

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL

INSTITUTO DE PESQUISAS HIDRÁULICAS

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA VIBRAÇÃO INDUZIDA SOBRE
UMA COMPORTA PLANA COM DESCARGA DE FUNDO**

MARTÍN ROMAGNOLI

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos e Saneamento Ambiental da Universidade Federal do Rio Grande do Sul como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Recursos Hídricos e Saneamento Ambiental.

Orientador: Luiz Augusto Magalhães Endres

Banca Examinadora

Prof. Dr. Marco Túlio Corrêa de Faria	Depto. Eng ^a . Mecânica/UFGM
Prof. Dr. Marcelo Giulian Marques	IPH/UFRGS
Profa. Dra. Edith Beatriz Camaño Schettini	IPH/UFRGS

Porto Alegre, abril de 2005

A mis viejos, Oscar y Silvia

A mi hermana, Antonela

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos aqueles que, de alguma forma, contribuíram para a realização deste trabalho, especialmente:

Ao meu orientador Luiz, pela confiança, a qual fez possível esta valiosa experiência, fundamentalmente, no aspecto humano; a minha família, apoio constante durante todo este tempo e, aos colegas e amigos do Pavilhão Marítimo e da “Casa Colombiana em Porto Alegre”.

Esta dissertação foi realizada com suporte financeiro da empresa Furnas Centrais Elétricas S.A. e do Instituto de Pesquisas Hidráulicas da Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

RESUMO

Estruturas hidráulicas como comportas planas verticais são usualmente encontradas em aproveitamentos hidrelétricos, canais de navegação e aquedutos para abastecimento ou irrigação. O projeto deste tipo de estruturas envolve, fundamentalmente, a determinação da magnitude das forças atuantes, tanto hidrostáticas como hidrodinâmicas. Neste sentido, problemas ocorridos como consequência da fadiga do material assim como de vibrações excessivas têm sido reportados em anos recentes.

O propósito desta dissertação é investigar o comportamento vibratório induzido pelo escoamento sobre um dispositivo elástico, representativo de uma comporta plana vertical com descarga de fundo, com diferentes geometrias de terminal inferior em contato com o escoamento e, baseados nos resultados obtidos, contribuir para o desenvolvimento dos critérios de projeto deste tipo de estruturas hidráulicas.

O comportamento vibratório do dispositivo, de dimensões aproximadas de 50 cm de largura x 80 cm de altura x 2 cm de espessura, submetido a diferentes configurações de escoamento em valores de abertura de descarga de 10, 20, 30 e 40 mm, foi obtido através de medições de aceleração instantânea no sentido do escoamento executadas por um acelerômetro com elemento sensível piezoelétrico. Cinco geometrias diferentes de terminal inferior em contato com o escoamento foram propostas para a realização dos estudos.

Os resultados experimentais correspondentes aos comportamentos da estrutura em vibração estão apresentados, na forma adimensional, em médias quadráticas e frequências predominantes nos espectros das acelerações. Geometrias “Ret”, “Ele” e “30d” mostraram ser mais suscetíveis à ocorrência de fenômenos de vibração induzida, com diferenças de até 3 a 4 vezes nos valores das médias quadráticas, nas situações de escoamento às quais a comporta foi submetida, quando comparadas com geometrias “60” e “30i”. Os valores de frequências de vibração induzida pelo escoamento, nas respectivas aberturas de descarga e geometrias de terminal inferior analisadas, corresponderam-se com os modos naturais de vibração livre em água. Estes valores foram, aproximadamente, entre 1,10 e 0,90 do valor da frequência natural em ar.

Conforme o observado, nota-se que a geometria do terminal em contato com o escoamento desempenha um papel de fundamental importância quando o objetivo a atingir é a diminuição da magnitude desses tipos de solicitações não desejadas.

ABSTRACT

EXPERIMENTAL STUDY OF FLOW-INDUCED VIBRATIONS ON VERTICAL GATE WITH UNDERFLOW

Hydraulic structures such as vertical gates are usually found in hydropower plants, navigation canals and aqueducts for water supply or irrigation. The design of this type of structures involves, basically, the determination of the magnitude of the hydrostatic and hydrodynamic loads, since problems have been reported in recent years as a consequence of the material fatigue as well as of excessive vibrations.

The purpose of this work is to investigate the behavior of flow induced vibrations on an elastic device representative of vertical gate with underflow, with different gate bottom lip shapes and, based on obtained results, contribute to the development of design criteria for these structures.

The vibratory behavior of the elastic device, of approximate dimensions of 50 cm of width x 80 cm of height x 2 cm of thickness submitted to different flow conditions in opening discharge values of 10, 20, 30 and 40 mm, was obtained through measurements of instantaneous acceleration in streamwise flow direction obtained with an accelerometer with piezoelectric sensible element. Five different gate bottom lips have been studied.

The experimental results corresponding to the behavior of the vibrating structure are presented as dimensionless RMS values of acceleration and predominant frequencies in the acceleration auto-spectral density functions. Bottom lips "Ret", "Ele" and "30d" have proved to be more susceptible to the occurrence of flow-induced vibrations, with differences up to 3 to 4 times in the RMS values of acceleration, under the flow conditions to which the gate was submitted, when compared with bottom lips "60" and "30i". The values of frequencies of flow-induced vibration in the respective openings of discharge and bottom lips analyzed, correspond to the natural frequency of free vibration in water. These values varied, approximately, between 1,10 and 0,90 of the value of the natural frequency in air.

It has been observed that the geometry of the gate bottom lip in contact with the flow plays an important role when the objective is the reduction of the magnitude of this kind of undesirable vibration load.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	III
RESUMO.....	IV
ABSTRACT	V
SUMÁRIO.....	VI
LISTA DE FIGURAS.....	VIII
LISTA DE TABELAS.....	XI
LISTA DE SÍMBOLOS.....	XII
LISTA DE ANEXOS	XVI
CAPÍTULO 1.....	1
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Apresentação	1
1.2. Relevância da Pesquisa.....	1
1.3. Objetivo Geral	2
1.4. Objetivos Específicos	2
CAPÍTULO 2.....	4
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1. Comportas.....	4
2.1.1. Breve Resenha (de acordo com Erbiste 1987).....	4
2.1.2. Classificação e Tipos de Comportas.....	5
2.1.3. Considerações Gerais de Projeto	7
2.2. Vibrações Mecânicas	9
2.2.1. Vibração Livre	9
2.2.2. Vibração Livre Amortecida	10
2.2.3. Vibrações Forçadas.....	12
2.2.4. Vibrações Auto-Excitadas	14
2.3. Vibrações Induzidas por Escoamentos	15
2.3.1. Excitação Induzida Externa	16
2.3.2. Excitação Induzida pela Instabilidade	16
2.3.3. Excitação Induzida pelo Movimento	18
2.3.4. Vibrações Induzidas em Comportas	19
2.3.5. Vibrações Verticais.....	25
2.3.6. Vibrações Horizontais	27
2.3.7. Influência da Geometria do Terminal.....	32
2.4. Massa Adicionada, Amortecimento Adicionado e Rigidez Adicionada	34
2.5. Modelagem Hidroelástica.....	39
2.5.1. Semelhança Hidráulica	39
2.5.2. Semelhança Elástica	41
2.5.3. Semelhança Hidroelástica.....	41
CAPÍTULO 3.....	43
3. INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL E METODOLOGIA	43
3.1. Instalação Experimental	43

3.1.1.	Canal de Ensaios.....	43
3.1.2.	Dispositivo Elástico	45
3.2.	Metodologia.....	49
3.2.1.	Aspectos Gerais dos Ensaios	49
3.2.2.	Medição dos Níveis Médios de Água.....	51
3.2.3.	Medição de Aceleração.....	52
3.2.3.1.	Aquisição e Tratamento de Dados.....	52
3.2.4.	Testes de Freqüências Naturais e Razão de Amortecimento.....	55
CAPÍTULO 4.....		56
4.	RESULTADOS EXPERIMENTAIS E ANÁLISE.....	56
4.1.	Considerações Iniciais	56
4.2.	Características Dinâmicas da Estrutura	56
4.2.1.	Freqüências Naturais	57
4.2.1.1.	Freqüências Naturais em Ar	60
4.2.1.2.	Freqüências Naturais em Água.....	61
4.2.2.	Razão de Amortecimento em Ar	63
4.3.	Vibração Induzida pelo Escoamento	65
4.3.1.	Características Gerais	65
4.3.2.	Modos de Vibração.....	68
4.3.2.1.	Geometria de Terminal “Ret”	69
4.3.2.2.	Geometria de Terminal “60”.....	71
4.3.2.3.	Geometria de Terminal “Ele”	73
4.3.2.4.	Geometria de Terminal “30d”.....	75
4.3.2.5.	Geometria de Terminal “30i”	76
4.3.3.	Influência da Abertura de Descarga	79
4.3.4.	Influência do Afogamento	80
4.3.5.	Massa Adicionada.....	82
CAPÍTULO 5.....		87
5.	CONCLUSÕES	87
5.1.	Características Dinâmicas da Estrutura	87
5.2.	Vibração Induzida pelo Escoamento	87
5.3.	Fontes de Excitação	88
5.4.	Perspectivas para Futuras Pesquisas.....	90
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		92
ANEXOS		96

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 Tipos de comportas (a-e, Sinniger 1989; f-g Erbiste 1987).....	6
Figura 2.2 Comporta segmento instalada no vertedouro da barragem “Folsom”, Califórnia, EUA. (Fonte: http://www.pbs.org/wgbh/buildingbig/wonder/structure/folsom.html).....	8
Figura 2.3 Sistema mola-massa.	9
Figura 2.4 Sistema mola-massa-amortecedor.....	10
Figura 2.5 Oscilação amortecida $\zeta < 1$ (Thomson 1978).	11
Figura 2.6 Sistema viscosamente amortecido excitado harmonicamente	12
Figura 2.7 Sistema massa-mola auto-excitado	14
Figura 2.8 Exemplo de EIE ocasionada pelo martelamento turbulento (“turbulent buffeting”) do escoamento de aproximação sobre o cilindro (adaptado de Naudascher 1986).....	16
Figura 2.9 Diferentes mecanismos de controle envolvendo uma realimentação (a) fluido-dinâmica, (b) fluido-ressonante e (c) corpo-ressonante ou fluido-elástica (adaptado de Naudascher 1986).....	17
Figura 2.10 Exemplos de excitação induzida pelo movimento (a) galope e (b) drapejamento (adaptado de Naudascher 1986).	18
Figura 2.11 Camada de cisalhamento que descola da fronteira sólida.....	20
Figura 2.12 Fontes de excitação de vibrações em comportas hidráulicas, escoamento da esquerda para a direita (Billeter 1998).	20
Figura 2.13 Mecanismos de excitação de vibração em uma comporta causados pela instabilidade da camada de cisalhamento, escoamento da esquerda para a direita (Billeter 2004)	22
Figura 2.14 Características gerais da resposta transversal de um prisma retangular para (a) e (b) intensidade da turbulência baixa e (c) alta, para dois valores de número de Scruton: (a) pequeno, (b) e (c) altos (Naudascher & Rockwell 1994).....	23
Figura 2.15 Máxima amplitude adimensionalizada em relação ao Número de Scruton (vibrações verticais, terminal retangular) (Naudascher & Rockwell 1994).....	24
Figura 2.16 (a) Faixas críticas de velocidades reduzidas para vibrações verticais (Thang 1990) (b) Resumo de diferentes autores.	25
Figura 2.17 (a) Foto da comporta vibrando, $s/e=1,2$ e $V_r=3,4$. (b) e (c) Padrão de vórtices e correspondente distribuição esquemática de pressões para uma comporta e um prisma, respectivamente, escoamento da esquerda para a direita (Naudascher & Rockwell 1994).	26
Figura 2.18 Velocidade de vibração em relação à velocidade reduzida, na faixa de aberturas da comporta $0,25 < s/e < 1,75$. (Jongeling 1989).	28
Figura 2.19 Distribuição esquemática de pressões correspondentes aos modos I, II e III, escoamento da esquerda para a direita. ($\dot{x} = máx$). (Jongeling 1989).....	28
Figura 2.20 Característica do escoamento instantâneo e distribuição qualitativa de pressões para valores de velocidades reduzidas diferentes durante a oscilação forçada na horizontal, $s/e = 0,65$, escoamento da esquerda para a direita ($\dot{x} = máx$) (Thang 1990)..	30

Figura 2.21 Distribuição qualitativa de pressões instantâneas caracterizando o início de vibrações horizontais e verticais, escoamento da esquerda para a direita (adaptado de Naudascher & Rockwell 1994)	31
Figura 2.22 Geometrias de terminais classificadas como estáveis ou instáveis sob o ponto de vista de suscetibilidade de vibrações verticais, escoamento da esquerda para a direita (Adaptado de Naudascher & Rockwell 1994).....	32
Figura 2.23 Geometrias de terminais classificadas como estáveis ou instáveis sob o ponto de vista de suscetibilidade de vibrações horizontais. (Adaptado de Naudascher & Rockwell 1994) – escoamento da esquerda para a direita.	33
Figura 3.1 Vista geral	43
Figura 3.2 Representação esquemática em planta do canal e do circuito de alimentação (sem escala, com medidas em metros)	44
Figura 3.3 (a) Vista geral do canal e (b) Comporta para ajuste de níveis.	45
Figura 3.4 Representação esquemática do dispositivo elástico. (sem escala e com medidas em milímetros)	46
Figura 3.5 Aspectos da vinculação elástica do dispositivo montado com molas de tração e barra comprimida.....	47
Figura 3.6 Diferentes geometrias de terminal inferior utilizadas na realização dos ensaios....	49
Figura 3.7 Fluxo de trabalho durante a realização dos ensaios. (hc= altura da comporta de controle a jusante do canal)	50
Figura 3.8 Ponta linimétrica similar à utilizada para a determinação dos níveis médios de água.....	51
Figura 3.9 Vistas do dispositivo elástico e do acelerômetro.	52
Figura 3.10 Fluxo de trabalho para o tratamento dos dados medidos.	54
Figura 4.1 Acelerações da comporta em ar em resposta a um pulso (terminal “60”, $s=20$ mm).	57
Figura 4.2 Valores representativos médios de frequência natural de vibração da comporta em função da abertura para as diferentes geometrias de terminal (tendência em linha tracejada).	59
Figura 4.3 Acelerações da comporta em ar em resposta a um pulso (terminal “60”, $s=20$ m (a) registro temporal e (b) densidade espectral das acelerações.....	60
Figura 4.4 Acelerações da comporta em água em resposta a um pulso (terminal “60”, $s=20$ m (a) registro temporal e (b) densidade espectral das acelerações.....	62
Figura 4.5 Valores médios do número de Scruton (em ar) em relação à abertura de descarga para os diferentes terminais (linhas apenas para visualização).	64
Figura 4.6 Funções de densidade espectral. Geometria de terminal “Ret”, $s=10$ mm, $N_j \approx 13$ cm, $\Delta H = 10,03$ cm —; 20,54 cm — e 31,04 cm —.....	66
Figura 4.7 Funções de densidade espectral. Geometria de terminal “60”, $s=10$ mm, $N_j \approx 15$ cm, $\Delta H = 9,68$ cm — ;20,73 cm — e 32,64 cm —.	67
Figura 4.8 Valores de a_{rms} adimensional em relação à velocidade reduzida, $s/e=0,5; 1,0; 1,5$ e 2,0. Geometria de terminal “Ret” (linha apenas para indicação de envoltória).....	70
Figura 4.9 Valores de a_{rms} adimensional em relação à velocidade reduzida, $s/e=0,5; 1,0; 1,5$ e 2,0. Geometria de terminal “60” (linha apenas para indicação de envoltória).....	72

Figura 4.10 Representação esquemática do descolamento do escoamento para a geometria “60”	72
Figura 4.11 Valores de a_{rms} adimensional em relação à velocidade reduzida, $s/e=0,5; 1,0; 1,5$ e $2,0$. Geometria de terminal “Ele” (linha apenas para indicação de envoltória).	73
Figura 4.12 Distribuição qualitativa de pressões, geometria “Ret” e “Ele” (hachurada) superpostas, ($\dot{x} = máx$) (a) $V_r=3,0$ e (b) $V_r=1,5$. Adaptado de Thang (1990)	74
Figura 4.13 Representação esquemática do descolamento do escoamento (da direita para a esquerda), geometria “Ele”	75
Figura 4.14 Valores de a_{rms} adimensional em relação à velocidade reduzida, $s/e=0,5; 1,0; 1,5$ e $2,0$. Geometria de terminal “30d” (linha apenas para indicação de envoltória).	75
Figura 4.15 Representação esquemática do descolamento do fluxo, geometria “30d”	76
Figura 4.16 Valores de a_{rms} adimensional em relação à velocidade reduzida, $s/e=0,5; 1,0; 1,5$ e $2,0$. Geometria de terminal “30i” (linha apenas para indicação de envoltória).	77
Figura 4.17 Representação esquemática do descolamento do fluxo, geometria “30i”	77
Figura 4.18 Envoltórias dos valores de a_{rms} adimensional em relação à velocidade reduzida para todas as geometrias de terminal inferior: $s/e=0,5; 1,0; 1,5$ e $2,0$	78
Figura 4.19 Valores máximos de a_{rms} adimensional em relação à razão de aberturas s/e para todas as geometrias de terminal inferior (linha de tendência apenas para visualização).	79
Figura 4.20 Valores de a_{rms} adimensional em relação à velocidade reduzida, descarga não afogada, $s/e=0,5; 1,0; 1,5$ e $2,0$. Geometrias de terminal “Ret”, “30d” e “Ele”.	81
Figura 4.21 Valores de a_{rms} adimensional em relação à velocidade reduzida, descarga não afogada, $s/e=0,5; 1,0; 1,5$ e $2,0$. Geometrias de terminal “60” e “30i”	81
Figura 4.22 Representação esquemática do descolamento do fluxo na situação de descarga não afogada. Geometria “Ret”	82
Figura 4.23 Valores da razão de frequências em relação a C_s	83
Figura 4.24 Massa adicionada (m') adimensional em relação à condição de submergência (C_s) (linhas de tendência para visualização)	84
Figura 4.25 Coeficiente de massa adicionada ($C_{m'}$) em relação a número de Froude básico (F).	85
Figura 5.1 Representação esquemática das configurações típicas de escoamento para (a) condição de descarga livre e (b) condição de descarga afogada (escoamento da esquerda para a direita).	88
Figura 5.2 Resumo dos comportamentos vibratórios da comporta considerando a relação entre aceleração adimensional e velocidade reduzida, para razões de aberturas $s/e=0,5; 1,0; 1,5$ e $2,0$	89
Figura 5.3 Representação esquemática das fontes de excitação intervenientes no processo vibratório da comporta (escoamento da esquerda para a direita).	90

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 Descrição das fontes de excitação, de acordo com Billeter (1998).	20
Tabela 2.2 Valores de razão de frequência de vibrações horizontais em comportas por diferentes autores.	37
Tabela 4.1 Valores médios representativos de frequência natural em ar de vibração da comporta	58
Tabela 4.2 Resumo das frequências naturais de vibração livre da comporta em ar e em água.	62
Tabela 4.3 Valores médios representativos de razão de amortecimento (em ar) da vibração da comporta nos testes de pulso.	63

LISTA DE SÍMBOLOS

a	raio da seção transversal do cilindro $[L]$
a^*	distância na vertical entres os pontos de descolamento e incidência $[L]$
a	aceleração da comporta $[LT^{-2}]$
a_{rms}	média quadrática das acelerações (“ <i>root mean square</i> ”) $[LT^{-2}]$
C_m	coeficiente de massa adicionada $[-]$
C_s	coeficiente de submergência $[-]$
c	constante de amortecimento viscoso $[MT^{-1}]$
c'	amortecimento adicionado $[MT^{-1}]$
$c_c = 2m\omega_n$	amortecimento crítico $[MT^{-1}]$
c^*	coeficiente da força de excitação induzida pelo movimento $[MT^{-1}]$
d	espessura do prisma $[L]$
E	módulo de elasticidade $[ML^{-1}T^{-2}]$
e	espessura da placa $[L]$
e'	distância na horizontal entre o ponto de descolamento e incidência $[L]$
F_r	número de Froude $[-]$
$F(t) = c^* \dot{x}$	força de excitação induzida pelo movimento $[MLT^{-2}]$
F_o	amplitude da força de excitação periódica $[MLT^{-2}]$
$F = \omega \sqrt{\frac{Nm - s}{g}}$	número de Froude básico $[-]$
F_w	força de excitação exercida pelo escoamento $[MLT^{-2}]$
f_0	freqüência de formação e desprendimento de vórtices $[T^{-1}]$

f_r	freqüência de ressonância [T^{-1}]
f	freqüência de vibração induzida [T^{-1}]
f_n	freqüência natural de vibração [T^{-1}]
g	aceleração da gravidade, 9,81 m/s ² [LT^{-2}]
k	rigidez [MT^{-2}]
k'	rigidez adicionada [MT^{-2}]
L	comprimento [L]
l	largura da placa [L]
m	massa [M]
m'	massa adicionada [M]
m_r	razão de massa [-]
N_j	nível médio de água a jusante da placa [L]
N_m	nível médio de água a montante da placa [L]
P	pressão [$ML^{-1}T^{-2}$]
R_e	número de Reynolds [-]
S_c	número de Scruton [-]
Sh_e	número de Strouhal [-]
s	abertura de descarga [L]
T	tempo de registro das amostras [T]
t	tempo [T]
V_c	velocidade de convecção [LT^{-1}]
V	velocidade de referência [LT^{-1}]

V_r	velocidade reduzida [-]
X	amplitude de vibração [L]
x	posição na direção “x” [L]
$\dot{x} = dx/dt$	velocidade na direção “x” [LT^{-1}]
$\ddot{x} = d^2x/dt^2$	aceleração na direção “x” [LT^{-2}]
x_{rms}	média quadrática dos deslocamentos [L]
y	posição na direção “y” [L]

Símbolos Gregos

β_w	largura da banda [T^{-1}]
ΔH	diferença de níveis [L]
$\delta \cong 2\pi\zeta$	decremento logarítmico [-]
ε	deformação específica [-]
ε_r	erro padrão na estimativa das funções de densidade espectral
ε'	número entre [-1,1] [-]
$\zeta = c/c_c$	razão de amortecimento [-]
λ_i	relação adimensional: dimensão do protótipo/dimensão do modelo [-]
λ	comprimento de onda [L]
ρ	massa específica do fluido [ML^{-3}]
ν	viscosidade cinemática do fluido [L^2T^{-1}]
σ	tensão [$ML^{-1}T^{-2}$]
τ	período de tempo de uma oscilação completa [T]

ϕ, ϕ^* ângulos de fase

ω frequência angular $[T^{-1}]$

$\omega_n = \sqrt{k/m}$ frequência angular de vibração livre $[T^{-1}]$

ω_d frequência angular de vibração amortecida $[T^{-1}]$

LISTA DE ANEXOS

A 1. Instrumental Utilizado	96
A 2. Avaliação de Erros das Medições.....	98
A 3. Características Elásticas das Molas	99
A 4. Características dos Ensaios.....	100

CAPÍTULO 1

1. INTRODUÇÃO

1.1. Apresentação

Estruturas hidráulicas como comportas são utilizadas com os mais diferentes propósitos. Usualmente são empregadas em diversos tipos de obras, citando como exemplo estruturas auxiliares de aproveitamentos hidrelétricos, canais de navegação e aquedutos para abastecimento ou irrigação, entre outras.

Escoamentos em torno de estruturas, em função das características dinâmicas do conjunto e das condições do fluxo, podem ser fontes de vibrações excessivas, que provoquem tanto deformações não desejadas como o comprometimento da sua estabilidade global.

Desta maneira, o estudo de vibrações induzidas por ação de escoamentos sobre estruturas como comportas hidráulicas se apresenta como um tema de relevante importância, levando em consideração não só a possibilidade de colapso estrutural, para o que podem contribuir, mas também, visando a operação normal de todas as peças que constituem o conjunto.

1.2. Relevância da Pesquisa

O desenvolvimento da ciência no sentido do projeto racional das estruturas, assim como o surgimento de novos materiais, fez com que os projetistas empregassem os mesmos em seus limites de aplicação, tornando as estruturas progressivamente mais leves, mais flexíveis e, portanto, mais sujeitas à vibração.

O escoamento em torno de estruturas não é um problema menor, especialmente quando envolvido em aplicações industriais. Seus efeitos bem podem contribuir ao comprometimento tanto da estabilidade estrutural como do funcionamento normal do conjunto causando, desta maneira, perdas milionárias em somas de dinheiro. Neste sentido, problemas com comportas hidráulicas, ocorridos como consequência da fadiga do material assim como de vibrações excessivas, têm sido reportados em anos recentes.

Apesar do mencionado anteriormente e da importância crescente quanto à consideração deste tipo de solicitações, estudos de vibrações induzidas por ação de escoamentos sobre comportas não existem em grande número. Causas possíveis são a

diversidade de fenômenos e variáveis envolvidos na interação fluido-estrutura e a dificuldade existente quanto à modelagem hidroelástica que estes tipos de estudos requerem.

Além da pequena quantidade de bibliografia disponível, quando este tema é comparado com outros de importância semelhante na utilização de obras hidráulicas, observa-se certa falta de uniformidade quanto à descrição deste tipo de fenômeno pelos diversos autores. Por outro lado, a diferença óbvia entre os distintos modelos, dispositivos, metodologias e instrumentação utilizados faz com que a análise quantitativa de resultados entre os diferentes estudos apresente, de fato, muitas incertezas.

Em consequência, e devido à complexidade do tema, não existem critérios gerais bem definidos a respeito do comportamento e do projeto deste tipo de estrutura quando submetida às referidas solicitações.

A proposta deste estudo visa, em certa medida, contribuir para atenuar a falha antes referida e estabelecer um ponto de partida para futuras pesquisas no campo da hidroelasticidade a serem desenvolvidas no Instituto de Pesquisas Hidráulicas da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, sempre que possível em parceria com a indústria usuária dos resultados obtidos.

1.3. Objetivo Geral

Motivados pelo contexto resumido anteriormente, o objetivo geral do presente trabalho consiste em uma análise comparativa entre comportamentos vibratórios induzidos pelo escoamento sobre um dispositivo elástico, representativo de uma comporta plana vertical com descarga de fundo, com diferentes geometrias de terminal inferior em contato com o escoamento.

1.4. Objetivos Específicos

Para atingir o objetivo principal deste trabalho de pesquisa, uma série de objetivos específicos, descritos a seguir, deverão ser alcançados:

- Determinação das características dinâmicas do dispositivo elástico utilizado, em situações tanto de vibração livre como induzida pelo escoamento.

- ✓ Freqüências naturais de vibração livre em ar e em água.
 - ✓ Grau de amortecimento presente no sistema.
 - ✓ Freqüências de vibração induzida.
 - ✓ Massa adicionada durante o processo vibratório.
- Caracterização dos comportamentos vibratórios induzidos sobre o dispositivo, correspondentes às diferentes geometrias de terminal inferior a serem estudadas, em função das condições de escoamento às quais será submetido.
 - ✓ Diferença de níveis de água em torno da comporta.
 - ✓ Abertura para a passagem de descargas.
 - ✓ Afogamento da descarga.

De maneira a complementar, em certa forma, o estudo de causas e efeitos a que a estrutura está submetida, será buscada a identificação das principais fontes de excitação presentes, responsáveis pelo processo vibratório.

CAPÍTULO 2

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Comportas

2.1.1. Breve Resenha (de acordo com Erbiste 1987)

É bem conhecido que desde tempos remotos os recursos hídricos são aproveitados pelo homem para os mais diversos fins. Então, a água já era represada por pequenas barragens e encaminhada até o lugar de sua utilização por meio de canais. Durante as épocas de chuvas intensas, a água excedente era descarregada por cima da barragem. Em uma evolução natural, foram construídas barreiras móveis (i.e. comportas) que podiam ser removidas de sua posição de represamento para dar passagem à água em excesso permitindo maior segurança e flexibilidade de operação às obras hidráulicas.

As primeiras comportas datam, aproximadamente, do ano 1000 d.C., construídas na China e utilizadas como porta de eclusas nos canais de navegação. As mesmas eram formadas por um par de pilares de pedra sulcados ao longo da altura e fixados em ambos lados do canal, tendo nos sulcos troncos de árvore colocados horizontalmente. Estes retinham a água no nível mais alto e era possível movimentá-los com ajuda de cordas. Mais tarde, os troncos passaram a ser unidos formando uma barreira única, semelhante às comportas atuais, que podia ser levantada ou baixada como a lâmina de uma guilhotina. O desenvolvimento deste tipo de estruturas na Holanda seguiu um padrão bastante semelhante. No final do século 14, aproximadamente, as eclusas eram bastante comuns no citado país.

Com a necessidade de construir comportas cada vez maiores, em meados do século 19 surgem as primeiras comportas metálicas. A mais antiga aplicação conhecida de uma comporta segmento é a ocorrida no rio Sena, na França, no ano 1853. Sobre o final do mesmo e começo do século 20, se desenvolvem, principalmente na Alemanha, nos Estados Unidos da América e na Holanda, os diferentes tipos de comportas encontradas na atualidade. No Brasil, no ano 1924 foram instaladas três comportas tipo setor na Usina Hidrelétrica Ilha dos Pombos, no rio Paraíba, com 45 metros de vão e 7,4 metros de altura, um recorde de área represada para uma comporta de seu tipo.

2.1.2. Classificação e Tipos de Comportas

Entre os mais diversos fins para estes tipos de estruturas, podemos referir como principais: o controle de níveis, a regulação de vazões e a proteção e manutenção de equipamentos, sendo usualmente utilizadas em: portas de eclusas em canais artificiais e naturais, tomadas de água para usinas hidrelétricas ou abastecimento e em cristas e descargas de fundo de vertedouros, entre outros. Dependendo das suas características principais, segundo Erbiste (1987), as comportas podem ser agrupadas ou classificadas da seguinte maneira:

Quanto à *função*:

- *de serviço*, geralmente utilizadas para regulação permanente de vazões e níveis de água. São exemplos deste tipo: comportas em cristas e descargas de fundo de vertedouros e comportas de eclusas.
- *de emergência*, são utilizadas esporadicamente para interromper o fluxo de água em condutos ou canais. São consideradas comportas de emergência, entre outras: comportas instaladas a montante e/ou jusante de válvulas de serviço de condutos forçados, comportas instaladas a montante de comportas de serviço em cristas e descargas de fundo de vertedouros.

Quanto à *movimentação*:

- *de translação*, deslizantes: tipo gaveta, ensecadeira e cilíndrica; ou rolantes: tipo vagão e lagarta.
- *de rotação*, basculante, mitra, segmento, setor, tambor, telhado e visor.
- *de translo-rotação*, rolante.

Quanto à *descarga*:

- *por cima*, tipos basculantes, setor, telhado e tambor; na operação de abertura movimentam-se para baixo em torno do eixo de articulação situado na soleira.
- *por baixo*, desloca-se para cima, tipo gaveta, lagarta, rolante, segmento, vagão e visor.

Quanto à *forma do paramento*:

- *planas*, utilizadas usualmente em descargas de fundo e como comportas de emergência, podem ser referidas: gaveta, lagarta, vagão, telhado e ensecadeira.

- *radiais*, se destacam dentro destas as comportas segmento e setor, geralmente utilizadas em cristas de vertedouros e em canais, também correspondem a este tipo as comportas tambor, visor, cilíndrica e rolante.

Podem ser observados na figura seguinte alguns desenhos esquemáticos correspondentes a diferentes tipos de comportas.

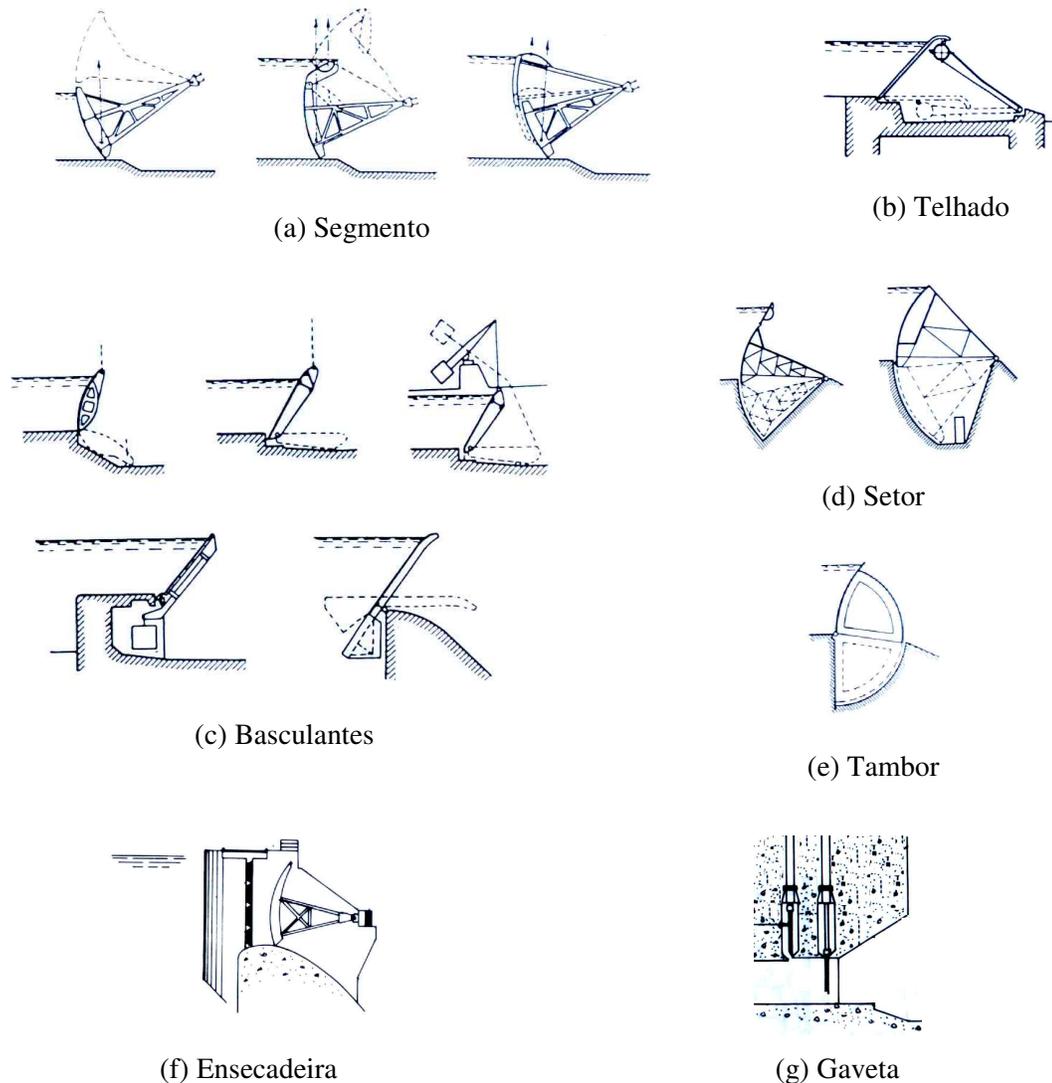


Figura 2.1 Tipos de comportas (a-e, Sinniger 1989; f-g Erbiste 1987)

Projetos destes tipos de estruturas sobre cristas de vertedouros tendem, em quase toda sua totalidade, a favor de comportas segmento ou setor. Conforme Estados Unidos. Army. Corps of Engineers (1990) uma razão para este fato é o baixo custo inicial e a manutenção mais fácil requerida. Não obstante as comportas planas sejam utilizadas também, em especial quando a crista do vertedouro requer um comprimento de pilar menor, estas últimas têm a sua utilidade mais restrita, na maioria das barragens, ao controle da descarga de fundo.

2.1.3. Considerações Gerais de Projeto

O projeto deste tipo de estruturas envolve, fundamentalmente, a determinação da magnitude das forças atuantes, tanto hidrostáticas como hidrodinâmicas, o projeto do sistema de operação e de vedações, como também das ranhuras e do terminal em contato com o fluxo, visando assim evitar possíveis problemas causados por cavitação e minimizar os efeitos das forças induzidas pelo escoamento, respectivamente (Estados Unidos. Army. Corps of Engineers 1990).

Forças hidrostáticas: determinadas de acordo com os níveis de água, fixados segundo a operação do reservatório ou canal onde a comporta se localize, com o líquido totalmente em repouso. Como exemplo, comportas segmento instaladas no vertedouro da usina hidrelétrica (UHE) de Itaipu suportam, cada uma delas, uma carga hidrostática de componente horizontal de 43,4 MN (Erbiste 1987).

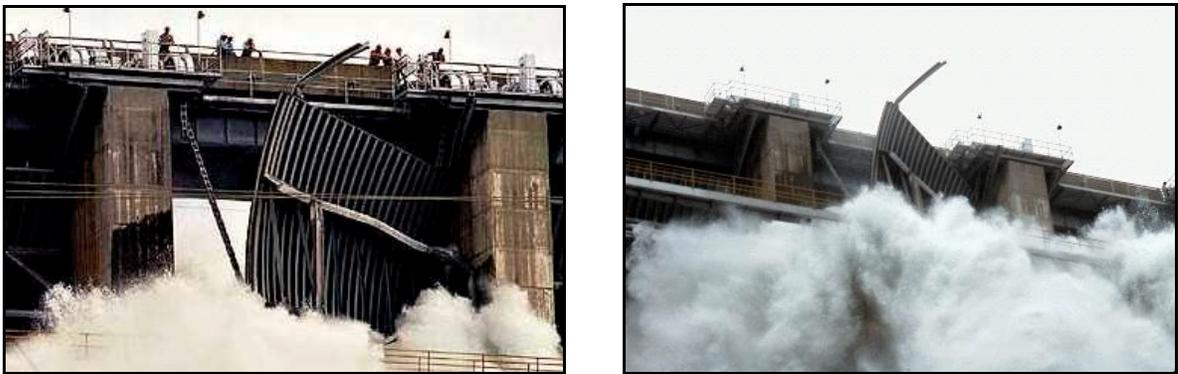
Forças hidrodinâmicas: em regime de escoamento, altas velocidades de descarga incrementam as forças de abaixamento (“*downpull*”) e de levantamento (“*uplift*”) atuantes sobre a comporta. Conforme Murray & Simmons (1967), as primeiras se acentuam em faixas de aberturas menores, enquanto que as últimas a partir de valores de, aproximadamente, 80% da abertura. Por outro lado, fenômenos de vibrações induzidas, os quais trataremos com maior detalhamento em capítulos a seguir, ocorrem devidos a forças induzidas pelo escoamento e são críticos em faixas de aberturas relativamente reduzidas. Não obstante, as magnitudes destes fenômenos dependem, entre outros parâmetros, da geometria do terminal em contato com o escoamento e, uma simples mudança no traçado de sua geometria, pode reduzi-los significativamente.

Acompanhando a trajetória dos esforços, estes serão transmitidos ao concreto através dos munhões da articulação, no caso de comportas radiais e, por meio dos caminhos de rolamento ou de deslizamento em comportas planas influenciando, portanto, diretamente no projeto das peças fixas.

A maioria dos problemas neste tipo de estrutura hidráulica tem ocorrido como resultado da fadiga do material a qual provoca, finalmente, a fratura dos principais membros estruturais (Estados Unidos. Army. Corps of Engineers 1997). Neste sentido é de relevante importância um projeto otimizado destas estruturas visando evitar ou reduzir este tipo de solicitação não desejadas.

Problemas ocasionados por vibrações induzidas pelo escoamento neste tipo de estrutura foram reportados em comportas planas verticais instaladas na crista do vertedouro da barragem “Bonneville” nos EUA, os quais foram mitigados redesenhando a geometria do terminal inferior (Estados Unidos. Army. Corps of Engineers 1990). O autor desta dissertação tem informações sobre a saída de operação de uma comporta de controle da descarga de fundo do vertedouro da barragem “Piedra del Águila” na Argentina, devido a vibrações excessivas que tiveram lugar em faixas de aberturas reduzidas.

Visando ilustração, pode se observar pela Figura 2.2 o colapso de uma das oito comportas segmento instaladas na crista do vertedouro da barragem “Folsom” na Califórnia, EUA, no dia 17 de julho de 1995.



*Figura 2.2 Comporta segmento instalada no vertedouro da barragem “Folsom”, Califórnia, EUA.
(Fonte: <http://www.pbs.org/wgbh/buildingbig/wonder/structure/folsom.html>).*

Fenômenos de vibração induzida contribuíram (Anami & Ishii 2001, apud Anami et al. 2004) ao processo que finalmente derivou no colapso estrutural de um total de três comportas ocasionando, a jusante da barragem, uma enchente artificial que provocou sérios danos. O custo da reparação, que consistiu na colocação de novas comportas, instalação de sistemas de refrigeração nas articulações e demais obras complementares, foi de, aproximadamente, 20 milhões de dólares americanos.

Analisando o referido nestes últimos parágrafos, é possível afirmar que temos evidência considerável quanto à ocorrência de vibrações induzidas neste tipo de estruturas. Conseqüentemente, o citado fenômeno constitui um elemento importante para o projeto de comportas hidráulicas e, portanto, é essencial o melhor entendimento possível de suas características mais relevantes. Neste sentido é que esta revisão está orientada em sua seqüência e, para tal fim, os parágrafos seguintes introduzirão o tema das vibrações mecânicas para, a seguir, abordar o fenômeno de vibrações induzidas, principalmente em estruturas como comportas hidráulicas.

2.2. Vibrações Mecânicas

O conteúdo dos seguintes parágrafos objetiva introduzir o estudo de vibrações através de um resumo referente ao equacionamento básico de oscilações mecânicas assim como à correspondente descrição de seus parâmetros mais relevantes, embora o trabalho não trate da modelação matemática dos processos envolvidos.

Os sistemas oscilatórios podem ser, de um modo geral, caracterizados como lineares e não lineares. Para os primeiros, prevalece o princípio de superposição de efeitos e estão bem desenvolvidos os métodos matemáticos disponíveis para seu estudo. Ao contrário, são bem menos conhecidos e de difícil aplicação os métodos para análises de sistemas não lineares. (Thomson 1978).

Geralmente existem duas classes de vibrações: a livre e a forçada. A vibração livre ocorre quando o sistema oscila sob a ação de forças que lhe são inerentes e na ausência de qualquer outra força externa. Neste caso, o sistema poderá vibrar com uma ou mais de suas frequências naturais.

A vibração forçada ocorre sob a excitação de forças externas e quando a excitação é oscilatória, em caso de sistemas lineares, o sistema é obrigado a vibrar na frequência de excitação.

2.2.1. Vibração Livre

A equação diferencial do movimento da massa m , mostrada na Figura 2.3, de acordo com a segunda lei de Newton e sendo k a rigidez da mola, pode ser expressa da seguinte maneira:

$$2.1 \quad m\ddot{x} + kx = 0.$$

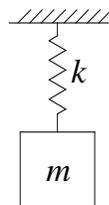


Figura 2.3 Sistema mola-massa.

Neste sentido e definindo frequência angular de vibração livre como $\omega_n = \sqrt{k/m}$, podemos reformular a equação anterior como segue:

$$2.2 \quad \ddot{x} + \omega_n^2 x = 0.$$

A solução para esta equação diferencial linear de segunda ordem é a equação de uma oscilação harmônica e pode ser expressa da seguinte forma:

$$2.3 \quad x = X \operatorname{sen}(\omega_n t + \phi),$$

onde X é a amplitude de vibração e ϕ o ângulo de fase inicial, ambas obtidas de condições iniciais. A frequência natural de vibração do sistema é referida como:

$$2.4 \quad f_n = \frac{1}{2\pi} \omega_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}.$$

2.2.2. Vibração Livre Amortecida

A equação diferencial do movimento da massa m mostrada na Figura 2.4, pode ser escrita da seguinte forma:

$$2.5 \quad m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0,$$

onde c é a constante de amortecimento viscoso e k a rigidez da mola. A solução para a equação anterior, com as constantes A e B dependendo das condições iniciais, pode ser expressa da seguinte forma:

$$2.6 \quad x = e^{-(c/2m)t} \left(A e^{\sqrt{(c/2m)^2 - k/m}t} + B e^{-\sqrt{(c/2m)^2 - k/m}t} \right).$$

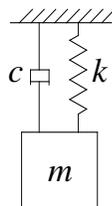


Figura 2.4 Sistema mola-massa-amortecedor.

Considerando o sinal do radical dos termos entre parênteses podemos dizer que, quando o radical é positivo a vibração é superamortecida e, neste caso, não existe oscilação alguma; quando é negativo considera-se subamortecida e, no caso de ser zero, o amortecimento é crítico. Desta maneira, o valor da constante de amortecimento c que reduz a zero o radical da equação 2.6 é $c_c = 2m\omega_n$, e chamaremos este de amortecimento crítico.

Em termos práticos o interesse aqui está orientado para o caso de oscilações subamortecidas ($\zeta < 1$). Neste caso, a equação 2.6 pode ser escrita da seguinte forma:

$$2.7 \quad x = X e^{-\zeta \omega_n t} \text{sen}(\sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n t + \phi),$$

sendo X e ϕ constantes calculadas a partir das condições iniciais e definindo como razão de amortecimento ζ , à relação entre o coeficiente de amortecimento viscoso e o amortecimento crítico.

$$2.8 \quad \zeta = c/c_c .$$

Da expressão 2.7, a frequência angular de vibração amortecida se define como:

$$2.9 \quad \omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} .$$

Na Figura 2.5 pode se observar a natureza geral do movimento oscilatório amortecido.

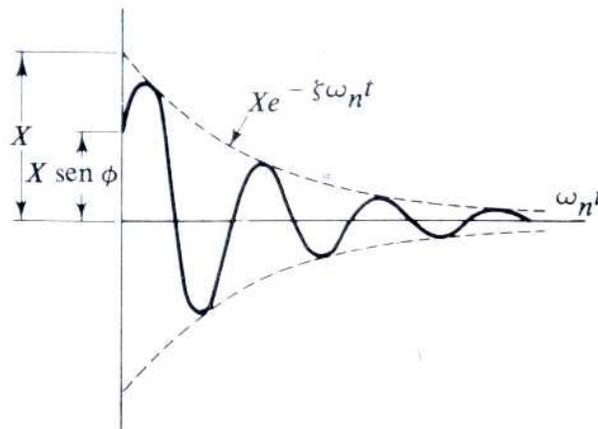


Figura 2.5 Oscilação amortecida $\zeta < 1$ (Thomson 1978).

Para determinar o grau de amortecimento presente em um sistema, uma medida da taxa de decréscimo da amplitude, ao final de um ciclo de oscilação, é um meio conveniente (Meirovitch 2001). Introduzindo agora uma definição que nos permitirá avaliar a razão de amortecimento do dispositivo utilizado neste estudo, chamaremos de decremento logarítmico ao logaritmo natural da relação entre as amplitudes de dois picos consecutivos. A expressão é,

$$2.10 \quad \delta = \ln \frac{x_i}{x_{i+1}} = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} .$$

Não obstante, quando $\zeta \ll 1$, obtém-se uma expressão aproximada ao igualar o denominador da expressão anterior à unidade, sendo a seguinte:

$$2.11 \quad \delta \cong 2\pi\zeta .$$

Para valores de razão de amortecimento até 0,35 (35%) os erros cometidos podem ser desconsiderados (Thomson 1978).

2.2.3. Vibrações Forçadas

Considerando um sistema como o indicado na Figura 2.6, o qual possui um grau de liberdade e é excitado por uma força periódica $F_o \text{sen}(\omega t)$, a equação diferencial do movimento pode ser expressa da seguinte maneira:

$$2.12 \quad m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_o \text{sen}(\omega t) .$$

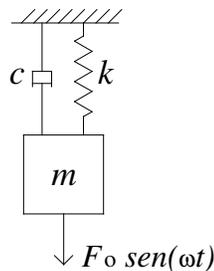


Figura 2.6 Sistema viscosamente amortecido excitado harmonicamente .

Desta maneira e supondo que $\zeta < 1$, a solução geral da equação homogênea é idêntica à equação 2.7 vista anteriormente.

$$2.13 \quad x_h = X e^{-\zeta \omega_n t} \text{sen}(\sqrt{1-\zeta^2} \omega_n t + \phi)$$

A solução particular da equação diferencial 2.12, lembrando que ω_n é a freqüência angular de oscilação livre e ζ a razão de amortecimento, pode se escrever como:

$$2.14 \quad x_p = \frac{F_o/k}{\sqrt{[1-(\omega/\omega_n)^2]^2 + (2\zeta)^2(\omega/\omega_n)^2}} \text{sen}(\omega t + \phi^*),$$

onde

$$2.15 \quad \text{tg } \phi^* = -\frac{2\zeta(\omega/\omega_n)}{1-(\omega/\omega_n)^2}.$$

As equações anteriores, 2.14 e 2.15, indicam que tanto a amplitude como o ângulo de fase são funções da razão de freqüências ω/ω_n e da razão de amortecimento. As máximas amplitudes ocorrem em valores de razões de amortecimentos baixos ($\zeta \ll 1$) e quando a razão entre freqüências se aproxima à unidade, conseqüentemente o fenômeno de ressonância tem lugar e a freqüência da força de excitação coincide com a freqüência natural de vibração do sistema.

Resumindo, a equação diferencial e sua solução completa são expressas da seguinte forma, incluindo o termo transiente:

$$2.16 \quad x = \frac{F_o}{k} \frac{\text{sen}(\omega t + \phi^*)}{\sqrt{[1-(\omega/\omega_n)^2]^2 + [2\zeta\omega/\omega_n]^2}} + A e^{-\zeta \omega_n t} \text{sen}(\sqrt{1-\zeta^2} \omega_n t + \phi).$$

O segundo termo da soma do membro da direita da igualdade representa as oscilações amortecidas e, portanto, dentro de um certo tempo, o primeiro termo adquire o valor principal que determina as oscilações forçadas.

2.2.4. Vibrações Auto-Excitadas

As vibrações auto-excitadas diferenciam-se das anteriores pela presença de uma fonte da qual o oscilador se abastece de energia durante cada ciclo de seu movimento livre. No exemplo da Figura 2.7, a força de excitação induzida pelo movimento, a qual decresce com o incremento da velocidade relativa, pode ser aproximada através da expressão $F(t) = c \cdot \dot{x}$ (Naudascher & Rockwell 1994). Desta maneira, a equação de movimento referida à posição de equilíbrio correspondente a um sistema não amortecido pode ser escrita como segue:

$$2.17 \quad m\ddot{x} - c \cdot \dot{x} + kx = 0$$

Comparando esta última com a expressão 2.5, podemos observar que a mesma equaciona a vibração livre de um sistema amortecido negativamente. Conseqüentemente, sua solução é idêntica à equação 2.7 apenas com a diferença que a razão de amortecimento ζ é negativa, motivo pelo qual as amplitudes crescem exponencialmente. A frequência angular de oscilação, portanto, coincide com a expressão 2.9.

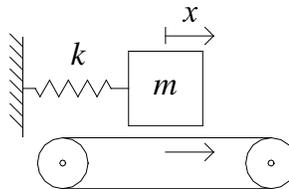


Figura 2.7 Sistema massa-mola auto-excitado

2.3. Vibrações Induzidas por Escoamentos

Uma razão simples à ocorrência deste tipo de fenômeno em estruturas, pode-se dizer sem equívoco, é que todos os corpos dotados de uma certa massa e elasticidade, quando submetidos a uma força, ou de outra maneira acelerados, são capazes de experimentar vibrações. Portanto, a maior parte das estruturas que nos rodeiam está sujeita a um certo grau relativo de vibração (Thomson 1978).

Desta maneira, escoamentos em torno de estruturas poderão induzir, através das forças hidrodinâmicas exercidas por eles sobre as mesmas, vibrações que possam provocar tanto deformações não desejadas, que comprometam o correto funcionamento da estrutura, como vibrações excessivas capazes de levar o sistema ao colapso estrutural.

Uma dificuldade que apresenta o estudo deste tipo de fenômeno é a falta de uniformidade de critérios quanto à sua classificação e descrição. Uma causa possível é, provavelmente, a diversidade de disciplinas que abordam o tratamento do tema, tais como a hidráulica, a mecânica, ou a aeronáutica por exemplo. Naudascher & Rockwell (1994) fazem esta citação ainda na introdução de sua obra, a qual é considerada como referência a todo aquele que se inicia no estudo deste tema.

Visando partir de um ponto de vista unificado estes autores propõem a definição dos elementos básicos para o estudo de vibrações induzidas pelo escoamento, sendo os seguintes:

1. *Corpos osciladores,*
2. *Fluidos osciladores, e*
3. *Fontes de excitação.*

Um *corpo oscilador* consiste, basicamente, de uma estrutura rígida ou parte dela, a qual esteja vinculada elasticamente e possa sofrer deslocamentos livres, tanto angulares como lineares ou, de uma estrutura ou parte dela, a qual seja capaz de experimentar deformações enquanto fosse solicitada.

Um *fluido oscilador* consiste, geralmente, de uma massa de fluido a qual pode sofrer oscilações usualmente governadas pela gravidade ou pela compressibilidade do fluido. Cabe destacar que no escoamento de um fluido podem coexistir vários *fluidos osciladores*, pelo que, uma vez excitados, é possível que possam amplificar a vibração do *corpo oscilador* se uma das suas frequências naturais se acopla ou se acha em ressonância com a frequência de vibração do *corpo oscilador*.

Quanto às *fontes de excitação* destes fenômenos os mesmos autores consideram três tipos básicos diferentes, denominados Excitação Induzida Externa, pela Instabilidade e pelo Movimento, descritos a seguir. Entretanto, é importante salientar a dificuldade citada quanto à identificação das mesmas e à possibilidade de atuação tanto individualmente como em combinação.

2.3.1. Excitação Induzida Externa

A *excitação induzida externa (EIE, “Extraneous Induced Excitation”)* é causada pelas flutuações nas grandezas do escoamento como velocidade e pressão, as quais são independentes tanto de qualquer instabilidade do escoamento provocada pela estrutura considerada como de movimentos estruturais. Exemplo típico de EIE é a excitação devida à turbulência do escoamento. Na Figura 2.8 ilustra-se o martelamento (“*buffeting*”) sobre um cilindro ocasionado pela turbulência do escoamento de aproximação. Neste caso, a força é fundamentalmente aleatória mas pode ser periódica também. Como exemplo pode ser citada a excitação induzida pelo desprendimento de vórtices a partir de uma estrutura a montante da considerada.

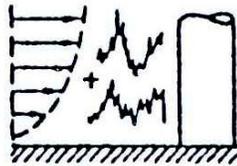


Figura 2.8 Exemplo de EIE ocasionada pelo martelamento turbulento (“*turbulent buffeting*”) do escoamento de aproximação sobre o cilindro (adaptado de Naudascher 1986).

2.3.2. Excitação Induzida pela Instabilidade

A *excitação induzida pela instabilidade (IIE, “Instability Induced Excitation”)* é devida a condições de instabilidade inerentes ou próprias ao escoamento provocadas pela estrutura considerada. Ziada (2004) dá uma explicação breve e clara a respeito deste tipo de fenômeno. Segundo este autor, escoamentos cisalhantes livres (“*free shear flows*”), como esteiras de corpos rombudos (“*wake of bluff body*”), camadas de cisalhamento livres (“*free shear layers*”) ou jatos livres (“*free jets*”), são inerentemente instáveis e, portanto, pequenas perturbações introduzidas na zona de separação do escoamento são rapidamente amplificadas

a jusante, no interior das estruturas rotacionais (“*vortex-like structures*”). O crescimento e a convecção a jusante destas estruturas com vorticidade (“*vortical structures*”) provocam flutuações de pressão e velocidade. Em escoamentos turbulentos, os quais aparentemente prevalecem em aplicações práticas, estas flutuações de pressão e velocidade aparecem normalmente nos espectros sem uma frequência predominante e, portanto, sua excitação é geralmente de menor intensidade, a menos que se acoplem a um mecanismo de realimentação (“*feedback*”), o qual tome o controle e induza perturbações coerentes (frequência definida) na zona de separação do escoamento. Quando isto ocorre as oscilações no escoamento são drasticamente aumentadas, de modo que vibrações excessivas e problemas com ruídos acústicos, no caso do escoamento de gases, são muito prováveis de ocorrer.

Basicamente, como pode-se observar na Figura 2.9, existem três tipos diferentes de mecanismos de controle destas instabilidades (Naudascher & Rockwell 1994).

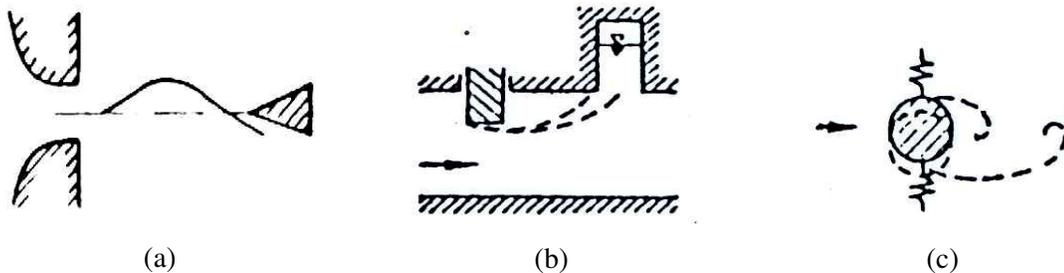


Figura 2.9 Diferentes mecanismos de controle envolvendo uma realimentação (a) fluido-dinâmica, (b) fluido-ressonante e (c) corpo-ressonante ou fluido-elástica (adaptado de Naudascher 1986).

A Figura 2.9(a) mostra um exemplo típico de realimentação fluido-dinâmica, onde a distorção do campo de vorticidade devido à incidência do jato plano sobre o objeto a jusante provoca uma realimentação a montante, com o qual novas perturbações são induzidas na saída do jato. O segundo mecanismo, Figura 2.9(b), envolve uma realimentação fluido-ressonante, neste caso com novas perturbações sendo induzidas na zona de separação do escoamento pela ressonância da coluna de água a qual é excitada pela oscilação da camada de cisalhamento. No terceiro caso, a realimentação é dada pela vibração estrutural, podendo-se observar na Figura 2.9(c) o exemplo clássico de desprendimento de vórtices a partir de um corpo rombudo flexível. Este mecanismo pode provocar vibrações de amplitude considerável, especialmente quando a frequência de desprendimento de vórtices se aproximar da frequência natural de vibração da estrutura. As oscilações em fluidos que este tipo de excitação provoca podem se denominar de “auto-excitadas”.

Cabe citar que os três mecanismos anteriores podem coexistir (Ziada 2004, Martin et al. 1975) embora, provavelmente, seja menos difícil de identificar, no caso da

pesquisa aqui discutida, onde a estrutura está vinculada elasticamente, fenômenos envolvendo realimentações fluido-ressonante e corpo-ressonante do que fluido-dinâmicas (contornos rígidos).

2.3.3. Excitação Induzida pelo Movimento

Em contraste com o até aqui descrito, a *excitação induzida pelo movimento* (*MIE*, “*Movement Induced Excitation*”) está intimamente relacionada com movimentos próprios da estrutura e diminui significativamente quando estes desaparecem. Um pequeno deslocamento do corpo induz uma alteração no escoamento em torno dele e, portanto, na força exercida por este último sobre o mesmo. Se esta alteração está em fase com a velocidade do corpo (amortecimento negativo, item 2.2.4) ou, de outra maneira, se transfere energia para o movimento do mesmo, a vibração “auto-excitada” da estrutura é possível. Exemplos deste tipo de excitação, ilustrados na Figura 2.10 são o galope (“*galloping*”) em linhas de transmissão de energia elétrica e o drapejamento (“*flutter*”) que experimentam as asas do avião.

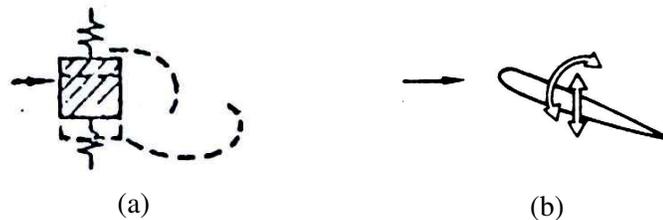


Figura 2.10 Exemplos de excitação induzida pelo movimento (a) galope e (b) drapejamento (adaptado de Naudascher 1986).

Cabe destacar que as forças de excitação que este mecanismo induz podem ser simuladas em modelos se a estrutura é reproduzida com características similares quanto a sua massa, amortecimento e elasticidade (Naudascher & Rockwell 1994).

Este mecanismo apresenta características similares àquele citado anteriormente, excitação tipo *IIE* envolvendo uma realimentação corpo-ressonante (“*fluid-elastic feedback*”) e existem situações onde não é fácil distinguir entre um e outro (Naudascher 1986). Billeter & Staubli (2000) citam a coexistência destes dois fenômenos sobre um modelo de comporta plana com descarga de fundo com dois graus de liberdade.

Embora não seja fácil distinguir entre um e outro mecanismo, provavelmente o aumento a partir de certo valor na velocidade do escoamento de aproximação possa diminuir

o efeito da periodicidade da instabilidade da camada de cisalhamento e, assim, os mecanismos de excitação induzida pelo movimento passarem a ser preponderantes.

2.3.4. Vibrações Induzidas em Comportas

De acordo com o apresentado, ficam claras a diversidade e complexidade dos mecanismos de excitação responsáveis pelos fenômenos vibratórios e, ainda, a dificuldade que pode existir para a sua identificação.

Não foram encontrados muitos estudos relatados, com enfoque semelhante, a respeito deste tipo de estrutura. Prova disto é a reduzida bibliografia disponível a qual, geralmente, está orientada a estruturas de relativa simplicidade, como cilindros ou prismas com base retangular, por exemplo. Para estes casos, os mecanismos envolvidos no processo vibratório são conhecidos em melhor medida e descrições físicas mais aceitas estão disponíveis.

Estudos experimentais sobre vibrações induzidas em comportas com descarga de fundo com um grau de liberdade foram levados a cabo, entre outros autores, por Hardwick (1974), Kolkman & Vrijer (1977), Thang & Naudascher (1986) e Thang (1990), para vibrações verticais, e por Jongeling (1989) e Thang (1990), para vibrações horizontais. Estudos sobre comportas com dois graus de liberdade foram feitos em anos mais recentes por Ishii et al. (1994, 1995) e Billeter & Staubli (2000).

Cabe destacar os trabalhos desenvolvidos nos laboratórios Delft Hydraulics e as contribuições do Prof. Kolkman, mas vale esclarecer que, neste trabalho, optou-se por seguir a abordagem proposta pelo Prof. Naudascher do Instituto de Hidromecânica de Karlsruhe. Este procedimento, conforme já citado em capítulos anteriores, decorre da diversidade de critérios para a abordagem dos fenômenos envolvidos, salientando que as referências bibliográficas mais recentes utilizadas acabaram por indicar a esse caminho.

Apesar de não existir um consenso quanto a uma descrição detalhada do mecanismo vibratório neste tipo de estruturas (Thang 1990), os diversos autores coincidem, para o caso de uma comporta com descarga de fundo, em que a fonte de excitação mais relevante é a instabilidade da camada de cisalhamento que descola da fronteira sólida (Figura 2.11) e se propaga em direção a jusante (Billeter 2004; Thang 1990; Jongeling 1989; Kolkman & Vrijer 1977; Martin et al. 1975 e Hardwick 1974).

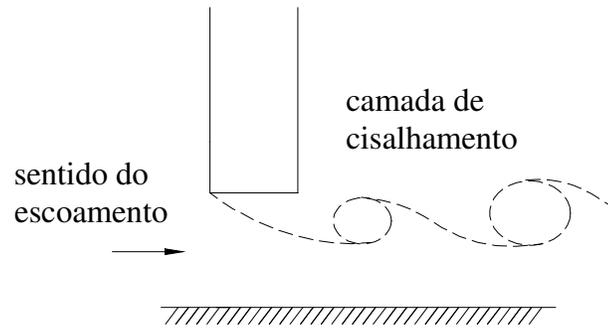
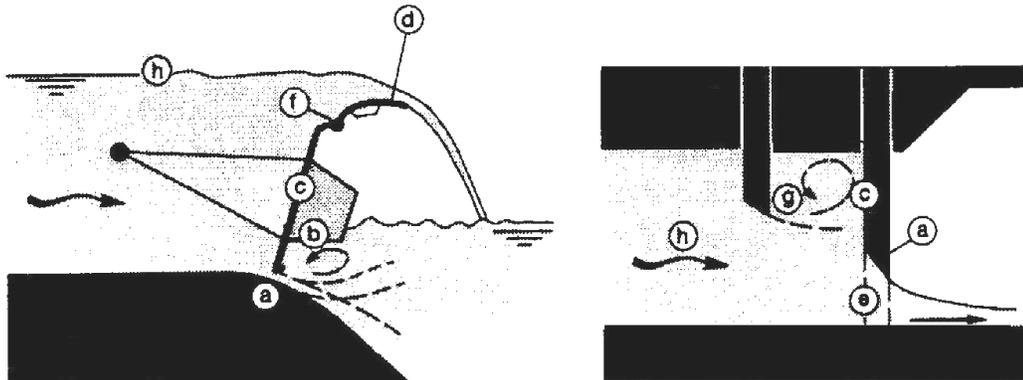


Figura 2.11 Camada de cisalhamento que descola da fronteira sólida.

Não obstante, como foi mencionado em itens anteriores, é possível que outras fontes de excitação (EIE, IIE ou MIE) atuem em combinação. Conforme Billeter (1998), na Figura 2.12 e Tabela 2.1 são apresentados alguns exemplos das fontes de excitação de vibrações neste tipo de estrutura hidráulica.



(a) Comporta mista (segmento e basculante)

(b) Comportas de emergência e descarga de fundo

Figura 2.12 Fontes de excitação de vibrações em comportas hidráulicas, escoamento da esquerda para a direita (Billeter 1998).

Tabela 2.1 Descrição das fontes de excitação, de acordo com Billeter (1998).

Fontes de Excitação	
a)	IIE devida à instabilidade da camada de cisalhamento (fluido-dinâmica, fluido-ressonante ou fluido-elástica) ou MIE (“galloping”)
b)	EIE devida à turbulência provocada pelo jato de descarga
c)	EIE devida à turbulência do escoamento de aproximação ou ao desprendimento de vórtices desde um corpo a montante
d)	IIE fluido-ressonante devida à oscilação do jato (“nappe oscillation”)
e)	IIE fluido-dinâmica (cavidade das guias)
f)	IIE instabilidade da camada de cisalhamento
g)	IIE fluido-dinâmica, incidência da camada de cisalhamento sobre a comporta a jusante
h)	EIE do escoamento de aproximação ou IIE fluido-ressonante (sup. livre)

Um dos parâmetros adimensionais fundamentais para caracterizar os fenômenos de vibrações induzidas nestes tipos de estruturas, denomina-se *velocidade reduzida* e é definido segundo a seguinte relação:

$$2.18 \quad V_r = \frac{\sqrt{2g\Delta H}}{f e},$$

onde ΔH é a diferença de níveis a montante e jusante da comporta, g a aceleração da gravidade, f a frequência de vibração e e a espessura da comporta.

Relacionando este último parâmetro com as fontes de excitação referidas anteriormente, segundo Thang (1990), mecanismos de excitação induzida pela instabilidade (IIE) ocorrem em valores relativamente baixos ou moderados de velocidade reduzida ($V_r < 10$), enquanto que, fenômenos associados a mecanismos de excitação induzida pelo movimento (MIE) tomam lugar para valores maiores ($V_r > 10$).

A bibliografia disponível a respeito de estudos de vibrações em comportas está desenvolvida, geralmente, em faixas de valores de velocidades reduzidas relativamente menores onde, segundo os diversos autores, a excitação tipo IIE é preponderante. Os únicos trabalhos encontrados, durante o processo de revisão bibliográfica desta pesquisa, a respeito de vibrações induzidas pelo mecanismo de excitação tipo MIE, ($10 < V_r < 50$), pertencem a Thang & Naudascher (1986) e Billeter & Staubli (2000).

Embora exista consenso quanto ao fato da ocorrência de vibrações provocadas por mecanismos tipo IIE em valores de velocidades reduzidas menores, não se dispõe de uma descrição uniforme destes fenômenos, segundo os diferentes autores (Thang 1990). Uma causa provável para isto pode ser a apontada por Naudascher & Rockwell (1994) quanto à dificuldade de tratamento de vibrações induzidas em comportas devido à grande variedade de geometrias de terminais encontradas, as quais influem tanto na resposta em vibração como na faixa de aberturas entre as quais a excitação ocorre de forma mais significativa.

Referências aos mecanismos de excitação tipo IIE podem ser encontradas em Naudascher & Locher (1974), Martin et al. (1975) e Shuy & Chua (1999), envolvendo uma realimentação fluido-dinâmica; em Thang (1990) para o caso fluido-ressonante e, por último, no caso fluido-elástica em Billeter & Staubli (2000), Jongeling (1989) e Thang (1990).

Segundo Billeter (2004), mecanismos do tipo IIE estão associados com a instabilidade da camada de cisalhamento, que descola do corpo, e com a geração de vórtices. Deste modo, as flutuações de pressão causadas por estas estruturas do fluxo que se propagam ao longo do

corpo, e desde o qual elas descolam, induzem um movimento na estrutura o qual influencia o descolamento do fluxo. Desta maneira, o mecanismo de excitação é realimentado pela vibração do corpo, ou seja, IIE fluido-elástico (item 2.3.2).

O mesmo autor, caracteriza dois tipos de instabilidades no campo do fluxo a jusante do ponto de separação ou descolamento, incluídas dentro do mecanismo IIE (Figura 2.13).

- Uma instabilidade causada pela interação entre a camada de cisalhamento e a aresta de saída, limitada à região entre as arestas principal e final do terminal da comporta e, fonte da excitação, na vertical e na horizontal, tipo *ILEV*, Figura 2.13(a), ou *incidência de vórtices a partir da aresta principal (ILEV, “impinging leading edge vortex”)*, e
- A instabilidade da camada de cisalhamento imediatamente a jusante da comporta, sendo efetiva acoplada com uma realimentação tipo fluido elástica, fonte de excitação, na horizontal, tipo *BR-LEVS*, Figura 2.13(b), ou *desprendimento de vórtices a partir da aresta principal em ressonância com o movimento do corpo (BR-LEVS, “body resonant-leading edge vortex shedding”)*.

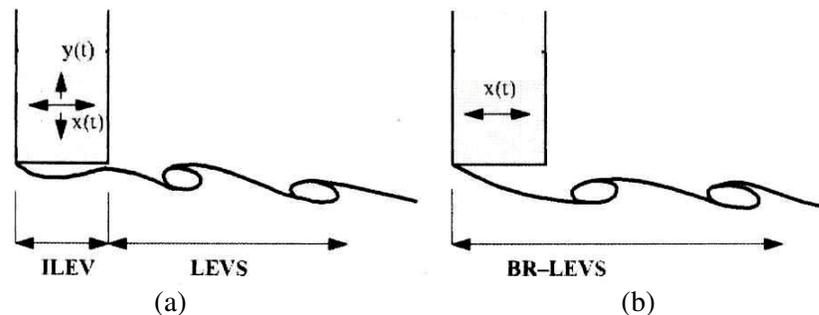


Figura 2.13 Mecanismos de excitação de vibração em uma comporta causados pela instabilidade da camada de cisalhamento, escoamento da esquerda para a direita (Billeter 2004)

Conforme as afirmações deste mesmo autor, a excitação tipo ILEV ocorre em valores de velocidade reduzida menores, $V_r < 4$, enquanto que a do tipo LEVS em valores deste parâmetro maiores, $V_r > 4$. Segundo Billeter e Staubli (2000), a submergência e a abertura da comporta, embora possam afetar de maneira quantitativa estes fenômenos vibratórios, não alterariam as propriedades básicas destes mecanismos.

Desta maneira, para completar a descrição dos parâmetros essenciais que governam este tipo de fenômeno, envolvendo tanto mecanismos de excitação tipo IIE como MIE, devemos mencionar o *número de Scruton* ou parâmetro de *amortecimento de massa* (“mass-

damping”), definido como o produto das razões de massa m_r e amortecimento ζ , mostrado na seguinte relação:

$$2.19 \quad S_c = \frac{2m\zeta}{\rho l e^2} = 2m_r \zeta,$$

onde m é a massa da estrutura, ζ a razão de amortecimento em ar ($\delta \approx 2\pi\zeta$ é o decremento logarítmico do sistema amortecido no ar), ρ a massa específica do fluido, l e e são a largura e a espessura da seção transversal da estrutura, respectivamente. Segundo Thang & Naudascher (1986) este é o parâmetro mais relevante para as propriedades estruturais e um aumento de seu valor está relacionado a uma diminuição na amplitude da vibração (Blevins 2001).

Conforme Naudascher & Rockwell (1994), as características típicas dos mecanismos de excitação induzida pela instabilidade (IIE) são independentes do número de Scruton e ocorrem com uma máxima amplitude em uma faixa relativamente constante de velocidade reduzida. Entretanto, os autores afirmam que as vibrações ocasionadas por mecanismos de excitação induzidos pelo movimento (MIE) têm início para valores de velocidade reduzida tanto maiores quanto maior for o valor deste parâmetro adimensional.

Este fato pode ser observado na Figura 2.14 onde é apresentada, esquematicamente, a resposta de um prisma retangular, análoga ao caso de uma comporta plana com descarga de fundo. Pode se notar na Figura 2.14(c), o crescimento parabólico na amplitude com o aumento da velocidade reduzida, resposta típica a uma excitação induzida externa (EIE), devido à alta intensidade da turbulência que ocasiona o martelamento turbulento (“*turbulent buffeting*”) sobre o prisma.

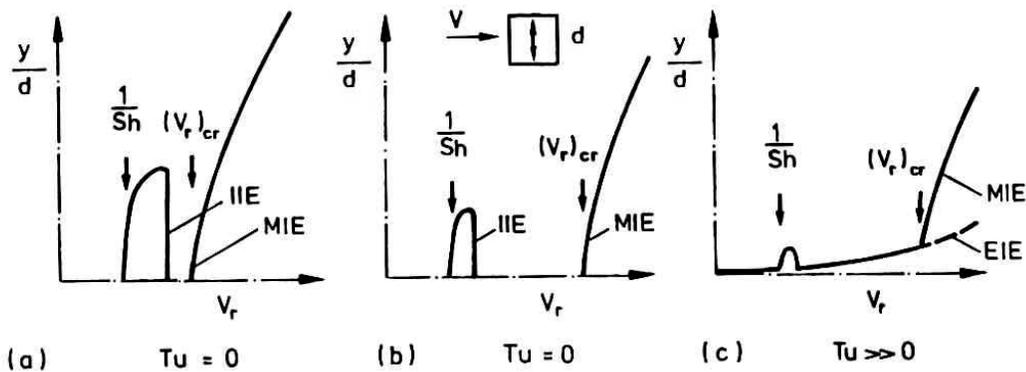


Figura 2.14 Características gerais da resposta transversal de um prisma retangular para (a) e (b) intensidade da turbulência baixa e (c) alta, para dois valores de número de Scruton: (a) pequeno, (b) e (c) altos (Naudascher & Rockwell 1994).

Na Figura 2.15 é apresentada a relação entre o número de Scruton (em ar) e a máxima amplitude na direção vertical, adimensionalizada pela espessura da comporta, por vários autores no caso de terminal retangular.

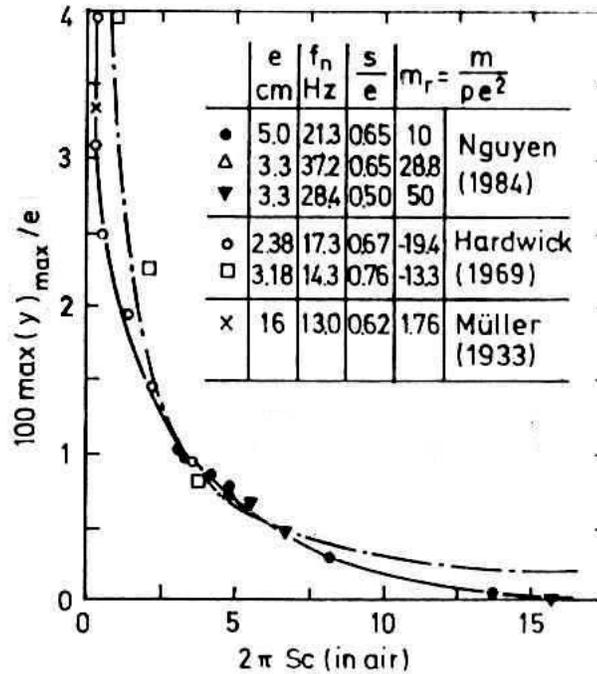


Figura 2.15 Máxima amplitude adimensionalizada em relação ao Número de Scruton (vibrações verticais, terminal retangular) (Naudascher & Rockwell 1994)

Na figura anterior pode-se observar, para diferentes razões de massa m_r , distintas frequências naturais f_n e, praticamente, a mesma razão de abertura s/e (s é a abertura de descarga) a proporcionalidade inversa na função destes parâmetros. É possível inferir, baseado na mesma figura, que a situação crítica sob o ponto de vista da ocorrência das maiores amplitudes de vibração se darão em razões de aberturas em torno de $0,5 < s/e < 0,76$, independentemente do número de Scruton.

Nos parágrafos seguintes pretende-se fazer um resumo das descrições dos comportamentos vibratórios de comportas feitos por diferentes autores e, para isso, serão analisadas, de maneira separada, as direções de vibração vertical e horizontal, embora, muito provavelmente, esta separação não ocorra na realidade. Esta simplificação adotada, possivelmente, é devida à relativa complexidade dos mecanismos e tem a finalidade de facilitar o melhor entendimento possível.

2.3.5. Vibrações Verticais

Hardwick (1974), Thang (1990) e Billeter & Staubli (2000) reportam vibrações verticais em comportas planas com terminal retangular em contato com o escoamento, devidas à instabilidade da camada de cisalhamento, em faixas de valores de velocidades reduzidas $V_r < 4$ (Figura 2.16).

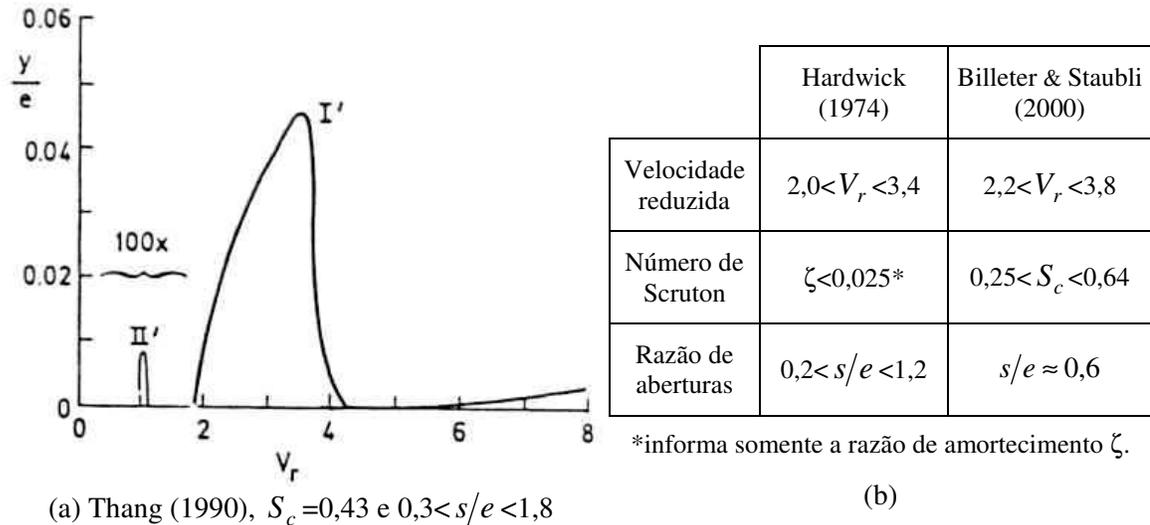


Figura 2.16 (a) Faixas críticas de velocidades reduzidas para vibrações verticais (Thang 1990) (b) Resumo de diferentes autores.

Pode ser observado, da figura anterior, a faixa de velocidade reduzida relativamente constante onde a excitação tipo ILEV ($V_r < 4,0$) ocorre, segundo os diferentes autores e independentemente do número de Scruton, em concordância com o que foi apresentado em ítems anteriores (Figura 2.14). Aparentemente as maiores amplitudes de vibração vertical ocorreriam em valores de velocidade reduzida entre $3,0 < V_r < 3,4$.

Quanto à influência da razão de aberturas na resposta estrutural, Hardwick (1974) reporta como valor crítico $s/e \approx 0,7$, Thang (1990) $s/e \approx 0,65$ e Billeter & Staubli (2000) $s/e \approx 0,6$, indicando assim que valores de razões de aberturas pequenos são mais suscetíveis a este tipo de vibrações induzidas.

O mecanismo de excitação tipo ILEV em uma comporta plana com terminal retangular, origem de vibrações na direção vertical em faixas de velocidades reduzidas antes mencionadas, poderia ser considerado análogo ao mecanismo tipo ILEV responsável pelas vibrações transversais em um prisma (Thang 1990).

Relacionando da Figura 2.16(a) o valor de velocidade reduzida em torno de $V_r \approx 3,2$, para o qual maiores amplitudes de vibração ocorrem, e a Figura 2.17(a) para a qual $V_r \approx 3,4$,

é possível observar, conforme Thang (1990), como a excitação se acentua quando um vórtice por ciclo de vibração cobre uma distância comparável à espessura do terminal.

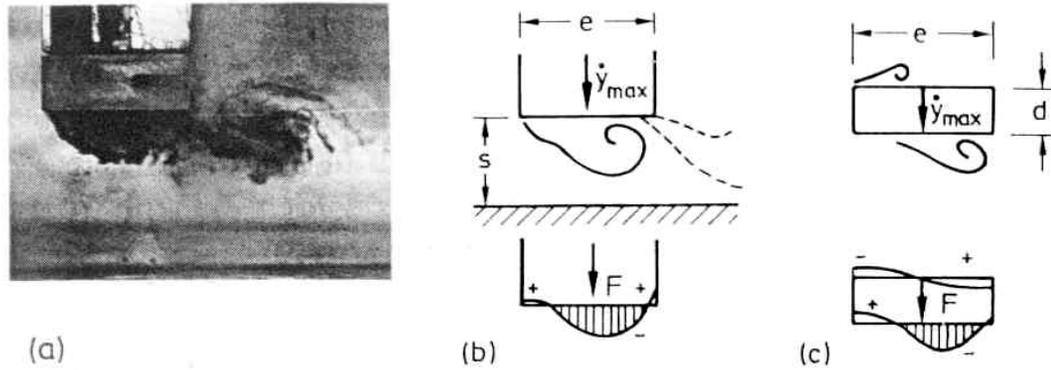


Figura 2.17 (a) Foto da comporta vibrando, $s/e=1,2$ e $V_r=3,4$. (b) e (c) Padrão de vórtices e correspondente distribuição esquemática de pressões para uma comporta e um prisma, respectivamente, escoamento da esquerda para a direita (Naudascher & Rockwell 1994).

Naudascher & Rockwell (1994) associam a instabilidade tipo ILEV com um número de Strouhal como segue:

$$2.20 \quad Sh_e = \frac{f_0 \cdot e}{V} = \frac{V_c \cdot e}{\lambda \cdot V} = (n + \varepsilon') \frac{V_c}{V} \quad n = 1, 2, \dots,$$

sendo f_0 a frequência de formação e desprendimento de vórtices, V uma velocidade de referência, e a espessura do terminal, V_c a velocidade de convecção das estruturas com vorticidade (“*vortical structures*”), $\lambda = V_c / f_0$ o comprimento da onda de pressão e ε' a condição de fase entre o comprimento de onda e a espessura do terminal. Como consequência, a condição de início da vibração $(V_r)_{cr}$ ocorre quando a frequência do mecanismo ILEV se aproxima da frequência de vibração da estrutura (f), isto é, em termos da equação 2.20:

$$2.21 \quad (V_r)_{cr} \equiv \left(\frac{V}{f \cdot e} \right)_{cr} = \frac{1}{Sh_e}.$$

Substituindo, segundo Naudascher & Rockwell (1994) $\varepsilon' \approx 0$ e $V_c \approx 0,5V$ na equação 2.20 e introduzindo o resultado na equação 2.21, obtemos:

$$2.22 \quad (V_r)_{cr} = \frac{1}{n} \frac{V}{V_c} \cong \frac{1}{n \cdot 0,5} \quad n = 1, 2, \dots$$

Podemos observar, se comparamos a Figura 2.16(a) e de acordo com Naudascher & Rockwell (1994), a boa descrição das condições de início de vibrações verticais induzidas pelo mecanismo tipo ILEV que esta equação apresenta, sendo que o modo fundamental de excitação ILEV ($n=1$), ocorre em $(V_r)_{cr} \approx 2,0$, enquanto que o modo superior ($n=2$), em $(V_r)_{cr} \approx 1,0$.

2.3.6. Vibrações Horizontais

Levando em consideração o que foi até aqui apresentado quanto à ocorrência de vibrações verticais em determinadas faixas de valores de velocidade reduzida, aparentemente, segundo cita Thang (1990), vibrações verticais e horizontais se originam em valores alternados de velocidade reduzida.

Billeter & Staubli (2000), em um trabalho sobre um modelo de comporta plana com dois graus de liberdade, concordam com a afirmação anterior mas para valores de velocidade reduzida $V_r < 10$, já que citam a coexistência de vibrações horizontais (x) e verticais (y) para valores de velocidade reduzida $V_r > 10$ e relação entre frequências naturais $f_{nx}/f_{ny} > 1,5$.

Jongeling (1989), em um modelo de comporta plana com um grau de liberdade rotacional e terminal inferior retangular, relata a ocorrência de vibrações horizontais em valores diferenciados de velocidade reduzida. O autor caracteriza, segundo a magnitude das amplitudes, três modos distintos:

Modo I, para $3,5 < V_r < 10$;

Modo II, para $1,2 < V_r < 3,5$; e

Modo III, para $0,7 < V_r < 1,2$.

Pode-se observar da Figura 2.18, com a envoltória das respostas da estrutura, a diferença da magnitude de vibração entre os três modos, sendo o modo I maior do que o II e, este último, maior do que o III. No mesmo gráfico, a amplitude da velocidade de vibração ωx , onde ω é a frequência angular e x a amplitude de vibração, é adimensionalizada com a velocidade de referência $\sqrt{2g\Delta H}$, sendo ΔH o desnível da água sobre a comporta.

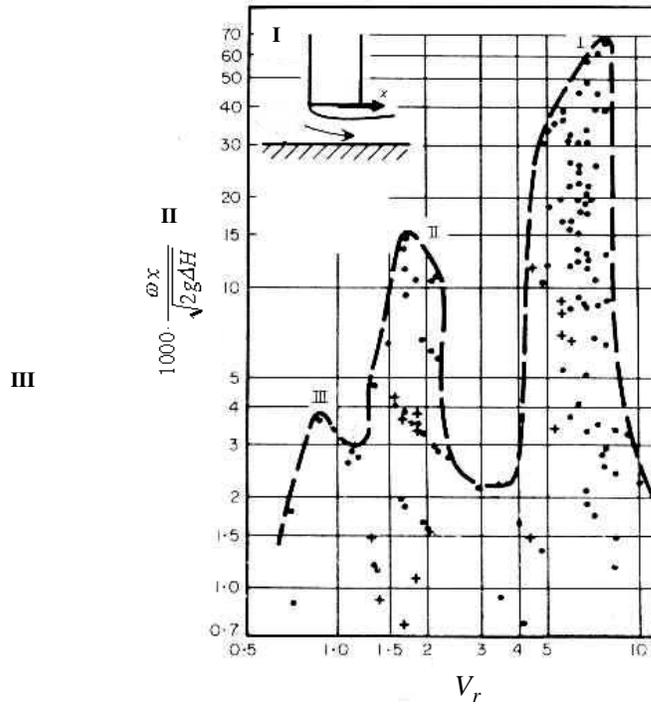


Figura 2.18 Velocidade de vibração em relação à velocidade reduzida, na faixa de aberturas da comporta $0,25 < s/e < 1,75$. (Jongeling 1989).

A Figura 2.19 ilustra, conforme o mesmo autor para cada modo diferente, uma configuração da distribuição qualitativa de pressões sobre o terminal inferior, em contato com o escoamento.

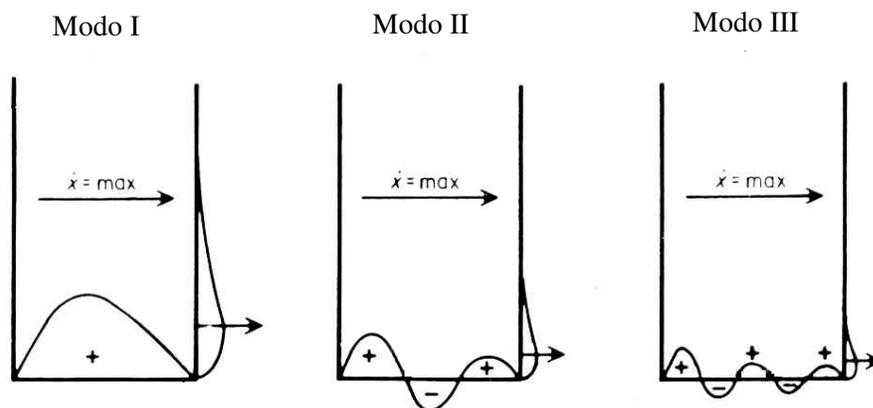


Figura 2.19 Distribuição esquemática de pressões correspondentes aos modos I, II e III, escoamento da esquerda para a direita. ($\dot{x} = \text{máx}$). (Jongeling 1989)

Desta última (Figura 2.19), segundo o autor, pode se notar a diminuição da zona de atuação, sobre a calha de jusante, da força de excitação horizontal na medida que os valores de velocidade reduzida são menores. Maior intensidade de vibração toma lugar quando,

aproximadamente meia onda de pressão (modo I) atua sobre a calha inferior da comporta enquanto que, se a frequência de vibração é suficientemente alta ou a velocidade de convecção suficientemente baixa, é possível que 1,5 ou 2,5 ondas de pressão (modos II e III) atuem no comprimento da espessura do terminal. Nestes casos, as ondas são relativamente de menor amplitude e, portanto, causam vibrações de menor intensidade.

Considerando as equações 2.20 e 2.21, representativas do mecanismo de excitação tipo ILEV e segundo Jongeling (1989) com um valor de fase de $\varepsilon' \approx -0,5$, obteríamos uma relação simples para determinar os valores de velocidade reduzida $(V_r)_{cr}$ representativos das condições de início de vibrações horizontais, deste modo:

$$2.23 \quad (V_r)_{cr} = \frac{1}{(n-0,5)} \frac{V}{V_c} \quad n=1,2,3\dots$$

Os valores de n correspondem-se com os modos I, II e III (1, 2 e 3, respectivamente) e, segundo o mesmo autor, a relação V_c/V varia entre 0,3 e 0,5, com tendência a aumentar para os modos II e III.

Neste sentido, visando tornar claro o mecanismo de vibração na direção horizontal, Thang (1990) procurou alguma evidência através de visualizações do escoamento e pela utilização do método das oscilações forçadas. Desta maneira, uma comporta plana com 6 cm de espessura foi forçada a oscilar na direção do escoamento com amplitude e frequência escolhida.

A Figura 2.21 ilustra um esquema do padrão instantâneo do escoamento e a respectiva distribuição qualitativa de pressões correspondente a valores característicos de velocidade reduzida e um valor de razão de aberturas de $s/e = 0,65$.

Pode se observar da Figura 2.20(c) correspondente a um valor de velocidade reduzida $V_r = 3,0$, o recolamento ou incidência da camada de cisalhamento sobre a zona final ou de saída da calha inferior a qual resulta em uma região de pressões positivas. Segundo o autor, é de se esperar que estas pressões atuem sobre a parte inferior da calha de jusante e que resultem em uma força com direção horizontal e de sentido contrário ao movimento da comporta.

Devido a este fato, pode-se notar que a mesma configuração do escoamento, correspondente a um valor de velocidade reduzida $V_r = 3,0$, que ocasiona, como vimos anteriormente (Figura 2.16(a) e Figura 2.17(a)), uma marcada excitação na direção vertical,

está associada, pelo que foi afirmado, a uma condição de amortecimento positivo na direção horizontal.

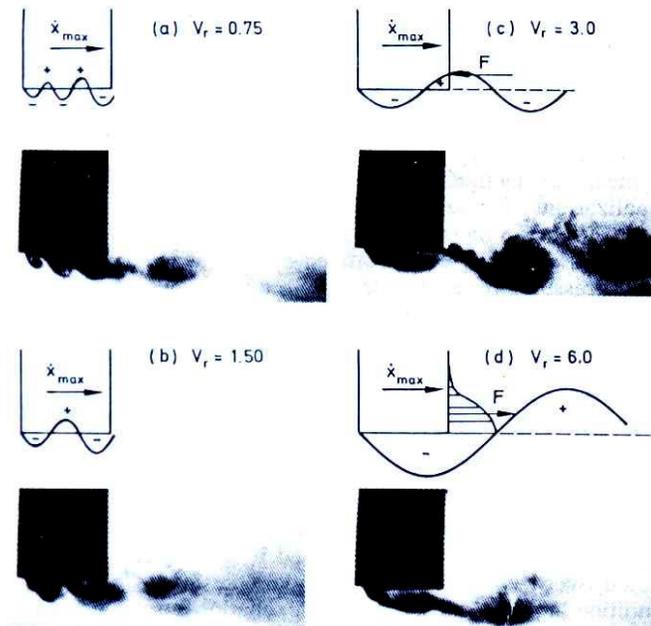


Figura 2.20 Característica do escoamento instantâneo e distribuição qualitativa de pressões para valores de velocidades reduzidas diferentes durante a oscilação forçada na horizontal, $s/e = 0,65$, escoamento da esquerda para a direita ($\dot{x} = \text{máx}$) (Thang 1990).

Em contraste, para um valor de $V_r = 6,0$ Figura 2.20(d), uma zona de baixas pressões se associa com um vórtice de comprimento bem maior que a espessura da comporta, resultando em uma força na direção horizontal, atuando sobre a parte inferior da calha de jusante, em fase com a velocidade do corpo (amortecimento negativo). Esta situação poderia ser relacionada com a citada em itens anteriores e à qual Billeter (2004) denominou como mecanismo de excitação na direção horizontal tipo LEVS. (Figura 2.13(b)).

Se relacionarmos as distribuições qualitativas de pressões correspondentes aos diferentes grupos definidos por Jongeling (1989), ilustrada na Figura 2.19 e esta da Figura 2.20, levando em conta que foi utilizada uma metodologia totalmente diferente, podemos notar que existe uma concordância aceitável entre os valores de velocidade reduzida que definem aqueles e esses apresentados por Thang (1990). Desta maneira, segundo o mesmo autor, as Figura 2.20(a) e (b) se corresponderiam com os limites inferiores dos modos III e II respectivamente, enquanto que a Figura 2.20(d) representaria a condição de máxima amplitude de vibração horizontal para o modo I.

Tentando resumir o até aqui apresentado, Naudascher & Rockwell (1994) apresentam de maneira esquemática, como pode ser observado na Figura 2.21, uma distribuição

qualitativa aproximada de pressões correspondente a cada valor de velocidade reduzida representativo do início de vibrações, tanto horizontais como verticais.

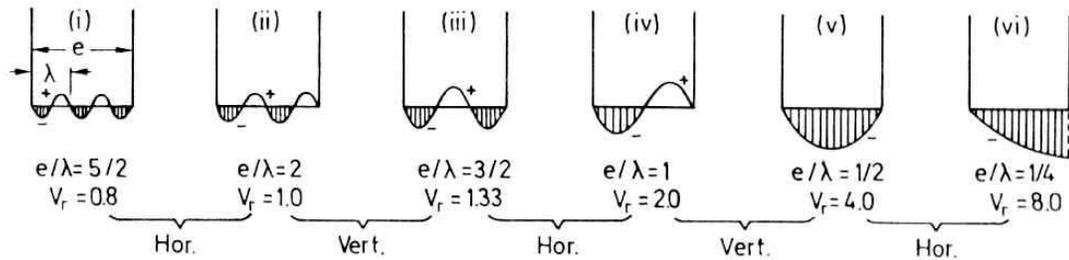


Figura 2.21 Distribuição qualitativa de pressões instantâneas caracterizando o início de vibrações horizontais e verticais, escoamento da esquerda para a direita (adaptado de Naudascher & Rockwell 1994)

Embora, segundo os autores, uma relação harmônica exata tenha sido assumida entre as diferentes faixas através das equações 2.22 e 2.23, os valores de velocidade reduzida correspondentes a vibrações horizontais $0,8 < V_r < 1,0$; $1,33 < V_r < 2,0$ e $4,0 < V_r < 8,0$ se mostram em concordância razoável com os valores apresentados por Jongeling (1989), Figura 2.18, enquanto que os correspondentes a vibrações verticais $1,0 < V_r < 1,33$ e $2 < V_r < 4$, têm comportamento semelhante em relação aos resultados relatados por Thang (1990), Figura 2.16(a).

Conforme o até aqui apresentado, as evidências para explicar a ocorrência de vibrações horizontais e verticais em faixas de valores de velocidades reduzidas alternadas foram procuradas, segundo os diversos autores, fundamentalmente através de visualizações do escoamento. Por este motivo, é importante para, de alguma maneira, completar o referido anteriormente, citar o recente trabalho de Billeter (2004).

Os resultados sobre distribuições quantitativas de pressões instantâneas em função de velocidade reduzida, sobre o terminal inferior de uma comporta com 10 cm de espessura e dois graus de liberdade, reportados pelo citado autor apresentaram boa correspondência com as distribuições qualitativas mostradas anteriormente.

Desta maneira é possível constatar, fundamentado em estudos de diversos autores, que devido aos diferentes padrões de pressão, atuando sobre o terminal inferior da comporta, vibrações verticais e horizontais ocorrem em faixas alternadas de velocidade reduzida. Embora estes valores, quando comparados entre os respectivos autores, não sejam exatamente iguais, mostraram uma aceitável uniformidade no comportamento.

2.3.7. Influência da Geometria do Terminal

Independentemente da rigidez e do amortecimento do conjunto estrutural, a geometria do terminal cumpre um papel não menos importante visando a diminuição de vibrações induzidas. A Figura 2.22 apresenta um resumo de algumas geometrias de terminais classificadas segundo Naudascher & Rockwell (1994) com relação à sua estabilidade sob o ponto de vista da ocorrência de vibrações induzidas verticais.

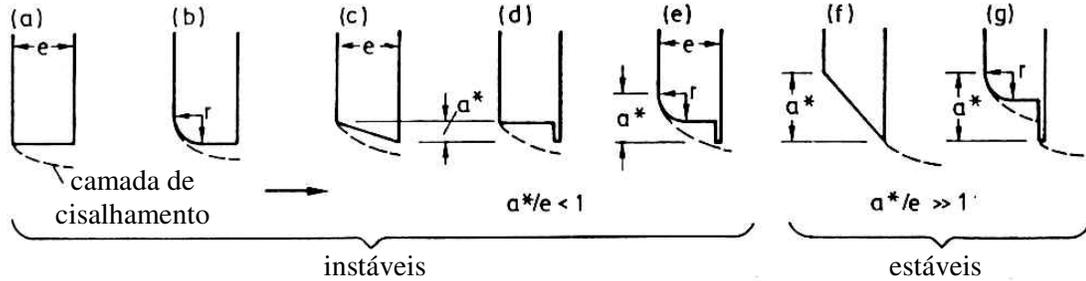


Figura 2.22 Geometrias de terminais classificadas como estáveis ou instáveis sob o ponto de vista de suscetibilidade de vibrações verticais, escoamento da esquerda para a direita (Adaptado de Naudascher & Rockwell 1994).

Pode-se observar da figura anterior, desde (a) até (e) e, concordando com Naudascher (1974) e Kolkman (1979), como as geometrias que provocam uma separação do escoamento com recolamento instável são indesejadas sob o ponto de vista de vibrações induzidas. Provavelmente, como pode ser observado da geometria (f), a mudança do ponto de descolamento para a aresta final ou de saída e a condição de não separação do escoamento, sobre todo o contorno da geometria, indicaria uma situação ótima sob o ponto de vista de atenuação deste tipo de solicitações. Quanto à geometria (g) os autores indicam que a situação de recolamento estável ($a^*/e \gg 1$) sob todas as condições de operação seria favorável, mas caberia salientar que esse tipo de geometria não seria favorável sob o ponto de vista de vibrações horizontais segundo é apontado por Jongeling (1989).

Quanto ao projeto da geometria do terminal, sob o ponto de vista da suscetibilidade de vibrações horizontais, segundo Naudascher & Rockwell (1994), e como pode ser observado na Figura 2.23, declividades da calha inferior no sentido do escoamento superiores a 45° são recomendadas. Provavelmente com esta configuração a separação do escoamento da fronteira sólida seja tal que minimize as instabilidades na camada cisalhante. Jongeling (1988, 1989) e Thang (1990) citam como favorável um projeto de terminal com calha inferior inclinada, no sentido contrário ao escoamento, com um ângulo de 30° . Neste caso, embora o ponto de

descolamento da camada cisalhante seja a aresta principal, é suprimida a zona inferior da calha de jusante onde a força horizontal de excitação atua.

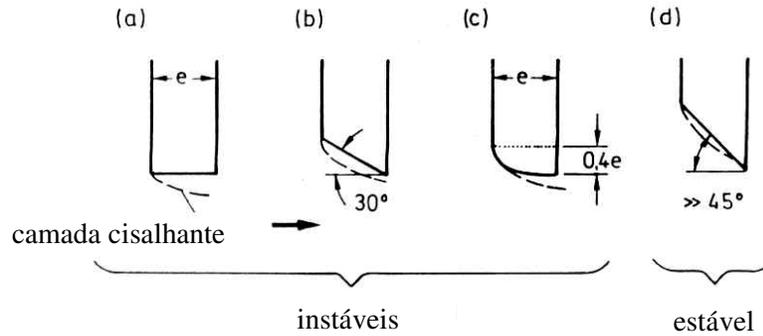


Figura 2.23 Geometrias de terminais classificadas como estáveis ou instáveis sob o ponto de vista de suscetibilidade de vibrações horizontais. (Adaptado de Naudascher & Rockwell 1994) – escoamento da esquerda para a direita.

Conforme o até aqui apresentado e, também, observado para o caso de vibrações verticais, é possível que um projeto apropriado da geometria do terminal inferior seja favorável sob o ponto de vista de diminuir as vibrações.

De qualquer maneira, uma vez que os fenômenos de vibrações induzidas excitadas pelas instabilidades do fluxo estão limitados a valores de aberturas $s < 2e$ (Jongeling 1989) é possível projetar o terminal em contato com o escoamento com uma espessura pequena, sempre que estruturalmente permitido, e evitar, durante a operação, o posicionamento nessa faixa de abertura durante um tempo prolongado. Naturalmente, o aumento tanto da rigidez como do amortecimento estrutural favorecem, também, a atenuação das vibrações.

Em resumo e para finalizar, o que foi apresentado é uma tentativa de compreender os mecanismos de vibração induzida em comportas, assim como de identificar os parâmetros mais relevantes que influem e descrevem estes tipos de fenômenos. Muito provavelmente o melhor entendimento destes permita agir com melhor fundamentação tanto na adoção de medidas mitigadoras, visando a atenuação dos mesmos, como na identificação das causas que os originam.

2.4. Massa Adicionada, Amortecimento Adicionado e Rigidez Adicionada

A busca por uma definição única a respeito de massa adicionada, amortecimento adicionado e rigidez adicionada, de forma simples e clara, não se mostrou possível com base na revisão bibliográfica realizada. A diversidade de configurações estruturais e a falta de uniformidade de critérios entre os diferentes autores, possivelmente, introduziram grandes dificuldades para a realização desta tarefa.

As diferentes abordagens propostas na bibliografia consultada, aparentemente, centram seus esforços em encontrar um equacionamento que descreva, da melhor maneira possível, os fenômenos de vibração induzida que têm lugar quando escoamento e estrutura interagem. De qualquer maneira, nessa tentativa, diferentes hipóteses e simplificações são adotadas indicando, em certa medida, que ainda não se conhece de forma determinística completa este tipo de fenômeno.

Neste sentido, procurando descrever de maneira analítica a força exercida pelo escoamento em torno de um corpo, Blevins (2001) analisa o movimento acelerado de um cilindro submerso em um fluido em repouso, situação análoga, segundo o mesmo autor, à de um cilindro estacionário submerso em um escoamento potencial acelerado. Neste contexto, a força normal à superfície do cilindro acelerado por unidade de comprimento, exercida pelo fluido, é representada da seguinte maneira:

$$2.24 \quad F = -\rho\pi a^2 \frac{d^2x}{dt^2} \bar{i},$$

onde ρ é a massa específica do fluido, a o raio da seção transversal e d^2x/dt^2 a aceleração do cilindro, respectivamente. Esta força, oposta à aceleração do cilindro, é chamada de força de *massa adicionada*, *massa virtual* ou *massa hidrodinâmica*. O mesmo autor considera que um sistema massa-mola vibrando livremente submerso em um fluido em repouso estará solicitado somente pela força de massa adicionada e, portanto, a equação de movimento para o caso de um cilindro resultaria:

$$2.25 \quad m\ddot{x} + kx = -\rho\pi a^2 \frac{d^2x}{dt^2},$$

onde x é a posição, m a massa por unidade de comprimento e k a constante de rigidez da mola por unidade de comprimento. Reordenando termos, a equação anterior fica:

$$2.26 \quad (m + \rho\pi a^2) \ddot{x} + kx = 0.$$

Desta maneira, se observamos o fator do primeiro termo do membro esquerdo da igualdade, desta última equação, é possível notar, comparando este com seu correspondente na equação de movimento oscilatório livre (2.1), o incremento na massa do conjunto que proporciona o fluido circundante e cujo valor segundo Blevins (2001) seria de $\rho\pi a^2$.

Se analisarmos a expressão proposta por este autor para definir a massa de fluido adicionada, $\rho\pi a^2$, a magnitude de seu efeito aparentemente dependeria basicamente da massa específica do fluido e da geometria da seção transversal, independentemente de características relevantes do processo vibratório, como amplitude e frequência, por exemplo.

É de observar, embora o autor relacione de alguma maneira este coeficiente com a massa de fluido arrastada pelo cilindro em movimento, que a determinação do mesmo tenha sido considerando escoamento potencial e desprezando, portanto, as tensões tangenciais na superfície do corpo. Não obstante este fato, segundo o mesmo autor, os valores apresentaram boa correspondência com resultados experimentais.

No mesmo sentido mas com algumas diferenças a respeito do até aqui citado, Kolkman (1977, 1979) propõe representar o movimento oscilatório de um sistema massa-mola-amortecedor imerso em um escoamento mediante a seguinte equação:

$$2.27 \quad m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_w(\underbrace{\ddot{x}, \dot{x}, x, t, etc}_{em\ fase}),$$

onde x é a posição do corpo, m a massa, c a constante de amortecimento viscoso, k a constante de rigidez da mola e F_w a força de excitação exercida pelo escoamento. Segundo o autor, esta força pode ser considerada decomposta em termos proporcionais ou em fase à posição, velocidade e aceleração do corpo, respectivamente. Se estes termos são colocados no membro da esquerda da igualdade anterior (2.27) estaríamos em presença do que se denomina como massa adicionada (m'), amortecimento adicionado (c') e rigidez adicionada (k') e, desta maneira, a equação 2.27 pode ser re-escrita como:

$$2.28 \quad (m + m')\ddot{x} + (c + c')\dot{x} + (k + k')x = F_w(t, etc).$$

Considerando, segundo o referido autor, que a vibração é auto-excitada e considerando a auto-excitação representada no fator do segundo termo do membro da esquerda como uma espécie de amortecimento negativo, o termo da direita da equação anterior não é levado em conta.

Da equação de movimento anterior (2.28) e de acordo com o apresentado em parágrafos anteriores, é possível observar como estas quantidades adicionadas alteram a dinâmica estrutural do conjunto. Neste sentido, em concordância com Kolkman (1979) e Naudascher & Rockwell (1994), a expressão para avaliar a frequência de ressonância do sistema seria dada pela seguinte relação:

$$2.29 \quad f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k+k'}{m+m'}}.$$

Segundo os mesmos autores, ante a ausência de um modelo teórico completo que possa descrever a interação escoamento-estrutura em vibração é possível considerar a rigidez adicionada como parte integrante da massa adicionada, desde que estas duas estejam em fase, assumindo que as vibrações são harmônicas. Portanto, a equação anterior pode ser expressa da seguinte maneira:

$$2.30 \quad f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m+m'}}.$$

Com base no que foi apresentado e considerando o citado por Ishii et al. (1994) e Vikestad et al. (2000), a força exercida pelo escoamento induzindo vibrações consistiria de duas componentes, uma proporcional ou em fase com a aceleração do corpo e outra com a velocidade do mesmo resultando, portanto, uma equação de movimento da seguinte forma:

$$2.31 \quad (m+m'')\ddot{x} + (c+c')\dot{x} + kx = 0.$$

Existe certo consenso na bibliografia consultada a respeito do coeficiente de amortecimento adicionado e seu possível valor negativo como resultado do mecanismo pelo qual a energia é transferida do escoamento para a vibração da estrutura.

Em relação à avaliação destes coeficientes, de massa adicionada e amortecimento adicionado, em estruturas como comportas cabe destacar os trabalhos desenvolvidos por

Ishii et al. (1994, 1995), onde os autores fornecem expressões para determinar os mesmos obtidas com a equação de movimento vista anteriormente (2.31).

Neste sentido, fundamentado pelos trabalhos citados anteriormente, Billeter (1998) cita a seguinte expressão para avaliar a magnitude da massa adicionada:

$$2.32 \quad m' = \left[\left(\frac{f_n}{f} \right)^2 - 1 \right] m,$$

sendo f_n a frequência natural de vibração em ar e f a frequência da vibração induzida.

A importância de determinar a magnitude de massa adicionada, justificando de certa forma o que foi apresentado, está na possibilidade de prever a frequência de resposta do conjunto estrutural e evitar, portanto, possíveis solicitações que conduzam à fadiga. (Vikestad et al. 2000)

Segundo Naudascher & Rockwell (1994) diversos fatores, como geometria da seção, condições de submergência, distância às paredes, a viscosidade e amplitude de vibração, entre outras, influenciam os valores de massa e amortecimento adicionados.

Aparentemente, segundo apresentado por Allersma (1959), Jongeling (1989) e Billeter (1998) a magnitude de massa adicionada seria influenciada pelos níveis de água em torno da comporta, obtendo-se maiores valores enquanto os níveis são elevados.

Na tabela seguinte podem ser observados dados de diferentes autores a respeito de razões de frequência f/f_n , para vibrações horizontais em comportas e seus correspondentes valores de razão de amortecimento.

Tabela 2.2 Valores de razão de frequência de vibrações horizontais em comportas por diferentes autores.

<i>Autores</i>	<i>Razão de amortecimento ζ</i>	<i>f/f_n</i>
Ishii et al. (1994)	0,31 %	5,13/9,17=0,56
Billeter & Staubli (2000)	1,5 e 3,0 %	0,5 < f/f_n < 1
Jongeling (1989)	0,25 %	20,7/22,2=0,93 (Vr=1,22)
		54.7/61.7=0,88 (Vr=0,74)

Pode-se notar na terceira coluna na Tabela 2.2, que os valores de razão de frequências variam em torno de entre 0,5 e 1,0 mas sempre menores do que a unidade e, praticamente, para um valor constante de razão de amortecimento. Isto indicaria que a frequência de vibração induzida pelo escoamento ou frequência de resposta é menor que a frequência

natural em ar e, portanto, baseado na expressão 2.32, o valor de massa adicionada resultaria positivo. Não obstante, segundo Vikestad et al. (2000), a magnitude de massa adicionada em um cilindro vibrando na direção transversal ao escoamento, pode chegar a ser negativa e, desta maneira, a frequência de vibração induzida ser maior que a frequência natural em ar.

Não foi encontrada uma justificativa, de parte dos citados autores, para a causa desta variação nos valores de razão de frequências nem uma relação possível entre a magnitude da massa adicionada e algum parâmetro relevante do processo vibratório. Não obstante, conforme Naudascher & Rockwell (1994), este fato pode ser explicado como causa da rigidez adicionada.

A respeito disto vale salientar que pouco é conhecido sobre o efeito dos parâmetros mais relevantes do movimento oscilatório, em diferentes modos, sobre a massa adicionada ou frequência e amplitude da força de excitação (Vikestad et al. 2000).

2.5. Modelagem Hidroelástica

Ante a falta de um equacionamento completo que permita descrever o comportamento global do conjunto estrutural em vibração devido à complexidade dos fenômenos envolvidos, se faz necessário o estudo deste tipo de problema através da utilização da modelagem física. Conseqüentemente, e levando em consideração a limitação própria de construir modelos em escala real, a modelagem em escala reduzida é utilizada. Com base na bibliografia consultada, geralmente, os modelos são construídos em valores de escalas geométrica entre 1:15 e 1:25 (Kolkman 1979, Jong & Jongeling 1982).

Embora o dispositivo utilizado na pesquisa que faz parte desta dissertação de mestrado sobre vibrações induzidas não seja a reprodução de um protótipo específico, é interessante abordar a modelagem hidroelástica e leis de semelhança, assim como as dificuldades mais comumente encontradas durante sua abordagem, pois são assuntos complementares em uma investigação completa.

Desta maneira, visando simular vibrações induzidas pelo escoamento em modelos reduzidos, Naudascher (1980) salienta a importância de identificar e reproduzir corretamente os mecanismos de excitação que estarão presentes provocando as vibrações, enquanto que Yihong et al. (2001) faz o mesmo com a necessidade de satisfazer a semelhança hidroelástica, significando que condições de semelhança hidráulica e de dinâmica estrutural deverão ser satisfeitas simultaneamente. Segundo Haszpra (1976) é nessa condição que está a origem dos problemas de semelhança.

De acordo com Kolkman (1970, 1989), Yihong et al. (2001) e Mingde et al. (2001) serão analisadas estas duas condições de semelhança, em uma primeira aproximação, de forma separada.

2.5.1. Semelhança Hidráulica

Levando em consideração a condição de escoamento a superfície livre, onde a influência da gravidade é preponderante, a lei de modelos de Froude é adotada. Desta maneira, o número de Froude é invariante entre protótipo e modelo e pode ser representado pela seguinte relação:

$$2.33 \quad \frac{Fr_p}{Fr_m} = \frac{\lambda_v}{\sqrt{\lambda_g \lambda_L}} = 1$$

onde λ_L é a escala de comprimento do modelo hidráulico, λ_v a escala de velocidades e $\lambda_g = 1$ a escala de aceleração da gravidade. Trabalhando com a expressão anterior, pode-se observar que, na prática, a escala de velocidades fica estabelecida pela seleção da escala de comprimento, sendo deste modo:

$$2.34 \quad \lambda_v = \lambda_L^{1/2}$$

Assim, a escala de tempo λ_t pode-se representar como:

$$2.35 \quad \lambda_t = \frac{\lambda_L}{\lambda_v} = \lambda_L^{1/2}$$

Considerando que o fluido utilizado no protótipo e no modelo é o mesmo e, portanto, a escala de massa específica do fluido é igual à unidade, $\lambda_\rho = 1$, a escala de pressão λ_p é representada em função da escala de comprimento da seguinte maneira:

$$2.36 \quad \lambda_p = \frac{\lambda_\rho \lambda_g \lambda_L^3}{\lambda_L^2} = \lambda_\rho \lambda_v^2 = \lambda_L$$

Cabe salientar, por outro lado, embora a instabilidade na separação do escoamento geralmente esteja influenciada pela viscosidade, neste caso a linha de separação aparentemente comporta-se independente do número de Reynolds devido a que coincide com arestas vivas da geometria do terminal em contato com o escoamento. Segundo Naudascher (1980) tanto a zona de influência desse descolamento como a distribuição de pressões dentro da mesma são semelhantes em modelo e protótipo enquanto o número de Reynolds não for menor do que $R_e = 1000$, valor amplamente superado, geralmente, nestes ensaios ($1 \times 10^4 < R_e = e \sqrt{2g\Delta H} / v < 6 \times 10^4$).

2.5.2. Semelhança Elástica

Kolkman (1970, 1989) e Yihong et al. (2001) sugerem, para uma adequada reprodução em modelo hidráulico, a igualdade entre a escala de comprimento do modelo estrutural e a escala de deslocamentos, $\lambda_{L^*} = \lambda_x$. Deste modo a escala de deformação específica, λ_ε igual à razão entre as escalas de tensão e de módulo de elasticidade, pode se representar como

$$2.37 \quad \lambda_\varepsilon = \frac{\lambda_\sigma}{\lambda_E} = \frac{\lambda_x}{\lambda_{L^*}} = 1$$

Por outro lado, a escala de rigidez estrutural λ_k pode ser representada pela seguinte relação

$$2.38 \quad \lambda_k = \lambda_{\rho^*} \lambda_{L^*}^3 \lambda_{t^*}^{-2}$$

onde λ_{ρ^*} é a escala da massa específica do material e λ_{t^*} a escala de tempo do modelo estrutural. Os mesmos autores concordam em que o valor da razão de amortecimento estrutural ζ no modelo e no protótipo deve ser o mesmo. Deste modo:

$$2.39 \quad \lambda_\zeta = 1$$

Considerando o anterior e sendo λ_{m^*} a escala da massa estrutural, a escala do coeficiente de amortecimento viscoso λ_c pode ser representada da seguinte forma

$$2.40 \quad \lambda_c = \lambda_\zeta \lambda_{m^*} \lambda_{t^*}^{-1} = \lambda_{\rho^*} \lambda_{L^*}^3 \lambda_{t^*}^{-1}$$

2.5.3. Semelhança Hidroelástica

Quando a vibração é induzida pelo escoamento, a consistência das escalas do modelo hidráulico e elástico deve ser requerida. Deste modo

$$2.41 \quad \lambda_L = \lambda_{L^*}$$

$$2.42 \quad \lambda_\rho = \lambda_{\rho^*} = 1$$

$$2.43 \quad \lambda_t = \lambda_{t^*} = \lambda_L^{1/2}$$

$$2.44 \quad \lambda_p = \lambda_E = \lambda_L$$

$$2.45 \quad \lambda_c = \lambda_L^{5/2}$$

$$2.46 \quad \lambda_k = \lambda_L^2$$

De acordo com o que foi visto nas expressões anteriores, o modelo estrutural requer um tipo de material com características especiais: (a) sua massa específica deve ser a mesma do protótipo (2.42); (b) seu módulo de elasticidade deve ser reduzido de acordo com a escala de comprimento (2.44); e (c) seu coeficiente de amortecimento viscoso deve ser reduzido de acordo com a escala de comprimento elevada à potência 5/2 (2.45).

Conseqüentemente torna-se difícil satisfazer todas as condições para uma completa semelhança hidroelástica (Yihong et al. 2001). Não obstante isto, os citados autores mencionam o desenvolvimento, à época da publicação de seu trabalho, de um material que possibilita atender às condições anteriores. Neste sentido, Kolkman (1989) relata a utilização de um material com módulo de elasticidade baixo e a adição de blocos, posicionados especificamente, para compensar a perda de massa.

Desta maneira buscou-se apresentar uma noção introdutória da modelagem hidroelástica para o estudo de vibrações induzidas pelo escoamento através da utilização de modelos físicos reduzidos. Como pôde ser visto, o tema apresenta certas dificuldades e pontos não muito claros indicando, deste modo, a necessária continuidade e um caminho possível para futuras pesquisas.

CAPÍTULO 3

3. INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL E METODOLOGIA

O estudo experimental desenvolveu-se através de testes sobre um dispositivo elástico representativo de uma comporta plana vertical com descarga de fundo instalado em um canal aberto com escoamento de água. Cinco geometrias diferentes de terminal inferior, em contato com o escoamento, foram estudadas.

3.1. Instalação Experimental

3.1.1. Canal de Ensaio

O circuito de alimentação do canal consiste de um reservatório enterrado, de onde a água é recalçada através de um conjunto motor-bomba, e tubulações em chapa de aço dobrada que conduzem o fluxo até a câmara de alimentação e tranquilização no canal. Uma vista geral da instalação é apresentada na Figura 3.1.

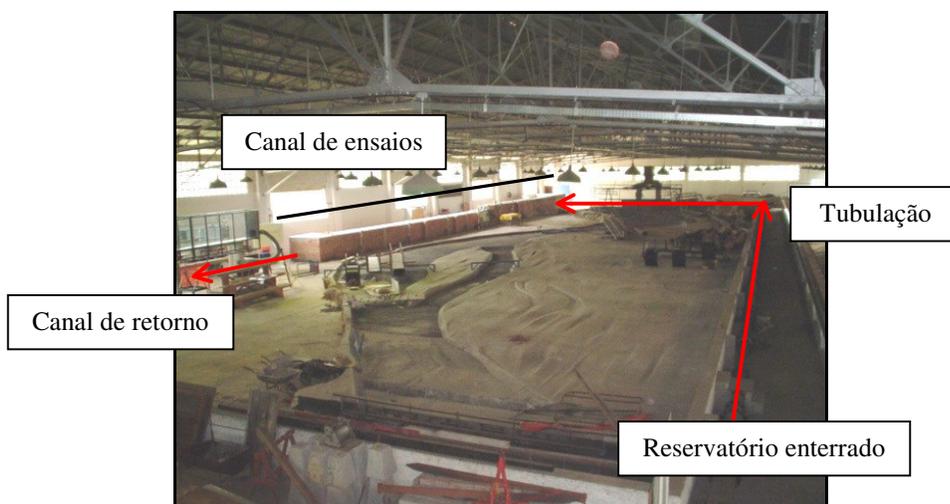


Figura 3.1 Vista geral

O comprimento total do canal, construído em alvenaria de tijolos e concreto, é de 34,4 m com uma declividade longitudinal do fundo de 0,2 %. Após a câmara de alimentação e tranquilização do escoamento e de um trecho de 10 m se encontra a seção de testes, caracterizada por uma parede lateral em vidro transparente com um comprimento de 2 m, sobre a qual é montado o dispositivo elástico. Na Figura 3.2 se apresenta um esquema em planta do canal de ensaios e de uma parte do circuito de alimentação.

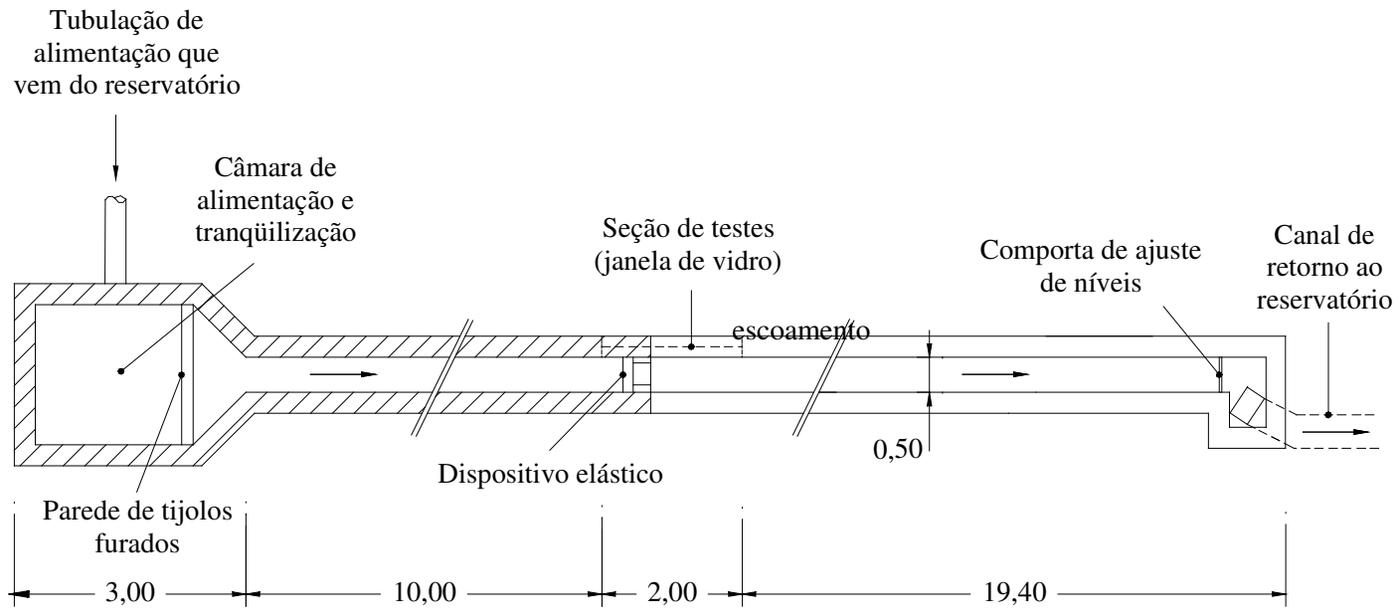


Figura 3.2 Representação esquemática em planta do canal e do circuito de alimentação (sem escala, com medidas em metros)

O canal de seção retangular (Figura 3.3a) tem uma largura útil nominal constante de 0,50 m e, a montante do dispositivo elástico, a altura útil é de 0,9 m (região hachurada na Figura 3.2) enquanto que, a jusante do mesmo, sua altura é de 0,6 m. Ao final do canal encontra-se uma comporta plana tipo gaveta, de altura regulável (Figura 3.3b), para ajuste de níveis. Após a comporta o escoamento é encaminhado para o reservatório do laboratório através do canal de retorno.

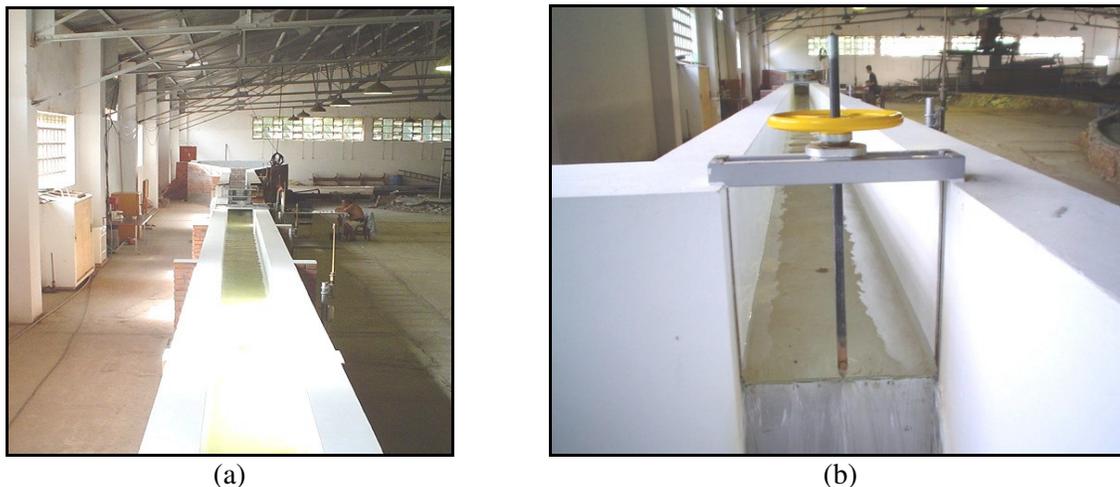


Figura 3.3 (a) Vista geral do canal e (b) Comporta para ajuste de níveis.

3.1.2. Dispositivo Elástico

O dispositivo elástico sobre o qual desenvolveu-se o estudo de vibrações consiste, basicamente, em uma placa plana em alumínio, posicionada na vertical, cujas dimensões são 501 mm de largura x 800 mm de altura x 20 mm de espessura e massa em torno de 30 kg. A rigidez à flexão longitudinal da placa foi elevada por meio de quatro reforços verticais de 100 mm x 504 mm x 13 mm, unidos em seus extremos por um reforço horizontal, no topo da placa plana, com 503 mm x 100 mm x 13 mm, todos em alumínio. O terminal inferior da placa é intercambiável permitindo, desta maneira, o estudo de cinco diferentes geometrias em contato com o escoamento. As características e dimensões principais do dispositivo elástico utilizado neste trabalho são ilustradas na Figura 3.4.

Como pode ser observado na figura, o dispositivo conta com um grau de liberdade rotacional em torno do eixo cujo centro se localiza a 398 mm desde o topo da placa. O mesmo se materializa por meio de uma barra de seção circular de 14 mm de diâmetro a qual, através de um mecanismo que permite o livre giro, se vincula em ambos extremos a dois braços que sustentam o peso do conjunto, os quais estão fixados às paredes superiores do canal.

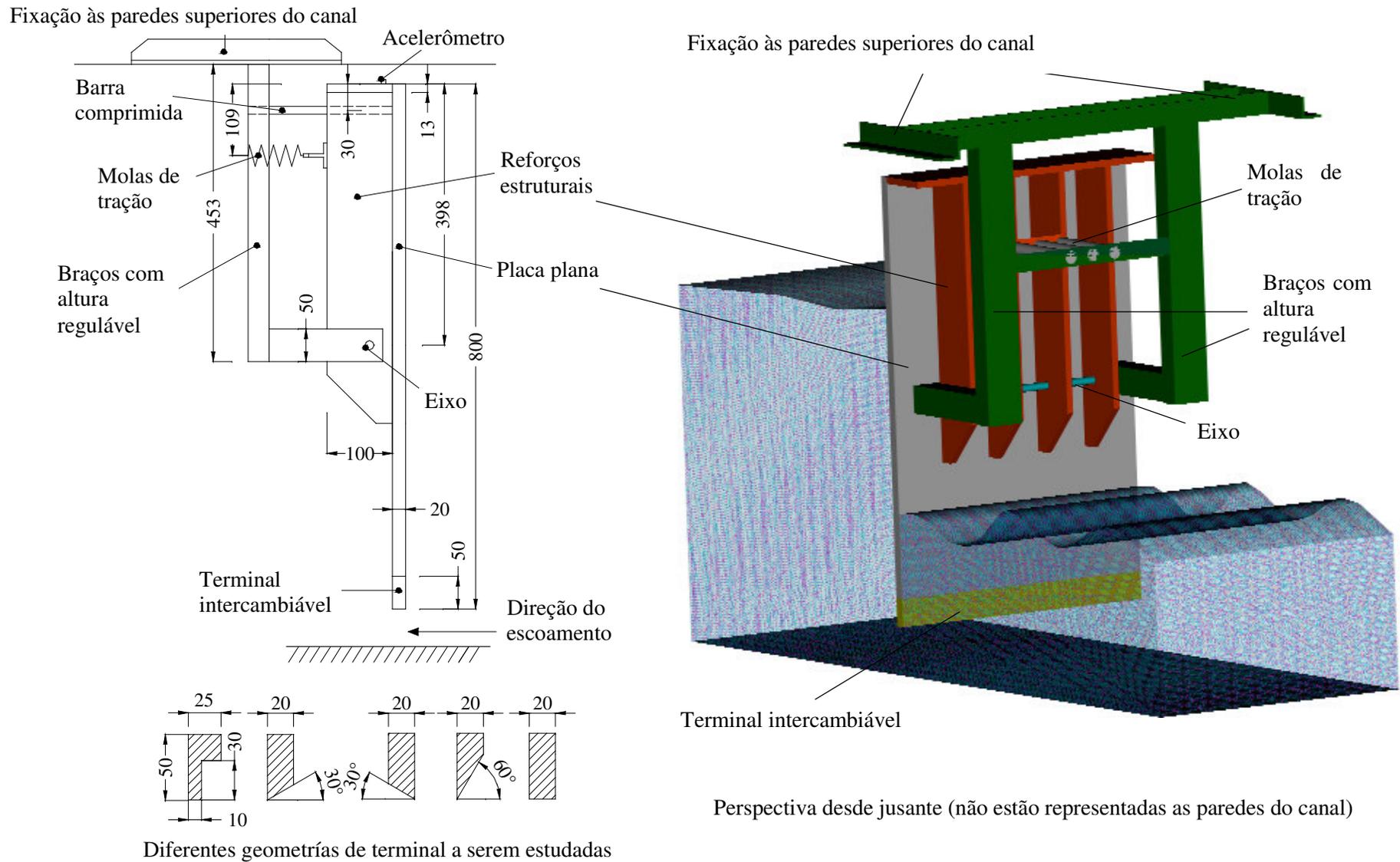
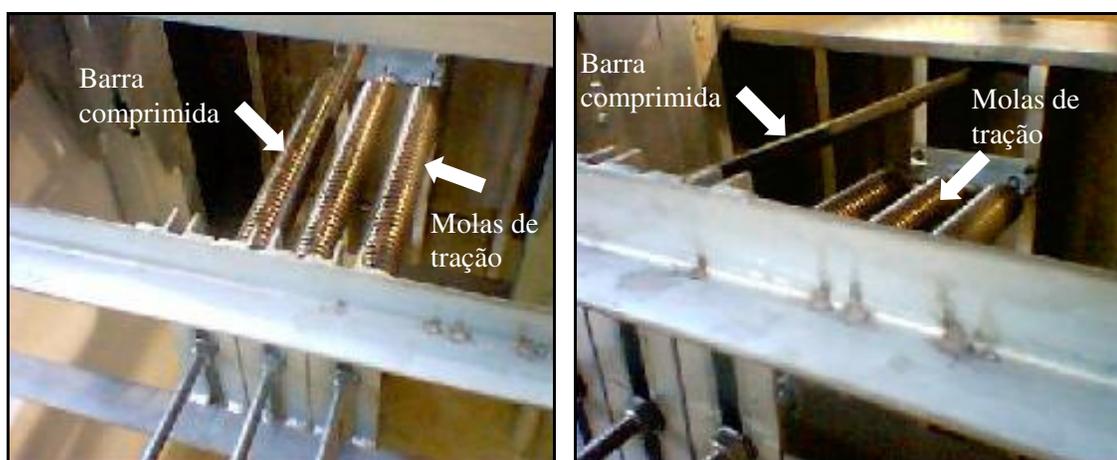


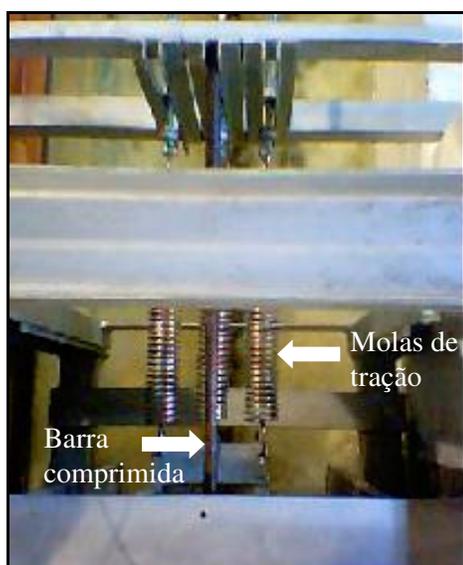
Figura 3.4 Representação esquemática do dispositivo elástico. (sem escala e com medidas em milímetros)

O sistema de fixação dos braços (representados esquematicamente na Figura 3.4) permite a livre regulagem da altura e, conseqüentemente, obter as diferentes aberturas da comporta acima do fundo do canal requeridas no presente estudo. Para permitir o livre deslocamento do dispositivo na direção desejada, uma distância de, aproximadamente, 2 mm separam, a cada lado, a placa das paredes do canal.

Conforme pode ser visualizado das Figura 3.4 e Figura 3.5, três molas de tração com idênticas características elásticas (ver anexo A 3) e ajustáveis em comprimento posicionadas na direção horizontal, a uma distância de 109 mm do topo da placa, e uma barra comprimida (527 mm de comprimento e 12 mm de diâmetro) em igual direção, completam a vinculação elástica do dispositivo à estrutura de fixação.



(a) Vistas de jusante



(b) Vista superior

Figura 3.5 Aspectos da vinculação elástica do dispositivo montado com molas de tração e barra comprimida.

Com esta configuração, empregando as molas e a barra comprimida, foi possível posicionar o dispositivo na vertical, conforme previsto para a realização dos estudos. Porém,

um aspecto importante que cabe salientar foi o problema causado pelo comportamento quanto à verticalidade do dispositivo, identificado na fase de ensaios preliminares. Originalmente a vinculação estava prevista para ocorrer somente através do emprego das molas de tração ajustáveis, as quais permitiam o posicionamento na vertical do dispositivo em ar. No entanto, uma vez submetido o dispositivo ao escoamento, enquanto ocorria o processo de equilíbrio entre vazão no canal e desnível de água a montante e jusante da comporta, alteravam-se os esforços sobre o mesmo, retirando-o da posição vertical e, por conseqüência, alterando a relação vazão – desnível de água pela mudança nas condições de escoamento (principalmente área livre e coeficiente de descarga). Devido a este efeito e mesmo atuando sobre as molas alterando seu número e/ou rigidez e/ou pré-tensionamento, não era possível ter controle sobre o posicionamento do dispositivo inviabilizando desta maneira a realização prática dos ensaios. A solução adotada foi aumentar a rigidez da vinculação por meio da adição de uma barra comprimida, referida nos parágrafos anteriores, que pode ser observada na Figura 3.5.

3.2. Metodologia

3.2.1. Aspectos Gerais dos Ensaios

O comportamento vibratório do dispositivo elástico submetido a diferentes configurações de escoamentos foi caracterizado através de medições simultâneas de níveis médios de água e de aceleração instantânea no sentido do escoamento. Cinco geometrias diferentes de terminal inferior em contato com o escoamento, as quais podem ser visualizadas na Figura 3.6, foram propostas para a realização dos ensaios.

Em cada uma das cinco geometrias, registraram-se quatro aberturas (s) para passagem de descargas: 10 mm, 20 mm, 30 mm e 40 mm, contados desde o fundo do canal até a face (ou linha) inferior dos terminais, sendo estes, segundo a bibliografia, valores pertencentes ao intervalo crítico ($s < 2e$) para o qual fenômenos de vibração induzida ocorreriam com maior significância.

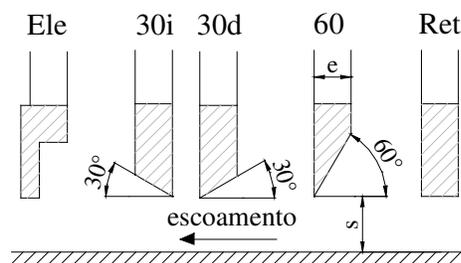


Figura 3.6 Diferentes geometrias de terminal inferior utilizadas na realização dos ensaios.

Independentemente da geometria do terminal, as vazões no canal variam, em geral, a partir de um valor mínimo de 7 l/s, (abertura menor) aumentando aproximadamente a cada 3 l/s ou 5 l/s (dependendo da abertura) até atingir o limite operacional de nível de água no canal. Geralmente em cada valor de abertura foram ensaiadas de 3 a 4 vazões diferentes. Uma vez fixada a abertura e estabelecida uma vazão, as configurações ensaiadas foram as seguintes: situação inicial com descarga livre, a seguir o ressalto hidráulico formando-se imediatamente a jusante da comporta (de 1 cm a 2 cm de afogamento observados sobre a placa plana) e, posteriormente, variando os níveis de água, aproximadamente, a cada 5 cm mediante a regulação em altura da comporta de controle localizada no final do canal. Na Figura 3.7, conforme a metodologia apresentada por Endres (1997), é ilustrado um esquema do fluxo de trabalho durante a realização dos ensaios.

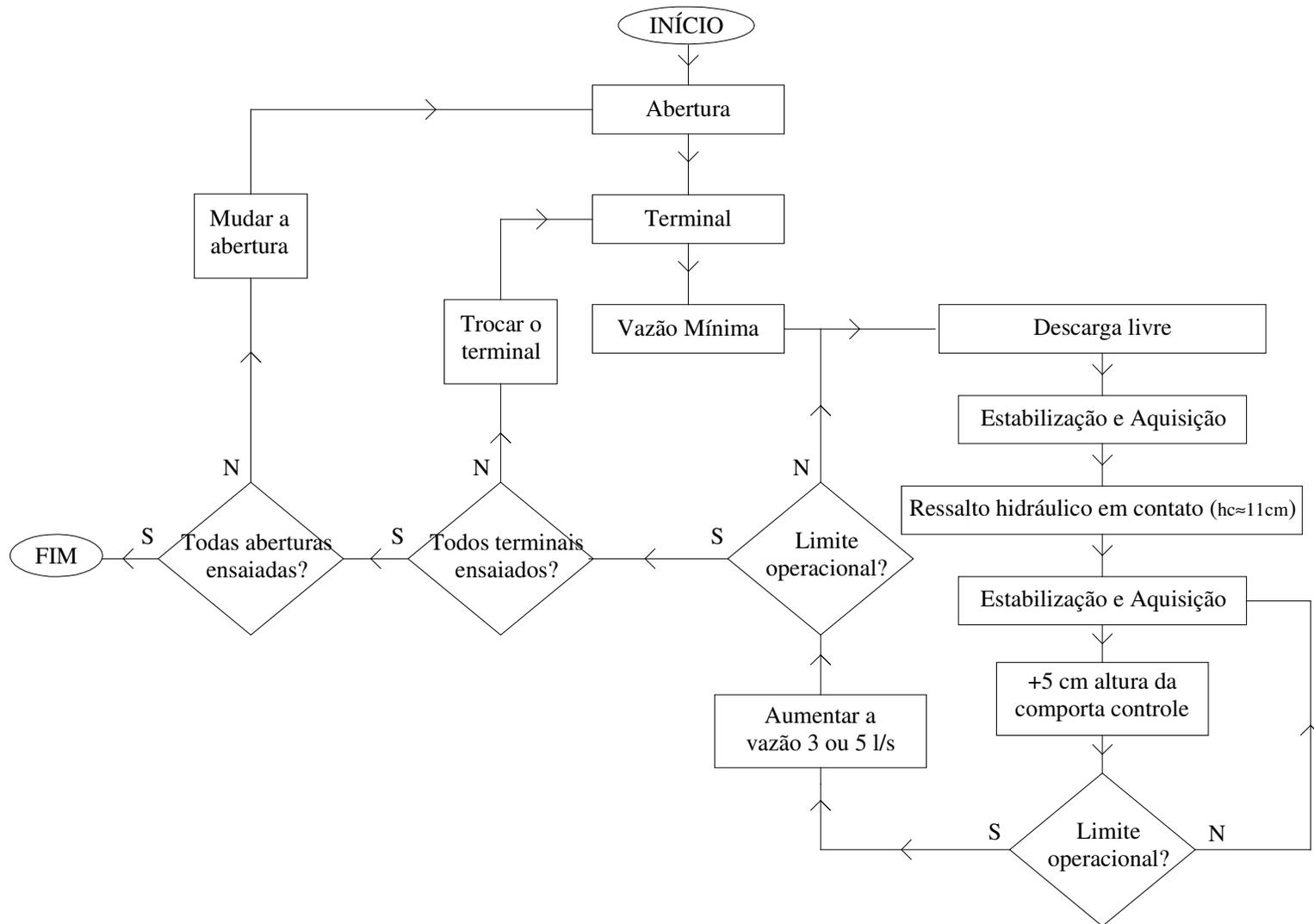


Figura 3.7 Fluxo de trabalho durante a realização dos ensaios. (h_c = altura da comporta de controle a jusante do canal)

Foram ensaiadas, aproximadamente, 490 configurações diferentes, sendo o tempo médio de duração para cada uma, até a verificação da estabilidade das condições hidráulicas no canal de ensaios para a aquisição dos dados, de 40 minutos.

Cabe salientar a intenção de manter idênticas condições quanto às características principais do sistema de fixação elástico do dispositivo, isto é, estiramento e posicionamento das molas e barra, respectivamente. A seguir, serão detalhados os critérios de medição adotados assim como uma breve descrição do instrumental utilizado ao longo das investigações desenvolvidas neste trabalho.

3.2.2. Medição dos Níveis Médios de Água

As medições dos níveis médios de água, com a finalidade de quantificar as condições de escoamento às quais o dispositivo elástico está submetido, foram executadas através da utilização de pontas linimétricas.

Utilizaram-se um total de 8 pontas linimétricas, tendo-se selecionado duas delas, localizadas a montante e jusante do dispositivo elástico a uma distância de, aproximadamente, 3,5 m e 8,0 m, respectivamente, para caracterização de níveis sobre o dispositivo. Desta maneira evitaram-se as instabilidades provocadas nos níveis de água pela agitação superficial do escoamento, especialmente a jusante da estrutura. A Figura 3.8 apresenta uma vista de uma das pontas utilizadas durante a realização dos ensaios.

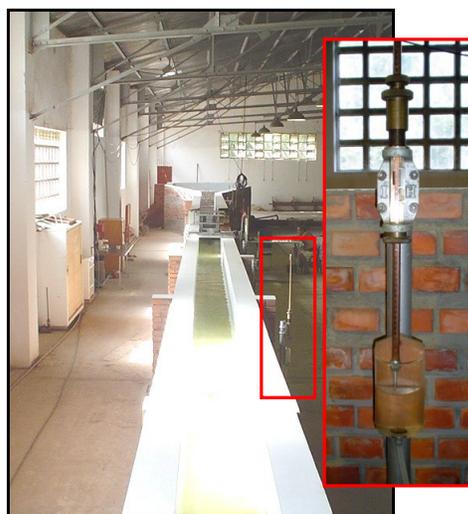
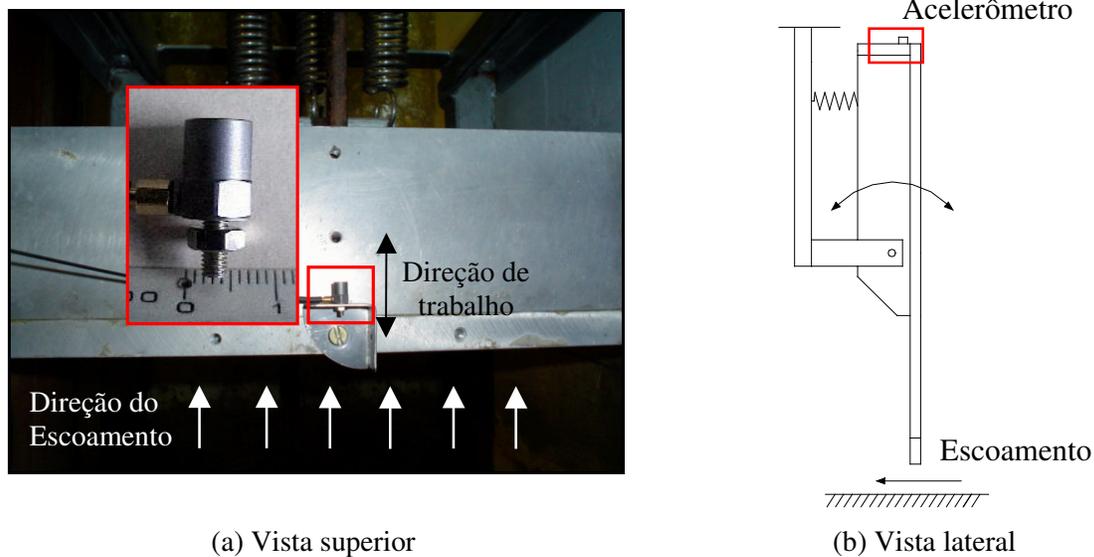


Figura 3.8 Ponta linimétrica similar à utilizada para a determinação dos níveis médios de água.

Além de determinar as alturas correspondentes aos níveis de água a montante e jusante, as leituras sobre as pontas servem como “gatilho” para o início dos ensaios pela verificação da estabilidade de condições hidráulicas.

3.2.3. Medição de Aceleração

Para realizar as medições de aceleração instantânea foi utilizado um acelerômetro marca Bruel & Kjaer, modelo 4393S, posicionado, como pode-se perceber das vistas apresentadas na Figura 3.9, no topo do dispositivo elástico. As características construtivas do dispositivo, aliadas à existência dos reforços estruturais, permitiu considerar a movimentação da parte inferior e superior da comporta (onde se encontra o acelerômetro longe do contato com a água) com a mesma ordem de grandeza.



(a) Vista superior

(b) Vista lateral

Figura 3.9 Vistas do dispositivo elástico e do acelerômetro.

A direção de trabalho coincide com a direção do escoamento e considera-se aproximadamente horizontal pelo fato de os ângulos de rotação serem bastante reduzidos.

3.2.3.1. Aquisição e Tratamento de Dados

Os sinais a partir do sensor foram condicionados através de um condicionador/amplificador marca Bruel & Kjaer, modelo 2690 com filtros passa – alta e

passa – baixa incorporados, e adquiridos por meio de um conversor analógico – digital com resolução de 16 bits conectado a um micro computador portátil. Ao longo das investigações os sinais foram monitorados mediante a utilização de um osciloscópio, procurando detectar, preliminarmente, possíveis ruídos elétricos que interferissem nas medições.

Desta maneira, o resultado direto da medição foi a tensão do sinal analógico que, após condicionado, era convertido para o domínio digital, na forma de um número inteiro na faixa de 0 a 65535, valores estes determinados pela resolução de 16 bits do conversor. Este resultado foi armazenado em meio magnético para posterior conversão ao domínio da grandeza física (aceleração). A faixa de variação do sinal de entrada foi previamente analisada, para uma seleção adequada da faixa de trabalho do conversor, visando não perder informações devido a sobre ou sub – tensões.

Cabe salientar que o sistema de medição empregado utilizou as relações de calibração fornecidas pelo fabricante dos equipamentos e, conseqüentemente, o valor de tensão armazenado é diretamente proporcional ao valor de aceleração (em Volts / $[m/s^2]$) selecionada no painel do condicionador de sinais. Portanto, para converter os valores registrados em aceleração basta dividi-los pelo valor da relação Volts / $[m/s^2]$, antes mencionada.

O tempo de duração na obtenção das amostras, bem como os valores das freqüências de aquisição e filtragem foram estabelecidos após determinados, através de investigações preliminares, valores aproximados das freqüências naturais do dispositivo elástico. Medições prévias deste parâmetro natural revelaram valores em torno de 60 Hz (coincidindo com a freqüência da rede elétrica de abastecimento do laboratório), motivo pelo qual todos os equipamentos foram operados alimentados com a utilização de baterias visando reduzir interferências indesejadas.

Sendo assim, as amostras de 64×2^{11} pontos foram adquiridas a uma freqüência de 2 kHz e filtradas para passar na faixa de freqüências entre 1 Hz e 100 Hz, descartando-se, desta maneira, a ocorrência de fenômenos de dobramento (“*aliasing*”) pois ao atingir a freqüência de Nyquist da aquisição (1000 Hz) menos do que 1% da amplitude do sinal estaria presente pois o filtro passa baixas tem uma característica de atenuação de 40 dB por década.

Os registros com as medições realizadas foram tratados visando, basicamente, a determinação das funções de densidade espectral e das médias quadráticas (valores RMS os quais coincidem com os valores dos desvios padrões desde que as médias são nulas) das acelerações, parâmetros selecionados para a comparação entre os comportamentos dos diferentes terminais e aberturas do dispositivo. Para isto, aplicando técnicas apropriadas de transformações de Fourier, com emprego do aplicativo MATLAB, foram estimadas, na faixa de freqüências de interesse, as funções de densidade espectral das acelerações.

O erro padrão na estimativa das ordenadas espectrais, avaliado mediante a expressão 3.1 (Bendat & Piersol 2000), foi de 12,5 %.

$$3.1 \quad \varepsilon_r = \sqrt{\frac{1}{\beta_w T}}$$

Os valores empregados foram a largura da banda β_w igual a 0,976 Hz e o tempo de aquisição da amostra T igual a 65,536 s. O fluxo de trabalho resumido, utilizado nesta pesquisa, para tratamento das medições desde a grandeza física até o resultado final, está representado de maneira esquemática, conforme a metodologia apresentada por Endres (1997), na Figura 3.10.

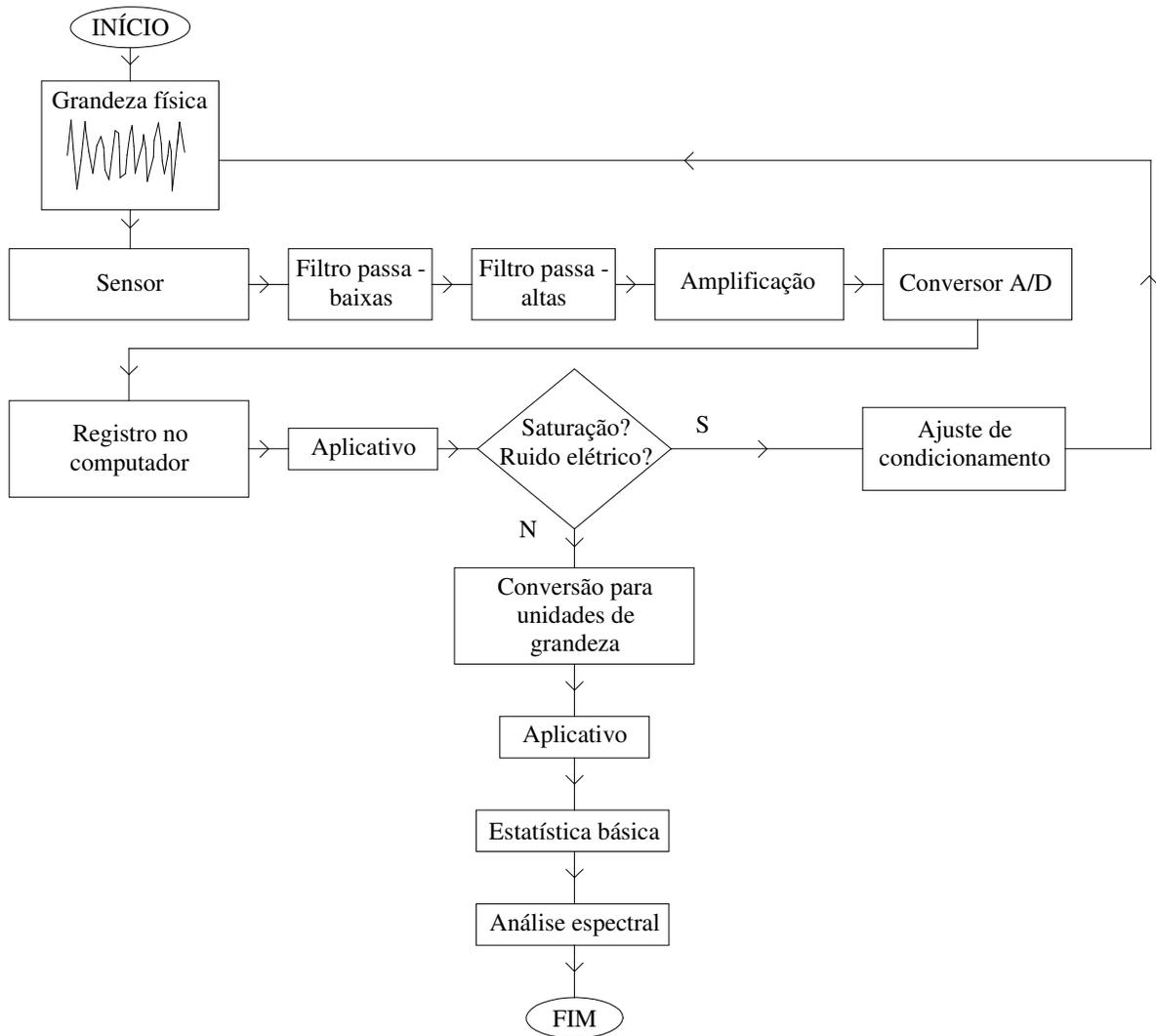


Figura 3.10 Fluxo de trabalho para o tratamento dos dados medidos.

3.2.4. Testes de Frequências Naturais e Razão de Amortecimento

As investigações realizadas visando determinar tanto as frequências naturais como as razões de amortecimento do dispositivo elástico utilizado neste trabalho foram conduzidas com a finalidade de conhecer características importantes sob o ponto de vista do estudo da vibração de estruturas induzida pelo escoamento.

Para tal fim, o dispositivo elástico foi excitado a vibrar livremente mediante um pulso de força “instantânea” (“*Bump test*”), aplicado sobre a placa plana. A resposta do dispositivo, em acelerações, foi adquirida e tratada de maneira idêntica a quando submetido ao escoamento, segundo se detalha no item anterior. Conseqüentemente, comparações posteriores entre resultados de vibração livre e induzida pelo escoamento foram possíveis.

Os testes de pulso foram realizados nas diferentes aberturas de descarga e para todas as geometrias de terminal ensaiadas. De forma semelhante a Ishii et al. (1995) cada medição foi repetida pelo menos três vezes com a finalidade de obter um valor médio representativo em processo de repetibilidade satisfatória.

CAPÍTULO 4

4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS E ANÁLISE

4.1. Considerações Iniciais

Os resultados aqui apresentados decorrem das medições executadas sobre um dispositivo, conforme descrito no item 3.1.2, representativo de uma comporta plana vertical com descarga de fundo.

A verificação de validade dos mesmos será feita através da comparação com estudos realizados por outros autores citados na revisão bibliográfica. Ressalta-se neste aspecto, que tanto a escassez de trabalhos sobre vibrações induzidas neste tipo de estrutura hidráulica como a diversidade de configurações estruturais (geometria, graus de liberdade, amortecimento estrutural e do fluido, sistema de fixação elástica, entre outros), podem, *a priori*, dificultar uma análise comparativa direta entre a bibliografia e o presente estudo.

Desta maneira, na primeira parte deste capítulo, serão discutidos os resultados correspondentes às investigações levadas a cabo visando identificar características dinâmicas do dispositivo, tais como, frequências ou modos naturais de vibração e grau de amortecimento presente no sistema.

Na segunda metade do presente capítulo, com base nas discussões antes mencionadas, são apresentados resultados concernentes à vibração do dispositivo induzida pela ação do escoamento. Neste sentido, procurou-se caracterizar os diferentes comportamentos vibratórios através de parâmetros adimensionais, facilitando desta maneira, uma posterior comparação tanto entre as diferentes geometrias de terminal inferior aqui estudadas como com trabalhos anteriores constantes na bibliografia.

Resultados das investigações visando identificar a influência da abertura de descarga e do afofamento sobre o comportamento vibratório também serão apresentados. Por último, neste capítulo, se discute a determinação da magnitude da massa adicionada interveniente no processo vibratório.

4.2. Características Dinâmicas da Estrutura

O comportamento vibratório do dispositivo induzido pelo escoamento depende, fundamentalmente, de parâmetros característicos da vibração livre, ou seja, frequências

naturais e razão de amortecimento (Ishii et al. 1995). Em conseqüência, se faz necessário sua determinação visando uma melhor compreensão dos resultados posteriores quando submetido à ação das forças hidrodinâmicas do escoamento.

Devido à falta de um conhecimento prévio do comportamento do dispositivo em relação às possíveis variáveis que influiriam nos resultados, as investigações para determinar estes parâmetros, conduzidas segundo a metodologia descrita no item 3.2.4, foram realizadas para a maior parte das diferentes aberturas de descarga e geometrias de terminal ensaiadas. Em outras palavras, determinações de freqüências ou modos naturais e de razões de amortecimento foram feitas uma vez que foi necessário interferir no sistema de fixação elástica, isto é, trocar o terminal ou mudar a abertura de descarga. Conforme mencionado, a seguir são apresentados os resultados obtidos assim como a metodologia de cálculo empregada para suas respectivas determinações.

4.2.1. Freqüências Naturais

Os valores de freqüência natural foram deduzidos dos sinais de aceleração registrados durante os testes de pulso. De cada resposta a um pulso de força “instantâneo”, exemplificada mediante a Figura 4.1, foi obtido, da primeira oscilação, o valor do período de tempo entre os dois picos consecutivos.

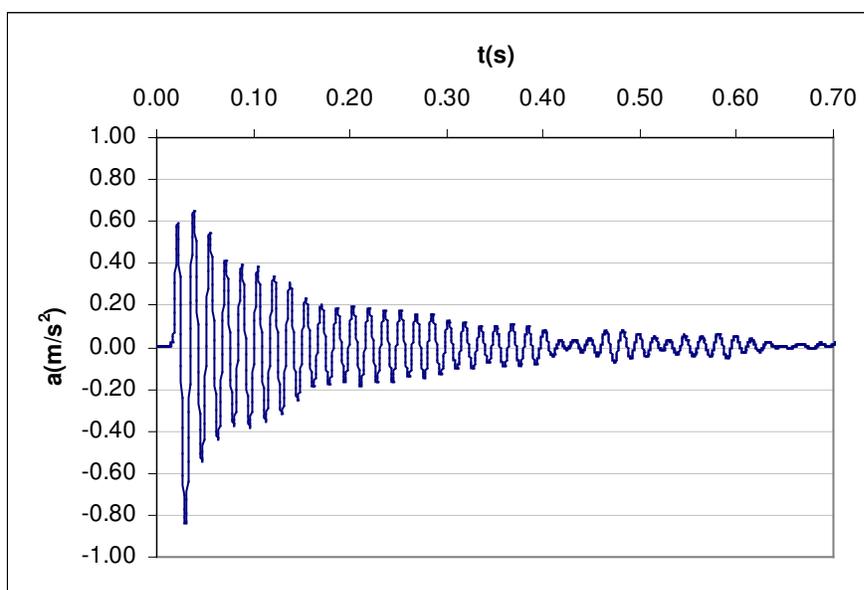


Figura 4.1 Acelerações da comporta em ar em resposta a um pulso (terminal “60”, $s = 20$ mm).

Desta maneira, foi possível calcular os valores de frequência natural em ar segundo a seguinte relação, onde τ é o período de oscilação.

$$4.1 \quad f_n = \frac{1}{\tau}$$

Seguindo esse procedimento, com os valores correspondentes a cada pulso (em um mínimo de três para cada teste) foi calculado um valor médio representativo da frequência natural correspondente às aberturas (s) e geometrias de terminal, os quais são apresentados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 Valores médios representativos de frequência natural em ar de vibração da comporta

<i>Geometria de terminal</i>	<i>Abertura s (mm)</i>	<i>f_n (Hz)</i>
60	10	59,5
Ret	10	58,4
30d	10	54,8
Ele	10	63,2
30i	10	59,7
60	20	57,5
30d	20	55,2
Ele	20	56,6
30i	20	58,6
60	30	60,2
Ele	30	61,4
30d	30	60,9
30i	30	58,5
Ret	30	59,5
Ret	40	61,7
60	40	60,0
30d	40	58,5
30i	40	60,6

De acordo com a Tabela 4.1 e a Figura 4.2, os valores de frequência natural em ar, na faixa de aberturas analisadas, variam, aproximadamente, entre 55 Hz e 63 Hz.

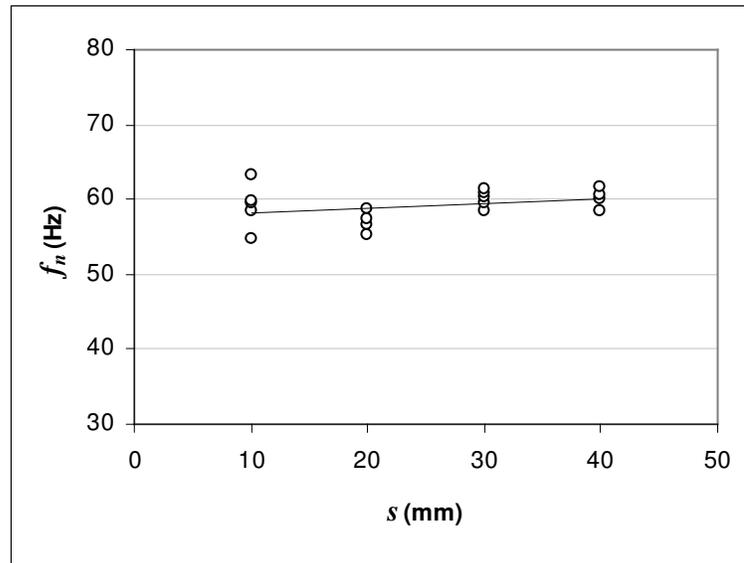


Figura 4.2 Valores representativos médios de frequência natural de vibração da comporta em função da abertura para as diferentes geometrias de terminal (tendência em linha tracejada).

Com ajuda da linha de tendência tracejada, ilustrada na mesma figura, é possível notar que os valores se encontram um pouco abaixo de 60 Hz. Em conseqüência, podemos dizer que o valor de frequência natural em ar se mantém relativamente constante, com influência desconsiderável do valor da abertura de descarga.

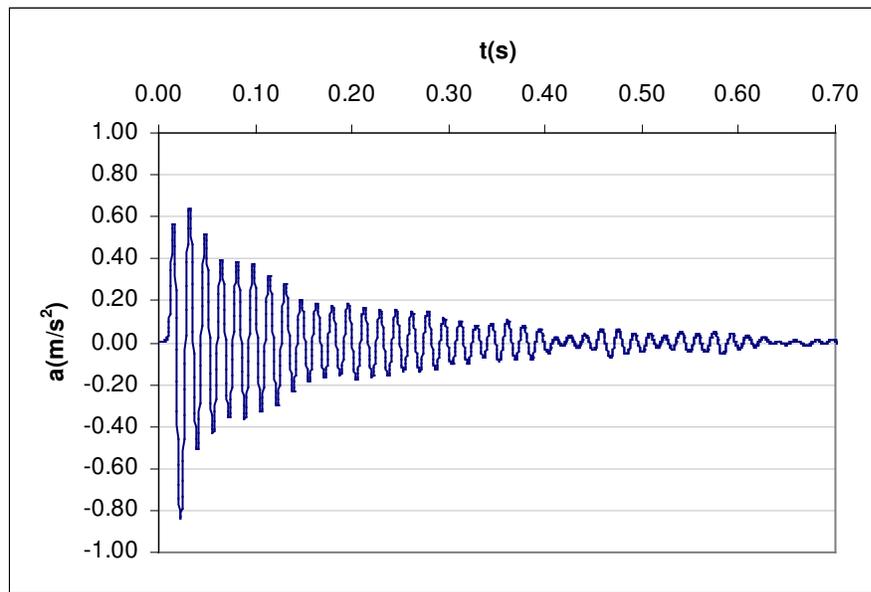
Por outra lado, essa afirmação concorda com o esperado. As condições de fixação elástica que, em princípio, influem no valor deste parâmetro, foram, aproximadamente, idênticas para todas as situações avaliadas. A pequena variação que estes valores apresentam, no entanto, deve-se, provavelmente, à falta de sensibilidade do sistema de fixação em relação ao controle do posicionamento e ajuste de molas e barra, respectivamente.

De acordo com o até aqui apresentado, podemos inferir que está identificada uma frequência natural de vibração em ar em torno do valor nominal aproximado de 60 Hz. Não obstante, devido à complexidade da configuração estrutural, provavelmente, o dispositivo possua mais de um modo natural de vibração e que, com o método empregado, estes poderiam não ser identificados.

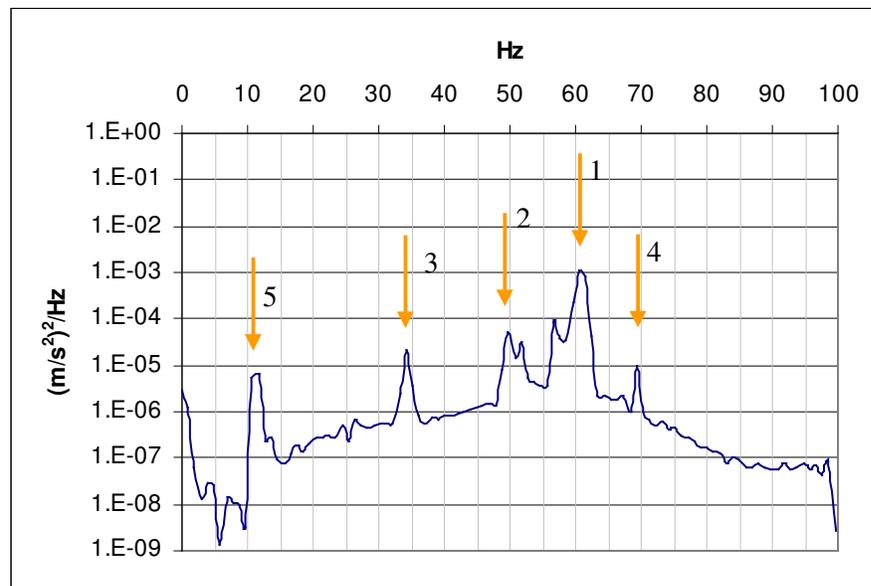
Em conseqüência, conforme a metodologia proposta por Ishii et al. 1995, investigações visando identificar outros possíveis modos naturais de vibração foram levadas a cabo através das determinações de funções de densidade espectral de resposta a um pulso de força “instantâneo”.

4.2.1.1. Freqüências Naturais em Ar

A seguir são apresentados os resultados, obtidos por meio da metodologia mencionada anteriormente, correspondentes à vibração livre em ar. Com objetivos práticos é apresentado, na Figura 4.3, um caso particular (geometria de terminal “60” para uma abertura de descarga (s) de 20 mm), bastante representativo dos resultados para as demais situações. Ilustra-se no item (a) da mesma figura, a resposta a um pulso de força “instantâneo”, em acelerações, e em (b) a função de densidade espectral das acelerações respectivas.



(a)



(b)

Figura 4.3 Acelerações da comporta em ar em resposta a um pulso (terminal “60”, $s = 20$ m (a) registro temporal e (b) densidade espectral das acelerações.

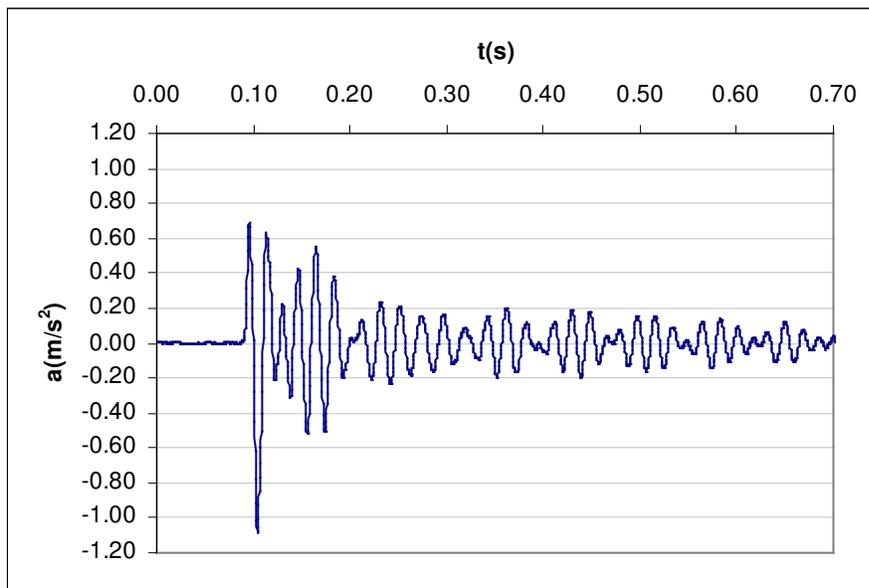
Conforme se observa do espectro apresentado na Figura 4.3(b) na ampla faixa de frequências do trecho analisado, na qual é transferida a energia para a vibração do dispositivo em ar, destacam-se frequências em torno de 12, 35, 50, 60 e 69 Hz, indicadas pelas setas. Como se trata de investigação indicativa, é válida a aplicação do método tradicional de análise espectral, mesmo a amostra que não apresenta características fortes de estacionariedade.

É interessante notar a correspondência entre esta faixa de frequências na qual a transferência de energia é mais significativa e o valor de frequência natural calculado anteriormente mediante a expressão 4.1 igual a, aproximadamente, 60 Hz. Desta maneira ficam identificados, no trecho de frequências analisado, cinco frequências naturais de vibração livre em ar.

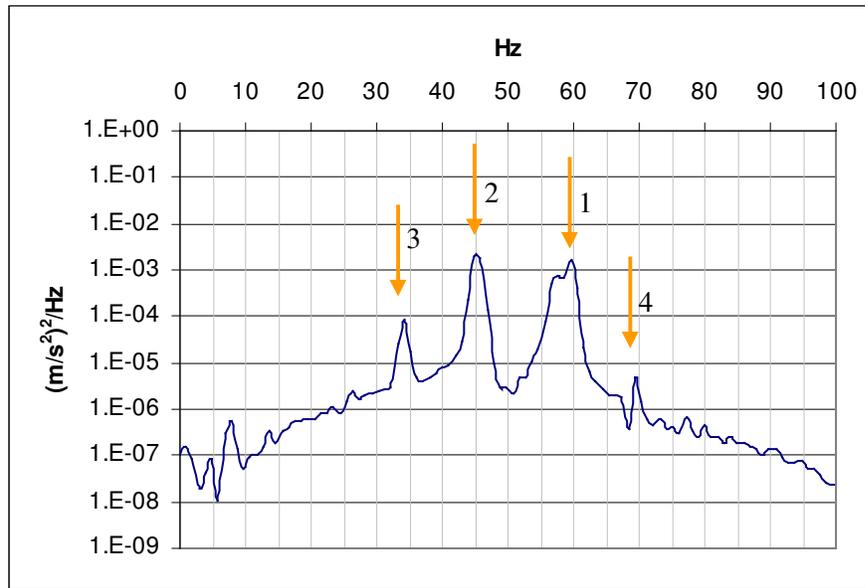
4.2.1.2. Frequências Naturais em Água

As investigações foram levadas a cabo de maneira idêntica às realizadas em ar com a diferença de ter, neste caso, um nível médio de água no canal de, aproximadamente, 30 cm totalmente em repouso. O caso particular que se apresenta a seguir é idêntico ao utilizado para a determinação dos modos naturais em ar, o que possibilita a comparação posterior entre resultados.

Conseqüentemente, pode-se observar na Figura 4.4 a resposta a um pulso de força “instantâneo” em acelerações em (a) e a respectiva função de densidade espectral das acelerações em (b).



(a)



(b)

Figura 4.4 Acelerações da comporta em água em resposta a um pulso (terminal “60”, $s = 20$ m) (a) registro temporal e (b) densidade espectral das acelerações.

Da comparação entre as Figura 4.3(b) e Figura 4.4(b) notamos como a presença de água modifica os resultados. Podemos observar para este caso e coincidindo com os resultados de vibração em ar, a ampla faixa de frequências na qual é transferida a energia para a vibração do dispositivo. Mesmo assim, podem ser apontadas faixas de frequências com destaque em torno de 35 Hz, 45 Hz, 60 Hz e 69 Hz.

Com características semelhantes ao caso da vibração em ar, destacam-se frequências em torno de 35 Hz, 60 Hz e 69 Hz. Caso particular e interessante ocorre com a faixa de frequências próximas a 45 Hz, a qual não foi identificada no caso de vibração em ar e, nesta situação, é uma das predominantes.

O fato de não coincidir os modos ou frequências naturais de vibração em ar e em água, embora não seja inesperado, pode ser devido à influência que exerce o empuxo da água sobre o sistema composto pela placa, suporte e fixação, modificando assim condições importantes para suas determinações. Na Tabela 4.2 são resumidos os resultados das frequências naturais de vibração livre identificadas tanto em ar como em água.

Tabela 4.2 Resumo das frequências naturais de vibração livre da comporta em ar e em água.

	1	2	3	4	5
<i>Em ar</i>	60 Hz	50 Hz	35 Hz	69 Hz	12 Hz
<i>Em água</i>	60 Hz	45 Hz	35 Hz	69 Hz	----

Como as funções de densidade espectral não possuem picos bem definidos, como observado em geral das figuras apresentadas, cabe salientar que os valores da tabela anterior são representativos das faixas largas de frequências (“*broad band*”) que se destacam nos respectivos espectros.

4.2.2. Razão de Amortecimento em Ar

Os valores das razões de amortecimento (ζ) foram deduzidos dos mesmos sinais de aceleração, registrados durante os testes de pulso, dos quais determinaram-se os valores de frequências naturais em ar apresentados no item anterior. Sendo assim, foram obtidos dos dois primeiros picos consecutivos os valores das amplitudes de aceleração instantânea. Desta maneira foi possível calcular mediante a expressão 2.10 o valor do decremento logarítmico (δ) e, uma vez determinado, através da expressão 2.11, o respectivo valor de razão de amortecimento. Assim, a expressão para calcular este último parâmetro foi a seguinte.

$$4.2 \quad \zeta = \delta/2\pi$$

Seguindo este procedimento, com os valores correspondentes a cada teste de pulso e de maneira semelhante à da determinação das frequências naturais, foi calculado um valor médio representativo. Na Tabela 4.3 são apresentados os valores médios das razões de amortecimento para as respectivas aberturas de descarga e geometrias de terminais.

Tabela 4.3 Valores médios representativos de razão de amortecimento (em ar) da vibração da comporta nos testes de pulso.

<i>Geometria de terminal</i>	<i>Abertura s (mm)</i>	ζ (%)
60	10	3,64
30d	10	7,95
30i	10	5,51
Ele	10	4,16
Ret	10	6,75
60	20	3,44
30d	20	6,15
30i	20	5,06
Ele	20	4,39
60	30	5,73

30d	30	3,38
30i	30	3,20
Ele	30	5,95
Ret	30	5,29
60	40	3,86
30d	40	3,27
30i	40	3,31
Ret	40	5,38

Levando em consideração os valores de razão de amortecimento calculados e sendo, aproximadamente, a massa da comporta igual a 30 kg, por meio da expressão 2.19, foram obtidos os valores médios do parâmetro adimensional denominado número de Scruton. A Figura 4.5 apresenta estes valores em relação às geometrias de terminal e aberturas da comporta para a descarga de fundo.

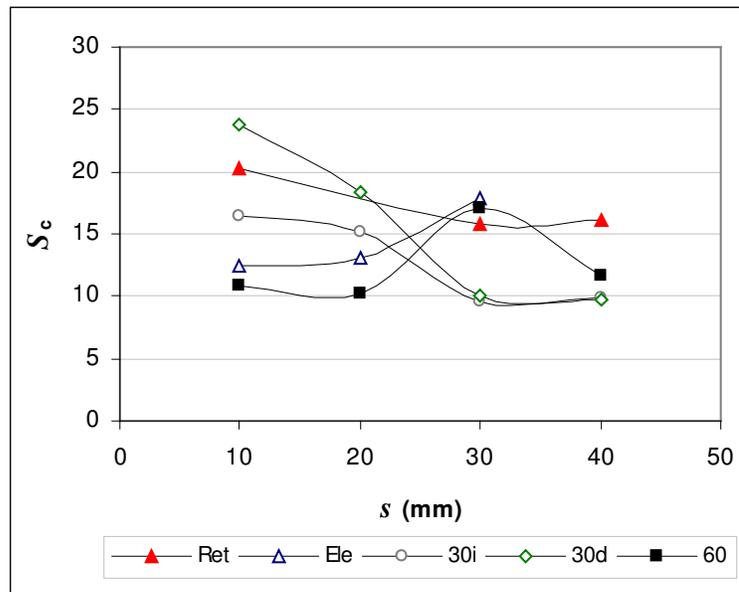


Figura 4.5 Valores médios do número de Scruton (em ar) em relação à abertura de descarga para os diferentes terminais (linhas apenas para visualização).

A apresentação do comportamento deste parâmetro com as diferentes geometrias de terminal inferior e aberturas de descarga, justifica-se por possibilitar a comparação posterior entre os respectivos comportamentos vibratórios induzidos pelo escoamento.

Considerando que as condições de fixação elástica foram similares para todas as situações, os resultados obtidos não parecem de acordo com o esperado. Como pode-se observar na figura anterior e, diferentemente dos resultados de frequências naturais, estes apresentaram uma maior dispersão. Além disso, os valores de desvio padrão, nas determinações dos valores médios, foram consideráveis.

Possivelmente, a imprecisão na estimação dos valores da razão de amortecimento, o grau de complexidade da configuração estrutural, incluindo a vinculação elástica, assim como variáveis relacionadas à metodologia utilizada para a realização dos testes de pulso (intensidade do pulso de força instantâneo, ponto de aplicação, entre outros), sejam causas possíveis para estas diferenças particulares. Billeter (1998), indicando a suscetibilidade deste parâmetro, cita valores de razão de amortecimento em uma faixa entre 1 % e 3,5 %, enquanto que Vikestad et al. (2000), para o caso de uma estrutura mais simples como um cilindro, relata uma variação de valores do mesmo parâmetro de até 30 %.

De todos modos, embora a variação deste parâmetro seja considerável no presente trabalho de pesquisa, a razão das amplitudes de vibração em função do número de Scruton, conforme a Figura 2.15, se apresenta, aproximadamente, inversamente proporcional ao quadrado do mesmo, com marcada influência para os valores menores ($S_c < 2$). Portanto, e sendo que estes valores de número de Scruton são relativamente elevados ($S_c \gg 2$), pode-se esperar que a variação deste parâmetro não seja de maior importância quando forem comparados os comportamentos vibratórios correspondentes às diferentes geometrias de terminal inferior em situações de escoamento semelhantes.

4.3. Vibração Induzida pelo Escoamento

4.3.1. Características Gerais

Como primeiro passo, e antes de discutir mais em detalhe o comportamento vibratório induzido pelo escoamento sobre o dispositivo, serão apontadas algumas das características gerais mais relevantes através da análise de determinadas funções de densidade espectral correspondentes a diferentes situações, tanto de geometria de terminal inferior como de configurações de escoamento, as quais serão apresentadas a seguir.

Desta maneira, a Figura 4.6 caracteriza o comportamento vibratório do dispositivo, através das funções de densidade espectral das acelerações correspondentes a três diferentes situações de escoamento, para o caso de terminal inferior “Ret” (Figura 3.6) e uma abertura de descarga (s) de 10 mm. O nível médio de água a jusante do dispositivo foi, em média para as três situações, aproximadamente, de 13 cm.

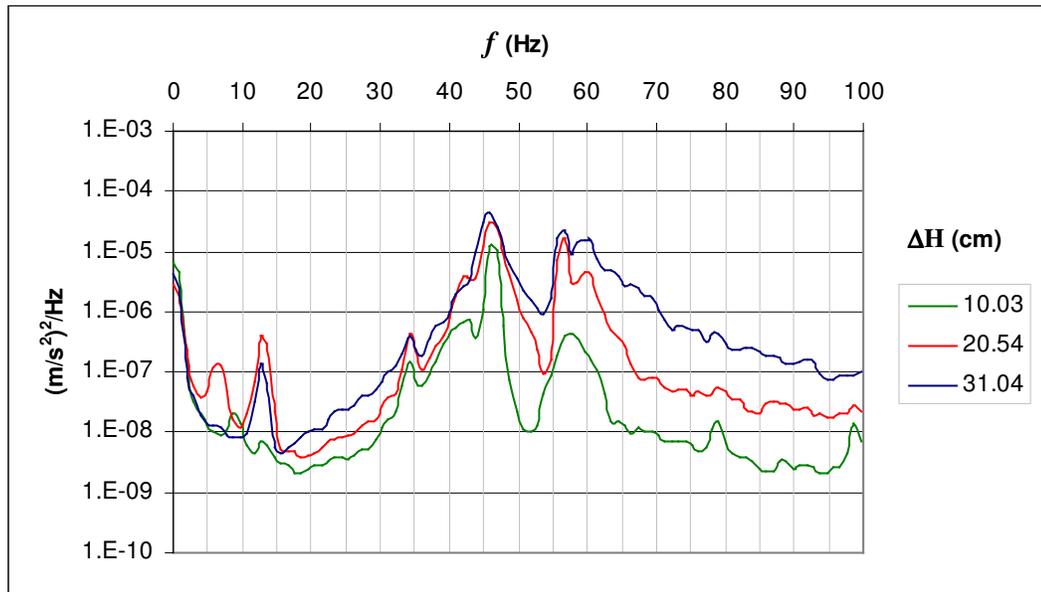


Figura 4.6 Funções de densidade espectral. Geometria de terminal “Ret”, $s = 10$ mm, $N_j \approx 13$ cm, $\Delta H = 10,03$ cm —; 20,54 cm — e 31,04 cm —.

Pode-se observar na mesma figura, das respectivas funções de densidade espectral das acelerações, o incremento na transferência de energia desde o escoamento para a vibração do dispositivo enquanto os valores de diferença de níveis (ΔH) aumentam, de acordo com o aumento correspondente da área encerrada abaixo dos respectivos diagramas.

É possível notar, ainda analisando a mesma figura, a ampla faixa de frequências, no trecho analisado, na qual o escoamento induz o dispositivo a vibrar, com valores significativos, aproximadamente, a partir de 20 Hz e até 80 Hz. Neste caso, destacam-se faixas de frequências em torno de 45 Hz e entre 55 Hz e 60 Hz, valores que correspondem às frequências de vibração livre em água identificadas anteriormente e apresentados na tabela 4.2. Também é possível identificar, embora com uma menor intensidade em comparação com as faixas já mencionadas, frequências naturais de ordem 3 e 5 da Tabela 4.2, em torno de 35 Hz e 12 Hz, respectivamente.

A seguinte, Figura 4.7, ilustra a caracterização do comportamento vibratório do dispositivo com a geometria de terminal inferior “60” (Figura 3.6) em três configurações diferentes de escoamento. A abertura de descarga, para todas as situações, é igual a 10 mm. Sendo os desníveis médios de água $\Delta H = 9,68$ cm; 20,73 cm e 32,64 cm e, um valor médio de nível de jusante (N_j), em média para os três casos de, aproximadamente, 15 cm.

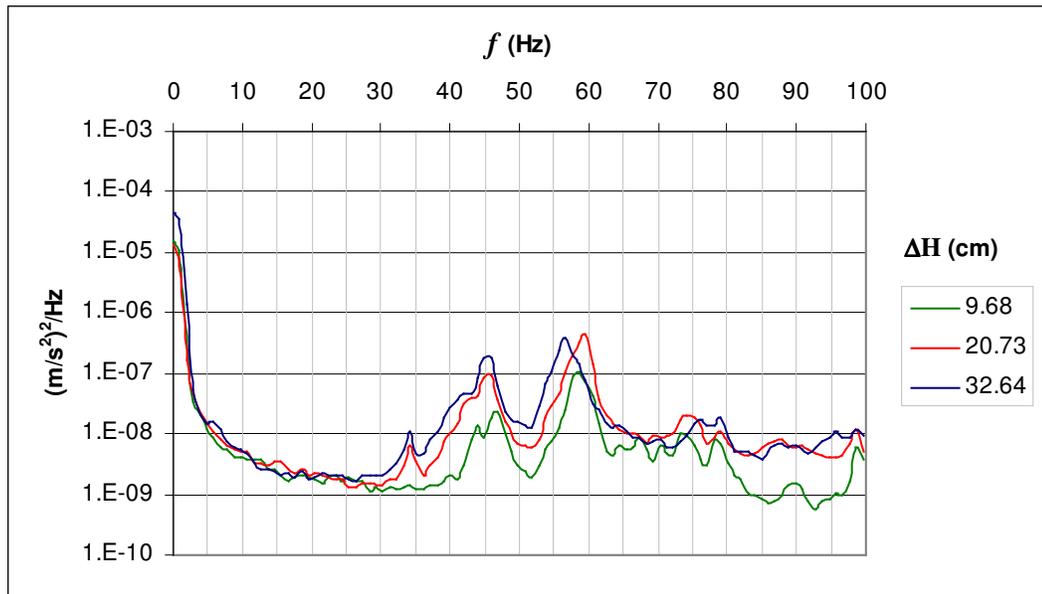


Figura 4.7 Funções de densidade espectral. Geometria de terminal “60”, $s = 10$ mm, $N_j \approx 15$ cm, $\Delta H = 9,68$ cm —; $20,73$ cm — e $32,64$ cm —.

Comparando estes resultados com os anteriores, correspondentes à geometria “Ret” apresentados na Figura 4.6, podemos observar a notável diminuição na transferência de energia desde o escoamento para a vibração do dispositivo que ocorre neste caso, sendo ainda mais significativa esta diferença para valores de desníveis maiores, de acordo com a redução da área encerrada pelas funções de densidade espectral em comparação com espectros correspondentes a configurações similares de escoamento utilizando a geometria de terminal citada anteriormente (“Ret”).

Da mesma forma que para o caso anterior, as faixas de frequências predominantes, no trecho analisado, se situam em torno de 60 Hz e 45 Hz, correspondendo-se com as frequências naturais em água indicadas por 1 e 2, respectivamente, da Figura 4.4. Cabe destacar, nestas faixas de frequências, o acentuado decréscimo nas ordenadas espectrais que tem lugar para este caso de geometria de terminal, nas configurações de escoamento apresentadas e sendo, aproximadamente, de duas a três décadas nas unidades das ordenadas espectrais.

Pode-se observar, diferentemente do caso anterior (Figura 4.6), a pequena variação entre as ordenadas espectrais quando comparadas as diferentes configurações de escoamento, mesmo na faixa de altas frequências e para maiores desníveis.

As características apontadas nestes últimos parágrafos indicam, de acordo com o esperado, a menor susceptibilidade, sob o ponto de vista da ocorrência de vibrações induzidas pelo escoamento, que apresenta este tipo de estrutura quando a geometria de terminal “60” encontra-se em contato com o escoamento.

Cabe destacar para todos os casos e, como foi mencionado anteriormente, embora tenham sido apresentados alguns valores de frequências, os espectros não possuem picos bem definidos ou marcados (“*narrow band*”), mais sim certas faixas de frequências que se destacam em relação ao restante do espectro.

Desta maneira buscou-se, através do apresentado nos parágrafos anteriores, fornecer um panorama geral representativo do comportamento vibratório do dispositivo elástico quando submetido ao escoamento. Duas situações bem diferentes, sob o ponto de vista da ocorrência de vibrações induzidas, foram expostas. Por um lado, a geometria de terminal inferior “Ret” e, por outro, a geometria de terminal “60”, sendo que, esta última, conforme o esperado, apresentou uma menor susceptibilidade à ocorrência de fenômenos vibratórios.

Cabe mencionar que, especificamente, não foram feitas referências aos casos de geometrias de terminal “Ele”, “30d” e “30i” devido a que as características gerais de seus respectivos comportamentos estão contidas dentro dos casos apresentados. Um maior detalhamento desses casos será feito em itens posteriores.

Feitos estes esclarecimentos, algumas características são interessantes de observar como, por exemplo, a correspondência entre os valores das faixas de frequências predominantes de vibração induzida pelo escoamento com os modos naturais de vibração livre identificados em água e, a maior transferência de energia desde o escoamento para a vibração da estrutura uma vez que os valores médios de desníveis de água aumentam.

4.3.2. Modos de Vibração

A seguir serão apresentados resultados do comportamento vibratório da comporta, correspondentes às cinco geometrias de terminal inferior ensaiadas, caracterizados através do parâmetro adimensional denominado velocidade reduzida, um dos mais relevantes no estudo deste tipo de fenômenos (Thang 1990) o qual foi apresentado anteriormente por meio da expressão 2.18 repetida a seguir,

$$V_r = \frac{\sqrt{2g\Delta H}}{f e}$$

onde ΔH é a diferença de níveis a montante e jusante da comporta, g a aceleração da gravidade, e a espessura da comporta e f a frequência de vibração.

A diferença de níveis foi avaliada através da subtração entre os valores de níveis de água a montante (N_m) e jusante (N_j) do dispositivo, obtidos segundo a metodologia descrita no item 3.2.2.

O valor de frequência de vibração utilizado para as determinações deste parâmetro foi obtido de cada uma das respectivas funções de densidade espectral das acelerações correspondendo-se com o valor de frequência predominante.

A cada valor de velocidade reduzida, quantificando o comportamento vibratório para cada situação, foi associado o valor da média quadrática das acelerações (a_{rms} , o qual coincide com o valor do desvio padrão devido a que a média das ocorrências é aproximadamente igual a zero) obtido do tratamento estatístico dos dados conforme descrito no item 3.2.3.1. Estes valores de aceleração foram adimensionalizados seguindo na mesma direção das metodologias propostas por Jongeling (1988, 1989), Thang (1990) e Vikestad et al. (2000).

Desta maneira, com os valores a_{rms} , as médias quadráticas de deslocamento, x_{rms} , considerando a vibração como uma oscilação harmônica (eq. 2.3), puderam ser obtidas indiretamente através da seguinte expressão, onde ω é a frequência angular de vibração:

$$4.3 \quad x_{rms} = \frac{a_{rms}}{\omega^2} = \frac{a_{rms}}{(2\pi f)^2}.$$

Conseqüentemente, a expressão adimensional se obtém ao dividir a equação 4.3 pela espessura da comporta, e , sendo a expressão final da seguinte forma:

$$4.4 \quad \frac{a_{rms}}{\omega^2 e}.$$

Portanto e na continuação, resultados na forma de gráficos de velocidade reduzida em função de médias quadráticas de aceleração adimensionalizadas serão apresentados para cada geometria de terminal inferior, para todas as aberturas de descarga (s) ensaiadas.

4.3.2.1. Geometria de Terminal “Ret”

A Figura 4.8 ilustra as características do comportamento vibratório do dispositivo elástico correspondente à situação com geometria de terminal inferior “Ret”.

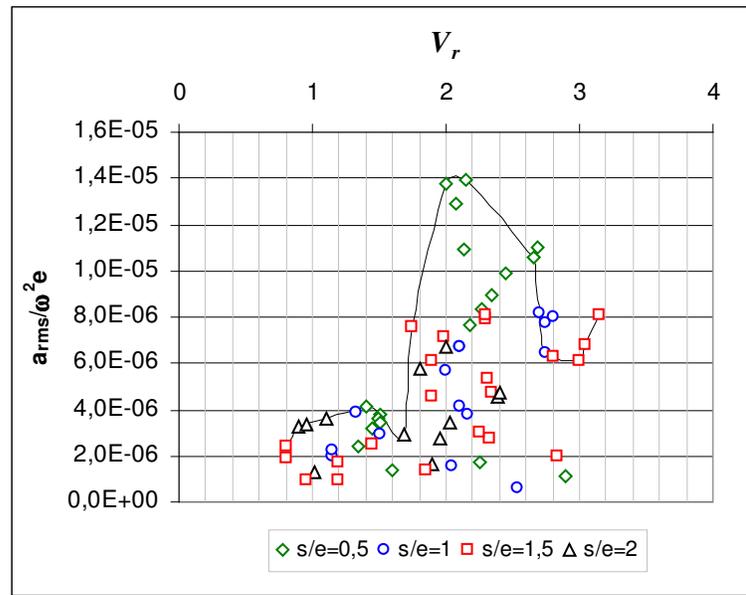


Figura 4.8 Valores de a_{rms} adimensional em relação à velocidade reduzida, $s/e = 0,5; 1,0; 1,5$ e $2,0$. Geometria de terminal “Ret” (linha apenas para indicação de envoltória).

É possível observar, da figura mencionada, em função dos valores adimensionalizados de aceleração, duas faixas de valores de velocidade reduzida bem diferenciadas, aproximadamente, entre $0,8 < V_r < 1,6$ e entre $1,6 < V_r < 3,0$, sendo esta última de uma magnitude consideravelmente superior, em torno de até 3 a 4 vezes a primeira.

Valores máximos de aceleração adimensionalizada ocorrem na faixa superior em torno de $V_r = 2,0$, enquanto que a primeira faixa apresenta ordenadas relativamente constantes sem valores de velocidade reduzida predominantes.

Comparando estes resultados com os apresentados por Jongeling (1989), podemos relacionar estas duas faixas identificadas com os modos dominantes II e III reportados pelo citado autor (item 2.3.6). Em conseqüência,

Modo II, $1,6 < V_r < 3,0$ e,

Modo III, $0,8 < V_r < 1,6$

Não obstante a boa correspondência que apresentam os resultados, existe certa diferença entre estes valores dos extremos inferior e superior do modo II e, os citados pelo respectivo autor, iguais a $V_r = 1,2$ e $3,5$, respectivamente. Uma concordância mais aceitável tem-se com os valores reportados por Thang (1990), iguais a $V_r = 1,5$ e $3,0$, obtidos mediante o método das oscilações forçadas.

Cabe salientar, no entanto, que estes valores são deduzidos de curvas envoltórias da resposta da estrutura desenhadas conforme o critério de cada autor. Por outro lado, é razoável supor que a utilização de diferentes modelos ou dispositivos, empregando distintas metodologias e instrumentos de medição, possivelmente, provoquem alterações nos resultados pelo que, consideramos que ainda assim, com esta diferença apontada, estes valores e sua interpretação são aceitáveis.

Com relação ao número de Scruton, parâmetro representativo das propriedades estruturais, da comparação com a Figura 2.18, pode-se notar que as maiores ordenadas se mantêm, relativamente, nas mesmas faixas de velocidade reduzida, independente da diferença entre os valores do número de Scruton, entre 16 e 20 (Figura 4.5) para este trabalho e de, aproximadamente, 1,0 no estudo de Jongeling (1989), concordando desta maneira com Naudacher e Rockwell (1994) e segundo foi citado no item 2.3.4.

Em relação aos mecanismos de excitação responsáveis pela vibração do dispositivo, com base nos valores de velocidade reduzida que podem ser observados da Figura 4.8 e, segundo Thang (1990), fontes de excitação induzida pela instabilidade do escoamento (IIE) seriam predominantes no processo vibratório.

Levando em consideração o mencionado no item sobre características gerais quanto à ocorrência da vibração induzida pelo escoamento em valores de frequências predominantes em torno dos modos naturais próprios da estrutura, poder-se-ia inferir que o mecanismo de excitação IIE envolve uma realimentação corpo ressonante ou fluido elástica (item 2.3.2). De todos modos, conforme Billeter (2004), este processo de realimentação tomaria o controle em valores de velocidade reduzida maiores ($V_r > 4,0$), sendo neste caso os mecanismos do tipo ILEV (Figura 2.13a) os que induziriam a placa a vibrar.

4.3.2.2. Geometria de Terminal “60”

Conforme pode ser observado da Figura 4.9, devido à redução das ordenadas na faixa de valores de velocidade reduzida analisada e em comparação com a Figura 4.8, é notável a diminuição da magnitude do processo vibratório, em até 3 vezes, que tem lugar com este tipo particular de geometria.

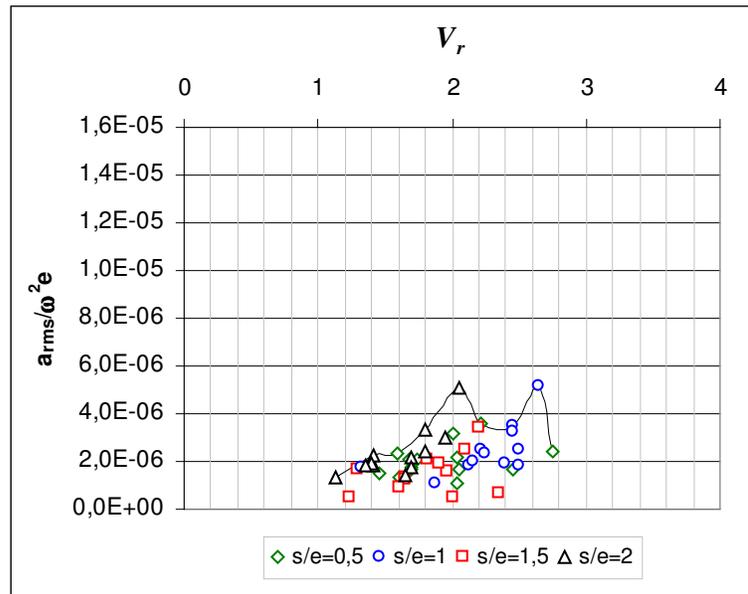


Figura 4.9 Valores de a_{rms} adimensional em relação à velocidade reduzida, $s/e = 0,5; 1,0; 1,5$ e $2,0$. Geometria de terminal “60” (linha apenas para indicação de envoltória).

O valor de velocidade reduzida no início das vibrações seria de, aproximadamente, $V_r=1,0$, com a tendência a aumentar a magnitude da vibração conforme a velocidade reduzida, sendo que maiores vibrações podem ser observadas para valores deste parâmetro $V_r > 2$.

Cabe salientar que não foram encontrados resultados de outros autores referidos a possíveis valores de velocidade reduzida característicos desta geometria de terminal. Porém, conforme o esperado, foi observada a menor susceptibilidade à ocorrência de vibrações induzidas, na faixa de aberturas de descarga e de condições de escoamento às quais foi submetida, que este tipo de geometria de terminal possui.

Possivelmente, a mudança do ponto de descolamento (Figura 4.10) do escoamento, em comparação com a geometria retangular, para a aresta de saída do terminal e, portanto, provocar o afastamento da instabilidade da camada de cisalhamento a jusante do dispositivo, possa ser uma das causas para este comportamento.

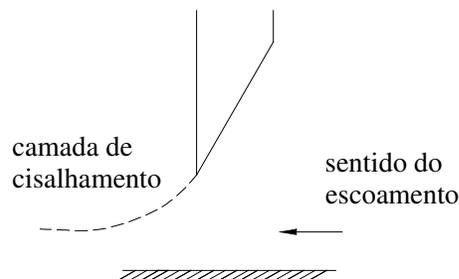


Figura 4.10 Representação esquemática do descolamento do escoamento para a geometria “60”.

Cabe apontar que autores como Jongeling (1989), Thang (1990) e Naudascher e Rockwell (1994) recomendam esta geometria sob o ponto de vista da estabilidade e da susceptibilidade à ocorrência de fenômenos vibratórios indicando, de certa forma, que as características do comportamento identificado (Figura 4.9) seriam, na faixa de aberturas de descarga e de condições de escoamento ensaiadas, favoráveis quando comparadas com as outras geometrias estudadas neste trabalho de pesquisa.

4.3.2.3. Geometria de Terminal “Ele”

A Figura 4.11 ilustra a caracterização do comportamento vibratório do dispositivo, neste caso, com a geometria de terminal inferior “Ele” em contato com o escoamento. É possível identificar, em função da magnitude das ordenadas de aceleração adimensional, duas faixas de valores de velocidade reduzida bem diferenciadas. Neste sentido, o comportamento poderia ser considerado similar ao caso com geometria “Ret” citado anteriormente (Figura 4.8).

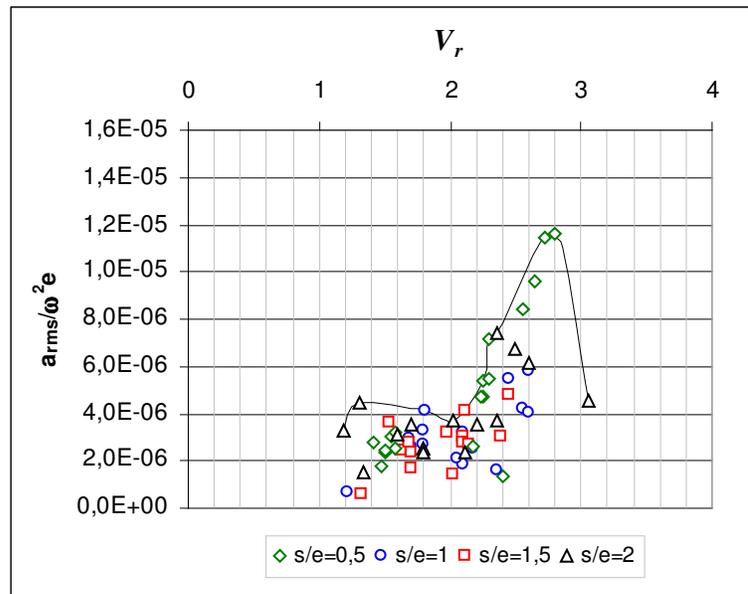


Figura 4.11 Valores de a_{rms} adimensional em relação à velocidade reduzida, $s/e = 0,5; 1,0; 1,5$ e $2,0$. Geometria de terminal “Ele” (linha apenas para indicação de envoltória).

As faixas ocorrem, aproximadamente, entre $1,1 < V_r < 2,0$ e entre $2,0 < V_r < 3,0$, sendo que, a primeira, apresenta valores de aceleração adimensionalizada similares ao modo III da geometria “Ret”, enquanto que o valor máximo da segunda faixa ou modo II resultou com uma magnitude algo menor e em um valor de velocidade reduzida em torno de $V_r = 2,8$.

É interessante destacar como, aparentemente, se invertem as magnitudes dos comportamentos vibratórios desta geometria e a “Ret”, em valores de velocidade reduzida em torno de $V_r=2,0$ e $V_r=2,8$.

Baseado nos resultados de Jongeling (1989) e Thang (1990) sobre distribuição qualitativa de pressões em geometrias de terminal “Ret” (Figura 2.19 e Figura 2.20), pode-se observar da Figura 4.12(a) como a distribuição qualitativa de pressões para um valor de velocidade reduzida em torno de $V_r=3,0$ indica uma situação favorável para a ocorrência de vibrações horizontais sob o ponto de vista da geometria “Ele” e desfavorável no caso da geometria “Ret”.

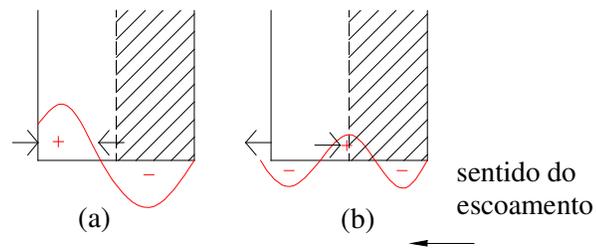


Figura 4.12 Distribuição qualitativa de pressões, geometria “Ret” e “Ele” (hachurada) superpostas, ($\dot{x} = \text{máx}$) (a) $V_r=3,0$ e (b) $V_r=1,5$. Adaptado de Thang (1990)

Para valores em torno de $V_r=2,0$, pode-se observar através da Figura 4.12(b) como a situação se inverte e, em consequência, vibrações de maior intensidade ocorrem para o caso de geometria “Ret”. Desta maneira, provavelmente, a redução da largura da calha inferior possa ser uma das causas para este comportamento particular.

De qualquer maneira cabe esclarecer que, assim procedendo, estamos desconsiderando a influência da camada de cisalhamento que descola a partir da primeira aresta (Figura 4.13) do terminal como mecanismo de excitação de vibrações. Neste sentido, Martin et al. (1975) e Thang (1990), reportam a ocorrência de vibrações verticais devidas à instabilidade da camada de cisalhamento mencionada, em valores a^*/e' de 0,2; 0,4 e 0,6. Já, Naudascher e Rockwell (1994), consideram a incidência da camada de cisalhamento referida como estável a partir de valores $a^*/e' \gg 1$.

Levando em consideração estes valores de a^*/e' e, sendo que, em nosso caso este parâmetro assume um valor igual a 2,0, possivelmente a instabilidade da camada de cisalhamento que descola da primeira aresta não seja predominante como mecanismo de excitação de vibrações.

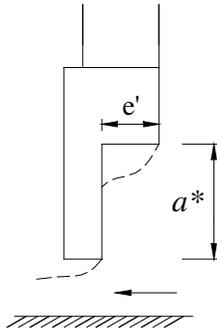


Figura 4.13 Representação esquemática do descolamento do escoamento (da direita para a esquerda), geometria “Ele”.

De maneira geral, conforme o esperado, foi visto que a geometria de terminal “Ele” não apresenta condições favoráveis, na faixa de aberturas e condições de escoamento analisadas, visando a mitigação de fenômenos vibratórios induzidos pelo escoamento em estruturas como comportas hidráulicas.

4.3.2.4. Geometria de Terminal “30d”

Particularmente para este tipo de geometria, como pode ser observado da Figura 4.14, a magnitude de vibração, na faixa de valores de velocidade reduzida analisados, mantém-se, relativamente, com características uniformes, sem apresentar particularidades que mereçam destaque.

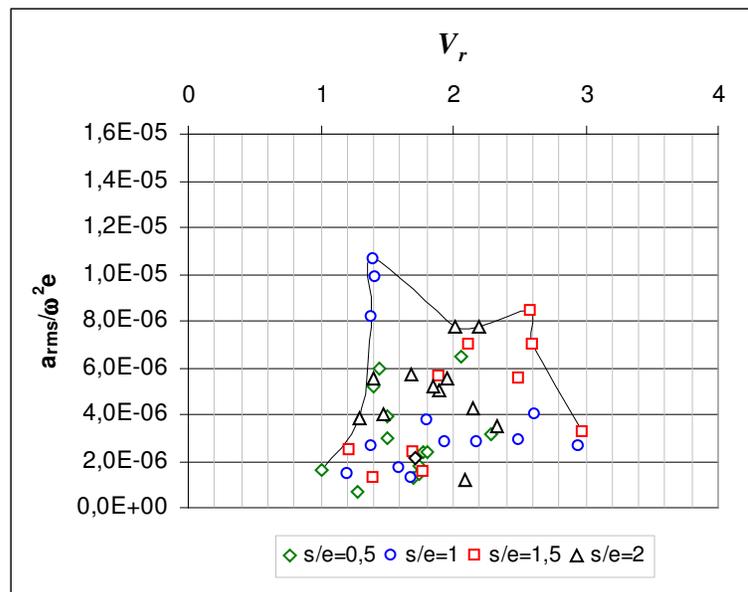


Figura 4.14 Valores de a_{rms} adimensional em relação à velocidade reduzida, $s/e = 0,5; 1,0; 1,5$ e $2,0$. Geometria de terminal “30d” (linha apenas para indicação de envoltória).

Não obstante, a diferença dos comportamentos identificados nos casos das geometrias “Ret” e “Ele”, as mais susceptíveis à ocorrência de vibrações vistas até aqui, este caso particular apresenta, para valores de velocidade reduzida $V_r < 1,6$, valores de aceleração adimensional consideravelmente maiores. Possivelmente, a incidência da camada de cisalhamento (Figura 4.15), que descola da aresta de entrada, possa ser responsável por este comportamento, em velocidades reduzidas menores, quando comparado com as geometrias antes mencionadas.

Os resultados correspondentes a esta configuração de terminal inferior encontraram-se dentro do esperado. Conforme citam Jongeling (1989), Thang (1990) e Naudascher e Rockwell (1994), este tipo de geometria não é recomendada sob o ponto de vista de minimizar as vibrações induzidas.

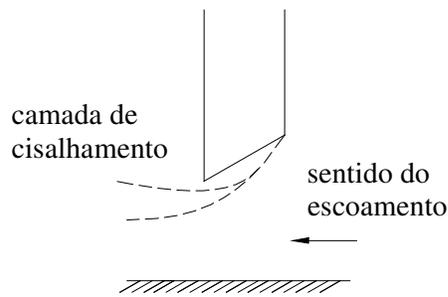


Figura 4.15 Representação esquemática do descolamento do fluxo, geometria “30d”.

4.3.2.5. Geometria de Terminal “30i”

O comportamento vibratório do dispositivo com a geometria de terminal “30i” em contato com o escoamento, como pode ser observado da Figura 4.16 foi, basicamente, similar ao caso da geometria de terminal “60” (Figura 4.9). O valor de velocidade reduzida de início de vibração seria de, aproximadamente, $V_r = 1,1$, sendo que as vibrações de maior magnitude ocorrem a partir de $V_r = 2,0$.

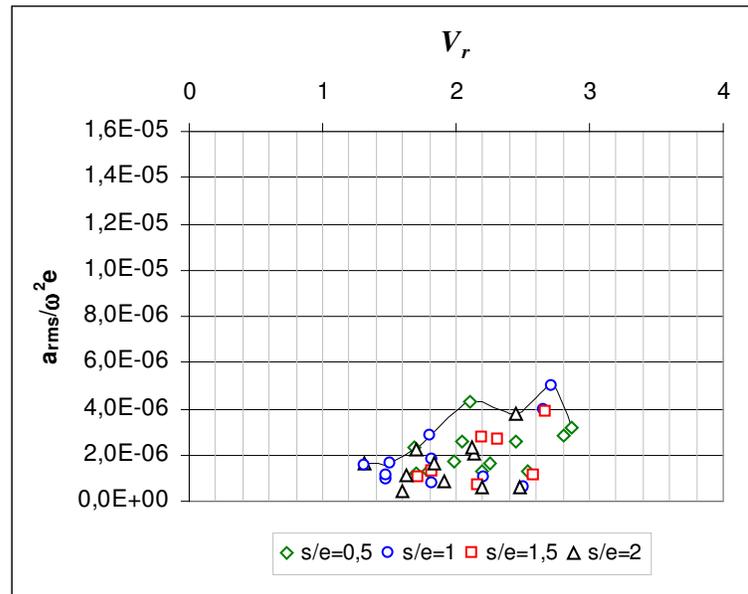


Figura 4.16 Valores de a_{rms} adimensional em relação à velocidade reduzida, $s/e = 0,5; 1,0; 1,5$ e $2,0$. Geometria de terminal “30i” (linha apenas para indicação de envoltória).

Da figura anterior, em concordância com outros autores e pelas magnitudes das ordenadas, é possível notar como este tipo de geometria de terminal, na faixa de velocidades reduzidas e aberturas analisadas, é favorável sob o ponto de vista da diminuição da intensidade dos processos vibratórios quando comparadas com os casos vistos anteriormente, “Ret”, “Ele” e “30d” (Figura 4.8, Figura 4.11, e Figura 4.14, respectivamente).

Provavelmente, baseado no mecanismo de excitação descrito por Billeter (2004) para o caso da geometria “Ret”, uma causa deste comportamento particular, mesmo que a camada de cisalhamento descole da aresta principal ou de entrada e, portanto, a zona de instabilidade não seja afastada da calha inferior do terminal, seja devida à supressão da superfície de incidência da camada de cisalhamento e a diminuição da zona de atuação da força de excitação horizontal (em traços, Figura 4.17).

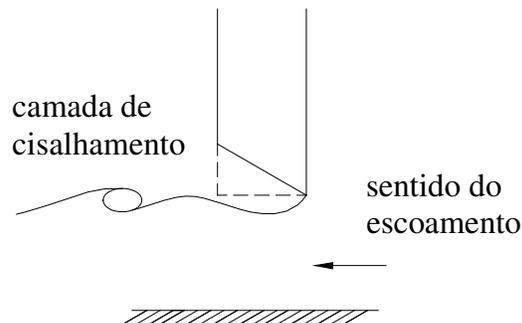


Figura 4.17 Representação esquemática do descolamento do fluxo, geometria “30i”.

Apesar disso, segundo Thang (1990), este tipo de geometria seria instável em valores de velocidades reduzidas maiores e sua utilização deveria ser evitada quando o objetivo fosse a diminuição da magnitude de vibrações induzidas.

Para uma visualização geral, são apresentadas na Figura 4.18 as envoltórias dos comportamentos vibratórios induzidos pelo escoamento, na faixa de aberturas ensaiadas, correspondentes a cada uma das geometrias de terminal inferior estudadas.

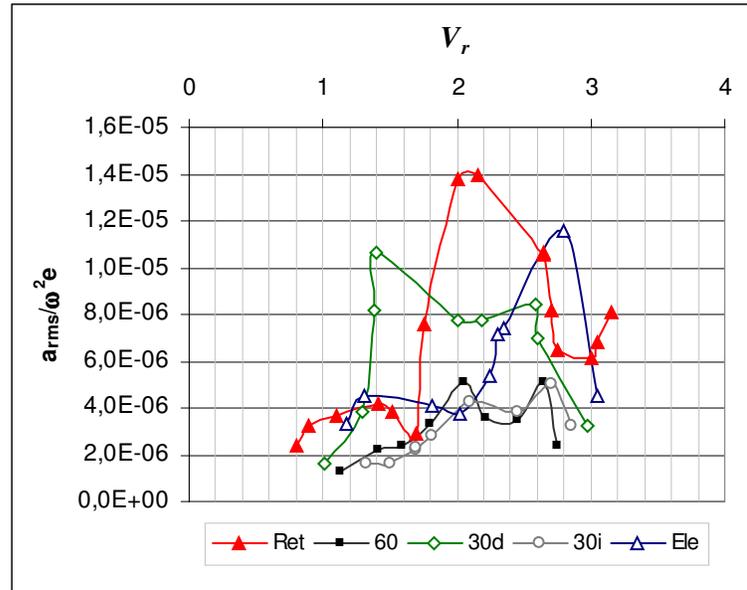


Figura 4.18 Envoltórias dos valores de a_{rms} adimensional em relação à velocidade reduzida para todas as geometrias de terminal inferior: $s/e = 0,5; 1,0; 1,5$ e $2,0$.

Conforme ilustra a figura anterior, geometrias de terminal inferior “Ret”, “Ele” e “30d” apresentaram, na faixa de valores de velocidade reduzida analisadas, uma maior intensidade de vibração sendo, aproximadamente, de 2 a 4 vezes superior quando comparadas com geometrias “60” e “30i”.

Em conseqüência, e observando o comportamento similar da comporta com geometrias “60” e “30i”, podemos apontar estes tipos de geometrias como favoráveis, na faixa de velocidade reduzida analisada e comparadas com as demais, visando a diminuição dos fenômenos vibratórios neste tipo de estruturas hidráulicas.

Não obstante, se consideramos valores de velocidade reduzida $V_r < 1,6$, a magnitude da vibração do dispositivo com geometrias “Ret” e “Ele” apresenta a mesma ordem de grandeza que nos casos “30i” e “60” em velocidades reduzidas $V_r > 2,0$. A maior intensidade de vibração encontrada foi para a geometria de terminal inferior “Ret” em um valor de velocidade reduzida $V_r = 2,0$, enquanto que, as menores, foram nos casos de geometrias “30i” e “60” em valores de $V_r < 1,6$.

4.3.3. Influência da Abertura de Descarga

A abertura de descarga, juntamente com a geometria do terminal em contato com o escoamento e as características da dinâmica estrutural, é parâmetro relevante sob o ponto de vista da ocorrência de vibrações induzidas visando a estabilidade da estrutura quando submetida à ação das forças hidrodinâmicas do escoamento.

Em consequência, é apresentada na Figura 4.19 a caracterização do comportamento vibratório do dispositivo, para cada uma das geometrias de terminal inferior, através dos máximos valores de aceleração adimensional em função das razões de abertura de descarga s/e , sendo e a espessura da comporta e s a abertura de descarga.

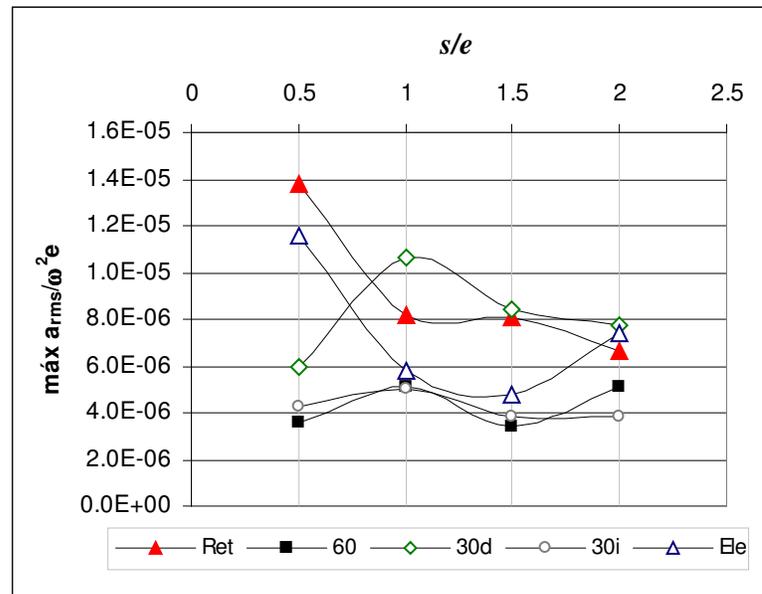


Figura 4.19 Valores máximos de a_{rms} adimensional em relação à razão de aberturas s/e para todas as geometrias de terminal inferior (linha de tendência apenas para visualização).

Segundo ilustra a figura anterior, para um valor de razão de abertura igual a $s/e=0,5$; as geometrias “Ret” e “Ele” foram as mais suscetíveis à ocorrência de vibrações, enquanto que, para um valor de $s/e=1,0$ e de uma magnitude algo menor às anteriores, a geometria “30d” mostrou se como a mais instável.

Com certa tendência a diminuir a intensidade da vibração conforme aumenta o valor da razão de abertura, em um valor deste último parâmetro igual a 2,0, geometrias “Ret”, “30d” e “Ele” apresentaram um comportamento similar, sendo superiores, aproximadamente, em uma vez, quando comparadas com as geometrias “30i” e “60”.

Caso particular para apontar o comportamento da geometria “Ele”, resultou ser mais instável em um valor de razão de abertura $s/e=2,0$ do que para valores $s/e=1,0$ e 1,5. Neste

sentido, Thang (1990) relata uma situação semelhante para este tipo de geometria, mas sob o ponto de vista de vibrações verticais.

Cabe observar o comportamento similar e praticamente constante, em função da abertura de descarga, entre as geometrias “60” e “30i”, indicadas novamente como as mais favoráveis quando é visada a diminuição da magnitude das vibrações induzidas pelo escoamento.

Conforme o esperado, a magnitude das vibrações acentua-se em valores de aberturas menores, $s/e = 0,5$ e $1,0$. Não obstante e baseado em trabalhos de outros autores, provavelmente valores de razão de abertura entre $0,25 < s/e < 1,0$ apresentem comportamentos vibratórios com uma maior magnitude.

Desta maneira pode-se observar, nos valores de razões de aberturas analisados, como as geometrias de terminal inferior “30i” e “60” apresentaram menor suscetibilidade à ocorrência de fenômenos de vibração induzida quando comparadas com as geometrias “Ret”, “Ele” e “30d”.

Por outro lado, não foram identificados comportamentos particulares relacionados com a variação dos valores do número de Scruton relatada no item 4.2.2 (Figura 4.5). Não obstante esta variação influencie os resultados, possivelmente, o fato de serem valores deste parâmetro relativamente altos faz com que a influência desta não mude consideravelmente o comportamento vibratório da estrutura.

4.3.4. Influência do Afogamento

Visando identificar a influência do afogamento na saída do jato de descarga nas características da vibração induzida sobre a estrutura, as Figura 4.20, Figura 4.19 e Figura 4.21 ilustram os comportamentos vibratórios, correspondentes a todas as geometrias de terminal inferior e aberturas de descarga estudadas, em diferentes configurações de escoamento com descarga não afogada.

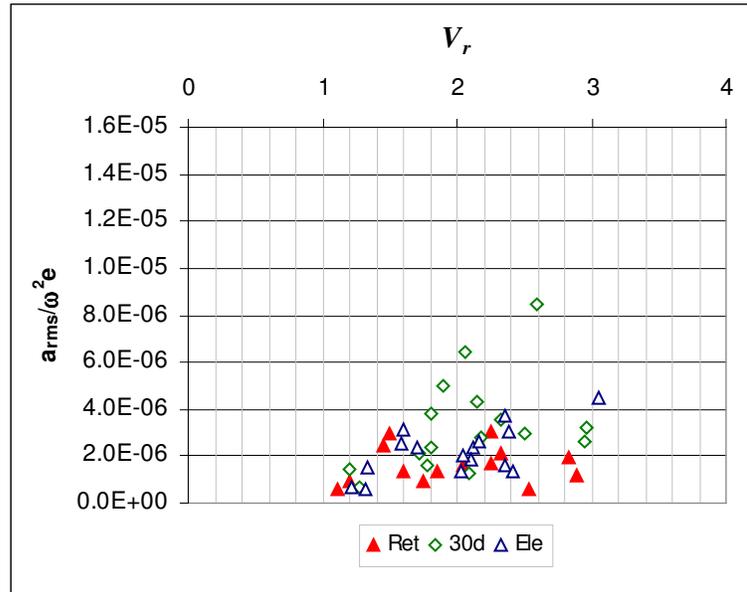


Figura 4.20 Valores de a_{rms} adimensional em relação à velocidade reduzida, descarga não afogada, $s/e = 0,5; 1,0; 1,5$ e $2,0$. Geometrias de terminal “Ret”, “30d” e “Ele”.

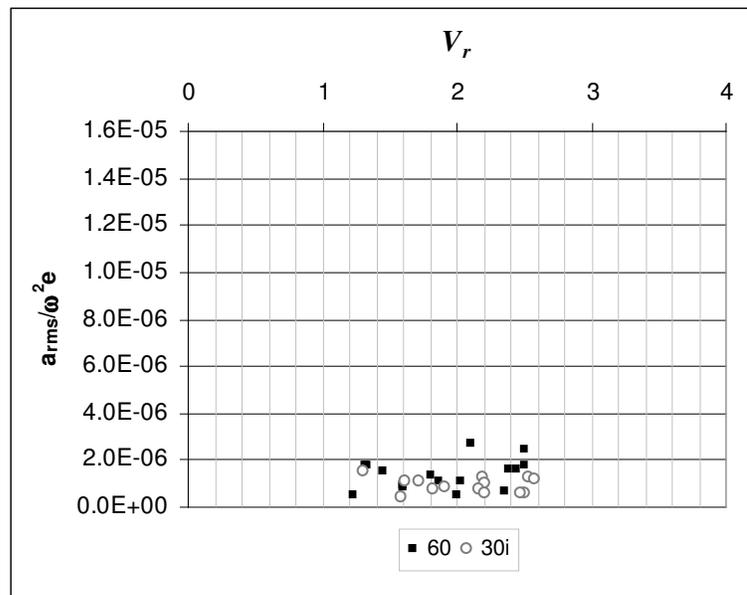


Figura 4.21 Valores de a_{rms} adimensional em relação à velocidade reduzida, descarga não afogada, $s/e = 0,5; 1,0; 1,5$ e $2,0$. Geometrias de terminal “60” e “30i”.

Das duas figuras anteriores observa-se, para todas as geometrias, a diminuição da intensidade do processo vibratório que tem lugar nesta condição de descarga livre em comparação com a situação de descarga afogada caracterizada pelos resultados apresentados na Figura 4.8, Figura 4.9, Figura 4.11, Figura 4.14 e Figura 4.16.

Possivelmente, concordando com Thang (1990), a presença da superfície livre do fluido oscilando (III fluido-ressonante) a jusante do dispositivo e a maior agitação provocada

pelo ressalto hidráulico afogado (EIE) resultem em um processo adicional de amplificação que incrementa a excitação.

Da comparação entre a Figura 4.20 e Figura 4.21, pode-se observar como na situação de descarga não afogada, na faixa de velocidade reduzida e aberturas de descarga analisadas, a geometria de terminal “30d” aparenta ser a mais suscetível à ocorrência de vibrações induzidas, enquanto que os demais terminais apresentaram, relativamente, uma menor intensidade de vibração.

Particularmente, comparando estes valores de aceleração apresentados pelo dispositivo com geometria de terminal “Ret” e “Ele” (Figura 4.20) com os correspondentes a configurações de escoamento com descarga afogada (Figura 4.8 e Figura 4.11), podemos observar a notável diminuição da intensidade do processo vibratório.

Provavelmente, conforme Jongeling (1989) e Naudascher & Locher (1974), o descolamento estável do escoamento a partir da aresta de entrada sem recolamento (Figura 4.22) e, portanto, a não incidência da camada de cisalhamento sobre a zona de saída da calha inferior do terminal, seja uma causa provável para este comportamento.

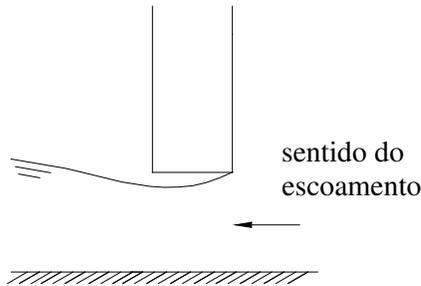


Figura 4.22 Representação esquemática do descolamento do fluxo na situação de descarga não afogada. Geometria “Ret”.

4.3.5. Massa Adicionada

A magnitude da massa adicionada (m'), componente da força hidrodinâmica em fase com a aceleração do corpo, foi avaliada através da expressão 2.33 (repetida a seguir), sendo f_n a frequência natural em ar, f a frequência de vibração e m a massa do dispositivo.

$$m' = \left[\left(\frac{f_n}{f} \right)^2 - 1 \right] m$$

Embora seu valor seja influenciado por diversas variáveis, as investigações sobre o comportamento deste parâmetro foram conduzidas visando identificar a influência das condições de submersão às quais o dispositivo foi submetido. Cabe esclarecer, devido ao fato de ser um dispositivo com vários modos naturais de vibração, que as avaliações foram feitas para os valores de frequências correspondentes ao modo 1 (Tabela 4.2), na faixa em torno de 60Hz.

Na Figura 4.23 são apresentados valores de razão de frequências f/f_n em função da condição de submersão (C_s), representada esta última, mediante a seguinte relação:

$$4.5 \quad C_s = \frac{N_m + N_j - 2s}{2e},$$

sendo N_m nível de água a montante, N_j nível de água a jusante, e a espessura da comporta e s a abertura de descarga.

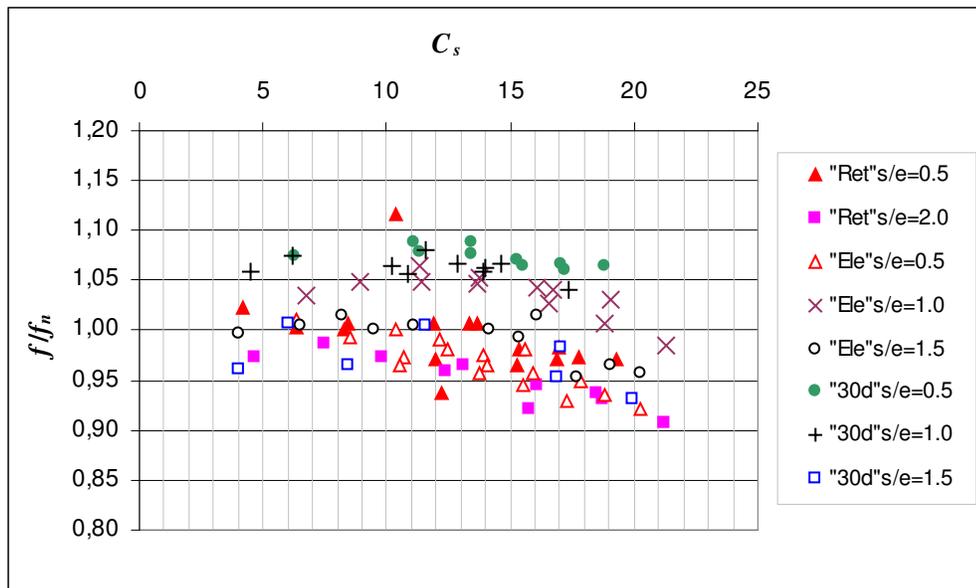


Figura 4.23 Valores da razão de frequências em relação a C_s .

Do gráfico anterior pode-se observar como os valores da razão de frequências se concentram, aproximadamente, entre 0,90 e 1,10, apresentando, uma leve tendência a diminuir enquanto a submersão aumenta.

Não obstante, comparando estes valores de razão de frequências com aqueles citados na Tabela 2.2, notamos que estes podem ser considerados relativamente elevados. Provavelmente, o alto grau de amortecimento presente neste dispositivo, diferentemente dos trabalhos semelhantes citados, possa influenciar a magnitude destes resultados.

Conforme a metodologia apresentada por Billeter (1998), a Figura 4.24 caracteriza o comportamento da massa adicionada m' , adimensionalizada conforme a expressão 4.6 onde l é a largura da comporta e ρ a massa específica do fluido, em relação à condição de submergência.

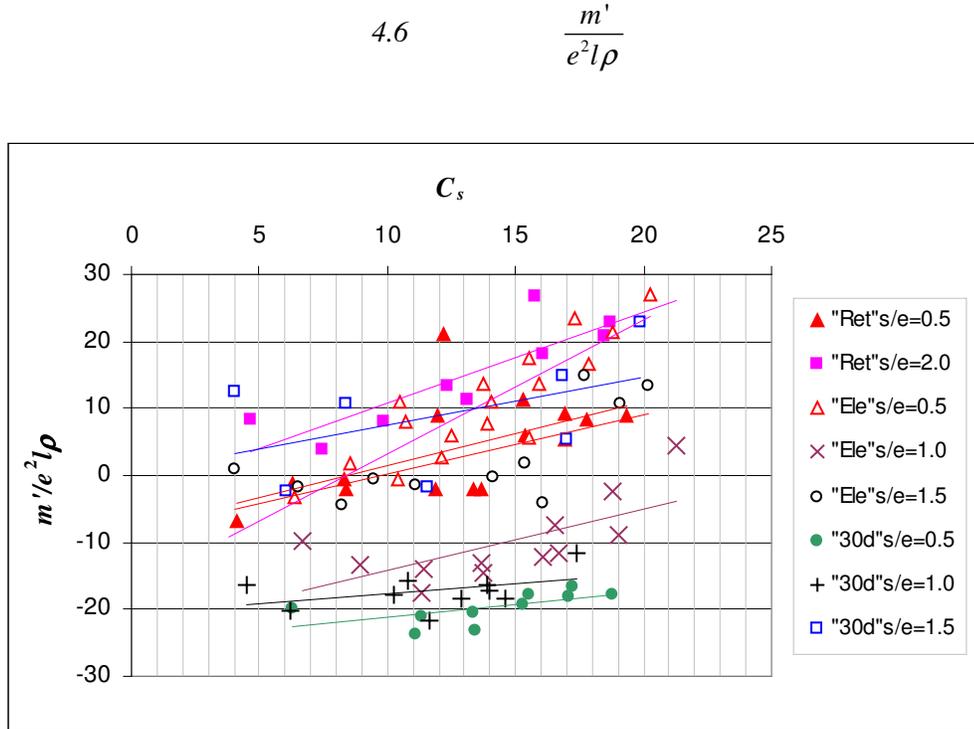


Figura 4.24 Massa adicionada (m') adimensional em relação à condição de submergência (C_s) (linhas de tendência para visualização).

Aparentemente, segundo a figura anterior, uma maior magnitude de massa adicionada resultaria enquanto a submergência do dispositivo aumentasse. Comportamento similar é citado por Billeter (1998) em valores de submergência entre $0 < C_s < 6$, para o caso de vibrações verticais. Com referência às razões de abertura (s/e), conforme as citadas no gráfico anterior, o comportamento deste parâmetro poderia ser considerado semelhante.

Por outro lado, com relação aos valores negativos assumidos por este parâmetro, uma razão possível pode ser a predominância de rigidez adicionada, segundo é apontado por Naudascher e Rockwell (1994).

Ishii et al. (1987) e Ishii (1990, 1992) apud Ishii et al. (1995) apresentaram uma análise teórica sobre vibrações induzidas em um tipo especial de comporta instalada em canal com descargas por cima e por baixo. Dessa análise, o referido autor calcula o coeficiente de massa adicionada C_m em função de um número que o mesmo define como Froude básico F . As expressões para obter estes parâmetros são as seguintes:

$$4.7 \quad C_{m'} = \frac{m'}{l\rho(N_m - s)^2},$$

onde m' é a massa adicionada calculada através de expressão 2.33, l a largura da comporta, ρ a massa específica da água, N_m o nível de água a montante e s a abertura de descarga e

$$4.8 \quad F = \omega \sqrt{\frac{N_m - s}{g}},$$

onde ω é a frequência angular de vibração e g a aceleração da gravidade. Segundo o mesmo autor, para valores de $F > 10$ o coeficiente de massa adicionada $C_{m'}$ assume um valor constante de, aproximadamente, 0,54.

Conforme pode-se observar da Figura 4.25 os resultados obtidos para o coeficiente de massa adicionada não apresentam uma boa correspondência com a análise teórica mencionada. Caso similar é reportado por Billeter (1998), embora os valores do coeficiente de massa adicionada apresentados por este último autor encontrem-se entre 0,3 e 0,7.

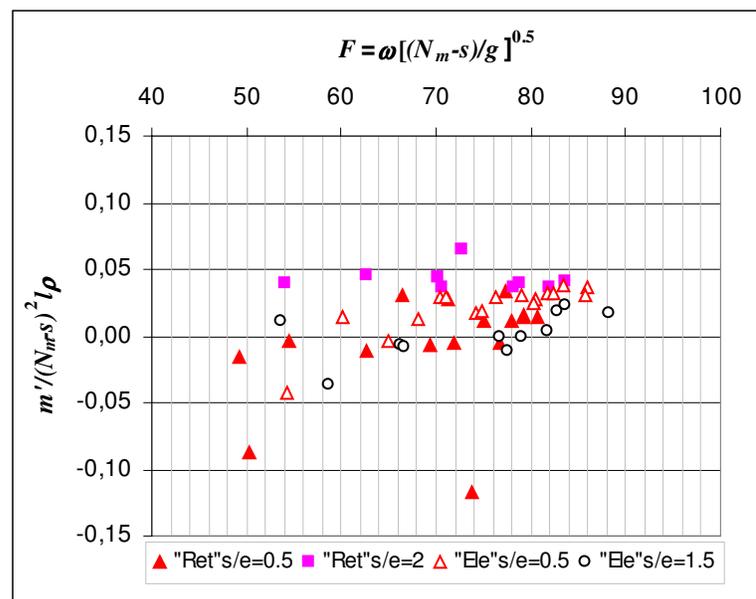


Figura 4.25 Coeficiente de massa adicionada ($C_{m'}$) em relação a número de Froude básico (F).

De maneira geral, a diversidade de configurações estruturais dos modelos ou dispositivos utilizados pelos diversos autores aqui citados e das condições de fixação elástica às quais estão submetidos, provavelmente, exerçam forte influência sobre os resultados

obtidos fazendo surgir as diferenças apontadas. Por outro lado, as inúmeras semelhanças de boa qualidade entre os resultados obtidos nesta pesquisa e as de outros autores, permitem considerar válidos os métodos empregados e resultados obtidos, inclusive e principalmente com relação a novas informações que aqui estão sendo acrescentadas a este importante e complexo tema da vibração induzida pelo escoamento sobre estruturas hidráulicas.

CAPÍTULO 5

5. CONCLUSÕES

5.1. Características Dinâmicas da Estrutura

Conforme apresentado no item anterior o dispositivo elástico utilizado para realização dos ensaios se caracterizou por possuir várias frequências naturais de vibração. Valores de frequências predominantes nos espectros das acelerações foram identificados em torno de 69, 60, 50, 35 e 12 Hz, no caso de vibração livre em ar, e de 69, 60, 45 e 35 Hz para a situação de vibração livre em água. Estes valores de frequências resultaram, relativamente, constantes em toda a faixa de aberturas de descarga.

Aparentemente, a diferença apresentada entre os valores representativos das faixas de frequências naturais de vibração em ar e em água deve-se à mudança nas condições de fixação que a presença da água provoca em torno da comporta, mais do que a possível influência da massa adicionada.

O grau de amortecimento presente no dispositivo utilizado foi relativamente alto, com valores médios do número de Scruton entre 10 e 25. Diferentemente dos valores obtidos para frequência natural, este parâmetro apresentou uma dispersão significativa mas, de todas as maneiras, não se constituiu fato de maior relevância quando foram comparados os comportamentos correspondentes às diferentes geometrias de terminal inferior aqui estudadas.

5.2. Vibração Induzida pelo Escoamento

Em geral, em todas as configurações de escoamento às quais a comporta foi submetida, nas respectivas aberturas de descarga e geometrias de terminal inferior analisadas, os valores de frequências de vibração induzida pelo escoamento com maior destaque corresponderam-se com as frequências naturais de vibração livre em água. Estes valores foram, aproximadamente, entre 1,10 e 0,90 do valor da frequência natural em ar, apresentando uma leve tendência a diminuir enquanto a condição de submersão da comporta aumenta indicando, em certa maneira, a influência da massa adicionada que tem lugar durante o processo vibratório.

Em relação à geometria do terminal inferior em contato com o escoamento, conforme o observado, nota-se que desempenha um papel de fundamental importância quando o objetivo a atingir é a diminuição da magnitude deste tipo de solicitações não desejadas.

Geometrias “Ret”, “Ele” e “30d” mostraram ser mais suscetíveis à ocorrência de fenômenos de vibração induzida, com diferenças de até 3 a 4 vezes nos valores das médias quadráticas das acelerações (a_{rms}), nas situações de escoamento às quais a comporta foi submetida, quando comparadas com geometrias “60” e “30i”.

Aparentemente, a magnitude dos processos vibratórios, conforme os valores das médias quadráticas das acelerações (a_{rms}), se acentua em aberturas de descarga menores, sendo ainda mais significativa em valores deste parâmetro que sejam inferiores à espessura da placa. Não obstante, em todas as aberturas de descarga analisadas, fenômenos de vibração induzida se apresentaram com uma menor intensidade quando geometrias de terminal inferior “60” e “30i” estiveram em contato com o escoamento.

Uma notável diminuição na intensidade da vibração tem lugar, em todos os casos de geometrias de terminal inferior e aberturas de descarga nas diferentes configurações de escoamento analisadas, com a condição de descarga livre (Figura 5.1a).

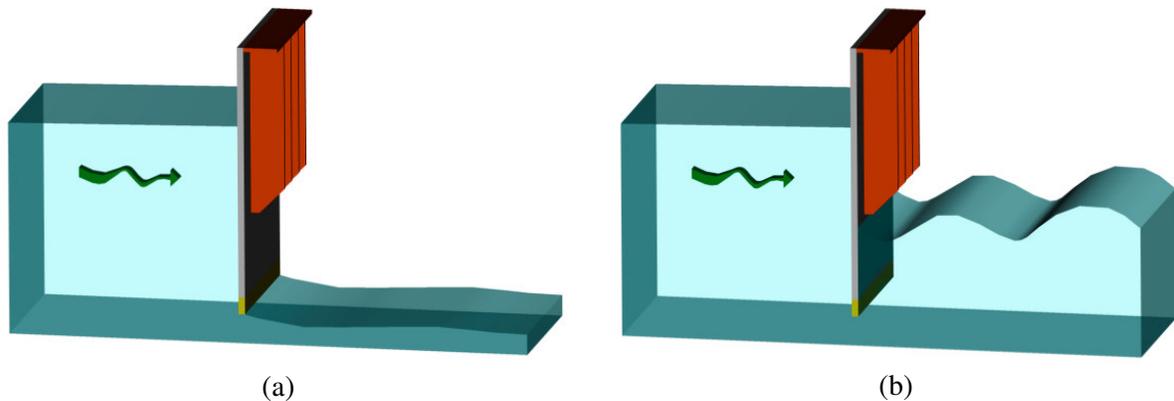


Figura 5.1 Representação esquemática das configurações típicas de escoamento para (a) condição de descarga livre e (b) condição de descarga afogada (escoamento da esquerda para a direita).

5.3. Fontes de Excitação

Baseados nos comportamentos observados correspondentes às diferentes geometrias de terminal inferior, julga-se haver evidência suficiente para considerar a instabilidade da camada de cisalhamento (IIE) como uma das fontes de excitação de vibrações de maior relevância, na faixa de valores de velocidade reduzida analisadas, neste tipo de estrutura.

Particularmente nos casos de geometria de terminal inferior “60” e “30i”, considerando a semelhança nas respostas do dispositivo em vibração (ver Figura 5.2) nas condições de escoamento e aberturas às quais foi submetido, e sendo que nestas situações a instabilidade da camada de cisalhamento perderia significância como mecanismo de excitação de vibrações, possivelmente fontes de excitação do tipo EIE atuem com uma maior importância no processo de excitação de vibrações para estes casos particulares.

As figuras 5.2 e 5.3 apresentam um resumo dos comportamentos vibratórios da comporta, nas diferentes geometrias de terminal inferior analisadas e um esquema das fontes de excitação intervenientes no processo, complementando assim o estudo de causas e efeitos às quais a estrutura está submetida.

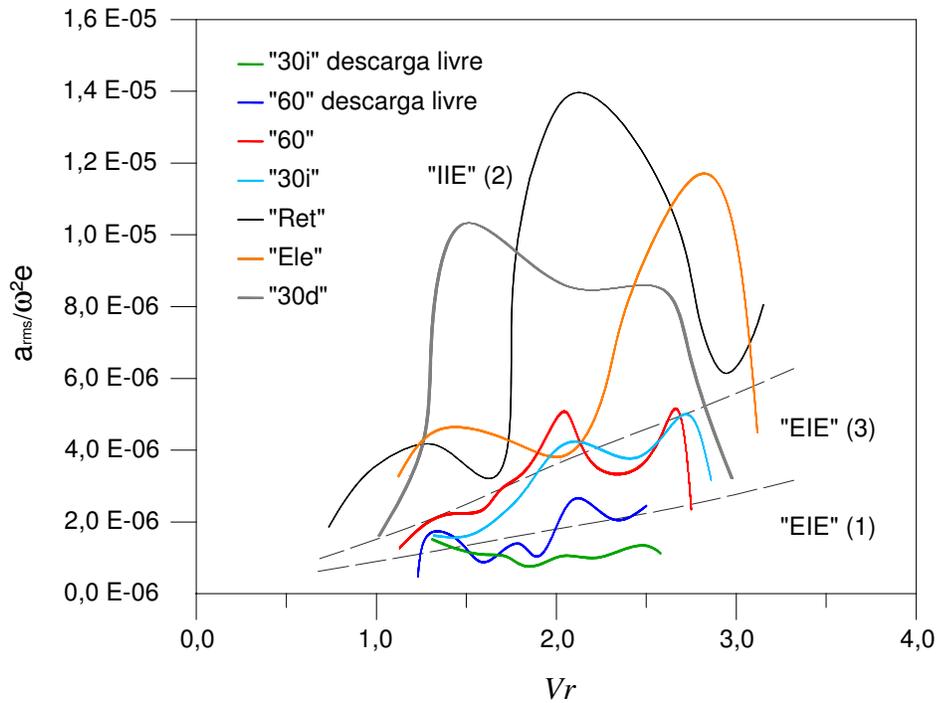


Figura 5.2 Resumo dos comportamentos vibratórios da comporta considerando a relação entre aceleração adimensional e velocidade reduzida, para razões de aberturas $s/e=0,5; 1,0; 1,5$ e $2,0$.

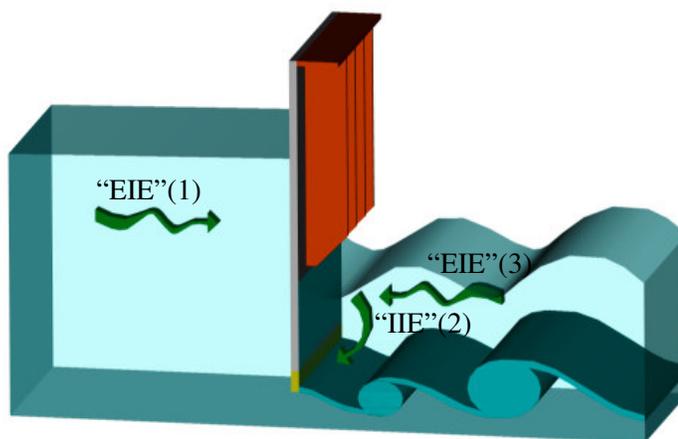


Figura 5.3 Representação esquemática das fontes de excitação intervenientes no processo vibratório da comporta (escoamento da esquerda para a direita).

Neste sentido, podemos apontar mecanismos de excitação do tipo EIE (1) e (3), causados pela turbulência do escoamento, identificados pela resposta da comporta com geometrias de terminal inferior “30i” e “60” nas condições de descarga livre (1) e de descarga afogada (3). A Figura 5.2 ilustra, por meio das linhas tracejadas, representando as tendências gerais das envoltórias dos comportamentos dos terminais mencionados, o que poderia ser a resposta típica da comporta ao martelamento turbulento ocasionado pela turbulência do escoamento sendo mais significativo em intensidade conforme aumenta o parâmetro velocidade reduzida.

Já nos casos das geometrias “Ret”, “Ele” e “30d” a instabilidade da camada de cisalhamento como mecanismo IIE (2) responsável pelas vibrações, teria uma maior significância, envolvendo tanto uma realimentação (“*feedback*”) fluido-elástica, devida à vibração da comporta, como fluido-ressonante, causada pela oscilação da superfície livre do escoamento a jusante da mesma.

5.4. Perspectivas para Futuras Pesquisas

A pesquisa aqui apresentada está inserida em um tema mais abrangente que visa investigar a complexa interação entre fluido em escoamento e as estruturas hidráulicas em contato. O presente trabalho é o ponto de partida de um grupo de pesquisa básica neste tema, em parceria com instituição do setor de geração de hidroeletricidade, que têm inúmeras dúvidas sobre procedimentos de projeto e verificação existentes e outros que sejam necessários mas, ainda, não estão disponíveis.

A continuidade deste trabalho deve ter, inicialmente, o enfoque da investigação fundamental, para servir de base às aplicações que por ventura venham a ser transferidas ao setor produtivo.

Alguns ítems a desenvolver no campo mais fundamental poderiam ser:

- Determinação da influência das características dinâmicas da estrutura na resposta em vibração, mediante estudos sobre dispositivos elásticos com diferentes características de vinculação (rigidez, amortecimento, entre outros).
- Caracterização dos mecanismos de excitação de vibrações, através de investigações do campo de pressões e velocidades na interação fluido – estrutura.

Em nível mais próximo da aplicação prática, uma etapa posterior à presente pesquisa está em investigações a respeito da modelagem hidroelástica, através da verificação de aplicação de critérios de semelhança existentes, inicialmente com estruturas de geometria e vinculação extremamente simples e, posteriormente, procurando reproduzir em escala o conjunto completo de parâmetros significativos de estruturas em geral e não somente alguns casos particulares como o que hoje ocorre.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALLERSMA, E. **The virtual mass of a submerged sluice gate**. Delft: Hydraulics Laboratory, 1959. (Delft Hydraulics Laboratory. Publication, n. 18).

ANAMI, K.; ISHII, N.; KNISELY, C. W. Field vibration tests and dynamic stability analysis of a full-scaled tainter-gate. In: **PRESSURE VESSELS AND PIPING CONFERENCE**, 2004, San Diego. **Proceedings**. New York: American Society of Mechanical Engineers.

BENDAT, J. S.; PIERSOL, A. G. **Random data: analysis and measurement procedures**. 3rd ed. New York: John Wiley, 2000.

BILLETER, P. **Strömungsinduzierte Schwingungen von Schützen mit mehreren Freiheitsgraden**. 1998. Thesis (Ph.D.). VAW – ETH, Zurich, 1998.

BILLETER, P. Properties of single shear layer instabilities and vortex-induced excitation mechanisms of thick plates. **Journal of Fluids and Structures**, London, v. 19, p. 335-348, 2004.

BILLETER, P. ; STAUBLI, T. Flow-Induced Multiple-Mode Vibrations of Gates with Submerged Discharge. **Journal of Fluids and Structures**, London, v. 14, p. 323-338, 2000.

BLEVINS, R. D. **Flow-induced vibration**. 2nd ed. Krieger: Malabar: 2001.

ENDRES, L. A. M. **Análise experimental do campo de pressões flutuantes em bancos de tubos submetidos a escoamento transversal turbulento**. 1997. Tese (Doutorado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 1997.

ERBISTE, P. C. **Comportas hidráulicas**. Rio de Janeiro: Campus, 1987.

ESTADOS UNIDOS. Army. Corps of Engineers. **Hydraulic design of spillways**. Washington, 1990. (Engineer Manual, n.1110-2-1603).

ESTADOS UNIDOS. Army. Corps of Engineers. **Vertical lift gates**. Washington, 1997. (Engineer Manual, n.1110-2-2701).

HARDWICK, J. D. Flow-induced vibration of vertical-lift gate. **Journal. Hydraulics Division**, New York, v. 100, n. 5, p. 631-644, 1974.

HASZPRA, O. **Theory of hydroelastic similitude and its experimental verification.** Budapest: Research Institute for Water Resources Development, 1976. Thesis (Ph.D.) – Hungarian Academy of Sciences, Budapest.

ISHII, N.; KNISELY, C. W.; NAKATA, A. Coupled-mode vibration of gates with simultaneous over-and underflow. **Journal of Fluids and Structures**, London, v. 8, p. 455-469, 1994.

ISHII, N.; KNISELY, C. W.; NAKATA, A. Field study of a long-span shell-type gate undergoing flow-induced vibrations. **Journal of Fluids and Structures**, London, v. 9, p. 19-41, 1995.

JONG, R. J. de; JONGELING, T. H. G. **Fluid elastic response study of the Nakdong Barrage gates**. Delft: Hydraulics Laboratory, 1982. (Delft Hydraulics Laboratory. Publication, n. 285).

JONGELING, T. H. G. **In-flow vibrations of gate edges**. Delft: Hydraulics Laboratory, 1988. (Delft Hydraulics Laboratory. Publication, n. 392).

JONGELING, T. H. G. **Flow-induced self-excited in-flow vibrations of gate plates**. Delft: Hydraulics Laboratory, 1989. (Delft Hydraulics Laboratory. Publication, n. 420).

KOLKMAN, P. A. **Models with elastic similarity for the investigation of hydraulics structures**. Delft: Hydraulics Laboratory, 1970. (Delft Hydraulics Laboratory. Publication, n. 49).

KOLKMAN, P. A. **Self-exciting gate vibrations**. Delft: Hydraulics Laboratory, 1977. (Delft Hydraulics Laboratory. Publication, n. 186).

KOLKMAN, P. A. **Development of vibration-free gate design: learning from experience and theory**. Delft: Hydraulics Laboratory, 1979. (Delft Hydraulics Laboratory. Publication, n. 219).

KOLKMAN, P. A. Models for study of the dynamic behavior of structures in flow and waves. In: MARTINS, R.(Ed.) **Recent advances in hydraulic physical modeling**. Dordrecht: Kluwer, 1989. ch. 3.

KOLKMAN, P. A.; VRIJER, A. **Gate edge suction as a cause of self-exciting vertical vibrations**. Delft: Hydraulics Laboratory, 1977. (Delft Hydraulics Laboratory. Publication, n. 188).

MARTIN, W. W.; NAUDASCHER, E.; PADMANABHAN, M. Fluid-dynamic excitation involving flow instability. **Journal. Hydraulics Division**, New York, v. 101, n.6, p. 681-698, 1975.

MEIROVITCH, L. **Fundamentals of vibrations**. New York: McGraw-Hill, 2001.

MINGDE, Z.; GUOZHENG, C.; YIREN, Z. An experimental method for vibration of cylinder gates. In: INTERNATIONAL ASSOCIATION FOR HYDRAULIC RESEARCH CONGRESS, 29., 2001, Beijing. **Proceedings**. Madrid.

MURRAY, R.I.; SIMMONS, W.P., Jr. **Hydraulic downpull forces on large gates**. Washington: Bureau of Reclamation, 1967. (Water Resources Technical Publication. Research Report, n. 4).

NAUDASCHER, E. Models of hydraulic structures: flow-induced forces, vibrations and cavitation. In: KOBUS, H. (Ed.). **Hydraulic modelling**. Berlin: Paul Parey, 1980. ch.11.

NAUDASCHER, E. **Flow induced forces and vibrations: outline of an intensive course**. Lisbon: LNEC, 1986.

NAUDASCHER, E.; LOCHER, F. A. Flow-induced forces on protruding walls. **Journal. Hydraulics Division**, New York, v. 100, n. 2, p. 295-313, 1974.

NAUDASCHER, E.; ROCKWELL, D. **Flow-induced vibrations: an engineering guide**. Rotterdam: A. A. Balkema, 1994.

SHUY, E. B.; CHUA, H. C. Fluid-dynamic feedback in shear layer oscillation below a submerged sluice gates. **Journal of Hydraulic Research**, Delft, v. 37, n. 1, p. 107-120, 1999.

SINNIGER, R. O. **Constructions hydrauliques: écoulements stationnaires**. Lausanne: Presses Polytechniques Romandes, 1989.

THANG, N. D. Gate vibrations due to unstable flow separation. **Journal of Hydraulic Engineering**, New York, , v.116, n. 3, p. 342-361, 1990.

THANG, N. D.; NAUDASCHER, E. Self-excited vibrations of vertical-lift gates. **Journal of Hydraulic Research**, Delft, v. 24, n. 5, p. 391-404, 1986.

THOMSON, W. T. **Teoria da vibração com aplicações**. Rio de Janeiro: Interciência, 1978.

VIKESTAD, K; VANDIVER, J. K.; LARSEN, C. M. Added mass and oscillation frequency for a circular cylinder subjected to vortex-induced vibrations and external disturbance. **Journal of Fluids and Structures**, London, v. 14, p. 1071-1088, 2000.

YIHONG W.; XINGZONG, X.; SHIQING, L.; TAILAI, J. Physical modeling of hydro-elastic gate vibration. In: INTERNATIONAL ASSOCIATION FOR HYDRAULIC RESEARCH CONGRESS, 29., 2001, Beijing. **Proceedings**. Madrid.

ZIADA, S. Industrial aeroacoustics: excitation mechanisms and counter-measures. In: ESCOLA DE PRIMAVERA DE TRANSIÇÃO E TURBULÊNCIA, 4., 2004, Porto Alegre. **[Anais]**. Rio de Janeiro: ABCM, 2004. 1 CD.

ANEXOS

A 1. Instrumental Utilizado

Este anexo apresenta características técnicas do instrumental utilizado nas medições durante a realização deste trabalho fornecidas em catálogos e manuais pelos fabricantes.

- Condicionador / amplificador marca *Bruel e Kjaer* modelo 2690 com fonte e pacote de baterias recarregáveis
 - 4 canais de entrada (3 para carga e 1 Deltatron®)
 - Faixa de frequências 0,1 Hz a 100 kHz
 - Filtros passa - baixa e passa - alta selecionáveis via painel
 - Display 64 X 128 (pixel)
 - Dimensões (mm) 90 X 144 X 230
 - Peso (com baterias e 4 canais): 3 kg

- Acelerômetro miniatura marca *Bruel e Kjaer* tipo 4393S com acessórios e cabos
 - Sensibilidade de referência 0,3149 pC/(m/s²)
 - Limite máximo de frequência 16,5 kHz
 - Frequência de ressonância 55 kHz
 - Elemento sensível piezoelétrico
 - Peso: 2,4 g

- Osciloscópio marca *Wittig Technologies Multiscope / Oscilloscope - portátil*
 - 2 canais independentes
 - Display 128 X 64 (pixel) monocromático
 - Interface serial RS232
 - Fonte 6 X 1.5V AA ou adaptador AC
 - Taxas de amostragem de 50 ns a 20 ms
 - Peso 750 g
 - Dimensões (mm) 200 X 90 X 55

- Conversor analógico digital marca *Measurement Computing Corporation* modelo PC-CARD-DAS 16/16
 - Conexão PCMCIA tipo II

Resolução 16 bits

16 canais simples ou 8 canais diferenciais de entrada

Faixas de entrada analógica $\pm 10V$, $\pm 5V$, $\pm 2,5V$ e $\pm 1,25V$ programáveis

Tempo máximo de conversão 5 μs

- Medidor eletro - magnético de vazão marca *Fisher - Rosemount* modelo 570 TM

Diâmetro nominal de 250 mm

Conexões flangeadas

Vazões de referência:

	Vazão mínima medida (m ³ /h)	Faixa (m ³ /h)		
		mínimo	máximo	unitário
Velocidade	0,0122 m/s	0,3048 m/s	9,144 m/s	1,0 m/s
Diâmetro Nominal (mm)	250	2,233	56	1675
				183

- Transmissor de vazão marca *Fisher - Rosemount* modelo 8732C

Velocidades entre 0,01 m/s e 10 m/s, adiante ou reverso

Faixas de trabalho e unidades selecionáveis via painel

A 2. Avaliação de Erros das Medições

Medição de níveis médios de água

resolução empregada nas medições =	0,1 mm
valor típico de leitura =	500 mm
erro devido à resolução, sobre o valor típico =	0,02 %

Medição de aberturas para a descarga

resolução empregada nas medições =	0,1 mm
valor típico de leitura =	10 mm
erro devido à resolução, sobre o valor típico =	1,0 %

Medição de aceleração

Conversão de dados de aceleração

número de níveis de resolução da placa = (0 a 65535)	65536 níveis
faixa de tensão = (-1250 a 1250 mV)	2500 mV
faixa efetiva = (-300 a 300 mV)	600 mV
resolução empregada na leitura, em tensão/níveis =	0,04 mV
erro devido à resolução, sobre a faixa efetiva =	0,007 %

Determinações das funções de densidade espectral

frequência de aquisição dos dados =	2000 Hz
números de pontos/amostra =	131072 pontos
tempo de aquisição/amostra: $T =$	65,532 s
tamanho do bloco p/ cálculo do espectro =	64 blocos de 2048 pontos
largura da banda: $\beta_w = (\text{freq. aq.})/(\text{ptos. bloco}) =$	0,976 Hz
erro padrão da estimativa $\varepsilon_r = \sqrt{\frac{1}{\beta_w T}} =$	12,5 %

A 3. Características Elásticas das Molas

Diâmetro do fio =	3,5 mm
Diâmetro médio =	30,3 mm
Comprimento em repouso =	192 mm
Força de trabalho =	32,198 kgf
Constante da mola =	0,133 kgf/mm

A 4. Características dos Ensaio

"Ret"				
$s = 10 \text{ mm}$				
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
12	50,85	-	0	50,85
12,1	43,25	12,21	12	31,04
12,1	47,15	16,25	16	30,9
12,1	49,52	20,1	20	29,42
12,1	49,23	23,95	24	25,28
12,1	51,45	27,8	28	23,65
10,1	35,65	-	0	35,65
10,1	32,8	10,63	11	22,17
10,1	35,18	14,64	15	20,54
10,1	38,15	18,53	19	19,62
10	40,85	22,4	23	18,45
10	43,47	26,3	27	17,17
7,1	18,61	-	0	18,61
7,2	18,58	8,67	10	9,91
7,2	22,58	12,55	14	10,03
7,2	26,08	16,45	18	9,63
7,2	29,3	20,3	22	9
7,2	32,52	24,2	26	8,32
7,2	35,65	28,01	30	7,64

"Ret"				
$s = 20 \text{ mm}$				
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
18,3	45,1	-	0	45,1
18,4	46,4	15,1	13	31,3
18,4	52,1	20,1	18	32
18,3	56,2	25,05	23	31,15
18,3	59,53	29,94	28	29,59
14,8	29,73	-	0	29,73
14,8	30,7	12,08	11	18,62
14,7	37,4	17,25	16	20,15
14,7	41,65	22,54	21	19,11
14,7	45,59	27,03	26	18,56
14,8	48,8	31,8	31	17
10,5	15,8	-	0	15,8
10,5	18,15	9,79	10	8,36
10,5	24,65	15,4	15	9,25
10,5	28,85	19,8	20	9,05
10,5	33,26	24,7	25	8,56
10,5	37,5	29,43	30	8,07

"Ret"				
$s = 30 \text{ mm}$				
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
30,1	52,33	-	0	52,33
30,1	53,6	18,9	14	34,7
30,1	59,57	21,8	17	37,77
30,1	63,1	24,95	20	38,15
30,3	67,2	27,98	23	39,22
25,1	36,2	-	0	36,2
25,2	36,7	15,71	12	20,99
25,2	42,7	18,7	15	24
25	45,27	21,75	18	23,52
24,9	50,47	26,6	23	23,87
24,9	54,95	31,6	28	23,35
20,3	24,85	-	0	24,85
20,3	26,7	13,75	11	12,95
20,3	34	18,62	16	15,38
20,3	39,3	23,72	21	15,58
20,3	43,95	28,73	26	15,22
15,4	15,4	-	0	15,4
15,4	17,55	11,12	10	6,43
15,2	24,28	16,35	15	7,93
15,2	29,25	21,3	20	7,95
15,1	34	26,22	25	7,78
15,1	38,6	30,97	30	7,63
12,5	10,65	-	0	10,65
12,5	12,5	9,3	9	3,2
12,5	19,24	14,61	14	4,63
12,5	24,22	19,4	19	4,82
12,5	29,7	24,65	24	5,05
12,6	36,15	29,31	29	6,84
10,4	7,24	-	0	7,24
10,4	12	10,9	10	1,1
10	17,57	14,93	15	2,64
10,1	22,55	19,8	20	2,75
10,1	27,4	24,76	25	2,64
9,9	31,26	28,6	30	2,66

"Ret"				
$s = 40 \text{ mm}$				
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
34,9	38,57	-	0	38,57
35,1	38,93	18,55	13	20,38
35,1	48,65	23,6	18	25,05
35,1	54,31	28,65	23	25,66
35,1	59,3	33,65	28	25,65

Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
30,2	30,4	-	0	30,4
30,2	30,9	16,45	12	14,45
30,1	38,92	21,55	17	17,37
30	44,55	26,58	22	17,97
30,4	50,22	31,65	27	18,57
25,2	21,62	-	0	21,62
25,2	23,52	14,35	11	9,17
25,2	31,2	19,5	16	11,7
25,2	37,15	25,2	21	11,95
25,1	41,6	29,5	26	12,1
25	46,31	34,41	31	11,9
20,3	14,82	-	0	14,82
20,3	15,44	11,3	9	4,14
20,3	22,83	16,3	14	6,53
20,2	28,43	21,3	19	7,13
20,2	33,56	26,25	24	7,31
20,2	38,3	31,5	29	6,8
15,3	9,52	-	0	9,52
15,2	11,72	10	9	1,72
15,2	18,15	15,05	14	3,1
15,2	23,47	20,1	19	3,37
15,2	28,4	24,9	24	3,5
15,2	33,24	29,8	29	3,44

"60"				
s = 10 mm				
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
12,3	41,97	-	0	41,97
12,3	44,76	12,12	12	32,64
12,3	48,63	16,15	16	32,48
12,2	51,53	20,1	20	31,43
12,2	41,17	-	0	41,17
12,2	44,3	12,2	12	32,1
12,2	48,74	16,1	16	32,64
12,2	48,6	20,12	20	28,48
12,2	51,15	24,1	24	27,05
12,2	53,7	28	28	25,7
10,1	28,78	-	0	28,78
10,1	30,9	10,5	11	20,4
10,1	34,8	13,5	14	21,3
10,1	38,03	17,3	18	20,73
10,1	41	21,35	22	19,65
10	43,55	25,22	26	18,33
10,1	46,75	29,15	30	17,6
7,2	15,01	-	0	15,01

7,2	17,7	8,45	10	9,25
7,2	23,19	13,51	15	9,68
7,1	27,5	18,38	20	9,12
7,1	31,5	23,15	25	8,35
7,1	35,45	27,93	30	7,52

"60"				
$s = 20 \text{ mm}$				
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
24,9	62,65	-	0	62,65
23,4	55,8	-	0	55,8
23,4	59,73	17,34	14	42,39
21,2	44,6	-	0	44,6
21,4	48,8	15,77	13	33,03
21,4	56,1	20,85	18	35,25
21,3	60,68	25,83	23	34,85
21,2	64,3	30,88	28	33,42
20,2	41,5	-	0	41,5
20,2	45,3	15,63	13	29,67
20,1	51,5	20,6	18	30,9
20	55	25,72	23	29,28
20,2	58,3	30,54	28	27,76
15,4	25,13	-	0	25,13
15,4	27,94	12,37	11	15,57
15,3	34,52	17,35	16	17,17
15,3	38,95	22,3	21	16,65
15,3	43,15	27,2	26	15,95
15,2	47,2	32,17	31	15,03
10,2	12,76	-	0	12,76
10	13,78	8,78	9	5
10,2	20,65	13,9	14	6,75
10,2	25,79	18,94	19	6,85
10,2	30,49	24,93	24	5,56
10,1	34,88	28,67	29	6,21

"60"				
$s = 30 \text{ mm}$				
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
30,3	41,5	-	0	41,5
30,3	42,5	17,82	13	24,68
30,1	48,81	20,81	16	28
30,3	55,85	25,96	21	29,89
30,3	61,15	31,1	26	30,05
25,3	30,03	-	0	30,03
25,3	32,25	15,69	12	16,56

Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
25,3	40,35	20,8	17	19,55
25,1	45,65	25,9	22	19,75
25,1	50,22	30,8	27	19,42
20	19,58	-	0	19,58
20	20,6	12,35	10	8,25
19,9	28,6	17,5	15	11,1
19,8	34,12	22,67	20	11,45
19,9	39,2	27,54	25	11,66
19,9	43,8	32,5	30	11,3
15	12,2	-	0	12,2
15	14	10,16	9	3,84
15	20,8	15,28	14	5,52
15	26,1	20,25	19	5,85
14,9	31	25,18	24	5,82
14,9	35,86	30,12	29	5,74
10,3	6,86	-	0	6,86
10,3	8,55	7,87	8	0,68
10,3	14,62	12,89	13	1,73
10,2	20,09	18,05	18	2,04
10,3	25,03	23	23	2,03
10,3	29,69	27,7	28	1,99

"60"				
$s = 40 \text{ mm}$				
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
40,1	39,65	-	0	39,65
40,2	42,97	20,6	14	22,37
40,2	51,95	25,65	19	26,3
40,3	58,13	30,78	24	27,35
35,4	31,85	-	0	31,85
35,3	34,9	18,5	13	16,4
35,2	42,68	23,5	18	19,18
35,1	48,36	28,6	23	19,76
35	53,35	33,75	28	19,6
30,2	24,1	-	0	24,1
30,1	25,05	15,39	11	9,66
30	33,78	20,66	16	13,12
30,2	39,75	25,7	21	14,05
30,2	44,9	30,6	26	14,3
30,2	49,71	35,5	31	14,21
25,2	17,6	-	0	17,6
25,2	19,05	13,25	10	5,8
25,1	26,75	18,3	15	8,45
25,1	32,41	23,45	20	8,96
25	37,6	28,48	25	9,12
25,2	42,67	33,2	30	9,47

Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
20,3	12,47	-	0	12,47
20,3	14,21	11,33	9	2,88
20,2	20,85	16,25	14	4,6
20,1	26,38	21,3	19	5,08
20,1	31,53	26,3	24	5,23
20,2	36,55	31,1	29	5,45
15,2	8,15	-	0	8,15
15,2	10,85	9,9	9	0,95
15,1	16,88	15,02	14	1,86
15,1	22,15	20	19	2,15
15,1	27,18	24,8	24	2,38
15,1	32,05	29,7	29	2,35

"30d"				
$s = 10 \text{ mm}$				
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
12,1	30,76	-	0	30,76
12,1	34,95	12,4	12	22,55
12	38,9	16,7	16	22,2
12	42,73	20,49	20	22,24
12	45,75	24,43	24	21,32
12	48,6	28,54	28	20,06
10,1	23,6	-	0	23,6
10,1	26,9	10,8	11	16,1
10,1	31,47	14,9	15	16,57
10,1	35,75	19,8	20	15,95
10,1	39,2	24,8	25	14,4
10,1	42,22	28,73	29	13,49
7,1	12,12	-	0	12,12
7,1	17,1	9,9	11	7,2
7,1	22,08	14,77	16	7,31
7,1	25,75	18,75	20	7
7,1	30,25	23,7	25	6,55
7,1	34,53	28,7	30	5,83

"30d"				
$s = 20 \text{ mm}$				
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
25,4	39,7	-	0	39,7
25,4	43,2	16,75	13	26,45
25,2	51,63	21,9	18	29,73
21,3	28,8	-	0	28,8
21,2	32,55	14,75	12	17,8

21,2	39,6	19,9	17	19,7
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
18,4	22,13	-	0	22,13
18,3	25,65	13,13	11	12,52
18,2	29,15	15,7	13,5	13,45
18,2	32,15	18,3	16	13,85
18,2	34,75	20,65	18,5	14,1
18,1	38,15	24,25	22	13,9
15,3	33	23,5	22	9,5
15,3	28,15	18,6	17	9,55
15,2	19,35	11,5	10	7,85
15,2	16,05	-	0	16,05
10,1	8,15	-	0	8,15
10,1	11,5	9,1	9	2,4
10,1	17,05	13,8	14	3,25
10	27,13	23,86	24	3,27

"30d"				
$s = 30 \text{ mm}$				
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
35,2	39,5	-	0	39,5
35,2	41,82	18,85	13	22,97
35	56,62	29,03	23	27,59
30,2	30,15	-	0	30,15
30,2	33,2	16,89	12	16,31
30	47	27,1	22	19,9
25,1	22,14	-	0	22,14
25,1	25,08	14,57	11	10,51
25,1	32,6	19,66	16	12,94
25,1	43,5	30	26	13,5
20,3	15,5	-	0	15,5
20,2	18,38	12,45	10	5,93
20,2	25,1	17,6	15	7,5
20,1	35,57	27,7	25	7,87

"30d"				
$s = 40 \text{ mm}$				
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
45,2	40,6	-	0	40,6
45,2	41,65	21,85	14	19,8
45,1	49,27	26,9	19	22,37
40,2	32,95	-	0	32,95
40,2	34,8	19,9	13	14,9

40	47,65	29,98	23	17,67
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
35,2	23,55	-	0	23,55
35,2	28,35	17,8	13	10,55
35	42,2	29,05	23	13,15
30,2	18,48	-	0	18,48
30,2	20,62	12,05	10	8,57
30,2	34,2	25,05	20	9,15

"30i"				
$s = 10 \text{ mm}$				
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
12,1	46,4	-	0	46,4
12,1	49,04	12,43	12	36,61
12,1	52,18	16,5	16	35,68
12	54,65	20,5	20	34,15
12,1	54,6	24,3	24	30,3
12,1	56,6	28,4	28	28,2
10,2	35,95	-	0	35,95
10,2	38,71	11,1	11	27,61
10,2	42,7	15,84	15	26,86
10,1	43,7	20,01	20	23,69
10,1	45,5	23,8	24	21,7
10,1	47,87	27,8	28	20,07
7,2	18,5	-	0	18,5
7,2	21,6	9,5	10	12,1
7,1	25,4	12,75	14	12,65
7,1	28,61	16,7	18	11,91
7	32,1	21,8	23	10,3
7,1	35,95	26,55	28	9,4

"30i"				
$s = 20 \text{ mm}$				
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
21	45,33	-	0	45,33
21	48,17	15,7	13	32,47
20,9	54,83	20,9	18	33,93
18,2	34,9	-	0	34,9
18,1	37,95	14,33	12	23,62
18,1	47,6	24,25	22	23,35
15,2	24,8	-	0	24,8
15,2	27,65	12,35	11	15,3
15,1	33,7	17,38	16	16,32
15	43	27,47	26	15,53

10,2	12,6	-	0	12,6
10,2	15,92	9,8	10	6,12
10,2	21,8	14,9	15	6,9
10,1	31,4	24,7	25	6,7

"30i"				
<i>s</i> = 30 mm				
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
29,9	49,55	-	0	49,55
30	52,32	18,83	14	33,49
30	61,05	24,97	19	36,08
25,2	36,1	-	0	36,1
25,2	39,63	16,74	13	22,89
25,1	53,43	29,85	23	23,58
20	23,44	14,57	0	8,87
20	27,9	14,58	12	13,32
20,1	44,38	29,8	27	14,58

"30i"				
<i>s</i> = 40 mm				
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
39,8	47,5	-	0	47,5
40	52	21,83	15	30,17
40	57,92	26,05	19	31,87
35,3	38,68	-	0	38,68
35,2	42,71	19,93	14	22,78
35,2	50,35	25,26	19	25,09
30,4	29,38	-	0	29,38
30,4	31,5	16,73	12	14,77
30,4	45,05	27,55	22	17,5
25,1	20,9	-	0	20,9
25,1	23,9	14,68	11	9,22
25,1	36,6	24,93	21	11,67
20,3	14,7	-	0	14,7
20,3	17,78	12,6	10	5,18
20,3	35,05	27,76	25	7,29

"Ele"				
<i>s</i> = 10 mm				
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
12,1	44	-	0	44

12,1	44,85	12,08	12	32,77
12,1	44,98	12,08	12	32,9
12,1	45,4	12,15	12	33,25
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
12,1	48,15	16,05	16	32,1
12,1	51,05	20,05	20	31
12,1	53,3	23,94	24	29,36
12,1	55,3	27,72	28	27,58
10	32,9	-	0	32,9
10	34,1	10,73	11	23,37
10	37,23	14,63	15	22,6
10	39,85	18,45	19	21,4
10	43,38	22,35	23	21,03
10	47,2	26,3	27	20,9
7	17,3	-	0	17,3
7	18,98	8,35	10	10,63
7	23,78	12,4	14	11,38
7	27,2	16,4	18	10,8
7	30,4	20,2	22	10,2
7	33,47	24,1	26	9,37
7	36,45	27,8	30	8,65

"Ele"				
$s = 20 \text{ mm}$				
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
21,5	39,63	-	0	39,63
21,4	43,01	15,8	13	27,21
21,4	50,28	19,95	17	30,33
21,4	54,25	25	22	29,25
21,3	58,58	30,6	27	27,98
18,3	30,85	-	0	30,85
18,2	34,7	15,1	13	19,6
18,2	40,5	20,08	18	20,42
18,2	45,65	25,17	23	20,48
18	50,01	30,17	28	19,84
15,2	22,21	-	0	22,21
15,2	25,57	12,45	11	13,12
15,2	31,75	17,45	16	14,3
15,2	36,58	22,4	21	14,18
15,2	40,85	27,3	26	13,55
15,1	45,15	32,28	31	12,87
10,2	11,2	-	0	11,2
10,2	14,83	9,85	10	4,98
10,2	20,57	14,9	15	5,67
10,2	25,57	19,9	20	5,67
10,1	30,34	24,9	25	5,44
10,1	34,93	29,75	30	5,18

"Ele"				
$s = 30 \text{ mm}$				
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
30,2	44,03	-	0	44,03
30	47,65	19,7	14	27,95
30	53,77	22,94	18	30,83
30,1	58,97	27,9	23	31,07
25,1	32	-	0	32
25,1	34	15,65	12	18,35
25	41,75	20,8	17	20,95
25	46,87	25,77	22	21,1
25	51,5	30,8	27	20,7
20,3	22,05	-	0	22,05
20,2	25,1	13,7	11	11,4
20,1	31,75	18,65	16	13,1
20,2	36,95	23,6	21	13,35
20,2	41,6	28,65	26	12,95
15,4	14,12	-	0	14,12
15,4	17,15	11,3	10	5,85
15,4	23,72	16,55	15	7,17
15,1	28,32	21,4	20	6,92
15,1	33,23	26,4	25	6,83
15,1	37,95	31,35	30	6,6

"Ele"				
$s = 40 \text{ mm}$				
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
20,2	13,77	-	0	13,77
20,2	15,55	11,57	9	3,98
20,2	23,2	17,21	14	5,99
20,1	28,22	21,92	19	6,3
20	33,02	26,7	24	6,32
20	38,2	31,83	29	6,37
25,2	20,05	-	0	20,05
25,2	23,1	14,6	11	8,5
25	30,47	20	16	10,47
25,1	35,85	25,9	21	9,95
25,1	41,95	29,98	26	11,97
30,3	27,5	-	0	27,5
30,2	30,55	16,9	12	13,65
30,1	37,68	22	17	15,68
30	43,15	26,94	22	16,21
30	48,55	32,1	27	16,45

35,1	35,36	-	0	35,36
35,1	37,9	18,72	13	19,18
Q (l/s)	Nm (cm)	Nj (cm)	hc (cm)	Δh (cm)
35	45,93	24	18	21,93
35	52,1	29,1	23	23
35	57,07	34,22	28	22,85
40,2	44,45	-	0	44,45
40,2	46,45	20,77	14	25,68
40	55,05	26	19	29,05
40	61,6	31,02	24	30,58

Observação: hc = altura da comporta de controle de níveis.