

CONFERIDO  
PROC. N.º 01177859/09  
RUB. folha 2  
PRPCC 21.10.12013

## ERRATA

Eu, GENIVALDO ALCANTARA DE AQUINO, ex-aluno do curso de Mestrado em Engenharia Civil, informo que se deve considerar a seguinte errata em folhas i,iii e v:

Onde se lê: GENIVALDO ALCÂNTARA DE AQUINO

Leia-se: GENIVALDO ALCANTARA DE AQUINO

Sem mais.

  
Genivaldo Alcantara de Aquino

  
Prof. Dr. José Gilberto Dalfré Filho  
Orientador

  
Profa. Dra. Gládis Camarini  
Coordenadora de Pós-Graduação  
FEC/UNICAMP - Matrícula 062308



**GENIVALDO ALCÂNTARA DE AQUINO**

**CARACTERIZAÇÃO DO ESCOAMENTO DE AR EM  
ADUTORAS E VÁLVULAS VENTOSAS**

**CAMPINAS  
2013**





**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL, ARQUITETURA E URBANISMO**

**GENIVALDO ALCÂNTARA DE AQUINO**

**CARACTERIZAÇÃO DO ESCOAMENTO DE AR EM  
ADUTORAS E VÁLVULAS VENTOSAS**

**Orientador: Prof. Dr. José Gilberto Dalfré Filho**

Dissertação de Mestrado apresentada a Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo da Unicamp, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Civil, na área de Recursos Hídricos, Energéticos e Ambientais.

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ALUNO GENIVALDO ALCÂNTARA DE AQUINO E ORIENTADO PELO PROF. DR. JOSÉ GILBERTO DALFRÉ FILHO.

ASSINATURA DO ORIENTADOR

---

**CAMPINAS**  
**2013**

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA  
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

Aq56c Aquino, Genivaldo Alcântara de  
Caracterização do escoamento de ar em adutoras e  
válvulas ventosas / Genivaldo Alcântara de Aquino. --  
Campinas, SP: [s.n.], 2013.

Orientador: José Gilberto Dalfré Filho.  
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de  
Campinas, Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e  
Urbanismo.

1. Golpe de ariete. 2. Dinâmica dos fluídos. 3.  
Compressibilidade. 4. Abastecimento de água. 5. Ar -  
Escoamento. I. Dalfré Filho, José Gilberto, 1976-. II.  
Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de  
Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo. III. Título.

Título em Inglês: Characterization of the air flow in pipelines and air valves

Palavras-chave em Inglês: Waterhammer, Fluid dynamics, Compressibility,  
Water supply, Air - Flow

Área de concentração: Recursos Hidricos, Energéticos e Ambientais

Titulação: Mestre em Engenharia Civil

Banca examinadora: José Gilberto Dalfré Filho, Edmundo Koelle, Stefano  
Mambretti

Data da defesa: 30-01-2013

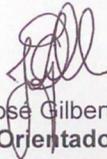
Programa de Pós Graduação: Engenharia Civil

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL, ARQUITETURA E  
URBANISMO

CARACTERIZAÇÃO DO ESCOAMENTO DE AR EM  
ADUTORAS E VÁLVULAS VENTOSAS

Genivaldo Alcântara de Aquino

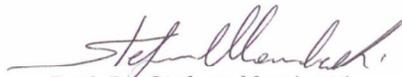
Dissertação de Mestrado aprovada pela Banca Examinadora, constituída por:



Prof. Dr. José Gilberto Dalfré Filho  
Presidente e Orientador/FEC/UNICAMP



Prof. Dr. Edmundo Koelle  
UNICAMP



Prof. Dr. Stefano Mambretti  
Istituto Politécnico de Milão

Campinas, 30 de janeiro de 2013



## AGRADECIMENTOS

Na impossibilidade de citar os nomes de todos que contribuíram para a realização deste trabalho, gostaria de agradecer àqueles que contribuíram mais diretamente do processo:

Ao Prof. Dr. José Gilberto Dalfré Filho, meu orientador, não só pela oportunidade de compartilhar da sua competência e dos ensinamentos transmitidos, mas também, pelo apoio, amizade, auxílio e orientação. Sua contribuição foi imprescindível para o sucesso deste estudo.

À Prof<sup>a</sup>. Dra. Yvone de Faria Lemos De Lucca, que por motivos burocráticos não pode figurar como Co-orientadora deste trabalho, fica meu agradecimento especial pelo carinho, amizade e pelo auxílio e pela valiosa contribuição para aquisição, análise e avaliação dos dados experimentais.

Aos Gerentes Antonio Carlos dos Santos, José Eduardo Villar Nassar e Graciano Grasso pelo estímulo e pela oportunidade de realizar este trabalho.

Aos Srs. Trinchinato, Carlão, Adílson, Sasdelli, Juscelino, Brasília, Antonio, Carlos Jara, Dantes, Josias, Ivan e Benedito Fiorellini pela ajuda e auxílios práticos.

A todos os professores, por possibilitarem o meu desenvolvimento acadêmico-científico e aos funcionários e alunos da Unicamp.

Aos colegas e amigos da SABESP, pelo auxílio, carinho e amizade.

À SABESP, pela oportunidade de ampliar e atualizar os meus conhecimentos profissionais.

À FAPESP, pelo suporte financeiro, Proc. N. 2010/51522-9.

A toda minha família, pelo amor, apoio, confiança, formação ética e profissional e, principalmente aos meus pais, Antonio e Francelina, a quem devo minha vida.



## RESUMO

AQUINO, Genivaldo Alcântara de. **Caracterização do escoamento de ar em adutoras e válvulas ventosas**. Campinas: Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo da Universidade Estadual de Campinas, 2013, 138p. Dissertação, Mestrado.

A presença de ar aprisionado no interior da tubulação de água pode levar a operação irregular ou, até mesmo, danos aos sistemas de abastecimento de água e seus componentes. A presença de ar aprisionado pode ocorrer durante o funcionamento regular, ou quando os sistemas de bombeamento estão em operação. A formação de bolsões de ar pode produzir o fenômeno do golpe de aríete, instabilidade e perda de pressão nas redes de abastecimento de água. A fim de evitar a sua formação, todo o ar preso deve ser removido, seja através de remoção mecânica por válvulas de ar ou remoção hidráulica (deslocamento do ar com o escoamento). No Brasil, as indústrias de válvulas de ar, muitas vezes, não possuem caracterização adequada destas válvulas, ou seja, as características das válvulas (geométrica, mecânica, hidráulica e dinâmica) devem ser determinadas. Este trabalho teve como objetivo desenvolver uma bancada de testes para ensaios de válvulas ventosas e testar estas válvulas em ensaios dinâmicos, caracterizando-as. A bancada experimental mostrou-se eficiente para os ensaios de válvulas ventosas. Os resultados dos ensaios dinâmicos das válvulas podem contribuir para que um sistema hidráulico passe a operar de uma maneira segura, diminuindo os riscos associados aos eventuais fenômenos transitórios, além de servir como referência para futuros projetos de sistemas de abastecimento. Foi confirmado que, além das curvas características em condição estática, as curvas características em condição dinâmica também devem ser analisadas, pois apresentam características de funcionamento distinto.

**Palavras-chave:** sistemas de abastecimento de água, válvulas ventosas, procedimento experimental, enchimento/esvaziamento de tubulações, expulsão/admissão de ar, escoamento bifásico.



## ABSTRACT

AQUINO, Genivaldo Alcântara de. **Characterization of the air flow in pipelines and air valves.** Campinas: College of Civil Engineering, Architecture and Urbanism of University of Campinas, 2013, 138p. Dissertation, Master

The presence of trapped air inside the water pipelines can lead to irregular operation or even damage the water supply systems and their components. The presence of trapped air can occur during regular operation, or while pumping systems are in operation. The formation of air pockets can produce the phenomenon of water hammer, instability and loss of pressure in water supply systems. In order to prevent its formation, all the trapped air must be removed, either by mechanical removal through air valves or hydraulic removal (by displacement of the air flow). In Brazil, industries of air valves, many times, do not possess proper characterizations of the air valves. To achieve this, all the characteristics of the valve (geometric, mechanic, hydraulic and dynamic) should be determined. This study developed a test bench for testing the air valves, characterizing them. The bench was efficient for testing and the results of the dynamic tests can contribute to operate a hydraulic system in a safe manner, reducing the risks associated with possible transient phenomena, besides serving as a reference for future projects of water supply systems. It was confirmed that, in addition to the characteristic curves in static condition, the characteristic curves in dynamic condition must also be considered, since they show different operating characteristics.

**Keywords:** water supply systems, air valves, experimental apparatus, filling/emptying of pipelines, expelling/admission of air, air-water flows.



## SUMÁRIO

<b>AGRADECIMENTOS</b> .....	<b>VII</b>
<b>RESUMO</b> .....	<b>IX</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>XI</b>
<b>SUMÁRIO</b> .....	<b>XIII</b>
<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>25</b>
<b>2 OBJETIVO</b> .....	<b>27</b>
<b>3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>29</b>
<b>3.1 Introdução</b> .....	<b>29</b>
<b>3.2 As ventosas no sistema de abastecimento de água</b> .....	<b>31</b>
<b>3.3 Sistemas de controle de ar em redes hidráulicas</b> .....	<b>34</b>
3.3.1 <i>Válvula ventosa de efeito automático</i> .....	35
3.3.2 <i>Válvula ventosa de efeito cinético</i> .....	36
3.3.3 <i>Válvula ventosa de duplo efeito ou tríplice função</i> .....	37
3.3.4 <i>Descrição detalhada do funcionamento de uma válvula ventosa</i> .....	38
3.3.5 <i>Separação de coluna</i> .....	43
3.3.6 <i>Pontos recomendados para instalação de ventosas</i> .....	46
<b>3.4 escoamento compressível</b> .....	<b>49</b>
3.4.1 <i>Admissão de ar</i> .....	52
3.4.2 <i>Expulsão do ar</i> .....	53
3.4.3 <i>Curva Característica de uma ventosa</i> .....	54
<b>3.4 Fontes de formação do ar nas tubulações</b> .....	<b>58</b>
3.4.1 <i>Caracterização do escoamento multifásico</i> .....	61
<b>3.5 Estudos dos mecanismos de remoção do ar</b> .....	<b>65</b>
3.5.1 <i>Equacionamento para remoção de ar nas tubulações</i> .....	78
<b>4 MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....	<b>81</b>
<b>4.1 Bancada de testes</b> .....	<b>81</b>
<b>4.2 Bancada de testes MODELO</b> .....	<b>81</b>
<b>4.3 Bancada de testes FINAL</b> .....	<b>86</b>
4.3.1 <i>Descrição das ventosas ensaiadas</i> .....	88

4.3.1.1	Característica construtiva da ventosa X .....	88
4.3.1.2	Característica construtiva da ventosa Y .....	90
4.3.2	<i>Instrumentação utilizada</i> .....	91
<b>5</b>	<b>PROCEDIMENTOS DOS ENSAIOS</b> .....	<b>99</b>
<b>5.1</b>	<b>Ensaio dinâmico de expulsão das válvulas X e Y</b> .....	<b>99</b>
<b>5.2</b>	<b>Ensaio dinâmico de expulsão do ar pela válvula X</b> .....	<b>102</b>
5.2.1	<i>Ensaio dinâmico de expulsão da válvula X</i> .....	105
5.2.2	<i>Ensaio dinâmico de expulsão da válvula Y</i> .....	106
<b>5.3</b>	<b>Ensaio dinâmico de admissão de ar das válvulas X e Y</b> .....	<b>107</b>
5.3.1	<i>Ensaio dinâmico de admissão da válvula X</i> .....	108
5.3.2	<i>Ensaio dinâmico de admissão da válvula Y</i> .....	109
<b>6</b>	<b>ANÁLISE DOS ENSAIOS</b> .....	<b>111</b>
<b>7</b>	<b>RESULTADOS</b> .....	<b>119</b>
<b>8</b>	<b>CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES</b> .....	<b>127</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>131</b>
	<b>ANEXO A</b> .....	<b>135</b>

## Simbologia

$A_{adm}$	Área de admissão do orifício da ventosa	[m <sup>2</sup> ]
$A_{exp}$	Área de expulsão do orifício da ventosa	[m <sup>2</sup> ]
$A_v$	Área do orifício da ventosa	[m <sup>2</sup> ]
$a$	Área do orifício da ventosa	[m <sup>2</sup> ]
$a$	Celeridade	[m/s]
$B$	ângulo de inclinação do trecho descendente	[graus]
$c$	velocidade de propagação do som no ar	[m/s]
$C$	Coeficiente adimensional de Kent	[-]
$C_{adm}$	Coeficiente de admissão da ventosa	[-]
$C_d$	Coeficiente de descarga	[-]
$C_{exp}$	Coeficiente de expulsão da ventosa	[-]
$C_o$	Coeficiente adimensional obtido experimentalmente por Kent	[-]
CSIR	Conselho para Pesquisa Científica e Industrial (África do Sul)	
$D$	Diâmetro da tubulação	[m]
$dm/dt$	vazão mássica	[Kg/s]
$E$	Fator de velocidade de aproximação	[-]
$FA$	Força ascendente sobre o flutuador	[Kg.m/s <sup>2</sup> ]
$FD$	Força descendente sobre o flutuador	[Kg.m/s <sup>2</sup> ]
$F_1$	número de Froude a montante do ressalto hidráulico	[-]
$Fr$	número de Froude	[-]
$g$	Gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
$H$	Carga total	[m]
$h/L$	perda de carga unitária	
$H'$	Perda de carga devido ao atrito	[m]
$h'$	Perda de carga total	[m]

I	declividade da tubulação	[m/m]
I	Inclinação da tubulação	[m/m]
I <sub>o</sub>	Declividade	[m/m]
IPT	Instituto de Pesquisas Tecnológicas	
K	Coeficiente de perda de carga local	[-]
K	coeficiente de vazão na expulsão	[l/s por 1 mca]
K	expoente adiabático	[-]
K'	valor limite da vazão para a admissão	[l/s por 1 mca]
K <sub>ar</sub>	módulo de compressibilidade do ar	[Kg/m <sup>2</sup> s <sup>2</sup> ]
M	Número de Mach	[-]
$\dot{m}$	vazão em massa	[Kg/s]
$\dot{m}_{co}$	máximo valor da vazão em massa	[Kg/s]
NPSH	Net Positive Suction Head	[m]
P	Pressão no interior da ventosa	[Kg/m <sup>2</sup> s <sup>2</sup> ]
P	Pressão ambiente	[Kg/m <sup>2</sup> s <sup>2</sup> ]
P <sub>a</sub>	Pressão atmosférica	[Kg/m <sup>2</sup> s <sup>2</sup> ]
P <sub>atm</sub>	Pressão atmosférica	[Kg/m <sup>2</sup> s <sup>2</sup> ]
P <sub>c</sub>	Pressão crítica	[Kg/m <sup>2</sup> s <sup>2</sup> ]
P <sub>i</sub>	Pressão interna	[Kg/m <sup>2</sup> s <sup>2</sup> ]
PTB	Physilklisch Technische Bundesanstalt	
Q	Vazão	[m <sup>3</sup> /s]
Q <sub>ar</sub>	vazão de ar	[m <sup>3</sup> /s]
Q <sub>(cntp)</sub>	Vazão volumétrica nas condições normais de temperatura e pressão	[m <sup>3</sup> /s]
Q <sub>água</sub>	vazão de água	[m <sup>3</sup> /s]
Q <sub>e</sub>	vazão de enchimento	[m <sup>3</sup> /s]
R	Constante universal dos gases	[N. m / Kg mol.K]

R	Índice de indeterminação	[-]
S	área do orifício da válvula ventosa	[m]
S <sub>c</sub>	inclinação crítica para o enchimento da tubulação	[m/m]
T	Temperatura ambiente	[°C]
T <sub>a</sub>	Temperatura ambiente	[°C]
T <sub>amb</sub>	Temperatura ambiente	[°C]
T <sub>c</sub>	Temperatura crítica	[°C]
T <sub>i</sub>	Temperatura interna	[°C]
U <sub>b</sub>	Velocidade da bolha de ar	[m/s]
U <sub>f</sub>	Velocidade do fluido	[m/s]
V	Volume	[m <sup>3</sup> ]
v	Velocidade	[m/s]
V <sub>1</sub>	velocidade da água a montante do ressalto hidráulico	[m/s]
V <sub>c</sub>	velocidade crítica da água	[m/s]
V <sub>e</sub>	velocidade de enchimento	[m/s]
VF	Volume do flutuador	[m <sup>3</sup> ]
V <sub>min</sub>	Velocidade mínima da água a montante do ressalto hidráulico	[m/s]
V <sub>o</sub>	Velocidade da coluna líquida	[m/s]
V <sub>S</sub>	Vel. crítica para mover bolsões de ar em tubulações inclinadas	[m/s]
VS	Volume submerso do flutuador	[m <sup>3</sup> ]
W	Peso do flutuador	[Kg]
y <sub>1</sub>	altura da lâmina d'água na tubulação	[m]
ρ <sub>c</sub>	densidade do ar em condições críticas	[Kg/m <sup>3</sup> ]
Δ	Relação de deslizamento da velocidade para escoamento verticais	[-]
ΔH	Diferencial de pressão	[m]
ΔH	Sobrecarga de pressão	[m]

$\Delta_m$	Relação de deslizamento da bolha	[-]
$\Delta p$	diferencial de pressão	[m]
$\rho$	Massa específica	[Kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_a$	Massa específica ambiente	[Kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{\text{água}}$	Massa específica da água	[Kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{\text{ar}}$	Massa específica do ar	[Kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{\text{atm}}$	Massa específica atmosférica	[Kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_c$	Massa específica crítica	[Kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_i$	Massa específica (da tubulação)	[Kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_N$	densidade do ar em condições normais	[Kg/m <sup>3</sup> ]
$\gamma$	peso específico da água	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\gamma_F$	Peso específico do flutuador	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\theta$	Ângulo que a tubulação forma com a horizontal	[graus]
$\lambda$	Perda de carga local	[m]
$\beta$	Dimensões relativas do orifício	[-]
$\mu_o$	Velocidade em pés por segundo	[fps]
$\sigma$	tensão superficial	[N/m]
$\nabla$	Tamanho do bolsão de ar	[m]
$\nabla_b$	Volume do bolsão de ar	[m <sup>3</sup> ]

## Lista de figuras

Figura 3.1 - Tipos de ventosas.....	30
Figura 3.2 - Sistema hidráulico por gravidade com bolsa de ar .....	32
Figura 3.3 - Domos de acumulação .....	33
Figura 3.4 - Instalação típica de uma ventosa .....	34
Figura 3.5 - Funcionamento de uma ventosa .....	39
Figura 3.6 - Entrada de ar na ventosa .....	41
Figura 3.7 - Bloqueio de um sistema hidráulico por recalque.....	43
Figura 3.8 - Ventosas típicas para admissão e expulsão de grandes quantidades de ar.....	44
Figura 3.9 - Ventosa para grandes diâmetros (válvula de retenção com furo e mola de ação).....	45
Figura 3.10 - Ventosa localizadas nos pontos altos.....	46
Figura 3.11 - Ventosa nos pontos de mudança acentuada de inclinação em trechos descendentes .....	47
Figura 3.12 - Ventosa nos pontos de mudança acentuada de inclinação em trechos ascendentes .....	47
Figura 3.13 - Ventosa nos pontos intermediários de trechos ascendentes muito longos .....	48
Figura 3.14 - Ventosa nos pontos intermediários de trechos horizontais muito longos .....	48
Figura 3.15 - Ventosa instalada na descarga de uma bomba.....	49
Figura 3.16 - escoamento isoentrópico através de um orifício .....	50
Figura 3.17 - Condição crítica na admissão .....	51
Figura 3.18 - Curvas características de uma ventosa: a) IRUA Tech; b) VAG ARMATUREN ...	55
Figura 3.19 - Tomada d'água em reservatório de distribuição.....	59
Figura 3.20 - Poço de sucção de elevatória de água .....	59
Figura 3.21 - Tubulação com bolsa de ar, (a) em repouso; (b) em movimento sem ressalto; (c) em movimento com ressalto .....	60

Figura 3.22 - Padrões de escoamento para escoamento bifásico em tubulações horizontais.....	63
Figura 3.23 - Padrões de escoamento para escoamento bifásico em tubulações verticais.....	64
Figura 3.24 - Relação entre: (a) declividade da tubulação, (b) diâmetro da tubulação, (c) vazão de água e o (d) gradiente hidráulico quando se inicia a remoção de ar.....	66
Figura 3.25 - Valores experimentais para o número de Froude crítico a jusante do ressalto hidráulico (Adaptado de Kalinske & Robertson [24]).....	67
Figura 3.26 - Velocidade mínima necessária para o transporte de bolhas em tubulações inclinadas negativamente (Adaptado de Kent [25]).....	68
Figura 3.27 - Forças que atuam sobre uma bolsa de ar que flui em um tubo cheio .....	69
Figura 3.28 - Taxas de escoamento necessárias para o transporte de bolhas e bolsões de ar em tubos de inclinação entre 0° e 44° (Adaptado de Falvey [22]).....	70
Figura 3.29 – Velocidade mínima x Inclinação da tubulação recomendado por vários pesquisadores – F-P-S System.....	71
Figura 3.30 – Ajuste dos valores experimentais - Koelle [14].....	73
Figura 3.31 - Bancada de testes.....	74
Figura 4.1 - Projeto da Bancada Modelo empregada nos testes preliminares.....	82
Figura 4.2 - Esquema da fixação do anemômetro à ventosa.....	83
Figura 4.3 - Esquema do detalhe da fixação do anemômetro à ventosa.....	83
Figura 4.4 - Escoamento bifásico .....	84
Figura 4.5 - Valores instantâneos lidos nos instrumentos de medição durante a filmagem .....	85
Figura 4.6 - <i>Data-logger</i> COSMOS.....	85
Figura 4.7 - Projeto da bancada final .....	87
Figura 4.8 - Característica construtiva da ventosa X.....	89
Figura 4.9 - Ventosa X.....	89
Figura 4.10 - Ventosa Y .....	91

Figura 4.11 - Transmissor de pressão diferencial (Siemens) .....	93
Figura 4.12 - Diferencial de pressão (Hokushin).....	94
Figura 4.13 - Transmissor de pressão a montante da ventosa (SMAR).....	94
Figura 4.14 - Placa de orifício concêntrica .....	95
Figura 4.15 - Montagem da placa de orifício entre flanges .....	95
Figura 4.16 - Configuração utilizada no trabalho .....	96
Figura 4.17 - Gráfico da calibração da placa de orifício com o instrumento marca Siemens.....	97
Figura 4.18 - Ajuste da curva de calibração da placa realizada no IPT.....	98
Figura 5.1 – Bancada de testes .....	100
Figura 5.2 – Vista parcial da bancada de testes.....	101
Figura 5.3 - Medidor de vazão.....	101
Figura 5.4 - Ensaio realizado utilizando-se o diferencial de pressão em mbar .....	102
Figura 5.5 - Ensaio realizado utilizando-se o diferencial de pressão em mH <sub>2</sub> O .....	103
Figura 5.6 - Ensaio realizado utilizando-se o diferencial de pressão em mH <sub>2</sub> O. ....	103
Figura 5.7 - Gráfico do valor máximo do diferencial de pressão atingido pela placa de orifício	104
Figura 5.8 - Gráfico mostrando as diferentes etapas do ensaio .....	105
Figura 5.9 - Gráfico mostrando o ensaio de expulsão da válvula X.....	105
Figura 5.10 – Funcionamento da válvula X durante o ensaio de expulsão.....	106
Figura 5.11 - Gráfico mostrando o ensaio de expulsão da válvula Y.....	106
Figura 5.12 – Montagem para ensaio de expulsão da válvula Y .....	107
Figura 5.13 - Gráfico mostrando ensaio de admissão da válvula X.....	108
Figura 5.14 - Ensaio de admissão da válvula X .....	108
Figura 5.15 - Gráfico mostrando ensaio de admissão da válvula Y .....	109
Figura 5.16 - Gráfico mostrando a duração do ensaio de admissão da válvula Y.....	109

Figura 6.1 - Gráfico dos sinais elétricos, ensaios de expulsão. ....	111
Figura 6.2 - Resultados dos ensaios de expulsão - válvula X .....	112
Figura 6.3 - Gráfico da vazão em massa em função do tempo, ensaios de expulsão, válvula X. ....	113
Figura 6.4 - Gráfico da vazão de água em função do tempo, válvula X, ensaios de expulsão. ....	113
Figura 6.5 - Gráfico da pressão a montante da válvula X, durante os ensaios de expulsão.....	114
Figura 6.6 - Gráfico dos sinais elétricos, durante os ensaios de expulsão, válvula Y. ....	114
Figura 6.7 - Gráfico da vazão em massa durante os ensaios de expulsão na válvula Y. ....	115
Figura 6.8 - Gráfico da pressão a montante da válvula Y, ensaios de expulsão. ....	115
Figura 6.9 - Gráfico da vazão de água durante o ensaio de expulsão da válvula Y. ....	116
Figura 6.10 - Gráfico da vazão em massa durante os ensaios de admissão na válvula Y. ....	116
Figura 6.11 - Gráfico da vazão de ar da válvula X, ensaios de admissão. ....	117
Figura 6.12 - Gráfico da vazão em massa da válvula Y, ensaios de admissão. ....	117
Figura 7.1 - Gráfico comparativo da vazão em massa durante a expulsão de ar versus a velocidade no orifício medida através da placa. ....	120
Figura 7.2 - Comparação das vazões em massa das válvulas X e Y ensaiadas.....	121
Figura 7.3 - Comparação dos resultados da válvula X com o catálogo do fabricante.....	122
Figura 7.4 - Gráfico comparativo das velocidades em massa durante o enchimento das válvulas X e Y.....	125

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Fase de admissão em uma ventosa.....	52
Tabela 3.2 - Fase de expulsão em uma ventosa.....	53
Tabela 3.3 - Escolha do diâmetro de uma válvula ventosa .....	55
Tabela 3.4 - Equações relacionadas à remoção de ar nas tubulações que contêm água .....	77
Tabela 4.1 - Materiais da válvula X.....	90
Tabela 4.2 - Instrumentação da bancada de testes.....	92
Tabela 7.1 - Tabela das velocidades de expulsão do ar na placa de orifício durante o funcionamento da ventosa X .....	119
Tabela 7.2 - Tabela das velocidades de expulsão do ar na placa de orifício durante o funcionamento da ventosa Y .....	120
Tabela 7.3 - Tabela das velocidades correspondentes aos ensaios de enchimento da tubulação, para a válvula X.....	123
Tabela 7.4 - Tabela das velocidades correspondentes aos ensaios de enchimento da tubulação, para a válvula Y.....	123



## 1 INTRODUÇÃO

A presença de ar aprisionado em tubulações e as suas consequências danosas não é um problema novo. A primeira referência sobre este fenômeno foi escrita por Vitruvius em 31 a. C. Em torno do final do século XIX (1900), engenheiros iniciam estudo sistemático sobre este assunto. Inicialmente, para drenar o ar que se encontrava na tubulação, isolava-se determinado trecho da adutora e abria-se manualmente um local num ponto mais elevado, e enchia-se, aos poucos, a tubulação com água. Este processo tornou-se impraticável com o aumento da capacidade e tamanho dos sistemas de abastecimento de água.

São muitas as situações em que se pode constatar a presença de ar nos sistemas hidráulicos. Nestas situações, não é possível garantir o correto funcionamento e tão pouco prever os resultados danosos que o sistema poderá sofrer. A presença de ar aprisionado pode ser ou decorrente de um projeto ou instalação inadequado ou ainda, incorporados acidentalmente nas tubulações que compõem o sistema. Também, o enchimento com água e a drenagem do ar realizado de maneira inadequada podem, em todos os casos, aprisionar grandes massas de ar no interior das tubulações.

Caso contrário, quando não se identifica nenhuma das circunstâncias mencionadas acima, deve-se ter em mente que o fluido transportado não é estritamente água, mas uma mistura de água com o ar dissolvido. Esta mistura será tanto maior quanto menor for a pressão da mistura. No escoamento, podem-se encontrar zonas onde a pressão é menor que aquela que mantém o ar sob solução. Por exemplo, a pressão no escoamento pode diminuir o suficiente para que haja a liberação de parte do ar dissolvido como consequência de um transitório hidráulico.

Nas condições normais de temperatura e pressão, a massa específica do ar,  $\rho_{ar}$ , é 800 vezes inferior em relação a da água,  $\rho_{água}$ . Por outro lado, se considerarmos a elasticidade do ar, caracterizada pelo seu módulo de compressibilidade,  $K_{ar}$ , o ar é 20.000 vezes mais compressível que a água. Mesmo se a pressão é elevada, o ar segue muito mais compressível que a água. Por exemplo, a uma pressão de 1MPa o ar permanece 2000 vezes mais compressível que a água. São estas duas propriedades a pequena massa específica e a

elevada compressibilidade, que estabelecem a presença de ar nas tubulações e os problemas decorrentes (CAMPBELL [1] (1983)).

O ar pode penetrar na tubulação durante a operação regular ou devido a outras causas, tais como, vórtices provenientes da sucção de bombas, admissão de ar por ventosas, rompimento de tubulações e interrupções temporárias de fornecimento de energia. Evidentemente, um dos principais problemas que pode provocar o acúmulo de ar entre duas colunas de água são as sobrepressões geradas durante os processos de partida das instalações, tais como atestam Fuertes et al [2] (2006).

Desta forma, o ar aprisionado nas tubulações sob pressão constitui fonte de numerosos problemas tais como as perdas de carga adicionais no sistema, os regimes transitórios indesejados, a diminuição do rendimento das bombas, as vibrações nas tubulações, a corrosão dos tubos, o desgaste das partes móveis dos acessórios, podendo ser, até mesmo, catastróficos para a instalação. A solução para evitar tais problemas devido a presença do ar nos sistemas hidráulicos é a utilização de válvulas ventosas. Estas válvulas permitem que o ar armazenado na instalação escape livremente para a atmosfera, evitando ou, pelo menos, limitando a compressão do ar no interior das tubulações.

Para que tal objetivo seja alcançado, a caracterização geométrica e dinâmica das válvulas ventosas deve ser claramente definida. As indústrias brasileiras destas válvulas não apresentam, de maneira geral, tais caracterizações de maneira adequada e segura para os projetistas das redes hidráulicas. Este trabalho auxiliará a indústria e os projetistas realizando a caracterização destas válvulas, levando em consideração os parâmetros do fluxo, bem como as propriedades dos fluidos envolvidos no problema.

## **2 OBJETIVO**

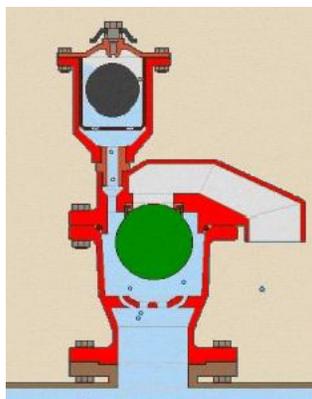
O objetivo deste trabalho foi desenvolver uma bancada de testes para ensaios de válvulas ventosas e testar estas válvulas em ensaios dinâmicos, caracterizando-as. Para tanto, foi estudado o escoamento do ar nas adutoras e nas válvulas ventosas, através do enchimento da tubulação (expulsão do ar pela válvula) e esvaziamento da tubulação (admissão de ar pela válvula). Desta forma, este trabalho poderá auxiliar os projetistas das redes de abastecimento de água, quando optarem pelo emprego destas válvulas.



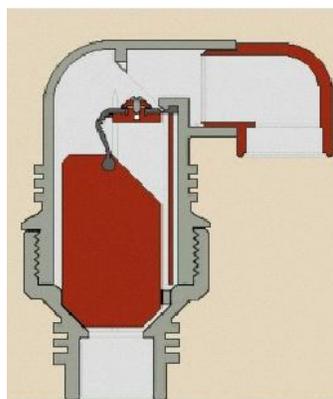
### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 3.1 Introdução

A revisão bibliográfica está focada em publicações cujo tema é a análise e funcionalidade das válvulas de admissão e de expulsão de ar, conhecidas como ventosas, utilizadas nas tubulações bem como no estudo do ar de um sistema de abastecimento. Na Figura 3.1 apresentam-se alguns tipos de ventosas encontradas em uso nos sistemas de abastecimento.



1a) Ventosa de duplo efeito (tríplice função)

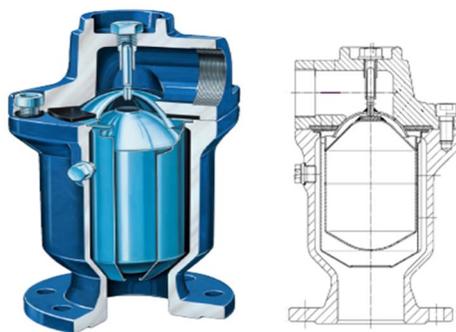


1b) Ventosa combinada ar/vácuo



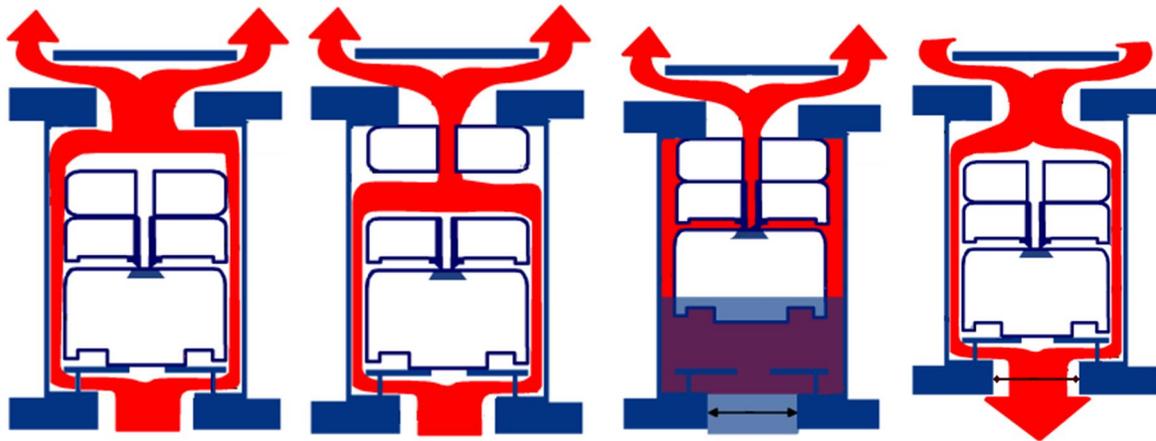
1c) Ventosa combinada – alta vazão (tríplice função)

Fonte: ARI [3] (2009)



1d) Ventosa combinada – alta vazão (tríplice função)

Fonte: VAG [4] (2009)



1e) Ventosa combinada – alta vazão (tríplice função)

Fonte: VENT-O-MAT [5] (2009)

Figura 3.1 - Tipos de ventosas

Fuertes, Iglesias e Izquierdo [6] (2002) realizaram ensaios de um grande número de ventosas de grande orifício e observou importantes discrepâncias entre as medidas realizadas e os dados de catálogos dos fabricantes. Os autores enfatizam que o fabricante não somente não divulgam as condições do fluxo de ar expulso que pode chegar a fechar a ventosa antes do tempo, como também não conhecem o processo de fechamento dinâmico.

Durante o ano de 2002, um projeto com o Título “Comportamento dinâmico das válvulas de ar” foi conduzido pelo laboratório da WL Delft Hydraulics [7] (Holanda). Neste projeto as instalações foram adequadas para uma escala real e foi dada uma especial importância no estudo dinâmico das válvulas. No estudo de Arregui, Garcia-Serra, Kruisbrink et al [8] (2003) avaliou-se a magnitude do pico de pressão quando há um bolsão de ar preso e verificou-se que o valor atingido foi inferior àquele previsto pela fórmula de Joukowsky devido ao efeito de amortecimento do ar.

Segundo Thomas [9] (2003), apesar das pesquisas relacionadas ao ar em tubulações ter iniciado por volta de 1900, somente no início dos anos 70 é que a companhia sul-africana de abastecimento iniciou a documentação do fenômeno através de ensaios de campo e de laboratório através do Conselho para Pesquisa Científica e Industrial (Council for Scientific

and Industrial Research - CSIR). Farrel [10] (1981) enfatiza também que a presença de 1% em volume de ar reduz a eficiência da bomba em 15% e isto ocorre, muitas vezes, devido à formação de vórtices de sucção em estações elevatórias, causando reflexos diretos no aumento dos custos operacionais.

Nota-se que a presença do ar em tubulações pode ocasionar diversos problemas durante o funcionamento das redes de abastecimento de água. Assim, um estudo que caracterize as válvulas ventosas deve ser realizado. Além disso, pode-se verificar que as válvulas disponíveis no mercado têm melhorado em qualidade nos quesitos materiais e projeto, mas ainda apresentam deficiência na operação.

### **3.2 As ventosas no sistema de abastecimento de água**

Para Fuertes et al [2] (2002) as ventosas são elementos que se colocam nos sistemas hidráulicos com dois objetivos fundamentais: ventilação da tubulação e proteção contra um possível golpe de aríete.

Como elemento de ventilação, as ventosas têm as seguintes funções:

- a) Permitir a saída ou entrada do ar durante o enchimento ou esvaziamento de uma tubulação;
- b) Possibilitar a expulsão do ar liberado durante o funcionamento normal do sistema, impedindo desta forma que perigosas bolsas de ar se acumulem nos pontos altos da instalação.

Por outro lado, como elemento de proteção frente ao golpe de aríete, a função principal da ventosa consiste em evitar as depressões durante o transitório, que em caso de ser muito severo, podem inclusive até levar a cavitação ou o colapso da tubulação.

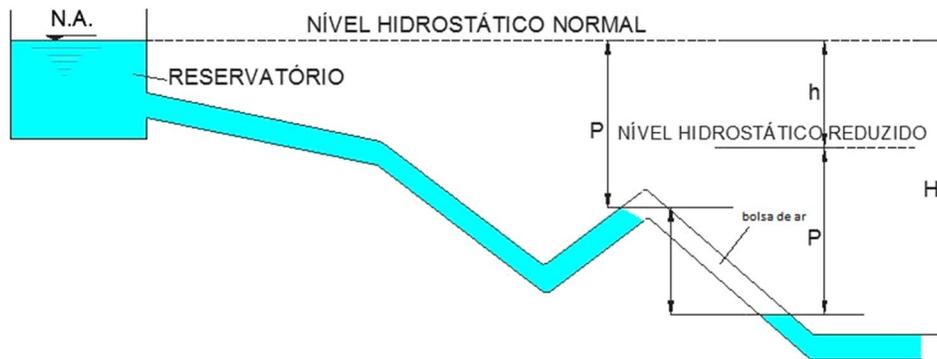


Figura 3.2 - Sistema hidráulico por gravidade com bolsa de ar

O ar presente nestas condições deve ser expulso quando se procede ao enchimento da instalação. Na Figura 3.2, temos a ilustração de um sistema hidráulico por gravidade, onde podemos observar a presença de uma bolsa de ar.

A expulsão do ar deve realizar-se com suficiente delicadeza para que, durante este processo, não apareçam golpes de aríete indesejados que originem picos de pressão demasiado elevados. Estes podem ter sua origem devido ao:

- a) Choque violento entre duas colunas de água, antes separadas por uma coluna de ar parado que havia sido purgada com excessiva rapidez;
- b) Choque da coluna de água que avança com a própria ventosa que, ao apresentar um movimento e expulsão do ar a uma resistência muito inferior que àquela que ofereceria uma coluna análoga de água fecha bruscamente quando o ar já foi purgado na sua totalidade.

Ambos os fatos recomendam seleccionar cuidadosamente a ventosa, sobretudo por que a sua missão é a expulsão do ar.

Quando são realizadas manutenções preventivas ou na ocorrência de acidentes operacionais, volumes de ar entram nas adutoras substituindo a água drenada. Por este motivo são instaladas válvulas chamadas de ventosas que permitem a admissão do ar e evitam a formação de pressões negativas que podem ser tão ou mais prejudiciais do que as pressões elevadas.

Segundo VAG (VAG ARMATUREN [4]), em linhas horizontais, durante a operação normal, as bolhas de ar são carregadas ao longo da tubulação pela ação da velocidade do fluxo, se não inferior a 0,3 m/s. Em tubulações com baixo gradiente (inclinação), os bolsões de ar poderão ser formados nas curvas e conexões. Quando os bolsões atingem certo tamanho, começam a deslocar-se pela tubulação, encontrando outros bolsões e bolhas de ar, estes, passam, então, a exercer um substancial movimento de ar dentro da tubulação. Para prevenir que os bolsões de ar percorram grandes distâncias e tomem proporções significativas instalam-se ventosas nos pontos altos, e recomenda-se ainda, a utilização da técnica de domos de acumulação conforme Figura 3.3. Estes domos visam recolher maiores volumes de ar do que aqueles que poderiam passar pelos orifícios das ventosas, que, para o caso de grandes volumes ou velocidade de ar, poderiam não ser adequadamente ventilados.

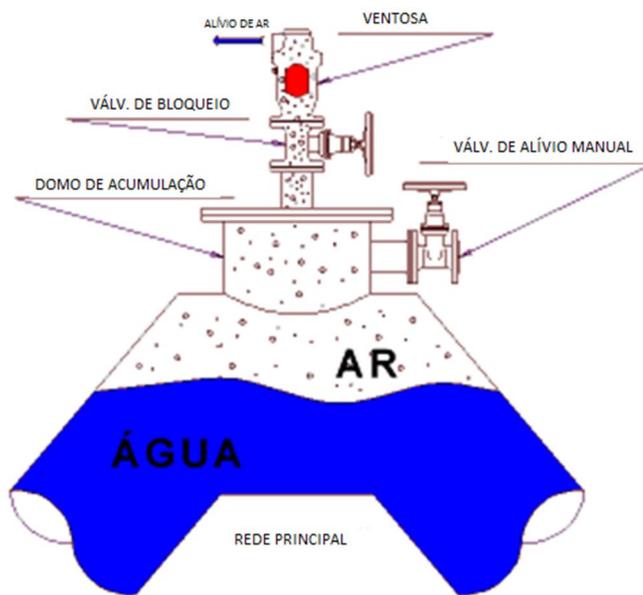


Figura 3.3 - Domos de acumulação

Fonte: VAG ARMATUREN [4] (2004)

O dimensionamento das ventosas é feito em função da vazão de ar a ser expulsa ou admitida em determinado tempo e sob determinada pressão ou subpressão, em relação à pressão atmosférica local. Portanto, os elementos básicos são a vazão de enchimento da tubulação para as ventosas de expulsão (ou o tempo de enchimento desejado) e a vazão de entrada, além da geometria da válvula de cada fabricante, logo cada uma tem sua curva.

As observações das condições de funcionamento de diversas tubulações verificaram que dentro de determinados limites de declividade, ascendentes / descendentes (declividades críticas), e em função da velocidade de operação, o ar fica ou não retido em certos pontos altos, ou seja, este será carregado pela massa líquida ou se acumulará nestes pontos altos, restringindo a secção de escoamento e neste caso, será necessária a instalação de válvulas de expulsão de ar (ventosas).

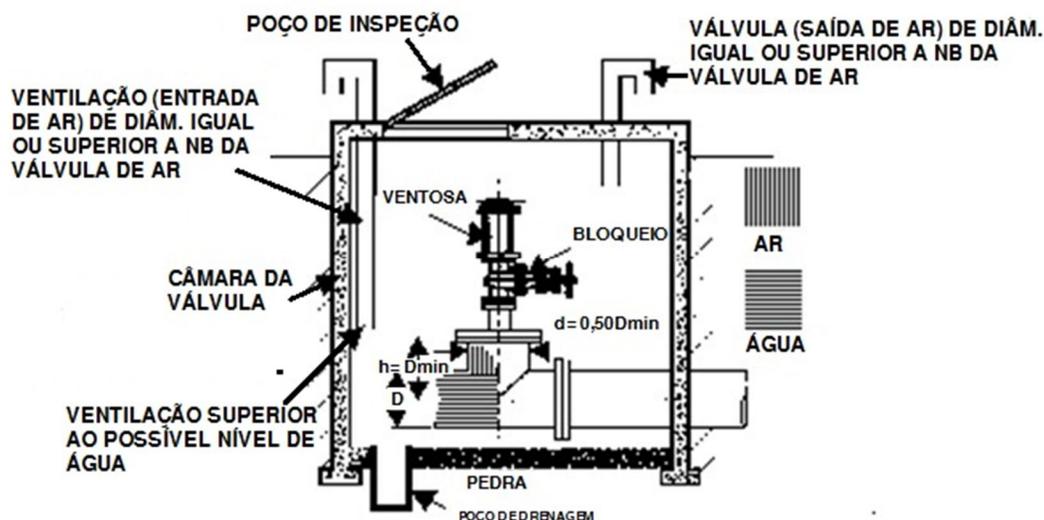


Figura 3.4 - Instalação típica de uma ventosa

Fonte: Adaptação de VENT-O-MAT [5] (1995)

Na Figura 3.4 temos uma instalação típica de uma ventosa numa adutora, nela pode-se observar os elementos que a compõem, tais como: poço de inspeção (acesso), a chaminé de ventilação para entrada e saída de ar, o poço de drenagem, a ventosa, o domo de acumulação, a válvula de bloqueio da ventosa utilizada para manutenção da mesma e câmara da válvula em alvenaria (concreto ou bloco).

### 3.3 Sistemas de controle de ar em redes hidráulicas

Válvulas ventosas são dispositivos básicos para controlar a presença do ar nas tubulações. Existem dois tipos de válvulas que desempenham essa função: as de operação automática ou de efeito a alta pressão e a de efeito cinético ou

de operação a baixa pressão. De acordo com esta tipologia, as válvulas ventosas podem ser classificadas como:

- válvula ventosa de efeito automático;
- válvula ventosa de efeito cinético;
- válvula ventosa de duplo efeito ou tríplice função.

### ***3.3.1 Válvula ventosa de efeito automático***

As válvulas ventosas de efeito automático ou de alta pressão são sistemas hidromecânicos que expulsam, de forma automática, pequenas bolsas de ar que se acumulam nos pontos elevados de uma tubulação quando esta se encontra em condições de operação e, portanto, pressurizada. Caracteriza-se por ter um pequeno orifício de passagem de ar. São úteis para tirar pequenas quantidades de ar da tubulação gerada pelas próprias características do fluido, onde existindo pressão no sistema (ar dissolvido na água que, ao diminuir a pressão ou aumentar a temperatura, formam bolhas).

Estas ventosas se caracterizam por um flutuador que é empurrado pela água que chega à válvula. Durante a operação normal do sistema, pequenas quantidades de ar vão entrando e se acumulando na válvula. Cada partícula de ar que chega movimentada um volume igual de água na válvula, o qual faz descer o flutuador de acordo com o nível do líquido.

Quando o nível de água diminui, o flutuador cai, abre o orifício de saída e permite a evacuação para a atmosfera do ar acumulado na câmara da válvula.

Uma vez expulso todo o ar, a água ocupa o seu lugar e faz subir novamente o flutuador, fechando novamente o orifício evitando a saída da água. Isto ocorre desta maneira, porque existe uma pressão dentro da tubulação e porque o peso do flutuador é superior a força produzida pela pressão sobre o orifício de saída. Este ciclo se repete de forma automática tantas vezes que seja necessário e à medida que o ar vai se acumulando na válvula.

As válvulas ventosas de efeito automático, devido ao pequeno diâmetro do seu orifício, não são recomendadas para a proteção durante o esvaziamento (colapso da tubulação)

ou para eliminar grandes volumes de ar em caso de enchimento da tubulação de grande orifício.

### ***3.3.2 Válvula ventosa de efeito cinético***

Os processos de enchimento e esvaziamento são duas das operações mais críticas de toda instalação. Durante o processo de enchimento, o ar que ocupa a tubulação deve ser evacuado a medida que a água vai entrando. Isto deve ser feito controlada e eficazmente para evitar sobrepressões e golpes de aríete, de forma que a água possa encher completamente a tubulação sem deixar ar acumulado.

Durante o processo de esvaziamento da tubulação deve-se permitir a entrada de ar para encher o espaço deixado pela água e evitar a formação de depressões que poderiam produzir o colapso da tubulação. A entrada de ar é essencial para poder drenar a tubulação de forma efetiva e evitar a separação da coluna líquida, a qual pode ser tão danosa como a sobrepressão. Estas funções se realizam com as chamadas válvulas ventosas de efeito cinético ou de baixa pressão.

As válvulas ventosas de efeito cinético funcionam unicamente quando não existe pressão dentro da tubulação. Caracteriza-se por ter um orifício grande de passagem de ar. São úteis para retirar grandes quantidades de ar da tubulação, geradas, principalmente, devido ao funcionamento propriamente dito do sistema (colocação em marcha de bombas, enchimento da tubulação, etc.) e para introduzir ar da atmosfera na tubulação (esvaziamento da tubulação).

Fundamentam-se em um flutuador que é empurrado pela água da tubulação. Quando não chega água na válvula, o flutuador desce e abre o orifício permitindo a entrada ou saída do ar. Quando chega água na válvula, esta faz o flutuador subir, fechando o orifício de saída de ar e impedindo a saída de água. Isto se sucede se não existir pressão dentro da tubulação.

Durante o funcionamento normal do sistema e estando este pressurizado e válvula ventosa fechada, pequenas quantidades de ar que circulam pela tubulação podem entrar e permanecer acumuladas na ventosa de efeito cinético. Estas acumulações de ar não serão evacuadas ao exterior, pois a pressão do sistema manterá o flutuador elevado, fechando o

orifício de saída da válvula. Isto ocorre porque a força resultante da pressão exercida sobre o orifício é superior ao próprio peso do flutuador e, portanto, mesmo que o nível de água diminua o flutuador não cairá.

### ***3.3.3 Válvula ventosa de duplo efeito ou tríplice função***

Existe no mercado válvulas ventosas que combinam os dois efeitos, denominando-se válvula de duplo efeito, tríplice função ou de duplo orifício. As válvulas ventosas de duplo efeito combinam as funções das de efeitos automático e das de efeito cinético.

As válvulas de efeito automático permitem expulsar pequenas quantidades de ar da tubulação quando o sistema está pressurizado. Embora seu orifício seja normalmente muito pequeno e não admita a entrada ou saída suficiente de quantidade de ar para evitar a sobrepressão no enchimento ou a depressão no esvaziamento da tubulação.

Por outro lado, as válvulas de efeito cinético possuem grandes orifícios para poder evacuar grandes quantidades de ar no enchimento e admitir grandes volumes no esvaziamento da tubulação. Embora estas válvulas não possam evacuar pequenas bolhas de ar quando o sistema o sistema está operando normalmente, isto é, pressurizada.

Portanto, nem as válvulas de efeito automático, nem as de efeito cinético podem cumprir as três funções mencionadas anteriormente quando utilizadas de forma individual. As válvulas de duplo efeito possuem dois orifícios: um para expulsão e outro para admissão de ar. Podem ter um ou dois flutuadores.

Durante o enchimento da tubulação a água vai empurrando o ar, o qual vai sendo evacuado para a atmosfera através do grande orifício da válvula cinética. O pequeno orifício de efeito automático permanece aberto durante este processo. Quando a tubulação está completamente cheia, os orifícios se fecham pela ação da água sobre os flutuadores. Uma vez a instalação alcançando a pressão normal de trabalho, o ar vai se acumulando na válvula ventosa e vai sendo evacuado através do pequeno orifício de efeito automático.

A válvula de efeito cinético permanece completamente fechada e só irá abrir quando o sistema for drenado ou se aparecer uma pressão negativa. Em tal caso, o flutuador de efeito

cinético cairá imediatamente, abrindo o orifício e permitindo a entrada de ar na tubulação. Neste momento, a válvula ventosa está novamente pronta para evacuar outra vez. Este ciclo se repetirá quantas vezes forem necessárias.

Estas válvulas são denominadas também como tríplice função já que atuam em três momentos diferentes durante o funcionamento da instalação: expulsando o ar das tubulações no momento do enchimento, purgando pequenas quantidades de ar quando a rede está pressurizada e permitindo a entrada de ar no momento da descarga.

### ***3.3.4 Descrição detalhada do funcionamento de uma válvula ventosa***

Será caracterizado o funcionamento típico de uma válvula ventosa, em detalhe. Para tanto, alguns símbolos serão necessários para a melhor compreensão.

$a$  : Área do orifício;

FA: Força ascendente sobre o flutuador;

FD: Força descendente sobre o flutuador;

P: Pressão no interior da ventosa;

VF: Volume do flutuador;

VS: Volume submerso do flutuador;

$\lambda F$ : Peso específico do flutuador;

$\lambda$  : Peso específico da água;

W : Peso do flutuador.

A Figura 3.5 mostra, em etapas, o funcionamento da válvula e que será descrito pelas equações a seguir.

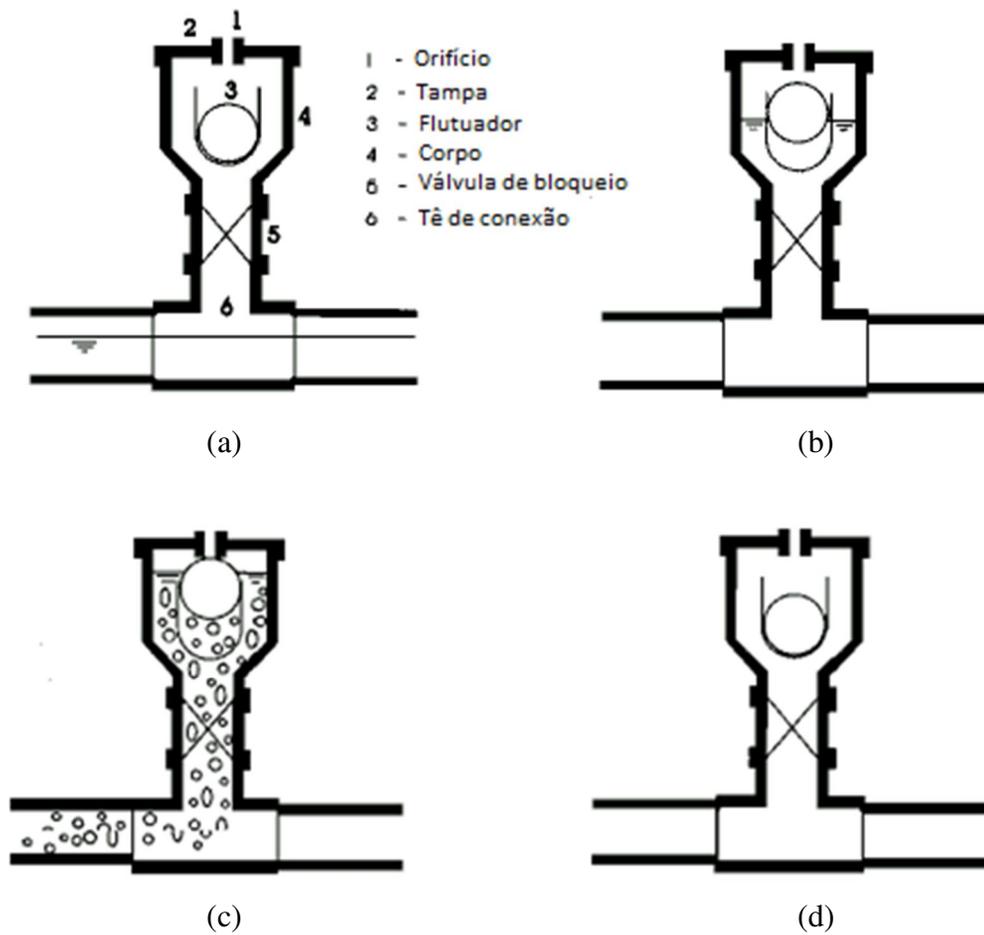


Figura 3.5 - Funcionamento de uma ventosa

### Enchimento de uma ventosa

Partindo-se da posição da ventosa vazia, o flutuador estará na posição aberta e o ar sairá livremente pelo orifício. Uma vez a água alcançando o flutuador, sobre este atuará uma força ascendente igual ao peso do volume deslocado

$$FA = \lambda.VS \tag{3.1}$$

e uma força descendente devido ao peso do flutuador

$$FD = W = \lambda F.VF \tag{3.2}$$

Entretanto a água sobe no interior da ventosa e ambas as forças ficam em equilíbrio, portanto:

$$\lambda.VS = \lambda.FW = \lambda.F.VF \quad (3.3)$$

de onde pode-se deduzir que o flutuador tenderá a um volume submerso de:

$$VS = \frac{\lambda.F.VF}{\lambda} \quad \text{Ventosa cheia e fechada} \quad (3.4)$$

Uma vez que o flutuador encosta no orifício, fechando-o, isto diminui a pressão na parte superior da ventosa. Ao seguir entrando água na ventosa, este ar se comprime e o volume submerso do flutuador aumenta.

$$VS' > VS \quad (3.5)$$

Portanto, aumentará a força ascendente, que será

$$FA' = \lambda.VS' - \lambda.F.VF \quad (3.6)$$

Também aparece outra força que empurra o flutuador para cima devido a pressão interna na ventosa.

Se todo o flutuador estivesse submetido a pressão P, a resultante por simetria seria nula, como o lado do flutuador que fecha o orifício está submetido a pressão atmosférica a força que empurra o flutuador para cima será:

$$FA'' = P.a \quad (3.7)$$

e a resultante será a soma das duas forças

$$FA = FA' + FA'' \quad (3.8)$$

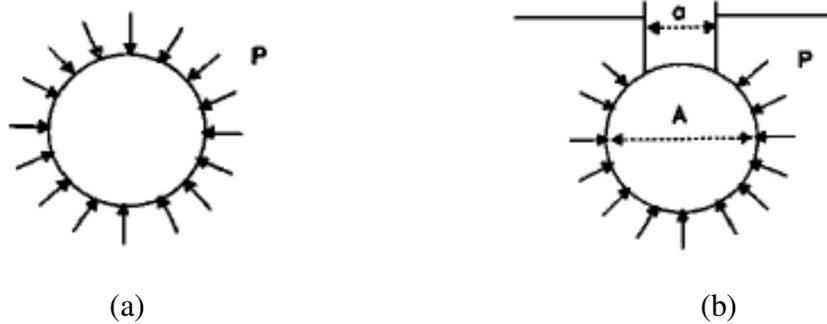


Figura 3.6 - Entrada de ar na ventosa

De acordo com a fase anterior, o ar procedente da tubulação entrará na ventosa, o nível de água no flutuador diminuirá fazendo com que desapareça o empuxo estático sobre o mesmo, enquanto o orifício permanece fechado, a força atuante sobre o flutuador diminuirá a força para cima:

$$FA'' = P.a$$

e surgirá uma força para baixo que valerá

$$FD = W \tag{3.9}$$

Portanto a posição do flutuador dependerá da pressão, do peso do flutuador e das dimensões do orifício. Se a força para cima for maior que o peso do flutuador o orifício permanecerá fechado

$$P.a > W \tag{3.10}$$

E, se ocorrer o contrário

$$P.a < W \tag{3.11}$$

O flutuador cairá abrindo o orifício e ar comprimido na ventosa sairá para a atmosfera.

Para uma ventosa, onde a área do orifício e o peso do flutuador são constantes, a pressão que abre depende da relação

$$P = \frac{W}{a} = \lambda F \cdot \frac{VF}{a} \quad (3.12)$$

Como o peso específico do flutuador está limitado a 700-800 Kg/m<sup>3</sup>, já que deve ser menor que o da água para poder flutuar, e ao volume que também está limitado por razões econômicas, já que teria que fazer ventosas muito grandes e, portanto, caras, para que a ventosa seja capaz de abrir a altas pressões, então a única opção que nos resta é diminuir o tamanho do orifício.

A parte das considerações hidráulicas, a abertura do orifício depende da adesão do flutuador ao anel de elastômero que faz a estanqueidade do mesmo. Para flutuadores revestidos de elastômeros e orifícios metálicos com pequena área de contato, esta força é de aproximadamente de 10% do peso do flutuador, para grandes orifícios pode chegar a 50%. Dependendo da frequência com que a ventosa opera e das condições da instalação esta porcentagem pode ser maior, chegando ao extremo de esta estar exposta diretamente ao sol, o que degrada o flutuador fazendo com que o mesmo se cole ao orifício com tal força que a ventosa não se abra, inclusive nas condições vazias. Esta situação é comum em ventosas que possuem flutuadores revestidos com elastômeros, atualmente, temos ventosas com melhores projetos construtivos que evitam esta situação.

Em geral, espera-se uma elevada capacidade de admissão para limitar a depressão e uma capacidade de expulsão controlada, dado que esta deve ser muito elevada, a velocidade de expulsão aumenta e quando o flutuador fecha, a ventosa produz uma brusca detenção do fluxo, com o que se pode gerar um golpe de aríete de maior importância. A sobrepressão gerada pelo fechamento brusco da ventosa será maior quanto maior for a variação da velocidade (FUERTES et al.[2] (2002).

Este problema, de forma qualitativa, é simples de compreender. Se o orifício de saída da ventosa é demasiado pequeno e não é capaz de expulsar a vazão necessária, o ar se comprime como consequência da aceleração da coluna de água durante o enchimento, gerando sobrepressões no sistema. Caso contrário, se o ar for expulso com rapidez, de forma que a coluna de água adquira uma velocidade importante, eliminando-se completamente o ar presente na tubulação, a ventosa se fecha bruscamente, produzindo o choque da coluna da

água que se move a uma velocidade elevada contra a ventosa fechada, gerando-se sobrepressões ainda maiores.

### 3.3.5 Separação de coluna

A separação da coluna pode ocorrer devido a alterações nas condições de fluxo e / ou drenagem da tubulação. A coluna de água será dividida em um ponto alto criando uma cavidade (vácuo). Depois de algum tempo a pressão subatmosférica puxa as colunas de água separadas para trás, e há a colisão. O choque das colunas cria um golpe de aríete que pode estourar a tubulação.

Na Figura 3.7 tem-se uma ilustração de um sistema hidráulico por recalque, onde podemos observar a presença de ventosas.

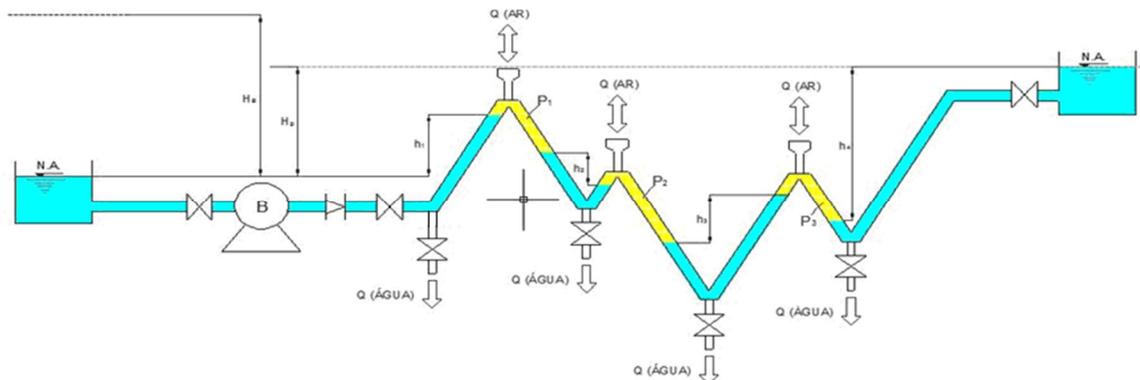


Figura 3.7 - Bloqueio de um sistema hidráulico por recalque

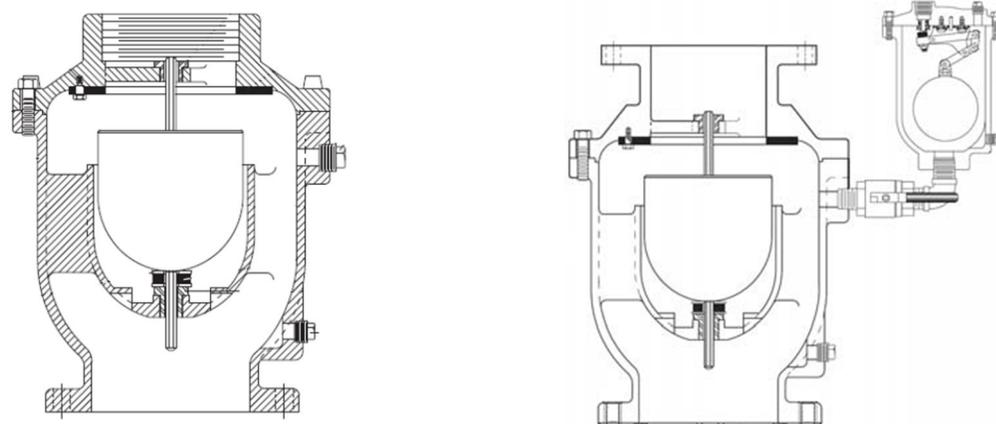
Se uma válvula de ar de fechamento lento for montada no ponto alto da tubulação, isto impedirá a ocorrência do golpe de aríete:

1. Quando ocorrer a separação da coluna, o orifício grande permitirá a introdução de grandes quantidades de ar para dentro da bolha de vácuo e reduzirá a depressão.

2. Quando a água mudar de direção e as colunas começarem a se moverem de volta, haverá a colisão, e o ar é esgotado rapidamente através da válvula de ar, criando uma pressão diferencial maior.

3. O fechamento lento, na primeira fase, fecha parcialmente a saída de ar, permitindo apenas uma descarga lenta do ar aprisionado na tubulação. Esta bolsa de ar amortece a velocidade das colunas de água que se aproximam, agindo como um amortecedor que evita o golpe de aríete.

Para ilustrar, na Figura 3.8 é apresentada a ventosa típica para admissão e expulsão de grandes quantidades de ar. A ventosa da Figura 3.8a é de dupla função.



a) Ventosa de duplo efeito

b) Ventosa de duplo efeito  
(tríplice função)

Figura 3.8 - Ventosas típicas para admissão e expulsão de grandes quantidades de ar

Fonte: Adaptação de VAL-MATIC [11] (2008)

A Figura 3.8a mostra uma ventosa típica para admissão e expulsão de grandes quantidades de ar. Pequenas quantidades de ar não são removidas nesta ventosa. Já a ventosa da Figura 3.8b está equipada com um dispositivo para expulsão de pequenas quantidades de ar.

É evidenciada na configuração da Figura 3.8a, a falta de controle no fechamento. O cilindro de vedação se eleva para fechar a passagem ampla de entrada e saída do ar quando a água promove o empuxo hidrostático. O fechamento será instantâneo, provocando choque hidráulico da coluna líquida com o obturador, caracterizado pela transformação de energia cinética em sobrecarga dinâmica de acordo com a expressão:

$$\Delta H = \frac{a}{g} V_o \text{ (Joukowski)} \quad (3.13)$$

$a$  = celeridade ~ 1000 m/s

$g$  = 10 m/s<sup>2</sup>

$\Delta H$  = sobrecarga (mH<sub>2</sub>O)

$V_o$  = velocidade da coluna líquida no instante de fechamento da ventosa (m/s).

Assim,

$$\Delta H(mca) \cong 100V_o(m/s)$$

(3.14)

Daí pode-se concluir que há a necessidade de redução de  $V_o$ , o que poderá ser conseguido com a inserção de um dispositivo (válvula de retenção com furo e mola de ação) como o indicado na Figura 3.9, para vazões e diâmetros grandes (>4”).

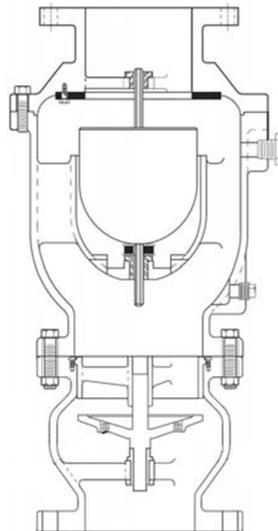


Figura 3.9 - Ventosa para grandes diâmetros (válvula de retenção com furo e mola de ação)

Fonte: Adaptação de VAL-MATIC [11] (2008)

Logo, a escolha do tamanho da ventosa para colocar em funcionamento durante o processo de enchimento, deve realizar-se com muito cuidado, pois tanto uma ventosa demasiada pequena como uma demasiada grande pode provocar acidentes mais graves do que aqueles que tratam de evitar.

### 3.3.6 Pontos recomendados para instalação de ventosas

De acordo com prática norte-americana, em uma tubulação deverão ser examinados os seguintes pontos para se verificar a necessidade de instalação de ventosas.

- a) Todos os pontos altos;

Válvulas ventosas devem estar localizadas nos pontos altos para permitir a entrada de ar e evitar o vácuo causado pela separação da coluna de água durante a operação de esvaziamento e descarregar o ar admitido durante a operação de enchimento ou durante o escoamento. Para selecionar a válvula recomenda-se analisar o perfil hidráulico como um todo, e com base nos cálculos de resistência da tubulação garantir que as válvulas e outros dispositivos desempenhem adequadamente suas funções para evitar qualquer fenômeno destrutivo. A localização das válvulas de ar na tubulação é mostrada na Figura 3.10.

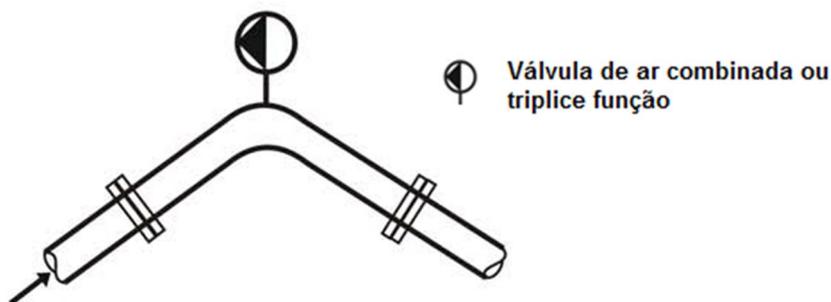


Figura 3.10 - Ventosa localizadas nos pontos altos

- b) Os pontos de mudança acentuada de inclinação em trechos descendentes;

Uma ventosa normalmente é instalada em mudanças de inclinação descendente devido à possibilidade da ocorrência de vácuo e separação da coluna de água. O perfil hidráulico e o fluxo de água são usados para saber o tamanho necessário da válvula de ar. O diferencial de

pressão através do maior orifício não deve ser inferior a 0,35 bar. Durante a seleção da válvula de ar o efeito Venturi deve ser levado em conta.

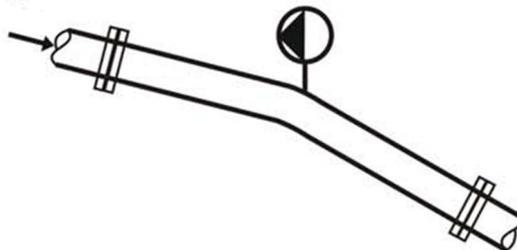


Figura 3.11 - Ventosa nos pontos de mudança acentuada de inclinação em trechos descendentes

c) Os pontos de mudança acentuada de inclinação em trechos ascendentes;

Uma válvula para pressão negativa ou uma válvula de dupla função deve estar instalada no ponto onde se inicia a inclinação no sentido ascendente do fluxo para evitar problemas devido a separação da coluna de água ou a pressão negativa (vácuo). A vazão de descarga de água do projeto é usada para determinar o tamanho necessário da válvula. Os problemas e as precauções são as mesmas do item anterior.

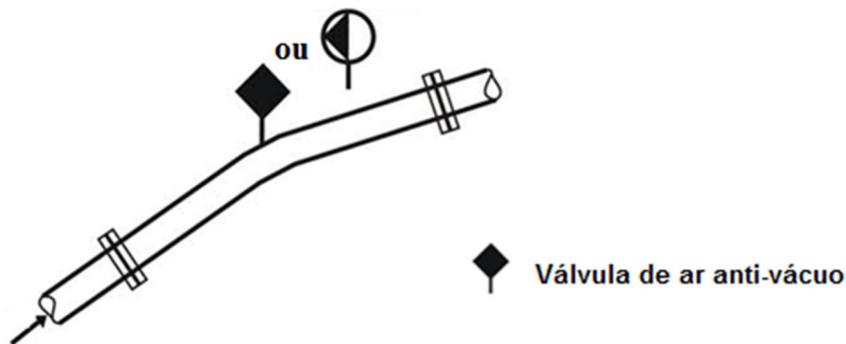


Figura 3.12 - Ventosa nos pontos de mudança acentuada de inclinação em trechos ascendentes

d) Os pontos intermediários de trechos ascendentes muito longos;

Uma válvula contra pressões negativas ou de tríplice função deve ser considerada para todas as seções ascendentes da tubulação e posicionada em intervalos de 400 m a 800 m. Estes

dispositivos são necessários para um desempenho adequado da tubulação durante o enchimento do sistema e para uma boa ventilação quando este está sendo descarregado. Para se dimensionar a ventosa, deve-se comparar a vazão de enchimento com a vazão de esvaziamento e calcular o limite de ruptura da tubulação em caso de falha da bomba (falta de energia). Se a vazão de ar de enchimento for maior do que a vazão de ar de admissão, o tamanho da válvula é dimensionado com base na vazão de enchimento.

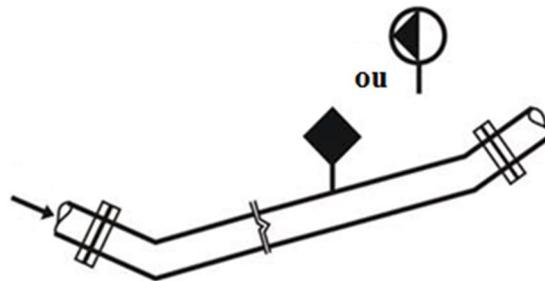


Figura 3.13 - Ventosa nos pontos intermediários de trechos ascendentes muito longos

e) Os pontos intermediários de trechos horizontais muito longos;

Válvulas de dupla função são colocadas no início e no final de longas seções horizontais. As válvulas de expulsão de ar estão localizadas ao longo da seção horizontal. Pesquisadores e fabricantes recomendam que as válvulas devam ser instaladas em intervalos diferentes, entre 380 e 760 metros. Sempre que possíveis longos trechos horizontais devem ser evitados. Se isto for impossível, então mais válvulas devem ser posicionadas ao longo do trecho horizontal. O dimensionamento destes dois tipos de dispositivos deve ser baseado na vazão de enchimento da tubulação.

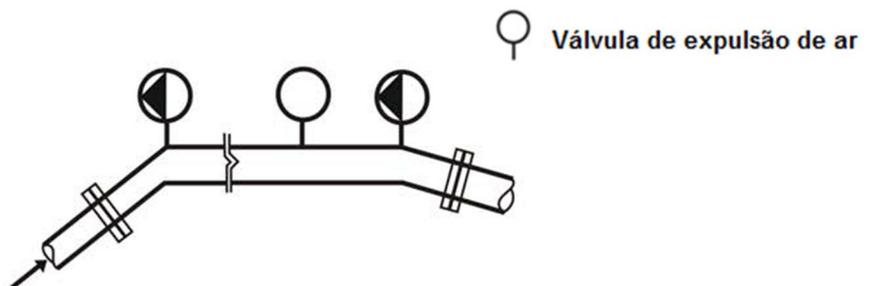


Figura 3.14 - Ventosa nos pontos intermediários de trechos horizontais muito longos

f) Os pontos intermediários de trechos descendentes muito longos;

Uma válvula para expulsão de ar ou uma válvula dupla função deve ser instalada ao longo das seções descendente da tubulação num intervalo de 400 m para 800 m.

g) Descarga de Bomba.

Uma válvula de ar deverá ser instalada no recalque de uma bomba e logo após válvula de retenção para drenar o ar no momento de partida da bomba e permitir a entrada de ar no momento do desligamento da bomba. Esta válvula não é necessária quando se tem pressão positiva na sucção. O dimensionamento desta válvula é feito de acordo com a vazão de descarga da bomba. É importante que o diferencial de pressão não exceda 0,05 bar durante o enchimento da tubulação.

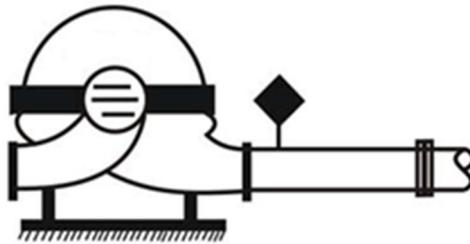


Figura 3.15 - Ventosa instalada na descarga de uma bomba

### 3.4 Escoamento compressível

Para modelar o comportamento de uma ventosa pode-se fazer uma analogia do fluxo de ar através da ventosa e o fluxo isentrópico em tubos (Wylie e Streeter [12] (1982); Chaudry [13] (1987)).

Admite-se que o escoamento é compressível, adiabático e sem atrito (escoamento isentrópico). O escoamento adiabático sem atrito, ou isentrópico, é um caso ideal que não pode se verificar em gases reais. Entretanto, uma aproximação deste caso ideal ocorre nos escoamentos através de transições, bocais e medidores Venturi onde os efeitos de atrito são desprezíveis devido às curtas distâncias percorridas. Neste caso, as trocas de calor são pequenas porque são suficientemente lentas para manter os gradientes de velocidade e de

temperatura em níveis baixos. Vale destacar que o desempenho das máquinas de fluxo é freqüentemente comparado com o desempenho que as mesmas teriam admitindo escoamento isentrópico.

De acordo com Koelle [14] (2000), há uma limitação para a vazão quando no orifício atinge-se a velocidade sônica (isto é, o número de Mach é igual a 1,  $M = \frac{V}{c} = 1$ ). A velocidade de propagação ( $c$ ) do som no ar é uma das suas propriedades físicas e dependerá das condições locais ( $P$ ,  $T$ ) e, quando o escoamento com velocidade  $V$ , atinge este valor  $c$ , diz-se que ocorrem condições críticas na seção, i.e,  $P = P_c$ ,  $T = T_c$  e  $\rho = \rho_c$  com  $V = c$  e a vazão em massa atinge o seu valor máximo

$$\dot{m}_{co} = \rho_c \cdot A \cdot c \quad \text{onde:} \quad (3.15)$$

$\dot{m}_{co}$  é o máximo valor da vazão em massa

$c$  é a velocidade do som

$\rho_c$  é a massa específica crítica.

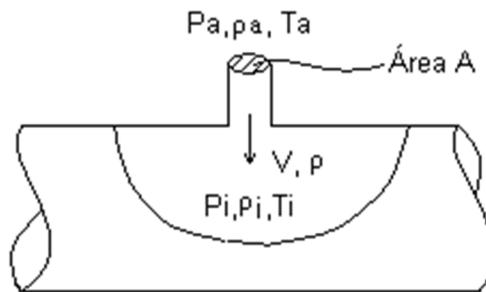


Figura 3.16 - Escoamento isentrópico através de um orifício

Fonte: Koelle [14] (2000)

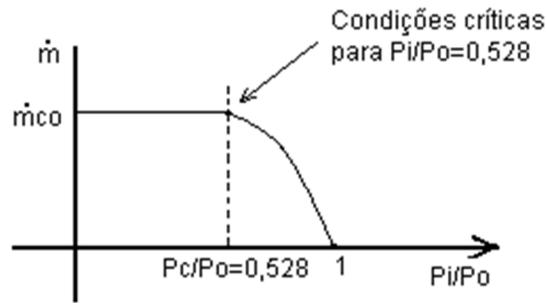


Figura 3.17 - Condição crítica na admissão  
 Fonte: Robert W. Fox e Alan T. McDonald [15] (1995)

A pressão crítica é dada pela seguinte expressão:

$$P_c = P_i \left( \frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K}{K+1}} \quad (3.16)$$

$P_c$  = pressão crítica

$P_i$  = Pressão inicial

$K$  = expoente da transformação adiabática

Para o ar  $K = 1,4$  e substituindo  $K$ , teremos:

$$P_c = 0,53 \cdot P_i \quad (3.17)$$

A velocidade de escoamento sob as condições de pressão crítica denomina-se velocidade acústica, pois corresponde à velocidade que o som teria através do fluido, nas condições consideradas.

O valor  $\left( \frac{P_i}{P_a} \right)_c = \left( \frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K}{K+1}} = 0,528$  decorre das propriedades do ar através do coeficiente isentrópico  $K=1,4$ .

$$\text{No sentido inverso de expulsão de ar, a relação } \left( \frac{P_i}{P_a} \right)_c = \frac{1}{0,528} = 1,893 \quad (3.18)$$

Feitas estas considerações, é possível determinar as equações características que modelam o funcionamento das ventosas, tanto na fase de admissão como na fase de expulsão do ar.

### 3.4.1 Admissão de ar

Se a pressão absoluta no interior da tubulação está acima do valor  $P_i > 0,528 \cdot P_{atm}$ , a vazão do fluxo é subsônico (tanto o volumétrico como o mássico) e aumenta conforme a pressão  $P_i$  na tubulação diminui. Para pressões inferiores ao valor  $P_i \leq 0,528 \cdot P_{atm}$  (quando há uma maior depressão na tubulação) se alcançam as condições sônicas e o fluxo é bloqueado, o que implica que tanto a vazão volumétrica como a mássica se mantêm constantes (a ventosa já não é capaz de admitir mais ar por mais que aumente a pressão).

Tomando como valor padrão para a pressão atmosférica  $P_{atm} = 1,013$  bar e denominando  $\Delta p = P_{atm} - P_i$  a diferença de pressões externa e interna (depressão neste caso), temos os seguintes limites:

**Tabela 3.1 - Fase de admissão em uma ventosa**

Fluxo subsônico	$P_i > 0,535$ bar ( $\Delta p < 0,48$ bar)
Fluxo sônico	$P_i \leq 0,535$ bar ( $\Delta p \geq 0,48$ bar)

Chamando  $A_{adm}$  a área da seção de admissão da ventosa e  $C_{adm}$  o coeficiente de admissão característico da mesma (sempre  $C_{adm} < 1$ ), obtém-se as seguintes expressões para determinar a vazão mássica que admite a ventosa:

Quando  $P_{atm} > P_i > 0,528 \cdot P_{atm}$

$$\frac{dm}{dt} = C_{adm} \cdot A_{adm} \cdot \sqrt{7 \cdot P_{atm} \cdot \rho_{atm} \left[ \left( \frac{P_i}{P_{atm}} \right)^{1,4286} - \left( \frac{P_i}{P_{atm}} \right)^{1,714} \right]} \quad (3.19)$$

Quando  $P_i \leq 0,528 \cdot P_{atm}$

$$\frac{dm}{dt} = C_{adm} \cdot A_{adm} \cdot \frac{0,686}{\sqrt{R \cdot T_{atm}}} \cdot P_{atm} = cte \quad (3.20)$$

R = Constante universal dos gases; R = 8.314 N. m / Kg mol.K

T<sub>amb</sub> = Temperatura ambiente (atmosférica)

P<sub>atm</sub> = Pressão atmosférica

### 3.4.2 Expulsão do ar

Durante a pressão absoluta na tubulação  $P_i < 1,893 \cdot P_{atm}$  o fluxo é subsônico, aumentando a vazão mássica e a volumétrica ao incrementar-se a pressão  $P_i$ . Todavia, quando a pressão no interior da tubulação supera o valor  $P_i \geq 1,893 \cdot P_{atm}$  o fluxo passa a ser sônico e, neste caso, a vazão volumétrica permanece constante (desde que a temperatura do ar no interior da tubulação se mantenha constante, a qual se adota como hipótese), o mesmo não se sucede com a vazão mássica, a qual se incrementa, pois ao aumentar a pressão na tubulação  $P_i$  aumenta também a densidade do ar.

Considerando uma pressão atmosférica  $P_{atm} = 1,013$  bar e sendo agora  $\Delta p = P_i - P_{atm}$  a pressão diferencial entre o interior da tubulação e o exterior, a fronteira entre os fluxos subsônico e sônico é definida por:

**Tabela 3.2 - Fase de expulsão em uma ventosa**

Fluxo subsônico	$P_i < 1,918$ bar ( $\Delta p < 0,91$ bar)
Fluxo sônico	$P_i \geq 1,918$ bar ( $\Delta p \geq 0,91$ bar)

Chamando agora  $A_{exp}$  a área da secção de expulsão da ventosa e  $C_{exp}$  o coeficiente de expulsão característico (também é sempre inferior a unidade,  $C_{exp} < 1$ ), as expressões para determinar a vazão mássica que expulsa o ar da ventosa:

Quando  $P_{atm} < P_i < 1,893 \cdot P_{atm}$

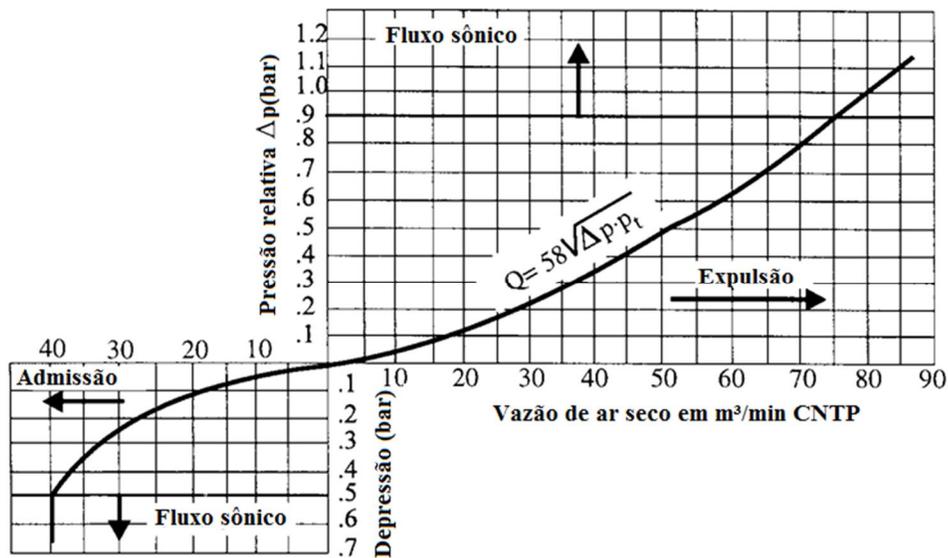
$$\frac{dm}{dt} = C_{exp} \cdot A_{exp} \cdot \sqrt{\frac{7}{R \cdot T} \left[ \left( \frac{P_{atm}}{P_i} \right)^{1,4286} - \left( \frac{P_{atm}}{P_i} \right)^{1,714} \right]} \quad (3.21)$$

Quando  $P_i \geq 1,893 \cdot P_{atm}$

$$\frac{dm}{dt} = C_{\text{exp}} \cdot A_{\text{exp}} \cdot \frac{0,686}{\sqrt{RT_{\text{atm}}}} P_i \quad (3.22)$$

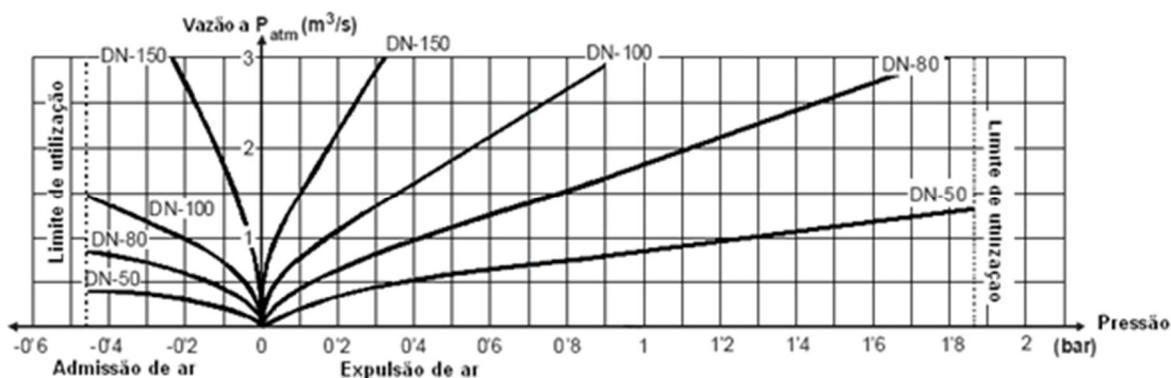
### 3.4.3 Curva Característica de uma ventosa

Os fabricantes de ventosas, geralmente, apresentam a relação entre a vazão de ar admitido ou expulso e a diferença de pressão entre o interior e o exterior na forma gráfica conforme Figuras 3.18a e 3.18b. É o que se conhece como curva característica da ventosa, a qual modela seu funcionamento em condições estáticas.



a)

Fonte: Adaptação de IRUA Tech, S.L. [16] (2011)



b)

Fonte: VAG ARMATUREN [4] (2004)

Figura 3.18 - Curvas características de uma ventosa: a) IRUA Tech; b) VAG ARMATUREN

Estas curvas características são obtidas mediante um ensaio das válvulas ventosas em todas as possíveis regiões de funcionamento sendo que para cada diâmetro corresponde uma faixa de diâmetro de tubulação conforme Tabela 3.3, recomendada pelos fabricantes.

**Tabela 3.3 - Escolha do diâmetro de uma válvula ventosa**

Diâmetro da tubulação	3" – 10"	12" – 16"	18" – 22"	24" – 48"	50" – 96"
Diâmetro da válvula	2"	3"	4"	6"	8"

Fonte: ARI [3] (2009)

A partir destas curvas é possível obter expressões matemáticas simples que relacionam a vazão de ar com a diferença de pressão para cada ventosa.

No eixo das abscissas da Figura 3.18a é representada a vazão volumétrica referida nas condições padrão (também chamada condições normais), isto é, a vazão medida à pressão atmosférica e temperatura ambiente. Já na Figura 3.18b, a vazão volumétrica referida nas condições padrão (também chamada condições normais), isto é, a vazão medida à pressão atmosférica e temperatura ambiente é mostrada no eixo das ordenadas. Esta vazão

volumétrica de ar em condições normais é diretamente proporcional a vazão mássica. Então multiplicando esta vazão pela densidade do ar em condições normais ( $\rho_n = 1,29 \text{ Kg} / \text{m}^3$ ), que logicamente é constante, se obtém uma vazão mássica.

Nos catálogos dos fabricantes somente não estão referenciadas as condições nas quais estes ensaios foram realizados, o que implica na impossibilidade de reproduzir os mesmos em um laboratório. De acordo com Fuertes et al [17], 2006, alguns ensaios realizados pelo Council for Scientific and Industrial Research – África do Sul em 1989 por Leslie J. Blum para o U.S. Bureau of Reclamation em 1994, entre outros, apresentaram certas discrepâncias (em alguns casos muito importantes) entre os dados divulgados pelos fabricantes e os resultados obtidos nos citados ensaios.

Na Universidade Politécnica de Valência também foi realizada em 1998 ensaios de um grande número de ventosas de grande orifício (Fuertes [18] (2001)), obtendo resultados similares ao de outros laboratórios, isto é, observando importantes discrepâncias entre as medidas realizadas e os dados de catálogos.

Além disso, segundo Fuertes et al [17] (2006), os fabricantes não somente nunca divulgam as condições do fluxo de ar expulso que pode chegar a fechar a ventosa antes do tempo, como também não se conhece como se deu o fechamento dinâmico. Efetivamente, a própria velocidade de circulação do ar pode criar um efeito “sustentador” sobre o flutuador que será proporcional ao quadrado da velocidade. Isto pode fazer com que esta força de elevação vença o peso do flutuador e feche a ventosa de maneira indesejada quando a velocidade de expulsão for elevada, deixando uma perigosa bolsa de ar no interior da tubulação o que poderá comprometer a instalação originando pressões elevadas.

Quando uma ventosa, na fase de expulsão, trabalha na zona de fluxo sônico a vazão volumétrica nas condições reais do fluxo se mantém constante, dado que a velocidade não pode aumentar (bloqueio sônico). Contudo, a vazão mássica poderá aumentar se houver um aumento de pressão na entrada da válvula ventosa, isto é, um aumento de pressão no interior da tubulação. Isto acontece porque a massa específica do ar é diretamente proporcional à pressão interna, então com a mesma vazão volumétrica é possível esvaziar maior vazão mássica.

Como consequência disto, uma ventosa trabalhando na fase de expulsão é capaz de descarregar maior vazão mássica quanto maior for a diferença de pressão entre o interior e o exterior da tubulação, independentemente de a velocidade do som no bocal (fluxo sônico) ser alcançada. Isto acontece porque no interior da tubulação a pressão pode aumentar e, em consequência, a massa específica do ar também vai aumentar.

Na fase de admissão, a vazão mássica aumenta com a diferença de pressão quando o fluxo é subsônico. Porém, quando se alcança as condições sônicas, a vazão volumétrica real se manterá constante e, neste caso, a vazão mássica também será constante. Isto acontece porque o ar que é admitido através da válvula ventosa é o que provém da atmosfera.

As ventosas de pequeno orifício, também chamadas purgadores, somente trabalham na zona sônica, expulsando com uma elevada diferença de pressão e pequenas vazões de ar na velocidade do som. Contudo, as ventosas de grande orifício na fase de expulsão trabalham na zona subsônica com pequenas diferenças de pressão que dão lugar a elevadas vazões de ar. Na fase de admissão, estas ventosas também devem trabalhar na zona subsônica se forem dimensionadas de forma correta. Caso contrário podem produzir o chamado bloqueio sônico, de maneira que a vazão alcance um valor máximo e não se incremente por mais que se aumente a diferença de pressão. Como consequência disto, a pressão no interior da tubulação não poderá alcançar o limite para colapsar a tubulação.

De acordo com Fuertes et al [17] (2006), as curvas características que modelam o comportamento das ventosas obtidas experimentalmente nos ensaios e os ajustes das expressões são bem simples, os detalhes estão detalhados a seguir:

Admissão, fluxo subsônico ( $\Delta P < 0,48$  bar)

$$Q_{(CNTP)} = C_{adm} \cdot \sqrt{\Delta P \cdot P^*_{atm}} \quad (3.23)$$

$$\Delta P = P^*_{atm} - P^*_i \quad (3.24)$$

Admissão, fluxo sônico ( $\Delta P \geq 0,48$  bar)

$$Q_{(CNTP)} = K'$$

Expulsão, fluxo subsônico ( $\Delta P < 0,9$  bar)

$$Q_{(CNTP)} = C_{\text{exp}} \cdot \sqrt{\Delta P \cdot P_i} \quad (3.25)$$

$$\Delta P = P_i - P_{\text{atm}} \quad (3.26)$$

Expulsão, fluxo sônico ( $\Delta P \geq 0,9$  bar)

$$Q_{(CNTP)} = K \cdot P_i \quad (3.27)$$

Os valores destes coeficientes de fluxo em algumas ocasiões são dados pelo fabricante ou, na sua falta, pode-se determinar a partir das curvas características dadas por estes. Isto depende do tamanho e características construtivas das ventosas e também das unidades empregadas (não são coeficientes adimensionais).

### 3.4 Fontes de formação do ar nas tubulações

Thomas [9] (2003) descreve que o ar é produzido durante a passagem turbulenta de água através da rugosidade de tubérculos e ferro incrustado na tubulação, devido à turbulência em curvas e válvulas, ação de vórtices provocados pelas bombas, vazamentos na tubulação, selos estragados, por uma conexão solta e outros ajustes. Se houver qualquer brecha na integridade da tubulação e seus ajustes, o ar entrará por ela. Isto normalmente acontece quando o sistema é sujeito a pouca manutenção ou não se previu eventos de pressão negativa.

Assim, tendo ar normalmente dissolvido na água, a liberação deste pode ocorrer devido à diminuição da pressão e/ou aumento da temperatura da água durante o escoamento. Há, entretanto, outras situações nas quais o ar pode ser introduzido nas tubulações. Estas estão listadas a seguir:

- preenchimento ou esvaziamento das linhas: a incorporação de ar pode ocorrer durante o preenchimento e/ou esvaziamento das tubulações. O movimento do ar ao longo do tubo pode estar ocorrendo abaixo da velocidade necessária para sua movimentação durante o preenchimento, ficando preso em pontos altos do sistema;
- entrada de ar devido ao baixo nível de água nos reservatórios, ocasionando vórtices na tubulação de saída do reservatório conforme Figura 3.19.. Este problema surge devido ao projeto inadequado que não prevê um rebaixo no fundo do reservatório onde está

instalada a tubulação de saída, ocasionando assim, uma submergência insuficiente da tubulação de saída. Além disso, o cálculo do volume de reservação inadequado pode ser uma das causas do problema;

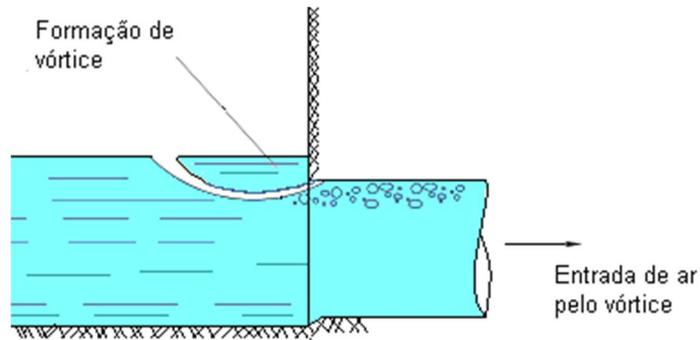


Figura 3.19 - Tomada d'água em reservatório de distribuição

Fonte: Tsutiya [19] (2006)

- bombeamento direto: bombeamento direto de ar para dentro de um sistema pode ser executado para reduzir pressões cavitantes;
- bombas operando abaixo do NPSH (Net Positive Suction Head) requerido, causando cavitação. A quantidade de ar que se forma na tubulação é pequena, sendo a maior consequência os danos causados à bomba (Figura 3.20).

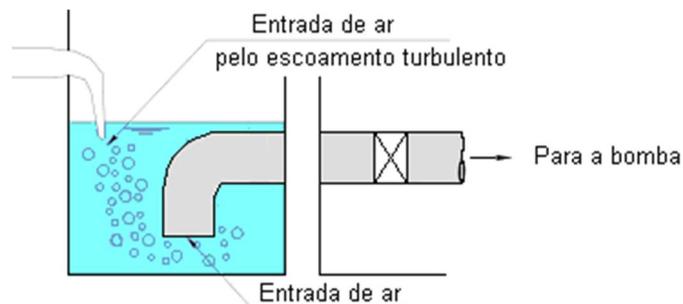


Figura 3.20 - Poço de sucção de elevatória de água

Fonte: Tsutiya [19] (2006)

- formação de gás através de atividade biológica;
- nas regiões sob pressão negativa, o ar pode entrar ou sair pelas juntas e encaixes;

- formação do ressalto hidráulico. A Figura 3.21a mostra um bolsão de ar aprisionado em um ponto alto de um conduto, com a água em repouso. Ao entrar em escoamento, este se processará com superfície livre, e, portanto, o ar estará sob pressão constante ao longo do trecho (pressão atmosférica). Se a velocidade deste trecho for pequeno (inferior a velocidade crítica para este escoamento), poderá ocorrer a mudança para escoamento sob pressão pelo aumento gradual da altura d'água, com a formação de uma curva de remanso, Figura 3.21b. Caso a velocidade do escoamento seja superior a velocidade crítica, ocorrerá a formação de um ressalto hidráulico, fenômeno que desenvolve grande turbulência, ilustrado pela Figura 3.21c (QUINTELA [20] (1981)).

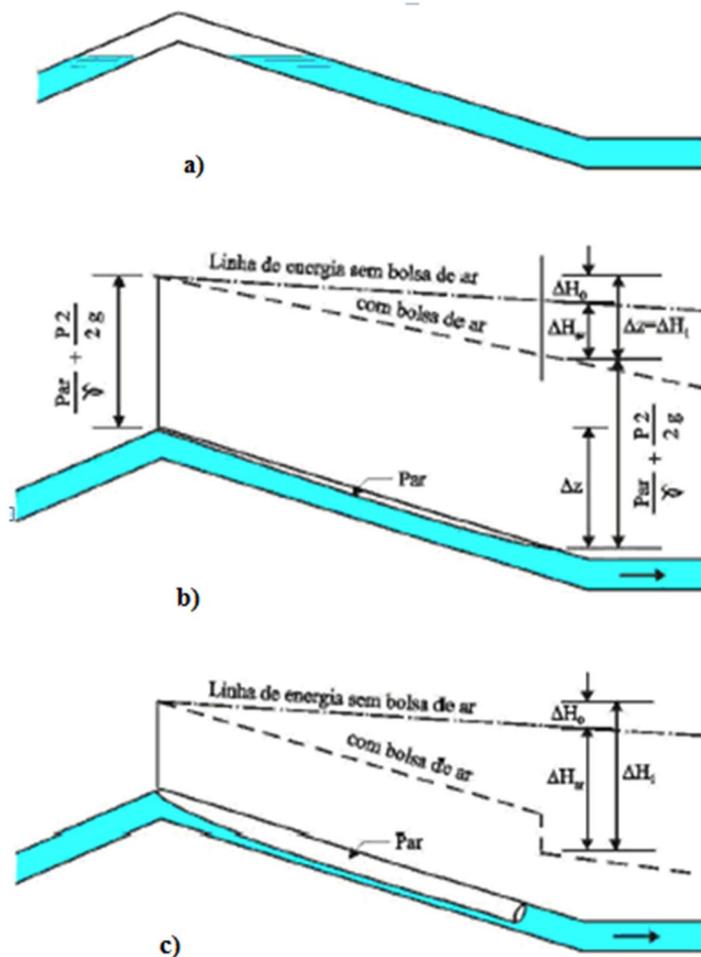


Figura 3.21 - Tubulação com bolsa de ar, (a) em repouso; (b) em movimento sem ressalto; (c) em movimento com ressalto

Fonte: Quintela [20] (1981)

Independente da situação que tenha causado a entrada de ar, a presença de ar comprimido dentro de uma tubulação pode ser danosa se não administrada corretamente. Por exemplo, aumentando a perda de pressão da tubulação, aumentará o consumo de energia. A perda de eficiência da tubulação devido ao ar acumulado passa, às vezes, a ser maior que todas as perdas por atrito e por vazamentos combinados Thomas [9] (2003) apresentou uma comparação entre a eficiência de uma tubulação e o custo para remover o ar aprisionado em uma tubulação. É estimado que 75% do custo para operar uma tubulação são custos para bombear o produto transportado, seja água ou qualquer outro fluido. Estudos de uma variedade de sistemas de abastecimento de água revelaram que o ar pode reduzir a eficiência em até 30% e a maioria dos sistemas de água trabalham com deficiência do fluxo entre 15% a 20% devido à presença de bolsões de ar na tubulação. Como os bolsões de ar comprimido são obstáculos para bombear o fluido, isto faz aumentar a pressão na parte superior da tubulação em cerca de 20% e forçará as bombas a trabalharem 20% a mais, e assim a potência deverá aumentar 20%.

### **3.4.1 Caracterização do escoamento multifásico**

Segundo Costa e Silva et al [21] (2000), a ocorrência de escoamento multifásico em tubulação horizontal, vertical e inclinada é muito frequente em diferentes atividades industriais, entre elas a indústria química, de petróleo e de saneamento, entre outras. Neste trabalho será dada ênfase ao escoamento bifásico de ocorrência em sistema de adução de água. Como na maioria das atividades industriais, o escoamento bifásico é indesejável e a sua ocorrência causa forte impacto no *modus operandi* dessas atividades e com isso os seus custos operacionais.

A definição de fase não é relativa ao estado da matéria (sólido, líquido, gasoso, plasma), mas sim ao número de interfaces presentes no escoamento. Por exemplo, escoamento bifásico significa a presença de uma interface, e pode ser do tipo líquido-líquido miscível ou líquido-gás. Quando as fases líquidas e gasosas escoam juntas dentro de uma tubulação, distribuem-se segundo configurações interfaciais próprias, isto é, há uma distribuição espacial das fases na mistura, que depende de condições operacionais (vazão, pressão, temperatura, etc), geométricas da tubulação (dimensão, inclinação, forma, etc.) e de propriedades das fases

(densidades, viscosidade, etc). Estas características combinadas determinam certas classes de configurações interfaciais, normalmente denominadas de regime ou padrão de escoamento multifásico.

De acordo com Falvey [22] (1980), os padrões mais conhecidos, em escoamento multifásico, são classificados em função de como as fases estão arranjadas dentro da tubulação. Essas classificações são concordantes entre diferentes pesquisadores, e podem ser classificadas como escoamento horizontal ou vertical.

Há uma tendência à estratificação na direção vertical do tubo, devido às diferenças significativas entre as massas específicas dos fluidos (ar e água). O escoamento da água ocupa a parte inferior do tubo e o ar e/ou vapor de água ocupam a parte superior. Desta forma, justificando-se a utilização de ventosas em trechos horizontais (retos) longos. No caso do escoamento horizontal, os padrões de escoamento observados na Figura 3.22 são névoa, bolhas, tampão, estratificado, ondulado, golfada ou anular.

Na sequência, descrevem-se cada um deles.

**Névoa:** este padrão de escoamento é caracterizado por velocidades superficiais de gás e líquido muito altas. Todo líquido encontra-se disperso no núcleo gasoso e as gotículas formadas pelo líquido viajam a mesma velocidade superficial do gás;

**Bolhas:** o escoamento em bolhas, devido ao efeito gravitacional (a fase gasosa em forma de bolhas discretas), tende a se dispersar no topo da tubulação com a fase líquida contínua;

**Tampão:** com o aumento da velocidade da fase gasosa no escoamento em bolhas, há o coalescimento, formando bolhas alongadas em forma de balas, que tendem a escoar no topo da tubulação;

**Estratificado:** O escoamento estratificado se caracteriza pela separação gravitacional total das fases líquida e gasosa com escoamento contínuo de cada fase;

**Ondulado:** com o aumento da velocidade da fase gasosa, no escoamento estratificado, ondas são formadas na interface de separação líquido-gás, gerando o regime ondulado.

**Golfada:** aumentando ainda mais a velocidade do gás no escoamento ondulado, as ondas passam a ocupar, em alguns casos, toda a seção transversal da tubulação formando golfadas,

que são rapidamente deslocadas dentro da tubulação, estas golfadas de gás e líquido carregam pequenas bolhas dispersas;

**Anular:** o escoamento anular ocorre com altas vazões de gás. O líquido escoa na superfície interna da tubulação, formando um filme com bolhas dispersas, e o gás escoa no centro da tubulação, carregando líquido atomizado. Devido ao efeito gravitacional, a espessura do filme formado pela fase líquida diminui quando se caminha para o topo da tubulação.

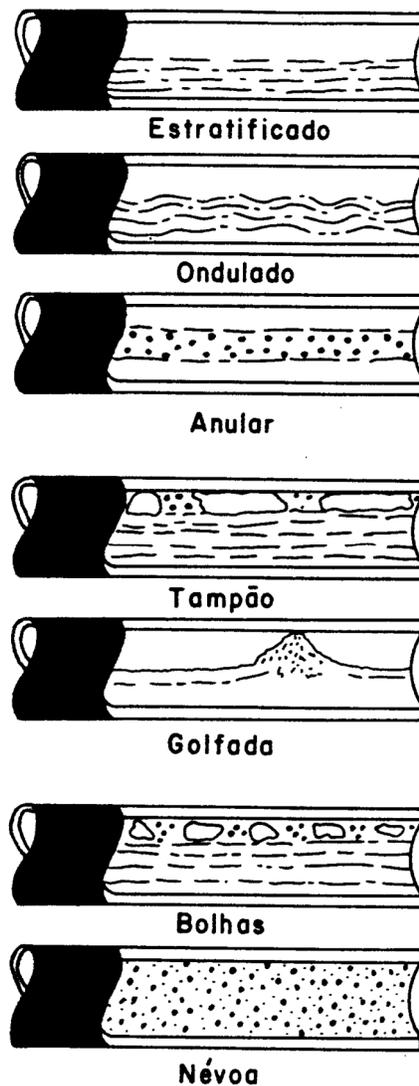


Figura 3.22 - Padrões de escoamento para escoamento bifásico em tubulações horizontais

Fonte: Falvey [22]

Já, para o escoamento **vertical**, analogamente ao escoamento horizontal, os padrões de classificação de escoamento são bolhas, golfadas, transição e anular, também descritos na seqüência, conforme Figura 3.23.

**Bolhas:** no escoamento em bolhas, a fase gasosa se encontra dispersa na fase líquida em forma de bolhas discretas, sendo a fase líquida contínua. Esse escoamento ocorre tipicamente para baixas velocidades superficiais de gás.

**Golfadas:** aumentando a velocidade da fase gasosa, as bolhas coalescem e o diâmetro desta nova bolha atingem dimensão similar com a da tubulação. Quando isto ocorre, formam-se bolhas grandes em formato de bala, também denominadas bolhas de Taylor. Com isto, golfadas de gás e líquido se sucedem na tubulação com a golfada de líquido apresentando pequenas bolhas dispersas;

**Transição:** com as velocidades de gás e líquido maiores do que o caso anterior, a quebra das bolhas do escoamento em golfadas conduz a um movimento oscilatório de líquido para cima e para baixo na tubulação;

**Anular:** o líquido escoar na periferia do duto formando um filme com bolhas dispersas, e o gás escoar no centro da tubulação, carregando gotículas de líquido.

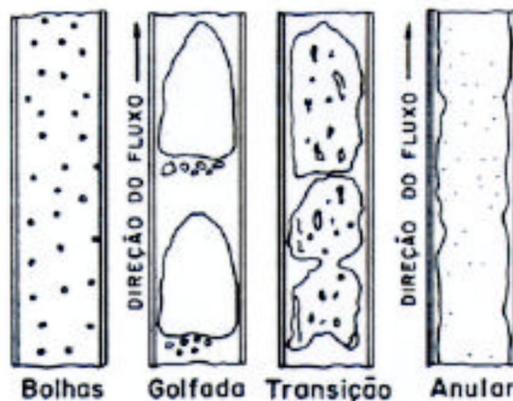


Figura 3.23 - Padrões de escoamento para escoamento bifásico em tubulações verticais

Fonte: Falvey [22]

Existem três padrões de escoamento que são de interesses no projeto de tubulações de sistemas de abastecimento. Dentre os três padrões, destacam-se o escoamento de bolhas e o escoamento tampão (movimento de bolsões de ar). Nestes dois padrões, vazões relativamente

baixas de ar movem-se com o escoamento de água. Um terceiro padrão de escoamento de interesse em projetos é o escoamento de golfadas, na qual ocorrem taxas significativamente maiores de escoamento ar-água. Bolhas e bolsões de ar podem ocorrer em situações onde o ar está presente no tubo pelas razões já mencionadas, enquanto que o escoamento de golfadas pode, por exemplo, ocorrer como um resultado de obstruções durante as operações de preenchimento e esvaziamento das tubulações.

### **3.5 Estudos dos mecanismos de remoção do ar**

Kalisnke & Bliss [23] (1943) estudaram os mecanismos de remoção de ar em tubos inclinados. Em todas as inclinações formaram-se ressaltos hidráulicos, menos nas condições próximas ao nível horizontal. Observou-se que a taxa na qual o ressalto admite ar, não corresponde, necessariamente, à taxa na qual o ar é removido do bolsão. A jusante do ressalto, exceto pelas bolhas de ar, o tubo fluiu cheio, e a taxa na qual o ar é eventualmente removido depende da velocidade da água fluindo no tubo. Para qualquer tamanho de tubo e inclinação, havia uma descarga na qual a taxa de ar admitido pelo ressalto era igual à taxa de transporte do ar a jusante, cuja relação é ilustrada pela Figura 3.24. Os resultados mostraram que a remoção de ar foi controlada por dois fenômenos hidráulicos diferentes. Para descargas mais baixas, a remoção do ar foi controlada pelas características do escoamento a jusante do ressalto. Para descargas maiores, a remoção do ar foi controlada pelo ressalto hidráulico, uma vez que o fluxo de água foi capaz de carregar todo o ar admitido pelo ressalto.

Do gráfico adimensionalizado da Figura 3.24, pode-se extrair a perda de carga unitária ( $h/L$ ) a partir da vazão de água ( $Q_{\text{água}}$ ) e da declividade do trecho ( $I_0$ ). Sendo  $D$ , o diâmetro da tubulação e  $g$ , a aceleração da gravidade.

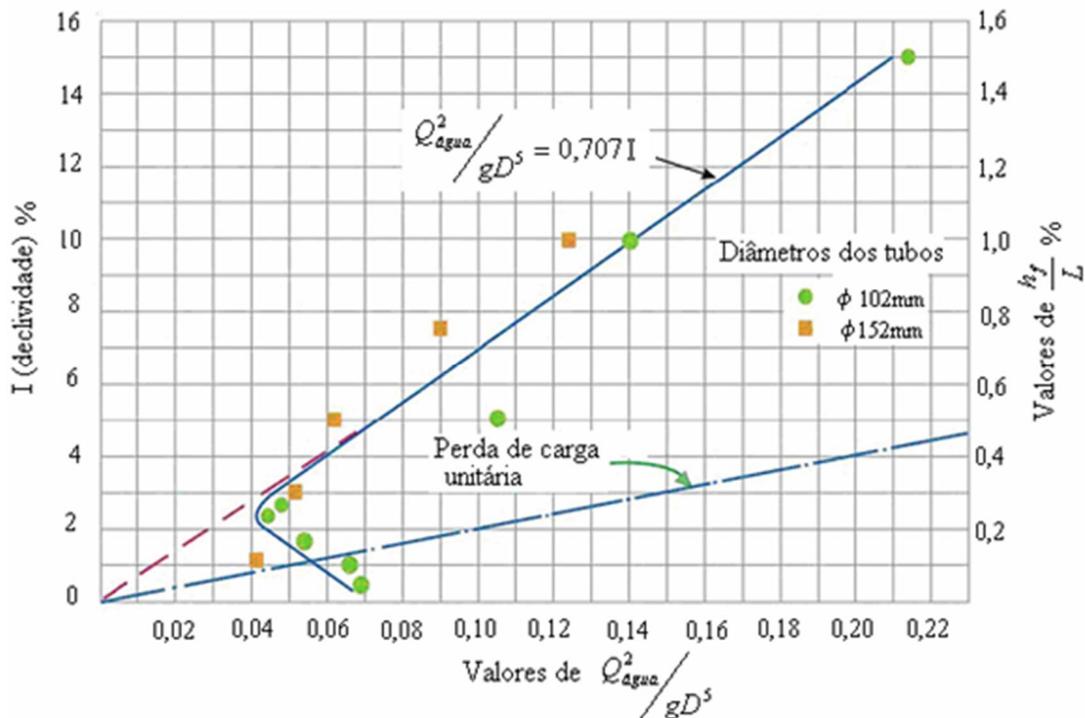


Figura 3.24 - Relação entre: (a) declividade da tubulação, (b) diâmetro da tubulação, (c) vazão de água e (d) gradiente hidráulico quando se inicia a remoção de ar.

Fonte: Adaptado de Kalinske & Bliss [23] (1943)

Notou-se também que bolhas de ar menores se moveram mais facilmente do que as maiores. No entanto, as menores fundiram-se gradualmente em bolhas maiores das quais não conseguiam ser movidas, e essas escoaram subindo o tubo e passaram através do ressalto.

Kalinske & Robertson [24] (1943) realizaram estudos para verificar a admissão de ar através de um ressalto hidráulico. Foi usado um tubo com diâmetro interno de 149 mm, montado inclinado negativamente a jusante com as seguintes inclinações 0%, 0,2%, 2%, 5%, 10%, e 30% (ou 0°; 0,11°; 1,14°; 2,86°; 5,71°; 16,7°). As principais conclusões obtidas nesses ensaios estão resumidas a seguir:

- o ar admitido pelo ressalto hidráulico durante o escoamento forma um grande bolsão. Além disso, o ressalto se estende até o ponto onde o ar deixa a tubulação;
- para pequenos escoamentos de água, o bolsão de ar não se estende até o fim do tubo, sendo que periodicamente ocorre o fenômeno do retorno de ar através do ressalto (*blow-back*);

- foi estabelecida uma condição crítica, cuja relação é ilustrada pela Figura 3.25, acima da qual a taxa de remoção do ar irá depender da capacidade do ressalto hidráulico de admitir ar. Essa condição depende do número de Froude a jusante do ressalto. Abaixo do valor crítico, a remoção de ar será controlada pelas condições hidráulicas do escoamento, e não pelo ressalto hidráulico propriamente dito.

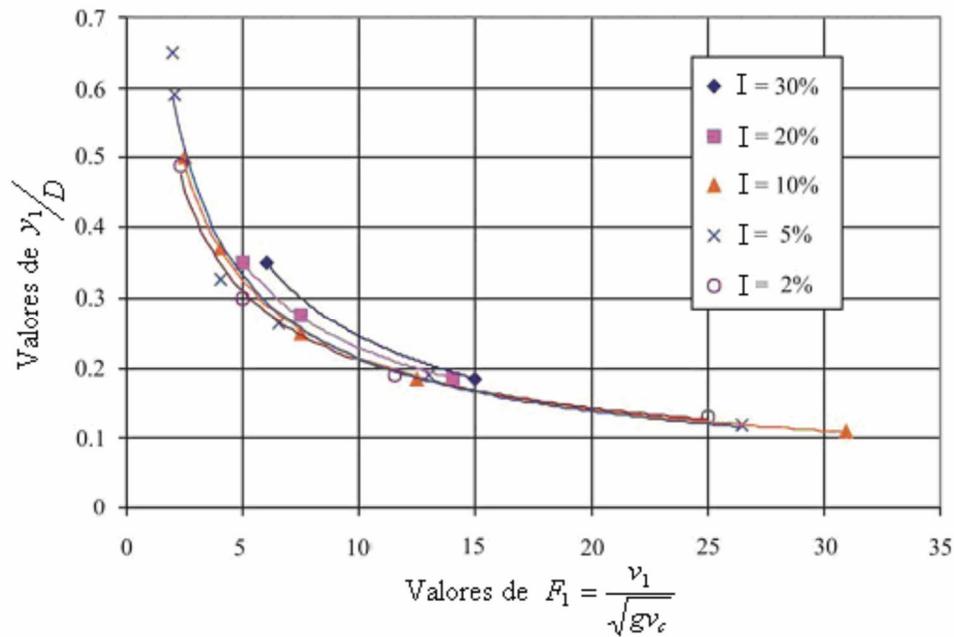


Figura 3.25 - Valores experimentais para o número de Froude crítico a jusante do ressalto hidráulico (Adaptado de Kalinske & Robertson [24])

O gráfico da Figura 3.25 mostra o número de Froude crítico a jusante do ressalto hidráulico. Sendo  $y$ , a altura da lâmina d'água na tubulação (m);  $D$ , o diâmetro do tubo (m);  $g$ , a aceleração da gravidade ( $m/s^2$ );  $F_1$ , o número de Froude a montante do ressalto hidráulico (-);  $I$ , a declividade da tubulação (m/m);  $V_1$ , a velocidade da água a montante do ressalto hidráulico (m/s) e  $V_c$ , a velocidade crítica da água (m/s). A remoção do ar não será função das características do ressalto e sim das características hidráulicas do escoamento a jusante do ressalto.

Kent [25] (1952) estudou experimentalmente o escoamento de bolsões de ar e bolhas em tubos com inclinação negativa entre 15 a 75 graus, cujos diâmetros estavam compreendidos entre 38 mm e 102 mm, sendo as principais conclusões enumeradas a seguir:

- existência de uma taxa mínima de remoção de ar, quando a velocidade média de escoamento da água é maior que certa velocidade mínima, cuja relação é ilustrada pela Figura 3.26:

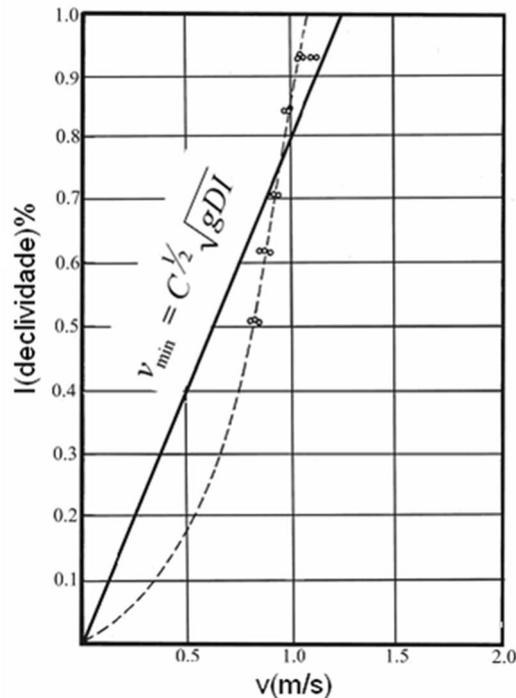


Figura 3.26 - Velocidade mínima necessária para o transporte de bolhas em tubulações inclinadas negativamente (Adaptado de Kent [25])

Do gráfico da Figura 3.26 podemos obter a velocidade mínima para que haja transporte de bolhas em tubulações inclinadas negativamente. Sendo C, o coeficiente adimensional obtido experimentalmente por Kent = 1,53 (-); I, a declividade da tubulação (m/m);  $v_{\min}$ , a velocidade da água a montante do ressalto hidráulico (m/s).

- os experimentos mostraram que entre os ângulos de 30 e 60 graus nenhuma mudança no fluxo foi necessária para manter as bolhas em equilíbrio. Para ângulos inferiores a 15 e superiores a 75 graus, observou-se que a velocidade necessária para eliminação do ar deveria ser reduzida;

- a remoção do ar na parte superior de um tubo (onde seções de tubos de inclinações positivas e negativas se encontram) é similar à remoção de ar de uma seção reta.

Richards [26] (1957) introduziu o conceito da ligação do ar e se refere à retenção do ar que reduz a secção transversal do tubo de uma forma que evita que o tubo seja totalmente preenchido. Assim o tubo se converte num canal de escoamento aberto abaixo do bolsão de ar e o gradiente de energia é mais ou menos paralela à inclinação do tubo. O acúmulo de ar pode ser a fonte da perda de carga e reduzir a capacidade do sistema.

O ar é arrastado para dentro da tubulação por diversas causas e é deslocado pela inércia do fluido (água) podendo acumular-se nos pontos altos e formar uma bolsa de ar que pode tornar-se maior se mais bolsas ou bolhas se juntarem. Quando o mesmo atinge uma inclinação descendente a água tende empurrá-la para baixo. Se a bolsa de ar for suficientemente grande o fluxo de água não conseguirá ultrapassá-lo devido a força de flutuação, então o bolsão poderá permanecer parado na tubulação e a força de atrito irá para zero. As forças que agem no bolsão de ar são mostradas na Figura 3.27, em que  $D$  é o diâmetro da tubulação e  $I$  é a Inclinação da tubulação.

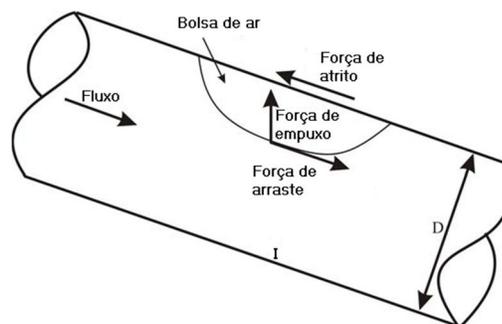


Figura 3.27 - Forças que atuam sobre uma bolsa de ar que flui em um tubo cheio

Fonte: Richards [26]

Richards [27] (1962) escreveu que é importante reconhecer que a maior perda de carga é causada pela mudança de inclinação do gradiente a partir de uma tubulação com gradiente de energia totalmente cheio para um que é aproximadamente paralelo a inclinação do tubo.

Wisner, Moshen & Kouwen [28] (1975) aponta que a remoção de bolsões de ar em uma tubulação pode acontecer dos seguintes modos: (1) mecanicamente, i.e., por meio de válvulas de ar, bombas de vácuo e sifão de ar, e (2) hidraulicamente pela inércia do escoamento da água. A determinação do valor desta velocidade,  $V_c$ , tem sido objeto de várias pesquisas e os resultados obtidos pelos diversos pesquisadores foram adicionados a valores experimentais o

que possibilitam a verificação das fórmulas teórico-empíricas propostas. Tem sido usado, por ser prático, o resultado obtido por Kent [25] (1952).

Falvey [22] (1980) relata que “se o conduto é horizontal ou inclinado positivamente na direção do escoamento, então todo o ar admitido se moverá com o escoamento. Se o conduto se inclina negativamente na direção do escoamento, as bolhas de ar podem se mover tanto a jusante ou a montante”. A bolha se moverá perpendicularmente ao eixo do tubo apenas quando o componente do vetor da força flutuante for igual ao componente da força de arraste. Quando as bolhas se movem a jusante em condutos inclinados, elas tendem a formar grandes bolsões de ar.

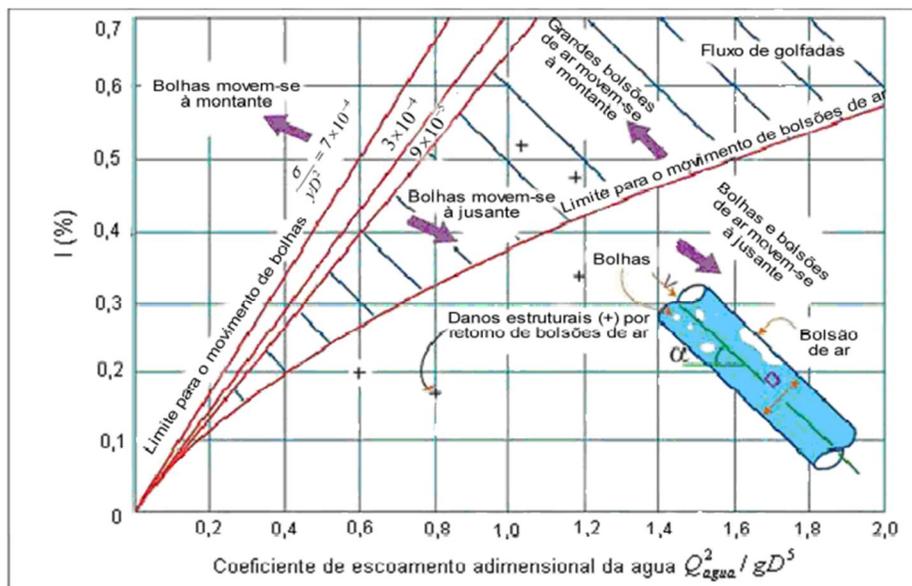


Figura 3.28 - Taxas de escoamento necessárias para o transporte de bolhas e bolsões de ar em tubos de inclinação entre 0° e 44° (Adaptado de Falvey [22])

A Figura 3.28 mostra a taxa de escoamento necessária para o transporte de bolhas e bolsões de ar em tubos inclinados de 0 a 44 graus. Sendo D, o diâmetro do tubo (m); g, a aceleração da gravidade ( $m/s^2$ );  $\gamma$ , a massa específica da água ( $kg/m^3$ ); I, a declividade da tubulação (m/m);  $Q_{\text{água}}$ , a vazão da água ( $m^3/h$ ) e  $\sigma$ , a tensão superficial (N/m).

Edmunds [29] (1979) estudou os casos dos pesquisadores anteriores e recomenda que os seguintes dados devem ser fielmente observados:

- Declividade da tubulação – esta deve ser preferencialmente expressa como seno do ângulo descendente;
- Tipo de material, sua idade, e, se possível, o coeficiente de rugosidade. Isto permitirá uma futura avaliação do efeito da rugosidade da parede sobre o ar;
- Diâmetro interno da tubulação;
- O máximo fluxo contínuo ou, se há pequena variação, ou fluxo médio;
- Verificar se bolsas de ar foi descobertas a jusante da curva.

O autor organizou os dados obtidos por estes pesquisadores e representou graficamente conforme a Figura 3.29.

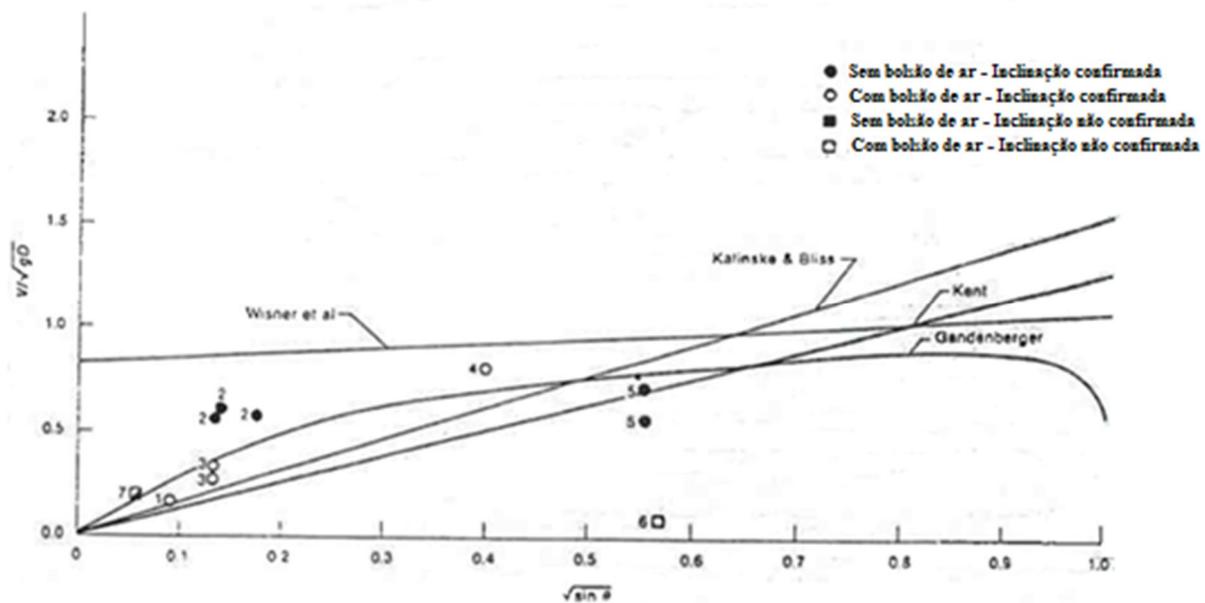


Figura 3.29 – Velocidade mínima x Inclinação da tubulação recomendado por vários pesquisadores – F-P-S System

Koelle [14] (2000) analisou os resultados experimentais obtidos, confrontando com as proposições de vários autores, e verificou que um critério seguro para o projeto é obtido com a determinação da velocidade crítica  $V_c$  através da expressão:

$$y = 3.x - 2.x^2 \quad (3.28)$$

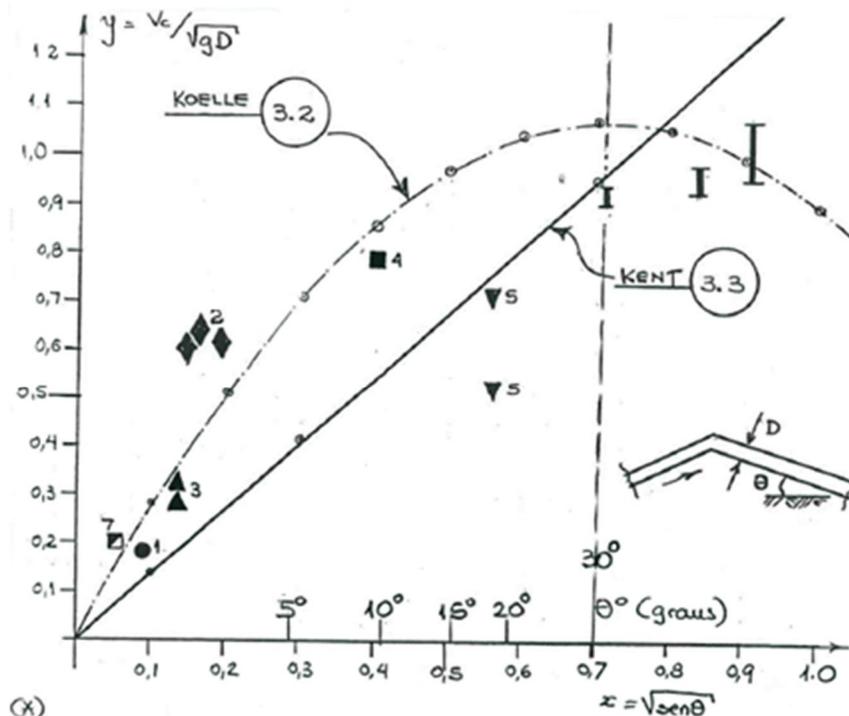
$$\text{Com: } y = \frac{V_c}{\sqrt{g \cdot D}} \quad e$$

$$x = \sqrt{\text{sen}\theta}$$

Esta expressão permite o ajuste dos valores experimentais indicados nas referências [28] e [29] e corrige a fórmula de Kent:

$$y = 1,36 \cdot x \tag{3.29}$$

para pequenos valores de  $x$ , em função de valores experimentais obtidos em protótipos de vários diâmetros, conforme Figura 3.30.



(X)

- 1 - Tubulac de 48" - Ar n e' removido.
- ▲ 3 - Tubulac de 78" - " " " "
- 4 - Tubulac de 66" - " " " "
- ◆ 2 - Tubulac de 20" e 24" Ar e' removido
- ▼ 5 - Tubulac de 12' = 144" = " " " "
- 7 - Tubulac de 36" " " " "

(X) Dados das ref (2) e (3)

I Resultados obtidos por Kent (Ar e' removido)

Figura 3.30 - Ajuste dos valores experimentais - Koelle [14]

\*Considerar referências (2) Wisner, Moshen & Kouwen (1975) e (3) Edmunds (1979).

Salih [30] (1980) observou os resultados de testes experimentais do movimento de bolhas em fluxo vertical acelerado. Ficou constatado que, quando uma bolha de gás  introduzida em um escoamento de líquido de gradiente de velocidade constante, esta irá em breve se mover  frente do escoamento do líquido e atingir um valor terminal para sua relação de variação de velocidade de escorregamento. A relação de variação de velocidade de escorregamento  dada como:

$$\Delta = \frac{U_b - U_L}{U_L} \quad (3.30)$$

Onde  $U_b$  é a velocidade de bolha e  $U_L$  é a velocidade do líquido.

Os testes foram realizados em uma seção de área retangular, com uma área de fluxo acelerado de largura variável a partir de 101,6 mm a 25,4 mm e profundidade de 12,7 mm, conforme Figura 3.31.

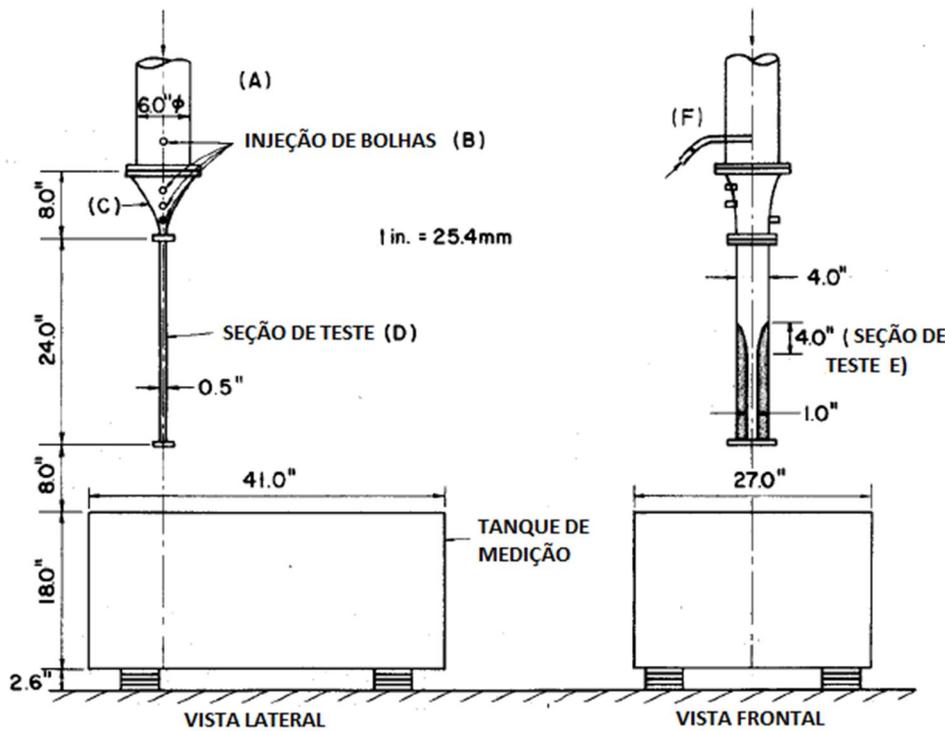


Figura 3.31 - Bancada de testes

Dewhirst [31] (1991) realizou experimentos em duas séries a fim de verificar a capacidade do escoamento dos bolsões de ar. A primeira série verificou que os vários parâmetros considerados tinham uma influência na estabilidade do bolsão, enquanto que a segunda série examinou em detalhes os parâmetros considerados importantes para a previsão da velocidade crítica para qualquer tubo. Nesses testes, um ressalto hidráulico formou-se no fim do escoamento a jusante dos bolsões de ar.

Os testes foram conduzidos usando dois tipos de diâmetros de tubo (74 mm e 140 mm), com a direção do escoamento sendo verticalmente para baixo. Testes foram efetuados de duas maneiras: uma seção de tubo reto e tubos com uma dobra no plano vertical.

Nas primeiras séries de testes descobriu-se que a pressão no tubo e o tamanho do bolsão de ar tinham pouco ou nenhum efeito significativo na velocidade crítica. A presença de uma dobra no tubo mostrou dar efeito à forma do bolsão de ar se movendo ao longo do tubo e este por sua vez afetou a velocidade crítica necessária para mover o bolsão. Nenhum efeito devido à tensão superficial foi notado nos testes, embora tenha sido importante em ensaios conduzidos anteriormente pelos autores citados.

Na segunda série de testes, os seguintes resultados foram obtidos:

- à medida que o ângulo de inclinação aumentava para um dado comprimento de bolsão de ar, a perda de carga também aumentava. No entanto, para o mesmo comprimento de bolsão, a capacidade de admissão de ar pelo escoamento também aumentava com o aumento do ângulo de inclinação. Esse resultado implica que, embora exista uma grande perda de carga em inclinações mais íngremes para um dado tamanho de bolsão, este bolsão será eliminado muito mais rápido sendo incorporado ao escoamento;
- globalmente, concluiu-se que aparentam haver dois possíveis mecanismos para controlar a estabilidade do bolsão de ar em um fluxo de água em movimento. O mecanismo envolve um balanço entre a flutuabilidade do bolsão de ar e a força associada à perda de carga no ressalto hidráulico. O segundo mecanismo envolve o controle da estabilidade do bolsão de ar pelo formato da ponta do bolsão.

Little [32] (2002) promoveu uma revisão detalhada dos mecanismos do transporte de bolsões de ar em tubos. Ele revisou um amplo conjunto de estudos experimentais anteriores, chegando às seguintes conclusões:

- os dados publicados não são sempre consistentes uns com os outros ou com o histórico de casos. Pode haver diferenças devido aos procedimentos de teste, extração de dados, deduções usadas e variáveis que não são as diagramadas.
- os testes mostram que bolhas de ar serão transportadas mais prontamente do que bolsões de ar, mas tenderão a aglomerar-se em bolsões de ar na parte superior do tubo.

- sob típicas condições de operação, os bolsões de ar serão transportados a jusante em tubos com baixas inclinações, mas não serão transportados contra inclinações íngremes. Para um dado diâmetro e inclinação de tubo, existe uma taxa de escoamento crítica nos quais os bolsões de ar ficarão presos. Dentre os trabalhos revisados, Little [32] (2002) concluiu que o trabalho elaborado por Kent [25] (1952) é o mais adequado para a determinação da velocidade crítica.

Corcos [32] (2003) estudou os problemas de abastecimento de água por mananciais em áreas rurais. Foi criado um método para avaliação e detecção de ar, que estabelece onde é maior a probabilidade destas ocorrências nestes sistemas, criando uma metodologia para o projeto de adutoras para abastecimento de reservatórios, por gravidade a partir de mananciais de superfície.

Os resultados das pesquisas enumeradas apresentam equações que estabelecem uma velocidade crítica mínima na qual a água deve escoar para permitir a remoção e/ou deslocamento dos bolsões de ar para os pontos mais elevados, a fim de que sejam eliminados pelas ventosas. A Tabela 3.4 enumera estas equações resultantes dos estudos que determinam à remoção hidráulica do ar em tubulações.

Dentre a revisão bibliográfica realizada, conclui-se que o trabalho elaborado por Kent [25] (1952) é adequado para a determinação da velocidade crítica para  $15^\circ < \theta < 60^\circ$ . Para além disso, o critério de Koelle [14] (2000) é seguro para se realizar um projeto, pois permite o ajuste das referências [28] e [29] e ainda corrige a fórmula de Kent para pequenos valores de  $x$ , a partir de valores experimentais obtidos em protótipos de vários diâmetros conforme a Figura 3.30.

**Tabela 3.4 - Equações relacionadas à remoção de ar nas tubulações que contêm água**

Autor	Equação	Finalidade
Kalinske & Bliss (1943)	$\frac{V_c}{\sqrt{(gD)}} = 1,509x\sqrt{\tan g\theta}$	Determinação da velocidade crítica.
Kalinske & Robertson (1943)	$\frac{Q_{ar}}{Q_{agua}} = 0,0066(Fr - 1)^{1,4}$	Cálculo da vazão de ar admitido através do ressalto hidráulico.
Kent (1952)	$\frac{V_c}{\sqrt{(gD)}} = C_o^{1/2}\sqrt{\text{sen}\theta}$ $n = \frac{4V_b}{\pi D^3}$	Cálculo da velocidade crítica em tubulações inclinadas negativamente a jusante.  Cálculo do tamanho dos bolsões de ar
Wisner, Moshen & Kouven (1975)	$n = \frac{\nabla}{\left(\frac{\pi}{4D^3}\right)}$ $\frac{V_c}{\sqrt{(gD)}} = 0,25\sqrt{\text{sen}\theta} + 0,825$	Cálculo do tamanho dos bolsões de ar.  Cálculo da velocidade crítica em tubulações inclinadas negativamente a jusante.
Salih (1980)	$\Delta = \frac{U_b - U_L}{U_L}$	Cálculo da relação de deslizamento da velocidade para escoamentos verticais. U <sub>b</sub> Velocidade da bolha U <sub>L</sub> Velocidade do líquido
Koelle (2000)	$\frac{V_c}{\sqrt{(gD)}} = 3\sqrt{\text{sen}\theta} - 2.1\text{sen}(\theta)$	Expressão que permite o ajuste dos valores experimentais quando se usam os resultados de Kent para pequenas declividades.
Corcos (2003)	$\frac{V_c}{\sqrt{(gD)}} = 0,484$ $\frac{V_s}{\sqrt{(gD)}} = 0,638$	V <sub>c</sub> - velocidade crítica de escoamento necessária para mover bolsões de ar em adutoras horizontais.  V <sub>s</sub> - velocidade necessária para mover bolsões de ar estacionários em seções inclinadas de adutoras.

Em que:

C<sub>o</sub>: Coeficiente adimensional obtido experimentalmente por Kent = 1,53(-)

D: Diâmetro do tubo (m)

Fr : Número de Froude (-)

g : Aceleração da gravidade (m/s<sup>2</sup>)

$\nabla$  : Tamanho do bolsão de ar (m)

$\nabla_b$  : Volume do bolsão de ar (m<sup>3</sup>)

$Q_{\text{água}}$  : Vazão de água (m<sup>3</sup>/h)

$Q_{\text{ar}}$  : Vazão de ar (m<sup>3</sup>/h)

$\Delta$ : Relação de deslizamento da velocidade para escoamentos verticais

$U_b$  : Velocidade da bolha de ar (m/s)

$U_f$  : Velocidade do fluido (m/s)

$\theta$  : Ângulo que a tubulação forma com a horizontal (graus)

$V_c$  : Velocidade crítica (m/s)

$V_S$  : Velocidade crítica para mover bolsões de ar em tubulações inclinadas (m/s)

A determinação do valor desta velocidade,  $V_c$ , tem sido objeto de várias pesquisas e os resultados obtidos pelos diversos pesquisadores foram adicionados a valores experimentais o que possibilitam a verificação das fórmulas teórico-empíricas propostas. Tem sido usado, por ser prático, o resultado obtido por Kent [25] (1952).

### ***3.5.1 Equacionamento para remoção de ar nas tubulações***

O resultado teórico-empírico mostra que o carreamento do ar pelo fluxo numa tubulação ocorre quando a velocidade média do escoamento é maior ou igual ao valor da fórmula de Kent, descrita na Equação (3.31):

$$V_c = 1,36 \cdot \sqrt{gD \cdot \text{sen}\beta} \quad (3.31)$$

Em que  $V_c$  é a velocidade crítica de arraste do ar (m/s);

$D$  é o diâmetro do tubo (m);

$g$  é a aceleração da gravidade (m/s<sup>2</sup>);

$\beta$  é o ângulo de inclinação do trecho descendente (graus).

A inclinação do trecho descendente da tubulação para o enchimento da mesma deve ser menor ou igual a Equação (3.32):

$$S_c = \tan(\beta) \quad (3.32)$$

Onde  $S_c$  é a inclinação crítica para o enchimento da tubulação (m/m).

Se a velocidade média  $V$ (m/s) do fluxo líquido é  $V > V_c$  então o ar não se acumula no ponto alto, pois é arrastado. Se  $V \leq V_c$  o acúmulo de ar persiste no ponto alto e é necessária a instalação de uma ventosa para promover a sua remoção.

A fórmula de Kent foi obtida para  $15^\circ < \beta < 60^\circ$  em ensaios de laboratório com um tubo de 4" (102 mm) de diâmetro. Os resultados experimentais para tubos de grande diâmetro mostram a sua validade para ângulos superiores a  $15^\circ$ , para ângulos de inclinação inferiores a este, os resultados têm-se mostrado duvidosos.

Se  $D$  é o diâmetro da tubulação (m); a vazão  $Q_e$  de enchimento em  $m^3/s$  será (Koelle [14]):

$$Q_e = 0,3 \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (3.33)$$

A vazão de entrada de água deve ser igual vazão de saída de ar ( $Q_{ar}$ ), através da ventosa.

A vazão de ar na ventosa é dada por:

$$Q_{ar} = C_d \cdot A_v \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta H} \quad (3.34)$$

Onde  $A_v$  é a área do orifício da válvula ventosa,  $\Delta H$  é o diferencial de pressão e  $C_d$  é o coeficiente de descarga através da válvula.

Admitindo escoamento incompressível, a vazão de ar é limitada a um diferencial de pressão, pois acima deste valor ocorre o bloqueio da vazão (condição de escoamento com choque), partindo-se de certa pressão inicial (a atmosférica, por exemplo), existe um valor determinado para a pressão na secção estrangulada, que não é ultrapassada e que se denomina pressão crítica.

Nos pontos da linha onde se detectou a necessidade de remoção mecânica do ar, a ventosa para expulsão de ar deverá ter também o seu orifício dimensionado para a vazão de enchimento das tubulações, que deve corresponder a uma velocidade máxima do escoamento de 0,30m/s.

Se “D” é o diâmetro da linha e “dv” é o diâmetro da ventosa, impondo-se a igualdade entre a vazão de enchimento ( $Q_e$ ) e a vazão de ar pela ventosa ( $Q_{ar}$ ), além do máximo  $\Delta H$  de 0,30 mca na ventosa, vem:

$$Q_e = 0,3 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = Q_{ar} = C_d \cdot A_v \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta H} \quad (3.35)$$

Onde:

$A_v$  = Área do orifício da ventosa [m<sup>2</sup>]

$V_e = 0,30\text{m/s}$  é a velocidade de enchimento

$C_d = 0,60$  é o coeficiente de vazão do orifício

## **4 MATERIAIS E MÉTODOS**

### **4.1 Bancada de testes**

Para o desenvolvimento desta pesquisa, foi projetada e construída uma bancada de testes no Laboratório de Hidráulica e Mecânica dos Fluidos da Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo da UNICAMP. Porém, ressalta-se que o trabalho foi desenvolvido em várias etapas. Neste capítulo, durante a descrição dos materiais e métodos são apresentados resultados preliminares e que serviram de justificativas para a construção final do banco de ensaios de válvulas ventosas.

### **4.2 Bancada de testes MODELO**

Foram realizados ensaios preliminares numa bancada, conforme a Figura 4.1, que constou de um conjunto moto bomba com motor de indução trifásico marca WEG e bomba marca IMBIL. Para o controle do fluxo foi utilizada uma válvula gaveta a montante denominada válvula gaveta **A** e outra a jusante denominada válvula gaveta **B** da válvula ventosa. A medição da vazão de água foi realizada por um medidor eletromagnético da marca FISHER-ROSEMOUNT, modelo 570TM. As pressões na válvula ventosa foram monitoradas por um transmissor diferencial de pressão marca SMAR, modelo LD301. Para a medição da vazão de ar que era admitido ou expelido da tubulação foi empregado um anemômetro digital da marca Lambrecht e modelo METEO DIGIT 1416K.

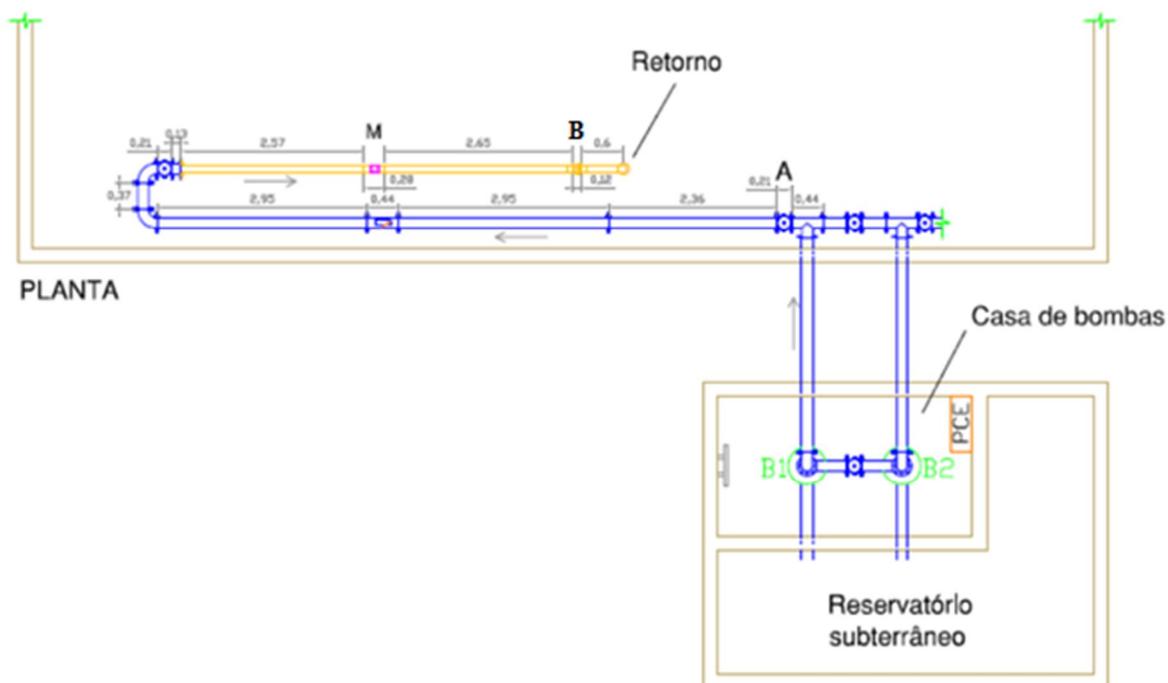


Figura 4.1 - Projeto da Bancada Modelo empregada nos testes preliminares

Os ensaios foram realizados simulando-se o enchimento e o esvaziamento de uma adutora, ou seja, em regime quase permanente. Para a realização dos ensaios, iniciou-se o funcionamento da bomba com todas as válvulas A e B abertas, fazendo com que a água circulasse conforme o fluxo indicado na figura 4.1. Em seguida, fechou-se a válvula A, o que impedia que a água entrasse na tubulação da bancada de testes, mantendo-se a bomba funcionando. Com esta válvula fechada, iniciou-se o esvaziamento da tubulação, mantendo-se a válvula gaveta B aberta até que toda a água na tubulação escoasse. Fechou-se, então, a válvula gaveta B.

Dessa maneira, realizou-se a manobra de enchimento da tubulação para análise da capacidade de expulsão do ar pela ventosa, abrindo-se rapidamente a válvula A e aguardando o tempo necessário até que a válvula ventosa expulsasse todo o ar e o anemômetro não acusasse mais o escoamento de ar. Esta operação de esvaziamento da tubulação durou cerca de 120 segundos. Esta manobra foi realizada de forma experimental e repetida três vezes consecutivas.

Em relação a instrumentação utilizada para a medição da vazão de ar através das válvulas ventosas, a proposta inicial era a utilização de anemômetros. Para a instalação do anemômetro na saída do orifício da válvula, foi desenvolvida e construída uma base em aço inox que permitia o perfeito ajuste do anemômetro para o adequado registro da vazão de ar. O esquema está mostrado na Figura 4.2.

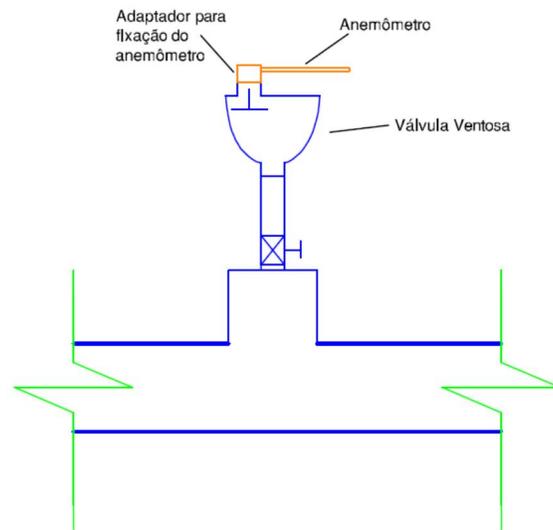


Figura 4.2 - Esquema da fixação do anemômetro à ventosa



Figura 4.3 - Esquema do detalhe da fixação do anemômetro à ventosa

Durante esses ensaios foi verificada a ocorrência de um escoamento bifásico (água+ ar), como mostra a Figura 4.4. Isto afetou a sensibilidade do anemômetro e, conseqüentemente, os dados gerados pelo mesmo. Também se verificou que resíduos presentes na tubulação entupiam o orifício do *niple* da ventosa. Assim, ao final de todo enchimento, era necessário empurrar suavemente o obturador através do orifício com um fino arame.

Como o anemômetro não possuía uma saída para aquisição de dados, e sem ainda um sistema de aquisição de dados definitivo (que foi especificado ao fim destes testes), tentou-se uma solução alternativa. Os visores do medidor diferencial de pressão do medidor eletromagnético de vazão, do anemômetro e de um cronômetro foram dispostos de maneira que uma câmera filmadora pudesse focalizá-los (Figura 4.5) e filmá-los para que, posteriormente, estes dados fossem passados para uma planilha e analisados. O mesmo procedimento foi também repetido três vezes.



Figura 4.4 - Escoamento bifásico



Figura 4.5 - Valores instantâneos lidos nos instrumentos de medição durante a filmagem

Verificou-se a impossibilidade de visualizar os números gerados nos visores pelo vídeo, por falta de resolução e reflexo das luzes. Como tentativa de solucionar estes problemas, foram colocadas barreiras de luz nas janelas do laboratório e modificada a posição da câmera, mas que não surtiram efeitos. Providenciou-se, então, um *data-logger* da marca COSMOS modelo CDL-2U (Figura 4.6) que foi instalado nos equipamentos medidores para armazenagem dos dados.



Figura 4.6 - *Data-logger* COSMOS

Porém, o anemômetro não possuía a saída necessária para a conexão com o *data-logger*. Com isto, as medidas da vazão de ar expulso pela ventosa nas manobras de enchimento desta tubulação não puderam ser captadas e armazenadas para análises e elaboração da curva característica desta válvula. Considerando-se que a velocidade de expulsão do ar ultrapassava 20 m/s (faixa máxima do anemômetro), concluiu-se que a medição de ar das ventosas com um anemômetro não é a solução mais viável, dada a velocidade de fluxo de saída e o longo tempo total de expulsão registrado. Assim, a bancada preliminar indicou a necessidade de se fazerem modificações para a configuração da bancada final, conforme item 4.3.

### **4.3 Bancada de testes FINAL**

A instalação construída no Laboratório de Hidráulica e Mecânica dos Fluidos da FEC – UNICAMP foi projetada de forma que suas dimensões e cotas sejam aplicáveis a grande maioria dos casos práticos de instalações de válvulas ventosas em campo. O circuito, que compõe a bancada de testes final foi projetado de acordo com as normas e recomendações da AWWA [34]. A bancada de testes consiste de um sistema de tubos medindo 57,50 m de comprimento e 150,00 mm de diâmetro, um conjunto de duas bombas sendo um conjunto com velocidade fixa e outro com velocidade variável controlado através de um inversor de frequência. Este circuito possui curvas de 90°, válvula de descarga de 12,00 mm de diâmetro, uma válvula borboleta de diâmetro de 150,00 mm que está instalada a montante do trecho estudado e outra a jusante deste mesmo trecho. Uma válvula ventosa colocada na extremidade superior do tubo L1 (comprimento de 2,22 m) com uma inclinação ascendente de 22° 30' e 1,99 m acima do piso do laboratório, seguido por um tubo L2 (comprimento de 1,91 m) com um declive de 11°15'. Na extremidade inferior, instalou-se uma válvula gaveta para a descarga da água no reservatório do circuito fechado através do tubo L4 (comprimento de 4,17 m). Foi também instalada uma segunda válvula ventosa num ponto alto localizado a 2,40 m acima do piso na extremidade do tubo L3 (comprimento de 3,11m) e L4. O projeto da bancada de testes está apresentado na Figura 4.7 e permite o estudo de diferentes modelos de válvulas ventosas com diâmetro de até 50 mm. A primeira adaptação ocorrida na bancada de testes, foi a colocação de dois reservatórios hidropneumáticos, de capacidade 0,45 m<sup>3</sup>, nas

extremidades da instalação, conforme sugestão do Professor Edmundo Koelle, no exame de Qualificação de Mestrado. A presença das condições de contorno facilita o maior controle do fluxo durante a bateria de testes e possibilita a modelagem matemática que, futuramente, será um dos desdobramentos deste trabalho.

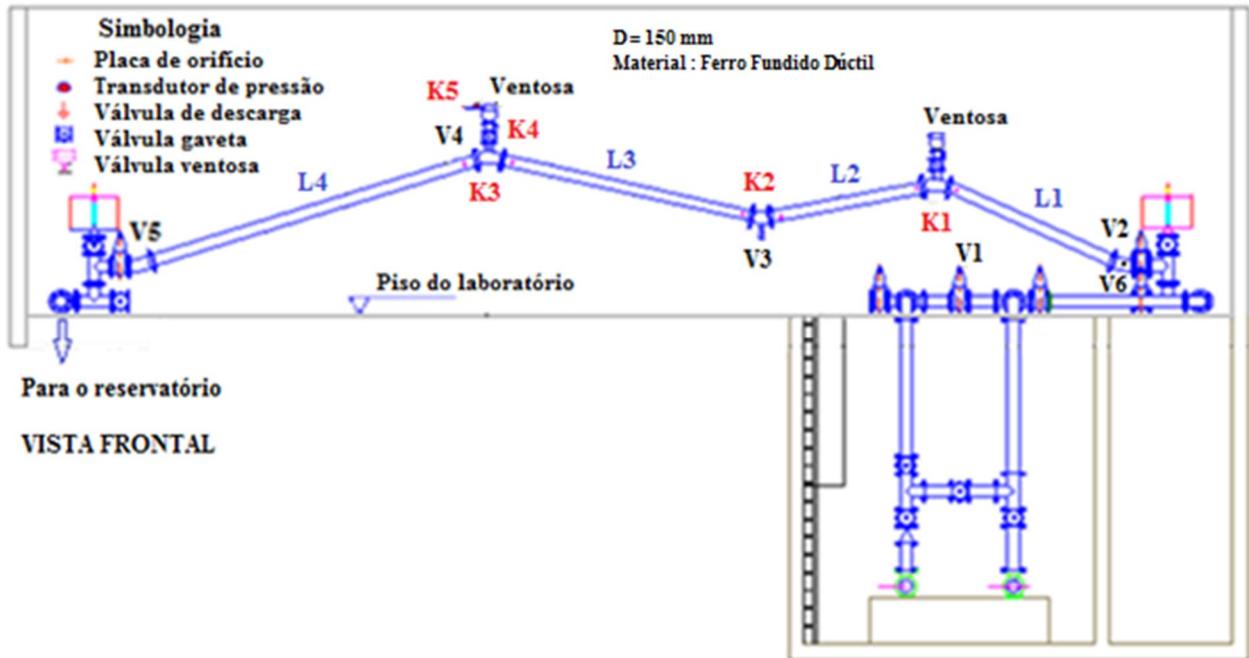


Figura 4.7 - Projeto da bancada final

Em relação a instrumentação utilizada para a medição da vazão de ar através das válvulas ventosas, foram feitas tentativas empregando-se tubo de Pitot, rotâmetro, e, finalmente, placa de orifício.

Com a utilização do tubo de Pitot, pode-se notar que a sua inserção na tubulação de saída das válvulas ventosas implicava na determinação de vários fatores de correção (de área, de obstrução do Pitot na seção transversal e no fator de correção da área provocada pelo *tap*), tendo em vista a grande interferência da geometria do tubo Pitot com o diâmetro da tubulação escolhido. Além disso, temos que considerar que o fluido presente não é de fase única e que este instrumento não é aconselhado para escoamentos transientes, pois o sistema de leitura de pressão diferencial responde de forma lenta.

A utilização do rotâmetro mostrou-se ineficiente devido a falta de controle para se medir efetivamente somente o ar que saia da tubulação durante a expulsão, e, também, porque o flutuador ultrapassou a escala de leitura.

Foi, finalmente, utilizada uma placa de orifício, tendo em vista que os outros instrumentos testados trabalham num intervalo máximo muito inferior ao obtido durante os ensaios experimentais. As ventosas ensaiadas foram escolhidas de dois fabricantes diferentes e denominadas por ventosa X e ventosa Y, ambas caracterizadas pelo DN 50,00 mm, ou seja, o diâmetro de conexão.

#### ***4.3.1 Descrição das ventosas ensaiadas***

##### **4.3.1.1 Característica construtiva da ventosa X**

A ventosa X, como mostrada nas Figuras 4.8 e 4.9, é uma ventosa automática, tríplice função, com a capacidade de expulsar grandes quantidades de ar durante o enchimento da tubulação e/ou admitir grandes quantidades de ar durante a operação de esvaziamento quando existirem pressões negativas, ela pode expulsar ainda pequenas quantidades de ar quando o escoamento é permanente.

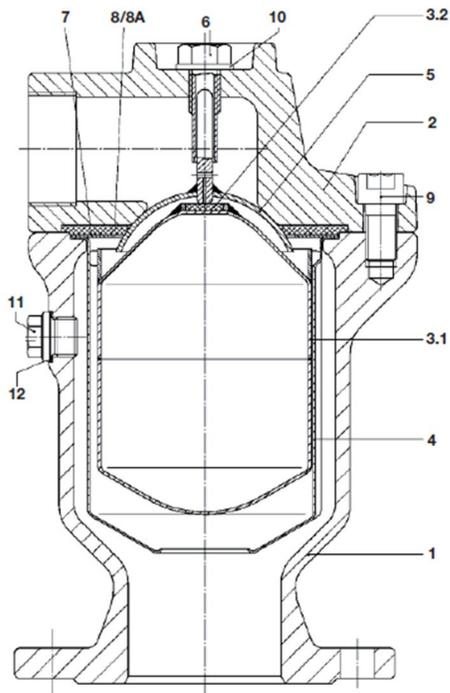


Figura 4.8 - Característica construtiva da ventosa X



Figura 4.9 - Ventosa X

Os materiais de construção dessa ventosa, de acordo com a especificação do fabricante seguem na tabela 4.1. O corpo e tampa tem um revestimento em epóxi eletrostático a pó (EP-P) interno e externo.

**Tabela 4.1 - Materiais da válvula X**

Item	Nome	Material
1	Corpo	ferro dúctil GGG-40
2	Tampa	ferro dúctil GGG-40
3.1	Flutuador	aço inoxidável 1.4571
3.2	Vedação	EPDM
4	Sustentação do flutuador	aço inoxidável 1.4541
5	Dispositivo de fechamento	aço inoxidável 1.4541
6	Parafuso guia	aço inoxidável 1.4305
7	Suporte do disco	aço inoxidável 1.4541
8	Junta de vedação	EPDM
8A	Gaxeta	
9	Parafuso cabeça sextavada	A4 em aço inoxidável
10	Arruela	A4
11	Bujão de dreno	A4
12	Anel de vedação	Guarnital

#### 4.3.1.2 Característica construtiva da ventosa Y

A ventosa Y, mostrada na Figura 4-10, por sua vez, é uma ventosa de simples função, que possui um flutuador esférico revestido com borracha. A ventosa Y tem o corpo recoberto por uma camada de epóxi. Para tubulações de pequeno diâmetro, permite a adequada orientação do fluxo de ar, pois admite e expulsa o ar quando há saída e entrada de

água na tubulação e promove continuamente a saída de ar da tubulação. Estas ventosas foram projetadas para instalações de água potável a uma temperatura máxima de 50°C, de acordo com o fabricante.



Figura 4.10 - Ventosa Y

#### ***4.3.2 Instrumentação utilizada***

A instrumentação e os equipamentos de medição utilizados nessa bancada de testes estão descritos na tabela 4.2.

**Tabela 4.2 - Instrumentação da bancada de testes**

<b>Instrumento</b>	<b>Modelo – Fabricante</b>	<b>Localização</b>	<b>Range (Escala)</b>
Medidor/Transmissor diferencial de pressão	DPF100.3 – Hokushin	Saída da ventosa	4 a 20 mA 0 - 20 mca
Medidor/Transmissor diferencial de pressão	SISTRANS-P – Siemens	Saída da ventosa	4 a 20 mA 0 - 290mbar
Medidor/Transmissor de vazão magnético	Optiflux 2100 C – Conaut	Montante da bancada ascendente	4 a 20 mA 0 - 150 l/s
Medidor/Transmissor de pressão	LD 301 – SMAR	Montante da ventosa	4 a 20 mA 0 - 980 kPa
Medidor/Transmissor diferencial de pressão	NCS-PT 105S – Providers Controls	Curva 1 e curva 2 - junto as ventosas ensaiadas	4 a 20 mA 0 - 2 kPa
Barômetro	Fisher	Laboratório	900....1060 hPa e 680...800 Tor Divisão de escala: 1 hPa e 1 Tor Precisão 0,5 hPa e 0,5 Tor
Termômetro	Incoterm	Laboratório	0,5°C a 100 °C
Registrador de dados	FieldLogger V1.2X A – Novus		
Placa de orifício			
Computador			

Os pontos marcados como K1, K2, K3, K4 e K5 no esquema do projeto da bancada da Figura 4.7 correspondem a dois diferenciais de pressão (curvas), um diferencial de pressão referente à placa de orifício de ar, no qual foi medido com instrumentos em mbar e em  $\text{mH}_2\text{O}$  (mbar e mca) e dois transmissores de pressão a montante das ventosas. Os valores da pressão a montante da ventosa foram registrados durante os ensaios em escala de pressão efetiva. Dispôs-se no projeto de um medidor de vazão eletromagnético, no qual se registrou os valores de vazão a cada instante. Também foi utilizado um termômetro para medição das temperaturas ambiente e no interior da tubulação, além de um barômetro para medir a pressão absoluta no Laboratório de Hidráulica e Mecânica dos Fluidos (LHMF) da FEC-UNICAMP, onde foram realizados os ensaios.



Figura 4.11 - Transmissor de pressão diferencial (Siemens)



Figura 4.12 - Diferencial de pressão (Hokushin)



Figura 4.13 - Transmissor de pressão a montante da ventosa (SMAR)

## Placa de orifício

Para realizar a medição de vazão de ar e, conseqüentemente, obter a velocidade a qual o ar é expulso pela ventosa utilizou-se uma placa de orifício cuja configuração foi a com orifício concêntrico montado entre flanges, como mostra a Figura 4.14.

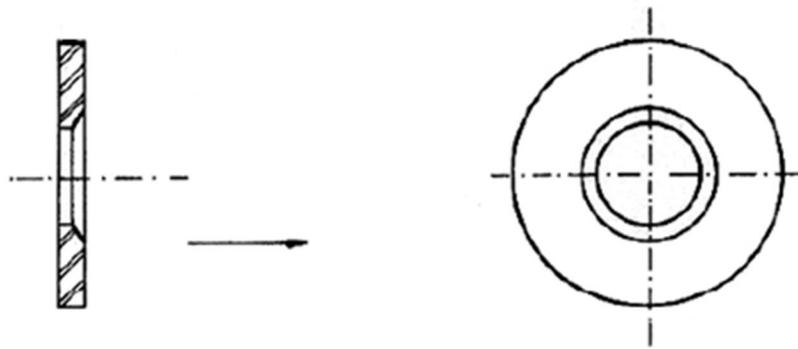


Figura 4.14 - Placa de orifício concêntrica

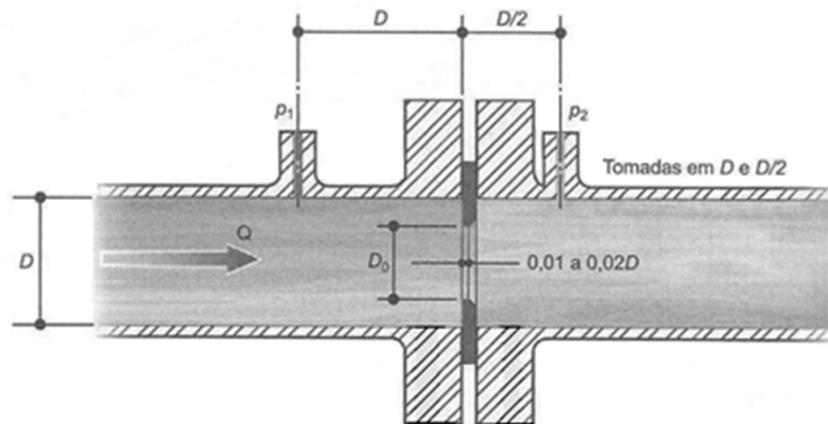


Figura 4.15 - Montagem da placa de orifício entre flanges

A montagem da placa de orifício requer um comprimento de tubo reto a montante do dispositivo que varia de 10 a 30 diâmetros (Fox e McDonald [15] (1995)). No entanto, a colocação das tomadas de pressão não segue uma padronização, e são escolhidas conforme a necessidade da instalação. Na figura 4.16 é mostrada a configuração que foi empregada neste trabalho.

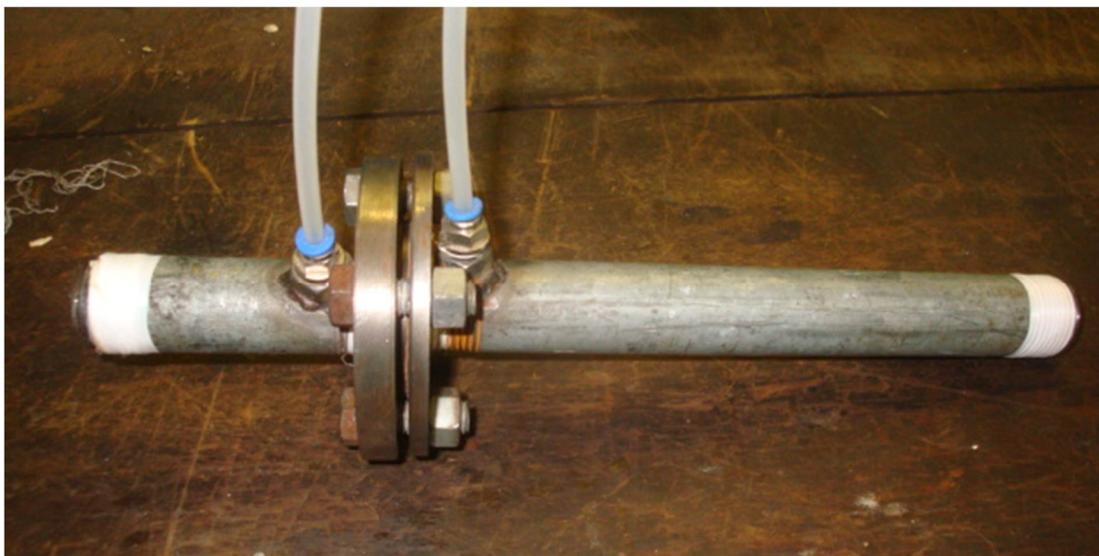


Figura 4.16 - Configuração utilizada no trabalho

Das posições das tomadas de pressão permitidas a que, pela experiência, é a menos sensível a distúrbios do escoamento, é aquela em que as tomadas estão localizadas a uma distância  $D$ , a montante da placa e a  $D/2$  a jusante da mesma para garantir o desenvolvimento completo da camada limite cinética.

Para a execução desse trabalho experimental, a placa de orifício foi calibrada no IPT. Durante a calibração, foram utilizados os mesmos instrumentos diferenciais utilizados nos ensaios experimentais das válvulas ventosas, ou seja: o de marca Siemens, com escala de 0 a 290 mbar, e o de marca Hokushin, com escala de 0 a 20 mH<sub>2</sub>O. Para os ensaios de admissão de ar, quando o diferencial de pressão ficou na escala do instrumento da Siemens, os sinais elétricos do diferencial foram gravados em mbar e para a análise e obtenção dos resultados da vazão em massa optou-se pelo uso do gráfico da Figura 4.17, extraído da calibração no IPT, cuja equação da vazão em massa em função do diferencial de pressão, equação (4.1), na escala em mbar foi obtida pelo método dos mínimos quadrados, com índice de determinação ( $R^2$ ) igual a 0,9999.

$$\dot{m} = 5,9881 \cdot x^{0,5121} \quad (4.1)$$

$\dot{m}$  = vazão em massa (kg/ h);

$x$  = diferencial de pressão (mbar).

Essa equação é válida para o conjunto **placa de orifício-diferencial** analisado entre 28,48 mbar e 290 mbar, ou seja, 2,85 kPa até 290kPa.

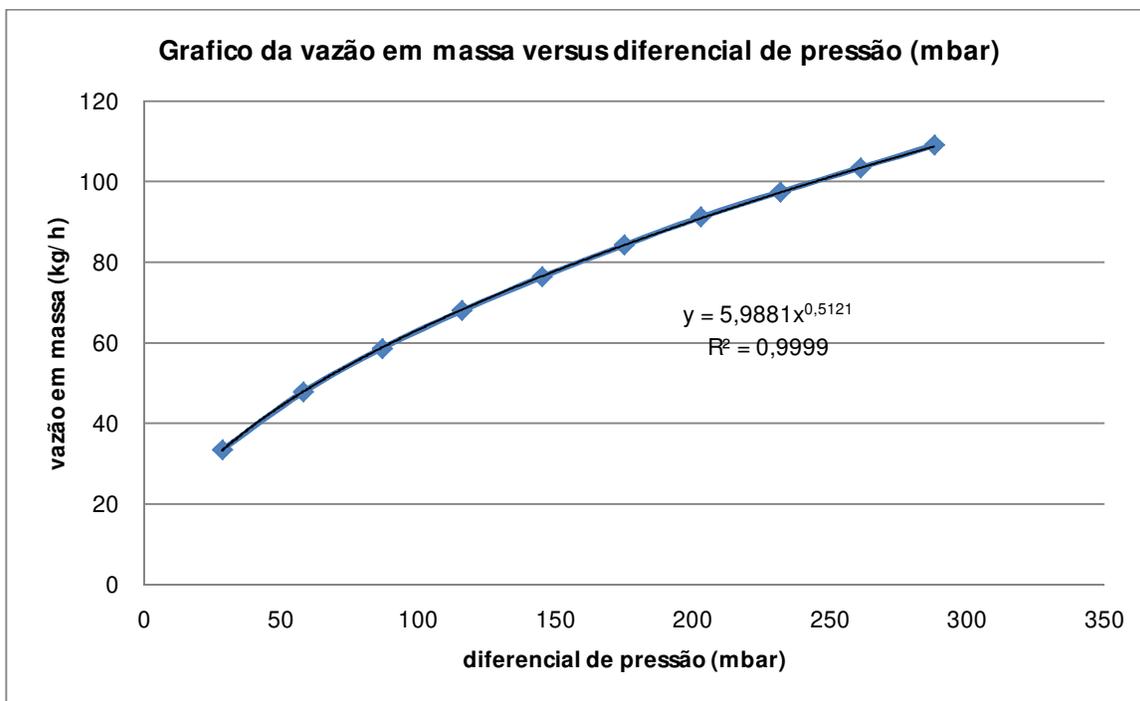


Figura 4.17 - Gráfico da calibração da placa de orifício com o instrumento marca Siemens

O certificado de calibração da placa de orifício consta no ANEXO A do presente trabalho. Já os ensaios de expulsão de ar nas válvulas ventosas exigiram instrumentos de medição do diferencial de pressão de maior capacidade, e, nesse caso foi utilizado o diferencial de pressão Hokushin, com range de 0 a 20 mH<sub>2</sub>O, ou seja de 0 a 200kPa, cuja equação resultante foi um polinômio de grau 5 e apresentado na equação (4.2) :

$$\dot{m} = 3 \cdot 10^{-12} \cdot x^5 - 10^{-9} \cdot x^4 + 2 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 - 2 \cdot 10^{-5} \cdot x^2 + 0,0012 \cdot x + 0,0065 \quad (4.2)$$

Foi calculado o índice de determinação cujo valor resultou em:  $R^2=0,9999$ .

A equação (4.2) é válida somente para valores de diferenciais de pressão analisados na faixa de 2,85 kPa até 158 kPa, de acordo com a recomendação do IPT.

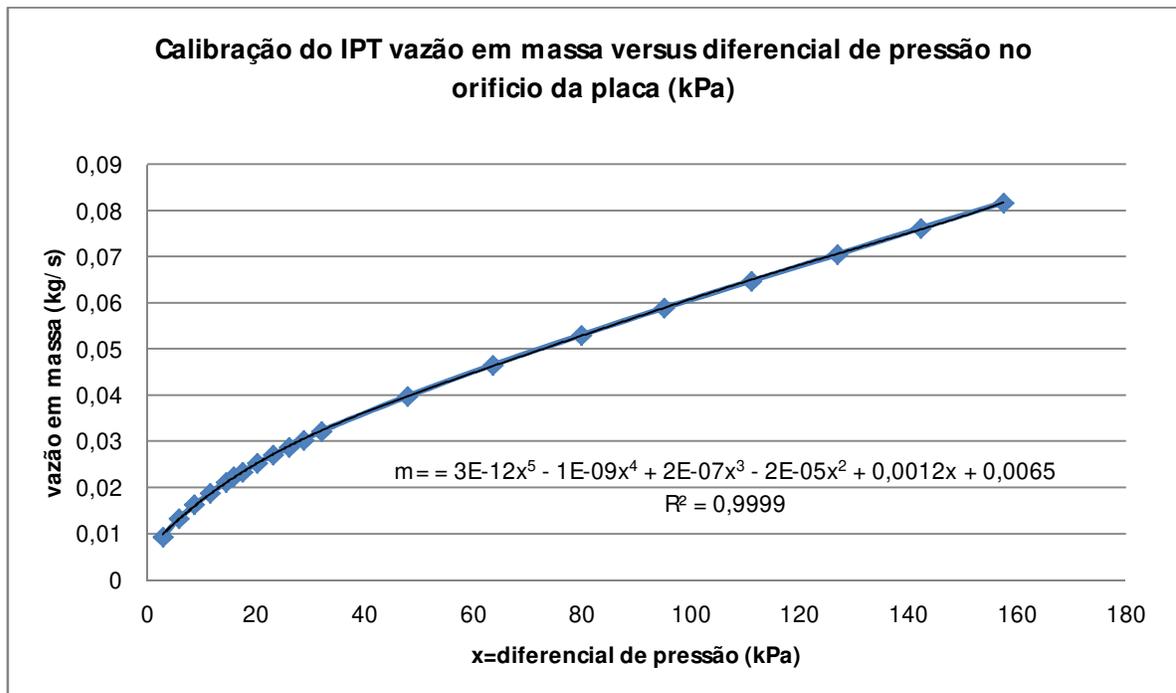


Figura 4.18 - Ajuste da curva de calibração da placa realizada no IPT.

Como o relatório da calibração da placa de orifício realizada no IPT forneceu a vazão em massa em função do diferencial de pressão, nas condições do ar à temperatura e pressão atmosférica conhecidas, nesse trabalho foi também definida constante K da equação da vazão em massa, equação (4.3), cujo valor resultou em  $K = 0,529$ .

$$\dot{m} = K \cdot \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta P} \quad (4.3)$$

$$\rho = 1,29 \cdot \left( \frac{p_{interna\ abs}}{p_{atmosfera}} \right) \left( \frac{T_{interna}}{T_{ambiente}} \right) \quad (4.4)$$

## 5 PROCEDIMENTOS DOS ENSAIOS

### 5.1 Ensaio dinâmico de expulsão das válvulas X e Y

Os ensaios para a determinação da vazão de ar expulso das ventosas realizou-se em oito diferentes vazões de enchimento de água no conduto através das aberturas das válvulas de controle (válvulas gaveta V1, V2, V3, V4 e V5) instaladas ao longo de todo o banco de ensaios, conforme Figura 5.1.

Inicialmente o acúmulo de ar pressurizado foi controlado de maneira que a pressão no interior da tubulação atingisse um valor igual a 20,9 mH<sub>2</sub>O, ou seja, a velocidade máxima de enchimento da tubulação com as válvulas V1 e V2 abertas. Em seguida abriu-se rapidamente a V4, de maneira a simular um regime transitório e mediu-se a vazão de ar expulsa pela ventosa através do diferencial da placa de orifício instalada. Essa situação, simulou uma instalação na qual uma válvula de controle localizada a jusante da ventosa fecha repentinamente através da queda do obturador (esfera, borboleta, cunha, etc). Muitas vezes as válvulas esféricas tem um sistema de acionamento elétrico e ou pneumático e, no nosso caso, o acionamento foi manual.

Com a bomba ligada e todas as válvulas abertas, com exceção da V3, impôs-se a vazão máxima de água permitida na tubulação do banco de ensaios (180 m<sup>3</sup>/h). A partir dessa vazão procedeu-se as seguintes etapas para as outras vazões pré determinadas:

1. Ajustou-se com a V2 uma vazão de enchimento de água pré-definida;
2. Fechou-se a V1;
3. Drenou-se o trecho inclinado estudado através da V3;
4. Fecharam-se as válvulas V3 e V5;
5. Manteve-se a válvula V4 aberta;
6. Abriu-se a V1;
7. Com a vazão de enchimento pré-determinada, aguardou-se o enchimento da tubulação, gravando-se todos os sinais elétricos dos instrumentos instalados;
8. Ajustou-se a V2 com uma vazão menor (150 m<sup>3</sup>/h) e assim sucessivamente procedeu-se desde os itens 2 ao 7.

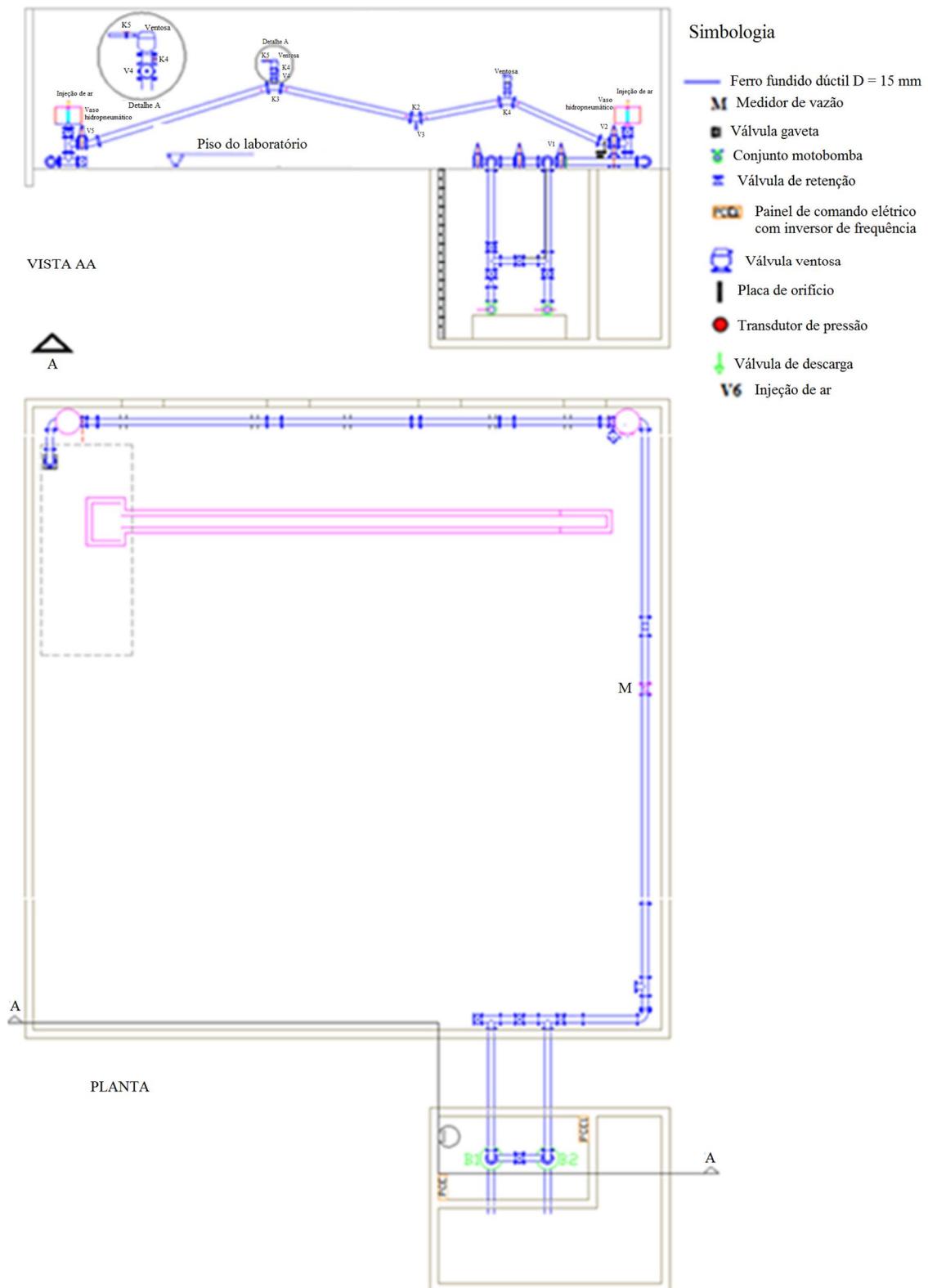


Figura 5.1 – Bancada de testes



Figura 5.2 – Vista parcial da bancada de testes

Para cada bateria de ensaio as vazões foram aproximadamente: 25 m<sup>3</sup>/h - 40 m<sup>3</sup>/h - 60 m<sup>3</sup>/h - 80 m<sup>3</sup>/h - 100 m<sup>3</sup>/h - 125 m<sup>3</sup>/h - 150 m<sup>3</sup>/h e 180 m<sup>3</sup>/h.

A medição da vazão de água na tubulação foi feita através de um medidor eletromagnético de 150 mm de diâmetro, localizado a montante do trecho em declive e aclive estudado. Vide Figura 5.3.



Figura 5.3 - Medidor de vazão

## 5.2 Ensaio dinâmicos de expulsão do ar pela válvula X

A Figura 5.4 mostra a evolução geral da pressão medida a montante da ventosa registrada pelo transdutor de pressão K4, mostra também, a vazão registrada pelo medidor de vazão eletromagnético e o diferencial de pressão na placa de orifício, registrado pelo diferencial de pressão K5 ao longo do ensaio.

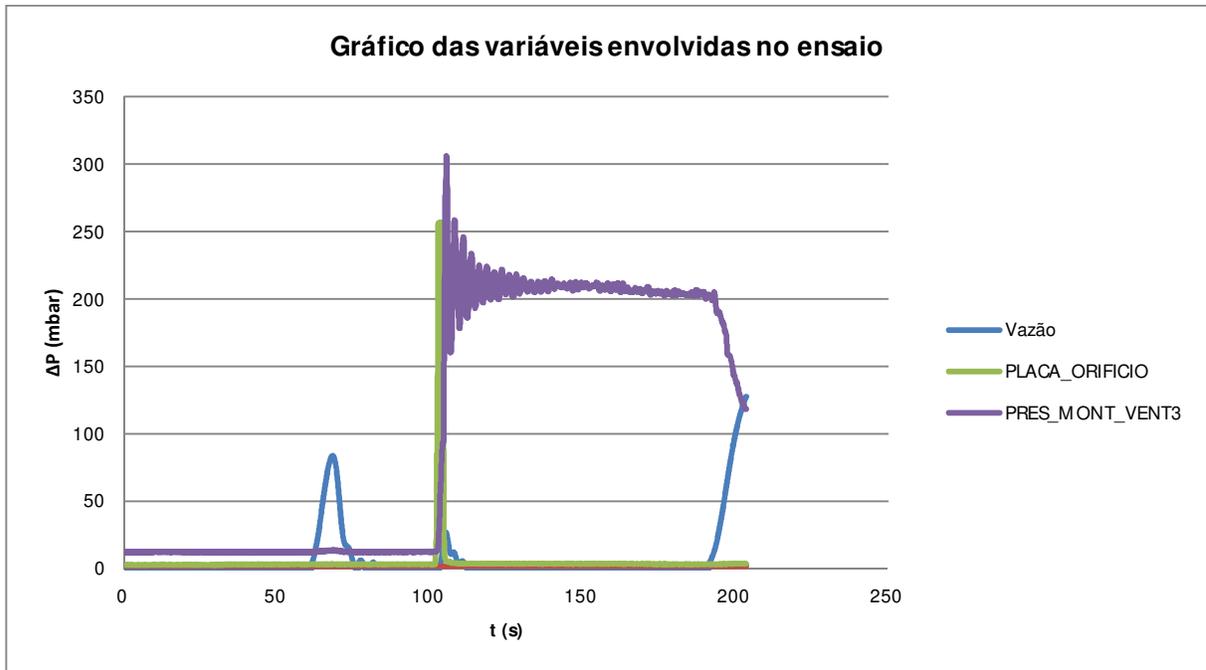


Figura 5.4 - Ensaio realizado utilizando-se o diferencial de pressão em mbar

Partindo de um valor de velocidade nula e aplicando-se uma sobrepressão ao fluido, este acelera e isto faz com que ocorra um aumento no diferencial de pressão aplicado na placa de orifício. No momento em que a ventosa fecha, constata-se uma desaceleração brusca e a velocidade alcança um valor nulo, momento no qual o transdutor de pressão K4 registra o valor de pressão máxima. A desaceleração do fluido, depois do fechamento da ventosa, é calculada como a variação da velocidade entre os instantes em que a ventosa fecha completamente e o instante no qual a velocidade do fluido seja zero. Pode-se observar também na Figura 5.4, que há um corte do valor registrado no diferencial da placa de orifício, isto ocorreu porque o instrumento utilizado possuía um valor de fundo de escala inferior ao

valor que o ensaio alcançou. Com base neste valor, providenciou-se a troca deste instrumento por outro que admitia um valor de fundo escala maior, onde se obteve o gráfico da Figura 5.5.

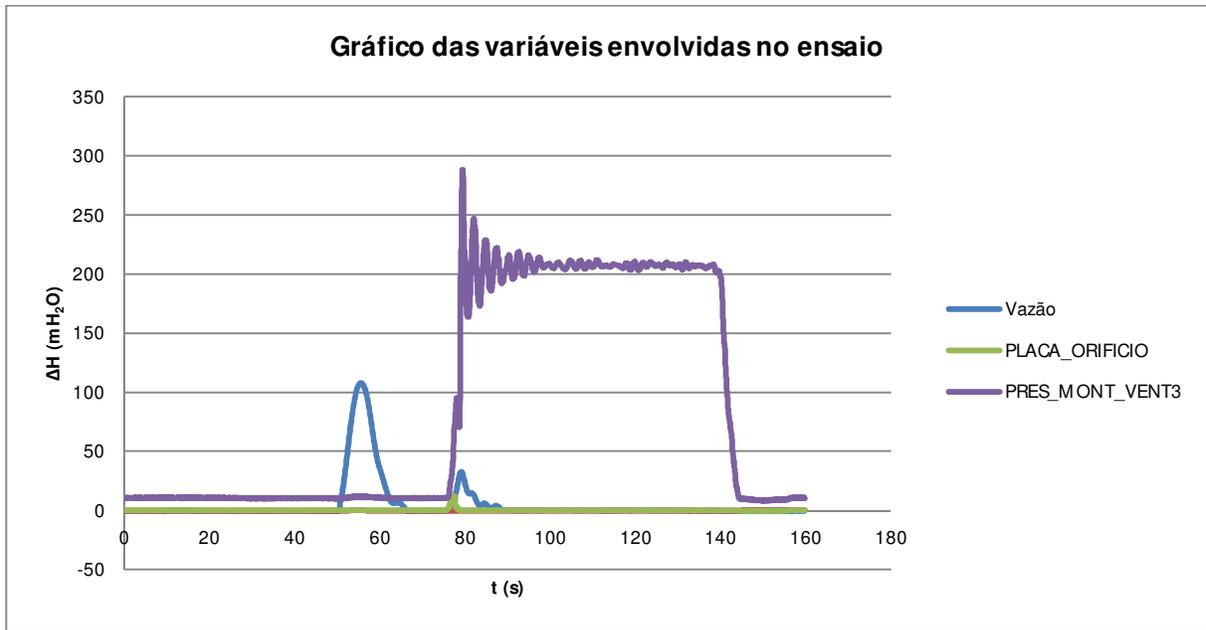


Figura 5.5 - Ensaio realizado utilizando-se o diferencial de pressão em mH<sub>2</sub>O

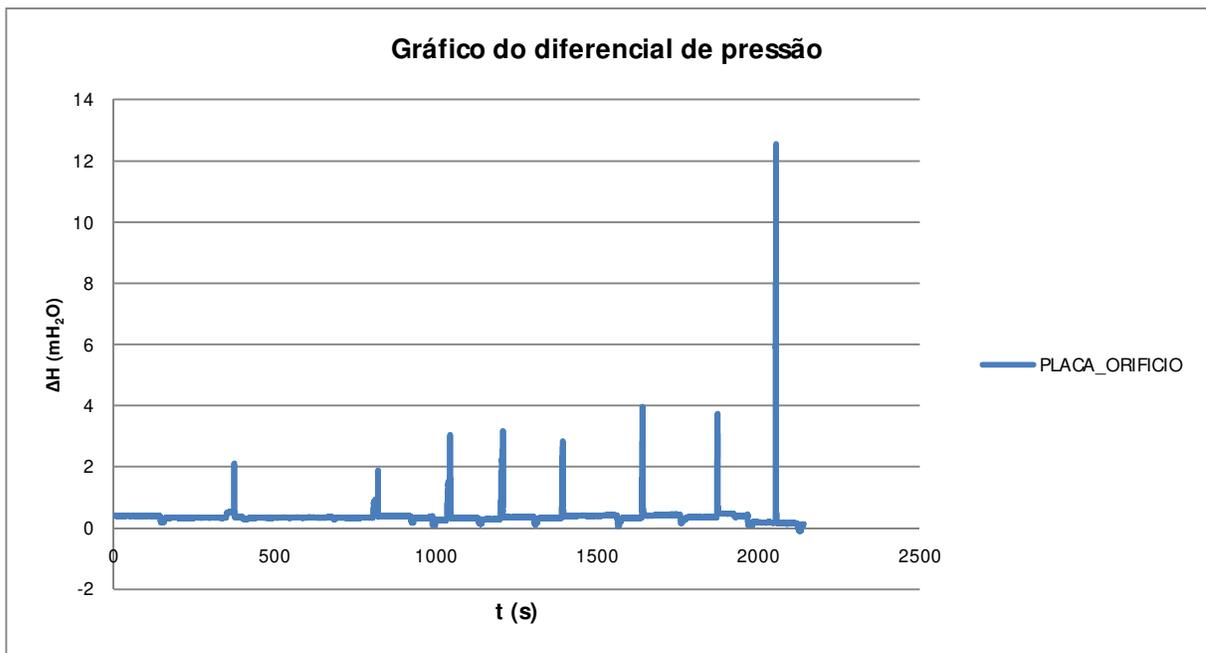


Figura 5.6 - Ensaio realizado utilizando-se o diferencial de pressão em mH<sub>2</sub>O.

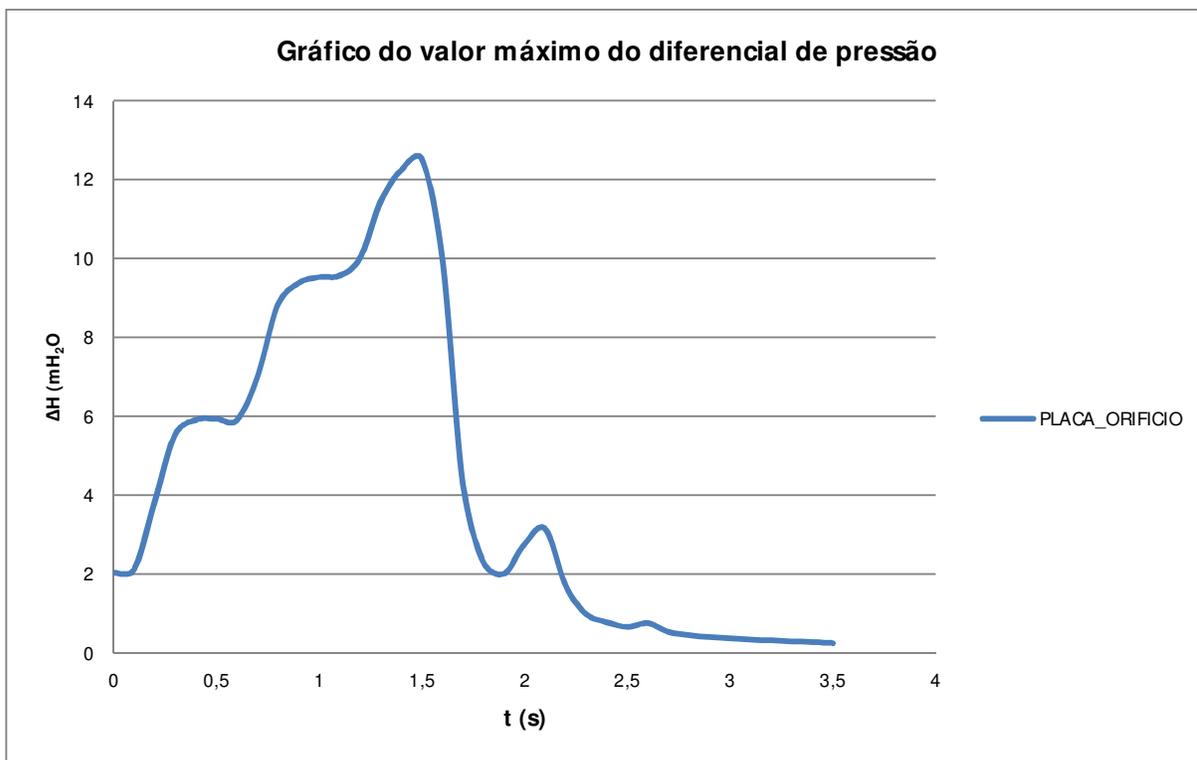


Figura 5.7 - Gráfico do valor máximo do diferencial de pressão atingido pela placa de orifício

Os valores representativos nos gráficos mostrados a partir de então, exibirão os seguintes parâmetros:

- ✓ Vazão de água através do medidor eletromagnético;
- ✓ Diferença de pressão na curva 3;
- ✓ Diferencial de pressão na placa de orifício (mH<sub>2</sub>O);
- ✓ Pressão a montante da ventosa (P montante). É o valor registrado pelo transdutor de pressão K4 situado a montante da ventosa.

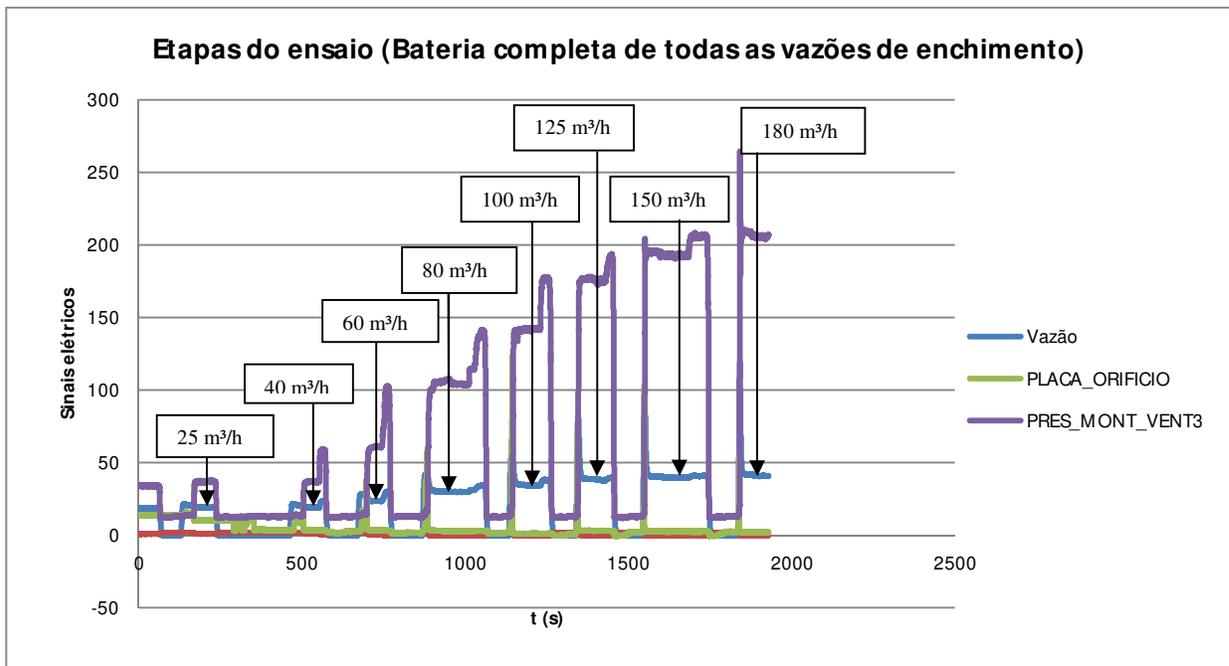


Figura 5.8 - Gráfico mostrando as diferentes etapas do ensaio

### 5.2.1 Ensaios dinâmicos de expulsão da válvula X

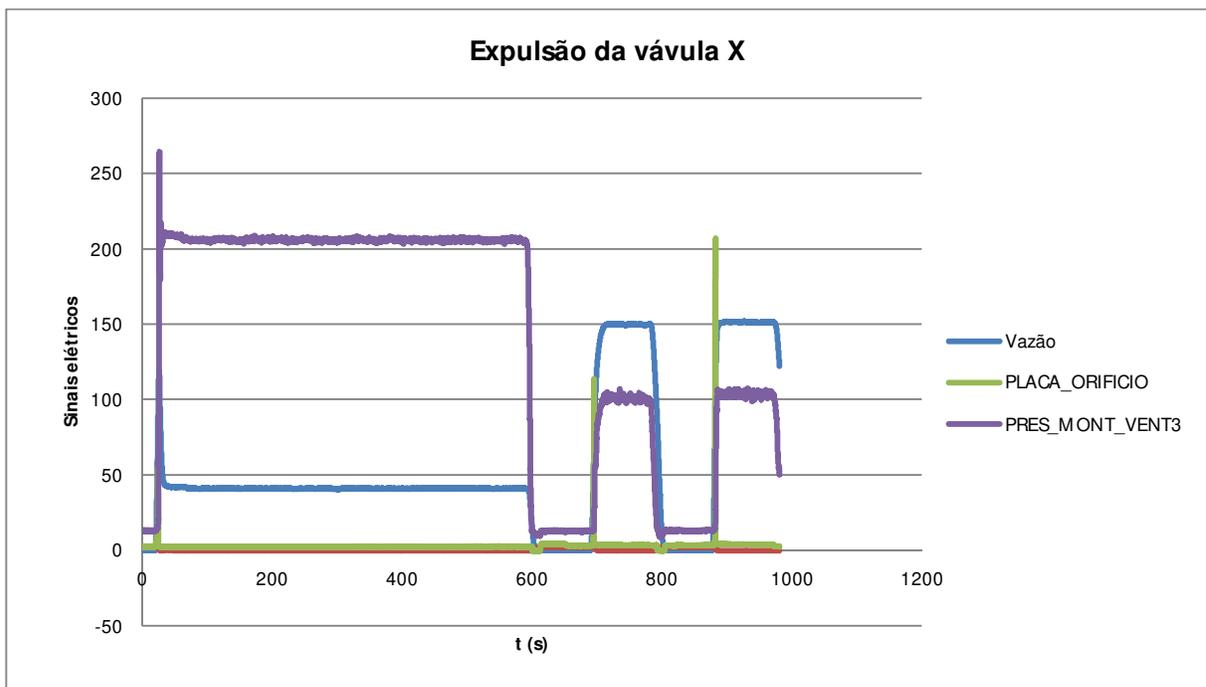


Figura 5.9 - Gráfico mostrando o ensaio de expulsão da válvula X

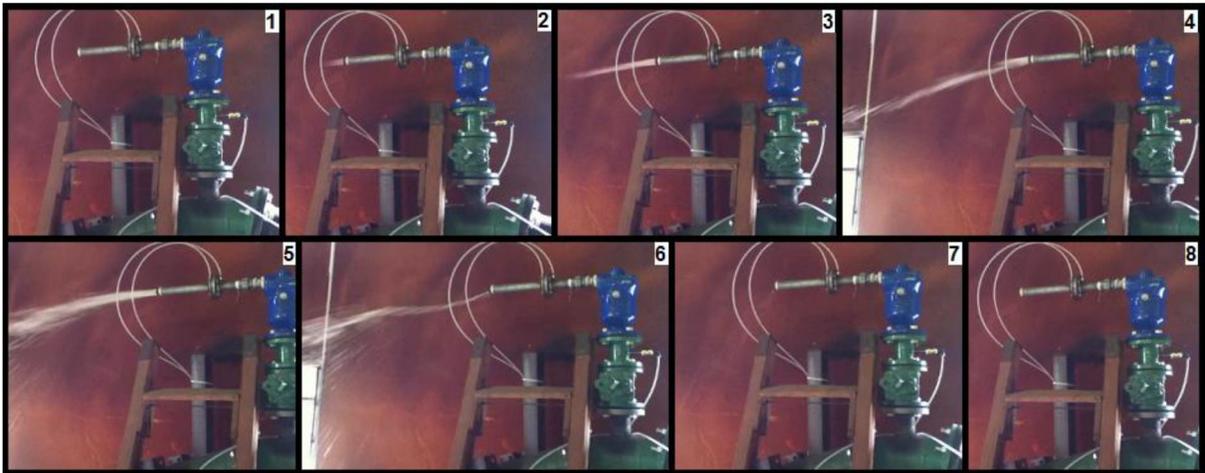


Figura 5.10 – Funcionamento da válvula X durante o ensaio de expulsão

### 5.2.2 Ensaio dinâmico de expulsão da válvula Y

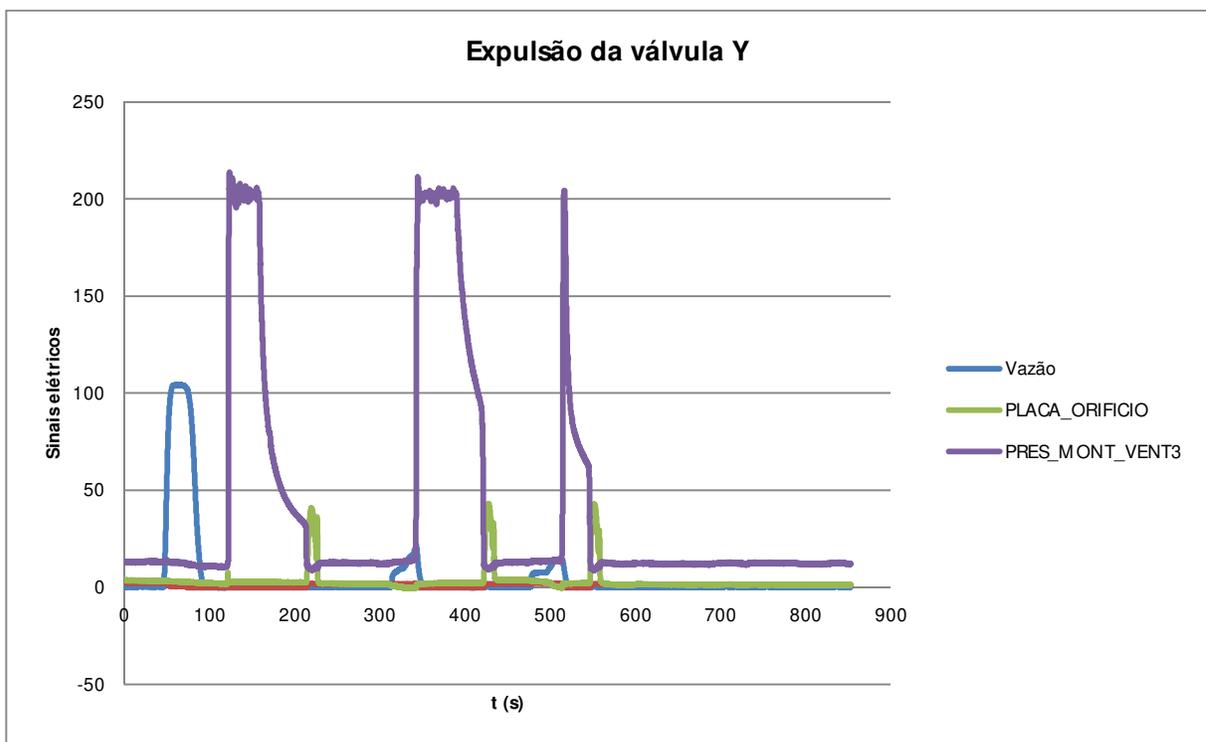


Figura 5.11 - Gráfico mostrando o ensaio de expulsão da válvula Y



Figura 5.12 – Montagem para ensaio de expulsão da válvula Y

### 5.3 Ensaio dinâmico de admissão de ar das válvulas X e Y

As ventosas ensaiadas admitem ar quando a pressão interna da tubulação é inferior a pressão atmosférica. Na instalação estudada foi analisado o comportamento de um trecho quando se produz um descarregamento da tubulação, para isto foi aberta a válvula gaveta V5 com a tubulação inicialmente pressurizada e a válvula ventosa fechada (flutuador fechado). Como as duas ventosas ensaiadas possuem orifícios de entrada de ar diferentes, uma com pequena vazão de admissão e outra com capacidade de admitir grande vazão de ar, isto permitiu avaliar os possíveis efeitos causados através da utilização de cada válvula. As variáveis consideradas mais significativas para analisar os ensaios foram:

- ✓ Diferencial de pressão na placa de orifício ( $\text{mH}_2\text{O}$ ), ora instalada invertida em relação aos ensaios de expulsão de ar;
- ✓ Pressão a montante da ventosa ( $P$  montante). É o valor registrado pelo transdutor de pressão K4 situado a montante da ventosa.

### 5.3.1 Ensaio dinâmico de admissão da válvula X

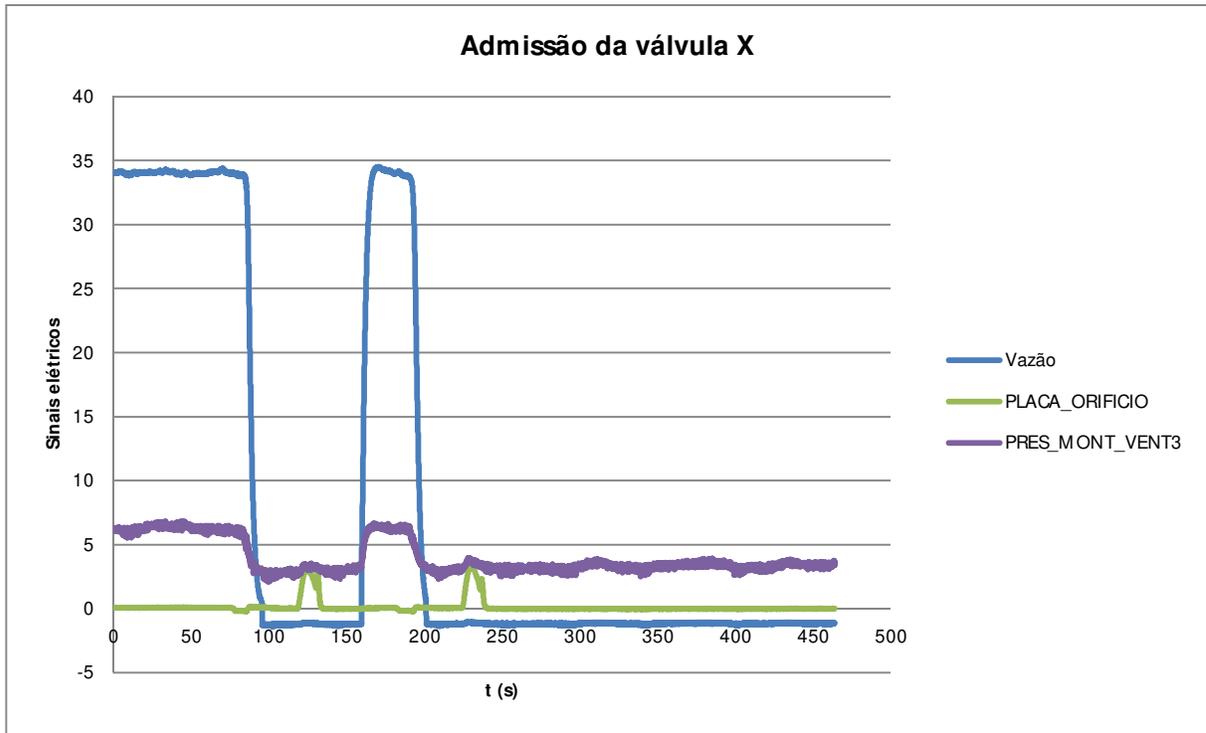


Figura 5.13 - Gráfico mostrando ensaio de admissão da válvula X



Figura 5.14 - Ensaio de admissão da válvula X

### 5.3.2 Ensaio dinâmico de admissão da válvula Y

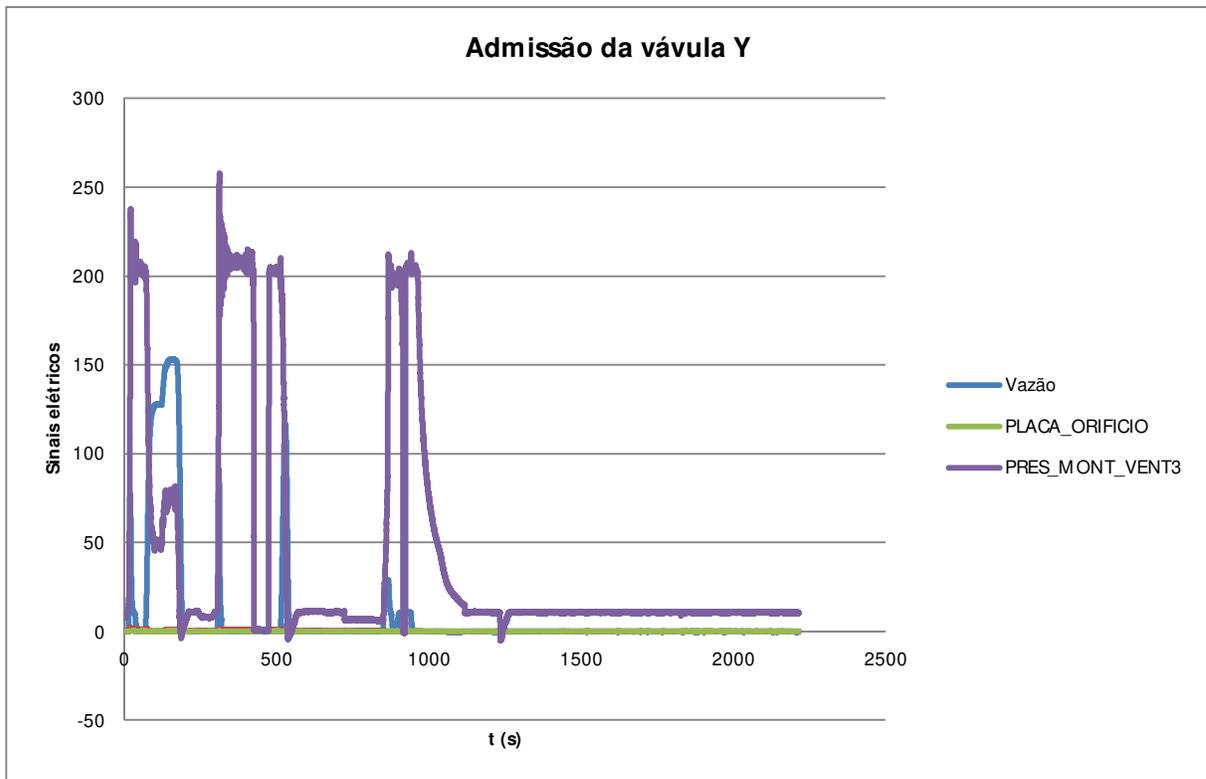


Figura 5.15 - Gráfico mostrando ensaio de admissão da válvula Y

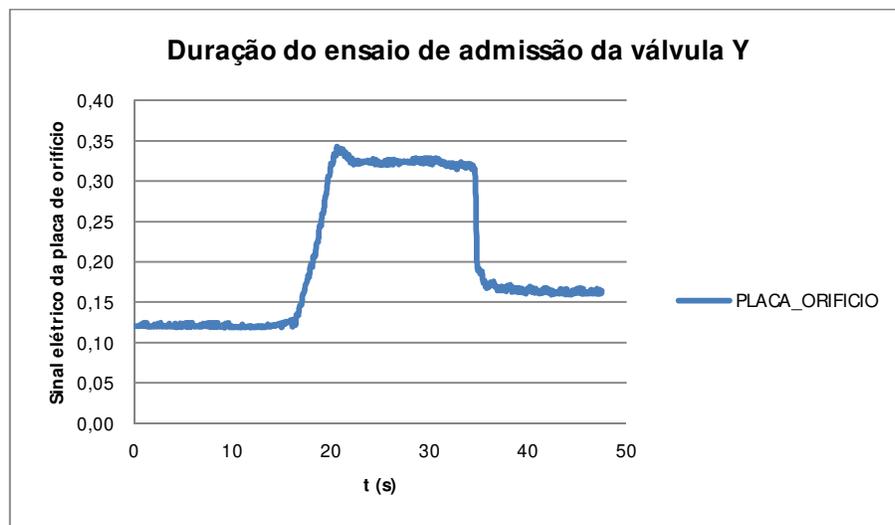


Figura 5.16 - Gráfico mostrando a duração do ensaio de admissão da válvula Y



## 6 ANÁLISE DOS ENSAIOS

A partir dos dados dos sinais elétricos gravados durante os ensaios experimentais procedeu-se a análise dos mesmos durante todo o tempo de ensaio. Inicialmente fez-se um gráfico com todos os sinais elétricos gravados, como mostra a Figura 6.1.

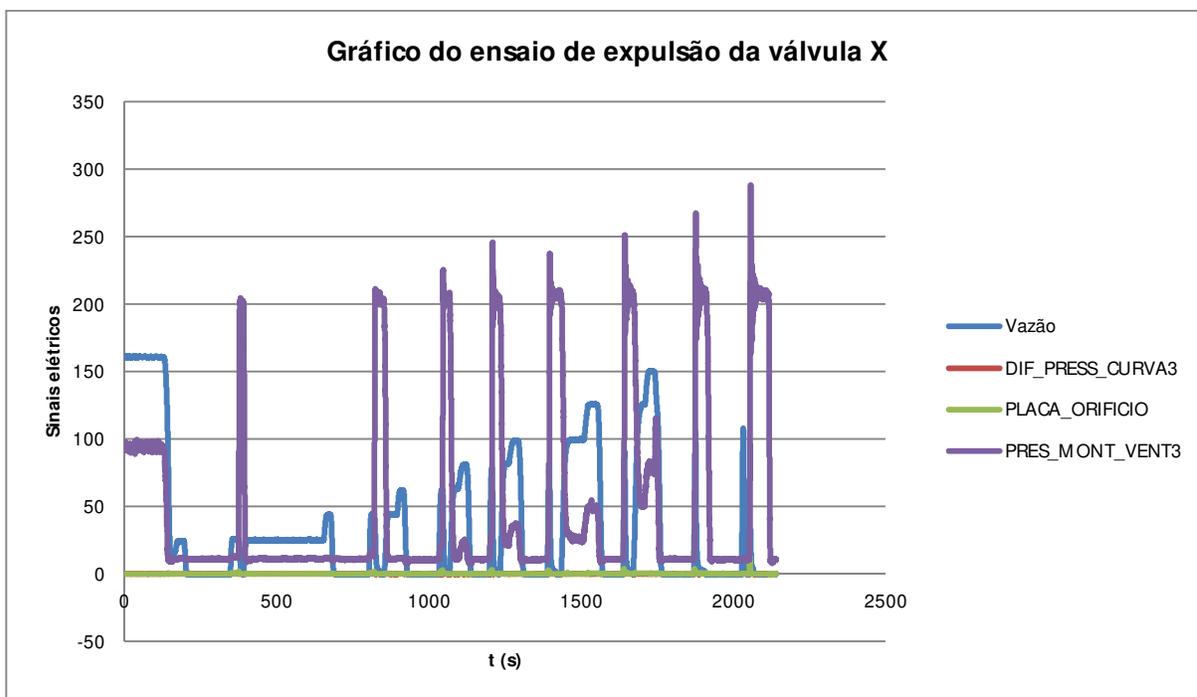


Figura 6.1 - Gráfico dos sinais elétricos, ensaios de expulsão.

Em seguida procedeu-se aos cálculos com as devidas equações de cada canal gravado, ou seja: vazão de água através do medidor eletromagnético, da vazão em massa de ar expulsa através da placa de orifício e da pressão a montante da válvula ventosa. Embora tenha sido instalado um medidor diferencial para a medida da perda de carga da válvula ventosa, curva 3, esse não foi analisado, tendo em vista que a perda de carga deverá ser obtida somente em regime permanente.

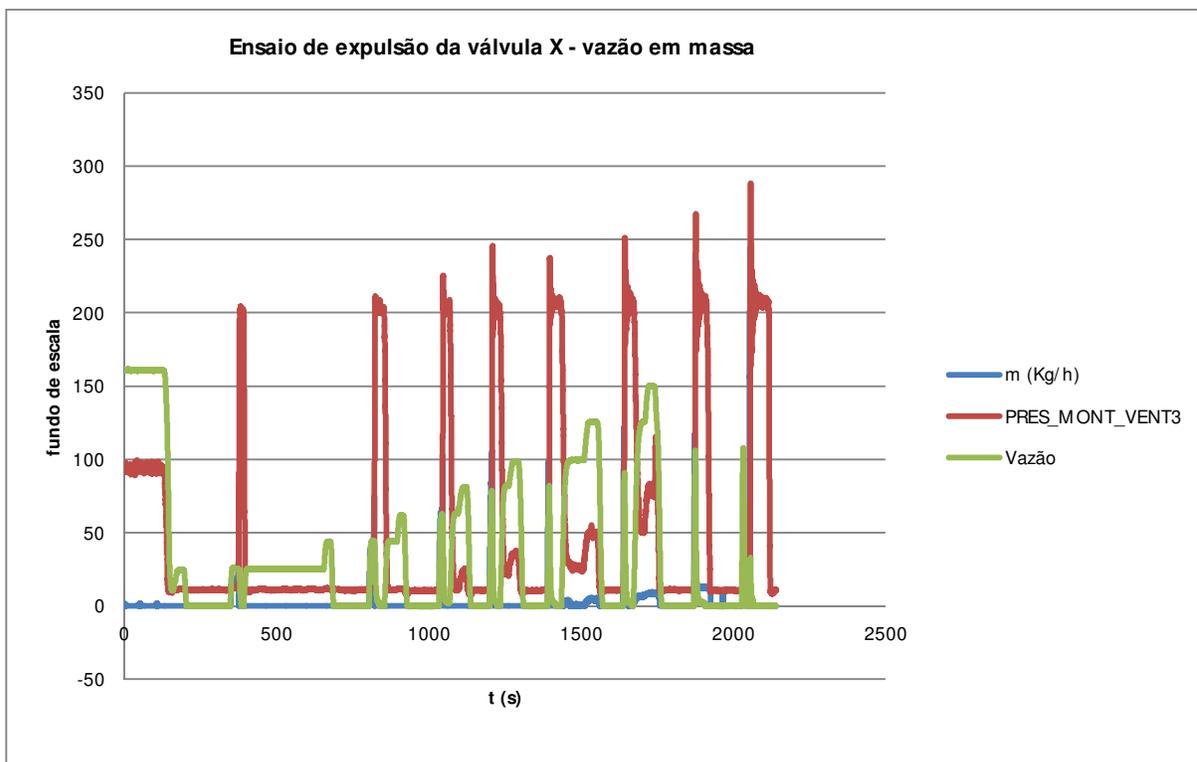


Figura 6.2 - Resultados dos ensaios de expulsão - válvula X

Como os valores da vazão em massa, da pressão a montante da ventosa e da vazão de enchimento da tubulação (água) ficaram sobrepostos, optou-se por fazer um gráfico separadamente de cada parâmetro analisado em função do tempo.

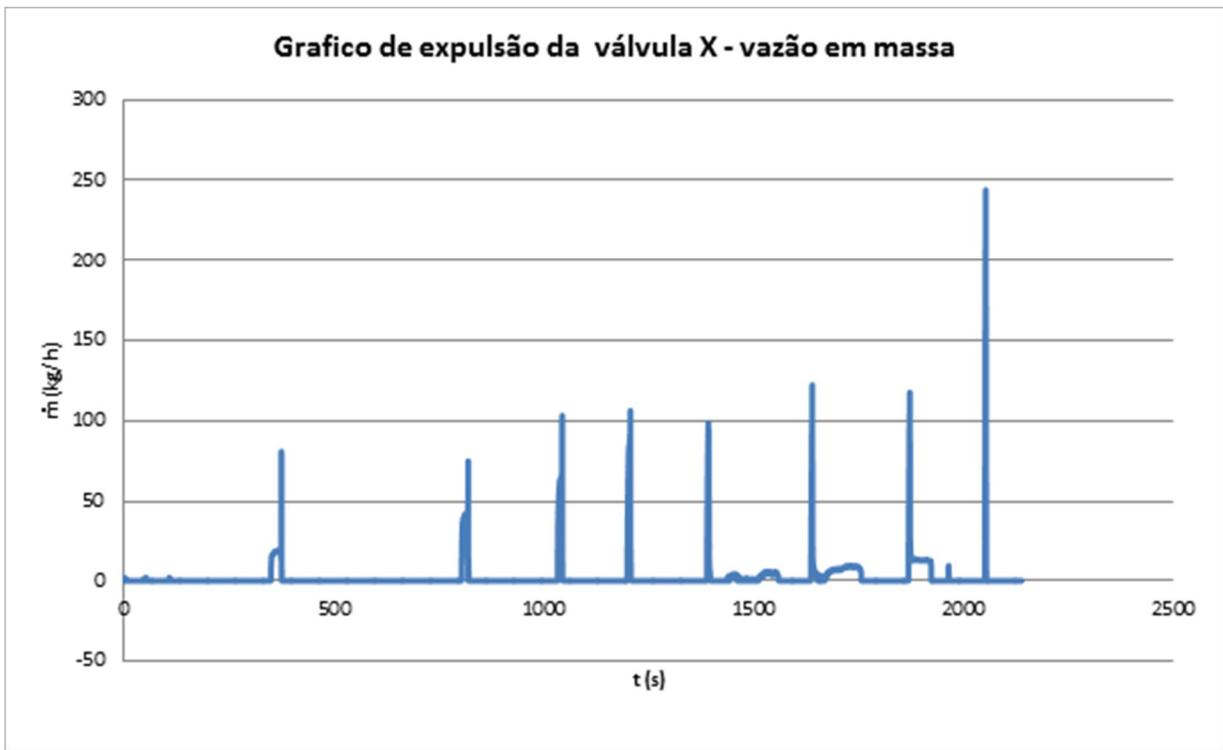


Figura 6.3 - Gráfico da vazão em massa em função do tempo, ensaios de expulsão, válvula X.

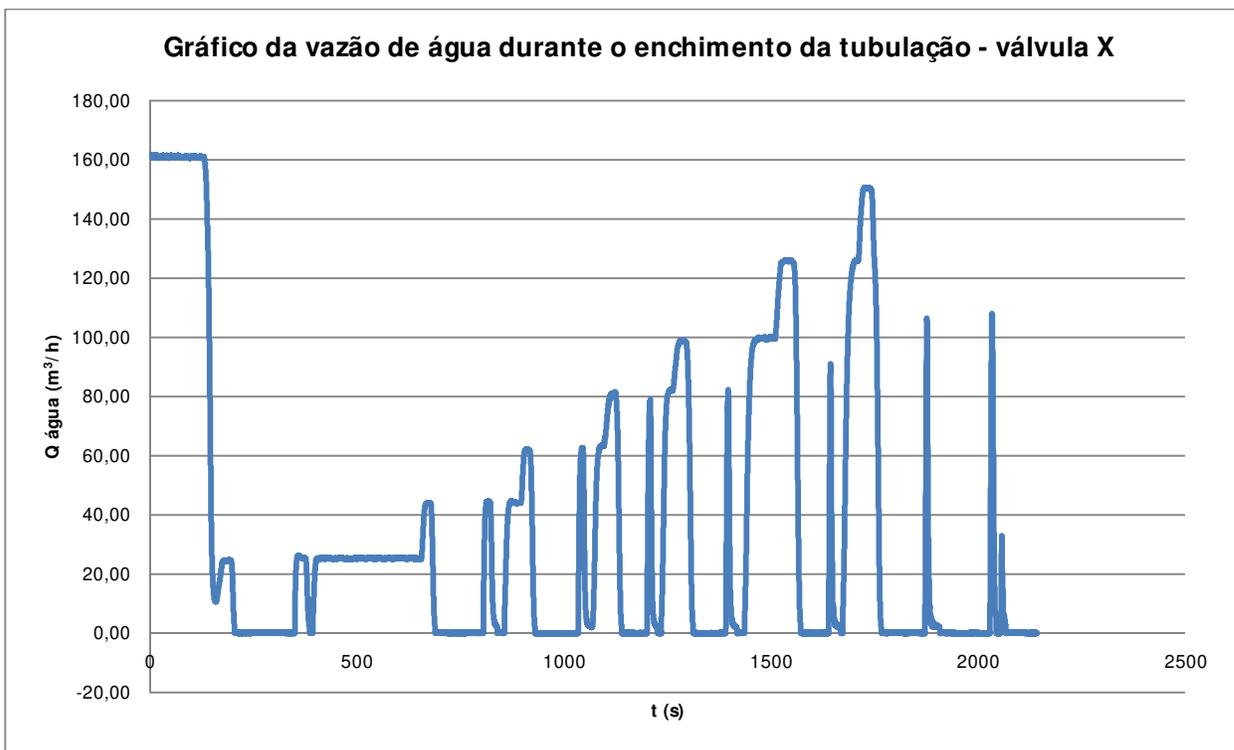


Figura 6.4 - Gráfico da vazão de água em função do tempo, válvula X, ensaios de expulsão.

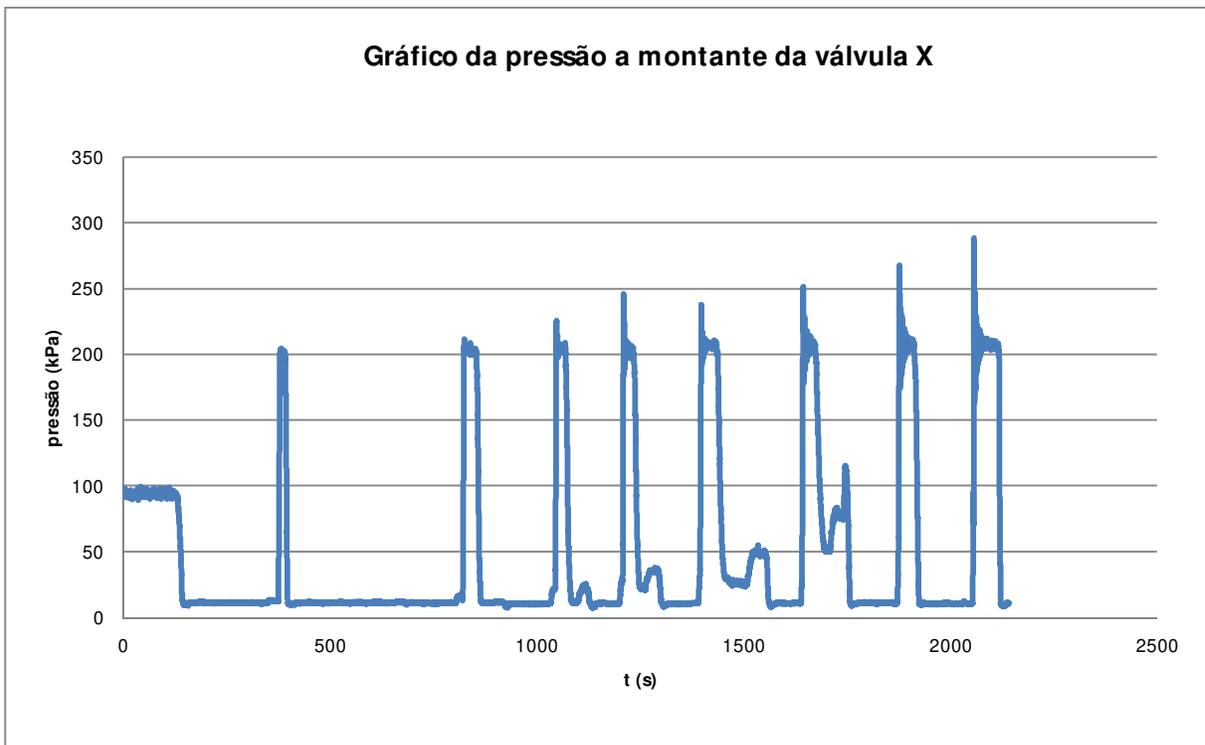


Figura 6.5 - Gráfico da pressão a montante da válvula X, durante os ensaios de expulsão.

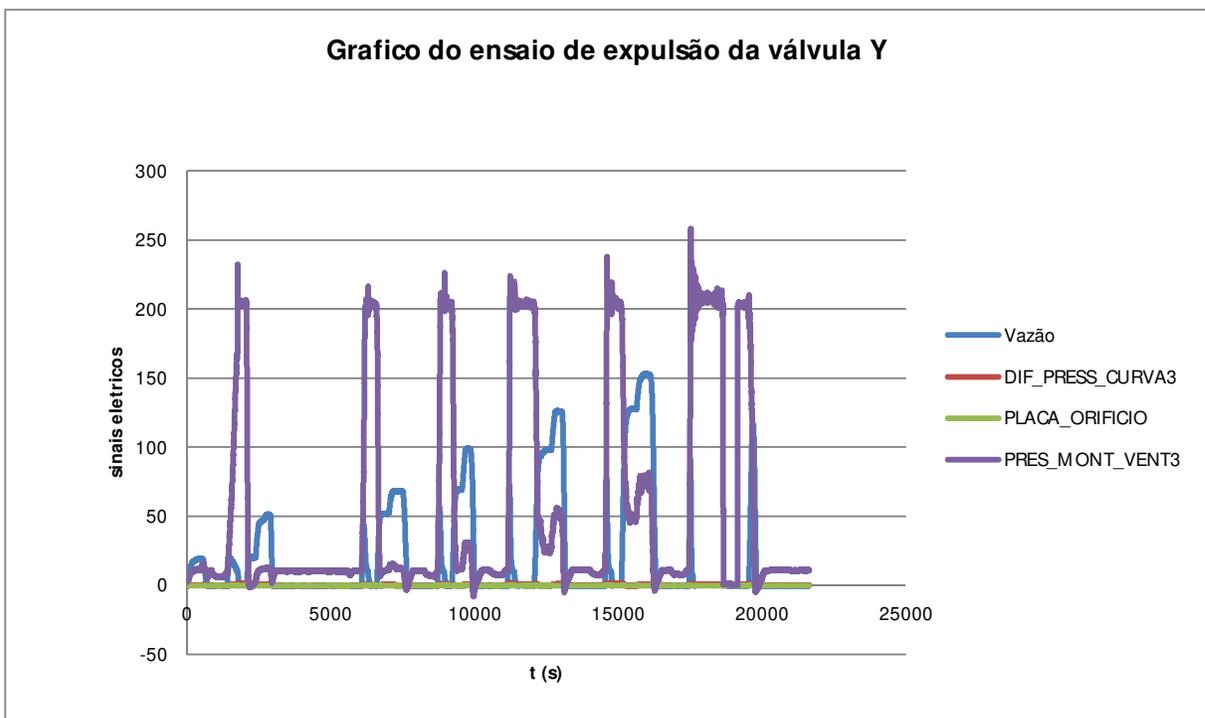


Figura 6.6 - Gráfico dos sinais elétricos, durante os ensaios de expulsão, válvula Y.

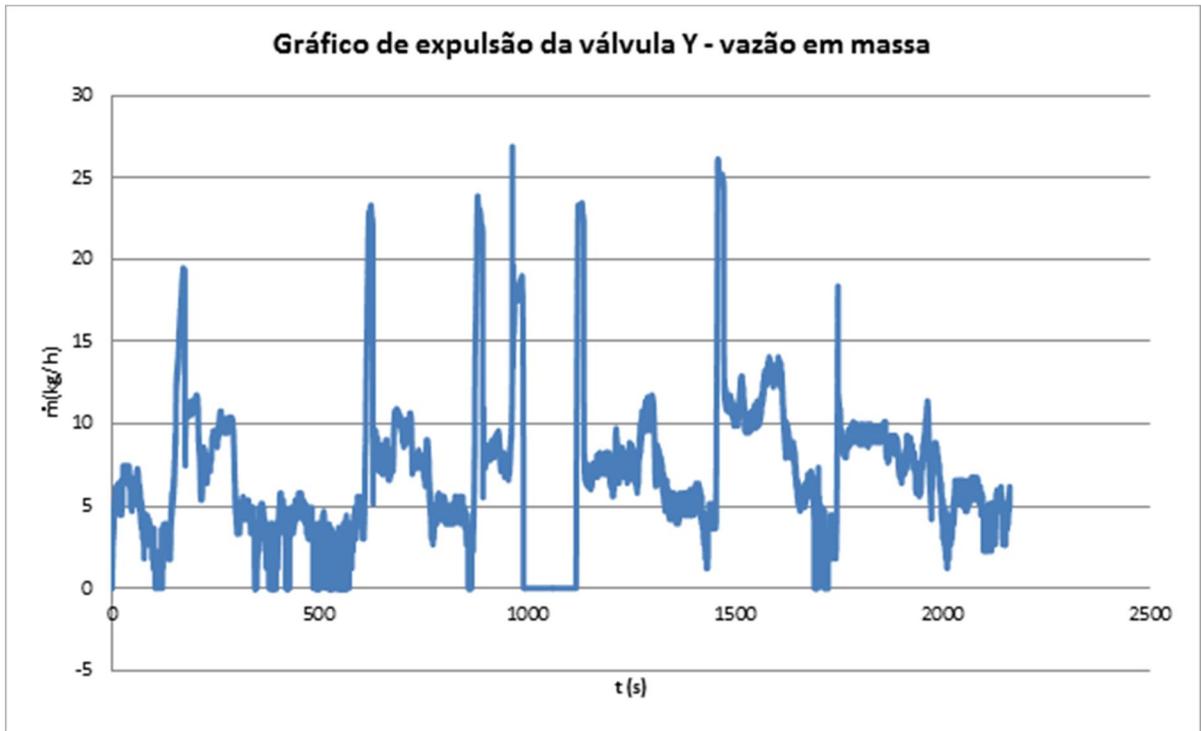


Figura 6.7 - Gráfico da vazão em massa durante os ensaios de expulsão na válvula Y.

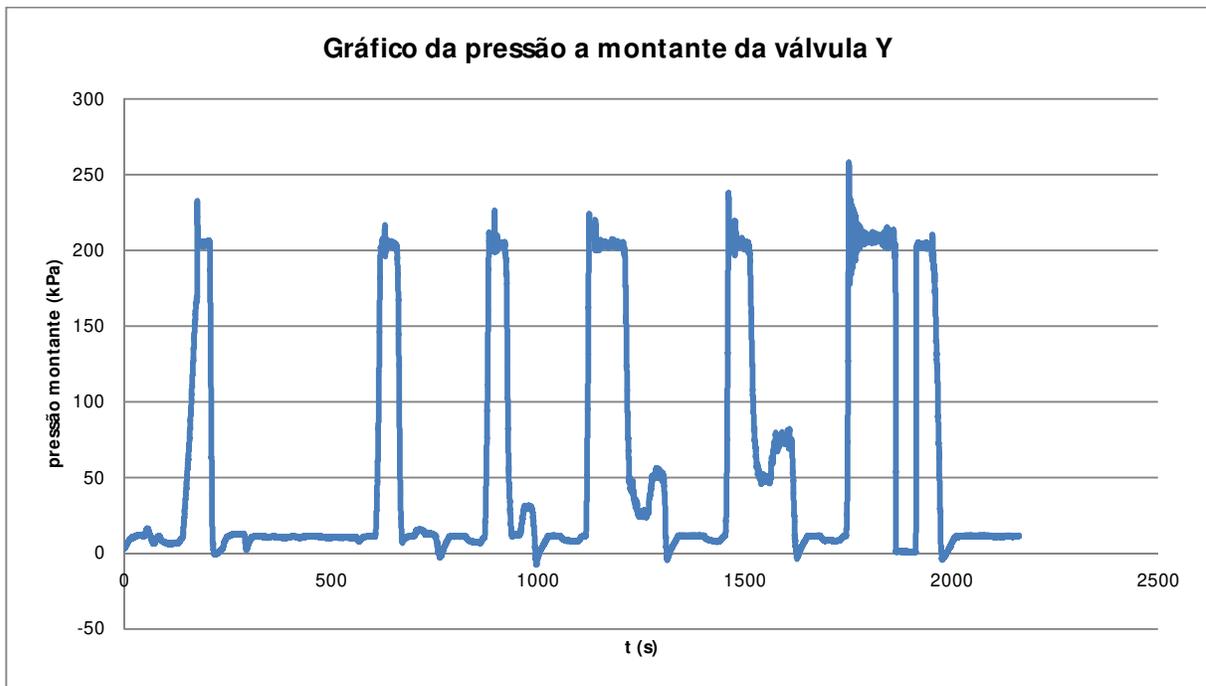


Figura 6.8 - Gráfico da pressão a montante da válvula Y, ensaios de expulsão.

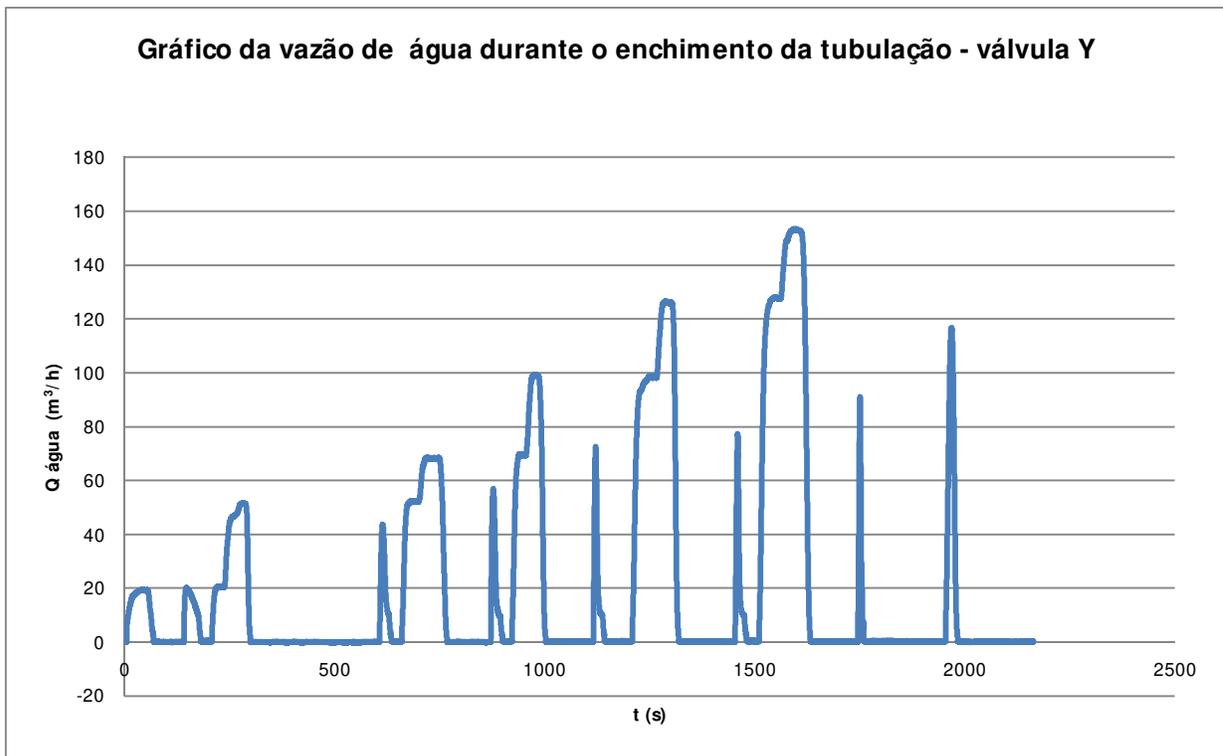


Figura 6.9 - Gráfico da vazão de água durante o ensaio de expulsão da válvula Y.

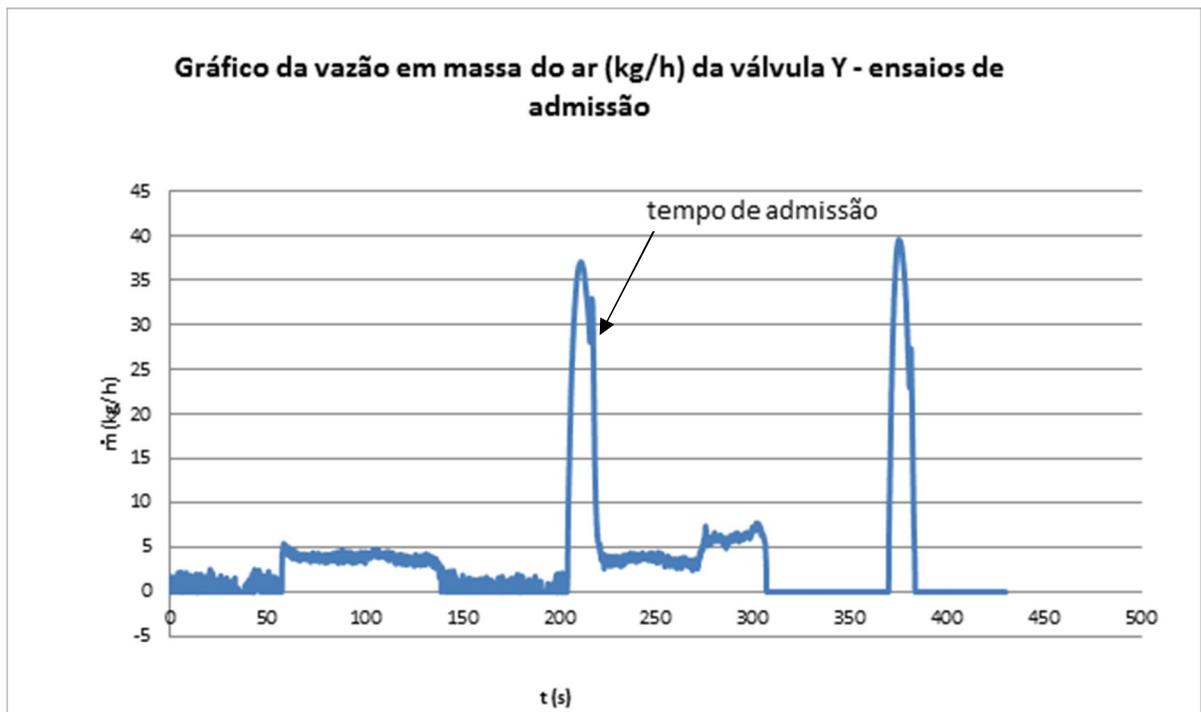


Figura 6.10 - Gráfico da vazão em massa durante os ensaios de admissão na válvula Y.

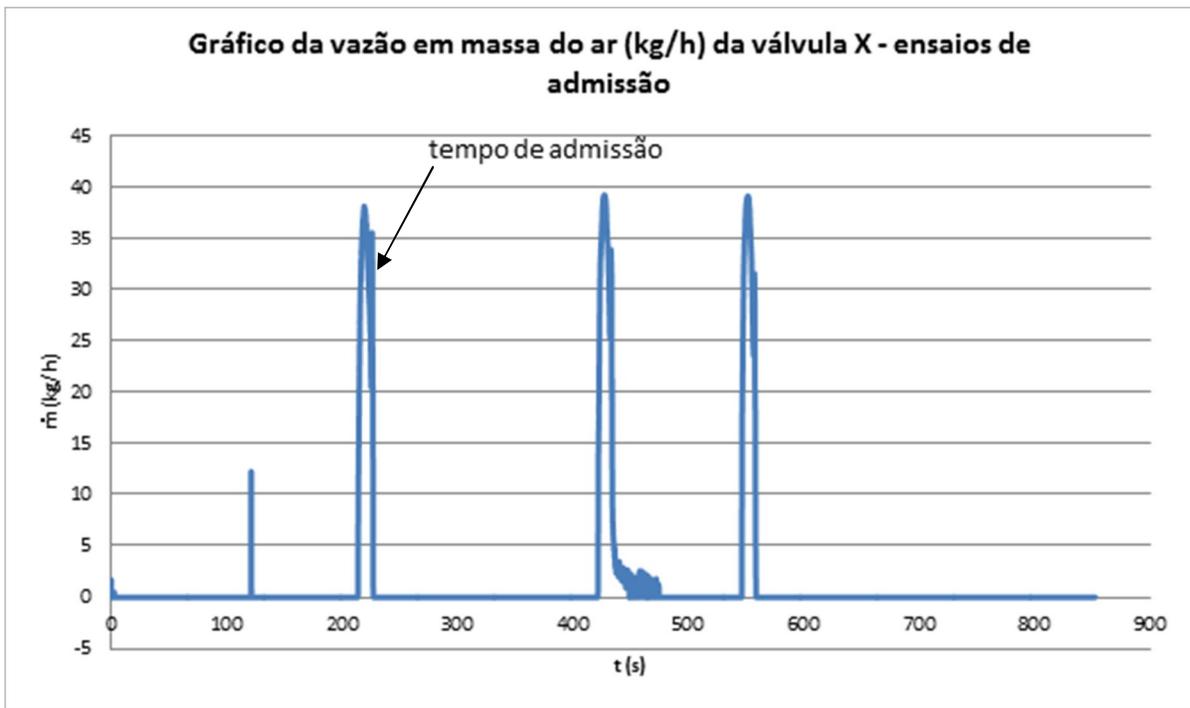


Figura 6.11 - Gráfico da vazão de ar da válvula X, ensaios de admissão.

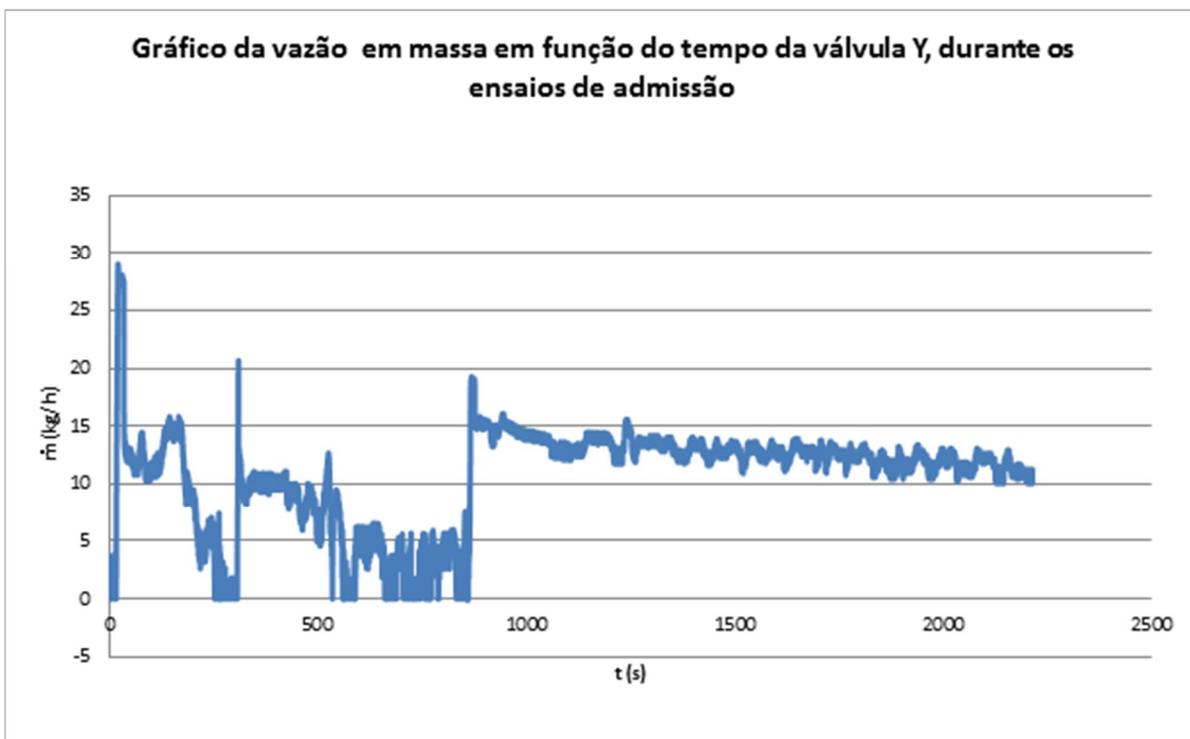


Figura 6.12 - Gráfico da vazão em massa da válvula Y, ensaios de admissão.

Nos ensaios de admissão pode-se determinar o tempo de admissão de ar, através da análise dos gráficos das Figuras 6.10, 6.11.

Tempo de admissão da válvula Y = 10,5 s ; Diâmetro do orifício de entrada = 4 mm

Tempo de admissão da válvula X = 8,8 s ; Diâmetro do orifício de entrada = 28 mm

## 7 RESULTADOS

Através dos gráficos analisados nas Figuras 6.1 até 6.5, elaborou-se a tabela 7.1 na qual estão consubstanciados os resultados dos ensaios de expulsão da válvula X. Nessa tabela constam a vazão de água ( $m^3/h$ ) durante o enchimento da tubulação, as vazões em massa expulsas (kg/h) através da válvula ventosa, as velocidades de expulsão do ar através do orifício da placa (m/s) e o número de Mach. Como o número de Mach resultou em maior ou igual a 0,3, pode-se concluir que, durante o enchimento de água na tubulação, a válvula ventosa do fabricante X apresentou um escoamento considerado compressível.

**Tabela 7.1 - Tabela das velocidades de expulsão do ar na placa de orifício durante o funcionamento da ventosa X**

Vazão de água	mreal	mreal	Vorificio placa	Mach
(m3/h)	(kg/s)	(kg/h)	(m/s)	(-)
161	0,0231	83,22	87,1	0,3
44,13	0,0218	78,55	84,6	0,2
61,80	0,0285	102,55	97,7	0,3
81,4	0,0273	105,19	95,2	0,3
99,0	0,0333	98,44	95,4	0,3
126,0	0,0321	119,91	105	0,3
150,6	0,0676	115,67	97,9	0,3
108,0	0,0740	243,23	156,2	0,5

A válvula Y , durante os ensaios de expulsão, apresentou os valores mostrados na tabela 7.2. Notam-se que os valores das velocidades foram muito inferiores aos da válvula X. Essas diferenças estão consubstanciadas no gráfico da Figura 7.1. O comportamento da válvula Y pode ser explicado pelo seu súbito fechamento, diâmetro de saída de ar pequeno (4,00 mm), flutuador esférico, mostrando um comportamento instável nas condições ensaiadas.

**Tabela 7.2 - Tabela das velocidades de expulsão do ar na placa de orifício durante o funcionamento da ventosa Y**

vazão	mreal	mreal	Vorificio placa	Mach
(m3/h)	(kg/s)	(kg/h)	(m/s)	(-)
18,67	0,0028	10,04	11,53	0,03
12,2	0,0063	22,73	11,27	0,03
43,6	0,006	26,63	10,94	0,03
60	0,0074	27,35	11,87	0,03
91,16	0,0074	30,69	30,56	0,09
72,6	0,0061	26,93	10,7	0,03
153	0,006	21,87	13,31	0,04

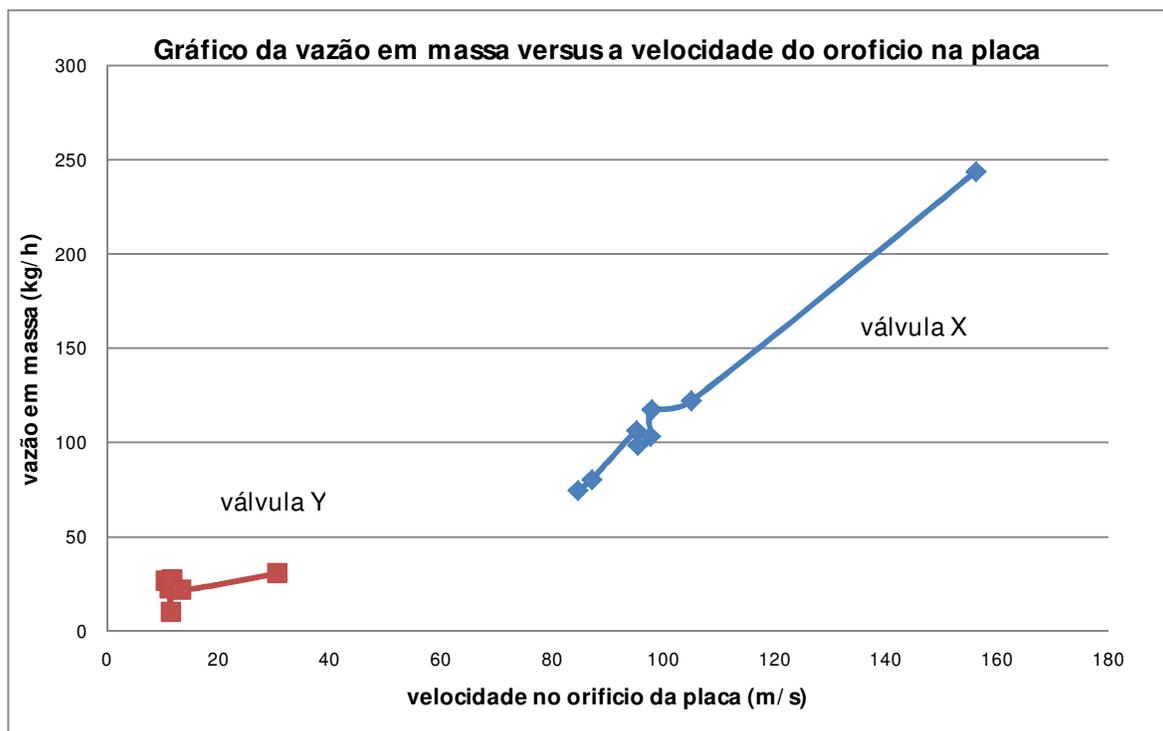


Figura 7.1 - Gráfico comparativo da vazão em massa durante a expulsão de ar versus a velocidade no orifício medida através da placa.

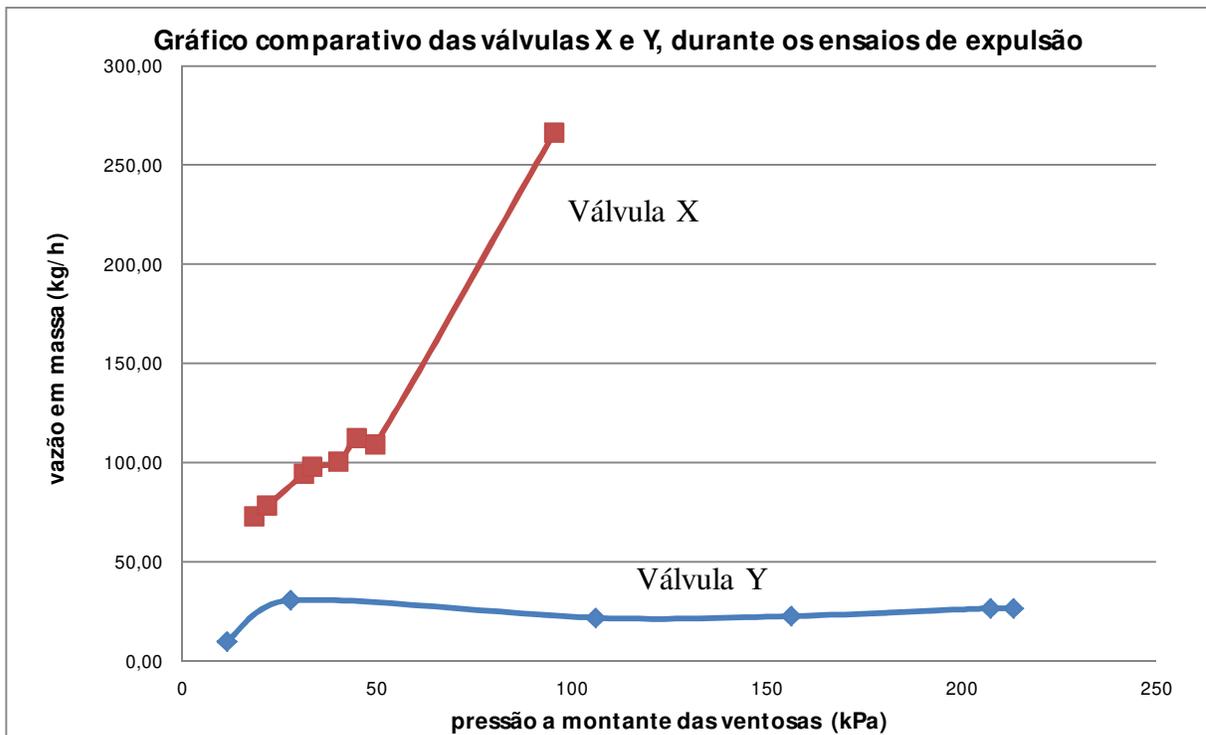


Figura 7.2 - Comparação das vazões em massa das válvulas X e Y ensaiadas

A fim de comparar os dados experimentais com o catálogo do fabricante, foi construído o gráfico da vazão de ar ( $m^3/s$ ) da válvula X versus a pressão interna absoluta da tubulação representada na Figura 7.3.

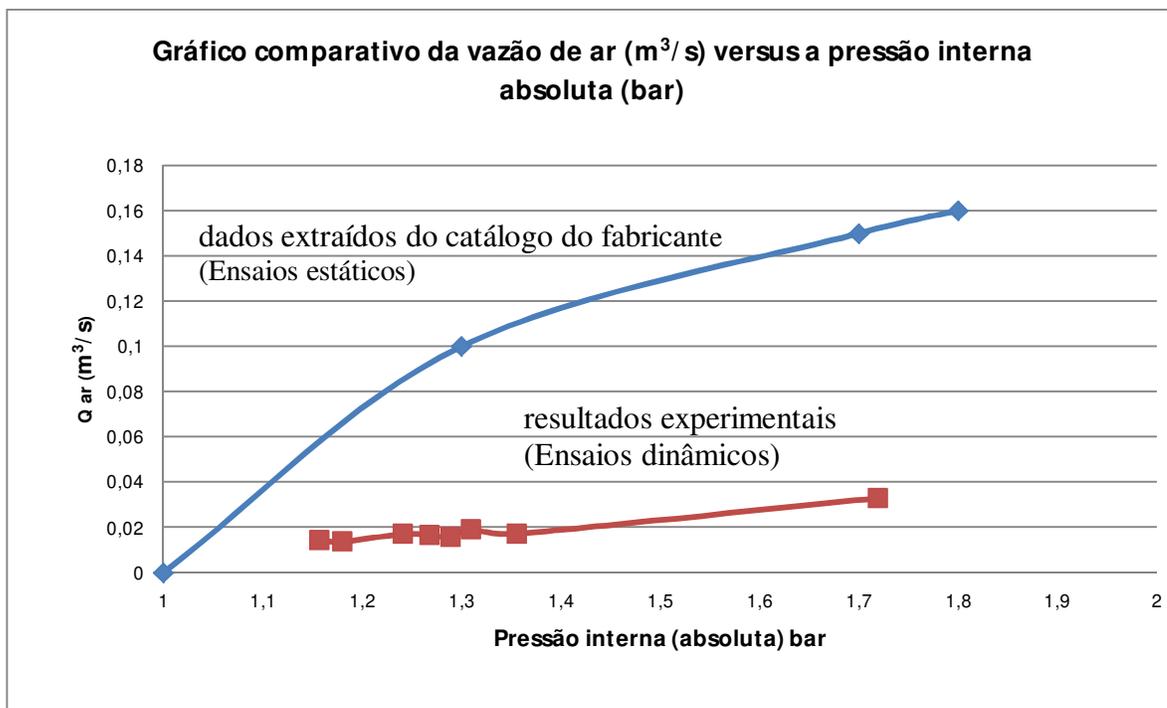


Figura 7.3 - Comparação dos resultados da válvula X com o catálogo do fabricante.

Fuertes et al [17], 2006, também comentou que existem discrepâncias entre os gráficos obtidos em laboratórios comparados com os obtidos pelos fabricantes. Esta conclusão foi confirmada pelos ensaios em DELFT, UPV, e, agora, pelo LHMF/FEC/UNICAMP.

Deve-se observar que nos manuais de válvulas ventosas são apresentados resultados oriundos de ensaios estáticos. No entanto, os resultados experimentais obtidos no LHMF/FEC/UNICAMP, são considerados dinâmicos e em regime permanente.

Não foram confeccionados os gráficos da válvula ventosa Y, tendo em vista que o fabricante não fornece um catálogo representativo dos seus produtos.

As velocidades de enchimento da tubulação correspondentes aos ensaios de expulsão apresentam-se nas tabelas 7.3 e 7.4. Essas tabelas foram confeccionadas tendo como base os gráficos das Figuras 6.1 a 6.9.

**Tabela 7.3 - Tabela das velocidades correspondentes aos ensaios de enchimento da tubulação, para a válvula X**

Vazão de água (m <sup>3</sup> /h)	Velocidade (m/s)	Vazão em massa (kg/h)
161,0	2,53	83,22
44,13	0,70	78,55
61,80	0,97	102,55
81,40	1,28	105,19
99	1,55	98,44
126,0	1,98	119,91
150,6	2,37	115,67
108,0	1,7	243,23

**Tabela 7.4 - Tabela das velocidades correspondentes aos ensaios de enchimento da tubulação, para a válvula Y.**

Vazão de água (m <sup>3</sup> /h)	Velocidade (m/s)	Vazão em massa (kg/h)
18,67	0,29	10,04
12,2	0,19	22,73
43,6	0,69	26,63
60	0,94	27,35
91,16	1,43	30,69
72,6	1,14	26,93
153	2,41	21,87

Nos ensaios, pôde-se observar que, durante a expulsão de ar através das válvulas ventosas, a velocidade da água durante o enchimento foi o limitante para o bom desempenho de cada ventosa. A ventosa X respondeu a uma grande faixa de velocidades de escoamento de água desde 0,3 até 2,53 m/s e o seu comportamento respondeu adequadamente a quase todas as situações de testes, ou seja, sem ocorrer o fechamento repentino do obturador. A ventosa Y respondeu adequadamente aos testes de expulsão até a velocidade limite de 1,14 m/s . A

partir dessa velocidade, houve um fechamento do obturador, bloqueando a saída de ar e consequentemente bloqueando o escoamento de água, como se observa da Figura 6.12.

Apesar de ambas as válvulas possuírem de 50,00 mm de diâmetro, a válvula Y demonstrou trabalhar apenas para baixas velocidades, ou seja, velocidades até 1,14 m/s. Isso se explica devido as suas características construtivas, tais como o uso de obturador esférico revestido de borracha, possuindo massa específica relativamente mais baixa, “oscilando” dentro da câmara da válvula.

Em termos práticos, considerando-se a experiência, considera-se  $v_{máx} = 0,3$  m/s durante o enchimento da tubulação, garantindo-se, assim, que o obturador permaneça aberto durante o carregamento. Contudo, os ensaios demonstraram que, para a válvula do modelo X, permite-se velocidades bem maiores de carregamento que as adotadas na prática. Isto se deve ao fato de que, historicamente,  $v = 0,3$  m/s era a velocidade máxima segura. Atualmente, modelos de válvulas ventosas hidrodinamicamente mais adequadas, processo construtivo e materiais mais adequados, levam a velocidades de carregamento maiores.

Para a indicação dos modelos de válvulas a utilizar deve ser levado em consideração o perfil hidráulico. Por exemplo, o modelo da válvula X é indicado para tubulações de diâmetros maiores, logo, as mesmas poderão trabalhar com velocidades e pressões maiores. Já a válvula Y, está limitada a tubulações de diâmetros e pressões bem menores que a X.

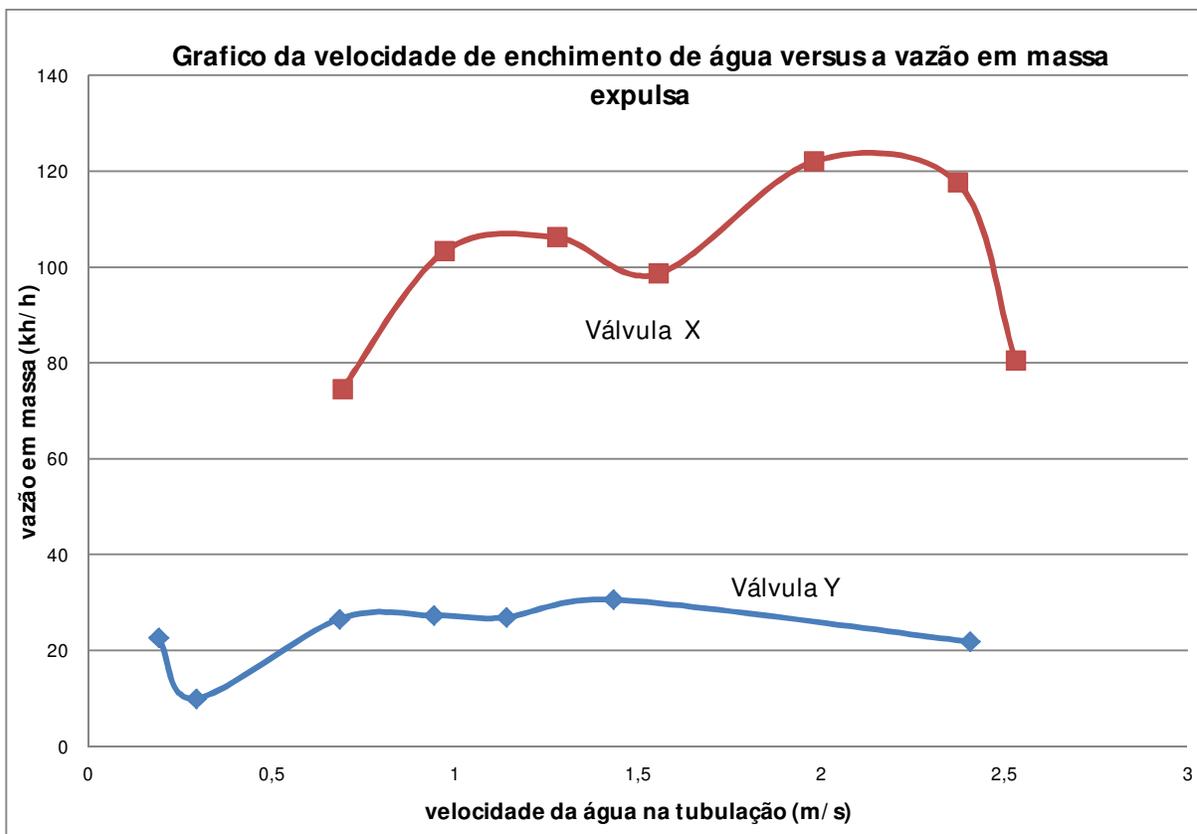


Figura 7.4 - Gráfico comparativo das velocidades em massa durante o enchimento das válvulas X e Y

Uma vez que essa pesquisa experimental necessitava da medição da vazão de ar, e essa foi feita com um conjunto placa de orifício-transmissor de pressão, tomou-se o cuidado de se obter uma calibração rastreada a padrões do PTB-“*Physikalisch Technische Bundesanstalt*” da Alemanha, através da calibração no Instituto de Pesquisas Tecnológicas, IPT.

Inicialmente tentou-se calibrar o conjunto placa de orifício-transmissor de pressão utilizando um tubo de Pitot, um anemômetro mecânico e também pelo método da quantidade de movimento, utilizando uma balança eletrônica de capacidade de 2 kg e precisão de 100 gramas, no qual a alimentação foi feita através de um compressor industrial. Os resultados da calibração não foram satisfatórios para a presente pesquisa. Isto devido à capacidade do compressor, resultando diferenciais de pressão máximos na placa da ordem de 13 mbar, ou seja, 1,3 kPa. Esta magnitude de pressão não foi suficiente, pois as faixas de pressão

apresentadas durante os ensaios superaram muito este valor, principalmente na fase de expulsão de ar, ou seja, durante o enchimento da tubulação.

## 8 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Propositadamente a instalação protótipo montada no laboratório de Hidráulica da FEC –UNICAMP foi idealizada de forma que suas dimensões e cotas não levem a erros excessivos quando se tratar de aplicação dos resultados desta pesquisa experimental a outras instalações hidráulicas (De Lucca [35] (1998)). A bancada de testes permite diferentes configurações de funcionamento de válvulas ventosas em campo e o estudo de diferentes modelos de válvulas, inclusive em concomitância. A primeira ventosa, instalada no ponto mais baixo, ou seja, 1,99 m acima do piso do laboratório, em relação à segunda (instrumentada e pesquisada) e instalada a 2,40 m acima do piso do laboratório, servirá para estudar o comportamento das mesmas em regime permanente, com a respectiva modelagem analítica.

Válvulas ventosas de diâmetros maiores que os das estudadas nesta pesquisa, devem ser submetidas a ensaios em bancada de testes de diâmetros de tubulações compatíveis.

Observa-se que há a possibilidade de se injetar ar na tubulação com um compressor, através da válvula V6, e se proceder aos ensaios comparativos com o escoamento compressível do ar.

A bancada final de testes também conta com dois reservatórios hidropneumáticos, instalados em cada extremidade. O motivo principal da instalação desses reservatórios foi a possibilidade de se ter uma bancada de válvulas ventosas com condições de contorno tanto a montante quanto a jusante instrumentadas. Isso, futuramente, permitirá a modelagem analítica, com condições de contorno controladas e conhecidas.

Durante essa pesquisa experimental, onde foram envolvidos instrumentos de maneira a permitir uma resposta instantânea do comportamento dinâmico das válvulas ventosas X e Y, pôde-se concluir que o melhor instrumento para a medição de ar expulso e ou admitido na tubulação foi um medidor de vazão deprimogêneo, ou seja, um medidor de vazão clássico cujas dimensões estão bem definidas em livros de Mecânica dos Fluidos. As diferenças de pressões puderam ser registradas através de transmissores de pressão tecnologicamente adaptáveis e seguros no comportamento das respostas dinâmicas de cada válvula ensaiada. A

medição da vazão de ar com o medidor conjunto placa de orifício-transmissor diferencial de pressão mostrou-se bastante satisfatório.

Considerando os resultados apresentados, além dos aspectos qualitativos observados, verifica-se que a válvula X é a que apresentou o melhor desempenho. Essas observações baseadas em ensaios de laboratório coincidem com as observações de cunho prático que fundamentam a opinião dos operadores de sistemas.

No entanto, pôde-se observar, de acordo com os resultados encontrados, que os catálogos de válvulas ventosas superestimam os valores das vazões de ar em volume expulso. Os ensaios experimentais mostraram que as vazões em volume resultantes chegam a ser até seis vezes menores que a vazão em volume indicada pelo fabricante. Os fabricantes de válvulas ventosas admitem o escoamento de ar como sendo incompressível, o que, muitas vezes, não é verificado.

De acordo com a bibliografia consultada, os gráficos das curvas das vazões volumétricas de ar teórico e experimental em função da diferença de pressão estática são representados, geralmente, para três diferentes posições do flutuador fixo, isto é, com a ventosa totalmente aberta (100%) e com a ventosa parcialmente aberta a 50% e a 25%. Nestas condições é possível verificar a validade das fórmulas e mostrar o comportamento da ventosa somente nos ensaios estáticos. No entanto, como pôde ser mostrado neste trabalho, quando trabalhamos com a ventosa durante o enchimento do conduto ou durante a admissão de ar em situações semelhantes às reais, foi observado que os gráficos são bem distintos, podendo indicar vazões em massa expulsas até seis vezes menores do que as apresentadas pelos fabricantes (ensaios estáticos).

Diante do exposto, recomenda-se aos fabricantes de válvulas ventosas, apresentarem gráficos resultantes de ensaios dinâmicos, fatos realizados nessa pesquisa.

Essa pesquisa contribuiu para o conhecimento das características dinâmicas de operação de válvulas ventosas, gerando mais confiança do projetista para a escolha correta da válvula ventosa na instalação e diminuindo os riscos associados aos eventuais fenômenos transitórios. Foram confirmadas que os fabricantes de válvulas ventosas fornecem aos

usuários apenas as curvas características estáticas e, na situação dinâmica, as válvulas apresentam características de funcionamento bem diferentes.

Durante os ensaios, observou-se o escoamento bifásico, tornando clara a escassa existência de pesquisa sobre esse assunto. Foi observado experimentalmente, que as válvulas ventosas não estão projetadas para expulsar somente o ar, expulsam o condensado e água. Neste trabalho encontram-se uma coleção de gráficos dos quais se podem extrair elementos quantitativos e qualitativos para fundamentar decisões de projeto.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] CAMPBELL, A. The effect of air valves on surge in pipeline. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON PRESSURE SURGES, 4, 1983, Bath, UK. **Proceedings...**Bath: BHRA, 1983, p. 89-102.
- [2] MIQUEL, Vicente S. Fuertes; GARCIA, Rafael Peres; SOLANO, Francisco Javier Martinez; JIMENEZ, P. Amparo Lopez. Modelo matematico para el análisis de llenado de tuberías com aire atrapado, utilizando ventosas para su expulsion. In: CONGRESSO LATINO AMERICANO DE HIDRAULICA, 22, 2006, Cidade Guyana, Venezuela.
- [3] ARI flow control accessories Ltd, Manufacturers Catalog, USA 2009.
- [4] ARMATUREN, Vag. Válvula ventosa de tríplice função de alto desempenho com revestimento epóxi eletrostático. **Boletim Técnico**, 2004.
- [5] VENT-O-MAT, Manufacturers Catalog, Atlasville, South Africa, 2009.
- [6] MIQUEL, Vicente S. Fuertes; REY, Pedro L. Iglesias; SEBASTIÁN, Joaquim Izquierdo. Utilización de las ventosas para su expulsión. In: SEMINÁRIO HISPANO-BRASILEIRO SOBRE PLANIFICACION, PROJETO Y OPERACIÓN DE REDES DE ABASTECIMIENTO DE ÁGUA, Valencia. **Anais...** Valencia: Universidad Politecnica de Valencia, 2002.
- [7] DELFT HYDRAULICS LABORATORY. Netherlands: WL Delft, 2002.
- [8] INSTITUTO DEL AGUA. Valencia: Organismo Publico Valenciano de Investigación, 2003.
- [9] THOMAS, S. Air management in water distribution systems: a new understanding of air transfer. **Hydrologic**, Burlington, Ontario, 20 may. 2003. Disponível em: <[http://www.hydrologic.ca/pdf/Air\\_Management\\_in\\_Water\\_Distribution\\_Systems.pdf](http://www.hydrologic.ca/pdf/Air_Management_in_Water_Distribution_Systems.pdf)>. Acesso em: 27 set. 2010.
- [10] FARELL, C. **Vortices**: scale effects in the formation at intake. São Paulo: CTH, 1981.
- [11] VAL-MATIC Valve & Manufacturing Corporation, Manufacturers Catalog. USA, 2008.

- [12] WYLIE, E. B.; STREETER, V. L. **Fluid transients**. Ann Arbor: FEB Press, 1982.
- [13] CHAUDHRY, M.H. **Applied hydraulic transients**. New York: Van Nostrand Reinhold Company, 1987.
- [14] KOELLE, E. **Educação continuada em engenharia hidromecânica em tubulações para o transporte de líquidos**. São Paulo: SABESP, 2000.
- [15] FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 4.ed. Rio de Janeiro: LTC, 1995.
- [16] IRUA Tech, S.L, 2011.
- [17] FUERTES, V. S; REY, Pedro L. Iglesias; SEBASTIÁN, Joaquim Izquierdo; PATIÑO, Gonzalo López. Problemática generada por la utilización de ventosa mal seleccionadas a causa de las discrepancias existentes en las curvas características que modelan su comportamiento. In: SEMINÁRIO HISPANO-BRASILEIRO SOBRE SISTEMAS DE ABASTECIMENTO URBANO DE ÁGUA, 6., 2006, João Pessoa. **Anais...**João Pessoa: SEREA, 2006.
- [18] FUERTES, V. S. Transitorios hidráulicos con aire atrasado. 2001. Tesi (Doctorado) - Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2001.
- [19] TSUTIYA, M.T. **Abastecimento de água**. 3.ed. São Paulo: Departamento de Engenharia Hidráulica e Sanitária da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2006.
- [20] QUINTELA, A.C. **Hidráulica**. 2 ed. Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian, 1981.
- [21] COSTA E SILVA, C. B.; BORGES FILHO; M. J.; PINHEIRO, J. A. Medição de vazão e propriedades em escoamento multifásico: solução econômica para diferentes atividades industriais. **Boletim Técnico Petrobrás**, Rio de Janeiro, v.43, n.1, p. 45-61, jan./mar. 2000.
- [22] FALVEY, H.T. Air-water flow in hydraulic systems. **Engineering monograph**, [s.l.], n. 41, 1980.
- [23] KALINSKE, A.A.; BLISS, P.H. Removal of air from pipelines by flowing water. **ASCE**, New York, v.13, n.10, 1943.

- [24] KALINSKE, A.A.; ROBERTSON, J.M. Closed conduit flow. **ASCE**, New York, v.108, 1943.
- [25] KENT, J.C. **The entrainment of air by water flowing in circular conduits with downgrade slopes**. 1952. These (Doctoral) - University of California, Berkley, Berkley, 1952.
- [26] RICHARDS, R.T., 1957. Air binding in large pipe lines flowing under vacuum. *Journal of the Hydraulics Division, ASCE*, Vol. 83, No. HY6, paper 1454, pp. 1-10.
- [27] RICHARDS, R.T., Air binding in water pipelines, *AWWA*, June 1962, pp. 719-730.
- [28] WISNER, P.E.; MOSHEN, F.N.; KOUWEN, N. Removal air from water lines by hydraulic means. **Journal of Hydraulics Division**, New York, v.101, HY2, 1975.
- [29] EDMUNDS, Robert C., Air Binding in Pipes. **Journal AWWA**, Vol. 71 Iss. 5, May 1979, pp. 272-277.
- [30] SALIH, M.A. Entrained air in linearly accelerating water flow. **Journal of Hydraulics Division**, New York, v.106, n. 10, 1980.
- [31] DEWHIRST, R.A. **Optimizing the use of air valves in piped water systems**. 1991. These (Master of Engineering) - Department of Civil Engineering, University of Auckland, Auckland, New Zealand, 1991.
- [32] LITTLE, M.J. Air transport in water and effluent pipelines. In: **INTERNATIONAL CONFERENCE ON MARINE WASTE DISCHARGES**, 2, 2002, Istanbul.
- [33] CORCOS, G. **Air in water pipes**. 2.ed. Managua, Nicaragua: Agua Para La Vida, 2003.
- [34] AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION. **Steel pipe: a guide for design and installation**. 3.ed. Denver, 1989.
- [35] DE LUCCA, Yvone de Faria Lemos. A escolha de válvula de retenção para instalações de recalque de baixa altura manométrica. 1998. 164p. Tese (Doutorado em Engenharia) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1998



## **ANEXO A**

Para determinação do coeficiente  $K$ , na equação (4.3), foi solicitada junto ao IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas) uma calibração da placa de orifício utilizada no experimento cujos valores obtidos seguem no certificado de calibração abaixo.

Laboratório de Vazão/CMF

**CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 118 822-101**

**Cliente:** José Gilberto Dalfré Filho  
Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo  
Av. Albert Einstein, 951  
CEP 18087-127 – Campinas – SP

**Item:** Placa de orifício para gás acoplada a transmissor de pressão diferencial

**Referência:** Proposta nº CMF-8054/12, confirmada por e-mail de 17.07.2012

**1 IDENTIFICAÇÃO DO ITEM**

Tipo : Placa de orifício  
Diâmetro da tubulação (referência) : 28 mm  
Diâmetro do orifício (referência) : 14,6 mm  
Trecho reto a montante (referência) : 300 mm  
Trecho reto a jusante (referência) : 600 mm  
Transmissor de pressão diferencial : Siemens modelo D-76181 série N1-W612-90117124  
Faixa de trabalho do transmissor : 0 a 290 mbar (informado pelo cliente)

**2 RESULTADOS**

Os resultados da calibração apresentados na Tabela 1 são válidos para ar à temperatura e pressão atmosférica médias de 19,5 °C e 93,7 kPa respectivamente e diferencial de pressão no orifício conforme apresentado.

Tabela 1 - Resultados da calibração

Pressão diferencial			Vazão em massa	$s_{\bar{x}}$	Incerteza expandida	Fator de abrangência
<i>mA</i>	<i>mbar</i>	<i>kPa</i>	<i>kg/h</i>	<i>kg/h</i>	<i>kg/h</i>	–
5,571	28,48	2,85	33,46	0,16	0,33	2,00
7,203	58,05	5,80	47,79	0,20	0,42	2,00
8,787	86,76	8,68	58,66	0,22	0,46	2,00
10,395	115,91	11,59	68,00	0,24	0,50	2,00
12,003	145,05	14,51	76,43	0,16	0,37	2,00
13,652	174,95	17,49	84,28	0,33	0,69	2,00
15,189	202,80	20,28	91,24	0,11	0,31	2,00
16,795	231,92	23,19	97,53	0,22	0,50	2,00
18,400	260,99	26,10	103,51	0,13	0,37	2,00
19,891	288,03	28,80	109,11	0,05	0,28	2,00

Os resultados apresentados neste documento se aplicam somente ao item ensaiado ou calibrado.  
Este documento não dá direito ao uso do nome ou da marca IPT, para quaisquer fins, sob pena de indenização.  
A reprodução deste documento só poderá ser feita integralmente, sem nenhuma alteração.

Laboratório de Vazão/CMF

Certificado de Calibração 118 822-101

onde:

O desvio padrão experimental da média ( $s_{\bar{x}}$ ) foi calculado por meio da seguinte fórmula:

$$s_{\bar{x}} = \frac{s_x}{\sqrt{n}}$$

$s_x$  = Desvio padrão       $n$  = número de medições

### Incerteza

As incertezas expandidas relatadas estão baseadas em suas respectivas incertezas padrão combinadas, multiplicadas pelo fator k correspondente, considerando uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95 %.

A melhor capacidade de medição da vazão de referência de acordo com o procedimento utilizado é igual a 0,24 % dos valores medidos.

Nesta calibração, a incerteza expandida referente à determinação da vazão de referência considerada para o cálculo foi de 0,24 % dos valores medidos.

### 3 PADRÃO UTILIZADO

Medidor de vazão de gás tipo rotativo Elster-Instrument VR-09, modelo G650/IRM -3DUO, número de série 20522489, faixa de operação de (9 a 1250) m<sup>3</sup>/h, certificado de calibração nº 111 092-101 de 16.07.2012, calibração rastreadas a padrões do PTB – *Physikalisch-Technische Bundesanstalt* da Alemanha. Recalibrações a cada 24 meses.

### 4 PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO

**CMF-LV-PC-22** – Procedimento para calibração de medidores de volume ou vazão de gás (versão:02 revisão:01). O procedimento utilizado baseia-se na leitura da vazão volumétrica, pressão, temperatura e composição do gás para o cálculo da vazão em massa.

### 5 INFORMAÇÕES COMPLEMENTARES

a) Durante a execução da calibração foram registradas as condições ambientais, a saber:

Temperatura: (19,5 ± 0,1) °C.

Os resultados apresentados neste documento se aplicam somente ao item ensaiado ou calibrado.  
Este documento não dá direito ao uso do nome ou da marca IPT, para quaisquer fins, sob pena de indenização.  
A reprodução deste documento só poderá ser feita integralmente, sem nenhuma alteração.

**Laboratório de Vazão/CMF**

**Certificado de Calibração 118 822-101**

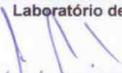
Umidade relativa média:  $(59 \pm 2) \%$ .

Pressão atmosférica:  $(93,7 \pm 0,1) \text{ kPa}$ .

- b)** É recomendável não utilizar o conjunto orifício/transmissor fora da vazão calibrada.
- c)** Os resultados apresentados para cada vazão indicada representam a média de quatro medições.
- d)** O orifício foi calibrado na pressão manométrica positiva, e descarga para a atmosfera, atendendo à solicitação do Cliente.
- e)** Data da calibração: 27.07.2012.

São Paulo, 02 de agosto de 2012.

**CENTRO DE METROLOGIA DE FLUIDOS**  
**Laboratório de Vazão**

  
Flávio Barroso Neves

Engenheiro Mecânico  
Supervisor da calibração

CREA n.º 5062469950 R.E n.º 08830

**CENTRO DE METROLOGIA DE FLUIDOS**  
**Laboratório de Vazão**

  
Rui Gomez Teixeira de Almeida

Engenheiro Mecânico  
Responsável pelo Laboratório

CREA n.º 5061696693 R.E. n.º 08701

Os resultados apresentados neste documento se aplicam somente ao item ensaiado ou calibrado.  
Este documento não dá direito ao uso do nome ou da marca IPT, para quaisquer fins, sob pena de indenização.  
A reprodução deste documento só poderá ser feita integralmente, sem nenhuma alteração.