES, PORTO & ARENS (1997), através de um estudo analítico dos fenômenos transitórios ocasionados por grandes bolsas de ar, realizaram uma análise de sensibilidade da sobrepressão máxima com relação ao expoente politrópico (n), à inclinação do conduto (α), ao fator de atrito (f) e ao tempo de abertura da válvula.

Admitindo um escoamento unidimensional em sistemas pressurizados simplesmente com água, a análise dos transitórios hidráulicos pode ser realizada por vários modelos matemáticos. Problemas práticos podem ser solucionados usando tanto o modelo elástico como o rígido. Uma breve revisão desses modelos foi apresentada por ABREU et al. (1999), com maior ênfase ao uso dos parâmetros adimensionais para definir o intervalo de aplicabilidade dos mesmos para sistemas hidráulicos simples. Essa aplicabilidade foi apresentada na forma de gráficos e equações. Os autores afirmaram que o modelo rígido é ainda muito útil e necessário na solução de alguns problemas práticos. O referido modelo proporciona uma visão simples do transitório e tem a vantagem de identificar imediatamente alguns

dos parâmetros fundamentais de um dado problema e explicitar demonstrando como as respostas dos problemas são influenciadas pelas variações destes parâmetros. As maiores limitações na aplicação do modelo rígido se dão quando: variações muito rápidas gerando importantes efeitos elásticos; e condições de contorno com gradientes iniciais descontínuos seja na carga de pressão, seja na velocidade.

O fenômeno da cavitação devido ao transitório hidráulico em tubos de aço e em tubos de PVC foi investigado por MITOSEK (2000) experimentalmente usando transdutores de pressão de alta frequência. Uma onda característica com um aumento gradual da frequência de oscilação de pressão foi determinada para ser associada à cavitação. Também foi apresentada a influência da parede elástica durante a evaporação do líquido e as perdas de carga no regime permanente sobre a pressão máxima de cavitação. A liberação de ar no meio líquido reduz a amplitude do acréscimo de pressão e prolonga o período de oscilação.

O desenvolvimento da Mecânica dos Fluidos depende muito dos resultados experimentais porque são poucos os escoamentos reais que podem ser descritos apenas pelos métodos analíticos. A resolução de problemas práticos envolve a combinação da análise dimensional com as informações experimentais. Primeiro aproxima-se o escoamento real de um modelo matemático suficientemente simples de ser resolvido. Em seguida são realizadas medidas experimentais para verificar os resultados obtidos por via analítica. Com base nestas medidas pode-se introduzir refinamentos na análise e assim por diante.

Portanto, mediante análise de trabalhos anteriores, observa-se a carência de um estudo experimental que venha a validar os modelos teóricos MCLC, MCLV e modelo elástico para bolsas de ar confinadas em sistemas hidráulicos.

Quando a válvula n.º 4 da figura 02 estiver fechada, o sistema estará em repouso. O comprimento da bolsa nessa condição é L_a , e o comprimento da coluna líquida L , sendo que $\ell = L + L_a$. A carga de pressão absoluta da bolsa de ar, nessa condição, será H_0^* e o volume V_0 . O comprimento inicial da bolsa de ar (L_a) é definido ao sangrar, até o comprimento desejado, a coluna situada logo após a válvula n.º 4 (fechada), e para que seja mantida a pressão atmosférica como pressão inicial na bolsa de ar, nesse instante, também é aberto um orifício localizado na parte superior da bolsa de ar. Uma vez definido o comprimento da bolsa de ar, através de piezômetro, tanto a sangria como o orifício da coluna, são fechados.

O fenômeno a estudar inicia quando a válvula n.º 4 começa a se abrir, proporcionando energia suficiente para acelerar a coluna líquida e a comprimir a bolsa de ar. A velocidade da onda sônica do tubo, denominada celeridade, é designada por a .

Aberta a válvula supracitada, tem-se um problema dinâmico (regime não permanente) até um determinado tempo, após o qual há uma nova estabilização do regime, ou seja, a carga de pressão do gás é igual à carga de pressão do reservatório (H_T) com relação a bolsa.

Para fins de análise de sensibilidade foram pesquisadas algumas configurações do sistema da figura 02, tais como:

- Carga hidráulica disponível no reservatório de alimentação;
- Comprimento inicial da bolsa de ar.

5 MODELOS MATEMÁTICOS

Neste capítulo são apresentados os modelos matemáticos a serem empregados no sistema hidráulico da figura 02, semelhante ao da figura 01 proposto por MARTIN (1976), efetuando um estudo comparativo analítico entre esses modelos. No lugar do reservatório para proporcionar carga hidráulica pode ser usado perfeitamente um conjunto motor-bomba.

Figura 01 - Esquema idealizado para o estudo analítico do efeito do ar aprisionado (Fonte: adaptado de MARTIN, 1976)

5.1 Hipóteses Básicas:

Para simular as condições transitórias devido à abertura da válvula do esquema da figura 01, as seguintes hipóteses básicas são feitas:

- A massa de ar na bolsa permanece constante durante o fenômeno. E o volume da bolsa pode ser calculado da seguinte forma:

$$V = (L_a - x) \cdot A \quad (01)$$

onde:

$\forall$: volume da bolsa de ar (m^3);

x : variação do comprimento da coluna líquida (m);

$A = \pi.D^2/4$: área da seção transversal do tubo (m^2).

- b) O comportamento da bolsa de ar, a rigor, deveria contemplar a transferência de calor entre gás / parede, a interface e a transferência da quantidade de movimento entre gás / líquido. Contudo, é assumido que a expansão e a contração da bolsa de ar seguem a equação politrópica para um gás ideal:

$$H^* \forall^n = C \quad (02)$$

onde:

$H^* = H + H_a$: carga de pressão absoluta da bolsa de ar (mca);

H : carga de pressão relativa da bolsa de ar (mca);

$H_a = P_{\text{atm}} / \gamma$: carga de pressão atmosférica (mca);

P_{atm} : pressão atmosférica (N/m^2);

γ : peso específico da água (N/m^3);

n : expoente politrópico que varia de 1,0 (lento processo isotérmico) a 1,4 (rápido processo adiabático) (adim.);

$C = H_0^* \cdot \forall_0^n$: constante determinada das condições estacionárias iniciais (m^{3n+1});

índice 0 : variável na condição inicial;

mca : metros de coluna d'água.

Desta forma, se a temperatura inicial do ar é T_0 e a carga de pressão absoluta inicial é H_0^* , então a temperatura T pode ser calculada pela seguinte equação:

$$T = T_0 \cdot \left(\frac{H^*}{H_0^*} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right)} \quad (03)$$

onde:

T : temperatura da bolsa de ar (°K).

c) A interface Ar / Água ocupa toda a seção transversal do tubo e é suave e normal ao eixo do conduto.

Admitindo-se que x seja o comprimento de variação da coluna líquida e V a velocidade da interface, as hipóteses a) e c) permitem estabelecer a seguinte expressão como sendo a equação da continuidade:

$$\frac{dx}{dt} = V \quad (04)$$

ou

$$\frac{dV}{dt} = -AV \quad (05)$$

onde:

V : velocidade média de escoamento na interface (m/s);

t : tempo (s).

A seguir serão apresentados os modelos elástico, rígido de coluna líquida variável (MCLV) e rígido de coluna líquida constante (MCLC).

5.2 Modelo Rígido:

O modelo rígido, apesar de ser um modelo simplificado, apresenta valores mais conservadores que o modelo elástico, levando assim a projetos mais seguros. Entretanto, se tais critérios de segurança forem extremamente

conservadores, ter-se-ão projetos antieconômicos. E isto é incompatível com a função do engenheiro.

Quando há pequenas variações na carga do transitório hidráulico, é possível considerar o conduto como indeformável e o líquido como incompressível, caracterizando-se assim a oscilação de massa.

5.2.1 Equacionamento do Modelo Rígido:

É considerado na figura 03 o volume de controle ($\forall C$) em que ocorre o transitório hidráulico numa tubulação com área transversal A e comprimento da coluna líquida $(L + x)$. Nesta figura estão representadas as forças existentes em um tempo t nas faces da superfície (SC) do volume de controle.

O escoamento é positivo na direção X , e a inclinação da tubulação é considerada positiva no sentido ascendente. A cota geométrica Z define a posição da seção do conduto com relação a um plano de referência horizontal (PRH).

Como a massa específica do líquido (ρ) é considerada constante, logo a área A da seção e o $\forall C$ são fixos.

Figura 03 - Forças representadas no instante t sob o volume de controle ($\forall C$) do sistema hidráulico para o modelo rígido

Então ao ser aplicada a equação da continuidade, decorre que a velocidade média V e a vazão Q são constantes, independente da abscissa X , num dado instante t , isto é, $V = V(t)$ e $Q = Q(t)$. Conclui-se que toda a massa líquida contida na tubulação possui, a cada instante, a mesma velocidade V que variará, durante o transitório, igualmente para todas as seções.

A massa oscilará como se fosse um corpo sólido o que justifica o nome de *oscilação em massa* dado ao fenômeno físico que se desenvolve no modelo rígido.

A equação para a quantidade de movimento (projetada na direção X) é a seguinte:

$$\sum F_x = \int_{sc} (\rho \vec{V} \cdot d\vec{A}) \vec{V}_x + \left(\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho \vec{V} dVol \right)_x \quad (06)$$

onde:

$$\sum F_x = F_1 - F_2 - F_3 - W \cdot \sin \alpha \quad (07)$$

$$F_1 = \gamma \cdot A \cdot \left[(H_T + L \cdot \sin \alpha) - K \frac{V^2}{2g} - \frac{V^2}{2g} \right] \quad (08)$$

$$F_2 = \gamma \cdot A \cdot H \quad (09)$$

$$H = H_0^* \left(\frac{V_0}{V} \right)^n - H_a \quad (10)$$

$$F_3 = \gamma \cdot A \cdot H_f \quad (11)$$

$$H_f = f \cdot \frac{(L + x)}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (12)$$

$$W = \gamma \cdot A \cdot (L + x) \quad (13)$$

ΣF_x : somatório das forças externas de contato (aplicadas sobre a SC) e de campo aplicadas na massa contida no $\forall C$, no instante t considerado (N);

F_1 : força proveniente da carga de pressão do reservatório, da perda de carga localizada da válvula e da carga de velocidade na entrada (N);

F_2 : força proveniente da carga de pressão da bolsa de ar que ora é comprimida, ora expandida (N);

F_3 : força originada da perda de carga distribuída (N);

W : peso da coluna de água (N);

K : coeficiente de perda de carga localizada do registro (adim.);

H_f : perda de carga distribuída (mca);

f : fator de atrito de Darcy-Weisbach (adim.);

g : aceleração da gravidade (m/s^2).

Para o cálculo da força F_3 , é admitido que a tensão de cisalhamento seja igual à calculada no regime permanente para a mesma velocidade que prevalece num dado instante transitório. Como o fator de atrito f depende do número de Reynolds (Re), que por sua vez depende da velocidade, é usual nos transitórios hidráulicos, por simplicidade de cálculo, trabalhar-se na zona hidraulicamente rugosa ($Re > 10^6$), onde predomina a turbulência completa em que a influência do número de Reynolds é desprezível na análise do fenômeno físico.

O fluxo da quantidade de movimento através da SC, indicado no primeiro termo do segundo membro da eq.(06), é nulo para o escoamento unidimensional e uniforme pois, num dado instante t , a velocidade média é constante.

Para o segundo termo do segundo membro o cálculo é imediato:

$$\left(\frac{\partial}{\partial t} \int_{\forall C} \rho \vec{V} dVol \right)_x = \rho \cdot A \cdot (L + x) \frac{\partial V}{\partial t} = \rho \cdot A \cdot (L + x) \frac{dV}{dt} \quad (14)$$

pois, como:

$$V = V(t), \quad \frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t}$$

Substituindo as eqs.(07) a (14) na eq.(06), resulta na seguinte equação fundamental:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{g}{(L+x)} \left[H_T^* - H_0^* \left(\frac{V_0}{V} \right)^n \right] - \frac{x}{(L+x)} \cdot g \cdot \sin \alpha - \left[\frac{K}{2 \cdot (L+x)} + \frac{f}{2D} \right] \cdot V \cdot |V| - \frac{V^2}{2 \cdot (L+x)} \quad (15)$$

onde:

$$H^* = H_0^* \left(\frac{V_0}{V} \right)^n \quad (16)$$

$$H_T^* = H_T + H_a \quad (17)$$

É escrito $V \cdot |V|$ ao invés de V^2 , para que se tenha o sentido real do escoamento durante o transitório. Na eq.(15) verifica-se claramente que a diferença de carga nos extremos do conduto é utilizada para acelerar o líquido no seu interior e vencer as perdas. Trata-se de uma equação diferencial ordinária (EDO), com as incógnitas H^* , V , V , T e x que, para determinadas condições iniciais, formam, com as equações que traduzem as condições de contorno nos extremos de montante e jusante, um sistema de equações para a determinação de $H^*(t)$, carga de pressão absoluta da bolsa de ar, $V(t)$, velocidade da tubulação, $V(t)$, volume da bolsa de ar, $T(t)$, temperatura do bolsão, e $x(t)$, comprimento de variação da coluna líquida.

As condições iniciais ($t = 0$) são:

$$H^*(0) = H_0^*; V(0) = 0; V(0) = V_0; T(0) = T_0; x(0) = 0.$$

As equações que traduzem as condições de contorno são as eqs.(01), (03) e (16), enquanto que a eq.(15) juntamente com a eq.(04), representam um sistema de EDOs não lineares cuja solução analítica é impossível, sendo necessária, para resolver o problema transitório, a aplicação de um esquema numérico que possibilite a obtenção da solução aproximada. Assim, o sistema de equações foi integrado numericamente pelo método de Runge-Kutta de 4ª ordem. Este sistema de oscilação de massa em que é considerada a variação do comprimento da coluna líquida com o tempo, é denominado de *modelo rígido de coluna líquida variável* (MCLV). Tal modelo também foi estudado por GUARGA et al. (1994), CABRERA et al. (1992) para tubos horizontais ($\alpha = 0$), ABREU et al. (1991) e CHAUDHRY (1989).

No *modelo rígido de coluna líquida constante* (MCLC) para a abertura instantânea da válvula ($K = 0$), proposto por MARTIN (1976), não é considerada a variação da coluna líquida ($x = 0$) na equação da quantidade de movimento, assim como a carga cinética é desprezada em face aos outros termos da equação ($V^2/2g \approx 0$). Portanto, o MCLC é um caso particular do MCLV. Para isso, basta fazer igual a zero a variável x , a constante K e o termo cinético $V^2/2g$ da eq.(15) do MCLV. Assim, a equação da quantidade de movimento para o MCLC é:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{g}{L} \cdot \left[H_T^* - H_0^* \cdot \left(\frac{V_0}{V} \right)^n \right] - \frac{f}{2D} \cdot V \cdot |V| \quad (18)$$

As equações que traduzem as condições de contorno são as mesmas, eqs.(03), (05) e (16), com exceção da eq.(01) visto que não é considerada a variação do comprimento da coluna líquida. De modo análogo as condições iniciais são:

$$H^*(0) = H_0^*; V(0) = 0; V(0) = V_0; T(0) = T_0.$$

5.2.2 Forma Adimensional do Modelo Rígido:

Para tornar adimensionais as equações para o modelo rígido é necessário definir valores numéricos de referência para cada uma das variáveis que aparecem nas equações. A situação da condição inicial é sempre uma boa indicação para a definição dos valores de referência pois, embora estes possam ser escolhidos arbitrariamente, deverão ser bem definidos para cada problema específico que se está analisando.

Assim, na adimensionalização das variáveis x , t , V , $\forall$ e H^* , GUARGA et al. (1994) efetuaram as seguintes mudanças de variáveis:

$$x = \hat{x} \cdot L ; t = \hat{t} \cdot t_R ; V = \hat{V} \cdot V_R ; \forall = \hat{\forall} \cdot \forall_0 ; H^* = \hat{H}^* \cdot H_T^* ; T = \hat{T} \cdot T_0$$

em que t_R e V_R são um tempo e uma velocidade de referência cuja determinação surge da própria análise dimensional efetuada. As variáveis com $\hat{}$ correspondem aos seus valores adimensionalizados. Portanto, t_R e V_R são respectivamente:

$$t_R = \left(\frac{L \cdot \forall_0}{g \cdot H_T^* \cdot D^2} \right)^{1/2} ; V_R = \left(\frac{g \cdot H_T^* \cdot \forall_0}{D^2 \cdot L} \right)^{1/2}$$

Desta forma, a equação da quantidade de movimento do modelo de oscilação de massa adimensionalizado é:

$$\frac{d\hat{V}}{d\hat{t}} = \frac{1}{(1+\hat{x})} \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_1 \cdot \hat{\forall}^{\pi_3}} \right) - \pi_4 \cdot \frac{\hat{x}}{(1+\hat{x})} - \left[\frac{\pi_6 \cdot \pi_5}{2 \cdot (1+\hat{x})} + \frac{\pi_2}{2} \right] \cdot \hat{V} \cdot |\hat{V}| - \frac{\pi_5}{2 \cdot (1+\hat{x})} \cdot \hat{V}^2 \quad (19)$$

onde:

π_i : número adimensional independente ($1 \leq i \leq 7$).

$$\pi_1 = \frac{H_T^*}{H_0^*} \quad (20)$$

$$\pi_2 = f \cdot \frac{\forall_0}{D^3} \quad (21)$$

$$\pi_3 = n \quad (22)$$

$$\pi_4 = \frac{L \cdot \sin \alpha}{H_T^*} \quad (23)$$

$$\pi_5 = \frac{V_0}{D^2 L} \quad (24)$$

$$\pi_6 = K \quad (25)$$

$$\pi_7 = \frac{a}{\sqrt{g \cdot H_T^*}} \quad (26)$$

O adimensional π_7 será útil na adimensionalização do modelo elástico, sendo a definida como a velocidade da onda sônica do tubo (celeridade).

As condições iniciais na forma adimensional são escritas:

$$\hat{H}^*(0) = 1/\pi_1; \quad \hat{V}(0) = 0; \quad \hat{\hat{V}}(0) = 1; \quad \hat{T}(0) = 1; \quad \hat{x}(0) = 0$$

As equações que representam as condições de contorno do MCLV adimensionalizado, são:

$$\hat{\hat{V}} = 1 - \frac{1}{\pi_5} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \hat{x} \quad (27)$$

$$\hat{T} = \left(\pi_1 \cdot \hat{H}^* \right)^{\left(\frac{\pi_3 - 1}{\pi_3} \right)} \quad (28)$$

$$\frac{d\hat{x}}{d\hat{t}} = \pi_5 \cdot \hat{V} \quad (29)$$

$$\hat{H}^* = \frac{1}{\pi_1 \cdot \hat{\hat{V}}^{\pi_3}} \quad (30)$$

Com isso, duas situações do fenômeno físico que está sendo estudado através do modelo rígido, serão semelhantes se as condições de contorno forem similares e os adimensionais, π_i , forem respectivamente

iguais para as duas situações. Tal condição de semelhança governa a extrapolação dos resultados de ensaios em modelo para o protótipo.

Assim como o MCLV dimensional, esse sistema de EDOs não lineares na forma adimensional não tem solução analítica, sendo portanto necessário o emprego de um esquema numérico, no caso, o método de Runge-Kutta de 4ª ordem (ver Anexo A).

Em consequência, o fenômeno transitório para o sistema em estudo será representável por funções do tipo:

$$\begin{aligned}\hat{H}' &= F_1(\hat{t}, \pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6); \quad \hat{V} = F_2(\hat{t}, \pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6); \quad \hat{V} = F_3(\hat{t}, \pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6) \\ \hat{T} &= F_4(\hat{t}, \pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6); \quad \hat{X} = F_5(\hat{t}, \pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6)\end{aligned}$$

Se na eq.(19) for considerada a abertura instantânea do registro e desprezada a variação da coluna líquida e a carga cinética, é obtido o MCLC adimensional:

$$\frac{d\hat{V}}{d\hat{t}} = \left(1 - \frac{1}{\pi_1 \cdot \hat{V}^{\pi_3}}\right) - \frac{\pi_2}{2} \cdot \hat{V} \cdot |\hat{V}| \quad (31)$$

5.2.3 Limite de Validade do MCLC:

CABRERA et al. (1992) e GUARGA et al. (1994) demonstraram analiticamente que em tubos horizontais ($\alpha = 0$) a sobrepressão e o volume da bolsa de ar gerados na oscilação de massa nos modelos MCLV e MCLC, são os mesmos, contudo em tempos e velocidades diferentes (o MCLC apresenta velocidades maiores e um período transitório menor).

No caso de tubos não horizontais ($\alpha \neq 0$), GUARGA et al. (1994) ao compararem os modelos MCLV e MCLC, verificaram que os mesmos diferem do termo $(x \cdot \sin \alpha / H_T^*)$ ou, aproximadamente, de $(L_a \cdot \sin \alpha / H_T^*)$.

Assim, quanto menor este termo, a diferença entre as sobrepressões do MCLV e MCLC será menor. Com base nesta hipótese, esses autores realizaram uma análise numérica ao variarem α , L_a e H_T^* , e concluíram que se $(\forall_0 \cdot \sin \alpha / D^2 \cdot H_T^*)$ for menor que 0.10, a diferença em empregar o MCLC ao invés do MCLV é menor que 15% em termos de sobrepressão máxima absoluta (ver figura 04). Dessa forma:

$$\phi < 0.10 \quad (32)$$

onde:

$$\phi = \frac{\forall_0}{D^2} \cdot \frac{\sin \alpha}{H_T^*} = \pi_4 \cdot \pi_5 \quad (33)$$

ϕ : parâmetro adimensional.

Figura 04 – Diferença, em termos de sobrepressão máxima absoluta, entre os modelos MCLC e MCLV, em função de ϕ (Fonte: adaptado de GUARGA et al., 1994)

5.3 Modelo Elástico:

O modelo elástico corresponde à situação física do escoamento transitório na qual são consideradas conjuntamente, sob a ação das variações de pressão, os efeitos de deformação da tubulação no regime elástico e do líquido que se comprime e se dilata (variações da massa específica do líquido) segundo uma condição isotérmica definida a cada instante pelo seu módulo de elasticidade volumétrico. Geralmente, esse regime elástico ocorre quando há grandes variações de carga, caracterizando assim o golpe de aríete.

Na análise do golpe de aríete deverão ser verificadas as equações diferenciais parciais da continuidade (conservação da massa) e da quantidade de movimento (momentum) para a determinação das pressões (ou cargas) e velocidades (ou vazões) em função da posição e do tempo.

As hipóteses que serão adotadas no desenvolvimento das equações fundamentais são as seguintes:

- O escoamento é unidimensional e a distribuição de velocidades e de pressão é uniforme na seção transversal do conduto;
- O conduto e o líquido se deformam no regime elástico, isto é, para o conduto as deformações são proporcionais às tensões aplicadas (é válida a lei de Hooke) e, para os líquidos, a compressibilidade e a dilatabilidade isotérmica são calculáveis através do módulo de elasticidade volumétrico;
- As expressões utilizadas para o cálculo da perda em regime permanente serão aplicáveis, na condição transitória, para o cálculo da perda de carga a cada instante.

5.3.1 Equacionamento do Modelo Elástico:

Um modelo elástico foi desenvolvido por ABREU et al. (1991) para análise dos transitórios hidráulicos com o comprimento da coluna líquida variável.

A fim de representar a fase transitória do líquido na tubulação, as equações da quantidade de movimento e da conservação da massa, são escritas, respectivamente, a seguir:

$$\frac{dV}{dt} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{f \cdot V^2}{2 \cdot D} + g \cdot \sin \alpha = 0 \quad (34)$$

$$\frac{dp}{dt} + \rho a^2 \cdot \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (35)$$

onde:

p : pressão total média em uma seção (N/m^2);

ρ : massa específica do líquido (kg/m^3). Para a água a $20^\circ C$ a massa específica vale $998 kg/m^3$;

a : celeridade (m/s^2).

Na equação da continuidade para o golpe de aríete, dada pela eq.(35), é indicada a relação entre as variações totais de pressão e as variações convectivas de velocidade. A relação de dependência entre estas variáveis envolve a celeridade que é uma característica do conjunto fluido-tubo:

$$a = \frac{\sqrt{k / \rho}}{\sqrt{1 + \frac{k}{E} \cdot \psi}} \quad (36)$$

onde:

k : módulo de elasticidade volumétrico do fluido (Pa). Para a água a $20^\circ C$ o módulo de elasticidade volumétrico vale $2,19 GPa$;

E : módulo de Young do material da tubulação (Pa);

ψ : adimensional que relaciona a deformação transversal relativa da tubulação com a causa que a provoca, a variação de pressão. Tal adimensional pode ser determinado por uma das três formas a seguir:

Tabela 01 – Formas para determinação de ψ

$\psi = \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) \cdot \frac{D}{\epsilon}$	Para tubulações ancoradas em uma extremidade.
$\psi = (1 - \mu^2) \cdot \frac{D}{\epsilon}$	Para tubulações ancoradas nos dois extremos, impedindo a deformação longitudinal.
$\psi = \frac{D}{\epsilon}$	Para tubulações com juntas de expansão (sem transmissão de tensão longitudinal). Ex.: tubulações aéreas com juntas elásticas.

Nota: ϵ é a espessura da parede do conduto (m) e

μ é coeficiente de Poisson (adimensional).

Na tabela a seguir tem-se o módulo de elasticidade (E) e o coeficiente de Poisson (μ) para o aço, ferro fundido dúctil, PVC e fibrocimento:

Tabela 02 – Valores de E e μ para o aço, ferro fundido, PVC e fibrocimento

Material	E (GPa)	μ
Aço	207	0,30
Ferro Fundido	172	0,28
PVC	3,3	0,45
Fibrocimento	24	0,30

A demonstração completa das eqs.(34) e (35) pode ser encontrada no trabalho de KOELLE (1982). Estas equações também podem estar em função de H e Q, ao invés de p e V. Para isto, basta fazer $\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x}$,

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\partial p}{\partial t} + V \frac{\partial p}{\partial x}, \quad p = \gamma \cdot H \text{ e } V = Q/A:$$

$$L_1: \quad \frac{1}{A} \cdot \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{Q}{A^2} \cdot \frac{\partial Q}{\partial x} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f \cdot Q \cdot |Q|}{2 \cdot D \cdot A^2} + g \cdot \sin \alpha = 0 \quad (37)$$

$$L_2: \quad \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{Q}{A} \cdot \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{a^2}{gA} \cdot \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (38)$$

O par de equações constitui o sistema fundamental de equações que, resolvido, possibilita a determinação das incógnitas $H(x,t)$ e $Q(x,t)$. Segundo CHAUDHRY (1982), devido a presença de termos não lineares, uma solução explícita para essas equações não é disponível (numa solução explícita, as variáveis dependentes Q e H são expressas em termos das variáveis independentes x e t , de modo que os valores de Q e H podem ser calculados para qualquer valor de x e t). Portanto, um método numérico é recomendado para resolver essas equações.

5.3.2 Método das Características:

No método das características as equações diferenciais parciais (EDPs) são antes convertidas em equações diferenciais ordinárias (EDOs), as quais são então resolvidas por um método de diferenças finitas. Uma vez que as características representam o curso de ondas ou perturbações que se deslocam, esse é o método mais apropriado para analisar sistemas descritos hiperbólicos.

Assim, para haver a transformação das EDPs em EDOs é necessário considerar uma combinação linear das eqs.(37) e (38), isto é:

$$L = L_1 + \lambda \cdot L_2 \quad (39)$$

ou

$$\lambda \cdot \left[\left(\frac{g}{\lambda} + \frac{Q}{A} \right) \cdot \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} \right] + \frac{1}{A} \cdot \left[\left(\frac{\lambda \cdot a^2}{g} + \frac{Q}{A} \right) \cdot \frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{\partial Q}{\partial t} \right] + \frac{f \cdot Q \cdot |Q|}{2 \cdot D \cdot A^2} + g \cdot \sin \alpha = 0 \quad (40)$$

Se $H = H(x,t)$ e $Q = Q(x,t)$ são soluções das eqs.(37) e (38), as derivadas totais podem ser escritas como:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial x} \cdot \frac{dx}{dt} \quad (41)$$

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial x} \cdot \frac{dx}{dy} \quad (42)$$

Definindo o multiplicador desconhecido λ como:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{g}{\lambda} + \frac{Q}{A} = \frac{\lambda \cdot a^2}{g} + \frac{Q}{A} \quad (43)$$

ou

$$\lambda = \pm \frac{g}{a} \quad (44)$$

Assim:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{Q}{A} \pm a \quad (45)$$

Portanto, com base nas eqs.(41) e (42), a eq.(40) pode ser escrita das seguintes formas:

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{g \cdot A}{a} \cdot \frac{dH}{dt} + \frac{f}{2DA} \cdot Q \cdot |Q| + g \cdot A \cdot \sin \alpha = 0 \quad (46)$$

se

$$C^+ : \quad \frac{dx}{dt} = \frac{Q}{A} + a \quad (47)$$

e

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{g \cdot A}{a} \cdot \frac{dH}{dt} + \frac{f}{2DA} \cdot Q \cdot |Q| + g \cdot A \cdot \sin \alpha = 0 \quad (48)$$

se

$$C^- : \quad \frac{dx}{dt} = \frac{Q}{A} - a \quad (49)$$

A eq.(46) é válida se a eq.(47) é satisfeita, e a eq.(48) é válida se a eq.(49) é satisfeita. Assim, impondo as relações dadas pelas eqs.(47) e (49), transformou-se EDPs em EDOs na variável independente t .

Nas transformações anteriores, não se fez qualquer aproximação, e as eqs.(46) e (48) são tão válidas quanto as eqs.(37) e (38). A única diferença é que as eqs.(37) e (38) são válidas no plano $x-t$, enquanto que as

eqs.(46) e (48) são válidas apenas ao longo das linhas definidas pelas eqs.(47) e (49). Essas linhas são denominadas *linhas características*. Matematicamente, elas dividem o plano $x-t$ em regiões tais que cada região pode ter soluções diferentes das da região adjacente, isto é, a solução pode ser descontínua ao longo dessas linhas. Fisicamente, elas marcam o curso de uma perturbação no plano $x-t$. As eqs.(46) a (49) podem ser resolvidas usando-se aproximações por diferenças finitas de 1ª ordem ou de ordem superior. Aqui será usada a aproximação de 1ª ordem (ou linear), que é simples de usar e tem dado bons resultados. Dessa forma, as eqs.(46) a (49) podem ser usadas para se obter uma solução numérica para as eqs.(37) e (38). Para o presente trabalho foi empregado o método dos intervalos especificados, mesmo que uma malha retangular normal não seja usada, visto que a coluna líquida varia com o tempo (figura 05).

Figura 05 - Malha característica do sistema hidráulico estudado

5.3.2.1 Método dos Intervalos Especificados:

Considere-se conhecidos os valores da carga de pressão e da vazão no instante t_0 (isto é, no nível j) em todos os pontos da rede e que se tenha que calcular seus valores no instante $t_0 + \Delta t$ (isto é, no nível $j+1$). Os valores conhecidos no instante t_0 , podem ser tanto os valores iniciais da condição inicial, como podem ter sido calculados durante o intervalo anterior. Referindo-se à figura 06, as vazões e as cargas de pressão em A, B e C são conhecidas e seus valores devem ser determinados em P. Para isso, são

traçadas linhas características passando por P e é admitido que elas interceptem a linha AC em R e a linha BC em S.

Figura 06 - Malha característica do método dos intervalos especificados

Como x_P e t_P são especificados pelo analista, as coordenadas de R e de S podem ser relacionadas a partir das linhas características positiva C^+ , eq.(47), e negativa C^- , eq.(49), respectivamente:

$$\frac{x_P - x_R}{\Delta t} = \frac{Q_R}{A} + a \quad (50)$$

$$\frac{x_P - x_S}{\Delta t} = \frac{Q_S}{A} - a \quad (51)$$

Para calcular as condições em P, necessita-se conhecer seus valores em R e S. No entanto, seus valores são conhecidos apenas nos pontos A, B e C da rede. Os valores em R e S podem ser calculados usando-se uma interpolação linear ou de maior ordem a partir das condições conhecidas em A, B e C. Usando interpolação linear, tem-se da figura 06:

$$\frac{x_C - x_R}{\Delta x} = \frac{Q_C - Q_R}{Q_C - Q_A} \quad (52)$$

$$\frac{x_C - x_S}{\Delta x} = \frac{Q_C - Q_S}{Q_C - Q_B} \quad (53)$$

$$\frac{x_C - x_R}{\Delta x} = \frac{H_C - H_R}{H_C - H_A} \quad (54)$$

$$\frac{x_C - x_S}{\Delta x} = \frac{H_C - H_S}{H_C - H_B} \quad (55)$$

Contudo, ainda não são conhecidos x_R , Q_R , H_R , x_S , Q_S e H_S . Assim, x_C deve ser substituído por x_P nas eqs.(52) a (55) e, substituir a eq.(50) nas eqs.(52) e (54), assim como a eq.(51) nas eqs.(53) e (55):

$$Q_R = \frac{Q_C - \theta \cdot a \cdot (Q_C - Q_A)}{1 + \frac{\theta}{A} \cdot (Q_C - Q_A)} \quad (56)$$

$$Q_S = \frac{Q_C - \theta \cdot a \cdot (Q_C - Q_B)}{1 - \frac{\theta}{A} \cdot (Q_C - Q_B)} \quad (57)$$

$$H_R = H_C - \theta \cdot \left(\frac{Q_R}{A} + a \right) \cdot (H_C - H_A) \quad (58)$$

$$H_S = H_C + \theta \cdot \left(\frac{Q_S}{A} - a \right) \cdot (H_C - H_B) \quad (59)$$

onde:

$$\theta = \Delta t / \Delta x$$

Portanto, os valores de Q_P e H_P podem, agora, ser determinados a partir do uso do método das diferenças finitas de 1ª ordem nas eqs.(46) e (48):

$$C^+ : \quad \frac{Q_P - Q_R}{\Delta t} + \frac{g \cdot A}{a} \cdot \frac{H_P - H_R}{\Delta t} + \frac{f \cdot Q_R \cdot |Q_R|}{2 \cdot D \cdot A} + g \cdot A \cdot \sin \alpha = 0 \quad (60)$$

$$C^- : \quad \frac{Q_P - Q_S}{\Delta t} - \frac{g \cdot A}{a} \cdot \frac{H_P - H_S}{\Delta t} + \frac{f \cdot Q_S \cdot |Q_S|}{2 \cdot D \cdot A} + g \cdot A \cdot \sin \alpha = 0 \quad (61)$$

Rearranjando as eqs.(60) e (61), tem-se:

$$C^+ : H_P = C_R - B \cdot Q_P \quad (62)$$

$$C^- : H_P = C_S + B \cdot Q_P \quad (63)$$

onde:

$$C_R = H_R + (B - R \cdot |Q_R|) \cdot Q_R - a \cdot \Delta t \cdot \text{sen} \alpha \quad (64)$$

$$C_S = H_S - (B - R \cdot |Q_S|) \cdot Q_S + a \cdot \Delta t \cdot \text{sen} \alpha \quad (65)$$

$$R = \frac{f \cdot a \cdot \Delta t}{2 \cdot g \cdot D \cdot A^2} \quad (66)$$

$$B = \frac{a}{g \cdot A} \quad (67)$$

Verifica-se que a eq.(62) é válida ao longo da linha de características positivas RP e a eq.(63) é válida ao longo da linha de características negativas SP. Essas equações são designadas *equações de características positivas e negativas*, respectivamente. O valor da constante B depende das propriedades do tubo, enquanto as constantes C_R e C_S podem ser determinadas a partir das condições conhecidas em cada instante. Existem duas incógnitas H_P e Q_P nas eqs.(62) e (63), e os seus valores podem ser determinados resolvendo-os simultaneamente nos pontos internos da malha característica:

$$H_P = \frac{C_R + C_S}{2} \quad (68)$$

O valor de Q_P pode ser agora calculado a partir da eq.(62) ou da eq.(63).

A condição de contorno de montante é uma simples válvula como manobra, isto é, é empregada a equação da energia do reservatório à válvula, eq.(08), e a equação característica negativa, eq.(63), do método das

características. Assim, tem-se um conjunto de equações que ao serem igualadas em termos de carga de pressão, tem uma equação do 2º grau com uma única raiz real positiva.

O contorno de jusante da coluna líquida é tratado como uma massa de ar, conforme mostrado na figura 05. Na realidade, a compressibilidade da água e a elasticidade do material da tubulação são pequenas quando comparadas com a compressibilidade do ar. Portanto, a bolsa de ar confinada pode ser tratada como uma massa única. Detalhes da condição de contorno de jusante para a expansão e contração do ar confinado serão dados a seguir.

Ao ser designada a última seção da coluna líquida (interface ar / água) como ns, é possível através da equação da continuidade, eq.(05), ser calculado o volume da bolsa de ar em cada iteração:

$$V_p = V - \frac{[Q(ns) + Q_p(ns)]}{2} \cdot \Delta t \quad (69)$$

onde:

$Q(ns)$: vazão na interface ar / água (seção ns) no início do intervalo do tempo (m^3/s);

$Q_p(ns)$: vazão no final do intervalo de tempo (m^3/s).

A equação característica positiva C^+ para a seção ns é, eq.(62):

$$H_p(ns) = C_R - B \cdot Q_p(ns) \quad (62)$$

Como é admitido que a bolsa de ar segue a equação politrópica para um gás ideal, eq.(02), pode-se escrever:

$$H_p(ns) = H_0^* \cdot \left(\frac{V_0}{V_p} \right)^n - H_a \quad (70)$$

Substituindo $\forall_P$ da eq.(69) na eq.(70), e H_P da eq.(62) na eq.(70), obtém-se:

$$\left\{ \forall - \frac{[Q(ns) + Q_P(ns)]}{2} \cdot \Delta t \right\}^n \cdot [C_R - B \cdot Q_P(ns) + H_a] - C = 0 \quad (71)$$

onde:

$$C = H_0^* \cdot \forall_0^n$$

A eq.(71) é uma equação não linear com a variável Q_P . Tal equação pode ser solucionada iterativamente pelo método de Newton-Raphson. Como uma primeira estimativa faz-se: $Q_P(ns) = Q(ns) + \Delta Q(ns) / 2$, onde $\Delta Q(ns)$ é a variação da vazão no nó (ns) referente ao intervalo de tempo anterior.

Uma vez $Q_P(ns)$ calculada, $\forall_P$ e $H_P(ns)$ podem ser determinados pelas eqs.(69) e (70), respectivamente.

Uma desvantagem do método das características é que as condições de estabilidade ou de convergência restringem o tamanho do intervalo de tempo. Desta forma, para que o método das características seja estável, o mesmo deve atender à seguinte relação:

$$\Delta x \geq (V + a) \cdot \Delta t \quad (71)$$

o que é conhecida como condição de estabilidade de Courant-Friedrich-Lewy. Geometricamente, essa condição exige que as linhas características C^+ e C^- que passam por P interceptem a linha AB entre AC e CB, respectivamente (ver figura 06).

5.3.3 Forma Adimensional do Modelo Elástico:

Para a adimensionalização do modelo elástico empregaram-se os mesmos valores de referência definidos no item 5.2.2 do presente trabalho. Assim, adimensionalizando as eqs. (46) a (49), tem-se as eqs. (73) a (76):

$$\frac{d\hat{Q}}{d\hat{t}} + \frac{1}{\pi_7 \cdot \sqrt{\pi_5}} \cdot \frac{d\hat{H}}{d\hat{t}} + \frac{\pi_2}{2} \cdot \hat{Q} \cdot |\hat{Q}| + \pi_4 = 0 \quad (73)$$

se

$$C^+ : \quad \frac{d\hat{x}}{d\hat{t}} = \pi_5 \cdot \hat{Q} + \pi_7 \cdot \sqrt{\pi_5} \quad (74)$$

e

$$\frac{d\hat{Q}}{d\hat{t}} - \frac{1}{\pi_7 \cdot \sqrt{\pi_5}} \cdot \frac{d\hat{H}}{d\hat{t}} + \frac{\pi_2}{2} \cdot \hat{Q} \cdot |\hat{Q}| + \pi_4 = 0 \quad (75)$$

se

$$C^- : \quad \frac{d\hat{x}}{d\hat{t}} = \pi_5 \cdot \hat{Q} - \pi_7 \cdot \sqrt{\pi_5} \quad (76)$$

E as eqs. (62) a (67) transformam-se nas eqs. (77) a (82):

$$C^+ : \quad \hat{H}_p = \hat{C}_R - \hat{B} \cdot \hat{Q}_p \quad (77)$$

$$C^- : \quad \hat{H}_p = \hat{C}_s + \hat{B} \cdot \hat{Q}_p \quad (78)$$

onde:

$$\hat{C}_R = \hat{H}_R + \left(\hat{B} - \hat{R} \cdot |\hat{Q}_R| \right) \cdot \hat{Q}_R - \pi_4 \cdot \hat{B} \cdot \Delta\hat{t} \quad (79)$$

$$\hat{C}_s = \hat{H}_s - \left(\hat{B} - \hat{R} \cdot |\hat{Q}_s| \right) \cdot \hat{Q}_s + \pi_4 \cdot \hat{B} \cdot \Delta\hat{t} \quad (80)$$

$$\hat{R} = \frac{\hat{B} \cdot \pi_2 \cdot \Delta\hat{t}}{2} \quad (81)$$

$$\hat{B} = \pi_7 \cdot \sqrt{\pi_5} \quad (82)$$

A referida adimensionalização do modelo elástico, assim como a incorporação dos números independentes π_6 e π_7 nos modelos matemáticos, é uma contribuição do presente trabalho.

5.3.4 Limite de Validade do MCLV:

Sabe-se que, em determinadas condições, o modelo rígido é um caso particular do modelo elástico. Baseados nesta idéia, ABREU et al. (1991) estabeleceram um limite de validade para o uso de MCLV ao invés do modelo elástico, sem acarretar grandes diferenças.

É claro que o emprego da teoria de coluna rígida assegura comparavelmente um esforço computacional menor quando comparado com o modelo elástico. A dificuldade reside na decisão com relação aos limites de validade do modelo rígido. A resposta para isso é um pouco complexa. Em geral, a questão de quantificar o limite entre os modelos rígido e elástico depende de cada sistema hidráulico em particular. Com relação à situação de sistemas com bolsa de ar confinada, os fatores que influenciam as pressões máxima e mínima, em um dado ponto da instalação quando o fator de atrito é desprezado, basicamente são:

- Energia potencial na bolsa de ar;
- Energia interna elástica;
- Energia cinética da coluna líquida.

Segundo ABREU et al. (1991), estes três tipos de energia podem ser representados por dois números adimensionais:

$$\rho^* = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{H_0^*}{H_T^*} \cdot a \cdot \left(\frac{1}{n} \right)^{\left(\frac{H_0^*}{H_T^*} - \frac{1}{2} \right)} \cdot \sqrt{\frac{1}{g \cdot H_T^*} \cdot \frac{L_a}{L}} \quad (83)$$

$$\sigma^* = \frac{2 \cdot H_T^{*2}}{\left(\frac{1}{n} \right)^{\frac{H_0^*}{H_T^*}} \cdot (H_T^* - H_0^*)^{2.1}} \quad (84)$$

onde:

ρ^* : parâmetro de Allievi que representa a relação entre o tempo de inércia com o tempo de propagação de uma onda (adim.);

σ^* : relação entre a energia armazenada na bolsa de ar com a energia cinética da coluna líquida (adim.). Este parâmetro é muito utilizado em dimensionamento de câmaras hidropneumáticas.

A diferença entre as cargas de pressão absoluta máxima obtidas pelos modelos elástico e rígido de coluna líquida variável (MCLV) é menor à medida que $\rho^* \sigma^*$ aumenta. Daí, tais autores concluíram que quando

$$\rho^* \sigma^* > 10 \quad (85)$$

onde:

$$\rho^* \sigma^* = \frac{a \cdot H_0^* \cdot H_T^*}{(H_T^* - H_0^*)^{2.1}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n \cdot V_0}{g \cdot H_T^* \cdot D^2 \cdot L} \right)^{1/2} = \frac{\pi_7 \cdot \sqrt{\pi \cdot \pi_3 \cdot \pi_5}}{\pi_1 \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_1} \right)^{2.1} \cdot H_T^{*0.1}} \quad (86)$$

a diferença relativa com relação à carga de pressão absoluta máxima entre o modelo elástico e o MCLV é menor que 2% (ver figura 07). ABREU et al. (1991) ainda afirmaram que o modelo rígido proporciona uma rápida e surpreendente acurácia na maioria dos transitórios hidráulicos com bolsas de ar confinadas para uma ampla faixa de aplicações.

Figura 07 – Diferença, em termos de sobrepressão máxima absoluta, entre os modelos MCLV e Modelo Elástico, em função de $\rho^* \sigma^*$ (Fonte: adaptado de ABREU et al., 1991)

6 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE E APLICAÇÃO NUMÉRICA

6.1 Análise de Sensibilidade:

A análise de sensibilidade é necessária para identificar alguns dos parâmetros fundamentais do problema em questão e explicitar como o sistema responderá às variações destes parâmetros.

Observando os modelos matemáticos, apresentados no capítulo 5 do presente trabalho, nota-se que a sobrepressão depende dos seguintes parâmetros fundamentais: relação de H_T^*/H_0^* ou π_1 ; expoente politrópico n ou π_3 ; inclinação do tubo α ou π_4 ; tempo de abertura da válvula e fator de atrito f ou π_2 . Tais resultados também foram apresentados por a MAGALHÃES, PORTO & ARENS (1997).

O expoente politrópico n varia de 1,0 (processo lentamente isotérmico) a 1,4 (processo rapidamente adiabático). A variação da relação da carga máxima (H_{MAX}^* / H_T^*) em função do expoente politrópico ou π_3 é mostrada na figura 08:

Figura 08 – Influência do expoente politrópico n ou π_3 com relação à sobrepressão máxima ($\pi_2 = 0,00$; $\pi_4 = 0,00$; $\pi_5 = 1,00$; $\pi_6 = 0,00$)

Neste gráfico verifica-se que valores de π_3 maiores proporcionam menores sobrepressões. Observa-se também, é claro, que à medida que π_1 é maior, a sobrepressão aumenta.

A velocidade máxima observada é também sensível aos números independentes (π_i). Por exemplo, quanto maior π_1 e quanto menor π_3 maior a velocidade máxima, fato este que pode ser constatado pela figura 09:

Figura 09 – Influência do expoente politrópico n ou π_3 com relação à velocidade máxima ($\pi_2 = 0,00$; $\pi_4 = 0,00$; $\pi_5 = 1,00$; $\pi_6 = 0,00$)

Com relação à inclinação do tubo (α), é mostrado na figura 10 que, conforme ela diminui com a horizontal, a sobrepressão eleva-se.

Figura 10 – Influência da inclinação do conduto α ou π_4 com relação à sobrepressão máxima ($\pi_2 = 0,00$; $\pi_3 = 1,20$; $\pi_5 = 1,00$; $\pi_6 = 0,00$)

A figura 11 mostra um gráfico adimensional da sobrepressão com relação ao fator de atrito, usando parâmetro π_1 . E o fator de atrito é representado pelo parâmetro adimensional π_2 .

Figura 11 – Influência do fator de atrito f ou π_2 com relação à sobrepressão máxima ($\pi_3 = 1,20$; $\pi_4 = 0,00$; $\pi_5 = 1,00$; $\pi_6 = 0,00$)

Como se nota na figura anterior, quanto menor o fator de atrito, maior a sobrepressão.

Um caminho para atenuar as altas pressões transitórias no sistema hidráulico analisado é uma manobra lenta de abertura da válvula (figura 12). Em geral a magnitude da sobrepressão depende do tipo de lei de fechamento do registro.

Figura 12 –Influência do tempo de manobra T_m com relação à sobrepressão máxima ($\pi_2 = 0,00$; $\pi_3 = 1,20$; $\pi_4 = 0,00$; $\pi_5 = 1,00$)

Sumarizando, fixados os demais números independentes, a sobrepressão será mais severa à medida em que π_1 aumentar e quando π_2 , π_3 e π_4 diminuïrem. Também observou-se que o transitório será atenuado quando a abertura da válvula ocorrer de forma mais lenta.

6.2 Aplicação Numérica:

Com a finalidade de validação do desenvolvimento teórico, isto é, comprovar a acurácia da técnica numérica, foram aplicados numericamente os modelos rígido (MCLC e MCLV) e elástico aos exemplos utilizados por GUARGA et al. (1994) e THORLEY & MAIN (1986). Para isto, as soluções obtidas neste trabalho são comparadas com as dos trabalhos citados anteriormente.

Definidas as condições de contorno do problema (reservatório a montante e bolsa de ar a jusante), a solução numérica é conduzida de forma mais conveniente, aproximando tanto a equação fundamental como as equações que traduzem as condições de contorno, ao invés de se procurar obter uma equação única para a resolução numérica. Para a aplicação do modelo rígido foi utilizado o método numérico de Runge-Kutta de 4ª ordem desenvolvido para a resolução simultânea das equações (Ver Anexo A). Enquanto que para o modelo elástico a solução foi obtida via método das características.

6.2.1 Aplicação com os Dados Analisados por GUARGA et al. (1994):

Será visto como primeiro exemplo a aplicação numérica realizada por GUARGA et al. (1994), e é comparada a solução encontrada com a obtida por estes autores.

Seja a instalação indicada na figura 01 com os seguintes dados: $L = 100$ m; $D = 200$ mm; $H_T^* = 31,10$ m; $H_0^* = 10,40$ m; $f = 0,020$; $n = 1,20$; $V_0 = 4,00$ m³; $a = 1000$ m/s; $\alpha = 0^\circ$ (tubulação horizontal) e $K = 0$ (abertura instantânea da válvula). Tais dados produzem os seguintes adimensionais, eqs.(20) a (26): $\pi_1 = 2,99$; $\pi_2 = 10,00$; $\pi_3 = 1,20$; $\pi_4 = 0$; $\pi_5 = 1,00$; $\pi_6 = 0$; $\pi_7 \cong 1,81$. E os valores dos parâmetros ϕ (eq.33) e $\rho^* \sigma^*$ (eq.86) são $0,00 (< 0,10)$ e $62,00 (> 10,00)$, respectivamente. Isto quer dizer que o MCLC pode ser empregado para avaliar as sobrepressões do sistema hidráulico em estudo.

O MCLC é gerado na figura 13, a qual são apresentados os valores de carga de pressão absoluta, velocidade de escoamento e volume da bolsa de ar, variando com o tempo devido à oscilação de massa provocada pela abertura instantânea da válvula de montante.

Figura 13 - MCLC aplicado ao sistema hidráulico da figura 01 com os dados de GUARGA et al. (1994)

Como se pode observar na figura 13, por causa do pequeno comprimento da coluna líquida (100m) a velocidade atinge o valor máximo de 5,82 m/s no tempo de 6,52 s. Neste instante em que a velocidade é máxima, tanto a curva do volume da bolsa como a da carga de pressão possuem um ponto de inflexão, ou seja, derivadas segundas iguais a zero. Contudo, o ar continua a ser comprimido enquanto que o líquido começa a ser desacelerado até parar ($V = 0$), resultando em uma carga de pressão absoluta máxima de 38,48 mca no tempo de 21,31 s. Neste momento, o volume da bolsa de ar é mínimo ($dV/dt = 0$), eq.(05), fazendo com que o ar comece a agir como uma mola (processo de expansão) sobre o líquido, provocando um refluxo da água para o reservatório de montante. E, o movimento vai sendo amortecido com o tempo, como um resultado do atrito existente entre a parede do conduto e a água.

O MCLV, solucionado pelo método de Runge-Kutta, aplicado a este exemplo nas formas dimensional e adimensional resultou nas figuras 14 e

15, respectivamente. O comportamento destas figuras é muito parecido ao da figura 13.

Figura 14 - MCLV aplicado ao sistema hidráulico da figura 01 com os dados de GUARGA et al. (1994)

Figura 15 - MCLV adimensional aplicado ao sistema hidráulico da figura 01 com os dados de GUARGA et al. (1994)

Ao ser analisada a figura 16 e comparando a figura 13 com a figura 14, conclui-se que, no caso de tubos horizontais ($\alpha = 0$), os valores da sobrepressão e do volume gerados pelo MCLC são os mesmos do MCLV, contudo em tempos diferentes. E, o valor da velocidade máxima do MCLC é maior que o valor referente do MCLV (ver item 5.2.3). A diferença do tempo

em que ocorre a carga máxima é maior a medida que as relações L_a/L (π_5) e/ou H_T^*/H_0^* (π_1) aumentam. O inverso acontece se n (π_3) aumentar.

Figura 16 - MCLV adimensional versus MCLC adimensional aplicado ao sistema hidráulico da figura 01 com os dados de GUARGA et al. (1994)

Esta mesma aplicação, como foi dito anteriormente, foi estudada por GUARGA et al. (1994). Comparando seus resultados com aqueles demonstrados nas figuras 13 a 16, verifica-se que as soluções são idênticas, ou seja, as curvas se sobrepõem. Desta forma, conclui-se que os modelos MCLC e MCLV, aqui estudados, possuem uma ótima acurácia em relação à técnica numérica empregada (método de Runge-Kutta de 4ª ordem).

O modelo elástico, para este caso, é gerado na figura 17 na qual são apresentados os valores de carga de pressão e de velocidade variando com o tempo. Nessa mesma figura, com o intuito de comparação, são também apresentados os resultados do MCLV.

Figura 17 – Modelo Elástico versus MCLV aplicado ao sistema hidráulico da figura 01 com os dados de GUARGA et al. (1994)

Observando-se a figura 17, nota-se que a velocidade máxima obtida pelo modelo elástico é de 5,63 m/s, enquanto que o MCLV forneceu um valor de 5,27 m/s. Com relação à carga de pressão absoluta máxima é validada a afirmativa de que o modelo rígido proporciona projetos mais seguros pois obtém-se resultados mais conservadores que o elástico, ou seja, apesar de defasados no tempo (3,75 seg.), a carga de pressão máxima pelo modelo elástico (38,43 m.c.a.) é menor que a obtida pelo MCLV (38,48 m.c.a.), proporcionando valores praticamente iguais.

O erro apresentado encontra-se dentro do limite de validade do MCLV (< 2%) proposto na eq.(85) por ABREU et al. (1991). Dessa forma, nessa situação o modelo rígido pode ser aplicado, perfeitamente, no lugar do elástico que a diferença é tolerável. Este estudo comparativo também foi realizado por MAGALHÃES, PORTO & ARENS (1997).

6.2.2 Aplicação com os Dados Analisados por THORLEY & MAIN (1986):

THORLEY & MAIN (1986) modelaram para uma instalação similar à da figura 01, com os seguintes dados: $D = 50,8 \text{ mm}$; $H_0^* = 10,33 \text{ m}$; $f = 0,020$; $n = 1,35$; $a = 1200 \text{ m/s}$; $\alpha = 90^\circ$ e $K = 0$ (abertura instantânea da válvula). Na série analítica em estudo, o comprimento inicial da bolsa de ar (L_a) foi variado três vezes. Esses valores assim como outros parâmetros adimensionais são apresentados na tabela 03:

Tabela 03 – Valores utilizados na análise de THORLEY & MAIN (1986)

$L_a \text{ (m)}$	$L \text{ (m)}$	H_1^*	π_1	π_2	π_3	π_4	π_6	π_7	ϕ	$\rho^*\sigma^*$
0,25	15,85	16,939	1,64	0,077	1,35	0,936	0,00	2,689	0,01	74,9
0,50	15,60	17,187	1,66	0,155		0,908		2,669	0,02	107,0
1,00	15,10	17,691	1,71	0,309		0,854		2,631	0,04	120,2

Aplicando o modelo rígido de coluna variável (MCLV), tem-se as figuras 18 e 19 que apresentam os valores da carga de pressão absoluta em função do tempo, nas formas dimensional e adimensional, para diferentes valores de L_a .

Figura 18 - MCLV aplicado ao sistema hidráulico da figura 01 com os dados de THORLEY & MAIN (1986)

Figura 19 - MCLV adimensional aplicado ao sistema hidráulico da figura 01 com os dados de THORLEY & MAIN (1986)

Observa-se na figura 18 que, quanto maior o valor de La , maior o valor da carga de pressão absoluta máxima, porém, é necessário um tempo maior para atingir o pico máximo de pressão. Tais resultados ao serem comparados com os obtidos por THORLEY & MAIN (1986), permitiram verificar, também, que as soluções são idênticas, ou seja, as curvas também se sobrepuseram.

O modelo elástico para este ensaio é gerado na figura 20, na qual são apresentados os valores de carga de pressão e velocidade variando com o tempo. Nessa mesma figura são também apresentados os resultados do MCLV.

Figura 20 – Modelo Elástico versus MCLV aplicado ao sistema hidráulico da figura 01 com os dados de THORLEY & MAIN (1986)

Observando a figura 20, nota-se que o erro em se usar o modelo rígido ao invés do elástico é mínimo ($< 2\%$), do ponto de vista prático. A aplicação do MCLV, sem prejuízos nos resultados, pode também ser verificada pelos valores de $\rho^* \sigma^*$ apresentados na tabela 03, haja visto que todos esses valores são bem superiores a 10.

7 APLICAÇÃO EXPERIMENTAL

O presente capítulo divide-se em quatro itens, a saber:

- Modelos físicos com um breve descritivo das duas instalações hidráulicas, montadas no laboratório de hidráulica da EESC;
- Procedimento adotado, abordando a seqüência de ensaios realizados;
- Instrumentação da placa de aquisição de dados e dos medidores de pressão e vazão;
- Ensaios hidráulicos que constituem a simulação experimental propriamente dita.

7.1 Modelos Físicos:

Os modelos físicos, montados no laboratório de hidráulica da Escola de Engenharia de São Carlos, são representados nas figuras 21 e 22:

Figura 21 – Modelo físico instalado no laboratório de hidráulica, na situação de um sistema aberto sem bolsa de ar, para os Ensaios 1 e 2

Figura 22 – Modelo físico instalado no laboratório de hidráulica, na situação de um sistema confinado com bolsa de ar, para o Ensaio 3

Como relatado no capítulo 4 do presente trabalho, o sistema da figura 22 compõe-se de um reservatório cuja superfície livre é mantida numa cota constante (fonte de energia) que alimenta um tubo de PVC de comprimento total ℓ , vedado na extremidade de jusante. Neste extremo tem-se uma bolsa de ar confinada movimentando-se, durante todo o tempo de análise, em um trecho de tubo retilíneo cujo eixo forma com a horizontal um ângulo α constante (90°).

A válvula esférica, quando está fechada, significa que o sistema está em repouso. O comprimento da bolsa nessa condição é L_a e o comprimento da coluna líquida é L , sendo que $\ell = L + L_a$. A carga de pressão absoluta da bolsa de ar, nessa condição, é H_0^* e o volume V_0 . O fenômeno a estudar inicia-se quando a válvula supracitada começa a se abrir proporcionando, assim, energia suficiente para causar a aceleração da coluna líquida e a compressão da bolsa de ar. A velocidade da onda sônica no tubo (celeridade) é designada por a .

Aberta a válvula, tem-se um problema dinâmico (regime não permanente) até determinado tempo. Após esse tempo há uma nova estabilização do regime, ou seja, a carga de pressão do gás é igual à carga de pressão do reservatório (H_T) com relação à bolsa.

Os resultados experimentais constituem elo de ligação essencial no processo iterativo dos projetos. Os projetos empíricos, desenvolvidos sem análise ou sem cuidadosa revisão dos dados experimentais disponíveis, são comumente de custos elevados e de baixo ou inadequado desempenho.

Contudo, o trabalho experimental em laboratório consome tempo e recursos financeiros. A meta óbvia é obter maior número de informações com o menor número de ensaios. A análise dimensional constitui ferramenta importante que, geralmente, nos auxilia a atingir essa meta. Os parâmetros adimensionais que se obtêm podem ser também utilizados para correlacionar dados para uma apresentação sucinta.

AZEVEDO NETTO et al. (1998) verificaram que, para condições de regime permanente, o valor do coeficiente de perda de carga localizada é constante, quando o número de Reynolds é superior a $5 \cdot 10^4$.

Para que seja possível a realização de um ensaio laboratorial nas condições de *regime não permanente*, é necessário verificar se os equipamentos de medida de vazão e pressão têm validade para o referido fim. Daí a importância da realização de ensaios na bancada que está representada pela figura 21.

7.2 Procedimento Adotado:

Para o estudo experimental montou-se uma bancada semelhante à apresentada na figura 21 (ver Anexo B - relatório fotográfico, fotos 04 e 06).

Inicialmente, ensaiou-se a referida linha com a válvula esférica (ver item 4 da figura 21) totalmente aberta, portanto em regime permanente. O objetivo de tal ensaio foi a obtenção dos coeficientes de perda de carga da tubulação, peças e acessórios nessas condições.

Em seguida, com o intuito de verificar a precisão e o intervalo de leitura (tempo de resposta) dos instrumentos de leitura, referente à situação não permanente e no sistema hidráulico aberto sem bolsa de ar (ver figura 21), submeteu-se a referida linha a uma manobra de abertura na válvula esférica, até o momento em que se estabeleceu o regime permanente, ou seja, a velocidade constante na saída da tubulação.

A terceira e última série dos experimentos foi o ensaio hidráulico da linha em estudo, na situação transitória propriamente dita, considerando-se o sistema confinado, com uma bolsa de ar de determinado volume, à pressão atmosférica (ver figura 22).

Para as medidas de vazão e pressão, utilizou-se o medidor eletromagnético da CONAUT e o transdutor de pressão da Motorola, respectivamente, que por sua vez estavam acoplados ao sistema de aquisição de dados. A cada ensaio experimental, foram registradas leituras instantâneas de vazão e da correspondente carga piezométrica.

Os dados assim obtidos foram devidamente processados, isto é, transformados e ajustados coerentemente. Para isso, cada instrumento foi calibrado conforme as exigências de precisão dos elementos resultantes de tais ensaios.

7.3 Instrumentação:

As medidas de vazão podem ser realizadas, por exemplo, de maneira direta (gravimétrica e volumétrica) e indireta (eletromagnética, eletrônica e óptica). A medida direta da vazão consiste na determinação do volume ou do peso de fluido que atravessa uma seção num dado intervalo de tempo. Os métodos de medida indireta da vazão exigem a determinação de carga, da diferença de pressão ou da velocidade, em diversos pontos, numa mesma seção transversal. Os métodos mais precisos são as determinações gravimétricas ou volumétricas. Com esses métodos, o peso ou o volume são medidos por balanças ou por tanques calibrados num intervalo de tempo que é medido por um cronômetro.

No presente trabalho, as medidas de vazões foram realizadas por meio de medidor eletromagnético, cuja precisão foi verificada por meio de método gravimétrico. As medidas de pressão foram obtidas por transdutor de pressão.

7.3.1 Transdutor de Pressão:

Os transdutores elétricos de pressão são elementos de medida que convertem pressões ou diferenças de pressão em impulsos elétricos. Nesta pesquisa fez-se uso do transdutor de pressão da Motorola MPX5100 (ver figura 23 e Anexo B – Foto 05)

Diferente dos sensores de pressão mais convencionais que utilizam quatro resistores emparelhados bem próximos, numa configuração de ponte de Wheatstone, a série MPX usa somente um elemento de íon piezoresistivo, implantado num diafragma de silicone e estampado para perceber a tensão induzida, no diafragma, por uma pressão externa. A saída, extremamente linear, é uma voltagem análoga, proporcional à

pressão de entrada e radiométrica, com fornecimento de voltagem. A alta sensibilidade e a excelente capacidade de repetição a longo prazo tornam essas unidades adequadas às aplicações mais exigentes.

Figura 23 – Transdutor de pressão Motorola MPX5100 (Fonte: MOTOROLA, 1994)

Tais transdutores são equipados com resistores de compensação que dão a mais exata medida de pressão sobre uma larga escala de temperatura. O efeito da temperatura sobre o período de tempo é de, normalmente, $\pm 0,5\%$ da escala total de 0 a 85°C , enquanto que o efeito da compensação de voltagem sobre uma escala similar de temperatura é o máximo de apenas $\pm 1\text{mV}$.

Os sensores de pressão MPX estão disponíveis, em escalas de pressão, para servir a uma ampla variedade de aplicações automotivas, biomédicas, industriais e dos consumidores em geral.

Com relação à medição, esses transdutores servem para medir pressão diferencial, absoluta ou padrão.

Os sensores de pressão MPX estão disponíveis como elemento básico de sentido, com compensação e calibragem de temperatura ou com circuito de condicionamento total incluído no chip.

Além da compensação da temperatura e da calibragem oferecida correntemente pela série MPX2000, amplificadores de sinal de condicionamento foram integrados na série MPX5000 para permitir uma interface, diretamente, entre qualquer microcomputador e um conversor A/D. O condicionamento do sinal é dotado de uma cadeia de quatro estágios de amplificação, unindo processadores lineares bipolares, técnicas de metalização de filmes finos e guarnição de "laser".

7.3.1.1 Estrutura Básica:

O sensor de pressão Motorola é projetado utilizando-se um piezoresistor de silicone monolítico que gera uma alteração na voltagem de saída, com variações da pressão aplicada. O elemento resistente que constitui um procedimento de medição, é implantado num fino diafragma de silicone.

A pressão aplicada ao diafragma resulta numa mudança da resistência no procedimento de medição e, conseqüentemente causa a mudança na voltagem de saída que é diretamente proporcional à pressão aplicada.

O procedimento de medição é parte integrante do diafragma de silicone. Assim sendo, não há efeitos da temperatura devidos às diferenças da expansão térmica do procedimento de medição e o diafragma.

Os parâmetros de saída do próprio procedimento de medição são dependentes da temperatura, entretanto, exigem que o resultado seja compensado ao se trabalhar além de uma escala extensa de temperatura.

Cadeias de resistores simples podem ser usadas para escalas estreitas de temperatura, isto é, 0°C a 85°C. Para escalas de temperatura de -40°C a + 125°C, são necessárias cadeias de compensação mais extensas.

O estímulo corrente é passado, longitudinalmente, através do resistor e a pressão que tensiona o diafragma é aplicada a um certo ângulo do fluxo corrente. A tensão estabelece um campo elétrico transversal no resistor que é sentido como voltagem que está localizada no ponto central do resistor. O único elemento transversal de procedimento de medição da voltagem pode ser visto como o análogo mecânico de uma caixa de produtos de funções.

Usando-se um único elemento elimina-se a necessidade de emparelhar, proximamente, as quatro tensões e os resistores sensíveis de temperatura que assumem a configuração da ponte de Wheatstone. Ao mesmo tempo, isso simplifica muito o circuito adicional necessário para executar a calibragem e a compensação da temperatura.

7.3.1.2 Elementos Básicos:

Os sensores de pressão de silicone Motorola estão disponíveis em três configurações diferentes que permitem uma medição da pressão absoluta, diferencial e padrão. A pressão absoluta, assim como a pressão barométrica, é medida respeitando-se a referência feita à vácuo. A pressão diferencial, bem como a pressão que corre através de um umedecedor ou filtro num duto de ar, é medida aplicando-se a pressão aos lados opostos do sensor simultaneamente.

O sensor de pressão da série MPX opera características e a confiança interna e os testes de qualificação são baseados no uso de ar seco como pressão média. A média, diferente do ar, pode ter efeitos adversos no desempenho do sensor e na estabilidade a longo prazo.

A medida de pressão absoluta é realizada por uma pressão externa relativa à referência de pressão zero (vácuo), selada dentro da câmara de referência do molde, durante a produção. Isso corresponde a um desvio no diafragma igual a, aproximadamente, 15 PSI (uma atmosfera), gerando um coeficiente de escala total de saída para o sensor MPX100A (15 PSI). A medição da pressão externa é realizada aplicando-se uma pressão relativa negativa no lado “Pressão” do sensor.

Enquanto que a pressão diferencial é medida pela diferença entre as pressões aplicadas, simultaneamente, aos lados opostos do diafragma. A pressão positiva, aplicada no lado “Pressão”, gera a mesma saída (positiva) que a mesma pressão negativa, aplicada no lado “Vácuo”.

7.3.1.3 Características do Transdutor de Pressão Utilizado na Pesquisa

Característica	Valor
Intervalo de pressão	0 – 10 mca
Suprimento de voltagem	5 Volts dc
Suprimento de corrente	8,0 mA dc
Sensibilidade	45 mV / kPa
Acurácia	$\pm 2\%$
Tempo de resposta (10% a 90%)	1,0 ms

7.3.2 Medidor de Vazão Eletromagnético:

Para a determinação da velocidade média, assim como da velocidade instantânea do escoamento em um sistema de tubulação, dispõe-se de uma variedade de dispositivos.

Com o objetivo de obter a velocidade média instantânea, sendo mínimos tanto a perda de carga do sistema hidráulico quanto o comprimento

da tubulação entre um dispositivo e o aparelho, opta-se pelo medidor de vazão eletromagnético (ver arquivo fotográfico) o qual apresenta uma precisão da ordem de $\pm 0,5 \%$.

O medidor de vazão eletromagnético surgiu em 1832 com Michael Faraday e cujo propósito era medir o escoamento do Rio Thames. Somente depois que Kolin propôs o uso da técnica de excitação "DC", tornou-se possível sua aplicação na indústria.

O medidor eletromagnético opera baseado no princípio da lei de Faraday ou da indução magnética. Um condutor elétrico, nesse caso o mais eletricamente condutivo, passa através de um campo magnético. A tensão induzida neste meio (U) é diretamente proporcional (função linear) à velocidade do fluxo (V):

$$U = (k \cdot B \cdot D) \cdot V \quad (87)$$

onde:

k : constante do instrumento;

B : intensidade do campo magnético;

D : distância entre os eletrodos ou diâmetro do conduto;

V : velocidade média do fluxo.

Portanto, a vazão pode ser calculada da seguinte forma:

$$Q = \left(\frac{\pi \cdot D}{4 \cdot k \cdot B} \right) \cdot U \quad (88)$$

O sinal da tensão induzida é coletado por eletrodos de medição em contato condutivo com o meio ou, indiretamente, por acoplamento capacitivo. Um conversor de sinal amplifica o sinal e o converte em um sinal

padrão analógico e um sinal de frequência. Para assegurar que a tensão não está em curto-circuito pela parede do tubo, o tubo de medição é feito de material eletricamente isolante ou equipado com revestimento isolante.

O medidor de vazão eletromagnético é constituído de um eletrodo primário que é instalado na linha de dutos e de um conversor de sinais. O sinal de medição é uma tensão de onda quadrada de mesma frequência. Esses sistemas produzem erros de medição pequenos.

Com relação à forma do campo magnético (uniforme, inverso da função peso e modificado), a influência dela nos resultados é mínima.

As vantagens e limitações do medidor eletromagnético são:

- a) Resposta linear à velocidade média do escoamento;
- b) Proporciona pequena perda de pressão;
- c) Sob condições normais de trabalho o medidor independe dos seguintes parâmetros: temperatura, pressão, viscosidade, densidade, contaminação do eletrodo, direção do escoamento e do perfil de velocidade, desde que o mesmo seja simétrico;
- d) Sua precisão é da ordem de $\pm 0,5 \%$ da vazão;
- e) É essencial que a condutibilidade mínima do fluido seja de $1 \mu\text{S/cm}$.

Apesar de limitado, na medição de líquidos condutores de eletricidade, o campo de aplicação dos medidores eletromagnéticos se estende às indústrias química e farmacêutica, ao tratamento de águas, aos sistemas de controle de água de refrigeração, dentre outros. A escolha do material de revestimento do tubo sensor é função, portanto, de sua aplicação. O medidor indutivo MAG-FLUX é apropriado para medições de lamas, polpas e pastas.

A seção da tubulação, onde o medidor vai ser instalado, deve estar preenchida com o fluido a ser medido, a fim de fornecer uma condutibilidade elétrica entre os eletrodos (ver Anexo B – Foto 6). Os eletrodos devem estar sempre num plano horizontal. No caso deles estarem num plano vertical, estarão sujeitos a uma interrupção do seu contato elétrico com o fluido devido à passagem de bolhas de ar na parte superior da tubulação.

7.3.2.1 Características do Medidor de Vazão Eletromagnético Utilizado na Pesquisa:

- Modelo do medidor CONAUT:	MAG-FLUX 463
- Modelo do conversor de vazão CONAUT (analógico / frequência) :	AF-R Board
- Precisão do conversor CONAUT:	MAG-FLUX 474A ± 0,5% (medido) ± 0,5% fim de escala.
- Técnica de excitação:	Frequência DC pulsado
- Frequência de excitação:	30 hz
- Condutibilidade do fluido:	≥ 1 $\mu\text{S}/\text{cm}$
- Saída de corrente:	0 a 20 mA
- Temperatura ambiente:	- 20° C + 50° C
- Diâmetro do sensor:	50,00 mm
- Cx ou SPAN:	(1,022)
- Vazão máxima:	30 m ³ /h
- Revestimento do sensor:	Teflon

7.3.3 Placa de Aquisição de Dados:

O sinal de vazão, após ser amplificado pelo conversor CONAUT (ver Anexo B – Foto 7), é transformado em voltagem e enviado à placa de aquisição de dados a qual está instalada no microcomputador padrão IBM – PC.

O transdutor de pressão Motorola MPX5100 possui, já dentro dele, um amplificador e daí o sinal segue para a placa de aquisição de dados.

Essas informações, através de programas computacionais específicos, são processadas e analisadas.

7.4 Ensaaios Hidráulicos:

O sistema de aquisição de dados é acionado por uma tecla de disparo que inicia a leitura simultânea de vazão e de carga piezométrica, a cada intervalo de tempo de 10 ms ou 0,01 s. Os valores arquivados formam uma matriz de dados que devem ser processados. Cada linha corresponde a um instante t .

Como descrito no item 7.2 do presente trabalho, as etapas dos ensaios hidráulicos são:

- a) Calibração da instrumentação e do equipamento de ensaio;
- b) Regime Permanente do sistema hidráulico da figura 21;
- c) Regime Não Permanente do sistema hidráulico da figura 21 o qual é um sistema aberto sem bolsa de ar, devido à abertura da válvula esférica, até o estabelecimento do regime permanente;
- d) Regime Transitório do sistema hidráulico da figura 22 o qual é um sistema confinado com bolsa de ar, devido à abertura da válvula esférica.

A análise dos dados é uma atividade de extrema importância. Os dados são um conjunto de valores obtidos em função de uma variável independente, geralmente o tempo, valores esses espaçados em intervalos regulares, e devem ser analisados quanto à presença de tendências significativas. Designa-se por tendência o movimento permanente e regular de um série temporal onde, através do qual, os valores estão aumentando ou diminuindo. Às vezes, essas tendências são difíceis de discernir por causa da existência de ruído ou de outra perturbação de curta duração.

Para atenuar os ruídos na saída do dados utiliza-se o alisamento destes. Os três métodos de alisamento de dados mais comuns referem-se à média móvel, ao método dos mínimos quadrados e do alisamento por Fourier. Dentre esses métodos, o alisamento por Fourier é o mais indicado. Como os

dados do presente trabalho, praticamente, não apresentaram ruídos consideráveis nos canais de saída da placa de aquisição de dados, os mesmos não foram alisados.

A não geração de ruídos nos ensaios experimentais hidráulicos em estudo deveu-se, basicamente, a dois fatores:

- a) O nível de água no reservatório de alimentação da linha praticamente não sofreu variação durante o ensaio, pois não houve sangria na referida linha. Isto fez com que não houvesse necessidade de abastecimento contínuo do reservatório por meio de uma estação elevatória. E é fato conhecido que uma bomba operando pode transmitir ruídos para uma tubulação e, conseqüentemente, para o sistema de aquisição de dados.
- b) Como pode-se observar na figura 22 e no Anexo B – foto 05, o transdutor de pressão foi conectado, diretamente, ao ponto de tomada de pressão (bolsa de ar). Segundo AYDIN (1998), quando há um tubo de conexão entre o transdutor de pressão e a fonte de pressão, pode ocorrer ressonância e amortecimento viscoso nas flutuações de tais medidas de pressão.

7.4.1 Calibração da Instrumentação e do Equipamento de Ensaio:

Todos os equipamentos e os instrumentos utilizados no ensaio foram submetidos a aferições, a calibrações e a verificações de linearidade, proporcionando, assim, confiabilidade às medidas.

7.4.1.1 Determinação do Diâmetro da Tubulação de Ensaio:

As medidas dos diâmetros da tubulação de ensaio foram realizadas, segundo norma. Assim, mediu-se o diâmetro interno e obteve-se o valor de 50 mm, como média aritmética, para o PVC roscável, e 53 mm para o PVC soldável.

7.4.1.2 Calibração do Transdutor de Pressão:

Antes da calibração propriamente dita, do transdutor de pressão, verificou-se a linearidade do mesmo, isto é, com o auxílio de piezômetros (ver Anexo B – foto 2) observou-se que à medida que se aumentava a carga piezométrica, a tensão registrada pelo transdutor de pressão tinha um aumento linearmente proporcional a essa carga.

Após esta fase, comparou-se as proporções entre as medidas do transdutor com as correspondentes proporções entre as medidas dos piezômetros. Esse processo consiste em se impor as pressões alterando as referências que, por sua vez, estão interligadas tanto com piezômetros como com o transdutor. A cada variação da pressão diferencial obteve-se, instantaneamente, duas medidas, mantendo-se equivalente a proporção entre as medidas consecutivas.

Para atender a esses objetivos preparou-se uma bancada hidráulica na qual foram conectados o transdutor e os registros que propiciam a sangria do ar aprisionado nas linhas e no transdutor (visualizar no Anexo B – fotos 05 e 02, o transdutor de pressão e os piezômetros).

Os dados desta calibração são apresentados na figura 24:

Figura 24 – Calibração do transdutor de pressão

Como se pode observar na figura anterior, a curva ajustada possui a seguinte equação da reta cujo índice de determinação (R^2) é 0,9998:

$$H = 2,2279 \cdot U - 0,4141 \quad (89)$$

onde:

H : carga piezométrica (m.c.a.);

U : tensão do sinal do transdutor de pressão na placa de aquisição de dados (Volts).

7.4.1.3 Calibração do Medidor de Vazão Eletromagnético:

Assim como no transdutor de pressão, no medidor de vazão eletromagnético foi verificada a sua linearidade. Após medidas de vazão, pelo método gravimétrico, constatou-se que a razão entre a vazão e a voltagem permanece constante no valor de 1,72 $\ell/(s.Volts)$, mostrando que tais grandezas são diretamente proporcionais.

Para a calibração do referido medidor, o processo foi idêntico ao aplicado no transdutor de pressão. Zerou-se o conversor CONAUT e conferiu-se as medidas. Nesta situação obteve-se o seguinte ajuste:

$$4,69 \text{ Volts} - 100\% \text{ da leitura do conversor CONAUT} - 30 \text{ m}^3/\text{h} \text{ ou } 8,33 \ell/\text{s}$$

NEVES (1993), em conjunto com o Prof. Dr. Hans George Arens, avaliaram a precisão desse mesmo aparelho, nas condições de regime não permanente. Esses pesquisadores constataram que o erro cometido, com relação ao método gravimétrico, é da ordem de 0,5%, na situação de escoamento transitório.

7.4.2 Ensaio 1 – Regime Permanente do Sistema Hidráulico da Figura 21:

Aplicando-se o teorema de Bernoulli ao sistema hidráulico da figura 21, obteve-se:

$$h = \left(1 + \frac{f \cdot L}{D} + K \right) \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (90)$$

onde:

$h = Z_R - Z_0$: diferença de nível entre o reservatório e a tubulação de saída (m);

f : fator de atrito (adimensional);

L : extensão total da tubulação (m);

D : diâmetro do conduto (m);

K : coeficiente de perda de carga localizada devido à peças e acessórios (adimensional);

V : velocidade de escoamento (m/s).

O fator de atrito, no presente trabalho, pode ser calculado pela expressão de SWAMEE (1993), a qual é válida para todo o intervalo da variação do número de Reynolds (escoamento laminar, turbulento liso, de transição e turbulento rugoso):

$$f = \left\{ \left(\frac{64}{Rey} \right)^8 + 9,5 \cdot \left[\ln \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot D} + \frac{5,74}{Rey^{0,9}} \right) - \left(\frac{2500}{Rey} \right)^6 \right]^{-16} \right\}^{0,125} \quad (91)$$

onde:

$$Rey = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (92)$$

ε : rugosidade absoluta (mm);

ν : viscosidade cinemática do fluido (m²/s);

Rey : número de Reynolds (adimensional).

Segundo PORTO (1999), ao se comparar a eq.(91) com a fórmula de Colebrook-White, verificou-se que as diferenças em termos de fator de atrito são irrelevantes, menores que 2%.

Nesse ensaio considerou-se, para a rugosidade absoluta (ε) do PVC, o valor de 0,01 mm, valor este já obtido experimentalmente em ensaios anteriores, realizados no laboratório de hidráulica da EESC – USP. Para a viscosidade cinemática, considerou-se um valor de $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (água a 20°C). A extensão total do conduto (L) foi medida no laboratório ($L_1 + L_2 + L_3$) e seu valor é de 9,90 metros (ver figura 21).

Como o objetivo desse ensaio foi a determinação de **K**, então rearranjou-se a eq.(90):

$$K = \frac{2 \cdot g \cdot h}{V^2} - \left(1 + \frac{f \cdot L}{D} \right) \quad (93)$$

Aplicando-se as eqs.(91) a (93) nos resultados desse ensaio, obteve-se a seguinte tabela:

Tabela 04 – Cálculo de **f** e **K**

Experi- mento	Z_R (m)	Z_0 (m)	$h = Z_R - Z_0$ (m)	Leitura no CONAUT (%Volts)	Q (l/s)	V (m/s)	Rey eq. (92)	f eq. (91)	K eq. (93)
1	3,994	0,040	3,954	77,2	6,43	3,28	1,64E+05	0,0176	2,73
2	3,848	0,040	3,808	75,5	6,29	3,20	1,60E+05	0,0177	2,77
3	3,550	0,040	3,510	72,6	6,05	3,08	1,54E+05	0,0178	2,73
Média						3,19	1,59E+05	0,0177	2,75

Assim, a média dos três experimentos forneceu para o fator de atrito (**f**) o valor de **0,0177** e para o coeficiente de perda de carga localizada, devido à peças e acessórios (**K**) o valor de **2,75**.

Na instalação hidráulica da figura 21, tem-se os seguintes valores de K da literatura:

Tabela 05 – Valores de K da literatura

Peça	K
1 entrada normal em canalização*	0,50
1 válvula de gaveta aberta*	0,20
2 cotovelos de 90°, raio curto*	1,80
1 válvula esférica aberta**	0,00
ΣK	2,50

Fonte: * PORTO(1999); ** NBR 12214.

Comparando-se o valor de 2,50 obtido da literatura com o da tabela 04 (2,75), conclui-se que ambos os valores possuem a mesma ordem de grandeza.

7.4.3 Ensaio 2 – Regime Não Permanente do Sistema Hidráulico da Figura 21:

O objetivo desse ensaio foi verificar a precisão e o intervalo de leitura (tempo de resposta) dos instrumentos, na condição de regime não permanente, empregados no sistema hidráulico da figura 21.

7.4.3.1 Resultados Experimentais:

Foram realizadas quatro aberturas nesse ensaio. A alteração de um experimento para o outro consistiu na carga hidráulica do reservatório (Z_R):

Tabela 06 – Características dos experimentos do Ensaio 2

Abertura	Constante do Conversor CONAUT	Z_R (mm)	$h = Z_R - Z_0$ (mm)	Tempo de abertura da válvula* t_a (seg.)
1	76,1% - 3,93 Volts	3980	3940	0,75
2		3934	3894	0,75
3		3882	3842	0,70
4		3815	3775	0,60

* O tempo de abertura da válvula foi adotado

Estas medidas experimentais forneceram as figuras 25 a 28:

Figura 25 – Evolução temporal da velocidade, numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 2 – Abertura 1

Figura 26 – Evolução temporal da velocidade, numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 2 – Abertura 2

Figura 27 – Evolução temporal da velocidade, numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 2 – Abertura 3

Figura 28 – Evolução temporal da velocidade, numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 2 – Abertura 4

7.4.3.2 Resultados Numéricos:

Para que se cumpra o objetivo do presente item, para fins de comparação, é necessária a obtenção de resultados numéricos de um sistema hidráulico semelhante ao apresentado na figura 21, simulando a abertura da válvula esférica, até o estabelecimento do regime permanente.

Assim, desprezando-se os efeitos de compressibilidade da água, a equação de Euler pode ser empregada:

$$h = \left[\left(1 + K_p + \frac{f \cdot L}{D} \right) + K_v \right] \cdot \frac{V^2}{2g} + \frac{L}{g} \cdot \frac{dV}{dt} \quad (94)$$

onde:

K_p : coeficiente de perda de carga localizada das peças e acessórios, no regime permanente, existentes no sistema hidráulico da figura 21, com exceção da válvula esférica. Como pode-se observar na tabela 04, o valor de K_p é 2,75.

K_v : coeficiente de perda de carga localizada da válvula esférica existente no sistema hidráulico da figura 21.

Para a análise numérica foram utilizados os valores de 0,0177, 9,90 m e 50 mm para os parâmetros f , L e D , respectivamente.

Segundo a NBR 12214, o coeficiente de perda de carga localizada da válvula esférica (K_v), em função do seu ângulo de abertura, pode ser representado pela seguinte tabela e pela figura 29:

Tabela 07 – Coeficiente de perda de carga localizada de válvulas esféricas em função do ângulo de abertura (Fonte: Adaptado de NBR 12214)

Ângulo (°)	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	82
K_v	0,00	0,05	0,29	0,75	1,56	3,10	5,47	9,68	17,3	31,2	52,6	106	206	486	Infinito

Figura 29 – Coeficiente de perda de carga localizada de válvulas esféricas em função do ângulo de abertura (Fonte: Adaptado de NBR 12214)

Fazendo: $\beta = \left[\left(1 + K_p + \frac{f \cdot L}{D} \right) + K_v(t) \right]$, tem-se:

$$h = \beta \cdot \frac{V^2}{2g} + \frac{L}{g} \cdot \frac{dV}{dt} \quad (95)$$

Admitindo-se a hipótese de abertura instantânea ($K_v = 0$), é possível obter uma solução analítica para a equação diferencial ordinária (EDO), eq.(95). Para isso basta rearranjar a eq.(95) e integrar a mesma, considerando-se que a condição inicial corresponda à válvula esférica totalmente fechada ($V_i = 0$) e a condição final ao estabelecimento do regime permanente ($V_f = V$), tem-se, assim:

$$\int_0^t \frac{\beta}{2L} dt = \int_0^V \frac{1}{\left(\frac{2gh}{\beta} - V^2 \right)} dV \quad (96)$$

Isto é:

$$\frac{\beta}{2L} \cdot t = \frac{1}{\sqrt{\frac{2gh}{\beta}}} \operatorname{arctgh} \left(\frac{V}{\sqrt{\frac{2gh}{\beta}}} \right) \quad (97)$$

Finalmente, tem-se a seguinte expressão da velocidade em função do tempo:

$$V = \sqrt{\frac{2gh}{\beta}} \cdot \operatorname{tgh}\left(\sqrt{2g\beta h} \cdot \frac{t}{2L}\right) \quad (98)$$

De posse da eq.(98) e dos dados apresentados na figura 25, partiu-se para comparação entre o resultado experimental e o numérico, para o caso da abertura 1. Dessa forma, obteve-se a figura 30:

Figura 30 – Curva experimental e analítica do Ensaio 2 – Abertura 1

Observa-se na figura 30 que, na fase de transição, a curva analítica é, em todas as aberturas, um pouco superior à curva experimental. Isto deve-se ao fato de que, no experimento, não houve abertura instantânea da válvula esférica, e conseqüentemente, tem-se que a curva experimental é menos íngreme que a analítica.

Existiria uma situação com abertura instantânea se o tempo de abertura da válvula fosse inferior a $2L/a$. Para a tubulação ensaiada no laboratório de hidráulica, de acordo com a eq.(36), a celeridade (a) é em torno de 451 m/s. Assim, para que o ensaio seja considerado como de manobra rápida, o tempo de abertura deveria ser menor que 0,04 segundos.

No entanto, como K_v é função do tempo, $K_v(t)$, tem-se uma EDO ordinária de 1ª ordem que pode ser solucionada pelo Método de Runge-Kutta de 4ª ordem. Assim, a aplicação do método numérico à eq.(95) e sendo t a variável independente e V a variável dependente, é definida a seguinte função:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{g}{L} \cdot h - \frac{\beta(t)}{2 \cdot L} \cdot V^2 = F(t, V) \quad (99)$$

No tempo inicial ($t = 0$) tem-se a condição inicial: $V(0) = 0$. Portanto, V na iteração ($i + 1$) é determinada dessa forma:

$$V_{i+1} = V_i + \frac{1}{6} \cdot (k_1 + 2 \cdot k_2 + 2 \cdot k_3 + k_4) \quad (100)$$

$$t_{i+1} = t_i + \Delta t \quad (101)$$

onde:

Δt : tamanho do passo (seg.)

$$k_1 = h \cdot F(t_i, V_i) \quad (102)$$

$$k_2 = h \cdot F\left(t_i + \frac{\Delta t}{2}, V_i + \frac{k_1}{2}\right) \quad (103)$$

$$k_3 = h \cdot F\left(t_i + \frac{\Delta t}{2}, V_i + \frac{k_2}{2}\right) \quad (104)$$

$$k_4 = h \cdot F(t_i + \Delta t, V_i + k_3) \quad (105)$$

Admitindo-se uma lei de abertura linear com relação ao ângulo de abertura da válvula e o tempo $\left[\theta = 90 \cdot \left(1 - \frac{t}{t_a} \right) \right]$, e adotando um valor de Δt igual a 0,01 seg., obtém-se as figuras 31 a 34:

Figura 31 – Curvas experimental e numérica do Ensaio 2 – Abertura 1

Figura 32 – Curvas experimental e numérica do Ensaio 2 – Abertura 2

Figura 33 – Curvas experimental e numérica do Ensaio 2 – Abertura 3

Figura 34 – Curvas experimental e numérica do Ensaio 2 – Abertura 4

Comparando-se os resultados experimentais com os numéricos, nota-se uma boa concordância entre os mesmos, comprovando que os aparelhos de instrumentação funcionam perfeitamente na condição de regime não permanente.

Outra conclusão é que a lei de abertura linear adotada, reproduziu os resultados esperados.

7.4.4 Ensaio 3 – Regime Transitório do Sistema Hidráulico da Figura 22:

Depois de calibrados os aparelhos de medição de vazão e pressão nos regimes permanente e transitório, e obtidos os coeficientes das tubulações, das peças e dos acessórios da instalação hidráulica em estudo, realizou-se o ensaio experimental propriamente dito. Tal ensaio consistiu na abertura da válvula esférica num determinado instante, proporcionando, assim, energia suficiente para causar a aceleração da coluna líquida e a compressão da bolsa de ar.

Aberta a válvula, ocorreu um problema dinâmico (regime não permanente) até determinado período de tempo, após o qual houve uma nova estabilização do regime, ou seja, a carga de pressão do gás igualou-se à carga de pressão do reservatório (H_T) com relação à bolsa.

No entanto, para que seja possível comparar os resultados experimentais com os dos modelos numéricos é preciso determinar o expoente politrópico (n), que é um dado de entrada para a modelagem numérica.

7.4.4.1 Determinação do Expoente Politrópico (n):

Foi realizada uma série de ensaios com cinco manobras, sendo que a alteração de um experimento para o outro foi a carga hidráulica do reservatório (Z_R) e o comprimento inicial da bolsa de ar ($L_a = Z_f - Z_1$). Esses valores são apresentados na tabela 08:

Tabela 08 – Características dos experimentos do Ensaio 3 – Série C

Manobra	Constante do conversor CONAUT	Z_R (mm)	Z_1 (mm)
1	83,5% - 4,18 Volts	3993	263
2	43,2% - 4,27 Volts	3875	195
3		3874	265
4		3874	305
5		3873	580

O diâmetro interno na canalização (D_2), no trecho da bolsa de ar (ver figura 22), é de 53 mm. Nesse ensaio, foi determinado o valor da vazão, $Q(t)$, e da carga de pressão absoluta da bolsa de ar, $H^*(t)$, em um dado instante t . Para a determinação do expoente politrópico, inicialmente partiu-se da hipótese básica de que a massa de ar permanece constante durante o fenômeno (ver item 5.1 do presente trabalho), isto é:

$$\forall = (La - x) \cdot A = \forall_0 - \int_0^t Q(t) \cdot dt \quad (106)$$

Também no item 5.1 do presente trabalho, admite-se que tanto a expansão quanto a contração da bolsa de ar são regidas pela equação politrópica para um gás ideal, ou seja:

$$H^* \cdot \forall^n = H_0^* \cdot \forall_0^n = C \quad (107)$$

sendo que n deve variar de 1,0 (lento processo isotérmico) a 1,4 (rápido processo adiabático). Como pode-se observar na eq.(107), independentemente do instante de leitura do aparelho, o produto de potências entre a carga de pressão absoluta e o volume da bolsa de ar deve ser constante, ou o mais próximo de uma constante, para um dado valor de n . Vale ressaltar que os dados de velocidade e consequentemente de volume foram adiantados 0,09 segundos, de tal forma que, quando a pressão for máxima na bolsa de ar, a velocidade na mesma será nula. A explicação dessa defasagem será dada no item 9.1.1 do presente trabalho.

Aplicando-se o logaritmo à eq.(107), esta torna-se linear:

$$n = \frac{\log\left(\frac{H_0^*}{H^*}\right)}{\log\left(\frac{\forall}{\forall_0}\right)} \quad (108)$$

possibilitando assim a obtenção do expoente politrópico n , via regressão linear simples (método dos mínimos quadrados), com o auxílio da planilha eletrônica Excel. Por consequência, foram obtidas as figuras 35 a 39:

Figura 35 – Logaritmo da carga de pressão versus logaritmo do volume da bolsa de ar adimensionalizados, referentes ao Ensaio 3 – Manobra C1

Figura 36 – Logaritmo da carga de pressão versus logaritmo do volume da bolsa de ar adimensionalizados, referentes ao Ensaio 3 – Manobra C2

Figura 37 – Logaritmo da carga de pressão versus logaritmo do volume da bolsa de ar adimensionalizados, referentes ao Ensaio 3 – Manobra C3

Figura 38 – Logaritmo da carga de pressão versus logaritmo do volume da bolsa de ar adimensionalizados, referentes ao Ensaio 3 – Manobra C4

Figura 39 – Logaritmo da carga de pressão versus logaritmo do volume da bolsa de ar adimensionalizados, referentes ao Ensaio 3 – Manobra C5

O valor ótimo do expoente politrópico n , considerando a faixa de 1,0 a 1,4, para cada manobra, é apresentado na tabela 09:

Tabela 09 – Melhor ajuste do expoente politrópico n , para a Série C

Manobra	n
1	1,3026
2	1,3342
3	1,3357
4	1,3426
5	1,4000
Média	1,3430

Como pode-se observar na tabela anterior o valor ótimo de n , foi de 1,34. Portanto, o ensaio foi realizado próximo a condições adiabáticas. Segundo CHAUDHRY (1979), para câmaras de ar de pequeno tamanho e transitórios rápidos, os processos são quase adiabáticos.

Na figura 40 é apresentada a evolução temporal da equação politrópica adimensionalizada. Nessa figura, observa-se que as curvas são quase uma reta horizontal (coordenada igual a 1), com uma amplitude de 0,98 a 1,05, sendo que a precisão do aparelho do transdutor de pressão é de $\pm 2\%$.

Figura 40 – Evolução temporal da equação politrópica adimensionalizada numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Manobras 1 a 5, para $n = 1,34$

7.4.4.2 Resultados das Séries A e B:

Foram realizadas duas séries de ensaios, a primeira com dez manobras e a segunda com cinco, sendo que a alteração de um experimento para o outro foi a carga hidráulica do reservatório (Z_R) e o comprimento inicial da bolsa de ar ($L_a = Z_f - Z_1$). Esses valores são apresentados nas tabelas 10 e 11:

Tabela 10 – Características dos experimentos do Ensaio 3 – Série A

Manobra	Constante do conversor CONAUT	Z_R (mm)	Z_1 (mm)	Tempo de abertura da válvula* (seg.)
1	75,5% - 3,98 Volts	3862	373	0,1
2		3861	165	0,3
3		3861	145	0,3
4		3860	155	0,3
5		3860	140	0,3
6		3859	465	0,2
7		3859	555	0,1
8		3858	940	0,1
9		3859	1075	0,1
10		3859	560	0,1

* O tempo de abertura da válvula foi adotado

Tabela 11 – Características dos experimentos do Ensaio 3 – Série B

Manobra	Constante do conversor CONAUT	Z_R (mm)	Z_1 (mm)	Tempo de abertura da válvula* (seg.)
1	76% - 3,97 Volts	3902	192	0,3
2	22,7% - 3,53 Volts	3825	160	0,3
3	22,7% - 3,53 Volts	3825	325	0,3
4	22,7% - 3,53 Volts	3824	572	0,1
5	22,7% - 3,53 Volts	3824	870	0,2

* O tempo de abertura da válvula foi adotado

As medidas experimentais provenientes da Série A resultaram nas figuras 41 a 50:

Figura 41 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série A – Manobra 1

Figura 42 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série A – Manobra 2

Figura 43 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série A – Manobra 3

Figura 44 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série A – Manobra 4

Figura 45 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série A – Manobra 5

Figura 46 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série A – Manobra 6

Figura 47 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série A – Manobra 7

Figura 48 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série A – Manobra 8

Figura 49 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série A – Manobra 9

Figura 50 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série A – Manobra 10

As medidas experimentais provenientes da Série B resultaram nas figuras 51 a 55:

Figura 51 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série B – Manobra 1

Figura 52 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série B – Manobra 2

Figura 53 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série B – Manobra 3

Figura 54 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série B – Manobra 4

Figura 55 – Evolução temporal da velocidade e da pressão na bolsa de ar numa manobra de abertura, referente ao Ensaio 3 – Série B – Manobra 5

Os valores da velocidade máxima ($V_{\max}$) e da carga de pressão máxima ($H_{\max}$) observados nos experimentos, assim como o instante em que a coluna líquida pára pela primeira vez após ser dado início ao ensaio, são expressos na tabela 12:

Tabela 12 – Valores de $V_{\max}$, $H_{\max}$ e $t_{V=0}$ para as Séries A e B

Série	Manobra	$t_{V=V_{\max}}$ (seg.)	$V_{\max}$ (m/s)	$t_{H=H_{\max}}$ (seg.)	$H_{\max}$ (mca)	$t_{V=0}$ (seg.)
A	1	0,44	0,73	0,69	7,74	0,78
	2	0,50	0,83	0,79	7,81	0,88
	3	0,51	0,87	0,79	7,98	0,88
	4	0,52	0,81	0,80	7,67	0,90
	5	0,48	0,89	0,80	8,03	0,90
	6	0,43	0,66	0,66	7,45	0,75
	7	0,40	0,61	0,62	7,36	0,71
	8	0,28	0,34	0,40	6,58	0,50
	9	0,21	0,21	0,29	6,25	0,37
	10	0,40	0,62	0,62	7,41	0,71
B	1	0,49	0,83	0,77	7,87	0,87
	2	0,50	0,85	0,77	7,76	0,88
	3	0,47	0,76	0,72	7,56	0,82
	4	0,40	0,61	0,61	7,23	0,70
	5	0,32	0,40	0,45	6,58	0,54

7.4.4.3 Resultados Adimensionalizados das Séries A e B:

Antes que seja realizada a adimensionalização dos resultados experimentais, é necessário conhecer a carga de pressão atmosférica. Segundo PORTO (1999), a referida carga de pressão pode ser calculada pela seguinte equação:

$$H_a = \frac{13,6}{10^3} \cdot (760 - 0,081 \cdot NT) \quad (109)$$

onde:

H_a : carga de pressão atmosférica (m.c.a.);

NT : altitude (m).

A altitude média da cidade de São Carlos, segundo o IBGE, é de 854 metros. Assim, de acordo com eq.(109), tem-se que $H_a \cong 9,40$ m.c.a.

O comprimento inicial da coluna líquida (L) do experimento da figura 22, pode ser calculado como:

$$L = (L_1 + L_2 + L_3 + L_4) + (Z_1 - Z_0) = 10,65 + (Z_1 - 0,04) \quad (110)$$

E o comprimento inicial da bolsa de ar (L_a):

$$L_a = (Z_f - Z_1) = (1,21 - Z_1) \quad (111)$$

E a carga de pressão relativa do reservatório com relação a interface ar / água:

$$H_T = (Z_R - Z_1) \quad (112)$$

Enquanto que o volume inicial da bolsa de ar pode ser calculado pela seguinte equação:

$$V_0 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L_a \quad (113)$$

MAGALHÃES, PORTO & ARENS (1997), para fins de adimensionalização, definiram as seguintes expressões para o tempo de referência (t_R) e a velocidade de referência (V_R), respectivamente:

$$t_R = \left(\frac{L \cdot V_0}{g \cdot H_T^* \cdot D^2} \right)^{1/2} \quad (114)$$

$$V_R = \left(\frac{g \cdot H_T^* \cdot V_0}{D^2 \cdot L} \right)^{1/2} \quad (115)$$

Aplicando-se os valores obtidos nos experimentos do sistema hidráulico da figura 22, obteve-se a tabela 13:

Tabela 13 – Valores de H_T , H_T^* , L_a , L , V_0 , t_R e V_R para as Séries A e B

Série	Manobra	Z_R (mm)	Z_1 (mm)	H_T (mm) Eq.(112)	H_T^* (m) Eq.(17)	L_a (m) Eq.(111)	L (m) Eq.(110)	V_0 (m ³) Eq.(113)	t_R (s) Eq.(114)	V_R (m/s) Eq.(115)
A	1	3862	373	3489	12,889	0,837	10,983	0,001643	0,2391	2,7496
	2	3861	165	3696	13,096	1,045	10,775	0,002052	0,2625	3,1266
	3	3861	145	3716	13,116	1,065	10,755	0,002091	0,2646	3,1618
	4	3860	155	3705	13,105	1,055	10,765	0,002071	0,2635	3,1441
	5	3860	140	3720	13,120	1,070	10,750	0,002101	0,2651	3,1704
	6	3859	465	3394	12,794	0,745	11,075	0,001463	0,2273	2,5738
	7	3859	555	3304	12,704	0,655	11,165	0,001286	0,2148	2,3951
	8	3858	940	2918	12,318	0,270	11,550	0,000530	0,1424	1,4887
	9	3859	1075	2784	12,184	0,135	11,685	0,000265	0,1019	1,0409
	10	3859	560	3299	12,699	0,650	11,170	0,001276	0,2141	2,3849
B	1	3902	192	3710	13,110	1,018	10,802	0,001999	0,2593	3,0838
	2	3825	160	3665	13,065	1,050	10,770	0,002062	0,2634	3,1311
	3	3825	325	3500	12,900	0,885	10,935	0,001738	0,2452	2,8348
	4	3824	572	3252	12,652	0,638	11,182	0,001253	0,2126	2,3572
	5	3824	870	2954	12,354	0,340	11,480	0,000668	0,1591	1,6781

$Z_0 = 40$ mm; $Z_f = 1210$ mm; $(L_1 + L_2 + L_3 + L_4) = 10,65$ m; $D = 50$ mm e $H_a = 9,40$ mca.

Conforme descrito no item 5.2.2 do presente trabalho, é possível, obter também os valores dos números independentes (π_1 , π_2 , π_3 , π_4 , π_5 e π_7), assim como os valores de ϕ e $\rho^* \sigma^*$, apresentados na tabela 14:

Tabela 14 – Valores de π_1 , π_2 , π_3 , π_4 , π_5 , π_7 , ϕ e $\rho^*\sigma^*$ para as Séries A e B

Série	Manobra	π_1 Eq.(20)	π_2 Eq.(21)	π_3 Eq.(22)	π_4 Eq.(23)	π_5 Eq.(24)	π_7 Eq.(26)	ϕ Eq.(33)	$\rho^*\sigma^*$ Eq.(86)
A	1	1,371	0,2327	1,34	0,8521	0,0599	40,1286	0,051	176,93
	2	1,393	0,2905	1,34	0,8228	0,0762	39,8102	0,063	178,26
	3	1,395	0,2961	1,34	0,8200	0,0778	39,7798	0,064	178,23
	4	1,394	0,2933	1,34	0,8214	0,0770	39,7965	0,063	178,34
	5	1,396	0,2975	1,34	0,8194	0,0782	39,7738	0,064	178,31
	6	1,361	0,2071	1,34	0,8656	0,0528	40,2773	0,046	175,50
	7	1,351	0,1821	1,34	0,8789	0,0461	40,4197	0,040	172,80
	8	1,310	0,0751	1,34	0,9377	0,0184	41,0481	0,017	139,43
	9	1,296	0,0375	1,34	0,9590	0,0091	41,2732	0,009	107,60
	10	1,351	0,1807	1,34	0,8796	0,0457	40,4277	0,040	172,61
B	1	1,395	0,2830	1,34	0,8240	0,0740	39,7889	0,061	174,42
	2	1,390	0,2919	1,34	0,8243	0,0766	39,8574	0,063	181,70
	3	1,372	0,2461	1,34	0,8477	0,0636	40,1115	0,054	181,21
	4	1,346	0,1774	1,34	0,8838	0,0448	40,5027	0,040	175,82
	5	1,314	0,0945	1,34	0,9293	0,0233	40,9883	0,022	153,17

$f = 0,0177$; $n = 1,34$; $\alpha = 90^\circ$; $a = 451$ m/s (ver item 7.4.3.2).

Como se considerou a abertura não instantânea da válvula esférica, o valor de K ou π_6 varia com o tempo.

Dessa forma, pode-se adimensionalizar a carga de pressão absoluta (H^*), a velocidade (V) e o tempo (t). Tal adimensionalização resultou nas figuras 56 a 59. Para que a leitura não se torne enfadonha e cansativa, optou-se em agrupar os dados da Série A em dois gráficos (carga de pressão e velocidade), assim como os da Série B.

Figura 56 – Evolução temporal da carga de pressão absoluta adimensionalizada (H^*), referente ao Ensaio 3 – Série A

Figura 57 – Evolução temporal da velocidade de escoamento adimensionalizada ($\hat{V}$), referente ao Ensaio 3 – Série A

Figura 58 – Evolução temporal da carga de pressão absoluta adimensionalizada ($\hat{H}^*$), referente ao Ensaio 3 – Série B

Figura 59 – Evolução temporal da velocidade de escoamento adimensionalizada ($\hat{V}$), referente ao Ensaio 3 – Série B

Repetindo o que foi realizado na tabela 12, a tabela 15 foi confeccionada para apresentar os resultados adimensionalizados da tabela 12:

Tabela 15 – Resultados adimensionalizados da tabela 12

Série	Manobra	$\hat{t}_{V=V_{\max}}$	$\hat{V}_{\max}$	$\hat{t}_{H=H_{\max}}$	$\hat{H}_{\max}^*$	$\hat{t}_{V=0}$
A	1	1,84	0,27	2,89	1,33	3,26
	2	1,90	0,27	3,01	1,31	3,35
	3	1,93	0,28	2,99	1,33	3,33
	4	1,97	0,26	3,04	1,30	3,42
	5	1,81	0,28	3,02	1,33	3,40
	6	1,89	0,26	2,90	1,32	3,30
	7	1,86	0,25	2,89	1,32	3,31
	8	1,97	0,23	2,81	1,30	3,51
	9	2,06	0,20	2,85	1,28	3,63
	10	1,87	0,26	2,90	1,32	3,32
B	1	1,89	0,27	2,97	1,32	3,36
	2	1,90	0,27	2,92	1,31	3,34
	3	1,92	0,27	2,94	1,31	3,34
	4	1,88	0,26	2,87	1,31	3,29
	5	2,01	0,24	2,83	1,29	3,39

8 VALIDAÇÃO DOS MODELOS MATEMÁTICOS

Esse capítulo tem como objetivo verificar a resposta dos modelos matemáticos, rígido (MCLC e MCLV) e elástico, e detectar possíveis erros de formulação e programação.

Foram realizados ensaios computacionais no sistema hidráulico da figura 22, referentes às séries A e B. Os dados de entrada desses experimentos encontram-se nas tabelas 10, 11 e 13.

Os dados comuns a todos os ensaios são:

- Diâmetro interno da canalização (D): 50 mm;
- Comprimento total da canalização (ℓ): 11,82 m;
- Rugosidade absoluta da tubulação (ϵ): 0,01 mm;
- Ângulo entre o eixo horizontal da tubulação em que está localizada a bolsa com o plano de referência horizontal (α): 90° ;
- Carga de pressão atmosférica (H_a): 9,4 m.c.a.;
- Carga de pressão absoluta inicial da bolsa de ar (H_0^*): 9,4 m.c.a.;
- Expoente politrópico (n): 1,34;
- Velocidade da onda sônica do tubo (a): 451 m/s.

Assim, os dados que foram variados são: H_T , L , L_a , $K_v(t)$ e o tempo de abertura da válvula. Todos os valores do parâmetro $p^*\sigma^*$, conforme a tabela 14, são bem maiores que 10, indicando portanto que o modelo rígido pode ser empregado no lugar do modelo elástico. Também na tabela 14, é possível observar que os valores de ϕ são menores que 0,10, ou seja, o MCLC pode ser utilizado no lugar do MCLV, uma vez que a diferença é tolerável em termos de determinação de sobrepressão máxima.

8.1 Resultados do MCLV:

O modelo rígido de coluna líquida variável (MCLV) foi aplicado a todas as manobras das séries **A** e **B** e de posse dos referidos resultados experimentais, para fins comparativos, foram obtidas as figuras 60 a 74.

Com o intuito de serem contemplados os coeficientes de perda de carga localizada (K_p) da entrada normal em canalização, da válvula de gaveta aberta e dos dois cotovelos 90° , a eq.(15), referente à equação para a quantidade de movimento do MCLV, foi alterada para:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{g}{(L+x)} \left[H_T^* - H_0^* \left(\frac{V_0}{V} \right)^n \right] - \frac{x}{(L+x)} \cdot g \cdot \sin \alpha - \left[\frac{K_p + K_v}{2 \cdot (L+x)} + \frac{f}{2D} \right] \cdot V \cdot |V| - \frac{V^2}{2 \cdot (L+x)} \quad (116)$$

O valor de K_p adotado foi de 2,75 (ver tabela 04). E para K_v que é função do tempo de abertura da válvula esférica (ver tabelas 10 e 11), foi admitida uma lei de abertura linear com relação ao ângulo de abertura da válvula e o tempo. Para o fator de atrito f , apesar de ser usual, nos transitórios hidráulicos, trabalhar-se no regime permanente e na zona hidraulicamente rugosa, ou seja, f constante e independente do número de Reynolds (Re), optou-se, na modelagem matemática, pela variação de f conforme a eq.(91).

Figura 60 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A1

Figura 61 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A2

Figura 62 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A3

Figura 63 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A4

Figura 64 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A5

Figura 65 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A6

Figura 66 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A7

Figura 67 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A8

Figura 68 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A9

Figura 69 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A10

Figura 70 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra B1

Figura 71 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra B2

Figura 72 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra B3

Figura 73 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra B4

Figura 74 – MCLV versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra B5

Os resultados da velocidade máxima ($V_{\max}$) e da carga de pressão absoluta máxima ($H_{\max}^*$), observados nos experimentos e no MCLV, são apresentados na tabela 16:

Tabela 16 – Valores de $V_{\max}$ e $H_{\max}^*$ observados nos experimentos e no MCLV

Série	Manobra	$V_{\max}$ (m/s)		Diferença (%)	$H_{\max}^*$ (mca)		Diferença (%)
		Experimento	Calculado		Experimento	Calculado	
A	1	0,73	0,75	3,29	17,14	17,14	0,02
	2	0,83	0,86	3,37	17,21	17,33	0,72
	3	0,87	0,87	0,00	17,38	17,37	0,08
	4	0,81	0,86	6,54	17,07	17,35	1,63
	5	0,89	0,88	1,01	17,43	17,42	0,04
	6	0,66	0,69	4,39	16,85	16,93	0,49
	7	0,61	0,64	4,75	16,76	16,83	0,42
	8	0,34	0,37	9,41	15,98	16,15	1,04
	9	0,21	0,25	20,00	15,65	15,90	1,57
	10	0,62	0,64	2,58	16,81	16,82	0,07
B	1	0,83	0,85	2,29	17,27	17,39	0,71
	2	0,85	0,85	0,35	17,16	17,25	0,54
	3	0,76	0,75	0,79	16,96	16,98	0,12
	4	0,61	0,62	1,97	16,63	16,71	0,46
	5	0,40	0,41	3,50	15,98	16,11	0,82

Apesar da figura 22 indicar o uso de tubulações com diâmetros diferentes (50 mm e 53 mm), na bancada experimental, em todas as simulações numéricas realizadas no presente capítulo, adotou-se o diâmetro único de 50 mm.

8.1.1 Resultados do MCLV com fator de atrito constante:

Para saber se a hipótese de considerar um fator de atrito f constante é significativa com relação aos resultados experimentais, o MCLV foi simulado com f constante e igual a 0,0177 (ver tabela 04). Para efeito ilustrativo, tem-se a figura 75, a qual compara o MCLV com f constante versus os dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A5:

Figura 75 – MCLV com fator de atrito constante versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A5

O que se observou foi que, comparado a todos os experimentos, não houve alteração significativa na determinação dos primeiros picos máximos ($H_{max}^* = 17,50$ m.c.a. e $V_{max} = 0,89$ m/s), entretanto, a curva calculada pelo MCLV com f variável teve um amortecimento maior com relação à curva calculada pelo MCLV com f constante.

8.2 Resultados do MCLC:

Quando comparados os resultados do modelo rígido de coluna líquida constante (MCLC) aos resultados experimentais, observou-se que, em termos práticos e nessas condições, o referido modelo matemático pode ser empregado na simulação do transitório hidráulico.

Os picos máximos observados pelo MCLC sempre foram superiores aos registrados pelo MCLV, como pode-se verificar ao comparar as figuras 64 e 76.

Figura 76 – MCLC versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A5

Nesse caso, o valor de $H_{\max}^*$ observado pelo MCLC foi de 18,44 m.c.a., significando uma diferença de 5,8% com relação ao valor máximo do experimento, enquanto que o valor de $V_{\max}$ foi de 0,96 m/s e uma diferença de 7,5%.

Para sistemas que possuem valor de ϕ menor que 0,10, a diferença em empregar o MCLC ao invés do MCLV é menor que 15%, em termos de sobrepressão máxima absoluta (ver item 5.2.3). Portanto, comprova-se, assim, a teoria de GUARGA et al. (1994).

8.3 Resultados do Modelo Elástico:

O modelo elástico assim como o modelo rígido, foi aplicado a todas as manobras das séries A e B, as quais se efetuaram num sistema hidráulico semelhante ao da figura 22.

Os resultados dessa modelagem foram muito semelhantes aos provenientes do MCLV. Dessa forma, para que o referido trabalho não fique repetitivo, ilustrou-se a aplicação do modelo elástico aos dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A5, conforme pode-se observar na figura 77:

Figura 77–Modelo Elástico versus dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A5

Essa semelhança de resultados é devida ao valor do parâmetro $\rho^*\sigma^*$ ser bem maior que 10 em todos os experimentos (ver tabela 14) e quando isto ocorre, segundo ABREU et al. (1991), o MCLV pode ser utilizado no lugar do modelo elástico, sem ocorrerem grandes diferenças (ver item 5.3.4).

8.4 Análise de Sensibilidade dos Termos que Compõem a Equação da Quantidade de Movimento do MCLV:

Sabe-se que, nesse sistema em estudo, o fenômeno transitório inicia quando a válvula começa a se abrir, proporcionando energia suficiente para causar a aceleração da coluna líquida.

A eq.(116) que representa a equação da quantidade de movimento do MCLV pode ser reescrita da seguinte forma:

$$T_5 = T_1 - T_2 - T_3 - T_4 \quad (117)$$

onde:

$$T_5 = \frac{dV}{dt} \quad (118)$$

$$T_1 = \frac{g}{(L+x)} \left[H_1^* - H_0^* \left(\frac{V_0}{V} \right)^n \right] \quad (119)$$

$$T_2 = \frac{x}{(L+x)} \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (120)$$

$$T_3 = \left[\frac{K_p + K_v}{2 \cdot (L+x)} + \frac{f}{2D} \right] \cdot V \cdot |V| \quad (121)$$

$$T_4 = \frac{V^2}{2 \cdot (L+x)} \quad (122)$$

A idéia é descobrir qual dos termos (T_1 , T_2 , T_3 e T_4) que compõem a aceleração do sistema (T_5), é mais importante, em termos de ordem de grandeza.

Para isso, aplicou-se o MCLV com os dados do Ensaio 3 – Manobra A5, e analisou-se detalhadamente cada termo que faz parte da eq.(117), resultando na figura 78:

Figura 78 – Análise dos termos que compõem a eq.(117) com os dados experimentais do Ensaio 3 – Manobra A5

Observando o gráfico anterior, verifica-se que o termo T_1 , ou seja, a aceleração devido à carga hidráulica disponível, é o mais representativo com relação aos demais, no cálculo da aceleração da coluna líquida (termo T_5).

O segundo termo mais importante é o termo T_2 , ou seja, a aceleração devido à variação do comprimento da coluna líquida. O termo menos significativo é o T_4 , que representa a aceleração devido à carga cinética.

9 DISCUSSÃO, CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

9.1 Discussão:

9.1.1 Defasagem entre os Resultados Determinados pelo Transdutor de Pressão e pelo Medidor de Vazão:

Teoricamente, no fenômeno transitório em estudo, o ar inicialmente é comprimido enquanto o líquido passa por um processo de aceleração provocando um valor de velocidade máxima e, a partir desse valor, ele começa a ser desacelerado até parar ($V = 0$), resultando nesse instante uma carga de pressão máxima. Nesse momento, o volume da bolsa de ar é mínimo, ou seja, o ar começa a agir como uma mola (processo de expansão) sobre o líquido provocando um refluxo da água para o reservatório de montante e, conseqüentemente, o movimento vai sendo amortecido com o tempo, como um resultado do atrito existente entre a parede do conduto e a água.

Entretanto, na prática, conforme pode-se observar nas figuras 41 a 55 e, principalmente, na tabela 12 (colunas 5 e 7), houve uma pequena defasagem (0,09 segundos em média para as séries A e B). Essa pequena defasagem corresponde a um determinado intervalo de tempo decorrido até que a informação de carga de pressão máxima, proporcionada pelo fenômeno de compressão máxima e que ocorre na extremidade da bolsa de ar, onde está localizado o transdutor de pressão, chegue ao medidor de vazão (posicionado na linha horizontal da frente líquida). O instante em que a citada informação chega ao medidor de vazão corresponde à parada do fluxo ($V = 0$). A partir daí inicia-se a reversão do fluxo.

A razão para essa defasagem pode ser decorrente de dois fatores:

- A bolsa de ar pode não ser uma massa única e uniforme, como suposto no modelo matemático.
- A hipótese de que toda a massa líquida contida na tubulação possui, a cada instante, a mesma velocidade que variará, durante o transitório, igualmente para todas as seções, não é válida. Tal hipótese é suposta quando se considera o conduto como indeformável e o líquido como incompressível, caracterizando, assim, o fenômeno de oscilação de massa.

9.1.2 Equação Politrópica para um Gás Ideal:

De acordo com a equação politrópica para um gás ideal, eq.(107), o produto de potências entre a carga de pressão absoluta e o volume da bolsa de ar, deve ser constante.

No item 7.4.4.1 do presente trabalho, foi determinado o expoente politrópico (n) para o sistema hidráulico em estudo, cujo valor encontrado foi de 1,34 (quase um processo adiabático).

Contudo, mesmo empregando um processo de ajuste (análise de regressão linear) para a determinação de n , o que se observou na figura 40, é que em todas as manobras realizadas, não ocorreu um valor constante (-2 % a +5 %), fato que deveria ser esperado.

A justificativa para a não obediência à eq.(107) é que a rigor o comportamento da bolsa de ar deveria contemplar a transferência de calor entre gás / parede, interface e transferência de quantidade de movimento entre gás / líquido. Apesar que essa hipótese de cálculo não interferiu nos resultados. Outra justificativa, é a imprecisão do aparelho do transdutor de pressão ($\pm 2\%$).

9.1.3 Fatores Intervenientes no Sistema Hidráulico da Figura 22:

Na simulação experimental em questão, a variável de maior importância é a carga de pressão relativa do reservatório com relação à interface ar / água (H_T) pois quanto maior for a mesma, na maior parte das vezes, maior será a carga de pressão relativa máxima (H_{max}). A variável H_T , em termos adimensionais pode ser representada pelo número independente π_1 . Isto é, quanto maior π_1 , maior será H_{max} , conforme pode-se verificar na tabela 17.

Tabela 17 – Valores de H_T , L_a , L , π_1 , π_2 , H_{max} , H_{max}/H_T e número de ciclos

Manobra	H_T (mca)	L_a (m)	L (m)	π_1	π_2	H_{max} (mca)	H_{max}/H_T	N.º de ciclos num período 5 segundos
A9	2,784	0,135	11,685	1,296	0,038	6,25	2,2	8
A8	2,918	0,270	11,550	1,310	0,075	6,58	2,3	8
B5	2,954	0,340	11,480	1,314	0,095	6,58	2,2	5
B4	3,252	0,638	11,182	1,346	0,177	7,23	2,2	4
A7	3,304	0,655	11,165	1,351	0,182	7,36	2,2	4
A10	3,299	0,650	11,170	1,351	0,181	7,41	2,2	4
A6	3,394	0,745	11,075	1,361	0,207	7,45	2,2	4
B3	3,500	0,885	10,935	1,372	0,246	7,56	2,2	3
A4	3,705	1,055	10,765	1,394	0,293	7,67	2,1	3
A1	3,489	0,837	10,983	1,371	0,233	7,74	2,2	3
B2	3,665	1,050	10,770	1,390	0,292	7,76	2,1	3
A2	3,696	1,045	10,775	1,393	0,291	7,81	2,1	3
B1	3,710	1,018	10,802	1,395	0,283	7,87	2,1	3
A3	3,716	1,065	10,755	1,395	0,296	7,98	2,1	3
A5	3,720	1,070	10,750	1,396	0,297	8,03	2,2	3

Há apenas uma exceção, da série A4 para a série A1, que apesar da carga hidráulica ser reduzida, a carga máxima observada foi maior. Contudo, nota-se que também houve uma redução no comprimento inicial da bolsa de ar (L_a) e, como consequência, uma diminuição no valor de π_2 . Como é possível verificar na figura 11, uma vez fixados os demais números independentes, quanto menor π_2 , maior a carga de pressão máxima.

Analisando as figuras 41 a 55 e a tabela 17, notou-se que quanto menor a carga de pressão máxima gerada pela manobra da válvula, o sistema oscila mais vezes e com uma amplitude menor.

9.1.4 Aceleração da Coluna Líquida:

Este assunto foi abordado no item 8.4 do trabalho em questão. Foi verificado que a aceleração devida à carga hidráulica disponível é o termo mais importante na composição da aceleração da coluna líquida (ver figura 78), enquanto que a aceleração decorrente à carga cinética é de mínima significância.

9.1.5 Fator de Atrito Variável:

Ao comparar a figura 64 com a figura 75, verifica-se que em termos de carga de pressão máxima e velocidade máxima, a hipótese de se admitir o fator de atrito variável com o número de Reynolds, na equação da quantidade de movimento, não é importante, apesar do MCLV com f variável fornecer um ajuste melhor (maior amortecimento) quando comparado com o MCLV com f constante.

9.1.6 Modelos Matemáticos:

Os modelos rígido de coluna líquida variável (MCLV) e elástico apresentaram uma boa concordância quando comparados com os resultados experimentais, principalmente com relação aos picos de carga de pressão máxima e velocidade máxima (ver tabela 16), entretanto, com o passar do tempo de análise, tais modelos se distanciaram das curvas experimentais.

Praticamente não houve diferença entre o MCLV e o modelo elástico. Essa semelhança de dados foi confirmada pelos valores do parâmetro $\rho^*\sigma^*$, que resultaram bem maiores que 10 (ver tabela 14).

Já com relação ao uso do modelo rígido de coluna líquida constante (MCLC) no sistema hidráulico em estudo, notou-se, que em termos práticos, os seus resultados são também válidos, apesar de seus picos máximos serem sempre superiores aos registrados pelo MCLV e pelo modelo elástico.

9.2 Conclusões:

Foram estabelecidas metodologias de aplicação prática simples e segura, que permitiram avaliar a magnitude das pressões transitórias. Os modelos matemáticos empregados foram o *modelo rígido de coluna líquida constante* (MCLC), o *modelo rígido de coluna líquida variável* (MCLV) e o modelo elástico.

A presente tese teve como contribuição analítica, a adimensionalização do modelo elástico, assim como a incorporação dos números independentes π_6 e π_7 nos modelos matemáticos

Como hipóteses simplificadoras de cálculo são necessárias para a modelagem matemática, tais modelos foram validados experimentalmente.

A validação dos três modelos matemáticos foi possível, sendo que para a situação em análise, o MCLV, além de fácil programação, é viável sem prejuízos nos resultados esperados.

Nos ensaios realizados, a bolsa de ar comportou-se numa situação quase adiabática ($n = 1,34$).

A aceleração referente à carga hidráulica disponível é a que proporciona maior energia para causar a aceleração da coluna líquida.

Pode-se também concluir que os bolsões de ar podem ser a fonte de transitórios severos. No presente trabalho, a carga de pressão relativa máxima obtida durante o fenômeno transitório, foi em média 2,2 vezes a carga de pressão estática do sistema (ver tabela 17). Isto é, caso um sistema hidráulico não seja projetado adequadamente é provável a ocorrência de ruptura nas tubulações.

9.3 Recomendações:

- Avaliar o desenvolvimento da frente da coluna líquida através de um sistema que monitore a interface água / ar. Assim, pode-se verificar ou não a equação politrópica para um gás ideal. Se for o caso passar a contemplar a transferência de calor entre gás / parede, interface e transferência de quantidade de movimento entre gás / líquido.
- Acompanhamento do sistema hidráulico com mais pontos de medida de vazão e pressão, para que seja possível avaliar o comportamento dos pontos internos desse sistema, durante o fenômeno transitório. Com isso, é possível identificar-se a causa da defasagem observada entre os resultados determinados pelo transdutor de pressão e o medidor de vazão (ver item 9.1.1).
- Fazer uso de uma válvula de abertura instantânea através de um sistema elétrico.
- Variar o ângulo entre o eixo horizontal da tubulação com o nível de referência horizontal, idealizando um sistema que separe a bolsa de ar da coluna líquida.
- Implantar uma bancada de experimentos em que seja possível comparar as diferenças entre os modelos rígido e elástico.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABREU, J.; CABRERA, E.; GARCÍA-SERRA, J.; IZQUIERDO, J. Boundary between elastic and inelastic models in hydraulic transients analysis with entrapped air pockets. In: INT. CONF. ON HYDR. TRANSIENTS WITH WATER COLUMN SEPARATION, Valencia, Spain, 1991. Anais. Valencia, IAHR, 1991. Sept., p.159-181.
- ABREU, J.; CABRERA, E.; GARCÍA-SERRA, J.; IGLESIAS, P.; IZQUIERDO, J. Air valves and liquid length variation in hydraulic transients. In: BETTESS; WATTS, eds. *Unsteady flow and fluid transients*. Balkema, Rotterdam, ISBN 90 5410 046 X, 1992. p.303-311.
- ABREU, J.; CABRERA, E.; IZQUIERDO, J.; GARCÍA-SERRA, J. Flow modeling in pressurized systems revisited. *Journal of Hydraulic Engineering*, ASCE, v.125, n.11, p.1154-1169, Nov., 1999.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. (1990). *NBR 12214 - Projeto de Sistema de Bombeamento de Água para Abastecimento Público*. 15p., Rio de Janeiro.
- AYDIN, I. Evaluation of fluctuating pressures measured with connection tubes. *Journal of Hydraulic Engineering*, ASCE, v.124, n.4, p.413-418, Apr., 1998.
- AZEVEDO NETTO, J.M.; FERNANDEZ, M.F.; ARAÚJO, R.; ITO, A.E. *Manual de Hidráulica*. São Paulo, 8ª edição, Editora Edgard Blücher, 1998.
- BOLDY, A.P. The representation and use of air inlet / outlet valves for pressure surge control. In: BETTESS; WATTS, eds. *Unsteady flow and fluid transients*. Balkema, Rotterdam, ISBN 90 5410 046 X, 1992. p.321-326.

- CABRERA, E.; ABREU, J.; PÉREZ, R.; VELA, A. Influence of liquid length variation in hydraulic transients. *Journal of Hydraulic Engineering*, ASCE, v.118, n.12, p.1639-1650, Dec., 1992.
- CHAUDHRY, M.H. *Applied Hydraulic Transients*. New York, Von Nostrand Reinhold Co., 1979.
- CHAUDHRY, M.H. Numerical methods for solution of closed-conduit transient-flow equations. In: INTERCÂMBIO INTERNACIONAL SOBRE TRANSIENTES HIDRÁULICOS & CAVITAÇÃO, São Paulo, Brasil, 1982. Anais. São Paulo, 1982. Set., v.1, p.A2.1-A2.33.
- CHAUDHRY, M.H. Application of lumped and distributed approaches for hydraulic transients analysis. In: INTERNATIONAL CONGRESS ON CASES AND ACCIDENTS IN FLUID SYSTEMS, São Paulo, Brasil, 1989. Anais I. São Paulo, 1989. Mar., p.72-79.
- CONAUT. Manual de Operação. s.n.t. 20p.
- FUNK, J.E.; WOOD, D.J.; REDDY, L.S.; DINGER, D.C. Pressure surges due to rapid expulsion of air. In: BETTESS; WATTS, eds. *Unsteady flow and fluid transients*. Balkema, Rotterdam, ISBN 90 5410 046 X, 1992. p.313-319.
- GENTIL, V. *Corrosão*. Rio de Janeiro, 1ª edição, Editora Guanabara 2, 1970.
- GUARGA, R.; LORENZO, E.; ACOSTA, A. Aire atrapado en una tubería. Analisis de dos modelos. In: CONGRESO LATINOAMERICANO DE HIDRÁULICA, XVI, Santiago, Chile, 1994. Anais. Santiago, IAHR, 1994. Nov., p.355-367.
- JÖNSSON, L. Anomalous pressure transients in sewage lines. In: BETTESS; WATTS, eds. *Unsteady flow and fluid transients*. Balkema, Rotterdam, ISBN 90 5410 046 X, 1992. p.251-258.
- KOELLE, E. Hydraulic transients in pressure conduits - basic equations. In: INTERCÂMBIO INTERNACIONAL SOBRE TRANSIENTES HIDRÁULICOS & CAVITAÇÃO, São Paulo, Brasil, 1982. Anais. São Paulo, 1982. Set., v.1, p.A1.1-A1.98.

- LIU, C.P.; HUNT, W.A. Filling of pipelines with undulating elevation profiles. *Journal of Hydraulic Engineering*, ASCE, v.102, n.10, p.534-539, Oct., 1996.
- MAGALHÃES, C.A.C.; PORTO, R.M.; ARENS, H.G. Estudo analítico dos fenômenos transitórios ocasionados por grandes bolsas de ar confinadas nos sistemas hidráulicos. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, XIV, Bauru, Brasil, 1997. Anais. Bauru, ABCM, 1997. Dez., p.66.
- MARTIN, C.S. Entrapped air in pipelines. In: PROC., 2nd INT. CONF. ON PRESSURE SURGES, London, B.H.R.A., 1976. Sept., F2, p.15-28.
- MARTIN, C.S. Entrapped air. In: CHAUDHRY, M.H.; YEVJEVICH, V., eds. *Closed-conduit flow*. Lettleton, Colorado, Water Resources Publications, 1981. p.214-219.
- MITOSEK, M. Study of transient vapor cavitation in series pipe systems. *Journal of Hydraulic Engineering*, ASCE, v.126, n.12, p.904-911, Dec., 2000.
- MOTOROLA. Pressure Sensor – Device Data. 2ª ed., USA, 1994.
- NEVES, Lunalva Azevedo. *Verificação do comportamento do coeficiente de perda de carga numa expansão brusca em escoamento acelerado*. São Carlos, 1993. 146p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- PLANIDRO – Engenheiros Consultores S.A. *Manual técnico para análise do golpe de aríete em instalações de bombeamento (M-1)*. s.n.t.
- PORTO, R.M. *Hidráulica Básica*. São Carlos, 2ª edição, Editora EESC - USP, 1999.
- SANCHEZ, M.G. Modelos matemáticos de cálculo do golpe de aríete com separação de coluna líquida. *Revista DAE*, p.120-129, s.d.
- STEPHENSON, D. *Pipeflow analysis*. New York, 1ª edição, Elsevier Science publishings company inc., 1984.
- STREETER, V.L.; WYLIE, E.B. *Hydraulic transients*. New York, McGraw-Hill Book Company, 1967. p.209-217.

- SWAMEE, P.K.; JAIN, A.K. Explicit equations for pipe-flow problems. *Journal of Hydraulic Division*, ASCE, v.102, n.5, p.627-664, May, 1976.
- SWAMEE, P.K. Design of a submarine pipeline. *Journal of Transportation Engineering*, ASCE, v.119, n.1, p.159-170, Jan./Feb., 1993.
- THORLEY, A.R.D.; MAIN, B.G. Spontaneous combustion in vapour cavities subjected to fluid transients in pipelines. In: PROC., 5th INT. CONF. ON PRESSURE SURGES, Hannover, B.H.R.A., 1986. Sept., F1, p.139-149.
- THORNTON, R.E. High gas temperatures associated with pressure surges in a pipeline. In: PROC., 4th INT. CONF. ON PRESSURE SURGES, B.H.R.A., 1983. Sept., B2, p.59-76.
- TULLIS, J.P. Influence of entrapped air on transients. In: INTERCÂMBIO INTERNACIONAL SOBRE TRANSIENTES HIDRÁULICOS & CAVITAÇÃO, São Paulo, Brasil, 1982. Anais. São Paulo, 1982. Set., v.1, p.C3.1-C3.17.
- TULLIS, J.P. *Hydraulic of pipelines: pumps, valves, cavitation, transients*. Ed. John Wiley & Sons, 1989. p.250-253.
- ZUKOSKI, E.E. Influence of viscosity, surface tension and inclination angle on motion of long bubbles in closed tubes. *Journal Fluid Mechanics*, v.25, part 4, p.821-837, 1966.

ANEXO A

Método de Runge-Kutta de 4ª ordem para o MCLV adimensional

O método de Runge-Kutta de 4ª ordem pode ser empregado em sistemas de equações diferenciais ordinárias (EDOs), desde que as mesmas possam ser resolvidas simultaneamente (passo a passo).

Desta forma, a aplicação do método de Runge-Kutta ao MCLV adimensional tem o seguinte sistema de EDOs:

$$\frac{d\hat{V}}{d\hat{t}} = \frac{1}{(1+\hat{x})} \cdot \left[1 - \frac{1}{\pi_1 \left(1 - \frac{\pi}{4 \cdot \pi_5} \cdot \hat{x} \right)^{\pi_3}} \right] - \pi_4 \cdot \frac{\hat{x}}{(1+\hat{x})} - \left[\frac{\pi_6 \cdot \pi_5}{2 \cdot (1+\hat{x})} + \frac{\pi_2}{2} \right] \cdot \hat{V} \cdot |\hat{V}| - \frac{\pi_5}{2 \cdot (1+\hat{x})} \cdot \hat{V}^2 \quad (\text{A.01})$$

$$\frac{d\hat{x}}{d\hat{t}} = \pi_5 \cdot \hat{V} \quad (\text{A.02})$$

Seja $\hat{t}$ a variável independente e, $\hat{V}$ e $\hat{x}$ as variáveis dependentes, são definidas as seguintes funções:

$$\frac{d\hat{x}}{d\hat{t}} = F_1(\hat{t}, \hat{x}, \hat{V}) \quad (\text{A.03})$$

$$\frac{d\hat{V}}{d\hat{t}} = F_2(\hat{t}, \hat{x}, \hat{V}) \quad (\text{A.04})$$

No tempo inicial ($\hat{t} = 0$) tem-se as condições iniciais:

$$\hat{H}^*(0) = 1/\pi_1; \hat{V}(0) = 0; \hat{\hat{V}}(0) = 1; \hat{T}(0) = 1; \hat{x}(0) = 0$$

Assim, $\hat{V}$ e $\hat{x}$ na iteração (i+1) são determinados dessa forma:

$$\hat{V}_{i+1} = \hat{V}_i + \frac{1}{6} \cdot (k_{12} + 2 \cdot k_{22} + 2 \cdot k_{32} + k_{42}) \quad (\text{A.05})$$

$$\hat{x}_{i+1} = \hat{x}_i + \frac{1}{6} \cdot (k_{11} + 2 \cdot k_{21} + 2 \cdot k_{31} + k_{41}) \quad (\text{A.06})$$

$$\hat{t}_{i+1} = \hat{t}_i + \Delta\hat{t} \quad (\text{A.07})$$

onde:

$$k_{11} = h.F_1(\hat{t}_i, \hat{x}_i, \hat{V}_i) \quad (\text{A.08})$$

$$k_{12} = h.F_2(\hat{t}_i, \hat{x}_i, \hat{V}_i) \quad (\text{A.09})$$

$$k_{21} = h.F_1(\hat{t}_i + \frac{\Delta \hat{t}}{2}, \hat{x}_i + \frac{k_{11}}{2}, \hat{V}_i + \frac{k_{12}}{2}) \quad (\text{A.10})$$

$$k_{22} = h.F_2(\hat{t}_i + \frac{\Delta \hat{t}}{2}, \hat{x}_i + \frac{k_{11}}{2}, \hat{V}_i + \frac{k_{12}}{2}) \quad (\text{A.11})$$

$$k_{31} = h.F_1(\hat{t}_i + \frac{\Delta \hat{t}}{2}, \hat{x}_i + \frac{k_{21}}{2}, \hat{V}_i + \frac{k_{22}}{2}) \quad (\text{A.12})$$

$$(\text{A.13})$$

$$(\text{A.14})$$

$$(\text{A.15})$$

As variáveis restantes, apesar de não fazerem parte do processo de resolução numérico, podem ser atualizadas em cada iteração, da seguinte forma:

$$(\text{A.16})$$

$$(\text{A.17})$$

$$(\text{A.18})$$

ANEXO B

Relatório Fotográfico

Foto 01 – Vista geral do reservatório de alimentação e dos piezômetros

Foto 02 – Piezômetros empregados na calibração do transdutor de pressão e nas leituras de pressão no regime permanente

Foto 03 – Detalhe de saída do reservatório

Foto 04 – Detalhe do medidor de vazão e da coluna de bolsa de ar

Foto 05 – Transdutor de pressão Motorola MPX5100

Foto 06 – Medidor de vazão eletromagnético CONAUT

Foto 07 – Conversor CONAUT

Foto 08 – Microcomputador e placa de aquisição de dados