

**ANDRÉ LUÍS CONDINO FUJARRA**

**ESTUDOS EXPERIMENTAIS E ANALÍTICOS DAS  
VIBRAÇÕES INDUZIDAS PELA EMISSÃO DE VÓRTICES EM  
CILINDROS FLEXÍVEIS E RÍGIDOS**

**Tese apresentada à Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo para a obtenção  
do Título de Doutor em Engenharia.**

**São Paulo**

**2002**



UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
ESCOLA POLITÉCNICA  
TERMO DE JULGAMENTO  
DE  
DEFESA DE TESE DE DOUTORADO

Aos 14 dias do mês de junho de 2002, às 09:30 horas, no Departamento de Engenharia Naval e Oceânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, presente a Comissão Julgadora, integrada pelos Senhores Professores Doutores, Celso Pupo Pesce orientador(a) do(a) candidato(a), Clovis de Arruda Martins, Julio Romano Meneghini, Antonio Carlos Fernandes e Mauro Costa de Oliveira, iniciou-se a Defesa de Tese de Doutorado do(a) Sr(a). ANDRÉ LUÍS CONDINO FUJARRA

Título da Tese: "ESTUDOS EXPERIMENTAIS E ANALÍTICOS DAS VIBRAÇÕES INDUZIDAS PELA EMISSÃO DE VÓRTICES EM CILINDROS FLEXÍVEIS E RÍGIDOS".

Concluída a arguição, procedeu-se ao julgamento na forma regulamentar, tendo a Comissão Julgadora considerado o(a) candidato(a):

- Prof.Dr. Celso Pupo Pesce.....(Aprovado) )
- Prof.Dr. Clovis de Arruda Martins.....(Aprovado) )
- Prof.Dr. Julio Romano Meneghini.....(Aprovado) )
- Prof.Dr. Antonio Carlos Fernandes.....(Aprovado) )
- Prof.Dr. Mauro Costa de Oliveira.....(APROVADO) )

Para constar, é lavrado o presente termo, que vai assinado pela Comissão Julgadora e pela Secretária de Pós-Graduação.

São Paulo, 14 de junho de 2002.

COMISSÃO JULGADORA

*[Handwritten signature]*  
 \_\_\_\_\_  
*Clovis de Arruda Martins*  
 \_\_\_\_\_  
*Julio Romano Meneghini*  
 \_\_\_\_\_  
*Antonio Carlos Fernandes*  
 \_\_\_\_\_  
*Mauro Costa de Oliveira*  
 \_\_\_\_\_

Secretária: Elisabete Apª F.S.Ramos *[Handwritten signature]*

Obs.: Resolução 4476, de 17.09.1997 Altera dispositivos do Regimento Geral da USP Art.109 - Imediatamente após o encerramento da arguição da dissertação ou da tese cada Examinador expressará seu julgamento em sessão secreta, considerando o candidato aprovado ou reprovado.

Homologado pela C.P.G. em reunião realizada 24/06/02.

Un.:  
59826  
436640

OK

**ANDRÉ LUÍS CONDINO FUJARRA**

**ESTUDOS EXPERIMENTAIS E ANALÍTICOS DAS  
VIBRAÇÕES INDUZIDAS PELA EMISSÃO DE VÓRTICES EM  
CILINDROS FLEXÍVEIS E RÍGIDOS**

Tese apresentada à Escola Politécnica  
da Universidade de São Paulo para a  
obtenção do Título de Doutor em  
Engenharia.

Área de Concentração:  
Engenharia Naval e Oceânica

Orientador:  
Prof. Dr. Celso Pupo Pesce

São Paulo

2002

SYSNO: 1254389  
14/08/02

Defesa: 14/06/02  
234p.

DEDALUS - Acervo - EPBC



31200006642

BC

Universidade de São Paulo  
Biblioteca da Escola Politécnica

FT-1670

#### FICHA CATALOGRÁFICA

Fujarra, André Luís Condino

Estudos Experimentais e Analíticos das Vibrações Induzidas pela Emissão de Vórtices em Cilindros Flexíveis e Rígidos. São Paulo, 2002.

1v. 234p.

Tese (Doutorado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.  
Departamento de Engenharia Naval e Oceânica.

1.Vibração Induzida pela Emissão de Vórtices – VIV 2.Experimentos em água 3. Massa Adicional variável e seus efeitos sobre a modelagem fenomenológica 4. Novas concepções de ensaio.

I.Universidade de São Paulo, Escola Politécnica.

Departamento de Engenharia Naval e Oceânica.

II.t

"Dedicado à minha esposa, ANA CRISTINA, capaz de dissipar meus delírios vorticosos mais terríveis. No princípio, através da amizade e amor. Hoje, através da paciência, companheirismo e contraposição da divina voragem paterna".

## AGRADECIMENTOS

*AO meu amigo Celso Pupo Pesce; pelo trabalho paciente de orientação, pelo incentivo constante e pelo exemplo de conduta.*

*AOS profissionais*

*da Universidade de São Paulo  
Dept.º de Eng. Naval e Oceânica: Prof. José A. P. Aranha, João Alcino A. Martins,  
Carlos A. G. F. de Souza e Marlei S. de Araújo;*

*da Universidade de São Paulo  
Dept.º de Eng. Mecânica: Prof. Júlio R. Meneghini, Prof. Clóvis A. Martins e  
Prof. Raul Gonzáles;*

*do Instituto de Pesquisas  
Tecnológicas – IPT: Jairson de Lima, Kazuo Hirata, Engenheiros e  
Técnicos do Tanque de Provas;*

*da Universidade de  
Michigan: Prof. Michael M. Bernitsas, Prof. Stuart B. Cohen,  
Prof. Marc Perlin, Prof. Armin W. Troesch,  
Prof. Noel C. Perkins, e WanJun Kim;*

*da Universidade de  
Cornell: Prof. Charles Williamson, Raghu Govardhan e  
Felix Flemming;*

*pelo suporte técnico e científico, sem os quais este trabalho não seria possível.*

*AOS meus colegas de “masmorra”: Alexandre Nicolaos Simos, Eduardo Aoun  
Tannuri, Vinícius de Matos, João Vicente Sparano, Maurício Ribeiro de Menezes  
e Rodrigo Oliveira; pelas discussões, elucidações e momentos de diversão.*

*AOS meus Avós, Pais e Irmãos; por tanto amor e dedicação.*

*Às minhas mulheres: Ana Cristina Lacerda Fugarra e Marina Luísa Lacerda  
Fugarra; pelo amor e compreensão incondicionais.*

*Àqueles que de inúmeras formas contribuíram decisivamente para este trabalho e  
com os quais eu me desculpo pela deselegância de não os ter citado nominalmente.*

*E à FAPESP; pelo suporte financeiro ao Programa de Doutorado 98/00271-2.*

## RESUMO

A presente tese apresenta resultados das investigações experimentais e analíticas acerca do fenômeno de Vibrações Induzidas pela Emissão de Vórtices – VIV em cilindros circulares imersos em água. As investigações foram conduzidas com o propósito de aumentar a compreensão sobre o mecanismo de acoplamento das oscilações transversais e longitudinais ao escoamento, bem como o de investigar a fluido-dinâmica envolvida no patamar de resposta ressonante, típico de cilindros com baixo coeficiente de massa-amortecimento reduzido ( $m^*\zeta$ ). A importância de tais problemas para o cenário da indústria “*offshore*”, onde agrupamentos de “*risers*” são instalados a partir de sistemas flutuantes de produção, foi exemplificada e constitui a prévia motivação para o presente trabalho.

Buscando atingir o primeiro objetivo, dois arranjos experimentais foram construídos: *Experimento I*, a partir de um cilindro flexível engastado e ensaiado nos canais de água circulante com baixa turbulência das Universidades de Michigan e de Cornell; e *Experimento II*, a partir de um cilindro rígido engastado, elasticamente montado em um transdutor com dois graus de liberdade e ensaiado no tanque de provas do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo – IPT. Com base nestes experimentos, oscilações acopladas de grande amplitude foram claramente identificadas e sua relação com a assimetria estrutural sugerida. Resultados de massa adicional variável com a velocidade do escoamento também foram obtidos, em concordância com resultados de outros autores, estes obtidos a partir de simulações numéricas e distintos arranjos experimentais.

Por sua vez, a busca pelo segundo objetivo se desenvolveu a partir de *Estudos Analítico-Experimentais*, com uma releitura das abordagens fenomenológicas, mostrando que a interpretação consistente de parâmetros hidrodinâmicos escritos como função da velocidade reduzida, tais como a massa adicional, o amortecimento fluido e a força de sustentação, representa papel essencial na melhoria de modelos analíticos baseados em osciladores do tipo Van der Pol. Tais estudos permitiram uma melhor predição do fenômeno de VIV e identificaram o mecanismo fluido-dinâmico governando o patamar de resposta ressonante.

Um mérito adicional do presente trabalho é a efetiva colaboração com outras instituições nacionais e internacionais de pesquisa. O intercâmbio científico contribuiu para dar maior consistência, confiabilidade e considerável originalidade aos resultados.

## ABSTRACT

The present thesis presents results from experimental and analytical investigations concerned with the Vortex-Induced Vibrations (VIV) phenomenon of circular cylinders in water. As fundamental purposes, the investigations have been carried out to enhance the understanding on the coupling mechanism between cross-flow and in-flow oscillations, as well as and to investigate the fluid-dynamics involved with the typical lower branch response of cylinders with low mass-damping coefficient ( $m^*\zeta$ ). The importance of such matters on the offshore industry scenario, where bundle of risers are installed on floating production systems, has been exemplified and constitutes the former motivation of the present work.

To achieve the first purpose, two different experimental set-ups were built: *Experiment I*, a flexible cantilever, driven in low turbulence water channels, at University of Michigan and Cornell University; *Experiment II*, a rigid cantilevered cylinder, elastically mounted on a two degree-of-freedom transducer, run in a towing tank, at São Paulo State Technological Research Institute – IPT. Through the experiments, coupled oscillations of large amplitude were clearly identified and its relation with structural asymmetry was suggested. Results of added mass varying with the flow velocity were also obtained, agreeing well with recent results found by other authors, obtained from numerical simulations and from distinct experimental set-ups.

The second goal has been pursued through Analytical-Experimental Studies, by re-addressing phenomenological approaches and by showing that a consistent interpretation of relevant hydrodynamic parameters, written as functions of reduced velocity, namely the added-mass, the fluid damping and the lift force, plays an essential role in improving analytical models of the Van der Pol oscillator type. Such a study led to a better prediction of the VIV phenomenon and allowed identifying the fluid-dynamics mechanism governing the resonant response at the lower branch.

An additional merit of the present work is the effective collaboration with other national and international research institutions. The scientific exchange contributed to give greater consistency, reliability and considerable originality to the results.

# SUMÁRIO

<b>AGRADECIMENTOS</b> .....	<b>II</b>
<b>RESUMO</b> .....	<b>III</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>IV</b>
<b>SUMÁRIO</b> .....	<b>V</b>
<b>LISTA DE FIGURAS</b> .....	<b>IX</b>
<b>LISTA DE TABELAS</b> .....	<b>XIX</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS</b> .....	<b>XXII</b>
<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>3</b>
<b>2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>11</b>
<b>2.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS</b> .....	<b>11</b>
<b>2.2 DETALHES FENOMENOLÓGICOS</b> .....	<b>13</b>
2.2.1 A Esteira de Von Karman .....	13
2.2.2 O Fenômeno de “Lock-in” .....	15
2.2.3 Os distintos Ramos de Resposta e sua relação com os Padrões de Emissão .....	17
2.2.4 O Comprimento de Correlação.....	24
2.2.5 A massa adicional .....	26
2.2.6 A Fase Relativa entre Força e Deslocamento Transversal.....	28
2.2.7 Oscilações Longitudinais ao Escoamento.....	30
<b>2.3 AS ABORDAGENS DO FENÔMENO DE VIV</b> .....	<b>33</b>
2.3.1 A Abordagem Analítica .....	34
2.3.2 A Abordagem Numérica: CFD.....	37
2.3.3 A Abordagem Experimental.....	40
<b>3. MOTIVAÇÃO E OBJETIVOS</b> .....	<b>49</b>

## VI

3.1	<i>O ACOPLAMENTO MODAL</i> .....	49
3.2	<i>ADEQUAÇÃO DOS MODELOS ANALÍTICOS</i> .....	57
3.3	<i>OBJETIVOS</i> .....	61
4.	<b>EXPERIMENTO I</b> .....	65
4.1	<i>CONTEXTO DA CONCEPÇÃO</i> .....	65
4.2	<i>CARACTERIZAÇÃO DO MODELO</i> .....	68
4.2.1	Identificação das Frequências Naturais .....	68
4.2.2	Determinação da Rigidez Flexional .....	76
4.2.3	Determinação da Massa Estrutural Distribuída .....	78
4.2.4	Determinação dos Coeficientes de Amortecimento ( $\zeta = c/c_{cr}$ ).....	79
4.2.5	Inferência sobre outros Parâmetros Importantes.....	84
4.3	<i>EXPERIMENTOS NA UNIVERSIDADE DE MICHIGAN</i> .....	87
4.3.1	Recursos Laboratoriais e Procedimentos Experimentais.....	87
4.3.2	Resultados Obtidos em Canal de Água Circulante .....	90
4.4	<i>EXPERIMENTOS NA UNIVERSIDADE DE CORNELL</i> .....	107
4.4.1	Recursos Laboratoriais e Procedimentos Experimentais.....	107
4.4.2	Resultados Obtidos em Canal de Água-Circulante .....	108
4.5	<i>CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO</i> .....	113
5.	<b>EXPERIMENTO II</b> .....	117
5.1	<i>PREMISSAS PARA A CONCEPÇÃO EXPERIMENTAL</i> .....	117
5.1.1	Opção por uma solução baseada em cilindro rígido .....	118
5.1.2	Baixo parâmetro de massa-amortecimento reduzido .....	118
5.1.3	Possibilidade de alteração da razão entre rigidezes flexionais nos dois graus de liberdade possíveis ( $K_x / K_y$ ).....	119
5.1.4	Possibilidade de análise isolada ou simultânea dos movimentos.....	119

5.1.5	Adequação aos limites de velocidade no tanque de provas .....	119
5.1.6	Integridade estrutural do aparato .....	120
5.1.7	Auferir sem interferir .....	120
5.1.8	Facilidade construtiva .....	121
5.1.9	Baixo custo de construção.....	121
<b>5.2</b>	<b><i>SELEÇÃO E DIMENSIONAMENTO EXPERIMENTAL</i></b> .....	<b>121</b>
<b>5.3</b>	<b><i>O APARATO DIMENSIONADO E CONSTRUÍDO</i></b> .....	<b>126</b>
<b>5.4</b>	<b><i>CARACTERIZAÇÃO DO ARRANJO EXPERIMENTAL</i></b> .....	<b>129</b>
5.4.1	Identificação das Freqüências Naturais no Ar e dos Coeficientes de Amortecimento Estrutural ( $\zeta^S = c/c_{cr}$ ).....	129
5.4.2	Determinação da Rigidez Flexional.....	139
5.4.3	Determinação da Massa Estrutural .....	141
5.4.4	Determinação das Freqüências Naturais e dos Coeficientes de Amortecimento na Água .....	141
5.4.5	Compilação dos Resultados da Caracterização e Inferência sobre outros Parâmetros Importantes.....	142
<b>5.5</b>	<b><i>EXPERIMENTOS NO TANQUE DE PROVAS DO IPT</i></b> .....	<b>144</b>
<b>5.6</b>	<b><i>RESULTADOS DE AMPLITUDES E FREQÜÊNCIAS</i></b> .....	<b>147</b>
5.6.1	Resultados com Apenas o Grau de Liberdade Transversal.....	148
5.6.2	Resultados com Apenas o Grau de Liberdade Longitudinal.....	154
5.6.3	Resultados com os Dois Graus de Liberdade (direções x e y).....	158
5.6.4	Comparações entre Resultados de Amplitude e Freqüência .....	166
<b>5.7</b>	<b><i>RESULTADOS DE MASSA ADICIONAL</i></b> .....	<b>171</b>
<b>5.8</b>	<b><i>CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO</i></b> .....	<b>178</b>
<b>6.</b>	<b>ESTUDOS ANALÍTICO-EXPERIMENTAIS</b> .....	<b>183</b>
<b>6.1</b>	<b><i>CONSIDERAÇÕES INICIAIS</i></b> .....	<b>183</b>

## VIII

<b>6.2</b>	<b><i>O MODELO ANALÍTICO DE PARRA E ARANHA.....</i></b>	<b>187</b>
6.2.1	O Oscilador Fluido .....	187
6.2.2	Os Experimentos de Calibração .....	190
6.2.3	O Oscilador Fluido-Elástico .....	191
<b>6.3</b>	<b><i>APLICAÇÃO DO MODELO ANALÍTICO AOS EXPERIMENTOS....</i></b>	<b>194</b>
6.3.1	Modelo Analítico versus Experimento I (cilindro flexível) .....	194
6.3.2	Modelo Analítico versus Experimento II (cilindro rígido).....	206
<b>6.4</b>	<b><i>DISCUSSÕES FINAIS.....</i></b>	<b>209</b>
<b>7.</b>	<b>CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS.....</b>	<b>215</b>
<b>7.1</b>	<b><i>CONCLUSÕES.....</i></b>	<b>215</b>
<b>7.2</b>	<b><i>PERSPECTIVAS PARA TRABALHOS FUTUROS .....</i></b>	<b>218</b>
<b>8.</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>223</b>

## LISTA DE FIGURAS

- Figura 1.1: Desenho esquemático do problema “offshore”. No detalhe, exemplo da atual capacidade de processamento numérico. Resultado tridimensional obtido por Siqueira (1999).....4
- Figura 2.1: “Plate 1”, extraída de Batchelor (1967). No canto superior esquerdo fotografia obtida por Prandtl; Tietjens (1934). Demais fotografias obtidas por Taneda (1956). .....13
- Figura 2.2: “Plate 2”, também extraída de Batchelor (1967): fotografias obtidas por Homann (1936).....14
- Figura 2.3: Tipos distintos de comportamento da Amplitude de Resposta na faixa de “lock-in” (eixos verticais representam  $A^* = A / D$  e eixos horizontais  $U^* = Vr$ ). No alto o tipo com apenas dois ramos e embaixo o tipo com os três ramos de resposta. (I) representa uma transição intermitente e (H) uma transição marcada pela presença de fenômeno de histerese.....18
- Figura 2.4: Amplitudes de Resposta versus Velocidade Reduzida, obtidas por Pesce; Fuarra (2000). Em destaque o ramo de resposta com possível acoplamento modal (transversal e longitudinal ao escoamento). .....20
- Figura 2.5: Amplitudes de Resposta versus Velocidade Reduzida, obtidas por Kitagawa et al. (1997), a partir de um cilindro rígido sustentado em ar por uma “leaf spring”. Identificação de um ramo de resposta em alta velocidade. ....21
- Figura 2.6: Variação do Número de Strouhal ao longo do comprimento de um cilindro rígido ensaiado em água na condição de balanço. Medidas obtidas por Fox; West (1993) a partir das flutuações da força de sustentação. ....21
- Figura 2.7: Comportamento Experimental identificado por Techet et al. (1998), segundo o qual, um Padrão “Híbrido” de emissão é notado ao longo do comprimento de um “tapered cylinder”.....22
- Figura 2.8: Variação da Amplitude de Resposta com o Coeficiente de Massa-Amortecimento Reduzido, originalmente sugerido por Griffin et al. (1975). Neste gráfico: ● resultados de Khalak; Williamson (1999), O resultados compilados em Griffin (1980),  $\Delta$  resultados numéricos de Blackburn; Karniadakis (1993),  $--\square--$  resultados numéricos de Newman; Karniadakis (1996) e  $---$  resultados analíticos de Skop; Balasubramanian (1997).....23

- Figura 2.9: Coeficientes de Correlação “Spanwise” como função das Amplitudes Adimensionais de Resposta. Resultados compilados por Pantazopoulos (1994)..... 25
- Figura 2.10: Variação da Massa Adicional ( $m_a$ ) com a Freqüência de Oscilação ( $f_o$ ), neste caso, respectivamente adimensionalizadas pela Massa Estrutural ( $m$ ) e Freqüência Natural ( $f_n$ ). Resultados de simulações numéricas de um cilindro livre para oscilar, com:  $m^* = 1$  e  $\zeta = 0$ , obtidos por Willden; Graham (2001). ..... 26
- Figura 2.11: Arranjo esquemático do Aparato Experimental utilizado por Gopalkrishnan et al. (1992) na obtenção do comportamento variável da Massa Adicional. .... 27
- Figura 2.12: Resultados de Amplitude, Freqüência e Fase como função da variação da Velocidade ( $V_r / 2\pi$ ), obtidos por Feng (1968) a partir de um cilindro rígido ensaiado no ar. .... 29
- Figura 2.13: Amplitudes de Resposta na direção do escoamento, obtidas por Wooton; Warner; Cooper (1972) a partir de tubos em água. Distintos Padrões de Sincronização das Oscilações Longitudinais ao escoamento. .... 30
- Figura 2.14: Comparação entre Respostas Ressonantes, Davis et al. (2000). À esquerda, um cilindro rígido montado sobre um “real-time force feedback system” e, à direita, um cilindro flexível com mesmos coeficientes de massa reduzida e massa-amortecimento reduzido. ~ Resposta transversal e  $\dot{\gamma}$  resposta longitudinal. .... 31
- Figura 2.15: Registros Temporais de Deslocamentos Transversais versus Deslocamentos Longitudinais, obtidos a partir de um modelo flexível ensaiado em água com várias Velocidades Reduzidas. Resultados extraídos de Davis et al. (2000). .... 33
- Figura 2.16: Dependência da Amplitude de Resposta com o Coeficiente de Massa-Amortecimento Reduzido sem a consideração da Massa Adicional,  $v_r = (m^* (\zeta_{1y}^S)_{\text{água}})$ . Resultados de diferentes tipos de estruturas comparados segundo o Fator Modal de Forma ( $\gamma = \gamma_n$ ). — Solução analítica sugerida por Iwan; Blevins (1974) e ----, (15b) solução analítica sugerida por Parra; Aranha (1996). .... 35
- Figura 2.17: Estrutura das Esteira de Vórtices obtida nas simulações de Meneghini; Saltara; Bearman (1997). Cilindro livre para oscilar transversalmente: em (a)  $V_r = 5,0$  ( $Re = 200$ ) e em (b)  $V_r = 6,0$  ( $Re = 1000$ )..... 38
- Figura 2.18: Amplitudes Adimensionais como função da Velocidade Reduzida. Resultados experimentais:  $\blacktriangle$  por Khalak; Williamson (1996) e  $\blacklozenge$

por Parra (1996). Resultados numéricos por Meneghini; Saltara; Bearman (1997): ■  $Re = 1000$  e X  $Re = 200$ . ..... 38

Figura 2.19: Simulações Numéricas Tridimensionais em baixo número de Reynolds conduzidas por Siqueira (1999). À esquerda, isocontornos da vorticidade ao longo do cilindro ( $Re = 250$  e  $L = 5D$ ). À direita, os mesmos isocontornos vistos em corte. .... 40

Figura 2.20: Idéia Básica do Mecanismo de Supressão estudado por Fernandes et al. (2000). Dutos arranjados através do cilindro, de maneira a levar escoamentos de regiões de alta pressão (próximas ao ponto de estagnação) para regiões de baixa pressão (próxima aos pontos de descolamento). .... 45

Figura 3.1: Comparação entre Resultados Experimentais de Amplitude Adimensional versus Velocidade Reduzida: (\*) Resultados obtidos no Projeto Temático EPUSP-IPT, a partir de um modelo flexível; (o) Resultados obtidos na Universidade de Cornell, a partir de um modelo rígido elasticamente montado. Apesar de distinto, os arranjos apresentam similaridade quanto aos parâmetros de Marra Reduzida,  $m^*$ , e Massa-Amortecimento Reduzido,  $(m^* + Ca) (\zeta^S)_{\text{água}}$  ..... 50

Figura 3.2: Amplitude de Deformação Flexional como função da Velocidade Reduzida  $V_r = U/(fnD)$  para 12 (doze) diferentes seções de instrumentação no modelo. Excitação apenas do 1o. modo transversal ao escoamento. Coerente decréscimo das deformações à medida que se aproximam da extremidade livre do modelo flexível. .... 51

Figura 3.3: Amplitude de Deformação Flexional como função da Velocidade Reduzida  $V_r = U/(fnD)$  para as mesmas 12 (doze) seções de instrumentação no modelo. Aparecimento sistemático de um Ramo Distinto. Eventual excitação dos 1os. Modos transversal e longitudinal ao escoamento. Novamente as deformações decrescem à medida que se aproximam da extremidade livre do modelo flexível. .... 52

Figura 3.4: Ilustração de uma Configuração Típica de Lançamento em Catenária. Detalhe das Direções Principais de Vibração Induzida pela Emissão de Vórtices: direção do escoamento (x) e direção transversal ao escoamento (y). .... 54

Figura 3.5: Comparação Analítico-Experimental das Amplitudes Adimensionais de Resposta, como função da variação da Velocidade Reduzida. (\*) Resultados Experimentais obtidos no Projeto Temático EPUSP-IPT, a partir de um modelo flexível; Resultados Analíticos obtidos com: ( $\Delta$ ) o Modelo de Iwan e Blevins (1974); (o) de Parra e Aranha (1996) e ( $\square$ ) de Skop e Balasubramanian (1997). .... 58

## XII

- Figura 4.1: Arranjo Esquemático do Modelo no Canal de Água Circulante. Gabaritos da Universidade de Cornell.*..... 66
- Figura 4.2: Arranjo Esquemático do Modelo Flexível ensaiado nas Universidades de Michigan, Cornell e São Paulo.* ..... 67
- Figura 4.3: Detalhe da Seção Transversal Interna do Modelo Flexível. Note a Assimetria Estrutural aliada à Simetria Geométrica.*..... 69
- Figura 4.4: Ensaio 05 na Água. No gráfico superior, o Registro Temporal Original de Decaimento e, no gráfico inferior, apenas o trecho de interesse.* ..... 72
- Figura 4.5: Espectro de Potência do Ensaio de Decaimento 05 na Água.* ..... 72
- Figura 4.6: Ensaio 12 no Ar. No gráfico superior, o Registro Temporal Original de Decaimento e, no gráfico inferior, apenas o trecho de interesse.* .... 74
- Figura 4.7: Espectro de Potência do Ensaio de Decaimento 12 no Ar.* ..... 74
- Figura 4.8: Esquema da Montagem para o Ensaio de Determinação da Rigidez Flexional.* ..... 76
- Figura 4.9: Exemplo de ajuste para o primeiro modo natural na direção y (direção de MENOR rigidez flexional). Registro temporal filtrado do Ensaio 05 na Água.*..... 80
- Figura 4.10: Exemplo de ajuste para o primeiro modo natural na direção x (direção de MAIOR rigidez flexional). Registro temporal filtrado do Ensaio 01 na Água.*..... 81
- Figura 4.11: Exemplo de ajuste para o primeiro modo natural na direção y (direção de MENOR rigidez flexional). Registro temporal filtrado do Ensaio 05 no Ar.*..... 83
- Figura 4.12: Exemplo de ajuste para o primeiro modo natural na direção x (direção de MAIOR rigidez flexional). Registro temporal filtrado do Ensaio 08 no Ar.*..... 83
- Figura 4.13: Resultados de Amplitude Adimensionalizada versus Velocidade Reduzida, obtidos com os ensaios na Universidade de Michigan. Método indireto, via técnica de extensometria.* ..... 90
- Figura 4.14: Resultados de Freqüência Adimensionalizada versus Velocidade Reduzida, obtidos com os ensaios na Universidade de Michigan. Método indireto, via técnica de extensometria.* ..... 95
- Figura 4.15: Séries Temporais de Amplitude Adimensional e Velocidade, bem como, respectivo Espectro de Potência de uma corrida pertencente ao histórico CRESCENTE de velocidades na região do PICO de*

- “lock-in” do 1º. modo transversal ao escoamento. Extremidade inferior do modelo PRÓXIMA ao fundo. .... 97*
- Figura 4.16: Séries Temporais de Amplitude Adimensional e Velocidade, bem como, respectivo Espectro de Potência de uma corrida pertencente ao histórico CRESCENTE de velocidades na região do PICO de “lock-in” do 1º. modo transversal ao escoamento. Extremidade inferior do modelo LONGE do fundo. .... 98*
- Figura 4.17: Séries Temporais de Amplitude Adimensional e Velocidade, bem como, respectivo Espectro de Potência de uma corrida pertencente ao histórico DECRESCENTE de velocidades na região do PICO de “lock-in” do 1º. modo transversal ao escoamento. Extremidade inferior do modelo PRÓXIMA ao fundo. .... 99*
- Figura 4.18: Séries Temporais de Amplitude Adimensional e Velocidade, bem como, respectivo Espectro de Potência de uma corrida pertencente ao histórico DECRESCENTE de velocidades na região do PICO de “lock-in” do 1º. modo transversal ao escoamento. Extremidade inferior do modelo LONGE do fundo. .... 100*
- Figura 4.19: Séries Temporais de Amplitude Adimensional e Velocidade, bem como, respectivo Espectro de Potência de uma corrida pertencente ao histórico CRESCENTE de velocidades na região FORA da faixa de “lock-in” do 1º. modo transversal ao escoamento. Extremidade inferior do modelo PRÓXIMA ao fundo. .... 102*
- Figura 4.20: Séries Temporais de Amplitude Adimensional e Velocidade, bem como, respectivo Espectro de Potência de uma corrida pertencente ao histórico CRESCENTE de velocidades na região FORA da faixa de “lock-in” do 1º. modo transversal ao escoamento. Extremidade inferior do modelo LONGE do fundo. .... 103*
- Figura 4.21: Séries Temporais de Amplitude Adimensional e Velocidade, bem como, respectivo Espectro de Potência de uma corrida pertencente ao histórico CRESCENTE de velocidades na região de ACOPLAMENTO modal. Extremidade inferior do modelo PRÓXIMA ao fundo. .... 104*
- Figura 4.22: Séries Temporais de Amplitude Adimensional e Velocidade, bem como, respectivo Espectro de Potência de uma corrida pertencente ao histórico CRESCENTE de velocidades na região de ACOPLAMENTO modal. Extremidade inferior do modelo LONGE do fundo. .... 105*
- Figura 4.23: Exemplo de Espectro de Potência como função da Velocidade Reduzida. Extremidade Inferior Próxima ao Fundo do Canal (Corridas b\_\_Near)..... 106*

- Figura 4.24: Amplitudes e Freqüências Adimensionais de Resposta como função da Velocidade Reduzida. Comparação entre os resultados obtidos pela EPUSP na Universidade de Michigan (B) e aqueles respectivamente obtidos na Universidade de Cornell (C)..... 109*
- Figura 4.25: Comparação entre a Amplitude de Resposta de Modelo Flexível e a de um Modelo Rígido montado sobre apoio elástico, apresentadas como função da “Verdadeira Velocidade Reduzida”,  $(U^* / F^*)S$ , onde  $S$  refere-se ao número de Strouhal. Neste caso, os coeficientes de massa reduzida são similares, respectivamente  $(m^* = 1,3$  e  $1,2)$ . . 110*
- Figura 4.26: Amplitudes de Resposta na direção do escoamento  $(Ax^* = Ax / D)$ , como função da Velocidade Reduzida  $(U^*)$ . Resultados referentes aos mesmos ensaios em Cornell, de onde foram auferidas as amplitudes e freqüências de oscilação transversal. .... 111*
- Figura 4.27: Arranjo Experimental dos trabalhos conduzidos em túnel de vento, por Kitagawa et al. (1997). Cilindro rígido verticalmente disposto e sustentado por uma mola laminar..... 112*
- Figura 5.1: Arranjo Esquemático do Tanque de Provas do IPT. Comprimento de ensaio de aproximadamente 180m. .... 120*
- Figura 5.2: Mecanismo para conversão de Esforços Solicitantes em Deslocamentos: Mesa Linear de Lâminas Flexíveis. .... 122*
- Figura 5.3: Arranjo Esquemático do Aparato Experimental concebido..... 123*
- Figura 5.4: Parâmetros para o equacionamento utilizado na avaliação dos Esforços Solicitantes dos Apoios Elásticos..... 124*
- Figura 5.5: Fotos do Aparato Experimental como construído. Direção transversal (forças de sustentação) conferida à mesa linear inferior e direção longitudinal (forças de arrasto) conferida à mesa linear superior..... 128*
- Figura 5.6: Exemplos de Decaimentos no Ar com excitação apenas na direção  $y$ : (a) registro temporal na direção  $x$  e (b) respectivo registro temporal na direção  $y$ ..... 132*
- Figura 5.7: Exemplos de Decaimentos no Ar com excitação simultânea através de impulso na diagonal da mesa linear inferior: (a) registro temporal na direção  $x$  e (b) respectivo registro temporal na direção  $y$ ..... 133*
- Figura 5.8: Respective Espectros de Potência, a partir de: (a) registro temporal na direção  $x$  e (b) respectivo registro temporal na direção  $y$ ..... 134*
- Figura 5.9: Respective Coeficientes de Amortecimento Estrutural. Envoltórias baseadas na Transformada de Hilbert e ajuste pelo Método dos Mínimos Quadrados: (a) direção  $x$  e (b) direção  $y$ ..... 135*

- Figura 5.10: Avaliação do Nível de Rotação em cada uma das Mesas Lineares: (a) referente à direção  $x$  e (b) à direção  $y$ ..... 138
- Figura 5.11: Exemplo de Curva de Calibração para a Mesa Linear Inferior..... 141
- Figura 5.12: Exemplo de Análise. Em cima, o registro de aceleração, a partir do qual a amplitude adimensional foi calculada via rms. Ao centro, espectro de potência com o qual foram determinadas frequência dominante e amplitude adimensionalizada via teoria das envoltórias. Embaixo, o registro da velocidade do escoamento, de onde vieram os resultados de velocidade média e a velocidade reduzida. .... 149
- Figura 5.13: Variação da Amplitude Adimensionalizada Transversal com a Velocidade Reduzida. Duplo apoio elástico apenas com o grau de liberdade na direção  $y$ ..... 152
- Figura 5.14: (a) Variação da Frequência Adimensionalizada com a Velocidade Reduzida. Duplo apoio elástico apenas com o grau de liberdade na direção transversal ao escoamento. As frequências são adimensionalizadas pela frequência natural em velocidade nula, neste caso,  $f_{ly}$ . (b) Respetivos Espectros de Potência. .... 153
- Figura 5.15: Variação da Amplitude Adimensionalizada Longitudinal com a Velocidade Reduzida. Duplo apoio elástico apenas com o grau de liberdade na direção  $x$ ..... 154
- Figura 5.16: (a) Variação da Frequência Adimensionalizada Longitudinal com a Velocidade Reduzida. Duplo apoio elástico apenas com o grau de liberdade na direção longitudinal ao escoamento. As frequências também são adimensionalizadas por  $f_{ly}$  para facilidade de comparação. (b) Respetivos Espectros de Potência. .... 155
- Figura 5.17: Variação da Amplitude Adimensionalizada Transversal com a Velocidade Reduzida. Duplo apoio elástico com os dois graus de liberdade, transversal ( $y$ ) e longitudinal ( $x$ ) ao escoamento..... 158
- Figura 5.18: (a) Variação da Frequência Adimensionalizada Transversal com a Velocidade Reduzida. Duplo apoio elástico com os dois graus de liberdade. As frequências são adimensionalizadas pela frequência natural em velocidade nula, neste caso,  $f_{ly}$ . (b) Respetivos Espectros de Potência. .... 162
- Figura 5.19: Variação da Amplitude Adimensionalizada Longitudinal com a Velocidade Reduzida. Duplo apoio elástico com os dois graus de liberdade, transversal ( $y$ ) e longitudinal ( $x$ ) ao escoamento..... 164
- Figura 5.20: (a) Variação da Frequência Adimensionalizada Longitudinal com a Velocidade Reduzida. Duplo apoio elástico com os dois graus de

*liberdade. As frequências também são adimensionalizadas por fly.*  
*(b) Respectivos Espectros de Potência. .... 165*

- Figura 5.21: Comparação entre resultados de Amplitude Transversal Adimensionalizada: ■ aparato experimental apenas com o grau de liberdade transversal e ▲ aparato experimental com ambos os graus de liberdade. .... 167*
- Figura 5.22: Respectiva comparação entre resultados de Frequência Transversal Adimensionalizada: ■ aparato experimental apenas com o grau de liberdade transversal e ▲ aparato experimental com ambos os graus de liberdade. .... 167*
- Figura 5.23: Comparação entre resultados de Amplitude Longitudinal Adimensionalizada: ■ aparato experimental apenas com o grau de liberdade longitudinal e ▲ aparato experimental com ambos os graus de liberdade. .... 168*
- Figura 5.24: Respectiva comparação entre resultados de Frequência Longitudinal Adimensionalizada: ■ aparato experimental apenas com o grau de liberdade transversal e ▲ aparato experimental com ambos os graus de liberdade. .... 168*
- Figura 5.25: Exemplo de Registro Temporal de Aceleração e Análises na condição do cilindro rígido livre para oscilar apenas na direção transversal ao escoamento. O regime de escoamento em questão corresponde ao pico de amplitude no “lock-in” (corrida Yc018). .... 169*
- Figura 5.26: Respectivo exemplo de Registro Temporal de Aceleração e Análises na condição do cilindro rígido livre para oscilar em ambos os graus: longitudinal e transversal (corrida XYb018). As amplitudes de oscilação são cerca de 10% maiores que no respectivo caso com apenas o grau de liberdade transversal. .... 170*
- Figura 5.27: Resultado Experimental da Variação da Massa Adicional com a Velocidade Reduzida, Vikestad; Vandiver ; Larsen (2000). Resultados a partir de um cilindro rígido horizontal montado sobre apoio elástico com um grau de liberdade e baixo amortecimento estrutural. .... 172*
- Figura 5.28: Coeficientes de Massa Adicional versus Velocidades Reduzidas. Procedimento de análise no domínio do tempo, conforme adotado por Vikestad; Vandiver; Larsen (2000). .... 174*
- Figura 5.29: Exemplo de Registro Temporal de Aceleração em  $V_r \cong 6,0$ . .... 175*
- Figura 5.30: Exemplo de Registro Temporal de Aceleração em  $V_r \cong 9,5$ . .... 176*

- Figura 5.31: Coeficientes de Massa Adicional versus Velocidades Reduzidas. Procedimento de análise no domínio da frequência, prescindindo da hipótese de registros temporais harmônicos.....177*
- Figura 6.1: Resultados do Experimento I: Universidade de Michigan (\*) comparados com os Resultados obtidos a partir do modelo analítico original (-Δ-), proposto em Parra; Aranha (1996).....194*
- Figura 6.2: À esquerda, Resultados do Experimento I: Universidade de Michigan (\*) comparados com os Resultados obtidos a partir do modelo proposto por Parra e Aranha (-Δ-) com a consideração da Massa Adicional Variável. À direita, os respectivos resultados da fase entre as respostas dos osciladores analíticos. ....196*
- Figura 6.3: No alto, Variação da Componente do Coeficiente de Sustentação, em fase com a velocidade do corpo, e suas partes constituintes: (◇) Componente de fricção e (O) Componente de pressão. Embaixo, Variação da Componente do Coeficiente de Sustentação, em fase com o deslocamento do corpo, e suas partes constituintes: (◇) Componente de fricção, (O) Componente de pressão e (Δ) Total. Cilindro circular livre para oscilar na direção transversal ( $m^* = 1$  e  $\zeta = 0$ ). Resultados numéricos apresentados em Willden; Graham (2001).....198*
- Figura 6.4: À esquerda, Resultados do Experimento I: Universidade de Michigan (\*) comparados com os Resultados obtidos a partir do modelo proposto por Parra e Aranha (-Δ-) com a consideração de Massa Adicional e Força de Sustentação Variáveis. À direita, os respectivos resultados da fase entre as respostas dos osciladores analíticos.....200*
- Figura 6.5: Resultados do Experimento I: Universidade de Cornell (\*) comparados com os Resultados obtidos a partir do modelo proposto por Parra e Aranha (-Δ-) com a consideração de Massa Adicional (Experimento II) e Força de Sustentação Variáveis (Willden; Graham (2001)).....201*
- Figura 6.6: Os mesmos resultados da Figura 6.4, porém com a consideração da Massa Variável segundo Vikestad; Vandiver; Larsen (2000).....205*
- Figura 6.7: Resultados do Experimento II: Instituto de Pesquisas Tecnológicas – IPT (\*) comparados com os Resultados obtidos a partir do modelo analítico original de Parra e Aranha (-Δ-).....206*
- Figura 6.8: À esquerda, Resultados do Experimento II: Instituto de Pesquisas Tecnológicas – IPT (\*) comparados com os Resultados obtidos a partir do modelo proposto por Parra e Aranha (-Δ-) com apenas a consideração da Massa Adicional Variável. À direita, os respectivos resultados da fase entre as respostas dos osciladores analíticos.....207*

## XVIII

*Figura 6.9: À esquerda, Resultados do Experimento II: Instituto de Pesquisas Tecnológicas – IPT (\*) comparados com os Resultados obtidos a partir do modelo proposto por Parra e Aranha (-Δ-) com a consideração de Massa Adicional e Força de Sustentação Variáveis. À direita, os respectivos resultados da fase entre as respostas dos osciladores analíticos. .... 208*

*Figura 6.10: Comparação Numérico-Experimental das Amplitudes Adimensionais de Oscilação Transversal ( $Y / \gamma D$ ) como função da variação da Velocidade Reduzida ( $V_r = UT_n / D$ ). Os resultados experimentais utilizados como base de comparação são do trabalho de mestrado do autor da presente tese, Fugarra (1997)..... 210*

---

## LISTA DE TABELAS

<i>Tabela 2.1: Comparação Numérico-Experimental entre alguns dos trabalhos conduzidos nas últimas três décadas. Tabela extraída de Khalak; Williamson (1999).....</i>	<i>42</i>
<i>Tabela 3.1: Principais Dados de um “Steel Catenary Riser – SCR” Típico.....</i>	<i>54</i>
<i>Tabela 3.2: Principais Condições Geométricas e Ambientais de Lançamento .....</i>	<i>55</i>
<i>Tabela 3.3: Solução do Problema de Autovalores Proposto. Resultados obtidos com o Código POLIFLEX3D. Em negrito os autovalores fora do plano da catenária. ....</i>	<i>56</i>
<i>Tabela 4.1: Parâmetros Físico-Mecânicos Nominais adotados para os Materiais que compõem o Modelo Flexível. ....</i>	<i>70</i>
<i>Tabela 4.2: Resultados Analíticos para as Freqüências Naturais do Modelo Flexível em Balanço: (fnx) freqüências naturais na direção x, neste caso, longitudinal ao escoamento e (fny) freqüências naturais na direção y, transversal ao escoamento. ....</i>	<i>70</i>
<i>Tabela 4.3: Freqüências Naturais Identificadas nos Ensaios na Água (<math>U = 0</math>).....</i>	<i>71</i>
<i>Tabela 4.4: Freqüências Naturais Identificadas nos Ensaios no Ar.....</i>	<i>73</i>
<i>Tabela 4.5: Comparação entre Resultados Analíticos e Resultados Médios de Freqüência obtidos com os Ensaios de Decaimento na Água e no Ar. .</i>	<i>75</i>
<i>Tabela 4.6: Medidas da Deformação como função da Força imposta à extremidade em balanço do Modelo Flexível.....</i>	<i>77</i>
<i>Tabela 4.7: Valores de Rigidez Flexional na direção de MENOR rigidez. ....</i>	<i>78</i>
<i>Tabela 4.8: Comparação entre Resultados Experimentais e Resultados Analíticos de Rigidez Flexional na direção de MENOR rigidez, direção y. ....</i>	<i>78</i>
<i>Tabela 4.9: Coeficientes de Amortecimento determinados a partir dos ensaios de decaimento na Água (<math>U = 0</math>). ....</i>	<i>81</i>
<i>Tabela 4.10: Coeficientes de Amortecimento determinados a partir dos ensaios de decaimento no Ar. ....</i>	<i>84</i>
<i>Tabela 4.11: Comparação entre Resultados Experimentais e Resultados Analíticos de Rigidez Flexional na direção de MAIOR rigidez, direção x. ....</i>	<i>85</i>

<i>Tabela 4.12: Condições Experimentais: profundidades, distâncias do fundo e frequência naturais nas condições de ensaio no canal de água circulante. ....</i>	<i>88</i>
<i>Tabela 4.13: Histórico das Corridas “b_ _Near”. Em (a) velocidades ASCENDENTES em (b) velocidades DESCENDENTES e em (c) velocidades EXTRAS sem a preocupação com os efeitos de memória do fenômeno. ....</i>	<i>91</i>
<i>Tabela 4.14: Histórico das Corridas “b_ _Far”. Em (a) velocidades ASCENDENTES e em (b) velocidades DESCENDENTES. Extremidade livre do modelo longe do fundo do canal. ....</i>	<i>92</i>
<i>Tabela 4.15: Histórico das Corridas “c_ _Far”. Em (a) velocidades ASCENDENTES, em (b) velocidades DESCENDENTES e em (c) velocidades EXTRAS sem a preocupação com os efeitos de memória do fenômeno. Além das Velocidades são apresentados também os respectivos valores de Amplitude e Frequência Adimensionais. ....</i>	<i>93</i>
<i>Tabela 5.1: Dimensões Principais do Aparato Experimental. ....</i>	<i>127</i>
<i>Tabela 5.2: Propriedades dos materiais utilizados no arranjo experimental. ....</i>	<i>127</i>
<i>Tabela 5.3: Descrição dos Ensaios de Decaimento no AR. ....</i>	<i>130</i>
<i>Tabela 5.4: Resultados Médios de Frequências Naturais em Ar e respectivos Coeficientes de Amortecimento Estrutural. ....</i>	<i>136</i>
<i>Tabela 5.5: Resultados Médios de Rotação Máxima nas Mesas Lineares. ....</i>	<i>139</i>
<i>Tabela 5.6: Resultados Médios compilados dos ensaios de caracterização do Duplo Apoio Elástico. ....</i>	<i>142</i>
<i>Tabela 5.7: Descrição das Corridas realizadas no Tanque de Provas. Total de 247 corridas registradas. ....</i>	<i>145</i>
<i>Tabela 5.8: Resultados das análises sobre os registros temporais de aceleração, série Yc de corridas. Apoio elástico livre para oscilar apenas no grau de liberdade transversal ao escoamento. ....</i>	<i>150</i>
<i>Tabela 5.9: Resultados das análises sobre os registros temporais de aceleração, séries Yd e Ye de corridas. Apoio elástico livre para oscilar apenas no grau de liberdade transversal ao escoamento. ....</i>	<i>151</i>
<i>Tabela 5.10: Resultados das análises sobre os registros temporais de aceleração, séries Xa e Xc de corridas. Apoio elástico livre para oscilar apenas no grau de liberdade longitudinal ao escoamento. ....</i>	<i>156</i>

- Tabela 5.11: Resultados das análises sobre os registros temporais de aceleração, séries  $Xb$  de corridas. Apoio elástico livre para oscilar apenas no grau de liberdade longitudinal ao escoamento. .... 157*
- Tabela 5.12: Resultados das análises sobre os registros temporais de aceleração, séries  $XYa$  de corridas. Apoio elástico livre para oscilar em ambos os graus de liberdade: longitudinal e transversal ao escoamento. .... 159*
- Tabela 5.13: Resultados das análises sobre os registros temporais de aceleração, séries  $XYb$  de corridas. Apoio elástico livre para oscilar em ambos os graus de liberdade: longitudinal e transversal ao escoamento. .... 160*
- Tabela 5.14: Resultados das análises sobre os registros temporais de aceleração, séries  $XYc$  de corridas. Apoio elástico livre para oscilar em ambos os graus de liberdade: longitudinal e transversal ao escoamento. .... 161*

## LISTA DE SÍMBOLOS

### *Alfabeto Romano*

$A$	Amplitude de oscilação
$A$ ou $e.b$	No capítulo 5, área da seção transversal das lâminas flexíveis
$A_x$	Amplitude de oscilação longitudinal ao escoamento
$A_y$	Amplitude de oscilação transversal ao escoamento
$A^*$ ou $A/D$	Amplitude adimensional de resposta
$(A/D)_{rms}$	Amplitude adimensional calculada pelo <i>rms</i> de deslocamento
$(A/D)_{env}$	Amplitude adimensional calculada pelo desvio padrão dado pela teoria de distribuição de envoltórias
$A_c/D$	Amplitude adimensional na modelagem fenomenológica do capítulo 6
$(A_c/D)_{LIM}$	Amplitude adimensional limite na modelagem fenomenológica do capítulo 6
$b$	Largura das lâminas nas mesas lineares do capítulo 5
$C_a$	Coefficiente de massa adicional seccional
$C_a^{FD}$	Coefficiente de massa adicional seccional calculado no domínio da frequência
$C_a^{TD}$	Coefficiente de massa adicional seccional calculado no domínio do tempo
$C_D$	Coefficiente de arrasto ou “ <i>drag</i> ”
$C_L$	Coefficiente de sustentação ou “ <i>lift</i> ”
$C_{Lf}$	Componente de fricção do coeficiente de sustentação
$C_{Lp}$	Componente de pressão do coeficiente de sustentação
$C_Y$	Coefficiente de força transversal
$c$	Amortecimento estrutural
$c_{cr}$	Amortecimento crítico
$D$	Diâmetro do cilindro circular
$d$	Deslocamento
$E$	Módulo de elasticidade
$EA$	Rigidez axial
$EI$ ou $EJ$	Rigidez flexional

$EI_x$	Rigidez flexional na direção longitudinal ao escoamento
$EI_y$	Rigidez flexional na direção transversal ao escoamento
$e$	Espessura das lâminas nas mesas lineares do capítulo 5
$F$ ou $F(t)$	Força fluida variável com o tempo
$F_D$	Força de arrasto ou “ <i>drag</i> ”
$F_H(t)$	Força hidrodinâmica variável com o tempo
$F_L$	Força de sustentação ou “ <i>lift</i> ”
$F_S(t)$	Força estrutural variável com o tempo
$F_Y$	Amplitude da força transversal
$f$ ou $f_0$	Frequência de oscilação
$fd$	Frequência dominante
$fn_x$	Frequência do n-ésimo modo natural na direção longitudinal
$fn_y$	Frequência do n-ésimo modo natural na direção transversal
$fs$	Frequência de emissão ou “ <i>shedding</i> ”
$f^*$ ou $fd / fn$	Frequência adimensional de resposta
$H$	Altura das lâminas nas mesas lineares do capítulo 5
$I$ ou $J$	Momento de inércia
$k$	Rigidez flexional
$K_x$	Rigidez flexional na direção longitudinal
$K_y$	Rigidez flexional na direção transversal
$L$	Comprimento do cilindro
$L^*$	Comprimento de correlação
$L(Y)$	Operador linear que descreve as forças de restauração na modelagem fenomenológica do capítulo 6
$M_d$	Massa total do volume de fluido deslocado
$M_f$	Momento fletor
$M_s$	Massa estrutural total
$m$	Massa distribuída
$m^*$	Coefficiente de massa reduzida
$m_a$	Massa adicional distribuída
$m_d$	Massa distribuída referente ao volume de fluido deslocado
$m_f$	Massa distribuída do oscilador fluido

$m_s$	Massa estrutural distribuída
$\bar{p} = \bar{p}(z)$	Quantidade ao longo do comprimento do cilindro
$R$	No capítulo 5, força de reação
$R$	No capítulo 6, raio do cilindro circular
$Re$	Número de Reynolds
$r(z_{ref}, z)$	Coefficiente de correlação
$rms(ac)$	“Root mean square” de aceleração
$S$ ou $St$	Número de Strouhal
$t$	Tempo
$U$	Velocidade do escoamento incidente
$V$	Tensão elétrica medida nos ensaios dinâmicos em canal de água circulante, capítulo 4
$V_F$	Tensão elétrica medida nos ensaios estáticos de calibração, capítulo 4
$V_r$	Velocidade reduzida
$x$ ou $x(t)$	Deslocamento longitudinal ao escoamento
$y$ ou $y(t)$	Deslocamento transversal ao escoamento
$y_o$	Amplitude do deslocamento transversal
$y_F$	Deslocamento imposto nos ensaios estáticos de calibração, capítulo 4
$z$	Posição ao longo do cilindro
$z$	Coordenada do oscilador fluido na modelagem fenomenológica do capítulo 6
$z_{CL}$	Amplitude do ciclo limite
$z_{ref}$	Posição de referência ao longo do cilindro

**Alfabeto Grego**

$\alpha_n$	No capítulo 4, coeficiente modal
$\alpha_n$	No capítulo 6, parâmetros de calibração do modelo analítico
$\phi$	Fase relativa entre força e deslocamento transversais
$\gamma$ ou $\gamma_n$	Fator modal de forma
$\varphi_n$	n-Ésimo modo natural
$\varphi_n^{max}$	Valor máximo do n-ésimo modo natural
$\nu$	Coefficiente de Poisson
$\nu_r$	Coefficiente de massa-amortecimento reduzido
$\theta$	Ângulo de rotação das mesas lineares do capítulo 5
$\rho$	Massa específica
$\sigma$	No capítulo 5, desvio padrão
$\sigma$	No capítulo 6, parâmetro de dessintonia
$\sigma_c$	Tensão de compressão
$\sigma_f$	Tensão de flexão
$\omega$	Frequência angular
$\omega_n$	Frequência angular natural
$\omega_s$	Frequência angular de emissão ou “ <i>shedding</i> ”
$\zeta$	Coefficiente de amortecimento estrutural
$\zeta_{ny}^s$	Coefficiente de amortecimento estrutural referente ao n-ésimo modo natural na direção transversal



## Capítulo 1

# Introdução

Neste primeiro capítulo é apresentado o contexto no qual se inserem os estudos desenvolvidos ao longo da presente tese.



# 1. INTRODUÇÃO

O fenômeno de Vibrações Induzidas pela Emissão de Vórtices, ou abreviadamente VIV, do inglês “*Vortex-Induced Vibrations*”, representa apenas uma das conhecidas modalidades de interações fluido-estrutura que compõem o vastíssimo campo da dinâmica dos fluidos. Configura-se como um ótimo exemplo de problema da mecânica clássica sem um entendimento definitivo, apesar da intensa investigação desenvolvida desde o início do século XX. Sendo assim, desde as análises desenvolvidas por Prandtl e Von Karman, até as atuais investigações lideradas por pesquisadores como Bearman, Blevins, Feng, Griffin, Iwan, Karniadakis, Newman, Roshko, Sarpkaya, Triantafyllou e Williamson, entre outros, o fenômeno de VIV ainda reserva inúmeros aspectos sem uma consistente e decisiva compreensão.

Associada a esta condição, uma realidade onde o fenômeno mostra-se de interesse prático e crescente em inúmeros segmentos tecnológicos contemporâneos também contribui para mantê-lo sob constante foco das atenções. Exemplos são: os projetos de trocadores de calor, os projetos civis de pontes e torres, os projetos de veículos marítimos e terrestres, bem como, os projetos de linhas “*offshore*” responsáveis pela viabilização da produção de petróleo em grandes lâminas d’água<sup>(1)</sup>.

Mas o que vêm a ser as Vibrações Induzidas pela Emissão de Vórtices?

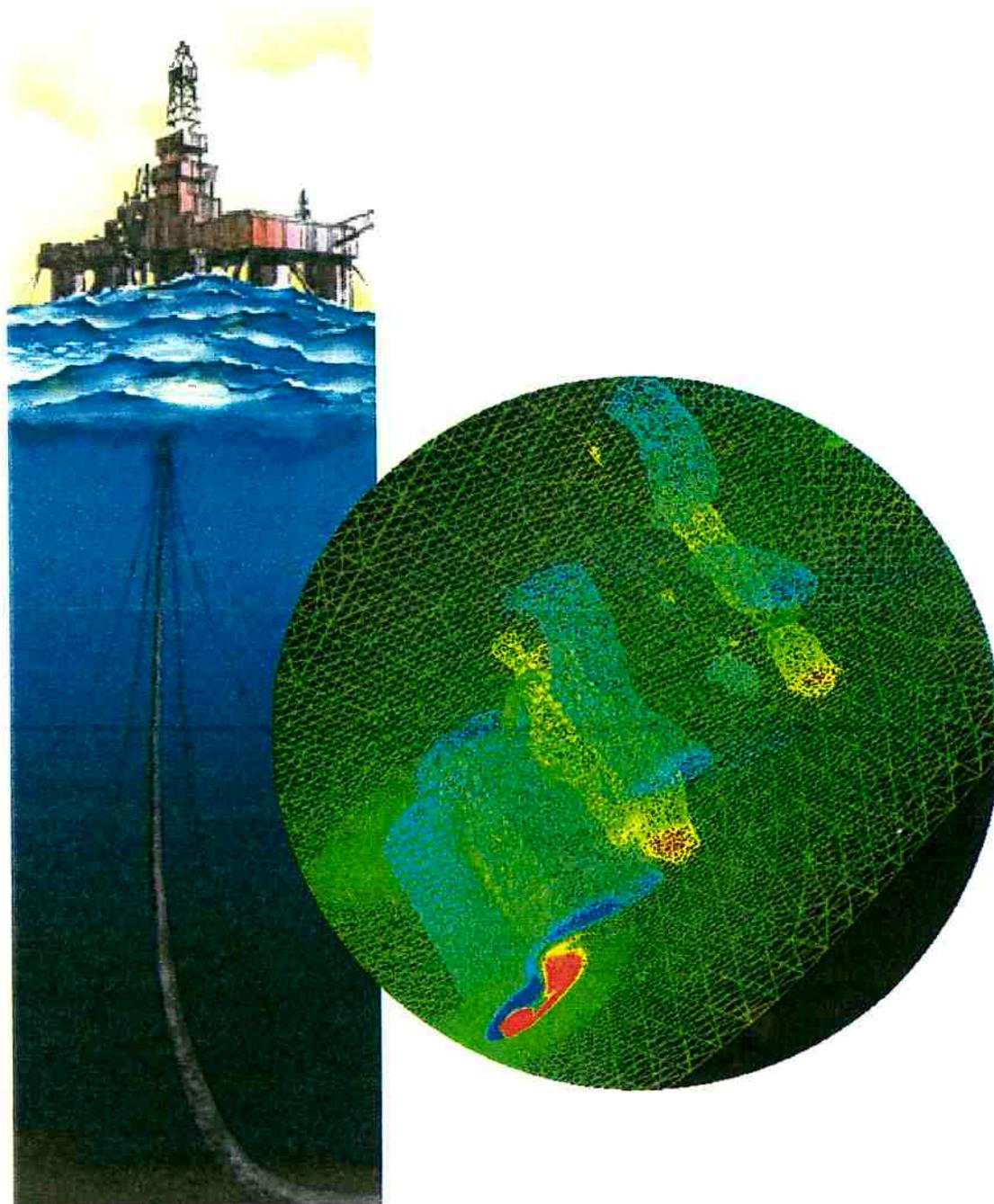
Em linhas gerais, tratam-se de oscilações de natureza auto-excitada e autocontrolada que, desta forma, não preocupam pela ordem de grandeza alcançada, cerca de um diâmetro em estruturas cilíndricas, mas sim por sua permanência, capaz de levar a um precoce quadro de comprometimento estrutural por fadiga.

No segmento tecnológico “*offshore*”, onde são complexos os problemas e onde se concentra grande parte das atuais investigações do fenômeno de VIV, a natureza não homogênea da condição ambiental excitante (correnteza marítima) acaba induzindo a coexistência de vários modos naturais de vibrar, principalmente os de maior ordem e menores comprimentos de flexão, agravando ainda mais o quadro de fadiga.

---

<sup>(1)</sup> Na década de 80 de 1000m de profundidade, passando para os 2000m na década seguinte e já estão sendo previstos cerca de 3000m nos projetos atuais.

Não bastasse essa coexistência, estudos recentes apontam a importância de se considerar um possível caráter interplanar, ou seja, a simultaneidade e interação entre oscilações transversais e longitudinais ao escoamento. Bons exemplos desses estudos podem ser encontrados em Kim; Perkins (2000) e Jauvtis *et al.* (2000).



*Figura 1.1: Desenho esquemático do problema “offshore”. No detalhe, exemplo da atual capacidade de processamento numérico. Resultado tridimensional obtido por Siqueira (1999).*

Com vistas nestes aspectos e ênfase à aplicação “*offshore*”, o Departamento de Engenharia Naval e Oceânica e o Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo – EPUSP, juntamente com o Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo – IPT, têm se dedicado ao estudo aprofundado e sistemático do fenômeno de VIV, na forma de um Projeto Temático financiado pela Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo – FAPESP.

Buscando trazer maior envergadura às investigações, o fenômeno tem sido abordado segundo três frentes: a analítica, a numérica e a experimental, sempre a partir de uma constante preocupação com a complementaridade.

Inserido neste processo investigativo e marcado pela abordagem experimental, o presente programa de doutorado busca auferir resultados que sirvam como paradigma para as demais frentes. Assim, dando continuidade ao programa de mestrado, também conduzido na linha experimental, foram realizados dois experimentos, distintos em concepção, porém, igualmente preocupados em colher e discutir a maior quantidade de informações possíveis a respeito de aspectos fundamentais do fenômeno.

De suma importância, uma Fundamentação Teórica é especificamente elaborada, sempre que possível, resgatando recentes resultados no que tange aos aspectos de interesse. Esta etapa encontra-se sintetizada na forma do capítulo 2.

Em âmbito complementar, buscando sedimentar os interesses que norteiam a condução das investigações, o capítulo 3 é inteiramente dedicado ao processo de Motivação e claro estabelecimento dos Objetivos.

Estabelecidas teoria e diretrizes do trabalho, os capítulos subsequentes foram elaborados segundo as atividades efetivamente práticas do programa.

Assim, no capítulo 4 foi apresentada toda uma extensa atividade laboratorial a que se resolveu sinteticamente denominar de Experimento I: Modelo Flexível com Rigidez Diferenciada. Neste capítulo são detalhados arranjo e todo o processo de caracterização do mesmo. Além disso, tendo sido concebido prevendo duas técnicas experimentais: uma indireta, através de ensaios conduzidos na Universidade de Michigan com o sensoriamento por extensômetros e utilização de clássica teoria da resistência dos materiais, e outra direta, através de ensaios na Universidade de

Cornell, com visualização a laser, esse arranjo experimental permitiu uma detalhada comparação e discussão de resultados, levando à proposição de um segundo experimento ainda mais criterioso quanto a questões identificadas como fundamentais ao fenômeno.

No capítulo 5 este segundo experimento, denominado de Experimento II: Modelo Rígido Montado sobre Duplo Apoio Elástico, foi analogamente detalhado. Novamente foram apresentados arranjo experimental e modelo, destacando-se, desta vez, uma evolução nos procedimentos de caracterização dos parâmetros envolvidos, pela aplicação de técnicas matemáticas e de métodos de identificação mais eficientes, o que a ele acabou conferindo maior precisão e confiabilidade. Dado o cuidado na concepção desse segundo aparato experimental, inúmeros são os resultados e discussões apresentados, varrendo desde clássicas investigações envolvendo apenas um grau de liberdade (puramente transversal ou longitudinal ao escoamento), até investigações com os dois graus de liberdade.

Continuando os Estudos Analíticos iniciados por ocasião do trabalho de mestrado, o capítulo 6 traz uma releitura de um modelo fenomenológico, agora sob uma ótica mais preocupada com aspectos capazes de explicar algumas das diferenças identificadas quando das comparações analítico-experimentais. Entre esses aspectos, a inabilidade em mimetizar a dinâmica do fenômeno de VIV logo após o pico de resposta ressonante, comum à maioria dos modelos analíticos. Com base em experimentos especificamente conduzidos no Experimento II e à luz de resultados previamente apresentados por outros pesquisadores, são propostas inclusões ao modelo fenomenológico, buscando torná-lo ainda mais consistente em sua representação.

Finalmente, no capítulo 7 são sedimentadas as conclusões acerca de todo o desenvolvimento apresentado ao longo do texto, destaque sendo dado ao caráter original das técnicas de sensoriamento utilizadas, à qualidade dos resultados experimentais assim obtidos, à riqueza de detalhes, bem como, à valiosa capacidade de envolvimento entre três renomadas instituições de ensino superior: Universidade de Michigan, Universidade de Cornell e Universidade de São Paulo.

Igualmente importante, o capítulo 7 também discute algumas perspectivas e propostas para abordagens futuras, fundamentalmente de cunho experimental, porém também relacionadas com os enfoques numérico e analítico.





## Capítulo 2

# Fundamentação Teórica

Os fundamentos teóricos referentes ao fenômeno de Vibrações Induzidas pela Emissão de Vórtices são apresentados neste capítulo, especialmente aqueles relacionados com o foco das investigações analítico experimentais apresentadas nos capítulos seguintes.

Ao mesmo tempo, uma revisão bibliográfica é feita, destacando alguns dos mais importantes resultados obtidos nas últimas décadas.



## 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 Considerações Iniciais

A extensa literatura técnico-científica, construída ao longo do último século, tem mostrado que estruturas elásticas são bastante susceptíveis ao desenvolvimento de oscilações induzidas pelo escoamento fluido, de onde extraem energia pela iminente condição de ressonância.

De acordo com Sarpkaya (1979), essas oscilações modificam o próprio escoamento e dão origem a interações não lineares, que podem estar associadas à dependência da resposta dinâmica com o amortecimento e/ou associadas a variações na força de restauração estrutural.

Dada a quantidade de fenômenos fluido-elásticos, estes podem ser classificados de acordo com a dinâmica desenvolvida. Desta forma, termos como: vibrações induzidas pela emissão de vórtices, “*galloping*” e “*flutter*” são geralmente utilizados para distinguir a fluido-dinâmica envolvida.

“*Galloping*” são oscilações freqüentemente observadas em corpos esbeltos de seção transversal não circular, cuja origem se deve a mudanças no ângulo de ataque com que estes corpos “enxergam” o escoamento fluido. Um bom exemplo são as oscilações das linhas de transmissão elétrica, quando eventual deposição de neve promove a modificação de suas seções transversais.

“*Flutter*” são oscilações associadas à simultânea excitação de dois ou mais modos de vibrar, geralmente modos de flexão e torção, a partir do movimento do corpo ou do campo de vorticidade induzido pelo mesmo.

Por outro lado, as vibrações induzidas pela emissão de vórtices, que são um fenômeno ressonante e, portanto, não dependem de instabilidades estruturais, dizem respeito às oscilações espontâneas verificadas em corpos esbeltos e de seção transversal rombuda<sup>(1)</sup>, quando imersos em escoamento fluido com velocidade acima

---

<sup>(1)</sup> Segundo Bearman (1984), seções rombudas são aquelas que apresentam grande parcela de separação ao longo da superfície exposta ao escoamento fluido incidente.

de determinado valor crítico. Estas oscilações têm sua origem na emissão alternada de vórtices e, por conseqüência, nas periódicas flutuações do campo de pressões próximo.

Apesar de sua aparente simplicidade, esse fenômeno ainda não se encontra completamente compreendido graças à particular dificuldade de entendimento do seu mecanismo de acoplamento fluido-estrutural, especialmente caracterizado por oscilações auto-excitadas e autocontroladas. Segundo este mecanismo, as amplitudes de oscilação não ultrapassam valores da ordem de grandeza da dimensão característica da seção transversal, visto que toda a energia absorvida é dissipada pelo próprio amortecimento induzido nas oscilações (predominantemente viscoso, porém com alguma contribuição estrutural).

Deste modo, em âmbito tecnológico, um quadro perene de oscilações preocupa pela possibilidade de fadiga precoce das estruturas elásticas susceptíveis a sua ação.

Por outro lado, em âmbito científico, sabe-se que a emissão alternada de vórtices é anterior ao aspecto ressonante, ou seja, mesmo sem liberdade para oscilar, corpos rombudos também apresentam emissão alternada de vórtices e, assim, compõem um padrão característico conhecido como Esteira de *Von Karman*.

O fenômeno de VIV é, portanto, o foco das investigações contidas no presente texto, visto que além das características mencionadas, outras de igual complexidade, advindas das aplicações técnicas, têm merecido enorme gama de trabalhos de pesquisa.

Alguns desses trabalhos são utilizados na composição do arcabouço teórico, desenvolvido com o objetivo de embasar as discussões analítico-experimentais apresentadas nos capítulos seguintes.

Em tempo, para um estudo de cunho global acerca do fenômeno, excelentes trabalhos de revisão são encontrados na literatura. Dentre eles: Sarpkaya (1979), Griffin; Ramberg (1982), Bearman (1984), Parkinson (1989), o livro de Blevins (1990) e Pantazopoulos (1994).

## 2.2 Detalhes Fenomenológicos

### 2.2.1 A Esteira de Von Karman

Um clássico exemplo de lúcida descrição do fenômeno de VIV é apresentado em Batchelor (1967), onde fotografias<sup>(2)</sup> ilustram a evolução do campo de escoamento à jusante de um corpo com seção circular.

Assim, “Plate 1” e “Plate 2”, respectivamente Figura 2.1 e Figura 2.2, ilustram o seguinte conjunto de eventos:

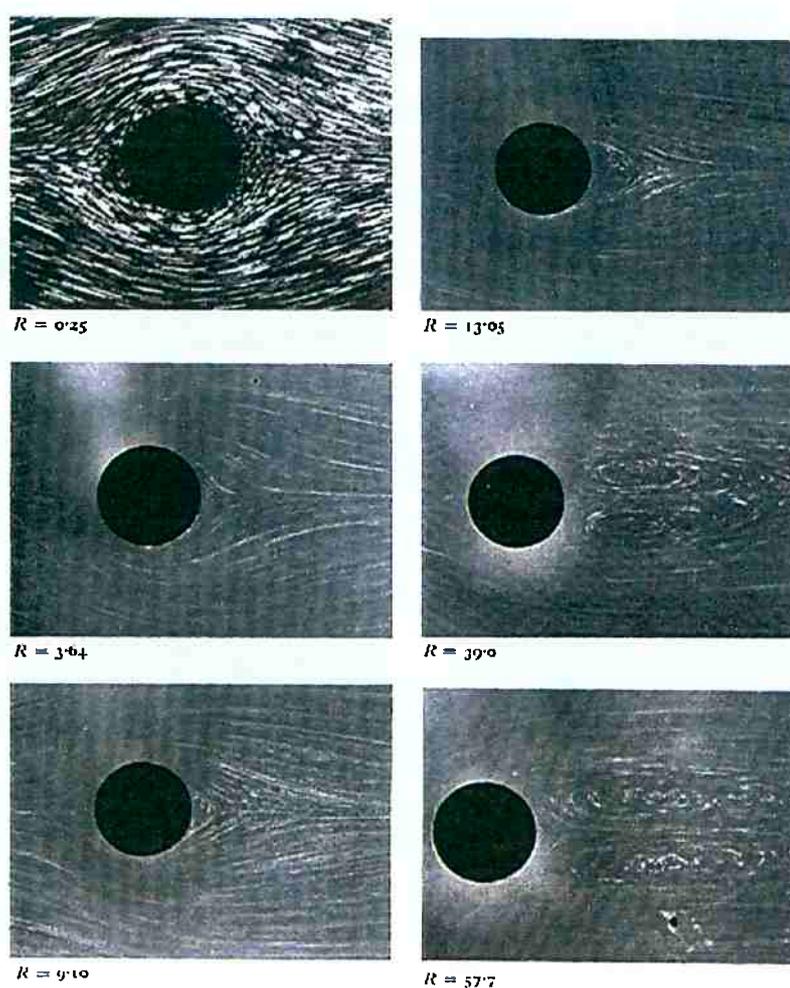


Figura 2.1: “Plate 1”, extraída de Batchelor (1967). No canto superior esquerdo fotografia obtida por Prandtl; Tietjens (1934). Demais fotografias obtidas por Taneda (1956).

<sup>(2)</sup> Obtidas por Prandtl; Tietjens (1934), Homann (1936) e Taneda (1956).

- a) Em números de Reynolds<sup>(3)</sup> muito baixos,  $Re \leq 10$ , pode ser identificada uma nítida camada limite laminar.
- b) À medida que a velocidade do escoamento cresce para  $Re \cong 10$ , as camadas limites se separam do corpo e o comportamento fluido evolui para a formação de duas regiões de vorticidade estacionária, à jusante do corpo e simetricamente opostas.
- c) Aumentando-se ainda mais a velocidade, as regiões de vorticidade estacionária tendem a se alongar, tomando a forma de “folhas de vorticidade”.
- d) Quando  $Re \geq 50$ , a folha de vorticidade torna-se instável pela presença de qualquer perturbação e acaba por dar origem a um padrão oscilatório.

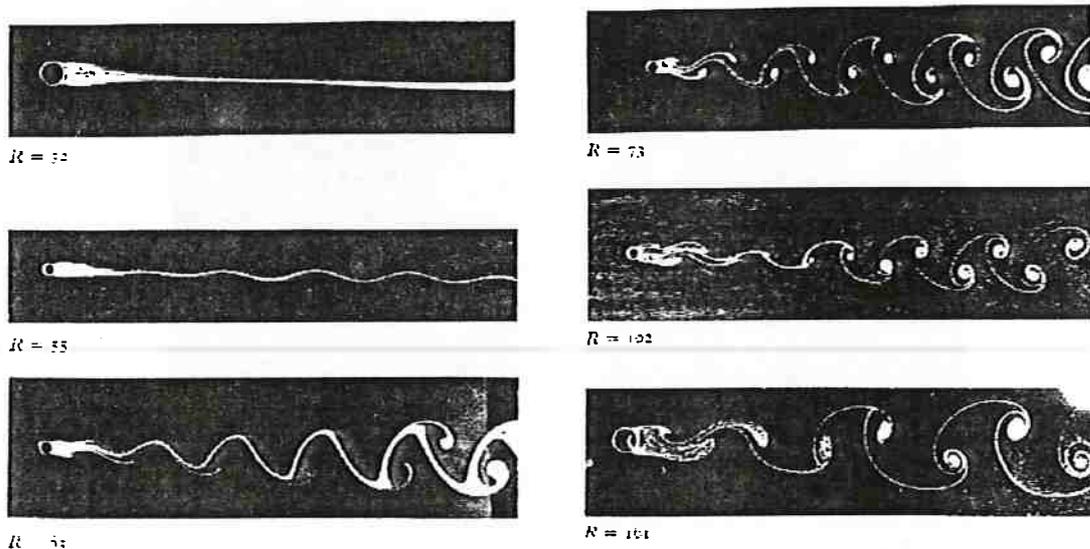


Figura 2.2: “Plate 2”, também extraída de Batchelor (1967): fotografias obtidas por Homann (1936).

- e) Desta condição em diante, percebe-se que a amplitude do padrão oscilatório aumenta com o acréscimo da velocidade, gradativamente evoluindo para a

<sup>(3)</sup>  $Re = UD/\nu$ , onde:  $U$  é a velocidade do escoamento incidente;  $D$  é a dimensão característica da seção rombuda e  $\nu$  é a viscosidade cinemática.

formação de núcleos de vorticidade emitidos de maneira alternada, usualmente denominados de vórtices. Tem-se, portanto, a clássica *Esteira de Von Karman*.

Segundo Gerrard (1966), a interação entre as camadas limites que se separam, mais do que a própria presença do corpo, responde pela formação desta esteira de vórtices.

Sabe-se também que, independente de sua origem, a esteira de *Von Karman* oscila segundo uma frequência ( $fs$ )<sup>(4)</sup>, linearmente relacionada com a razão ( $U/D$ ) através de uma constante de proporcionalidade conhecida como número de Strouhal ( $S$  ou  $St$ ), aproximadamente igual a 0,2 para cilindros circulares infinitos<sup>(5)</sup>:

$$fs = S \frac{U}{D}. \quad (2.1)$$

### 2.2.2 O Fenômeno de “Lock-in”

Com base na descrição dada por Batchelor, nos casos onde o corpo circular é livre para oscilar, percebe-se que o aumento da amplitude de oscilação com o aumento da velocidade está intimamente relacionado com a frequência de emissão.

Desta forma, a frequência ( $fs$ ) crescerá até o instante em que se sincronize com uma das frequências naturais do corpo ( $fn$ ), permanecendo aproximadamente nesta condição por uma larga faixa de velocidades.

Esta faixa de sincronização é conhecida como faixa de “*lock-in*”, geralmente apresentada em termos da Velocidade Reduzida,  $Vr = U / (fnD)$ , caracterizada por valores de 5 à 12,5 e com um pico de resposta em  $Vr \cong 7,5$ <sup>(6)</sup>

Aproveitando as considerações de Newman; Karniadakis (1997), dois aspectos fundamentais acham-se bastante sedimentados a respeito da faixa de “*lock-in*”:

---

<sup>(4)</sup> Frequência de “*shedding*” ou frequência de emissão de vórtices.

<sup>(5)</sup> Na realidade, o número de Strouhal varia com o número de Reynolds, ver Williamson (1997).

<sup>(6)</sup> Inúmeros trabalhos, experimentais ou numéricos, como por exemplo: Saltara (1999), demonstram que ao início da faixa de “*lock-in*”,  $Vr \cong 5$ , amplitude de oscilação e força de sustentação encontram-se praticamente em fase. No pico de resposta, quando  $Vr \cong 7,5$ , amplitude de oscilação e força de sustentação ficam em quadratura e, finalmente, ao término da faixa de “*lock-in*”,  $Vr \cong 12,5$ , passam a se apresentar em antifase. Portanto, um típico fenômeno ressonante.

- a) O caráter autocontrolado do fenômeno, através do qual, as oscilações atingirão valores no máximo da ordem da dimensão transversal característica do corpo.
- b) A importância da fase relativa entre força de sustentação e amplitude de oscilação, fundamental na fluido-dinâmica que governa as oscilações na faixa de “*lock-in*”.

Outros aspectos importantes relativos ao comportamento da amplitude de resposta dentro da faixa de “*lock-in*”, porém sem completos entendimentos, são:

- c) A co-existência de distintos ramos de amplitude de resposta, função da velocidade de escoamento, inclusive com comportamentos dinâmicos marcados por fenômenos de histereses e saltos, em um claro convívio de soluções estáveis e instáveis.
- d) A relação entre essa co-existência de ramos de resposta e os modos de emissão de vórtices (padrão 2S, com vórtices alternados, e/ou padrão 2P, com pares de vórtices alternados).
- e) A influência da tridimensionalidade dos cilindros sobre os referidos modos e o comprimento de correlação hidrodinâmica da emissão.
- f) A influência do efeito turbulento, portanto do número de Reynolds, sobre a qualidade dos padrões de emissão.
- g) A co-existência de oscilações longitudinais ao escoamento causadas por flutuações no campo de pressões que proporcionam periodicidade na força de arrasto.
- h) O efeito do ângulo de ataque relativo do cilindro em vibração livre, com relação ao escoamento, sobre a resposta ressonante e sobre os padrões de emissão.
- i) Em condições mais próximas de uma aplicação “*offshore*”, o efeito da curvatura sobre o campo de emissão.

Portanto, tem-se uma pequena mostra do vasto campo investigativo envolvendo o fenômeno de VIV.

### 2.2.3 Os distintos Ramos de Resposta e sua relação com os Padrões de Emissão

Um bom exemplo da identificação dos usuais ramos de resposta e sua relação com os padrões de emissão é apresentado em Khalak; Williamson (1996, 1997a, 1997b e 1999).

Nestes trabalhos, os autores sugerem que grande parte dos distintos comportamentos da amplitude de resposta dentro da faixa de “*lock-in*” esteja fundamentalmente relacionada com dois importantes parâmetros, quais sejam:

- O coeficiente de massa reduzida, principal responsável pelo regime de sincronização, para um cilindro livre para oscilar:

$$m^* = \frac{m_s}{m_d}, \quad (2.2)$$

onde ( $m_s$ ) é a massa estrutural envolvida e ( $m_d$ ) é a respectiva massa do volume de fluido deslocado.

- E o coeficiente de massa-amortecimento reduzido, responsável direto pela amplitude máxima de resposta ressonante:

$$m^* (\zeta_{ly}^S)_{\text{água}}, \quad (2.3)$$

onde ( $\zeta_{ly}^S$ )<sub>água</sub> é a razão entre o amortecimento estrutural e o amortecimento crítico na água.

Ainda, segundo estes autores, a faixa de “*lock-in*” pode exibir dois tipos distintos de comportamento em relação à variação da amplitude de resposta com a velocidade reduzida. Ver Figura 2.3.

O primeiro tipo refere-se a valores muito baixos de massa-amortecimento reduzido, “*low- $m^* \zeta$* ”, e caracteriza-se pela presença de três ramos de resposta, respectivamente denominados de “*initial branch*”, “*upper branch*” e “*lower branch*”. Neste comportamento, Khalak; Williamson (1997b) mostram que a transição “*initial-upper branch*” é marcada por um fenômeno de histerese, ao passo que a transição “*upper-lower branch*” se processa de maneira intermitente.

Por outro lado, o segundo tipo diz respeito aos altos valores de coeficiente massa-amortecimento reduzido, “*high- $m^*\zeta$* ”, marcado pelo aparecimento de apenas dois ramos de resposta, o “*initial branch*” e o “*lower branch*”. Neste caso, dependendo de quão baixo for o coeficiente de amortecimento  $\zeta = (\zeta_{Iy})_{\acute{a}gua}$ , maior será a possibilidade de existir um fenômeno de histerese, agora na transição “*initial-lower branch*”. Exemplos experimentais e numéricos desse comportamento são respectivamente encontrados em Feng (1968) e em Brika; Laneville (1993).

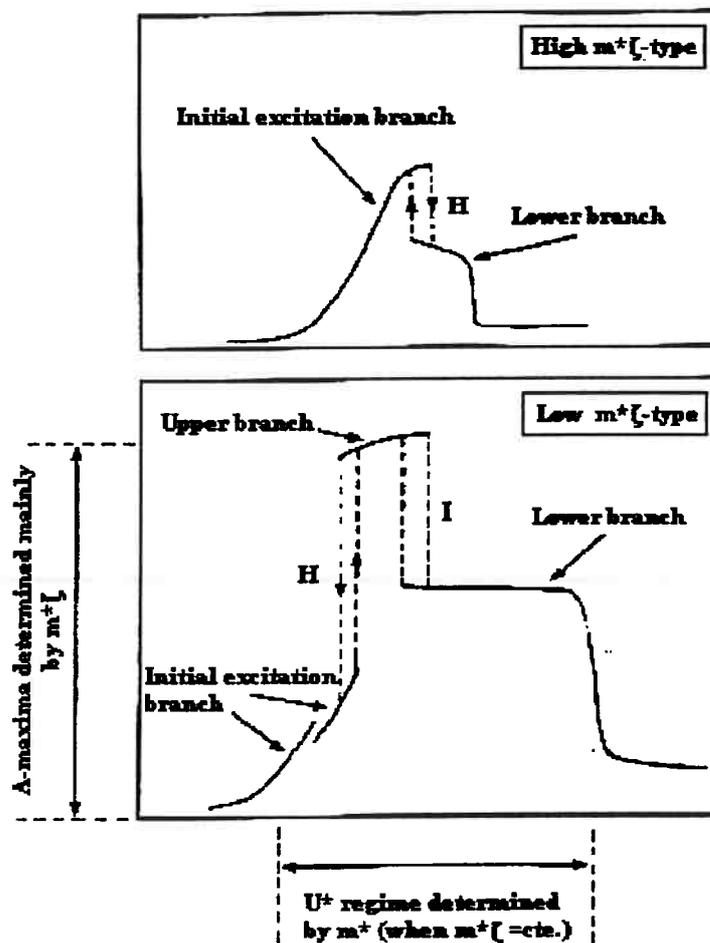


Figura 2.3: Tipos distintos de comportamento da Amplitude de Resposta na faixa de “lock-in” (eixos verticais representam  $A^* = A/D$  e eixos horizontais  $U^* = Vr$ ). No alto o tipo com apenas dois ramos e embaixo o tipo com os três ramos de resposta.

(I) representa uma transição intermitente e (H) uma transição marcada pela presença de fenômeno de histerese.

Similar comportamento é apresentado em Pesce; Fujarra (2000)<sup>(7)</sup>, onde também se percebe a presença de dois ramos distintos de resposta na região imediatamente posterior ao pico de “lock-in”, com histerese na transição entre os mesmos. No entanto, alguns aspectos levam a crer que este fenômeno de histerese é distinto daquele sugerido por Khalak e Williamson para os experimentos de Feng.

O primeiro destes aspectos diz respeito ao modelo flexível ensaiado por Pesce e Fujarra apresentar um coeficiente massa-amortecimento reduzido,  $m^*(\zeta_{1y}^S)_{\text{água}} = 0,011$ , apenas 3,3% do valor encontrado nos experimentos de Feng e muito próximo do coeficiente encontrado nos ensaios de Khalak e Williamson,  $m^*(\zeta_{1y}^S)_{\text{água}} = 0,013$ , onde um modelo rígido montado sobre apoio elástico é ensaiado em água e exibe um comportamento dinâmico do tipo “low- $m^*\zeta$ ”.

Ainda que isso não leve à classificação do experimento de Pesce e Fujarra como do tipo “low- $m^*\zeta$ ”, outro aspecto confere ao modelo flexível uma dinâmica distinta com relação à transição “initial-lower branch”. Neste caso, os autores acreditam que o trecho de resposta que se sobrepõe ao patamar não se difere pela distinção dos padrões de emissão, mas por uma dinâmica absolutamente diferente, caracterizada pelo acoplamento de oscilações paralelas e perpendiculares ao escoamento. Ver Figura 2.4.

Embora não tenha sido incorporada instrumentação que proporcionasse o registro de oscilações na direção do escoamento, a hipótese de acoplamento foi aventada a partir de visualizações qualitativas, efetuadas durante a ocorrência do mesmo.

Além disso, comportamento similar é apresentado por Kitagawa *et al.* (1997), a partir de um cilindro rígido em ar, verticalmente suportado por uma “plate spring” e que lhe confere a capacidade de “pivotar” perpendicularmente ao escoamento. Estes experimentos mostram um fenômeno ressonante em velocidades reduzidas entre 14 e

---

<sup>(7)</sup> Experimentos conduzidos no programa de mestrado do autor, a partir de um modelo flexível com simetria estrutural e hidrodinâmica ensaiado em água.

17, a que os autores denominaram de “*Vortex-Induced Vibration at High Wind Speed – VHW*”, Figura 2.5.

De acordo com Kitagawa, a causa para este fenômeno seria atribuída a efeitos tridimensionais. No entanto, embora não tenham sido conduzidas medições do movimento na direção do escoamento, pode-se observar que a razão largura-espessura ( $b/t$ ) da “*plate spring*” utilizada é de aproximadamente 8,5, o que possibilitaria a excitação de um sub-harmônico longitudinal de ordem 4 pelas flutuações da força de arrasto.

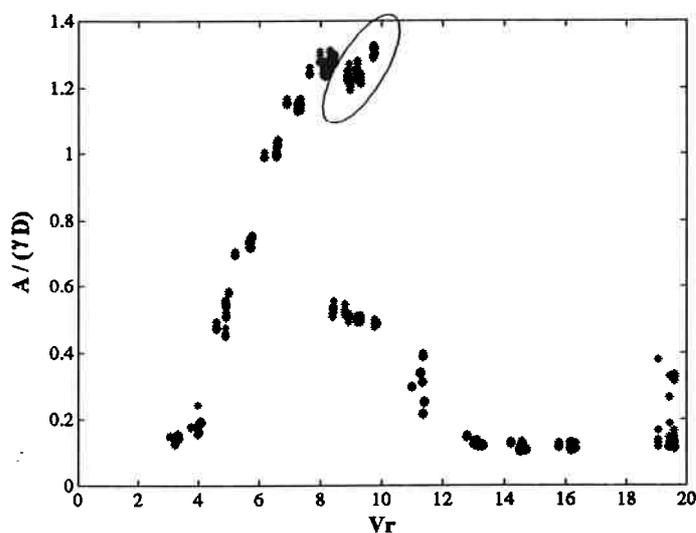


Figura 2.4: Amplitudes de Resposta versus Velocidade Reduzida, obtidas por Pesce; Fuarra (2000). Em destaque o ramo de resposta com possível acoplamento modal (transversal e longitudinal ao escoamento).

Dando um possível suporte às conclusões de Kitagawa *et al.*, Fox; West (1993) estudaram os esforços induzidos pela emissão de vórtices sobre um modelo rígido em balanço na água. Mostrando uma variação do número de Strouhal ( $St$  ou  $S$ ) ao longo do comprimento, Figura 2.6, onde se percebem cinco níveis diferentes de número de Strouhal:

- Um perto da extremidade livre,  $S \cong 0.07$ .
- Dois intermediários,  $S \cong 0.15$  e  $S \cong 0.17$ , para  $2 < z/D < 6$ .
- Um quarto nível,  $S \cong 0.20$ , para  $6 < z/D < 15$ .

- E o quinto correspondendo ao cilindro infinito, ou seja,  $S \cong 0.19$ .

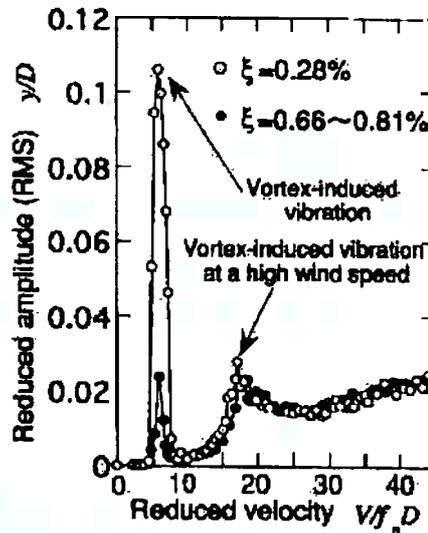


Figura 2.5: Amplitudes de Resposta versus Velocidade Reduzida, obtidas por Kitagawa et al. (1997), a partir de um cilindro rígido sustentado em ar por uma “leaf spring”. Identificação de um ramo de resposta em alta velocidade.

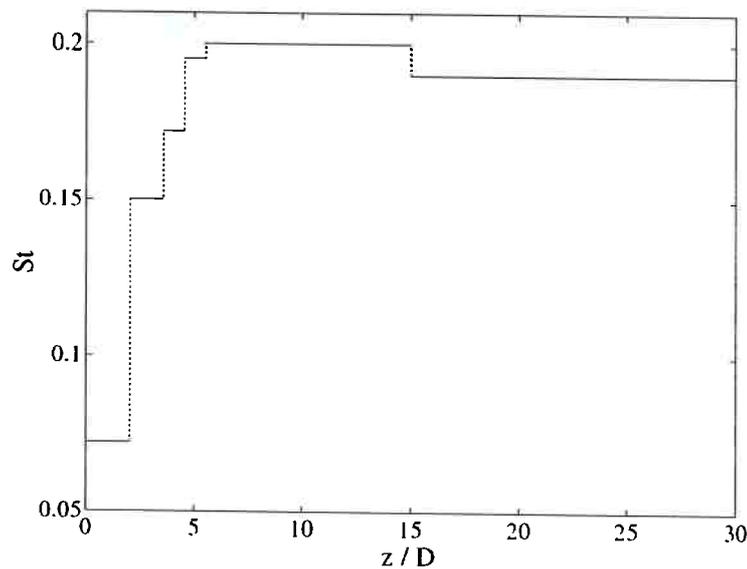
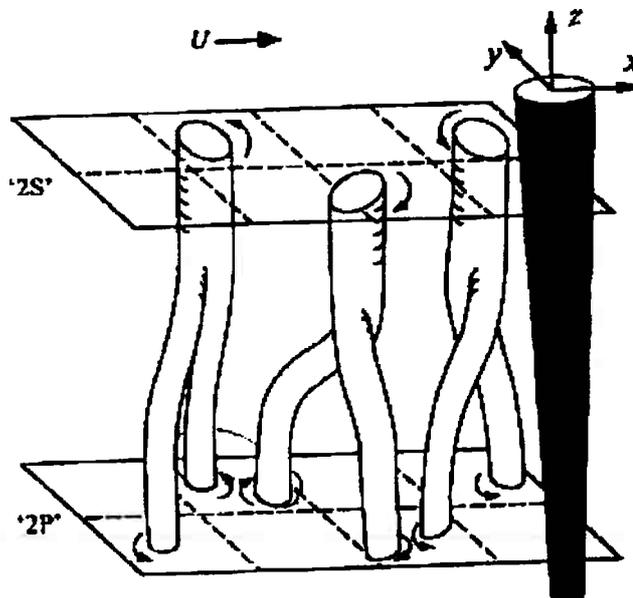


Figura 2.6: Variação do Número de Strouhal ao longo do comprimento de um cilindro rígido ensaiado em água na condição de balanço. Medidas obtidas por Fox; West (1993) a partir das flutuações da força de sustentação.

A razão entre o quarto (ou quinto) e o primeiro nível é aproximadamente 3, portanto, um número inteiro.

Apesar disso, outro aspecto reserva uma condição singular à dinâmica de cilindros flexíveis e, talvez, não permita a direta classificação sugerida por Khalak e Williamson. Trata-se da possível emissão de um padrão híbrido de vorticidade ao longo do comprimento.

Esta possibilidade baseia-se nos estudos conduzidos por Techet *et al.* (1998) a partir de um “*tapered cylinder*” (tronco de cone) ensaiado em água, na condição de balanço, segundo os quais mostra-se a existência de um padrão combinado de emissão (2S próximo ao engaste e 2P na extremidade oposta). Ver Figura 2.7.



*Figura 2.7: Comportamento Experimental identificado por Techet et al. (1998), segundo o qual, um Padrão “Híbrido” de emissão é notado ao longo do comprimento de um “tapered cylinder”.*

Ainda que distintos quanto à concepção, no “*tapered cylinder*” o padrão de emissão ao longo do cilindro provavelmente é semelhante àquele que comparece no cilindro flexível. No “*tapered cylinder*”, os diâmetros das seções transversais variam com o comprimento e no modelo flexível são as amplitudes de resposta que apresentam tal variação.

Portanto, incorpora-se às comparações entre cilindros rígidos e flexíveis mais este aspecto de compreensão ainda incerta.

De qualquer forma, dois comportamentos independem da concepção do corpo. Trata-se da captura da frequência de emissão por uma das frequências naturais do corpo em uma determinada faixa de velocidades e da dependência da amplitude de resposta com o parâmetro massa-amortecimento reduzido.

Sobre este último aspecto, Khalak e Williamson apresentam uma versão atualizada da clássica variação da amplitude de resposta adimensional com a variação do coeficiente massa-amortecimento reduzido, originalmente sugerida por Griffin *et al.* (1975). No caso da Figura 2.8, o coeficiente de massa-amortecimento também considera o coeficiente de massa adicional medido em velocidade nula ( $C_a$  em "still water").

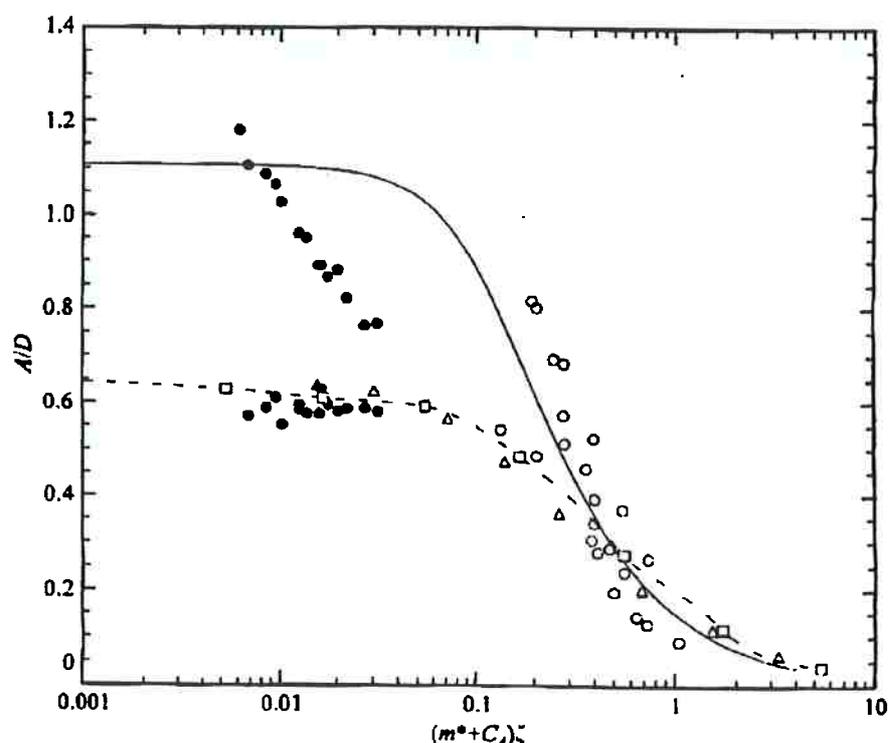


Figura 2.8: Variação da Amplitude de Resposta com o Coeficiente de Massa-Amortecimento Reduzido, originalmente sugerido por Griffin *et al.* (1975). Neste gráfico: ● resultados de Khalak; Williamson (1999), ○ resultados compilados em Griffin (1980), △ resultados numéricos de Blackburn; Karniadakis (1993), --□-- resultados numéricos de Newman; Karniadakis (1996) e — resultados analíticos de Skop; Balasubramanian (1997).

Segundo os estudos analíticos de Skop; Balasubramanian (1997) e numéricos de Newman; Karniadakis (1996), são propostos dois resultados assintóticos distintos. Desta forma, para  $(m^* + C_a)\zeta < 0,4$  devem coexistir dois ramos de resposta: um relativo às amplitudes do pico e outro relativo às amplitudes do patamar ressonante. Além disso, quanto menores os valores de  $(m^* + C_a)\zeta$ , maior deverá ser a distinção entre esses ramos.

Embora os resultados assintóticos do modelo analítico proposto por Skop e Balasubramanian recuperem bem o pico de resposta ressonante para muitos experimentos, amplitudes adimensionais máximas, recentemente obtidas por Khalak e Williamson com cilindros rígidos elasticamente suportados (neste caso, com baixíssimos valores de  $(m^* + C_a)\zeta$ ), não são recuperadas.

#### 2.2.4 O Comprimento de Correlação

Outra característica bastante conhecida do fenômeno de VIV é o sensível aumento do comprimento de correlação das emissões ao longo do modelo (depende da geometria da seção transversal), face à sincronização entre frequência de emissão e frequência natural.

Em termos matemáticos, o comprimento de correlação ( $L^*$ ) diz respeito à integração “spanwise” de funções denominadas de coeficientes de correlação, definidas a partir de quantidades como a velocidade, a pressão ou a força de sustentação.

Desta forma:

$$L^* = \int_{z_{ref}}^{\infty} r(z_{ref}, z) dz, \quad (2.4)$$

onde  $r(z_{ref}, z) = \frac{\bar{p}(z_{ref})\bar{p}(z)}{\bar{p}^2(z_{ref})}$  diz respeito à relação entre as quantidades medidas ao

longo do comprimento ( $\bar{p} = \bar{p}(z)$ ), com  $(z_{ref})$  sendo a quantidade de referência.

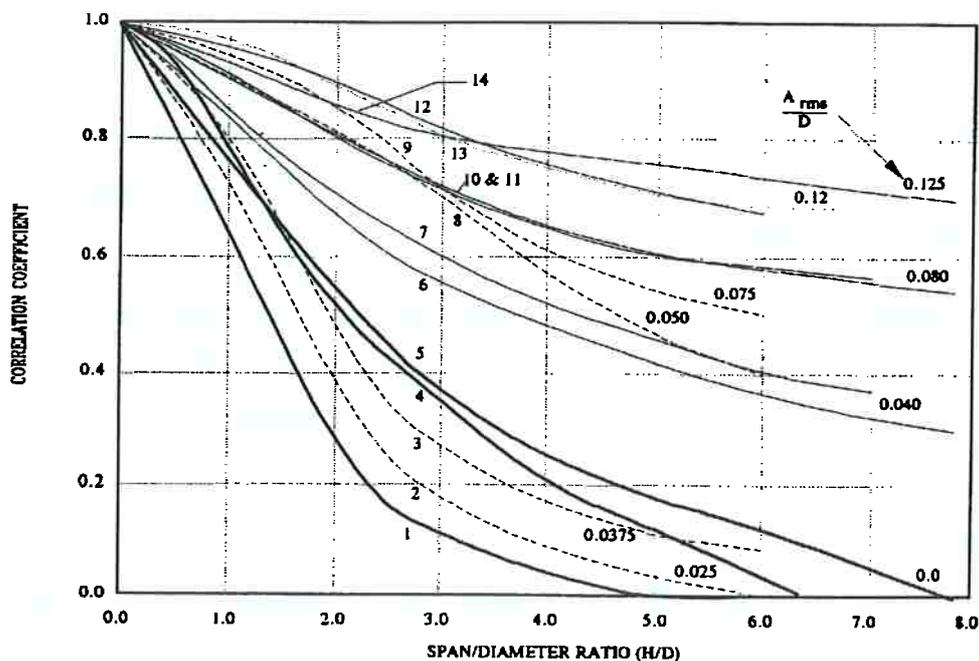


Figura 2.9: Coeficientes de Correlação “Spanwise” como função das Amplitudes Adimensionais de Resposta. Resultados compilados por Pantazopoulos (1994).

De Pantazopoulos (1994) é extraída uma comparação dos principais resultados na investigação do comprimento de correlação, Figura 2.9.

Segundo essa figura, percebe-se que em cilindros estacionários o coeficiente de correlação decresce rapidamente com o aumento da distância adimensional entre dois pontos ( $z/D$ ), “curva 1”.

Por outro lado, quando o cilindro é livre para oscilar, mesmo com o aumento da distância de separação adimensional, os coeficientes de correlação tendem a valores assintóticos, tão maiores quanto maiores forem as amplitudes de oscilação.

Ainda segundo Pantazopoulos, amplitudes adimensionais inferiores a 0,05 promovem uma acentuada queda da correlação em cilindros circulares, tendendo para a condição estacionária.

Apesar de não fazer parte das investigações experimentais contidas no presente trabalho, o comprimento de correlação é justificativa recorrente para muitos dos aspectos identificados nas análises, especialmente aqueles relativos aos resultados do início e fim da faixa de “lock-in”. Daí sua presença neste capítulo.

### 2.2.5 A massa adicional

Embora conhecidamente variável com a frequência de oscilação, conseqüentemente, com o regime de escoamento, Sarpkaya (1979), em se tratando do fenômeno de VIV, o coeficiente de massa adicional ( $C_a$ ) é geralmente considerado apenas a partir de sua medida em condição de escoamento nulo.

No entanto, conforme discussão apresentada no próximo capítulo, estudos recentes têm demonstrado que a variação do coeficiente de massa adicional com a velocidade de escoamento tem fundamental importância na consistente modelagem teórica do fenômeno.

Sabe-se que tal variação é caracterizada por um comportamento monotônico decrescente, buscando um valor assintótico à medida que as velocidades de escoamento vão sendo aumentadas.

Segundo resultados de simulações conduzidas em Willden; Graham (2001), Figura 2.10, a frequência de oscilação ( $f_o$ ) revela-se controlada pelo fluido através da massa adicional.

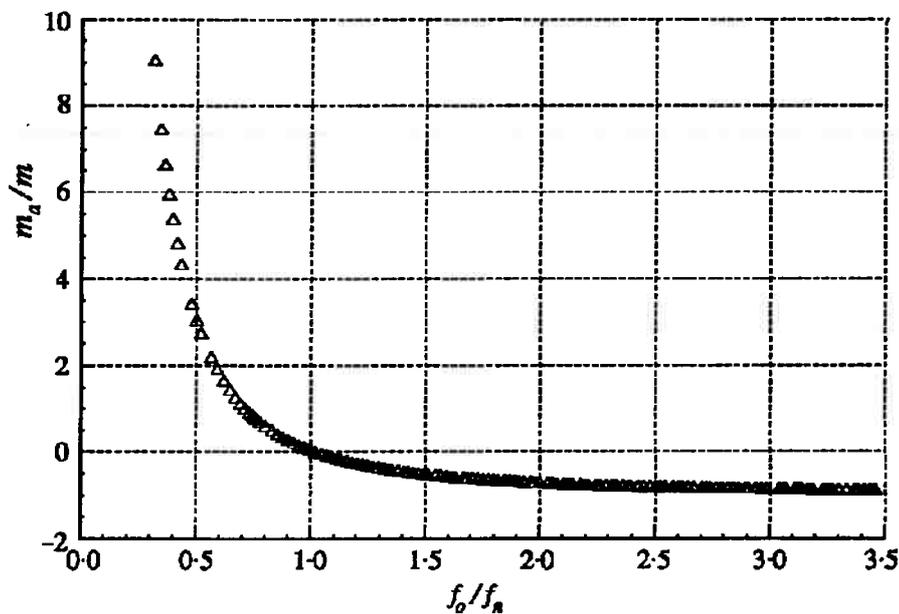
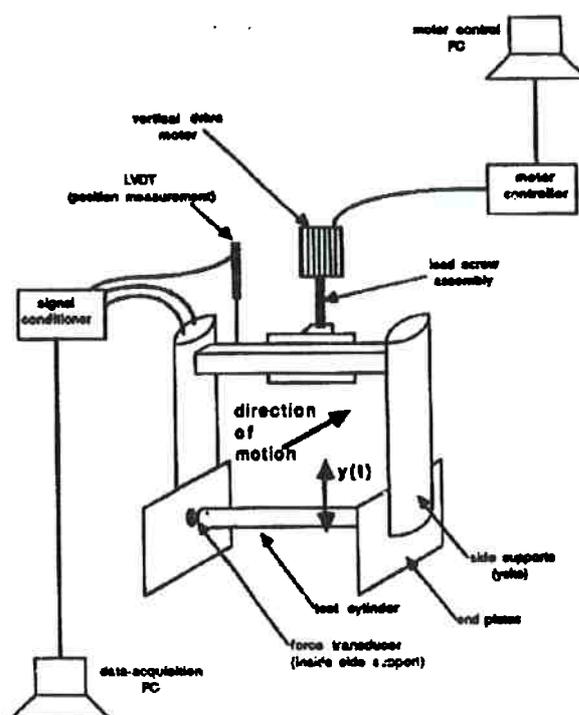


Figura 2.10: Variação da Massa Adicional ( $m_a$ ) com a Frequência de Oscilação ( $f_o$ ), neste caso, respectivamente adimensionalizadas pela Massa Estrutural ( $m$ ) e Frequência Natural ( $f_n$ ). Resultados de simulações numéricas de um cilindro livre para oscilar, com:  $m^* = 1$  e  $\zeta = 0$ , obtidos por Willden; Graham (2001).

Estes resultados mostram um acentuado aumento do coeficiente de massa adicional na medida em que a frequência de oscilação diminui, levando a crer que haja uma relação ( $f_o / f_n$ ) crítica, abaixo da qual aconteça um rápido decréscimo até a conhecida condição de  $C_a \cong 1$ , quando  $U = 0$ .

Além disso, o coeficiente de massa adicional apresenta valor nulo exatamente na condição onde  $f_o / f_n = 1$ , de acordo com os autores, algo entre  $Vr = 5,5$  e  $5,6$  (possivelmente o pico de “lock-in”). A partir deste ponto, o coeficiente de massa adicional torna-se negativo, assintótico ao valor  $C_a = -1$ , à medida que a força de sustentação vai saindo de fase com relação ao deslocamento transversal.



*Figura 2.11: Arranjo esquemático do Aparato Experimental utilizado por Gopalkrishnan et al. (1992) na obtenção do comportamento variável da Massa Adicional.*

Importantes resultados experimentais confirmando este mesmo comportamento são encontrados em Gopalkrishnan et al. (1992) e no recente trabalho de Vikestad; Vandiver; Larsen (2000), ambos conduzidos em água com cilindros rígidos horizontais suportados por apoios elásticos unidirecionais (direção transversal ao escoamento). Arranjo esquemático desta montagem é apresentado na Figura 2.11,

discutido com maior profundidade nas análises do capítulo 5, especificamente conduzidas com foco nesta vertente de investigação.

### 2.2.6 A Fase Relativa entre Força e Deslocamento Transversal

Em geral, a equação de equilíbrio dinâmico utilizada para representar as oscilações transversais devidas ao fenômeno de VIV é apresentada na forma de um oscilador linear forçado:

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F, \quad (2.5)$$

onde ( $m$ ) é a massa estrutural total, ( $c$ ) o amortecimento estrutural, ( $k$ ) a rigidez e ( $F$ ) a força fluida na direção transversal.

Na região de sincronização, onde a frequência de oscilação ( $f_o$ ) é aproximadamente igual à frequência de emissão dos vórtices ( $f_s$ ), força e deslocamento transversal podem ser aproximados por:

$$\begin{aligned} F(t) &= F_Y \sin(2\pi f_o t + \phi) \\ y(t) &= y_o \sin(2\pi f_o t) \end{aligned} \quad (2.6)$$

onde ( $\phi$ ) é a fase relativa entre a força e o deslocamento transversal.

Através de tratamento analítico clássico encontrado, por exemplo, nos trabalhos de Sarpkaya (1979) ou Bearman (1984), chega-se a uma relação para a amplitude de resposta ressonante:

$$\frac{y_o}{D} = \frac{1}{4\pi^3} \frac{C_Y \sin\phi}{(m^* + C_a)\zeta} \left( \frac{Vr}{f_o/f_n} \right)^2 \frac{f_o}{f_n}, \quad (2.7)$$

onde ( $D$ ) é o diâmetro,  $(m^* + C_a)\zeta$  é o já discutido coeficiente de massa-amortecimento reduzido e  $(C_Y)$  é o coeficiente de força transversal, usualmente definido como:

$$C_Y = \frac{F_Y}{\frac{1}{2}\rho U^2 DL}. \quad (2.8)$$

( $L$ ) é o comprimento do cilindro.

De acordo com (2.7) e assumindo que  $\left(\frac{Vr}{fo/fn}\right) = \left(\frac{U}{foD}\right) \approx \left(\frac{U}{fsD}\right) = \frac{1}{S}$ , onde  $fo \approx fs \approx fn$ , percebe-se que a amplitude de resposta ressonante é função apenas do coeficiente de massa-amortecimento reduzido, do coeficiente de força e da fase relativa entre força e deslocamento transversais.

$$\frac{y_o}{D} \propto \frac{C_y \sin \phi}{(m^* + C_a) \zeta} \quad (2.9)$$

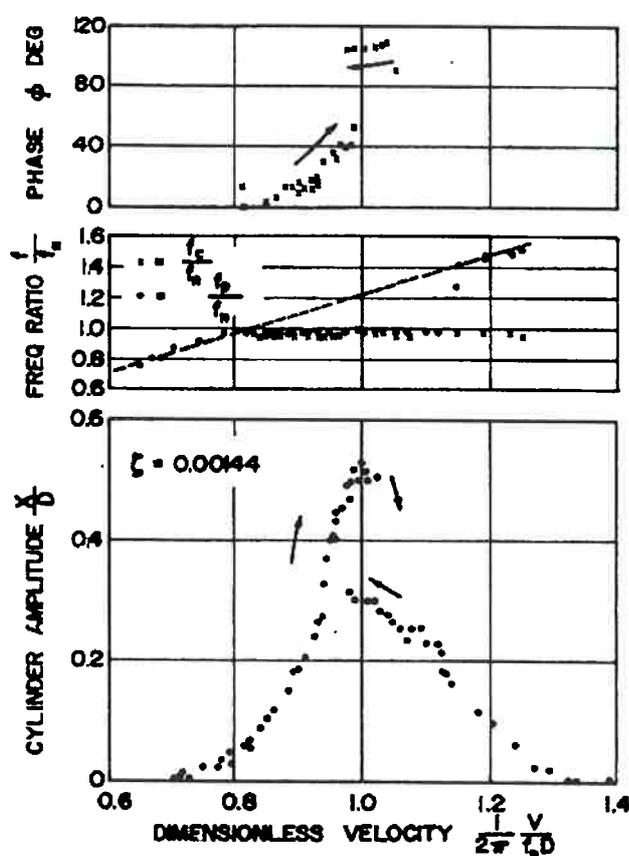


Figura 2.12: Resultados de Amplitude, Freqüência e Fase como função da variação da Velocidade ( $Vr / 2\pi$ ), obtidos por Feng (1968) a partir de um cilindro rígido ensaiado no ar.

Desta forma, torna-se possível concluir que a fase relativa ( $\phi$ ) desempenha fundamental importância no mecanismo de sincronização e amplificação do movimento.

Com base nestes resultados e nas medidas obtidas por Feng (1968), Figura 2.12, nota-se um valor aproximadamente constante da fase relativa,  $\phi \approx 100^\circ$ , exatamente na região referente ao patamar (“*lower branch*”). Além disso, esta fase assume um valor intermediário entre os conhecidos regimes de *fase* ( $\phi = 0^\circ$ ), início do “*lock-in*”, e *antifase* ( $\phi = 180^\circ$ ), no término do mesmo.

Vem daí, portanto, parte das investigações desenvolvidas neste texto, cujos motivos e objetivos ficarão mais claros a partir da leitura do próximo capítulo.

### 2.2.7 Oscilações Longitudinais ao Escoamento

Outro comportamento bastante explorado nas investigações conduzidas no presente texto diz respeito às oscilações na direção do escoamento incidente (direção  $x$ , longitudinal).

Este tipo de oscilação tem merecido pouca atenção, grande parte, devido às suas diminutas proporções, apenas 15% das oscilações na direção transversal (direção  $y$ ).

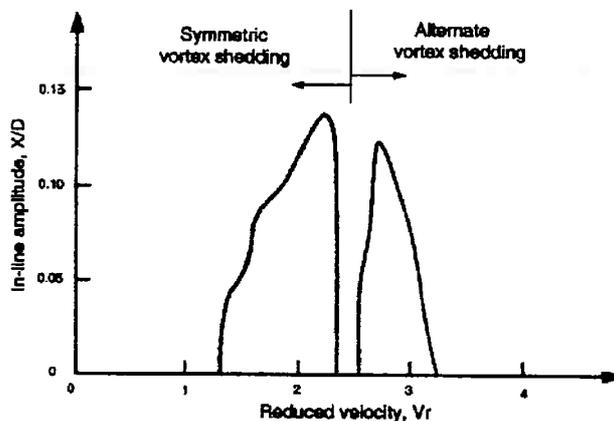


Figura 2.13: Amplitudes de Resposta na direção do escoamento, obtidas por Wooton; Warner; Cooper (1972) a partir de tubos em água. Distintos Padrões de Sincronização das Oscilações Longitudinais ao escoamento.

A Figura 2.13 mostra que, ao contrário das oscilações transversais, as longitudinais exibem dois regimes de ressonância, absolutamente distintos quanto ao padrão de

emissão. O primeiro regime caracteriza-se pela emissão simétrica de vórtices e o segundo pela conhecida emissão alternada, 2S.

As oscilações do segundo regime se desenvolvem de acordo com mecanismo análogo ao início da sincronização transversal, o mesmo não acontecendo com as oscilações do primeiro regime, onde comparece um mecanismo ainda sem completa compreensão, visto que a emissão simétrica é intrinsecamente instável, fazendo com que seus vórtices se coalesçam imediatamente à jusante da emissão, dando origem a um usual padrão alternado.

Estudos mais recentes a respeito das oscilações longitudinais tem comprovado sua importância como elementos amplificadores da resposta ressonante em estruturas onde compareçam associadas às usuais oscilações transversais, provavelmente condições mais próximas das aplicações tecnológicas.

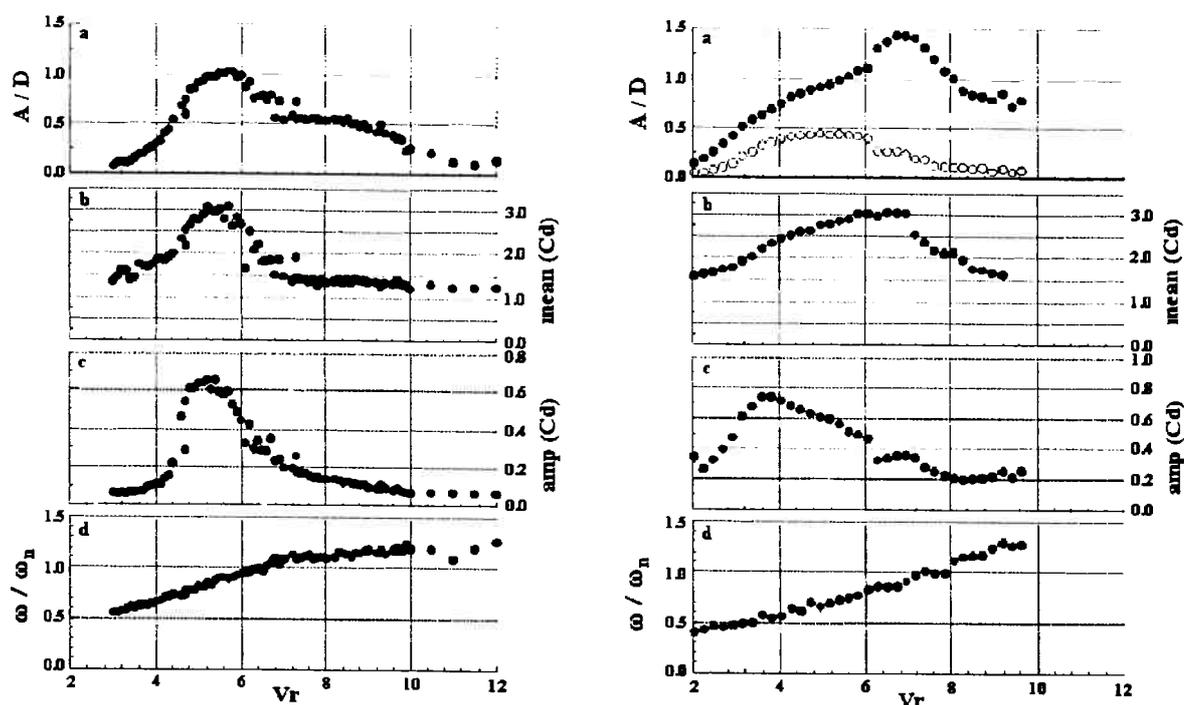


Figura 2.14: Comparação entre Respostas Ressonantes, Davis et al. (2000). À esquerda, um cilindro rígido montado sobre um “real-time force feedback system” e, à direita, um cilindro flexível com mesmos coeficientes de massa reduzida e massa-amortecimento reduzido. ● Resposta transversal e ○ resposta longitudinal.

Um bom exemplo deste efeito amplificador é mostrado no trabalho de Davis *et al.* (2000)<sup>(8)</sup>, segundo o qual a resposta ressonante de um cilindro rígido montado sobre um sistema de realimentação em tempo real (“*real-time force feedback system*”) é diretamente comparada com a resposta de um modelo flexível de similares coeficientes de massa reduzida ( $m^*$ ) e de massa-amortecimento reduzido ( $m^*\zeta$ ). Ambos os resultados são obtidos segundo montagens em tanque de provas e apresentados na Figura 2.14.

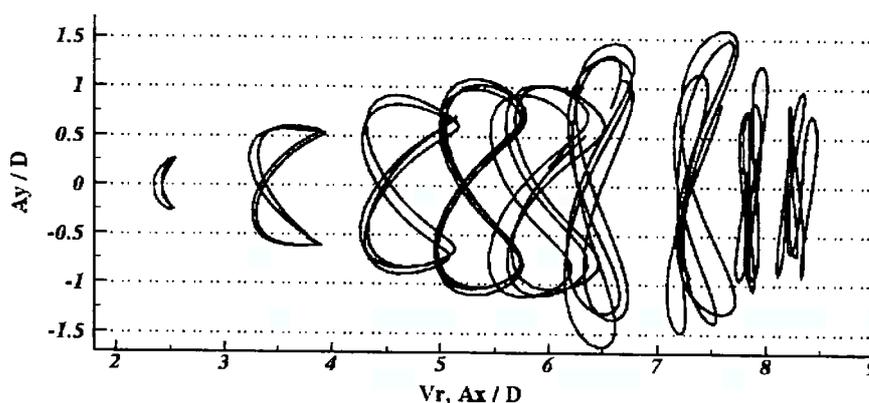
Nos experimentos conduzidos por Davis *et al.* para o cilindro rígido, foi permitido apenas o grau de liberdade transversal, o mesmo não acontecendo com o cilindro flexível, onde foram conferidos os dois graus de liberdade (transversal e longitudinal ao escoamento). De acordo com as comparações entre variações das amplitudes, frequências e coeficientes de arrasto (média e amplitude) como função da velocidade reduzida, as seguintes observações podem ser feitas:

- Um comportamento global semelhante para ambos os tipos de cilindro, porém, com uma amplitude máxima de  $1,0D$  para o cilindro rígido e de  $1,5D$  para o caso flexível. Frequências de oscilação encontram-se sincronizadas com a frequência natural nos dois casos.
- Para ambos os cilindros, uma amplitude máxima correlacionada com um coeficiente de arrasto médio, “*mean(Cd)*”, estabelecido em  $3,0$ . No caso do cilindro rígido, esta amplitude máxima acontece entre  $Vr = 5,5$  e  $6,0$ , o que não se verifica para o cilindro flexível, onde a presença simultânea de oscilações na direção do escoamento fazem com que a máxima amplitude seja deslocada para a região entre  $Vr = 7,0$  e  $7,5$ , ver gráfico superior direito da Figura 2.14.

Finalmente, a Figura 2.15 mostra as trajetórias desenvolvidas pelo modelo flexível em várias regimes de velocidade reduzida. Percebe-se, portanto, mais um aspecto bastante explorado nos próximos capítulos, qual seja, o acoplamento modal tipicamente ilustrado pelas trajetórias em forma de 8 apresentadas por Davis *et al.*

---

<sup>(8)</sup> Trabalho apresentado no “*Workshop on Vortex-Induced Vibrations of Offshore Structures – WVIVOS*”, promovido pela EPUSP – Mecânica/Naval no período de 14 à 16 de Agosto de 2000.



*Figura 2.15: Registros Temporais de Deslocamentos Transversais versus Deslocamentos Longitudinais, obtidos a partir de um modelo flexível ensaiado em água com várias Velocidades Reduzidas. Resultados extraídos de Davis et al. (2000).*

### **2.3 As Abordagens do Fenômeno de VIV**

Julgando terem sido apresentados os aspectos mais importantes à criação de um arcabouço teórico que embase as discussões contidas neste texto, espera-se também ter proporcionado mostra suficiente do vasto campo investigativo ainda por explorar.

Neste contexto, a busca pela completude da compreensão fenomenológica tem levado os mais importantes grupos de pesquisa em fluido-dinâmica a investirem em três frentes paralelas de investigação, quais sejam: a analítica, a numérica e a experimental.

Cumprе destacar que classificação desta natureza tem objetivo meramente funcional, visto que, de fato, os três tipos de abordagem se inter-relacionam diretamente, buscando agregar o maior conhecimento possível a respeito deste fenômeno de considerável complexidade.

Finalizando o capítulo, é apresentada uma descrição mais detalhada de cada uma das referidas abordagens, sempre que possível destacando os principais trabalhos desenvolvidos.

### 2.3.1 A Abordagem Analítica

A primeira das abordagens diz respeito à investigação fundamentalmente analítica, através da elaboração de modelos matemáticos que buscam emular o comportamento global do fenômeno da maneira mais expedita e fiel possível.

Cerca de três décadas atrás, inúmeros pesquisadores iniciaram trabalhos de investigação analítica, baseados em equações diferenciais não lineares que buscassem representar a influência das flutuações na força de sustentação sobre o cilindro.

Como mais contundentes podem ser citados os trabalhos de: Hartlen; Currie (1970), Skop; Griffin (1973), Iwan; Blevins (1974), Skop; Griffin (1975), Iwan (1975), Berger (1988), e mais recentemente, Parra; Aranha (1996) e Skop; Balasubramanian (1997). Em todos esses trabalhos, a representação se baseou mais na similitude do processo de emissão com o comportamento de clássicos osciladores não lineares, geralmente do tipo Van der Pol, e menos na própria física fluido-dinâmica.

De qualquer forma, tiveram sucesso em identificar o coeficiente massa-amortecimento reduzido como um dos importantes elementos de controle da dinâmica estrutural, Skop; Griffin (1973) Iwan; Blevins (1974), Parra; Aranha (1996) e Skop; Balasubramanian (1997).

Também identificaram o princípio modal, segundo o qual, diferentes tipos de estruturas submetidas ao fenômeno de VIV podem ser comparadas através de uma curva única, pelas simples aplicação de um fator modal de forma ( $\gamma = \gamma_n$ ), Skop; Griffin (1975) e Iwan 1975). Ver Figura 2.16.

Por outro lado, conforme apontado por Skop; Balasubramanian (1997), *“none of the models, to date, have accurately captured the asymptotic, self limiting structural response near zero structural damping”*.

Além disso, esses modelos falharam em reproduzir comportamentos imersos no fenômeno de VIV, entre eles: histereses, saltos, *“stall”* e, especialmente, o *“lower branch”* ou patamar de resposta ressonante, típico de sistemas com baixo coeficiente de massa-amortecimento reduzido.

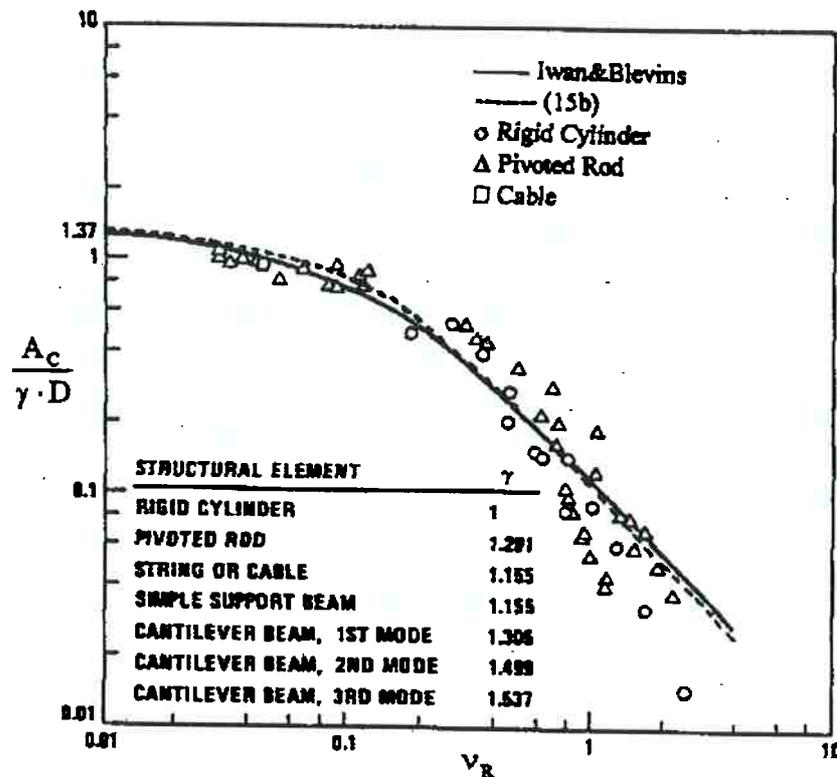


Figura 2.16: Dependência da Amplitude de Resposta com o Coeficiente de Massa-Amortecimento Reduzido sem a consideração da Massa Adicional,

$v_r = (m^* (\zeta_{1y}^S)_{\text{água}})$ . Resultados de diferentes tipos de estruturas comparados segundo o Fator Modal de Forma ( $\gamma = \gamma_n$ ). — Solução analítica sugerida por Iwan; Blevins (1974) e ----, (15b) solução analítica sugerida por Parra; Aranha (1996).

Após os trabalhos de Albarède; Monkewitz (1992), segundo os quais, a equação de Landau<sup>(9)</sup> rege a instabilidade da esteira à jusante de um cilindro estacionário, a abordagem analítica tem retomado força, neste caso, mais preocupada com a já mencionada física do fenômeno. Uma recente discussão do assunto é apresentada em Aranha; Lopez; Meneghini (2002).

Apesar disso, como o modelo analítico de Iwan e Blevins ainda tem sido alvo de investigação, conforme o próprio capítulo 6 do presente trabalho atesta, nada mais oportuno que uma breve discussão a seu respeito.

<sup>(9)</sup> Importante destacar que a equação de Landau é um caso particular da equação de Van der Pol.

Em sua simplicidade, o modelo de Iwan e Blevins, mais adiante estudado segundo uma releitura desenvolvida por Parra e Aranha, assume uma completa sincronização da emissão de vórtices ao longo do cilindro, portanto, a ausência de qualquer efeito tridimensional. Baseia-se em um oscilador fluido-elástico, cuja dinâmica fluida é descrita pela clássica equação de Van der Pol.

Trata-se de um modelo bastante representativo, tendo sido incorporados elementos para a melhoria de sua capacidade de predição. Dentre esses elementos, Lyons; Patel (1985) sugerem um fator modal de redução da amplitude de oscilação ( $\psi_n$ ), responsável pela adequação do modelo às situações de “*shear flow*” onde inúmeros modos naturais simultaneamente aparecem na resposta dinâmica. Outro elemento incorporado ao oscilador fluido diz respeito à não linearidade da restauração (termos de ordem  $2n+1$ ,  $n = 1,2,\dots$ ), fundamentalmente ligados à descrição de efeitos de histerese, como aquele originalmente obtido por Feng (1968).

No entanto, nenhuma adequação do modelo permitiu a recuperação do patamar de resposta após o pico ressonante.

De certa forma, este patamar se assemelha à dinâmica de osciladores com parâmetros variando com a frequência. Sob este ponto de vista, um exemplo de fenômeno análogo é o “*response amplitude operator – RAO*” do movimento vertical de sistemas flutuantes sujeitos a ação de ondas de superfície (“*heave*”). Neste caso, massa adicional e amortecimento por radiação de ondas são dependentes da frequência, causando comportamentos constantes da fase após o pico ressonante e, portanto, o aparecimento de patamares no movimento de “*heave*”.

Isto também poderia ser a causa para o patamar no fenômeno de VIV, se massa adicional e amortecimento fluido fossem considerados como função da velocidade do escoamento (velocidade reduzida, em termos adimensionais). Tal dependência talvez constituísse a explicação para a inabilidade dos modelos analíticos em reproduzir o patamar de resposta, visto se basearem em osciladores não lineares a parâmetros constantes.

Em tempo, uma nova vertente de investigação analítica, bem representada pelos trabalhos de Kim; Perkins (2002), tem trabalhado com uma extensão dos modelos do tipo Van der Pol, incorporando a liberdade de oscilar no plano do escoamento.

Assim, quatro osciladores não lineares acoplados, analisados segundo técnica de escalas múltiplas, têm proporcionado a recuperação de comportamentos de histerese, ramos instáveis e oscilações acopladas (forma de 8).

### 2.3.2 A Abordagem Numérica: CFD

Por sua vez, esta segunda abordagem investiga o fenômeno através de simulações da física fluido-estrutural no domínio do tempo, sendo mais conhecida como Dinâmica dos Fluidos Computacional ou apenas CFD, do inglês "*Computational Fluid Dynamics*". Trata-se de uma abordagem bastante poderosa, pois, à medida que avança o poder de processamento e armazenamento de dados, ampliam-se os horizontes das simulações numéricas. Em última análise, o que se deseja é tornar possível a simulação completa das interações fluido-estrutura.

Segundo Bearman (1984), esta vertente tomou seu primeiro impulso a partir dos trabalhos pioneiros de Abernathy & Kronauer (1962), segundo os quais, o processo de interação entre as camadas limites foi extremamente bem ilustrado em cálculos numéricos através do método dos vórtices discretos. Duas décadas depois, já eram obtidos resultados bidimensionais bastante representativos do fenômeno.

Atualmente, simulações numéricas da dinâmica de cabos flexíveis usando um "*3D-spectral element method*" podem ser encontradas em Newman; Karniadakis (1997), revelando resultados bastante similares àqueles obtidos por Meneghini; Saltara e Bearman (1997), Figura 2.17.

A Figura 2.18 mostra resultados de amplitude adimensional de resposta como função da velocidade reduzida.

Compara resultados experimentais obtidos por Khalak; Williamson (1996) e por Parra (1996), ambos a partir de cilindros rígidos montados sobre apoio elástico unidirecional em água (transversal ao escoamento) com resultados numéricos obtidos por Meneghini; Saltara; Bearman (1997), a partir de simulações utilizando a "*Vortex-in-Cell (VIC) formulation*" com a incorporação de difusão viscosa e modelos de turbulência para a verificação da influência do número de Reynolds ( $Re$ ).

Os resultados experimentais dizem respeito a altos valores de número de Reynolds, enquanto os resultados numéricos foram obtidos para  $Re = 200$  e  $1000$ .

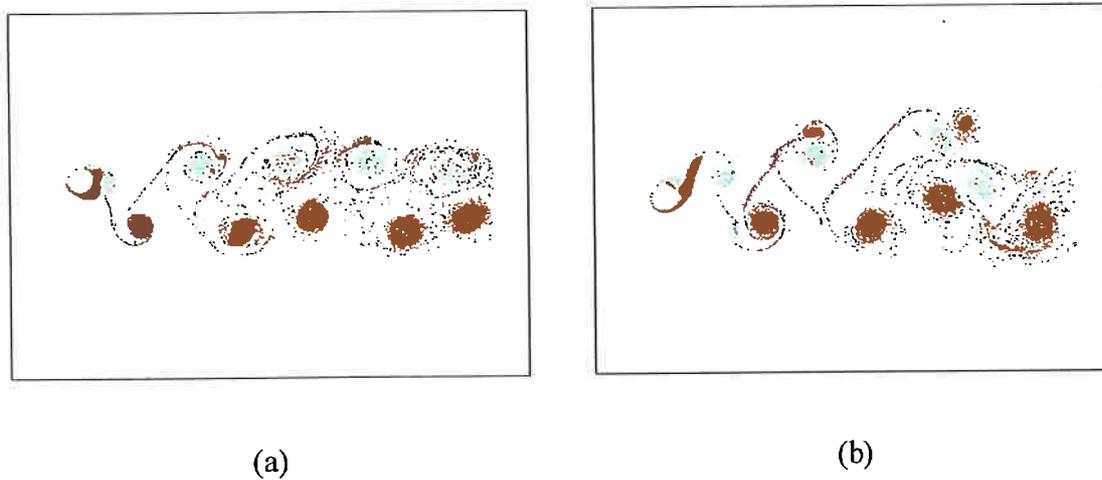


Figura 2.17: Estrutura das Esteira de Vórtices obtida nas simulações de Meneghini; Saltara; Bearman (1997). Cilindro livre para oscilar transversalmente: em (a)  $V_r = 5,0$  ( $Re = 200$ ) e em (b)  $V_r = 6,0$  ( $Re = 1000$ ).

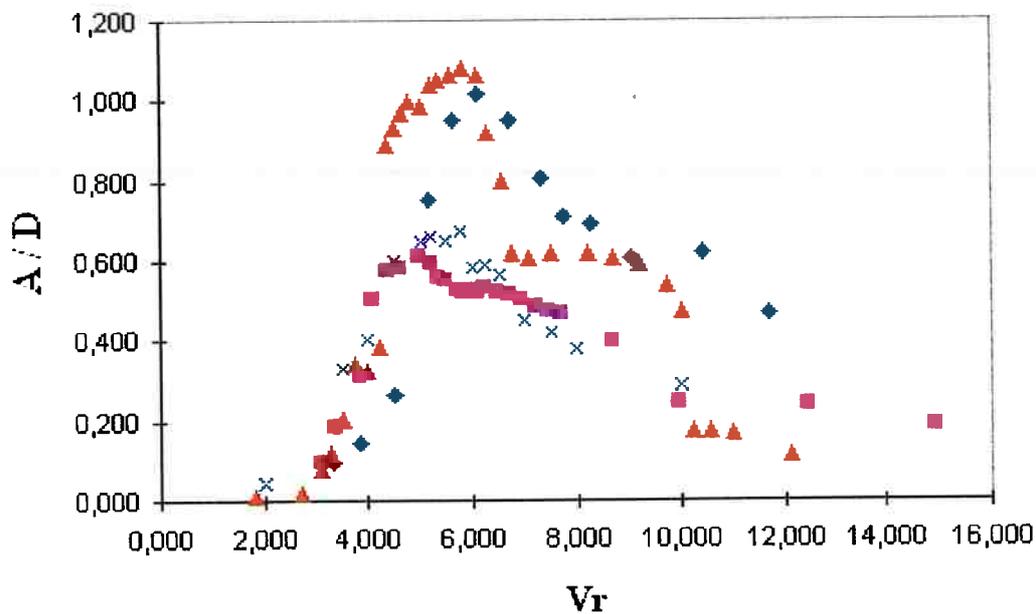


Figura 2.18: Amplitudes Adimensionais como função da Velocidade Reduzida. Resultados experimentais: ▲ por Khalak; Williamson (1996) e ◆ por Parra (1996). Resultados numéricos por Meneghini; Saltara; Bearman (1997): ■  $Re = 1000$  e X  $Re = 200$ .

Ainda que não seja apropriada a comparação entre regimes experimentais e numéricos, aparentemente distintos, torna-se possível a identificação de um comportamento global similar.

Nota-se ainda que os resultados experimentais exibem dois níveis de amplitude bastante nítidos ( $A / D \cong 1,0$  e  $A / D \cong 0,6$ ). No entanto, apenas o nível inferior é verificado nos resultados das simulações numéricas. Comportamento desta natureza não é exclusivo dos trabalhos conduzidos por Meneghini *et al.*, mas uma tônica entre todos as investigações desta natureza.

Segundo as próprias palavras de Meneghini: “..., it is of paramount importance that we are able to understand the physics of VIV in a much deeper sense than the one we current hold, and then to decrease all the uncertainty of determining the life span of elements subjected to VIV.” Meneghini *et al.* (2000).

Como a explicação para a inabilidade das simulações numéricas em reproduzir as grandes amplitudes de resposta ressonante ( $A / D$  da ordem 1) ainda não é conhecida, algumas justificativas têm sido aventadas:

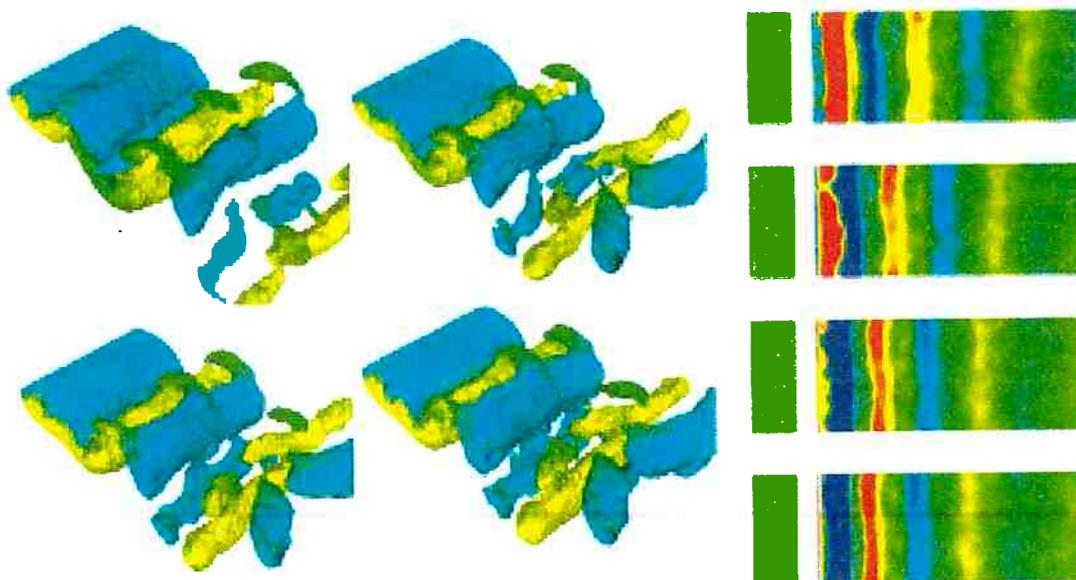
- A influência do número de Reynolds.
- O aspecto unidirecional das simulações (apenas oscilações transversais ao escoamento).
- O efeito memória do escoamento, quando as velocidades são modificadas.
- A influência da tridimensionalidade.

No que diz respeito a esta última justificativa, Siqueira (1999) iniciou algumas investigações, realizando simulações tridimensionais em baixo número de Reynolds ( $Re = 200$  e  $250$ ), baseado no “*Fractional Step Method*” com o “*Piecewise-linear Galerkin Finite Element Method*”. No entanto, não foram identificadas grandes amplitudes, ainda que tenham sido simulados apenas escoamentos de baixo número de Reynolds, portanto, bastante distintos das condições experimentais.

Exemplos destas simulações são apresentados na Figura 2.19, onde as visualizações tridimensionais dizem respeito ao campo de vorticidade à jusante de um cilindro circular fixo de comprimento  $L = 5D$ . Também são apresentados os respectivos

valores positivos e negativos dessa vorticidade ao longo do comprimento do cilindro. Estes resultados mostram que mesmo nas condições de baixo número de Reynolds é possível a identificação de efeitos tridimensionais. Porém a forma como estes afetam as forças agindo sobre o cilindro e, conseqüentemente, as amplitudes de oscilação, ainda necessitam ser explicadas.

Outros importantes resultados de simulações numérica podem ser encontrados em Blackburn; Karniadakis (1993), Newman; Karniadakis (1995, 1996 e 1997), Shiels *et al.* (1998), Evangelinos; Karniadakis (1998), Oliveira *et al.* (2000) e Oliveira; Sphaier (2001).



*Figura 2.19: Simulações Numéricas Tridimensionais em baixo número de Reynolds conduzidas por Siqueira (1999). À esquerda, isocontornos da vorticidade ao longo do cilindro ( $Re = 250$  e  $L = 5D$ ). À direita, os mesmos isocontornos vistos em corte.*

### 2.3.3 A Abordagem Experimental

Por fim, a terceira e última abordagem apresenta-se como fonte geradora de paradigmas para as anteriores, na medida em que experimentos cada vez mais elucidativos têm sido conduzidos com o objetivo de sanar eventuais dúvidas a respeito da física envolvida no fenômeno de VIV.

Essa compreensão da física fluido-elástica passa pelo reconhecimento e monitoramento de alguns parâmetros, conhecidamente importantes para o fenômeno, dentre eles: o número de Strouhal, a amplitude e frequência de resposta, o coeficiente de sustentação e o coeficiente de arrasto. Por sua vez, estes parâmetros dependem de outros relacionados com características do aparato experimental utilizado e do escoamento fluido no qual o cilindro é submetido, tais como: o número de Reynolds, a rugosidade superficial e o nível de turbulência.

Neste contexto, é praticamente inviável a condução de um único experimento, capaz de proporcionar simultâneo sensoriamento de todos esses parâmetros. Portanto, talvez seja esta a explicação para a enorme variedade de experimentos, geralmente específicos para a investigação de apenas parte de toda a rica dinâmica que envolve o fenômeno.

Como exemplo desta diversidade, a Tabela 2.1, extraída de Khalak; Williamson (1999), compara aparatos, regimes de escoamento, coeficientes de massa-amortecimento reduzido e amplitudes de resposta de várias concepções experimentais. Mais que isso, também incorporam nesta comparação os resultados numéricos mais importantes até aquele ano.

Segundo esta tabela, entre outros aspectos pode-se perceber a já citada inabilidade dos resultados numéricos em recuperar os mesmos níveis de amplitude experimental.

Além disso, verifica-se a participação de três trabalhos realizados pelo grupo de pesquisa da EPUSP nesta seleta compilação de resultados:

- O trabalho de cunho numérico que deu origem aos resultados apresentados nas Figuras 2.17 e 2.18, conduzido por Saltara (1999).
- A compilação de resultados apresentadas em Fugarra *et al.* (1998), esta baseada nos trabalhos experimentais de Parra (1996) com cilindros rígidos, nos trabalhos experimentais de Fugarra; Pesce; Parra (1998) com cilindros flexíveis e nas simulações numéricas de Meneghini; Bearman (1995).
- E o trabalho experimental baseado em cilindro flexível realizado por Pesce; Fugarra (1999, publicado em 2000).

Investigators	Year	Medium	Reynolds number	$m^*\zeta$	Peak (A/D)
<b>(A) Elastically mounted rigid cylinders</b>					
Angrilli <i>et al.</i>	1974	Water	2500–7000	0.049	0.54
Dean <i>et al.</i> <sup>1</sup>	1977	Water	2800–10200	0.0055	0.94
Moe & Overvik	1982	Water	6000–30000	0.013	1.09
Anand & Torum <sup>2</sup>	1985	Water	6500–35000	0.0132	1.07
Sarpkaya	1995	Water	6000–35000	0.052	0.95
Fujarra <i>et al.</i>	1998	Water	14410–50380	0.036	1.01
Gharib <i>et al.</i>	1998	Water	11000–40000	0.094	0.84
Vikestad	1998	Water	50000–100000	0.012	1.13
Hover <i>et al.</i> <sup>3</sup>	1998	Water	3800	0.04	0.80
<b>(B) Cantilevers</b>					
Vickery & Watkins <sup>4, 5</sup>	1964	Water	7000	0.0162	1.46
King <sup>5</sup>	1974	Water	6000–22500	0.032	1.60
Pesce & Fujarra <sup>5</sup>	1999	Water	6000–40000	0.016	1.32
<b>(C) Forced oscillations (Amplitude limit of positive excitation)</b>					
Mercier	1973	Water	2000–33000		1.10
Sarpkaya	1978	Water	5000–25000		0.90
Hover <i>et al.</i> <sup>3</sup>	1998	Water	3800		0.82
<b>(D) Low-Re experiments</b>					
Anagnostopoulos & Bearman	1992	Water	90–150	0.179	0.55
<b>(E) Direct numerical simulation (DNS)</b>					
Blackburn & Karniadakis <sup>6</sup>	1993	2-D code	200	0.012	0.64
Newman & Karniadakis <sup>6</sup>	1996	2-D code	100	0.00	0.65
Shiels <i>et al.</i>	1998	2-D code	100	0.00	0.59
Fujarra <i>et al.</i>	1998	2-D code	200	~ 0.015	0.61
Evangelinos & Karniadakis	1998	3-D code	1000	0.00	0.74
<b>(F) Large-Eddy-Simulation (LES)</b>					
Saltara <i>et al.</i>	1998	2-D code	1000	0.013	0.67

Notes regarding these collected data

<sup>1</sup> Amplitude response plots show multiple peaks, and large scatter.

<sup>2</sup> Cylinder oscillates vertically above a horizontal boundary, which is at three diameters below equilibrium position.

<sup>3</sup> “Virtual” free vibration experiments using force feedback.

<sup>4</sup> Vickery and Watkins performed experiments with cantilevers, and not pivoted cylinders (as usually quoted).

<sup>5</sup> The peak A/D here is less than the tip amplitude, and involves a scaling using a modal parameter as defined in Griffin, *et al.* (1975).

<sup>6</sup> X – Y motions were simulated (two degrees of freedom).

*Tabela 2.1: Comparação Numérico-Experimental entre alguns dos trabalhos conduzidos nas últimas três décadas. Tabela extraída de Khalak; Williamson (1999).*

Ainda de acordo com a Tabela 2.1, percebe-se que os experimentos podem ser agrupados segundo três concepções, quais sejam:

(A) Cilindros Rígidos Montados sobre Apoios Elásticos.

Trata de arranjos largamente utilizados que permitem investigações da interação fluido-estrutural de uma forma praticamente bidimensional, pois há pouca variação da resposta ressonante ao longo do comprimento, especialmente se forem tomados cuidados com efeitos de ponta (utilização de “*end plates*”).

Normalmente são caracterizados por baixos valores de amortecimento estrutural, dependendo do arranjo (montagem sobre mancais a ar), menores que as concepções flexíveis, proporcionando a investigação de grande parte dos aspectos discutidos.

Arranjos desta natureza podem ser encontrados, por exemplo, nos trabalhos de Khalak; Williamson (1996, 1997a, 1997b e 1999), Parra (1996) e Vikestad; Vandiver; Larsen (2000).

Segundo Chrissostomidis; Patrikalakis (1984), os arranjos com cilindro rígido montado sobre apoios elásticos podem ser usados para prever o fenômeno de vibrações induzidas pela emissão de vórtices em estruturas flexíveis desde que considerados os seguintes aspectos:

- Todo carregamento inerente aos arranjos com cilindro rígido e que não comparecem nos arranjos com modelo flexível devem ser desconsiderados.
- A correlação “*spanwise*” de força hidrodinâmica medida em um cilindro rígido, não pode modelar o efeito de movimento relativo entre diferentes seções de um cilindro flexível.

(B) Cilindros Flexíveis.

Trata daquela concepção que mais se aproxima das aplicações tecnológicas reais. São capazes de incorporar efeitos associados à tridimensionalidade do

escoamento e, usualmente, se fazem segundo dois tipos de disposição do modelo: a horizontal e a vertical (“*cantilever*”).

Em geral, as concepções experimentais elaboradas a partir de cilindros flexíveis também apresentam baixos valores de amortecimento.

Investigações bem conduzidas a partir da concepção flexível são encontradas, por exemplo, em Vickery; Watkins (1964), em King (1974) e em Chung (1987), onde cabos são ensaiados em “*shear flow*”.

### (C) Cilindros em oscilação forçada

Segundo Iwan; Blevins (1974), fundamentalmente não há distinção fluido-elástica entre um cilindro em oscilação forçada e um cilindro montado sobre apoios elásticos.

No entanto, sua grande vantagem reside no fato de possibilitar a realização de medidas de forças fluidas sobre o cilindro rígido como função de deslocamentos e freqüências de oscilação prescritas.

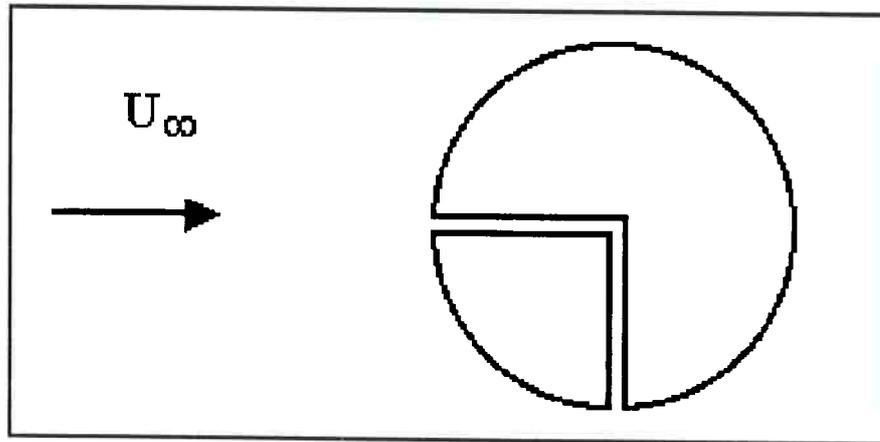
Desta forma, tem-se uma facilidade de análise dos efeitos de interação fluido-estrutural, com uma boa identificação de parâmetros importantes ao fenômeno.

Concepção desta natureza foi utilizada, por exemplo, em Parra; Aranha (1996), quando na calibração de parte dos parâmetros envolvidos com o modelo analítico-fenomenológico sugerido por aqueles autores.

Além destas três concepções de ensaio, também existem aquelas onde o cilindro é mantido estacionário. Trata-se de uma condição bastante estudada no início das investigações a respeito do fenômeno de VIV, principalmente para ensaios de visualização. Sua principal desvantagem é a desconsideração das interações fluido-estruturais. Extrapolações de resultados obtidos com cilindros estacionários para resultados onde haja liberdade de oscilação requerem cuidado.

Nas últimas décadas tem crescido o número de trabalhos experimentais preocupados com aspectos aplicados do fenômeno de VIV, especialmente aqueles voltados a sua

supressão. Trabalhos desta natureza podem ser encontrados, por exemplo, em Parra (1996) e Fernandes *et al.* (2000).



*Figura 2.20: Idéia Básica do Mecanismo de Supressão estudado por Fernandes et al. (2000). Dutos arranjados através do cilindro, de maneira a levar escoamentos de regiões de alta pressão (próximas ao ponto de estagnação) para regiões de baixa pressão (próxima aos pontos de separação).*





## Capítulo 3

# Motivação e Objetivos

Este capítulo busca estabelecer o foco das investigações contidas no texto, bem como os objetivos perseguidos.



### 3. MOTIVAÇÃO E OBJETIVOS

#### 3.1 O Acoplamento Modal

Antecedendo o atual trabalho de pesquisa, o programa de mestrado do autor foi marcado pelo estudo do fenômeno de VIV de um modelo flexível<sup>(1)</sup> engastado, ensaiado em água. A opção por esta configuração se deu pela sua maior semelhança com os reais desenvolvimentos tecnológicos, especialmente aqueles referentes à operação “*offshore*”, onde corpos muito esbeltos e de considerável flexibilidade são responsáveis pela prospecção e produção de petróleo em grandes profundidades.

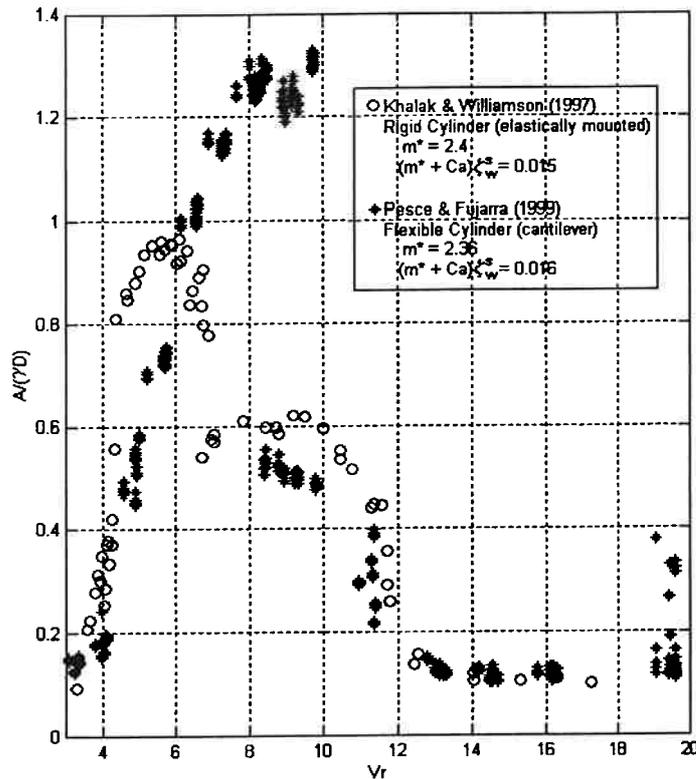
Inúmeras eram então as investigações encontradas a respeito de concepções experimentais baseadas em cilindros rígidos, porém, escassas aquelas referentes aos cilindros flexíveis, ainda mais sabendo que na água, onde a ação do fenômeno de VIV é mais coordenada, um cilindro flexível, mesmo estruturalmente mais complexo, deve caracterizar-se por um comportamento dinâmico globalmente semelhante ao apresentado por um cilindro rígido montado sobre apoio elástico.

Neste contexto, os experimentos conduzidos naquela oportunidade acabaram confirmando tal similaridade de comportamentos e permitiram a construção de gráficos como o apresentado na Figura 3.1, onde são comparadas amplitudes adimensionais de resposta como função da velocidade reduzida,  $V_r = U / (fnD)$ .

Nesta figura, ambas estruturas (modelo flexível para os ensaios na EPUSP – IPT e rígida montada sobre apoio elástico para os ensaios na Universidade de Cornell, resultados obtidos por Khalak e Williamson em trabalho de 1997) apresentaram parâmetros semelhantes de massa reduzida e de massa-amortecimento reduzido, o que as colocou em uma mesma base de comparação e proporcionou a identificação de uma faixa comum de resposta, bem como, valores de amplitude adimensional bastante próximos, no patamar imediatamente após o pico de resposta.

---

<sup>(1)</sup> Com axi-simetria geométrica e estrutural, esta última referindo-se a uma rigidez flexional no plano longitudinal aproximadamente igual à rigidez flexional no plano transversal ao escoamento ( $K_x \cong K_y$ ).



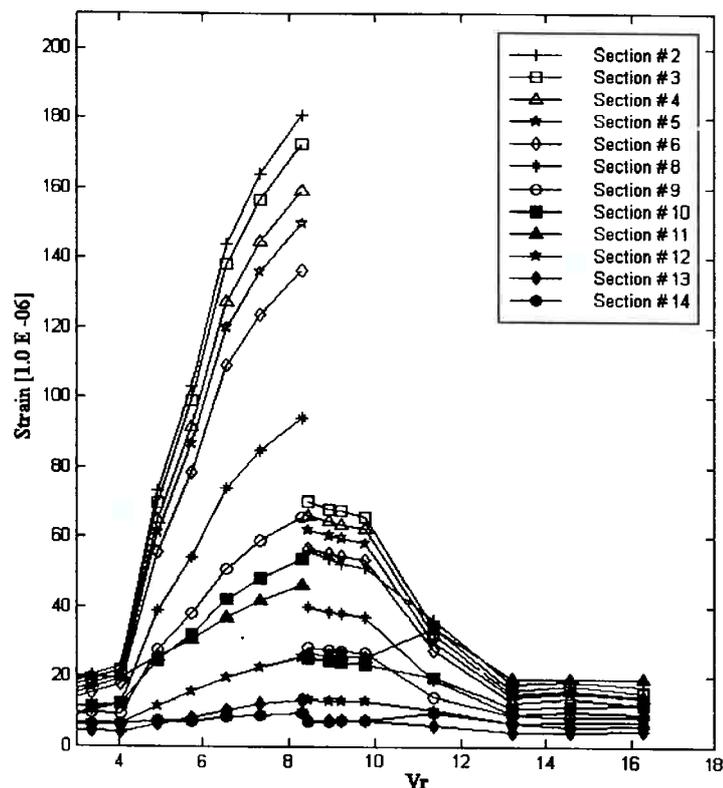
*Figura 3.1: Comparação entre Resultados Experimentais de Amplitude Adimensional versus Velocidade Reduzida: (\*) Resultados obtidos no Projeto Temático EPUSP-IPT, a partir de um modelo flexível; (o) Resultados obtidos na Universidade de Cornell, a partir de um modelo rígido elasticamente montado. Apesar de distintos os arranjos apresentam similaridade quanto aos parâmetros de Massa Reduzida,  $m^*$ , e Massa-Amortecimento Reduzido,  $(m^* + Ca) (\zeta^S)_{\text{água}}$ .*

Os mesmos experimentos com o modelo flexível mostraram quatro outros aspectos bastante distintos daqueles observado no modelo rígido, quais foram:

- 1) Uma amplificação do pico de resposta na faixa de “lock-in”.
- 2) Considerável “deslocamento” do pico da curva de resposta em direção aos valores mais altos de velocidade reduzida.
- 3) Bifurcação na dinâmica logo após o pico de resposta, ou seja, a coexistência de dois comportamentos completamente distintos em uma mesma região de velocidades reduzidas.
- 4) Identificação de um fenômeno de salto, inclusive registrado em algumas das corridas experimentais realizadas.

Desta forma, foram identificados dois tipos de comportamento dinâmico após o pico de resposta na faixa de “lock-in”.

Um primeiro, caracterizado por menores amplitudes de oscilação após a máxima amplitude, conforme mostrado na Figura 3.2, onde amplitudes de deformação por flexão para várias seções de instrumentação do modelo flexível são apresentadas como função da variação da velocidade reduzida.



*Figura 3.2: Amplitude de Deformação Flexional como função da Velocidade Reduzida  $V_r = U/(fnD)$  para 12 (doze) diferentes seções de instrumentação no modelo. Excitação apenas do 1º. modo transversal ao escoamento. Coerente decréscimo das deformações à medida que se aproximam da extremidade livre do modelo flexível.*

Cumprir destacar a excitação exclusiva do 1º modo de vibrar na direção transversal ao escoamento, bem como, o consistente decréscimo das curvas de resposta à medida que as leituras se aproximam da extremidade inferior do modelo, no caso, a extremidade livre do arranjo em balanço.

O segundo comportamento, ilustrado na Figura 3.3, trouxe uma resposta absolutamente semelhante à anterior a não ser pela região subsequente ao pico de “lock-in”, onde os valores de amplitudes foram muito superiores.

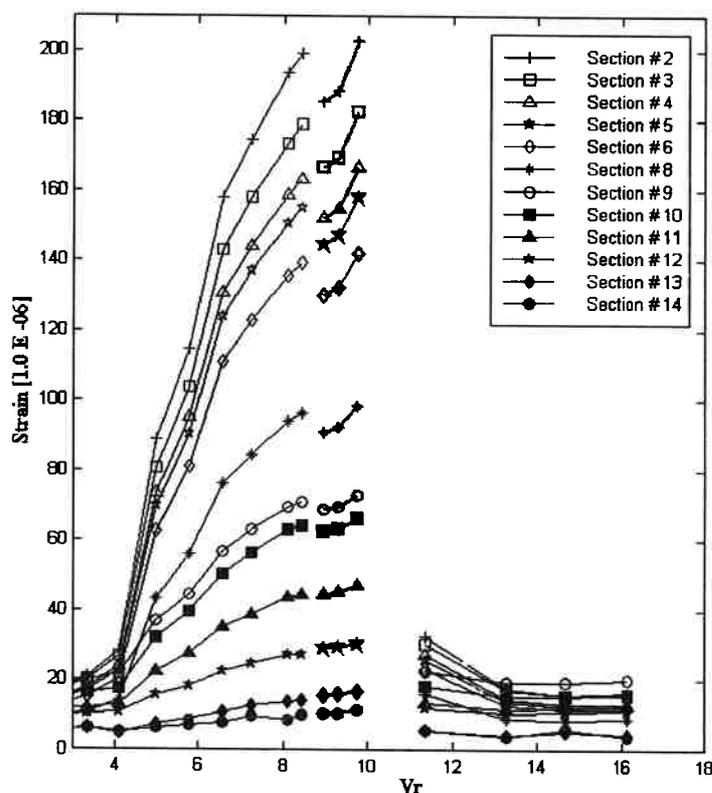


Figura 3.3: Amplitude de Deformação Flexional como função da Velocidade Reduzida  $V_r = U/(fnD)$  para as mesmas 12 (doze) seções de instrumentação no modelo. Aparecimento sistemático de um Ramo Distinto. Eventual excitação dos 1<sup>os</sup> Modos transversal e longitudinal ao escoamento. Novamente as deformações decrescem à medida que se aproximam da extremidade livre do modelo flexível.

A título de esclarecimento vale salientar que as várias curvas apresentadas na Figura 3.2 e na Figura 3.3 colapsam formando uma única curva, Figura 3.1, através da inferência das amplitudes na extremidade inferior do modelo, via clássica decomposição modal, comum à teoria de resistência dos materiais.

Buscando esclarecer esta evidente distinção, foram aventadas algumas hipóteses que justificassem a coexistência dos dois tipos de comportamentos.

Como primeira hipótese, acreditou-se que a distinção fosse devida aos diferentes padrões de emissão de vórtices, principalmente influenciados por efeitos tridimensionais atribuídos à ponta do modelo; conforme sugerido em publicações de Khalak; Williamson (1996 e 1997a,b) e em Kitagawa *et al.* (1997).

Por outro lado, uma segunda hipótese baseou-se na possibilidade de no *Ramo Distinto* o modelo não estar oscilando unicamente no 1º modo transversal ao escoamento, mas acoplando oscilações, tanto transversais quanto longitudinais ao escoamento incidente.

Portanto, foi exatamente neste ponto que se iniciou o presente programa de doutorado. Buscando-se investigar a simultaneidade e o acoplamento de modos naturais transversais e longitudinais ao escoamento, foram concebidos e executados os dois experimentos (I e II).

Mas qual a implicação prática do estudo de acoplamentos modais para as aplicações tecnológicas, especialmente as “offshore”?

Atualmente a operação “offshore” é rica em estruturas cilíndricas bastante esbeltas responsáveis pela união dos poços localizados no leito do oceano às unidades de produção da superfície. Geralmente, são estruturas lançadas em configuração de catenária, cuja rigidez flexional é essencialmente geométrica devida à tração que varia com a profundidade, portanto, com o peso próprio, Figura 3.4.

A curvatura se dá, essencialmente, no plano vertical.

Por outro lado, no plano do escoamento (no caso da Figura 3.4, direção x), a própria geometria da catenária impõe condição absolutamente distinta aos modos de vibrar, marcada por menores raios de curvatura junto ao leito do oceano e por uma provável proximidade entre frequências naturais dos modos longitudinais de maior ordem.

Espera-se, portanto, um rico pacote de frequências e seus sub-harmônicos intercalados, passíveis de simultânea excitação pelo fenômeno de VIV, não sendo raras situações onde um modo natural transversal tenha um sub-harmônico exatamente em uma das frequências naturais de um modo longitudinal ao escoamento.

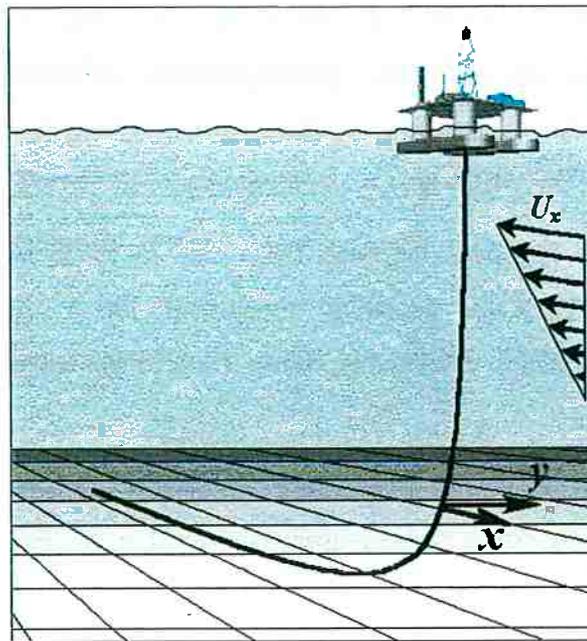


Figura 3.4: Ilustração de uma Configuração Típica de Lançamento em Catenária.  
 Detalhe das Direções Principais de Vibração Induzida pela Emissão de Vórtices:  
 direção do escoamento ( $x$ ) e direção transversal ao escoamento ( $y$ ).

Situações desta natureza ainda são facilitadas pelas flutuações nos esforços de arrasto ( $F_D$ ) que ocorrem com o dobro da frequência das flutuações nos esforços de sustentação ( $F_L$ ), de acordo com o padrão alternado da esteira de vórtices emitidos à jusante da estrutura cilíndrica.

<b>"STEEL CATENARY RISER"</b>	
Diâmetro externo [m]	0,27305
Diâmetro interno [m]	0,23653
Peso por unidade de comprimento [kN/m]	1,12412
Rigidez Flexional (EJ) [kNm <sup>2</sup> ]	25035
Rigidez Axial (EA) [kN]	3069391

Tabela 3.1: Principais Dados de um "Steel Catenary Riser – SCR" Típico.

A título de exemplo, considere-se o caso real de um "steel catenary riser – scr" apresentado na Tabela 3.1. Se a esta estrutura forem impostas as condições geométricas e ambientais de lançamento da Tabela 3.2, a solução do problema de autovalores associados a esta configuração remete aos resultados apresentados na Tabela 3.3.

<b>Condições Geométricas</b>	
Comprimento total [m]	3000
Ângulo de saída no TOPO [graus]	70
<b>Condições Ambientais</b>	
Lâmina d'água [m]	1000
Densidade da água [t/m <sup>3</sup> ]	1,024
Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]	9,807
Velocidade da Correnteza [m/s]	1

*Tabela 3.2: Principais Condições Geométricas e Ambientais de Lançamento*

A solução do problema de autovalores aqui apresentada foi obtida com a aplicação do código numérico POLIFLEX3D, atualmente em desenvolvimento na EPUSP e que, fazendo uso do Método de Elementos Finitos e inúmeros modelos especificamente desenvolvidos, resolve o problema da dinâmica tridimensional de linhas no domínio da frequência. Dentre outras tarefas, o POLIFLEX3D resolve com bastante propriedade o problema de autovalores exemplificado. Ver Santos (2002).

Com base na Tabela 3.3, nota-se uma grande proximidade das frequências naturais de ordem superior, bem como, uma sistemática alternância entre modos naturais transversais e longitudinais ao escoamento<sup>(2)</sup>, indo do 2º. ao 65º modo. Mais do que isso, nota-se também a ocorrência de modos longitudinais com frequências naturais aproximadamente iguais à sub-harmônicos de modos transversais e vice-versa, o que cria a possibilidade de oscilações acopladas entre modos de planos ortogonais, por exemplo:

$$f_{32y} \cong 0,334\text{Hz} \cong \frac{f_{65x}}{2} \quad \text{ou} \quad f_{39x} \cong 0,411\text{Hz} \cong \frac{f_{74y}}{2}.$$

---

<sup>(2)</sup> Perceba que a distinção entre transversal e longitudinal depende da correnteza incidente. Em um caso real, o perfil de velocidades de corrente não só varia em intensidade, como também em direção, à medida que se aproxima do leito do oceano.

Modo	Tn [s]	Direção	Modo	Tn [s]	Direção
<b>01</b>	<b>88,5153</b>	y	41	2,3194	x
<b>02</b>	<b>32,6284</b>	y	<b>42</b>	<b>2,2986</b>	y
03	27,7734	x	43	2,2117	x
<b>04</b>	<b>19,6864</b>	y	<b>44</b>	<b>2,1967</b>	y
05	17,4707	x	45	2,1264	x
<b>06</b>	<b>14,0821</b>	y	<b>46</b>	<b>2,1035</b>	y
07	12,4967	x	47	2,0450	x
<b>08</b>	<b>10,9594</b>	y	<b>48</b>	<b>2,0179</b>	y
09	9,9547	x	49	2,0016	x
<b>10</b>	<b>8,9697</b>	y	<b>50</b>	<b>1,9391</b>	y
11	8,1859	x	51	1,9296	x
<b>12</b>	<b>7,5913</b>	y	<b>52</b>	<b>1,8662</b>	y
13	7,0179	x	53	1,8638	x
<b>14</b>	<b>6,5800</b>	y	<b>54</b>	<b>1,7986</b>	y
15	6,1035	x	55	1,7943	x
<b>16</b>	<b>5,8066</b>	y	<b>56</b>	<b>1,7357</b>	y
17	5,4303	x	57	1,7328	x
<b>18</b>	<b>5,1959</b>	y	<b>58</b>	<b>1,6772</b>	y
19	4,8702	x	59	1,6727	x
<b>20</b>	<b>4,7015</b>	y	<b>60</b>	<b>1,6225</b>	y
21	4,4320	x	61	1,6182	x
<b>22</b>	<b>4,2930</b>	y	<b>62</b>	<b>1,5712</b>	y
23	4,0532	x	63	1,5656	x
<b>24</b>	<b>3,9499</b>	y	<b>64</b>	<b>1,5232</b>	y
25	3,7454	x	65	1,5167	x
<b>26</b>	<b>3,6577</b>	y	<b>66</b>	<b>1,4780</b>	y
27	3,4719	x	<b>67</b>	<b>1,4354</b>	y
<b>28</b>	<b>3,4057</b>	y	68	1,4289	x
29	3,2439	x	<b>69</b>	<b>1,3952</b>	y
<b>30</b>	<b>3,1863</b>	y	<b>70</b>	<b>1,3573</b>	y
31	3,0370	x	<b>71</b>	<b>1,3212</b>	y
<b>32</b>	<b>2,9935</b>	y	<b>72</b>	<b>1,2870</b>	y
33	2,8617	x	<b>73</b>	<b>1,2550</b>	y
<b>34</b>	<b>2,8227</b>	y	<b>74</b>	<b>1,2229</b>	y
35	2,6995	x	<b>75</b>	<b>1,1856</b>	y
<b>36</b>	<b>2,6704</b>	y	<b>76</b>	<b>1,1410</b>	y
37	2,5610	x	<b>77</b>	<b>1,0911</b>	y
<b>38</b>	<b>2,5338</b>	y	<b>78</b>	<b>1,0387</b>	y
39	2,4302	x	<b>79</b>	<b>0,9859</b>	y
<b>40</b>	<b>2,4104</b>	y	<b>80</b>	<b>0,9345</b>	y

Tabela 3.3: Solução do Problema de Autovalores Proposto. Resultados obtidos com o Código POLIFLEX3D. Em negrito os autovalores fora do plano da catenária.

Desta forma, percebe-se que, tão importante quanto estudar o acoplamento modal em um mesmo plano, o acoplamento entre modos contidos em planos ortogonais deve merecer igual atenção, haja vista a sua potencial relação com o sistemático aparecimento do “ramo distinto” apresentado na Figura 3.3, ou seja, sua potencial relação com a possibilidade de oscilações acopladas de grande amplitude perdurarem por faixas maiores de velocidades.

Trata-se, portanto, de um assunto em evidência e de fundamental importância para os atuais estudos dos renomados grupos de pesquisa em fluido-elasticidade, como mostra o seguinte trecho retirado do prefácio da edição especial do “*Journal of Fluids and Structures*”, volumes 3 e 4 de Março de 2001:

*“Much is know about VIV of structures in air where mass ratios are high. Offshore oil production has stimulated an interest in large amplitude VIV for cylinders with mass ratios near unity. A number of new phenomena have been observed, including different modes of shedding, and distinct branches to the response curve of amplitude versus normalized velocity.”*

Aproveitando a oportunidade, os resultados contidos no capítulo 4 desta tese deram origem ao trabalho: Fajarra *et al.* (2001) “*Vortex-induced vibrations of a flexible cantilever*”, convidado a fazer parte dessa edição especial, o que contribuiu para um importante intercâmbio científico.

### **3.2 Adequação dos Modelos Analíticos**

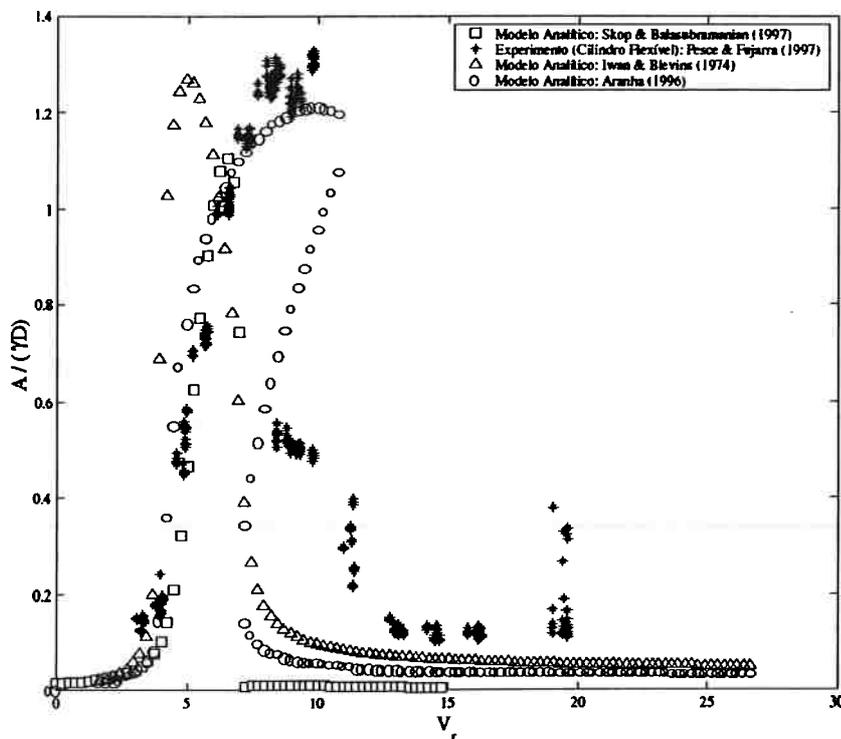
Outra importante fonte de motivação, e esta mais relacionada com as predições analíticas, refere-se à seguinte questão:

Por que os inúmeros modelos analíticos até então propostos têm dificuldade em emular o comportamento do fenômeno de VIV no patamar imediatamente após o pico de “lock-in”?

Esta questão é bem ilustrada quando são analisados gráficos como o da Figura 3.5, onde os resultados experimentais da Figura 3.1 são confrontados com pelo menos três dos mais importantes modelos analíticos conhecidos.

Cabe destacar que os modelos analíticos mostrados fazem uso de dois osciladores acoplados, sendo um deles o clássico oscilador de Van der Pol representando a dinâmica do fluido e, o outro, um oscilador linear típico, para a dinâmica da estrutura.

Ambos, modelo de Iwan e Blevins e modelo proposto por Aranha são similares. Este último, porém, incorpora termos de ordem superior (3ª. ordem) à parcela de restauração do seu oscilador fluido, capazes de emularem o comportamento de histerese originalmente verificado nos trabalhos de Feng (1968).



*Figura 3.5: Comparação Analítico-Experimental das Amplitudes Adimensionais de Resposta, como função da variação da Velocidade Reduzida. (\*) Resultados Experimentais obtidos no Projeto Temático EPUSP-IPT, a partir de um modelo flexível; Resultados Analíticos obtidos com: ( $\Delta$ ) o Modelo de Iwan e Blevins (1974); (o) de Parra e Aranha (1996) e ( $\square$ ) de Skop e Balasubramanian (1997).*

Já o modelo proposto por Skop e Balasubramanian faz uso de um termo na parcela que acopla os osciladores (“stall term”), segundo os autores, capaz de promover um melhor autocontrole das amplitudes pela inclusão de amortecimento adicional na

região imediatamente após o pico de resposta. Este termo explica o abrupto decréscimo da curva de amplitude, logo após o pico ressonante.

De qualquer forma, esquecendo-se o diferencial com relação à máxima amplitude de resposta e seu correto posicionamento, muito embora a máxima amplitude de resposta seja razoavelmente bem avaliada, os três modelos mostram uma inabilidade em recuperar o comportamento dinâmico do fenômeno logo após o pico de resposta ressonante.

Conforme apresentado no capítulo anterior, sabe-se de um problema distinto de engenharia oceânica, a interação de corpos flutuantes com ondas de superfície, em que amortecimento por radiação e massa adicional são fortemente dependentes da frequência imposta ao sistema, Faltinsen (1990). Analogamente, no presente problema, esse comportamento acaba por distorcer o aspecto geral da curva de resposta, promovendo inclusive patamares de resposta, como o “*lower branch*” da resposta em VIV.

Naquele caso de sistemas flutuantes, particularmente na análise do movimento de “*heave*”, sabe-se, ainda, que o aparecimento dos referidos patamares está intimamente relacionado às mudanças de fase de resposta, na medida em que sua passagem para o regime de antifase (de  $0^\circ$  para  $180^\circ$ ) não mais se processa de forma abrupta e sim, através de patamares intermediários.

Se a esta analogia forem incorporados os comentários de outro trecho do já citado prefácio, “*Journal of Fluids and Structures*”, volumes 3 e 4 de Março de 2001: “*For low mass ratios, the so-called added mass component provided by the fluid has a significant effect on oscillation frequency and is found to vary with normalized velocity, as might be expected. These findings provoked extensive and remarkably lively discussion at the conference on the meanings of added mass and whether it should be considered in its ideal flow sense, or whether it should be defined as the component of the total fluid force in phase with acceleration.*”, tem-se uma nova motivação para os trabalhos da tese, especialmente aqueles contidos nos capítulos 5 e 6, na medida em que se espera uma direta relação entre a ocorrência do patamar com a variação da massa adicional em função da velocidade reduzida.

Comprovação desta natureza tem impacto direto no que diz respeito à melhoria dos modelos analíticos e, portanto, para a melhor predição do fenômeno de VIV, contida na maioria dos códigos de análise da dinâmica de linhas “*offshore*”. Além disso, de maneira indireta, acaba trazendo subsídios analítico-experimentais para melhor interpretação e eventuais modificações, e inclusões nos códigos de CFD, haja vista a atual impossibilidade de recuperação numérica das amplitudes do pico de resposta ( $A/D \cong 1$ ), sistematicamente verificada em todos os códigos numéricos.

### 3.3 Objetivos

Com base na motivação apresentada, a presente tese tem, como mais importantes, os seguintes objetivos:

- 1) Conceber e executar experimentos que possibilitem melhor compreensão do acoplamento modal, sendo dada prioridade à simultaneidade entre o primeiro modo transversal e o primeiro modo longitudinal ao escoamento.
- 2) Através de distintos arranjos experimentais, procurar estabelecer uma relação entre o grau de assimetria estrutural e a ocorrência de possíveis ramos de resposta referentes a uma dinâmica acoplada.
- 3) Empregando procedimentos experimentais adequadamente desenvolvidos, identificar e quantificar a dependência da massa adicional com a variação da velocidade de escoamento, portanto, com os distintos regimes de emissão na faixa de “*lock-in*”.
- 4) Utilizando uma abordagem analítico-experimental, estudar e propor adequações aos modelos fenomenológicos, procurando uma maior fidelidade na predição de toda a faixa de “*lock-in*”, especialmente no que se refere à atual inabilidade dos modelos fenomenológicos em emular o patamar imediatamente após o pico de resposta ressonante, possivelmente relacionada com a referida dependência da massa adicional com a velocidade do escoamento.

Da mesma forma, são também objetivos deste trabalho:

- 5) Nos casos onde os arranjos experimentais tenham equivalentes resultados na literatura pertinente ao assunto VIV, realizar rigoroso trabalho comparativo, como forma de se sedimentar conceitos e aprimorar os procedimentos experimentais e de análise.
- 6) Para os aparatos experimentais, procurar agregar maior gama de monitoração e análise sobre os parâmetros envolvidos, como forma de garantir a condição de paradigma face às possíveis comparações com resultados advindos de estudos numéricos e/ou analíticos.

- 7) Dentre os arranjos experimentais a serem estudados, sempre que possível, buscar uma maior similaridade com os casos tecnológicos, por exemplo, as estruturas flexíveis, mais adequadas à realidade da produção de petróleo *“offshore”*.



## Capítulo 4

# Experimento I

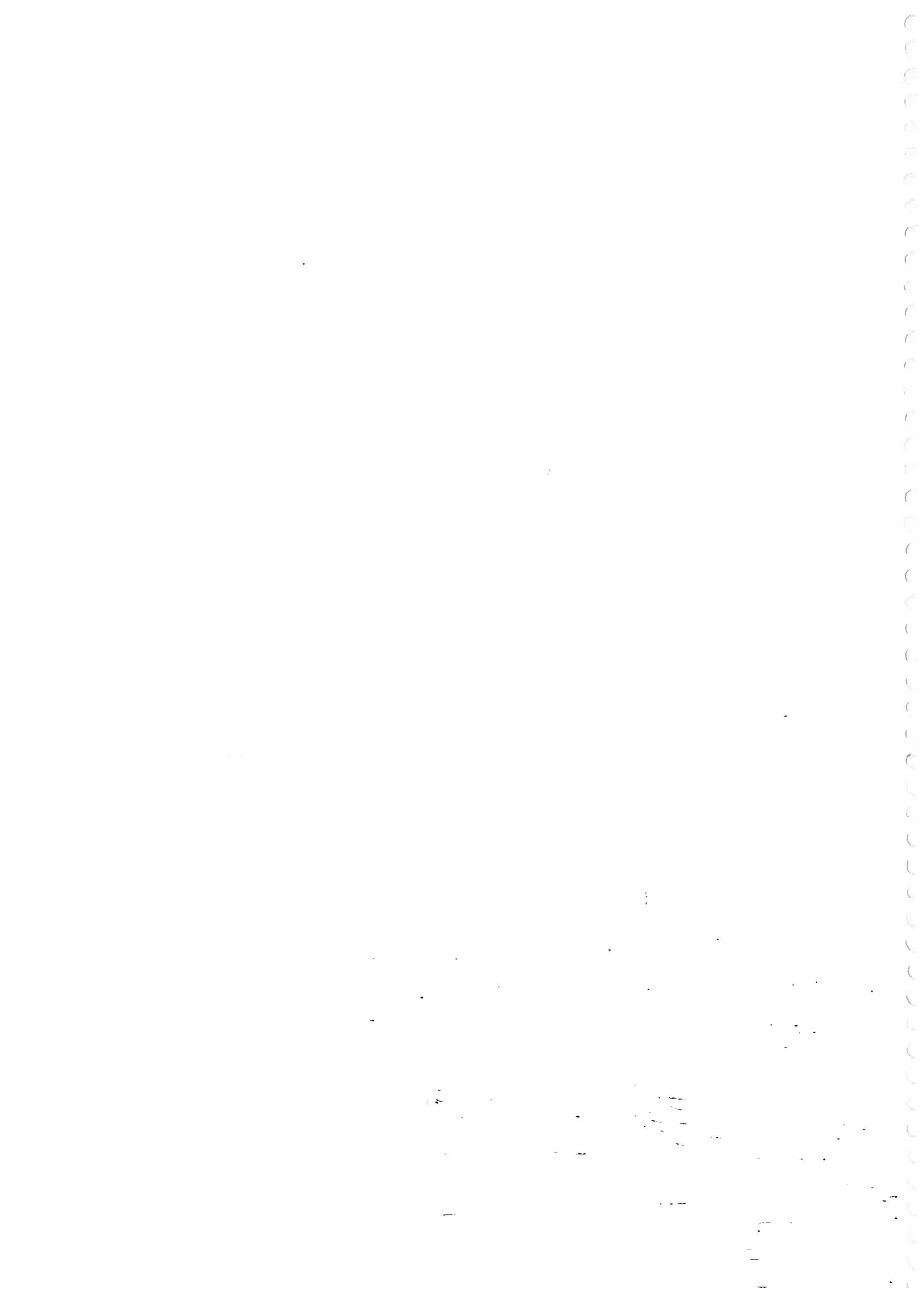
## *Modelo Flexível*

O que sinteticamente se denominou de Experimento I, corresponde a um extenso conjunto de experimentos conduzidos a partir de uma nova concepção de modelo flexível, caracterizado por uma assimetria hidrodinâmica associada a uma assimetria estrutural e ensaiado em canais de água circulante.

Neste contexto, foram detalhadas a concepção e caracterização deste modelo; descritas todas as atividades experimentais, bem como, apresentados e discutidos os resultados obtidos.

A consistência dos resultados obtidos em instituições diferentes e sob técnicas de abordagem distintas é destaque neste Experimento I.

Além disso, interessantes e sistemáticos comportamentos dinâmicos marcados pelo acoplamento modal são registrados e discutidos.



## 4. EXPERIMENTO I

Conforme mencionado na introdução, um primeiro conjunto de ensaios, denominado de Experimento I, foi conduzido com o objetivo de investigar o acoplamento modal, especificamente aquele marcado pela simultaneidade de ocorrência de vibração nos primeiros modos naturais em cada direção de oscilação: longitudinal ( $x$ ) e transversal ( $y$ ) ao escoamento incidente.

Teve como mérito a possibilidade de se averiguar a consistência dos resultados, fruto da oportunidade de execução em âmbito multi-institucional.

Desta forma, a primeira seção deste capítulo diz respeito ao contexto a partir do qual todo o processo de concepção foi embasado.

Em seguida, uma detalhada seção de caracterização experimental é desenvolvida, onde os principais parâmetros de interesse à dinâmica do fenômeno de VIV são determinados.

Por sua vez, nas seções 4.3 e 4.4 as atividades experimentais em canal de água circulante (na Universidade de Michigan e na Universidade de Cornell) são descritas, bem como apresentados todos os resultados obtidos a partir das mesmas.

Finalmente, à luz das discussões, na seção 4.5 foram traçadas as diretrizes investigativas para as atividades experimentais contidas no capítulo seguinte.

### ***4.1 Contexto da Concepção***

Resultados obtidos e publicados a partir do programa de mestrado proporcionaram a oportunidade de colocar o grupo de pesquisa da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo – EPUSP em estreito contato com o Prof. Dr. Charles Williamson da Universidade de Cornell, pesquisador chefe dos Laboratórios de Pesquisa em Dinâmica dos Fluidos do “*Department of Mechanical & Aerospace Engineering*”.

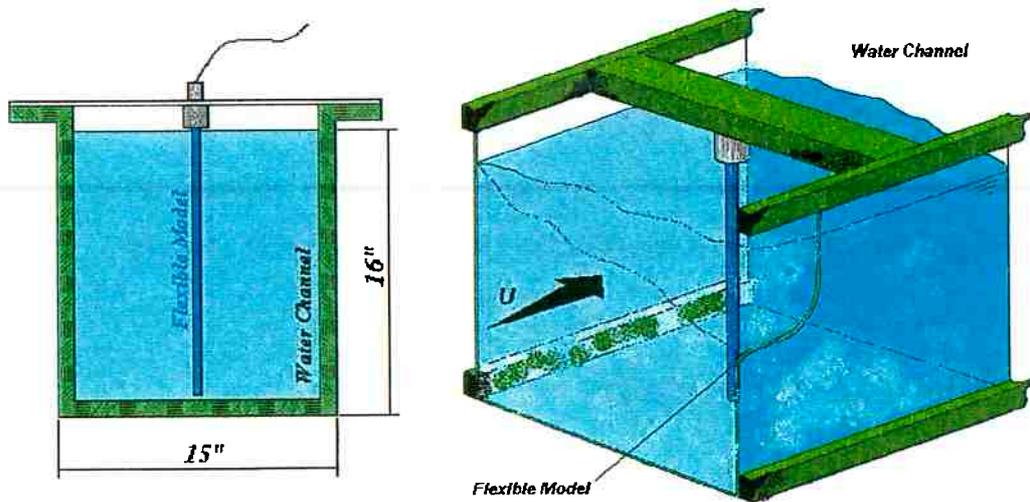
Fruto daquele contato veio o convite para que o grupo da EPUSP desenvolvesse ensaios na Universidade de Cornell. Os ensaios teriam como vertente principal a

realização de medições diretas do fenômeno de VIV sobre um modelo flexível imerso em água através de técnicas de medição a laser.

Como oportunidade paralela, o Departamento de Engenharia Naval e Oceânica da EPUSP firmou convênio de cooperação científica com o “*Department of Naval Architecture and Marine Engineering – NA&ME*” da Universidade de Michigan, o que acabou também disponibilizando os laboratórios daquela instituição.

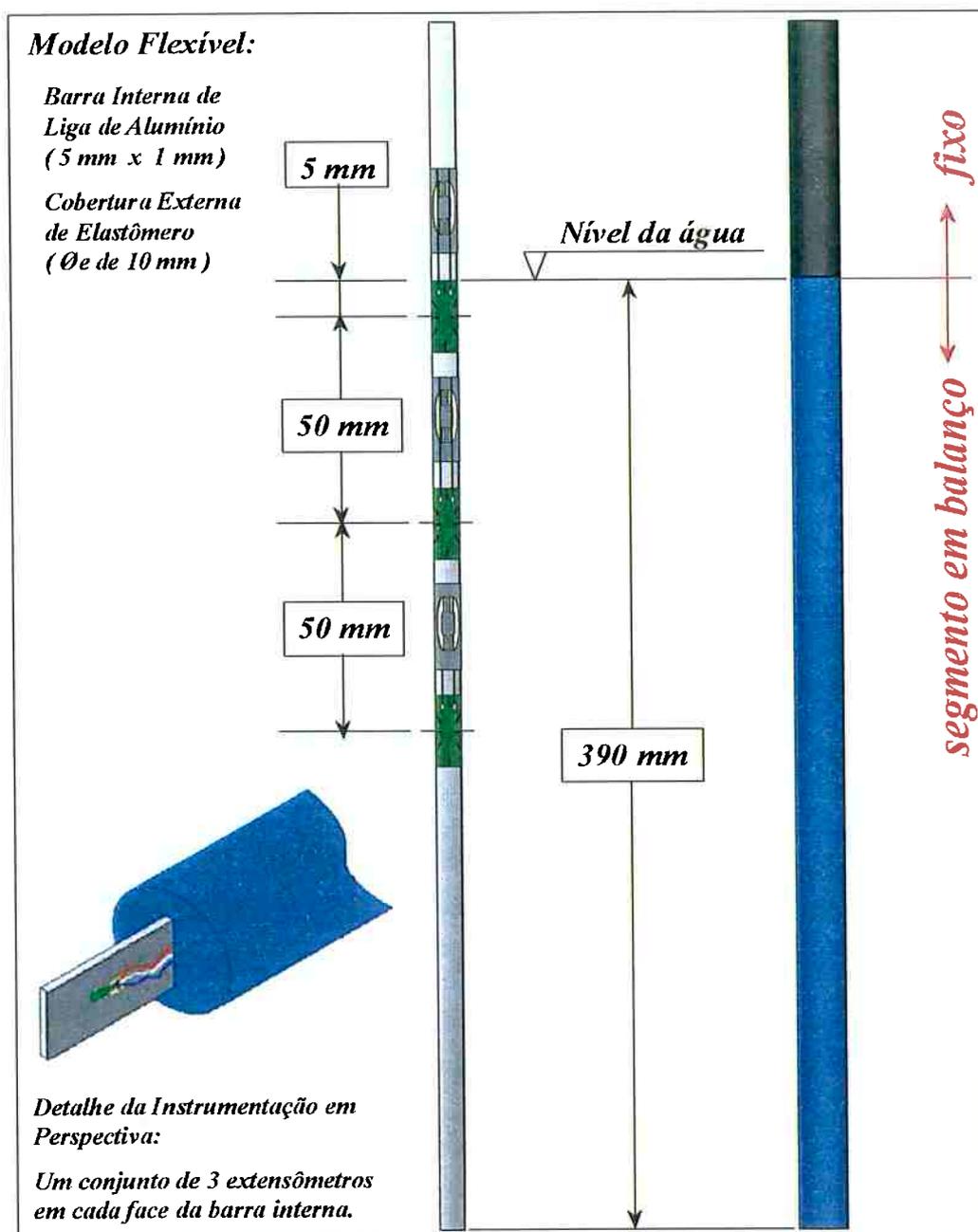
Neste contexto, foi concebido um novo modelo flexível capaz de se adequar aos gabaritos de ambas as instituições citadas.

Tratando-se de canais de reduzidas dimensões (em Cornell: 15 x 16in, ver Figura 4.1) e partindo da premissa de se abrigar uma extensometria interna para medições indiretas via teoria estrutural, foi desenvolvido um modelo de grande flexibilidade através de um arranjo estrutural composto por uma barra metálica interna (seção transversal de  $5 \times 1\text{mm}$  em liga de alumínio) e por uma cobertura cilíndrica circular obtida por injeção de um molde bipartido ( $\varnothing = 10\text{mm}$  em elastômero).



*Figura 4.1: Arranjo Esquemático do Modelo no Canal de Água Circulante. Gabaritos da Universidade de Cornell.*

Na Figura 4.2 ilustra-se o arranjo desta concepção, destacando-se a presença da extensometria interna, composta por uma seqüência de 3 (três) pares de extensômetros devidamente alinhados em cada lado da barra metálica interna.



*Figura 4.2: Arranjo Esquemático do Modelo Flexível ensaiado nas Universidades de Michigan, Cornell e São Paulo.*

É importante salientar que a opção por este tipo de concepção levou em consideração inúmeros aspectos construtivos e da própria dinâmica do fenômeno, dentre os quais destacam-se:

- a) Balanço entre suscetibilidade ao fenômeno e restrições geométricas e de vazão dos canais;

- b) Necessidade da manutenção de uma geometria uniforme e bem conhecida ao longo de todo o comprimento do modelo;
- c) Viabilidade construtiva;
- d) Garantia da estanqueidade da instrumentação interna, haja vista a execução dos ensaios em água.

E mais importante do ponto de vista experimental:

- e) Estabelecer uma assimetria estrutural de tal forma que as frequências naturais no plano transversal ao escoamento, neste caso a direção de menor rigidez flexional, fossem absolutamente distintas das frequências na direção ortogonal. Esta consideração pautou-se pela busca em criar um quadro de melhor identificação do acoplamento entre modos de vibrar.

Sob estes aspectos foi construído o modelo flexível descrito e iniciado um conjunto de procedimentos experimentais de identificação de seus parâmetros mais importantes.

Foram identificadas suas frequências naturais, determinados os coeficientes de amortecimento, a rigidez flexional em ambos os planos, a massa distribuída, bem como auferidos outros parâmetros importantes, dentre os quais: o coeficiente de massa adicional, o coeficiente de massa reduzido ( $m^*$ ) e o coeficiente massa-amortecimento reduzido ( $m^*\zeta$ ), em velocidade nula de escoamento.

## ***4.2 Caracterização do Modelo***

Nesta seção são apresentados os parâmetros mencionados, juntamente com os procedimentos experimentais adotados na determinação dos mesmos.

### ***4.2.1 Identificação das Frequências Naturais***

Como primeira tarefa da caracterização, foram realizados ensaios de decaimento.

Para tanto, o modelo foi disposto na configuração de balanço vertical, ou seja, a mesma encontrada nos experimentos em canal de água circulante, porém sem a incidência de qualquer tipo de escoamento fluido ( $U = 0$ ).

O objetivo foi a identificação das frequências naturais da estrutura estudada, importantes no processo de explicação dos valores efetivamente encontrados durante a ocorrência do fenômeno de VIV sobre o modelo flexível. Outra característica importante na identificação das frequências naturais diz respeito ao fato de servirem como base de inferência indireta de parâmetros como o coeficiente de massa adicional seccional, através da aplicação da clássica teoria de dinâmica de estruturas.

Desta forma, foram realizados ensaios na água e no ar, sempre respeitando procedimentos experimentais de amostragem e filtragem dos registros, de tal forma a não comprometer os resultados finais das análises.

Estes ensaios foram realizados no Laboratório de Engenharia Naval da EPUSP e contaram com material e assessoria técnica disponíveis no mesmo.

Os registros temporais foram feitos a partir da extensometria disposta sobre a barra metálica interna, sendo alguns dos mesmos apresentados e comentados mais adiante.

Para a excitação do modelo, foram adotados: impactos desferidos ao longo de seu comprimento e/ou deslocamentos impostos à extremidade inferior do modelo. Sabendo-se ainda que, em virtude de sua construção, o modelo apresenta uma rigidez flexional diferenciada nos planos de oscilação, o que é verificado através da Figura 4.3, a excitação também se processou segundo esta distinção.



*Figura 4.3: Detalhe da Seção Transversal Interna do Modelo Flexível. Note a Assimetria Estrutural aliada à Simetria Geométrica.*

Da teoria de estruturas flexíveis, sabe-se que as frequências naturais de uma viga engastada em balanço são dadas por:

$$f_n = \frac{\alpha_n^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{mL^4}}. \quad (4.1)$$

Onde:  $(EI)$  é a rigidez flexional;  $(m)$  é a massa por unidade de comprimento;  $(L)$  é o comprimento em balanço, neste caso,  $L = 390\text{mm}$  e  $(\alpha_n)$  é um coeficiente específico para cada modo natural de vibrar ( $\alpha_1=1,8751$ ;  $\alpha_2=4,6941$  e  $\alpha_3=7,8548$ ).

Valendo-se desta equação e adotando-se os parâmetros da Tabela 4.1 como representativos dos materiais que compõem o modelo flexível em estudo, tornou-se possível a construção da Tabela 4.2, onde são apresentadas as frequências naturais (três primeiras) para os dois planos distintos de oscilação.

Barra de Alumínio Interna	Elastômero
Módulo de Elasticidade: $E = 70\text{GPa}$	Módulo de Elasticidade: $E = 0,05\text{GPa}$
Massa específica: $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$	Massa específica: $\rho = 1200 \text{ kg/m}^3$
Largura e Espessura: $5 \times 1\text{mm}$	Diâmetro Externo: $10\text{mm}$

Tabela 4.1: Parâmetros Físico-Mecânicos Nominais adotados para os Materiais que compõem o Modelo Flexível.

Meio	Frequências Analíticas			
	f <sub>ly</sub> [Hz]	f <sub>lx</sub> [Hz]	f <sub>2y</sub> [Hz]	f <sub>3y</sub> [Hz]
Água	2,01	7,52	12,58	35,23
Ar	2,67	10,01	16,75	46,90

Tabela 4.2: Resultados Analíticos para as Frequências Naturais do Modelo Flexível em Balanço:  $(f_{nx})$  frequências naturais na direção  $x$ , neste caso, longitudinal ao escoamento e  $(f_{ny})$  frequências naturais na direção  $y$ , transversal ao escoamento.

Cumprir destacar que para estes resultados analíticos em água foi utilizado um coeficiente de massa adicional seccional unitário, ou seja,  $(C_a = 1)$ , maiores comentários sendo apresentados mais adiante.

Por outro lado, utilizando-se a clássica teoria de processamento de sinais, foi elaborada uma rotina em ambiente *MATLAB* para a identificação experimental das respectivas frequências naturais.

Através desta rotina foi possível a construção da Tabela 4.3, onde os resultados dizem respeito aos ensaios na água.

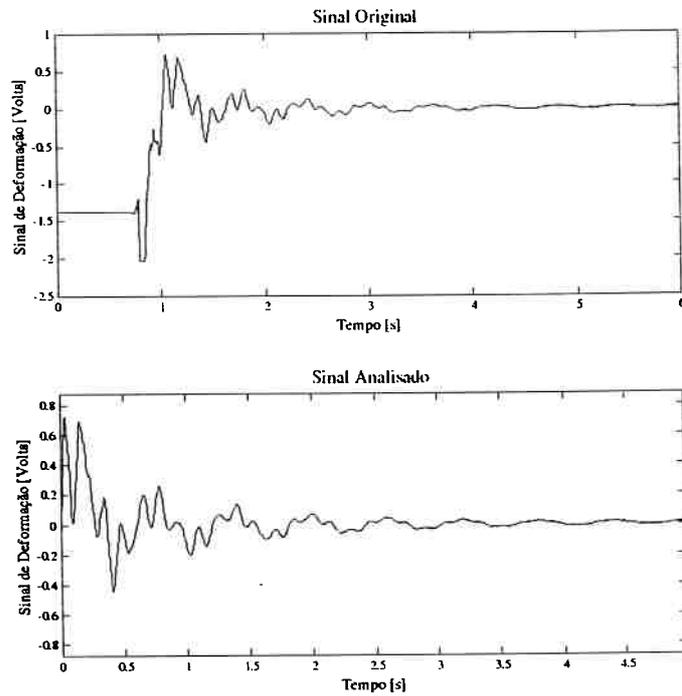
Ensaio	Frequências Experimentais na Água			
	f <sub>1y</sub> [Hz]	f <sub>1x</sub> [Hz]	f <sub>2y</sub> [Hz]	f <sub>3y</sub> [Hz]
01	1,63	6,59	9,57	25,19
02	1,69	6,57	9,57	---
03	1,54	6,69	9,61	25,22
04	1,57	6,67	9,52	25,22
05	1,61	6,63	9,44	25,11
06	1,68	6,52	9,47	---
07	1,56	6,59	9,53	---
08	1,69	6,58	9,40	25,18
09	1,65	6,62	9,56	25,19
<b>Médias</b>	<b>1,62</b>	<b>6,61</b>	<b>9,52</b>	<b>25,19</b>

Tabela 4.3: Frequências Naturais Identificadas nos Ensaios na Água ( $U = 0$ ).

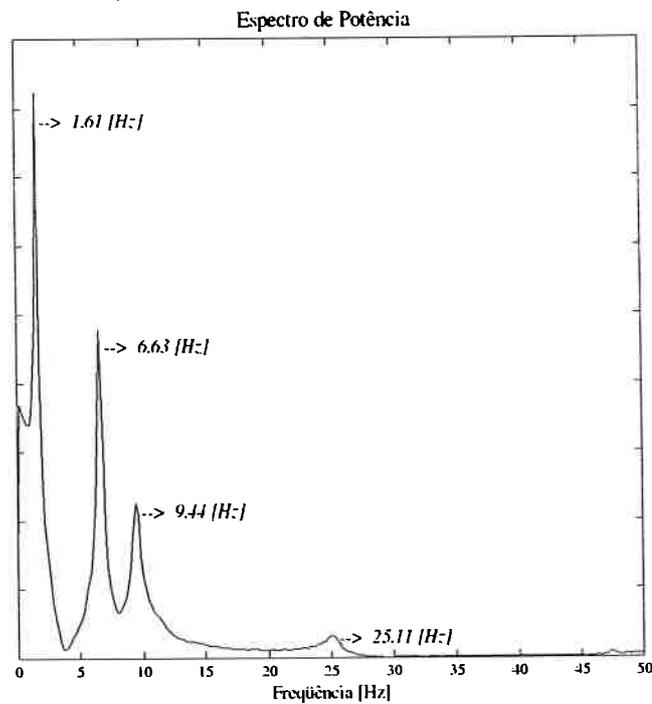
A Figura 4.4 traz um exemplo destes ensaios na água. Nesta figura pode-se ver o sinal originalmente registrado, bem como o sinal efetivamente trabalhado levando-se em consideração apenas o trecho de interesse.

A Figura 4.5 apresenta o respectivo espectro de potência, onde se pode verificar a boa distinção quanto às frequências registradas. Neste espectro, são identificadas as três primeiras frequências naturais na direção de menor rigidez flexional (direção y) e também a primeira frequência na direção de maior rigidez flexional (direção x).

Pode-se assegurar considerável grau de certeza quanto à natureza desta última identificação, visto que a relação entre resultados de rigidez flexional ( $EI_x \cong 18,9 EI_y$ , mais adiante apresentada) prevê a ocorrência de um primeiro modo de vibrar na direção x com frequência aproximada de 7Hz.



*Figura 4.4: Ensaio 05 na Água. No gráfico superior, o Registro Temporal Original de Decaimento e, no gráfico inferior, apenas o trecho de interesse.*



*Figura 4.5: Espectro de Potência do Ensaio de Decaimento 05 na Água.*

Analogamente, a Tabela 4.4 traz os resultados de identificação das frequências naturais obtidas nos ensaios no ar. Também neste caso foram identificados os mesmos modos de vibrar.

A Figura 4.6 e a Figura 4.7 trazem, respectivamente, um registro de decaimento no ar e seu espectro de potência, ambos obtidos sob o mesmo procedimento adotado para o caso anterior, em água.

<b>Frequências Experimentais no Ar</b>				
<b>Ensaio</b>	<b>f<sub>1y</sub> [Hz]</b>	<b>f<sub>1x</sub> [Hz]</b>	<b>f<sub>2y</sub> [Hz]</b>	<b>f<sub>3y</sub> [Hz]</b>
01	2,37	8,83	12,50	---
02	2,30	8,84	---	---
03	2,35	8,85	13,41	33,17
04	2,33	8,88	12,61	33,10
05	2,32	8,77	12,60	---
06	2,34	---	12,60	---
07	2,29	---	12,64	---
08	2,38	8,89	12,65	33,09
09	2,33	8,69	12,57	
10	2,40	8,88	12,73	33,04
11	2,37	8,92	12,73	33,22
12	2,35	8,92	12,66	33,09
13	2,31	8,88	12,66	33,22
<b>Médias</b>	<b>2,34</b>	<b>8,85</b>	<b>12,70</b>	<b>33,13</b>

*Tabela 4.4: Frequências Naturais Identificadas nos Ensaio no Ar.*

Novamente percebe-se a boa identificação das frequências naturais de interesse e o suficiente “afastamento” entre as mesmas, o que contribuiu para sua identificação sem a utilização de métodos mais elaborados.

Com base na inferências analíticas e nos resultados experimentais apresentados, foi possível a construção da Tabela 4.5.

Comparando os resultados, quer seja na direção de maior rigidez flexional, quer na direção de menor rigidez flexional, percebem-se consideráveis diferenças percentuais, possivelmente atribuídas a um dos (ou mesmo todos os) seguintes aspectos:

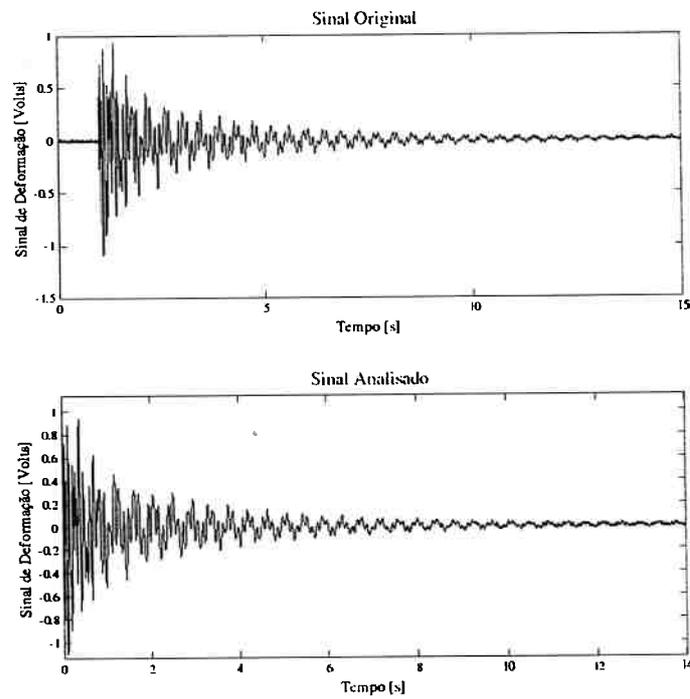


Figura 4.6: Ensaio 12 no Ar. No gráfico superior, o Registro Temporal Original de Decaimento e, no gráfico inferior, apenas o trecho de interesse.

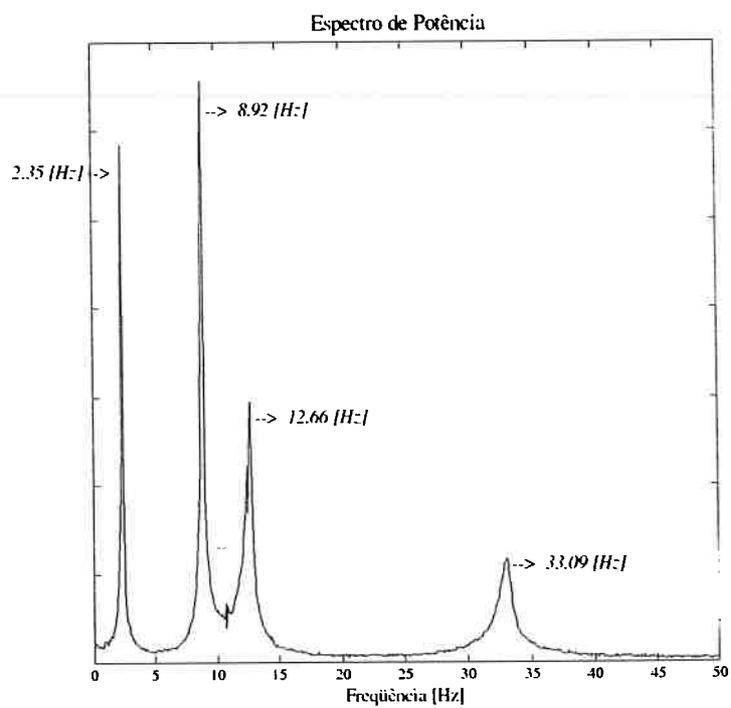


Figura 4.7: Espectro de Potência do Ensaio de Decaimento 12 no Ar.

- a) O valor de massa específica do elastômero empregado ( $\rho = 1200\text{kg/m}^3$ ) apresentar considerável discrepância quando comparado com aquele efetivamente presente no modelo.
- b) Também o valor do módulo de elasticidade do elastômero ( $E = 0,05\text{GPa}$ ) não corresponder ao valor no modelo.
- c) Nas inferências analíticas assumir-se um coeficiente de massa adicional seccional unitário ( $C_a = 1$ ), o que pode não representar a realidade dos ensaios de identificação analisados, principalmente pela conhecida relação deste coeficiente com as frequências e as amplitudes de oscilação impostas. Este fato explicaria a maior discrepância observada nos modos mais altos de vibrar.

<b>Comparação Analítico-Experimental na Água</b>				
<b>Origem</b>	<b>f<sub>1y</sub> [Hz]</b>	<b>f<sub>1x</sub> [Hz]</b>	<b>f<sub>2y</sub> [Hz]</b>	<b>f<sub>3y</sub> [Hz]</b>
Analítica	2,01	7,52	12,58	35,23
Experimental	1,62	6,61	9,52	25,19
<b>Desvio %</b>	<b>23,59</b>	<b>13,82</b>	<b>32,18</b>	<b>39,89</b>
<b>Comparação Analítico-Experimental no Ar</b>				
<b>Origem</b>	<b>f<sub>1y</sub> [Hz]</b>	<b>f<sub>1x</sub> [Hz]</b>	<b>f<sub>2y</sub> [Hz]</b>	<b>f<sub>3y</sub> [Hz]</b>
Analítica	2,67	10,01	16,75	46,90
Experimental	2,34	8,85	12,70	33,13
<b>Desvio %</b>	<b>14,06</b>	<b>13,11</b>	<b>31,91</b>	<b>41,54</b>

*Tabela 4.5: Comparação entre Resultados Analíticos e Resultados Médios de Frequência obtidos com os Ensaios de Decaimento na Água e no Ar.*

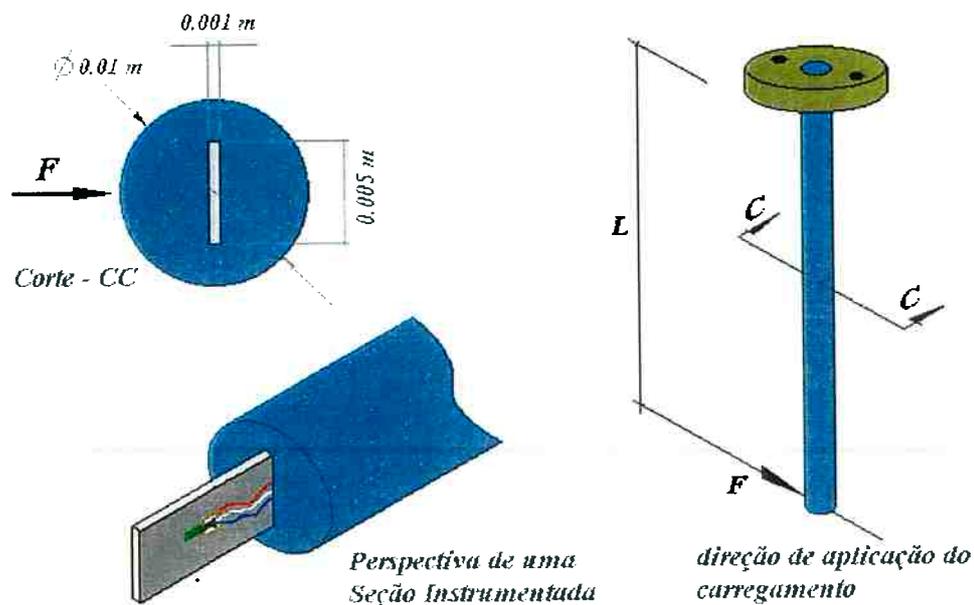
Apesar das diferenças, mostra-se quão segura é a formulação analítica quando na previsão da dinâmica estrutural, especialmente se forem levadas em consideração as hipóteses de simplificação implícitas à equação (4.1), além das incertezas listadas acima.

Buscando uma maior aderência entre resultados analíticos e experimentais, foi adotado um procedimento complementar para a determinação da rigidez flexional efetivamente presente no modelo e em ambas as direções de oscilação.

Da maneira mais precisa possível, também foi avaliada a massa estrutural por unidade de comprimento.

Quanto à massa adicional, partindo-se da premissa de que qualquer tentativa de maior precisão em sua determinação demandaria considerável aumento do aparato e das práticas experimentais envolvidas, principalmente com a necessidade de medições do campo de escoamento, preferiu-se determinar o coeficiente de massa adicional de maneira indireta através da formulação analítica e dos resultados experimentais das frequências naturais de oscilação na água e no ar.

#### 4.2.2 Determinação da Rigidez Flexional



*Figura 4.8: Esquema da Montagem para o Ensaio de Determinação da Rigidez Flexional.*

No que diz respeito à rigidez flexional, o modelo foi disposto verticalmente em balanço e estaticamente solicitado por sucessivos carregamentos na sua extremidade livre e na direção de menor rigidez, conforme Figura 4.8.

Para cada carregamento foi medida a correspondente deformação através de uma das seções instrumentadas do modelo.

Valendo-se da clássica teoria de resistência dos materiais foi possível determinar a rigidez flexional para cada combinação carregamento/deformação. Ao final de todas as análises, chegou-se a um valor médio deste parâmetro.

Deste modo, a Tabela 4.6 traz os resultados das deformações (em “*microstrains* -  $\mu Str$ ”) medidas para as sucessivas condições de carregamento estático. Importante destacar as inúmeras repetições efetuadas como forma de garantir a consistência do parâmetro auferido.

Força [N]	Deformação $\varepsilon$ [ $\mu Str$ ]							
	Ensaio 01	Ensaio 02	Ensaio 03	Ensaio 04	Ensaio 05	Ensaio 06	Ensaio 07	Ensaio 08
0,05	198	218	219	220	223	222	216	223
0,08	313	322	318	329	326	327	315	333
0,10	399	438	422	439	448	441	430	434
0,13	514	524	508	537	550	546	533	549
0,15	590	615	601	647	653	644	631	644
0,13	524	548	528	548	560	547	548	565
0,10	431	448	429	448	453	446	450	455
0,08	322	341	349	342	346	345	344	351
0,05	230	242	240	233	236	239	231	243

*Tabela 4.6: Medidas da Deformação como função da Força imposta à extremidade em balanço do Modelo Flexível.*

Por sua vez, a Tabela 4.7 compila os respectivos resultados de rigidez flexional no plano relativo à condição transversal ao escoamento, direção y. Nesta tabela também são apresentados os valores médios de rigidez para cada condição de carregamento.

Conforme aventado inicialmente, através da Tabela 4.8, comprovou-se a expectativa de que os valores de módulo de elasticidade adotados não correspondiam àqueles efetivamente presentes no modelo. Considerada a hipótese de que a liga metálica apresenta módulo de elasticidade bastante confiável ( $E = 70GPa$ ), recaiu sobre a parcela referente ao elastômero parte da responsabilidade acerca das discrepâncias notadas.

Finalmente, a mesma Tabela 4.8 compara o valor da rigidez flexional efetivamente medida (Experimentos: deformação versus força) com aquele obtidos indiretamente através da utilização da equação (4.1) e dos valores de frequência natural medidos

em ar. Apesar de indireto, o resultado analiticamente obtido mostra-se mais próximo do medido (11,3% de desvio), confirmando a boa capacidade de predição da formulação analítica.

EI <sub>y</sub> [Nm <sup>2</sup> ]									
Força [N]	Ensaio 01	Ensaio 02	Ensaio 03	Ensaio 04	Ensaio 05	Ensaio 06	Ensaio 07	Ensaio 08	Médias
0,05	0,0430	0,0388	0,0388	0,0386	0,0381	0,0382	0,0393	0,0381	<b>0,0391</b>
0,08	0,0410	0,0398	0,0403	0,0391	0,0394	0,0393	0,0408	0,0386	<b>0,0398</b>
0,10	0,0430	0,0392	0,0407	0,0391	0,0384	0,0389	0,0399	0,0396	<b>0,0399</b>
0,13	0,0418	0,0411	0,0423	0,0400	0,0391	0,0394	0,0404	0,0392	<b>0,0404</b>
0,15	0,0438	0,0420	0,0430	0,0399	0,0396	0,0401	0,0410	0,0402	<b>0,0412</b>
0,13	0,0410	0,0393	0,0407	0,0392	0,0384	0,0393	0,0392	0,0381	<b>0,0394</b>
0,10	0,0398	0,0383	0,0401	0,0383	0,0379	0,0385	0,0381	0,0377	<b>0,0386</b>
0,08	0,0399	0,0376	0,0368	0,0375	0,0371	0,0372	0,0373	0,0366	<b>0,0375</b>
0,05	0,0370	0,0351	0,0354	0,0365	0,0360	0,0355	0,0368	0,0350	<b>0,0359</b>

Tabela 4.7: Valores de Rigidez Flexional na direção de MENOR rigidez.

Comparação entre Resultados		
Origem do Resultado	EI <sub>y</sub> [Nm <sup>2</sup> ]	Desvio %
Parâmetros Iniciais	5,369E-02	37,4
Experimentos (freqüências)	3,468E-02	11,3
Experimentos ( $\varepsilon$ vs. $F$ )	3,909E-02	---

Tabela 4.8: Comparação entre Resultados Experimentais e Resultados Analíticos de Rigidez Flexional na direção de MENOR rigidez, direção y.

#### 4.2.3 Determinação da Massa Estrutural Distribuída

Quanto à massa estrutural, foi adotado um procedimento segundo o qual o modelo flexível foi inicialmente medido considerando-se também a massa de fixação externa.

Em seguida, foi determinada a massa por unidade de comprimento do tipo de cabo elétrico utilizado para a instrumentação.

Através do comprimento total de cabo externo, determinou-se a massa a ser descontada da massa estrutural total, inicialmente medida.

Portanto, medida uma massa estrutural total de 61,47g (incluindo fiação externa), retirou-se a parcela de 9,24g referente à fiação externa, chegando-se a uma massa por unidade de comprimento de  $m_s = 0,107\text{kg/m}$ .

#### 4.2.4 Determinação dos Coeficientes de Amortecimento ( $\zeta = c / c_{cr}$ )

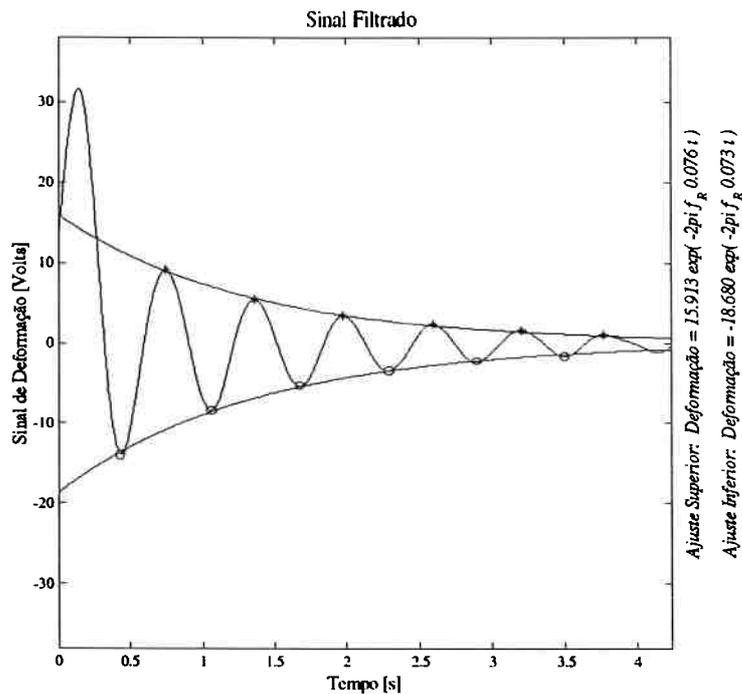
Razão entre os amortecimentos efetivamente presentes no modelo e os respectivos amortecimentos críticos advindos da dinâmica de sistemas, os coeficientes de amortecimento referentes aos modos naturais em cada plano de oscilação foram determinados a partir dos mesmos ensaios de decaimento utilizados para a identificação das frequências naturais. Apenas os coeficientes referentes ao primeiro modo em cada plano de oscilação foram determinados segundo uma filtragem dos sinais originais nas respectivas faixas de frequência natural.

No que tange ao processo de filtragem, optou-se pela seleção de raias no domínio da frequência, ao contrário da utilização de filtros digitais convencionais, visto que estes últimos quase sempre são responsáveis por distorções no sinal original, implicando em atenuações e defasagens. Assim, a transformação para o domínio da frequência, seguida de seleção das raias de interesse e retorno ao domínio do tempo é prática usual e se mostrou bastante eficiente. Promovida a filtragem dos sinais, um ajuste de envoltória pelos picos máximos e mínimos foi realizado, o que permitiu a determinação direta dos coeficientes de amortecimento.

Dados os maiores valores de amortecimento na água e, portanto, uma maior facilidade em identificá-los, deu-se início ao processo de análise pelos ensaios de decaimento neste fluido. Vale destacar que os coeficientes de amortecimento na água foram determinados apenas para completude dos trabalhos. Nos estudos analítico-experimentais mais adiante desenvolvidos, apenas os coeficientes de amortecimento no ar serão utilizados.

Desta forma, foram obtidos gráficos como o da Figura 4.9, onde se apresenta um típico resultado de ajuste de envoltória e conseqüente determinação do coeficiente de amortecimento; neste caso, a soma de uma parcela estrutural e uma parcela viscosa.

A Figura 4.9 diz respeito ao primeiro modo natural na direção y de oscilação, ou seja, na direção de menor rigidez flexional. Ainda segundo esta mesma figura, dois nítidos níveis de oscilação são percebidos, tendo sido efetuado o ajuste de envoltória naquele responsável pelas oscilações compatíveis com aquelas esperadas quando houver excitação pelo fenômeno de VIV.



*Figura 4.9: Exemplo de ajuste para o primeiro modo natural na direção y (direção de MENOR rigidez flexional). Registro temporal filtrado do Ensaio 05 na Água.*

Analogamente, a Figura 4.10 mostra um típico resultado de ajuste de envoltória e determinação do coeficiente de amortecimento para o primeiro modo natural na direção x de oscilação, ou seja, direção de maior rigidez flexional. Cumpre destacar que não foi encontrada grande dificuldade na determinação dos amortecimentos relativos ao primeiro modo na direção de menor rigidez flexional. No entanto, as análises acerca do primeiro modo na direção de maior rigidez flexional requisitaram maior empenho, haja vista a proximidade entre este modo ( $f1x \cong 6,61\text{Hz}$ , na água, e  $f1x \cong 8,85\text{Hz}$ , no ar) e o segundo modo na direção de menor rigidez ( $f2y \cong 9,52\text{Hz}$ , na água, e  $f2y \cong 12,70\text{Hz}$  no ar).

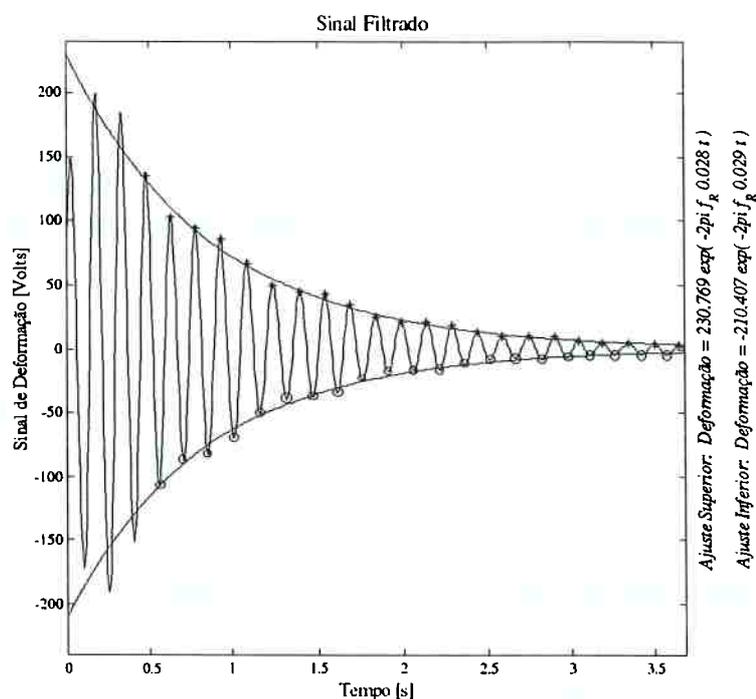


Figura 4.10: Exemplo de ajuste para o primeiro modo natural na direção x (direção de MAIOR rigidez flexional). Registro temporal filtrado do Ensaio 01 na Água.

Ensaio	Coeficientes de Amortecimento na Água ( $c / c_{cr}$ )%			
	1º. modo direção y		1º. modo direção x	
	Ajuste Sup.	Ajuste Inf.	Ajuste Sup.	Ajuste Inf.
01	8,00	7,20	2,80	2,90
02	6,80	6,90	2,90	2,50
03	7,50	7,50	2,60	2,60
04	7,30	7,30	3,00	2,00
05	7,60	7,30	3,20	2,00
06	6,80	8,00	---	---
07	7,00	7,50	---	---
08	7,00	6,60	---	---
09	7,20	6,10	2,80	2,70
<b>Médias</b>	<b>7,24</b>	<b>7,16</b>	<b>2,88</b>	<b>2,45</b>

Tabela 4.9: Coeficientes de Amortecimento determinados a partir dos ensaios de decaimento na Água ( $U = 0$ ).

A partir da análise de todos os ensaios de decaimento foi possível a construção da Tabela 4.9, onde se pode perceber que as médias dos coeficientes de amortecimento adimensionais parecem ser bastante representativas do comportamento dinâmico da estrutura flexível em estudo. Nota-se ainda que, apesar da concepção adotada, com uma barra metálica interna, o modelo flexível apresentou consideráveis níveis de amortecimento.

Mesmo sabendo que o coeficiente de amortecimento tem forte influência sobre a dinâmica do fenômeno de VIV, de tal forma que seu aumento implica em diminuição das amplitudes de resposta, optou-se pela manutenção desta concepção de modelo flexível pelos seguintes motivos:

- a) Este modelo flexível também apresenta um pequeno valor de coeficiente de massa reduzida ( $m^*$ ) que será mais adiante apresentado. Como de fato o produto deste coeficiente de massa pelo coeficiente de amortecimento estrutural é quem responde pelos níveis de amplitude de resposta alcançados segundo a excitação das VIV's, não se justifica o abandono prematuro da concepção, mesmo porque, a parcela de amortecimento estrutural (predominante nos decaimentos no ar) geralmente é muito menor que aquela obtida nos ensaios em água, onde comparecem não só a parcela estrutural como também uma grande parcela viscosa.
- b) As pequenas dimensões dos canais para os quais o modelo foi projetado não permitem outras concepções flexíveis com a mesma versatilidade já discutida no início deste capítulo.

Por outro lado, sobre os ensaios de decaimento no ar, repetindo o mesmo procedimento anterior foi possível a determinação dos coeficientes de amortecimento unicamente estruturais ( $\zeta^S = c^S / c_{cr}$ ).

Desta forma, a Figura 4.11 e a Figura 4.12 trazem, respectivamente, um exemplo de ajuste de envoltória e determinação do coeficiente de amortecimento estrutural para o primeiro modo natural na direção  $y$  e um exemplo de ajuste de envoltória e determinação do coeficiente de amortecimento estrutural para o primeiro modo natural na direção  $x$  de oscilação.

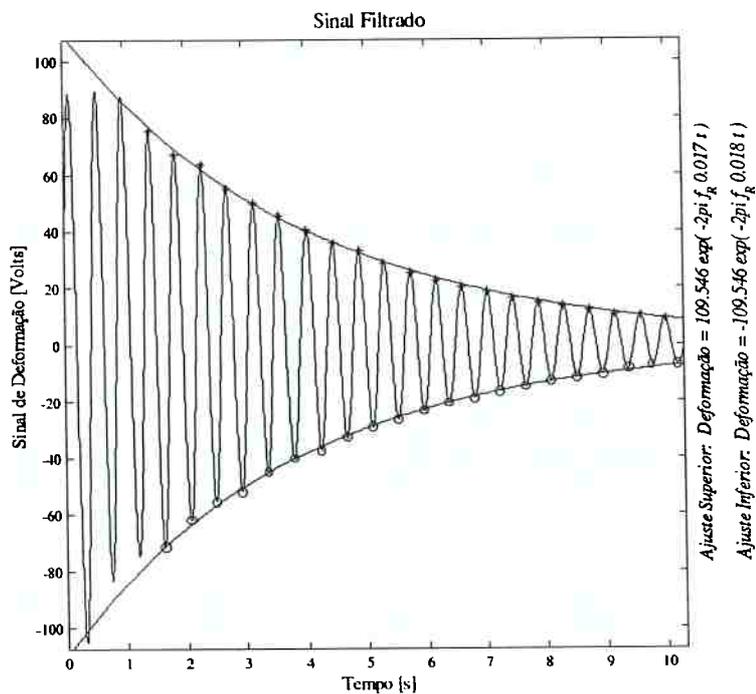


Figura 4.11: Exemplo de ajuste para o primeiro modo natural na direção y (direção de MENOR rigidez flexional). Registro temporal filtrado do Ensaio 05 no Ar.

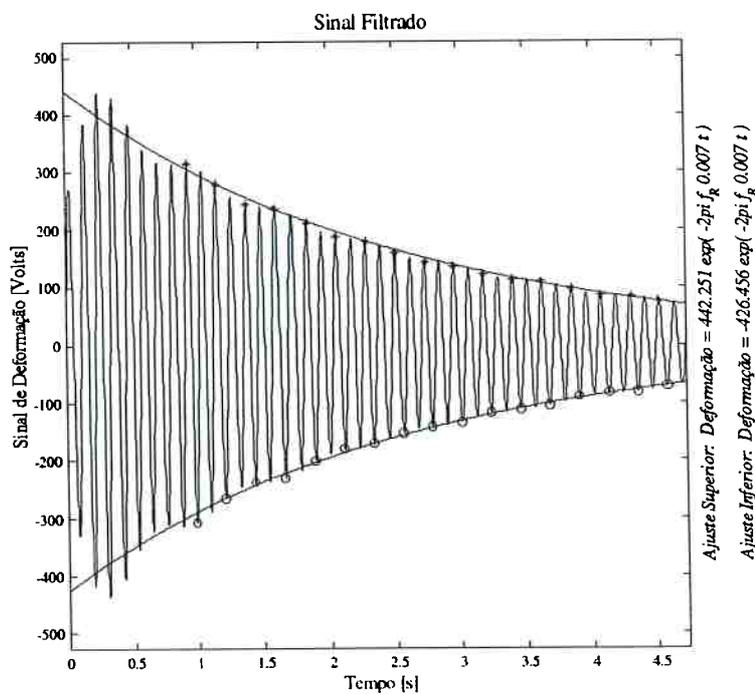


Figura 4.12: Exemplo de ajuste para o primeiro modo natural na direção x (direção de MAIOR rigidez flexional). Registro temporal filtrado do Ensaio 08 no Ar.

Novamente os resultados obtidos foram agrupados na forma da Tabela 4.10, segundo a qual podem ser verificados os menores valores de amortecimento estrutural, quando comparados com aqueles obtidos a partir das análises em água (estrutural mais viscoso). Portanto, conclui-se que a preocupação anteriormente discutida, quanto aos altos valores de amortecimento, torna-se ainda menos importante.

Ensaio	Coeficientes de Amortecimento no Ar ( $c / c_{cr}$ )%			
	1º. modo direção y		1º. modo direção x	
	Ajuste Sup.	Ajuste Inf.	Ajuste Sup.	Ajuste Inf.
01	1,90	1,80	0,80	0,80
02	1,90	1,90	0,80	0,80
03	1,90	2,00	0,80	0,80
04	1,80	1,70	0,80	0,80
05	1,70	1,80	0,70	0,80
06	1,60	1,60	---	---
07	1,60	1,70	---	---
08	---	---	0,70	0,70
09	1,70	1,70	---	---
10	---	---	0,60	0,70
11	1,80	1,70	---	---
12	1,60	1,60	0,70	0,70
13	1,80	1,80	---	---
<b>Médias</b>	<b>1,75</b>	<b>1,75</b>	<b>0,74</b>	<b>0,76</b>

Tabela 4.10: Coeficientes de Amortecimento determinados a partir dos ensaios de decaimento no Ar.

#### 4.2.5 Inferência sobre outros Parâmetros Importantes

Buscando enriquecer ainda mais a caracterização do modelo flexível em estudo, foram inferidos outros importantes parâmetros a partir das frequências naturais identificadas, da rigidez flexional na direção y, da massa estrutural por unidade de comprimento e dos coeficientes de amortecimento na água e no ar:

- a) A Rigidez Flexional na direção de MENOR rigidez ( $EI_x$ ).

Conhecida a geometria e os parâmetros físico-mecânicos, através da aplicação da teoria de Resistência dos Materiais é possível analiticamente determinar a rigidez flexional de determinada estrutura.

Da mesma forma, conhecido o valor de  $EI_y = 3,909E-02Nm^2$  pode-se inferir o Módulo de Elasticidade do elastômero que compõe o modelo flexível.

Neste caso, obteve-se:  $Elastômero = 2,02E+07N/m^2$  e, assim, pode-se então estimar o valor de  $EI_x$ .

Comparando-se este resultado estimado com aqueles analiticamente obtidos segundo os parâmetros iniciais, percebe-se um desvio de 1,9% e, comparando-se o valor estimado com aqueles obtidos a partir das frequências naturais no ar, nota-se um desvio de 16,2%, ainda aceitável para as hipóteses e procedimentos adotados.

Comparação entre Resultados		
Origem do Resultado	$EI_x$ [ $Nm^2$ ]	Desvio %
Parâmetros Iniciais	7,532E-01	1,9
Experimentos (frequências)	6,191E-01	16,2
Estimado via $EI_y$	7,389E-01	---

*Tabela 4.11: Comparação entre Resultados Experimentais e Resultados Analíticos de Rigidez Flexional na direção de MAIOR rigidez, direção x.*

b) O Coeficiente de Massa Adicional Seccional ( $C_a$ ).

Sabendo-se que as frequências naturais na água são bem definidas por

$$f_n^{água} = \frac{\alpha_n^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EI_y}{(m_s^{exp} + m_a)L^4}}, \quad (4.2)$$

foi possível a determinação da massa adicional e, conseqüentemente, o respectivo coeficiente de massa adicional seccional.

Assim, obteve-se uma massa adicional por unidade de comprimento:  $m_a \cong 0,095kg/m$  e um respectivo coeficiente de massa adicional seccional:  $C_a \cong 1,21$ .

Estes parâmetros foram obtidos tomando-se como base apenas o primeiro autovalor no plano de menor rigidez.

Em tempo, sabe-se que o coeficiente de massa adicional mostra-se fortemente influenciado pela velocidade de escoamento e que, portanto, nas condições do fenômeno de VIV seria mais plausível identificar o efetivo valor deste parâmetro

para cada condição dinâmica (velocidade de escoamento / amplitude de oscilação).

Investigação desta natureza demanda toda um procedimento experimental específico, o que foi deixado para os ensaios do próximo capítulo, preocupado também com este assunto.

c) O Coeficiente de Amortecimento Estrutural na Água.

O conhecimento do coeficiente de amortecimento estrutural na água é importante para as inferências analíticas do fenômeno de VIV, principalmente quanto ao processo de comparação com os respectivos resultados experimentais.

Nestes termos, considerando-se as frequências naturais já identificadas experimentalmente e o valor de massa distribuída medida, pode-se inferir que o coeficiente de amortecimento estrutural na água para o primeiro modo de vibrar na direção  $y$  tem o seguinte valor:

$$\left(\zeta_{1y}^S\right)_{\text{água}} = \left(\frac{f_{1y}^{\text{ar}}}{f_{1y}^{\text{água}}}\right) \left(\frac{m_S^{\text{exp}}}{m_S^{\text{exp}} + m_a}\right) \left(\zeta_{1y}^S\right)_{\text{ar}} = 1,34\% \quad (4.3)$$

d) O Coeficiente de Massa-amortecimento Reduzido ( $\nu_r$ ).

O coeficiente de massa-amortecimento reduzido é um importante parâmetro que permite uma boa predição do valor da amplitude máxima de oscilação devida ao fenômeno de VIV. Uma das suas várias formas é aquela apresentada em Khalak & Williamson (1999), segundo a qual:

$$\nu_r = (m^* (\zeta_{1y}^S)_{\text{água}}), \quad (4.4)$$

onde ( $m^*$ ) é o coeficiente de massa reduzida

Baseando nesta definição e aplicando os parâmetros do modelo flexível até aqui medidos e determinados, chega-se a um valor do coeficiente de massa-amortecimento reduzido dado por:  $\nu_r = 0,018224$ .

Incorporando o cálculo da massa adicional seccional  $C_a$ , tem-se como resultado final:  $(m^* + C_a)(\zeta_{1y}^S)_{\text{água}} = 0,034438$ .

### 4.3 Experimentos na Universidade de Michigan

Detalhado e caracterizado o modelo flexível utilizado na investigação do fenômeno de VIV sob a ótica do acoplamento modal, passa-se para uma etapa de descrição dos resultados obtidos por oportunidade dos experimentos realizados na Universidade de Michigan.

Antes disso, cumpre detalhar os recursos laboratoriais utilizados e o procedimento experimental aplicado.

#### 4.3.1 Recursos Laboratoriais e Procedimentos Experimentais

Na Universidade de Michigan, o “*Marine Hydrodynamics Laboratory*” dispõe de um canal de água circulante com baixos valores de turbulência e larga faixa de velocidades de escoamento. Este canal permite amplo campo de acesso visual, o que proporciona a implementação de técnicas de visualização.

No entanto, dado o pouco tempo disponível para os ensaios e a circunstancial indisponibilidade dos equipamentos de sensoriamento e “velocimetria” a laser, toda a investigação foi realizada via extensometria interna, com algumas filmagens qualitativas via emissão de bolhas de hidrogênio, à montante da emissão de vórtices.

Desta forma, foram realizados ensaios nos quais a faixa de “*lock-in*” do 1º modo transversal (*fly*) foi amplamente investigada através da varredura da velocidade do escoamento incidente.

Além do “*lock-in*”, experimentos investigaram a região imediatamente superior, perseguindo velocidades de escoamento com valores suficientes à extinção do já mencionado modo combinado de oscilação (em termos de  $fly \cong 1,60\text{Hz}$ , implicando em  $Vr^{(ly)} = 22$ ).

Assim, atuando sobre o controle de vazão do canal circulante, varreu-se um intervalo de velocidade compreendido entre  $0,06$  e  $0,35\text{m/s}$ . Utilizou-se um processo discreto de acréscimo e decréscimo das velocidades, ou seja, uma variação por incrementos sucessivos até determinado valor máximo, seguidos por sucessivos decrementos até o retorno à velocidade inicial. Neste processo, cumpre destacar a constante

preocupação com o estabelecimento de regimes permanentes antes de qualquer processo de aquisição de dados.

Para facilidade de nomenclatura, cada ensaio em determinada velocidade foi denominado por “corrida”.

No que se refere à distância entre a extremidade inferior do modelo flexível em balanço e o fundo do canal, foram adotadas duas configurações: uma bem pequena, denominada de condição “*Near*” e outra, suficientemente distante, denominada de condição “*Far*”. A Tabela 4.12 traz os valores da profundidade do canal, da distância entre a extremidade inferior do modelo e o fundo, bem como, o resultado da medição da primeira frequência natural transversal em cada uma das exatas condições de ensaio.

Nomenclatura das Condições	Profundidade H [mm]	Distância do Fundo C [mm]	C / D [%]	Comprimento Imerso L [mm]	fly [Hz]
b_Near	388	≈1	≈0,1	≈387	1,59
b_Far	457	≈70	≈7,0	≈387	1,61
c_Far	457	≈70	≈7,0	≈387	1,61

*Tabela 4.12: Condições Experimentais: profundidades, distâncias do fundo e frequência naturais nas condições de ensaio no canal de água circulante.*

Conforme configuração já apresentada na Figura 4.2, foram utilizados os registros advindos apenas da seção intermediária de extensômetros. Isto porque foram identificados alguns problemas com a seção próxima ao engaste (seção superior) e a seção mais próxima da extremidade livre (seção inferior) mostraram registros de pouca amplitude, como seria esperado.

Em cada uma das seções os extensômetros foram ligados em configuração de  $\frac{1}{2}$  ponte de *Wheatstone*, tendo sido utilizado clássico aparato eletrônico na amplificação e filtragem analógica dos sinais registrados (frequência de corte de  $100\text{Hz}$ ), bem como aparato de compensação das flutuações de temperatura da instrumentação.

Os registros de velocidades foram efetuados através de um anemômetro de fio-quente padrão, monitorado por um multímetro dedicado ao processo.

Como durante os primeiros ensaios (condição a<sub>near</sub>) foram detectados alguns problemas quanto à calibração do canal de aquisição de dados, optou-se por uma calibração direta analiticamente desenvolvida e aplicada. Este procedimento constituiu-se em ensaio complementar, através do qual uma seqüência de conhecidos deslocamentos ( $y_F$ ) foi aplicada à extremidade livre do modelo, sendo medidos os respectivos sinais de tensão ( $V_F$ ). Desta forma, determinou-se uma relação direta  $V_F \times y_F$ .

Sabendo-se ainda da necessária correção da condição de ensaio estático para que venha a corresponder de maneira consistente a uma condição dinâmica de mesma amplitude, utilizou-se da resistência dos materiais para se obter, em cada modo natural de vibrar, a seguinte expressão de calibração:

$$\frac{A_n}{D} = \frac{3\varphi_n^{max}}{\alpha_n^2} \frac{\left(1 - \frac{x}{L}\right)}{\left\{ \sigma_n \left[ \sin\left(\frac{\alpha_n x}{L}\right) + \sinh\left(\frac{\alpha_n x}{L}\right) \right] + \cos\left(\frac{\alpha_n x}{L}\right) + \cosh\left(\frac{\alpha_n x}{L}\right) \right\}} \frac{y_F}{D} \frac{V}{V_F} \quad (4.5)$$

Esta expressão relaciona de maneira direta a amplitude adimensional ( $A_n / D$ ) com a tensão ( $V$ ) registrada através da instrumentação. No caso da seção empregada na aquisição dos resultados do primeiro modo, foram utilizados os seguintes parâmetros:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 1,8751 \\ \sigma_1 &= -0,7341 \\ \varphi_1^{max} &= 2 \end{aligned}$$

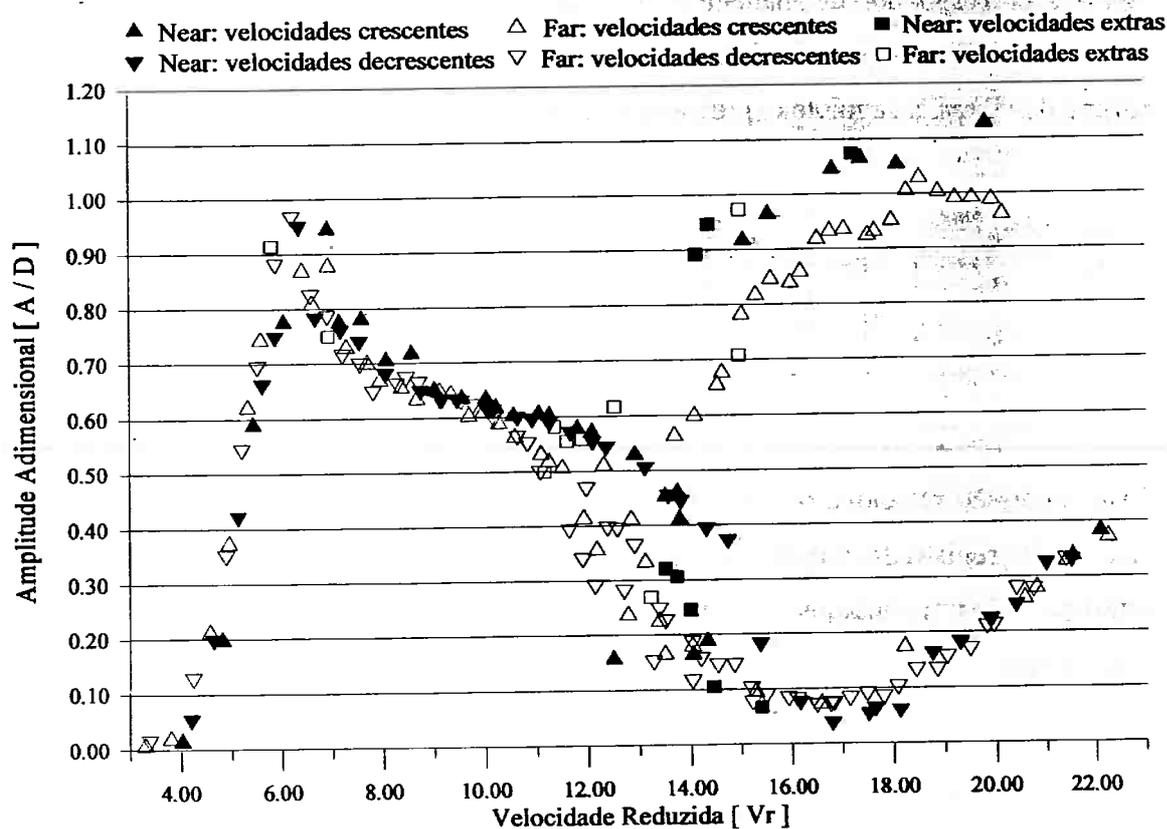
O que para um comprimento de modelo  $L = 0,390m$ , corresponde, na segunda seção de instrumentação, à  $x = 0,055m$  e, portanto:

$$\frac{A_1}{D}(x = 0,055m) = 0,090311 \frac{y_F}{D} \frac{V}{V_F} = 90,311 * 0,72697V = 65,653V \quad (4.6)$$

### 4.3.2 Resultados Obtidos em Canal de Água Circulante

Nestas condições, as tabelas a seguir trazem os resultados de velocidade reduzida ( $V_r$ ), amplitude adimensional ( $A / D$ ), Frequência Dominante ( $fd$ ) e respectivas Frequências Adimensionalizadas ( $fd / fly$ ) para cada um dos casos apresentados, perfazendo um total de 209 corridas analisadas.

Como elemento típico nas análises do fenômeno de VIV, os resultados constantes dessas tabelas são apresentados segundo gráfico da variação das amplitudes adimensionais de resposta como função da variação das velocidades reduzidas, respectivamente Figura 4.13.



*Figura 4.13: Resultados de Amplitude Adimensionalizada versus Velocidade Reduzida, obtidos com os ensaios na Universidade de Michigan. Método indireto, via técnica de extensometria.*

Sobre este gráfico são traçados os seguintes comentários:

Corridas	Vr	A / D	fd	fd / fly
b01Near	4,0168	0,0179	1,1333	0,7128
b02Near	4,8111	0,2019	1,3333	0,8386
b03Near	5,4314	0,5921	1,5000	0,9434
b04Near	6,0476	0,7794	1,6000	1,0063
b05Near	6,9153	0,9484	1,5333	0,9643
b06Near	7,1520	0,7793	1,7000	1,0692
b07Near	7,5909	0,7857	1,8333	1,1530
b08Near	8,0643	0,7097	1,9333	1,2159
b09Near	8,5795	0,7208	2,0333	1,2788
b10Near	9,0103	0,6547	2,1667	1,3627
b11Near	9,5492	0,6385	2,2000	1,3836
b12Near	10,0185	0,6378	2,2333	1,4046
b13Near	10,2041	0,6212	2,2333	1,4046
b14Near	10,5468	0,6061	2,2667	1,4256
b15Near	11,0339	0,6101	2,2333	1,4046
b16Near	11,2405	0,6067	2,2000	1,3836
b17Near	11,7937	0,5814	2,2333	1,4046
b18Near	12,0727	0,5753	2,2333	1,4046
b19Near	12,4925	0,1613	3,3000	2,0755
b20Near	12,9258	0,5337	2,2667	1,4256
b21Near	13,4960	0,4570	2,3000	1,4465
b22Near	13,7376	0,4638	2,3000	1,4465
b23Near	13,7806	0,4152	2,3000	1,4465
b24Near	14,0326	0,1684	6,8333	4,2977
b25Near	14,3084	0,1924	6,8667	4,3187
b26Near	15,0729	0,9209	3,6333	2,2851
b27Near	15,5616	0,9680	3,7333	2,3480
b28Near	16,8399	1,0493	3,8000	2,3899
b29Near	17,4043	1,0675	3,9333	2,4738
b30Near	18,1150	1,0573	4,0000	2,5157
b31Near	19,8314	1,1322	4,1667	2,6206
b32Near	21,5465	0,3421	6,6333	4,1719
b33Near	22,0811	0,3868	6,9000	4,3396

(a)

Corridas	Vr	A / D	fd	fd / fly
b34Near	21,5169	0,3283	6,7000	4,2138
b35Near	20,9880	0,3226	6,4667	4,0671
b36Near	20,3909	0,2473	6,3000	3,9623
b37Near	19,8629	0,2212	6,1667	3,8784
b38Near	19,2983	0,1800	6,1000	3,8365
b39Near	18,7587	0,1597	5,8333	3,6687
b40Near	18,1066	0,0567	5,6000	3,5220
b41Near	17,6234	0,0604	5,4333	3,4172
b42Near	17,5034	0,0505	2,6667	1,6772
b43Near	16,7806	0,0348	2,5333	1,5933
b44Near	16,1427	0,0733	2,5000	1,5723
b45Near	15,3664	0,1798	2,4333	1,5304
b46Near	14,7377	0,3681	2,3667	1,4885
b47Near	14,2974	0,3907	2,3333	1,4675
b48Near	13,8013	0,4406	2,3333	1,4675
b49Near	13,5502	0,4508	2,3000	1,4465
b50Near	13,1150	0,5024	2,3000	1,4465
b51Near	12,3498	0,5402	2,2667	1,4256
b52Near	12,0937	0,5504	2,2667	1,4256
b53Near	11,6591	0,5686	2,2333	1,4046
b54Near	11,2454	0,5856	2,2333	1,4046
b55Near	10,9063	0,5929	2,2333	1,4046
b56Near	10,6226	0,5960	2,2333	1,4046
b57Near	10,1509	0,6094	2,2333	1,4046
b58Near	10,0498	0,6099	2,2667	1,4256
b59Near	9,4563	0,6302	2,2333	1,4046
b60Near	9,1483	0,6298	2,2333	1,4046
b61Near	8,7445	0,6459	2,1667	1,3627
b62Near	8,0495	0,6773	2,1000	1,3208
b63Near	7,5498	0,7368	1,9333	1,2159
b64Near	7,1790	0,7575	1,8333	1,1530
b65Near	6,6617	0,7811	1,7333	1,0901
b66Near	6,3474	0,9457	1,5333	0,9643
b67Near	5,8750	0,7462	1,5333	0,9643
b68Near	5,6257	0,6585	1,5000	0,9434
b69Near	5,1411	0,4189	1,4000	0,8805
b70Near	4,6396	0,1951	1,3333	0,8386
b71Near	4,1985	0,0512	1,2667	0,7967

(b)

Corridas	Vr	A / D	fd	fd / fly
b72Near	13,4968	0,3210	2,3667	1,4885
b73Near	13,7176	0,3065	2,3667	1,4885
b74Near	13,9995	0,2458	2,4000	1,5094
b75Near	14,4444	0,1052	2,4667	1,5514
b76Near	15,3887	0,0665	2,5667	1,6143
b77Near	14,1237	0,8918	3,7000	2,3270
b78Near	14,3811	0,9462	3,7333	2,3480
b79Near	17,2325	1,0731	4,1667	2,6206

(c)

Tabela 4.13: Histórico das Corridas

“b\_\_Near”. Em (a) velocidades ASCENDENTES em (b) velocidades DESCENDENTES e em (c) velocidades EXTRAS sem a preocupação com os efeitos de memória do fenômeno.

Corridas	Vr	A / D	fd	fd / fly
b01Far	3,2989	0,0108	0,9667	0,6004
b02Far	3,7964	0,0235	1,1333	0,7039
b03Far	4,5743	0,2158	1,3667	0,8489
b04Far	4,9642	0,3761	1,4333	0,8902
b05Far	5,3329	0,6237	1,4667	0,9110
b06Far	5,5921	0,7467	1,5000	0,9317
b07Far	6,4114	0,8726	1,6000	0,9938
b08Far	6,6040	0,8128	1,6333	1,0145
b09Far	6,9263	0,8816	1,6000	0,9938
b10Far	7,2757	0,7330	1,9000	1,1801
b11Far	7,6925	0,7039	1,9333	1,2008
b12Far	7,9401	0,6723	1,9667	1,2216
b13Far	8,3609	0,6594	2,0000	1,2422
b14Far	8,6662	0,6379	2,0333	1,2629
b15Far	9,1146	0,6516	2,0667	1,2837
b16Far	9,3294	0,6466	2,0667	1,2837
b17Far	9,6861	0,6063	2,1333	1,3250
b18Far	9,9646	0,6137	2,1333	1,3250
b19Far	10,2632	0,5927	2,1667	1,3458
b20Far	10,5942	0,5665	2,1667	1,3458
b21Far	11,0802	0,5355	2,1667	1,3458
b22Far	11,2306	0,5213	2,1667	1,3458
b23Far	11,4957	0,5100	2,2000	1,3665
b24Far	11,9101	0,4172	2,2333	1,3871
b25Far	12,1788	0,3609	2,2667	1,4079
b26Far	12,7800	0,2414	2,2667	1,4079
b27Far	13,3833	0,2298	2,3000	1,4286
b28Far	14,0182	0,1826	2,3333	1,4493
b29Far	15,2744	0,0987	2,3667	1,4700
b30Far	16,5603	0,0765	2,1333	1,3250
b31Far	18,2123	0,1785	5,9667	3,7060

(a)

Corridas	Vr	A / D	fd	fd / fly
b32Far	16,7418	0,0693	5,4667	3,3955
b33Far	15,2140	0,0745	2,4667	1,5321
b34Far	14,0307	0,1133	2,3333	1,4493
b35Far	13,3862	0,2456	2,3000	1,4286
b36Far	12,7058	0,2788	2,3333	1,4493
b37Far	12,1336	0,2890	2,3000	1,4286
b38Far	11,9042	0,3376	2,2667	1,4079
b39Far	11,6240	0,3910	2,2333	1,3871
b40Far	11,0665	0,4968	2,2000	1,3665
b41Far	10,8308	0,5494	2,1667	1,3458
b42Far	10,6360	0,5617	2,1667	1,3458
b43Far	10,1723	0,5943	2,1667	1,3458
b44Far	9,7641	0,6209	2,1667	1,3458
b45Far	9,5306	0,6274	2,1333	1,3250
b46Far	9,1085	0,6296	2,1333	1,3250
b47Far	8,7067	0,6620	2,0667	1,2837
b48Far	8,4605	0,6717	2,0000	1,2422
b49Far	8,2719	0,6602	2,0333	1,2629
b50Far	7,8042	0,6459	2,0000	1,2422
b51Far	7,5523	0,6964	1,9667	1,2216
b52Far	7,1979	0,7135	1,9333	1,2008
b53Far	6,9002	0,7839	1,8667	1,1594
b54Far	6,5679	0,8223	1,7000	1,0559
b55Far	6,2074	0,9637	1,5333	0,9524
b56Far	5,8862	0,8779	1,5333	0,9524
b57Far	5,5196	0,6926	1,5000	0,9317
b58Far	5,2191	0,5413	1,4667	0,9110
b59Far	4,9044	0,3487	1,4333	0,8902
b60Far	4,2498	0,1257	1,3000	0,8075
b61Far	3,3833	0,0124	1,0333	0,6418

(b)

Tabela 4.14: Histórico das Corridas

"b\_\_Far". Em (a) velocidades

ASCENDENTES e em (b)

velocidades DESCENDENTES.

Extremidade livre do modelo longe

do fundo do canal.

Corridas	Vr	A / D	fd	fd / fly
c01Far	12,3038	0,5149	0,7333	0,4555
c02Far	12,8365	0,4152	2,2667	1,4079
c03Far	13,1269	0,3369	2,2333	1,3871
c04Far	13,4966	0,1687	3,4667	2,1532
c05Far	13,6998	0,5667	3,5000	2,1739
c06Far	14,0775	0,6035	3,5667	2,2153
c07Far	14,5411	0,6588	3,6000	2,2360
c08Far	14,6404	0,6809	3,6333	2,2567
c09Far	15,0153	0,7858	3,6667	2,2775
c10Far	15,3161	0,8213	3,7000	2,2981
c11Far	15,6127	0,8507	3,7333	2,3188
c12Far	15,9996	0,8434	3,7667	2,3396
c13Far	16,2020	0,8632	3,7667	2,3396
c14Far	16,5361	0,9221	3,8000	2,3602
c15Far	16,7877	0,9363	3,8333	2,3809
c16Far	17,0708	0,9390	3,8667	2,4017
c17Far	17,5372	0,9280	3,9333	2,4430
c18Far	17,6706	0,9353	3,9333	2,4430
c19Far	18,0034	0,9541	3,9667	2,4638
c20Far	18,2842	1,0088	4,0000	2,4845
c21Far	18,5526	1,0322	4,0333	2,5052
c22Far	18,9033	1,0064	4,0667	2,5259
c23Far	19,2354	0,9951	4,1000	2,5466
c24Far	19,5667	0,9955	4,1000	2,5466
c25Far	19,9349	0,9921	4,1000	2,5466
c26Far	20,1426	0,9644	4,0667	2,5259
c27Far	20,5609	0,2652	6,3000	3,9130
c28Far	20,7929	0,2840	6,3667	3,9545
c29Far	21,4087	0,3327	6,6000	4,0994
c30Far	22,2356	0,3757	6,8333	4,2443

(a)

Corridas	Vr	A / D	fd	fd / fly
c31Far	21,4025	0,3307	6,5333	4,0580
c32Far	20,7353	0,2762	6,3667	3,9545
c33Far	20,4035	0,2780	6,2333	3,8716
c34Far	19,9273	0,2108	6,1667	3,8302
c35Far	19,7988	0,2082	6,0333	3,7474
c36Far	19,4846	0,1676	5,9667	3,7060
c37Far	19,0343	0,1535	5,8667	3,6439
c38Far	18,8390	0,1311	5,8333	3,6232
c39Far	18,4380	0,1308	5,6333	3,4989
c40Far	18,0705	0,0999	5,6000	3,4783
c41Far	17,7932	0,0816	5,4667	3,3955
c42Far	17,4751	0,0875	2,3000	1,4286
c43Far	17,1401	0,0802	5,2667	3,2712
c44Far	16,8054	0,0719	2,5000	1,5528
c45Far	16,4761	0,0681	2,5000	1,5528
c46Far	16,0889	0,0782	2,5333	1,5735
c47Far	15,9052	0,0812	2,4000	1,4907
c48Far	15,4772	0,0860	2,4000	1,4907
c49Far	15,1888	0,0998	2,3667	1,4700
c50Far	14,8592	0,1420	2,3667	1,4700
c51Far	14,5332	0,1428	2,3667	1,4700
c52Far	14,1853	0,1538	2,4000	1,4907
c53Far	14,0126	0,1846	2,3667	1,4700
c54Far	13,5059	0,2234	2,3667	1,4700
c55Far	13,2745	0,1489	6,9000	4,2857
c56Far	12,9164	0,3618	2,3000	1,4286
c57Far	12,5610	0,3915	2,2667	1,4079
c58Far	12,3790	0,3941	2,2667	1,4079
c59Far	11,9716	0,4657	2,2333	1,3871

(b)

*Tabela 4.15: Histórico das Corridas “c\_\_Far”. Em (a) velocidades ASCENDENTES, em (b) velocidades DESCENDENTES e em (c) velocidades EXTRAS sem a preocupação com os efeitos de memória do fenômeno. Além das Velocidades são apresentados também os respectivos valores de Amplitude e Frequência Adimensionais.*

Corridas	Vr	A / D	fd	fd / fly
c60Far	13,2247	0,2696	2,3667	1,4700
c61Far	11,8790	0,5583	3,3000	2,0497
c62Far	12,5283	0,6168	3,4000	2,1118
c63Far	11,1508	0,4990	2,1667	1,3458
c64Far	11,5888	0,5544	3,2667	2,0290
c65Far	11,3412	0,5817	3,2333	2,0083
c66Far	6,9237	0,7497	1,7333	1,0766
c67Far	5,8018	0,9141	1,5333	0,9524
c68Far	14,9938	0,9727	3,7333	2,3188
c69Far	14,9594	0,7077	3,7333	2,3188

(c)

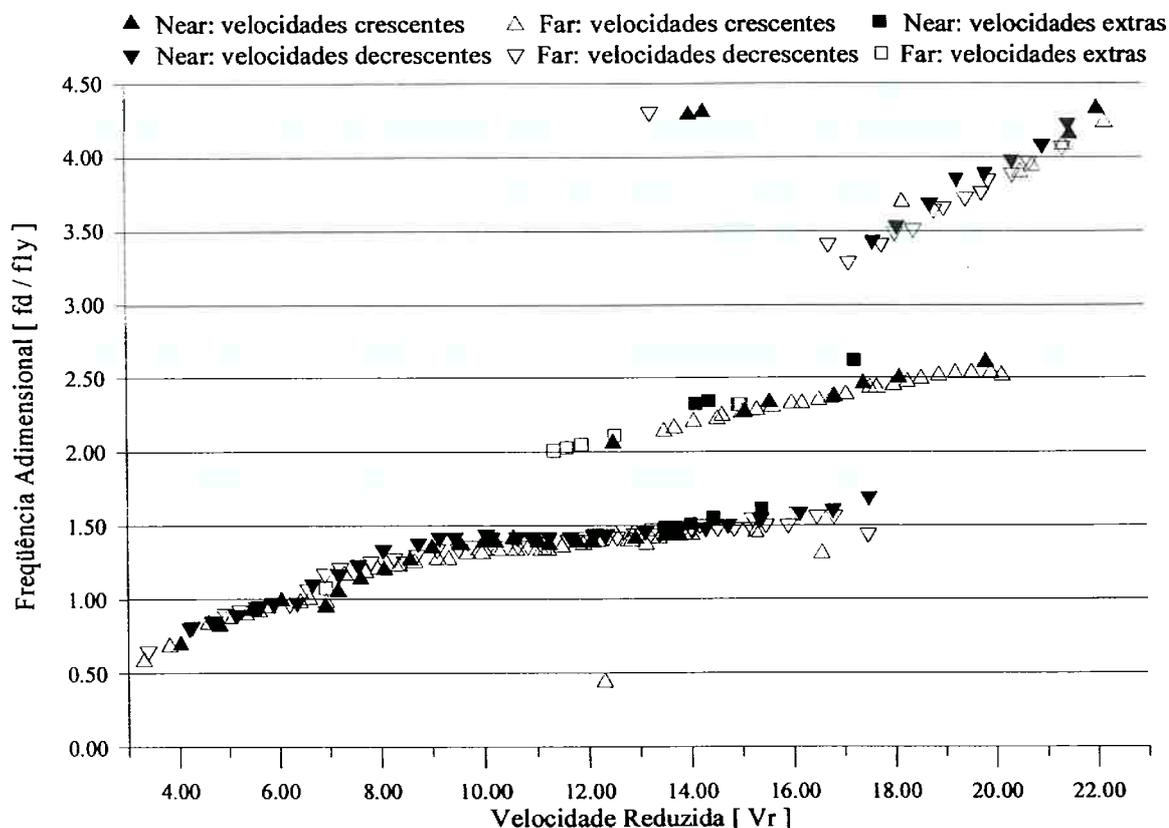
Independente da condição de afastamento entre a extremidade do modelo e o fundo do canal, a Figura 4.13 confirma que de uma maneira global o comportamento de um cilindro flexível é bastante similar àquele apresentado por cilindros rígidos montados sobre apoios elásticos. Percebe-se, ainda, que na região ( $4 \leq Vr^{(ly)} \leq 10$ ) pouca distinção se faz quanto ao comportamento resultante das condições “Near” e “Far”. Nesta região a amplitude adimensional máxima é aproximadamente unitária e também independe do processo de acréscimo ou decréscimo da velocidade de escoamento. Esta região inicial, por apresentar maiores amplitudes de oscilação, indica uma maior correlação quanto aos padrões de emissão.

Por outro lado, na região final do “lock-in” ( $10 \leq Vr^{(ly)} \leq 14$ ), nota-se uma nítida distinção conforme a condição de afastamento. Na condição de maior distância em relação ao fundo, os valores de amplitude são menores, possivelmente indicando uma maior suscetibilidade à perda de correlação tridimensional quanto ao padrão de emissão característico da região de extremidade.

Em termos de frequências de resposta adimensional, Figura 4.14, verifica-se com nitidez o fenômeno de “lock-in” e não se percebem grandes diferenças de comportamento quanto à distância em relação ao fundo do canal. No entanto, em ambos os casos, nota-se um comportamento de crescimento das frequências adimensionais no “lock-in”, ( $1 \leq fd / fly \leq 1,5$ ), característica da dinâmica de cilindros com baixo coeficiente de massa reduzida ( $m^*$ ), conforme sugerido por Khalak & Williamson (1999).

Comportamento curioso ocorre na região acima do “lock-in”, ou seja, para  $Vr^{(ly)} \geq 14$ . Ao contrário das oscilações em todo o ramo principal do fenômeno, marcadas pelo caráter exclusivamente transversal ao escoamento, identifica-se um ramo superior com o acoplamento das oscilações em ambos os planos de flexão e amplitudes laterais comparáveis com as do pico de “lock-in”. Durante este comportamento, o movimento da ponta do modelo apresentou-se como uma figura de Lissajou (em forma de oito), sendo a oscilação transversal cerca de quatro vezes maior que a oscilação longitudinal. Quanto à excitação deste ramo, duas foram as formas identificadas: uma através da introdução de perturbações no escoamento a montante do modelo e outra através de pequenos impulsos mecânicos introduzidos

na estrutura de sustentação na direção do escoamento. Ambas as formas de excitação foram registradas em filme.



*Figura 4.14: Resultados de Frequência Adimensionalizada versus Velocidade Reduzida, obtidos com os ensaios na Universidade de Michigan. Método indireto, via técnica de extensometria.*

Cumprе salientar o caráter absolutamente estável deste comportamento acoplado, perdurando mesmo com acréscimos e decréscimos da velocidade de escoamento, apesar das figuras apresentarem apenas resultados referentes ao histórico crescente de velocidades, o que foi um lapso do procedimento de relato experimental.

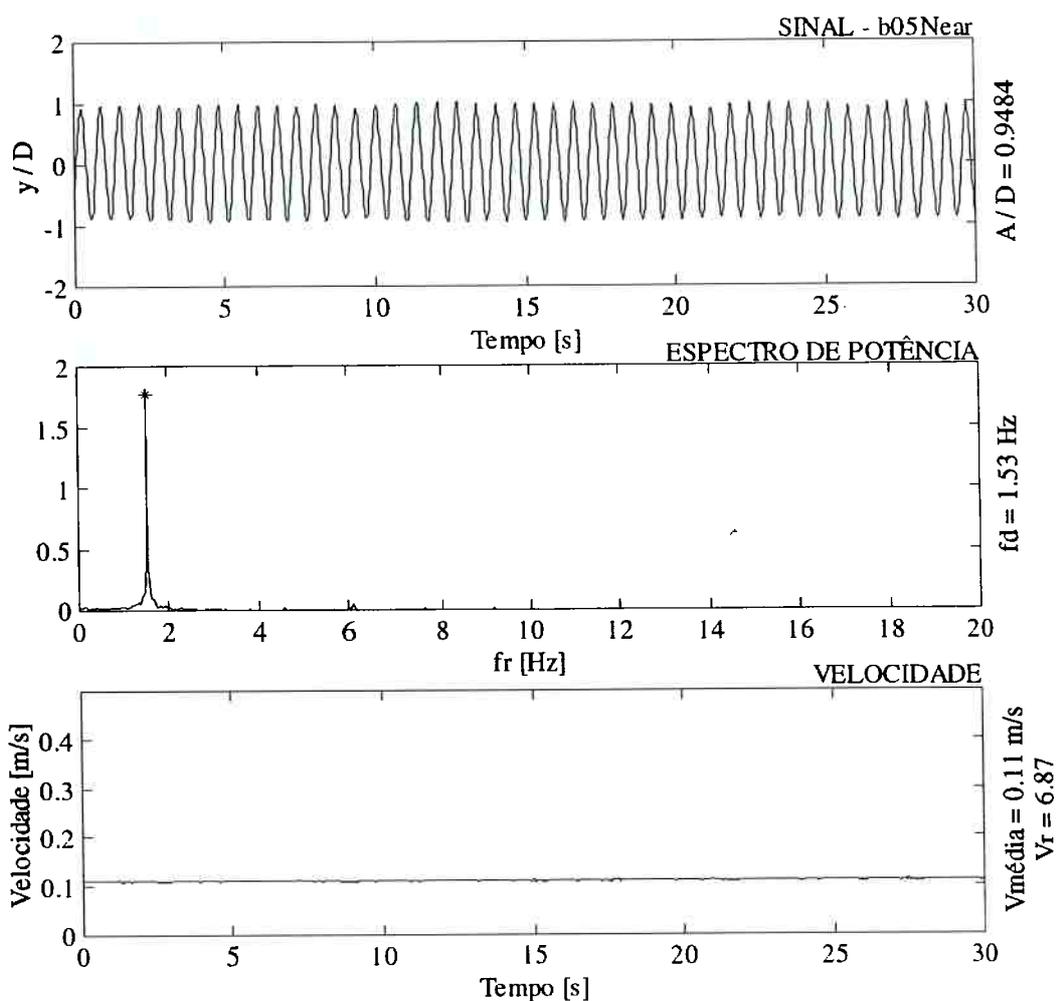
Também segundo a Figura 4.14, ainda que apenas para o processo de incremento das velocidades, nota-se que somente no comportamento acoplado o ramo de frequência intermediário ( $2 \leq fd / fly \leq 2,5$ ) é visitado, em uma clara correspondência com a estrutura da esteira de vórtices, onde flutuações do campo de pressões promovem um força de arrasto ( $F_D$ ) oscilando com o dobro da frequência da força de sustentação ( $F_L$ ). Esta proposição é apenas especulativa, visto que, não foram efetivadas medidas diretas do campo de escoamento.

Através das inúmeras excitações do ramo acoplado, percebeu-se a necessidade de um nível mínimo de perturbação acima do qual a resposta seria capaz de “saltar” do ramo principal (baixas oscilações transversais) para o ramo superior (oscilações transversais e longitudinais acopladas). Verificou-se também que acima de determinada velocidade de escoamento, o comportamento naturalmente abandona o ramo superior e retorna para o ramo principal. No caso da condição “*Far*” identificaram-se como limites para a estabilidade do acoplamento:  $13 \leq Vr^{(ly)} \leq 20$ . Percebeu-se, ainda, uma distinção entre este comportamento “*Far*” e aquele advindo da condição “*Near*”, onde notadamente os valores de amplitude foram ligeiramente superiores.

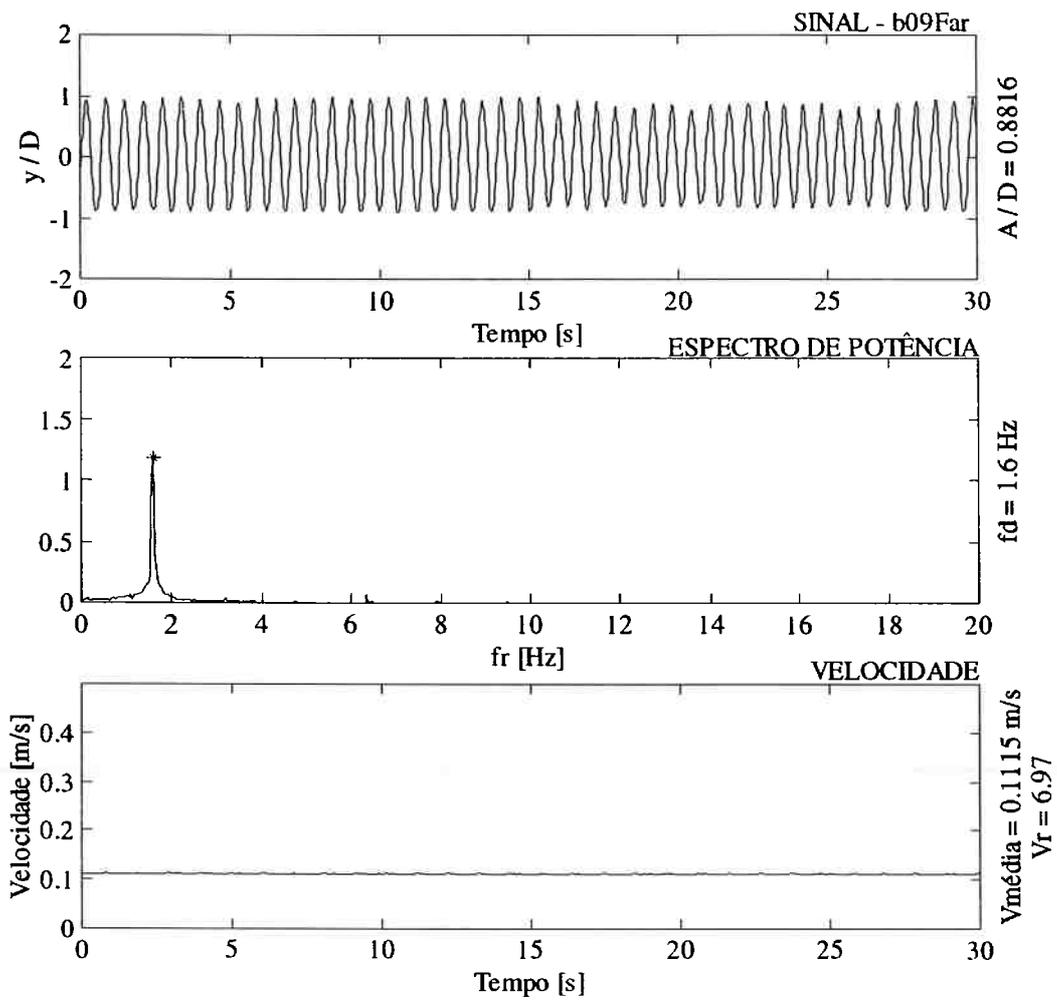
Os gráficos de Amplitude e Frequência Adimensionais construídos para os experimentos realizados na Universidade de Michigan foram obtidos a partir de análises sobre figuras como aquelas a seguir discutidas. Nestas figuras são apresentados registros temporais de Amplitude e Velocidade, bem como, os respectivos Espectros de Potência, onde podem ser identificadas as Frequências Dominantes em cada registro.

Desta forma, comparando a Figura 4.15 (extremidade próxima do fundo: condição “*Near*”) com a Figura 4.16 (extremidade longe do fundo: condição “*Far*”), ambas pertencentes a um histórico crescente de velocidades e próximas ao pico de “*lock-in*” de *fly*, percebem-se registros temporais de amplitude bastante similares, independente da distância entre a ponta do modelo e o fundo do canal. Nota-se também que nas duas corridas os respectivos Espectros de Potência apresentam frequência dominante, *fd*, bastante nítida e aproximadamente igual a *fly*. Entretanto, apesar das velocidades praticamente coincidentes, a condição “*Far*”, com amplitude ligeiramente inferior, apresenta seu pico de potência um pouco mais largo, o que talvez se justifique por uma menor correlação tridimensional do fenômeno de VIV.

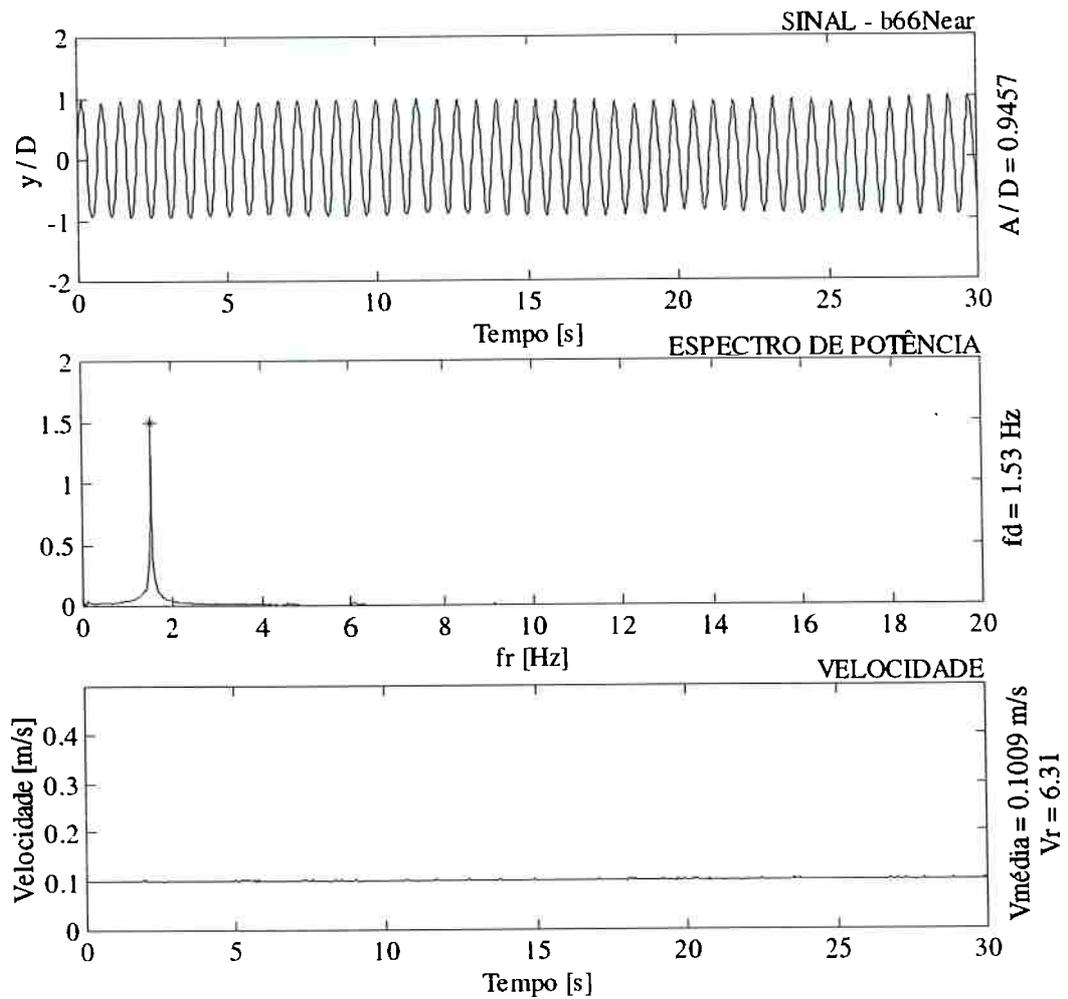
Analogamente, para dois casos pertencentes a um histórico decrescente de velocidades, também se verificam grandes semelhanças entre comportamentos, novamente independentemente da distância ao fundo. Compare a Figura 4.17 com a Figura 4.18.



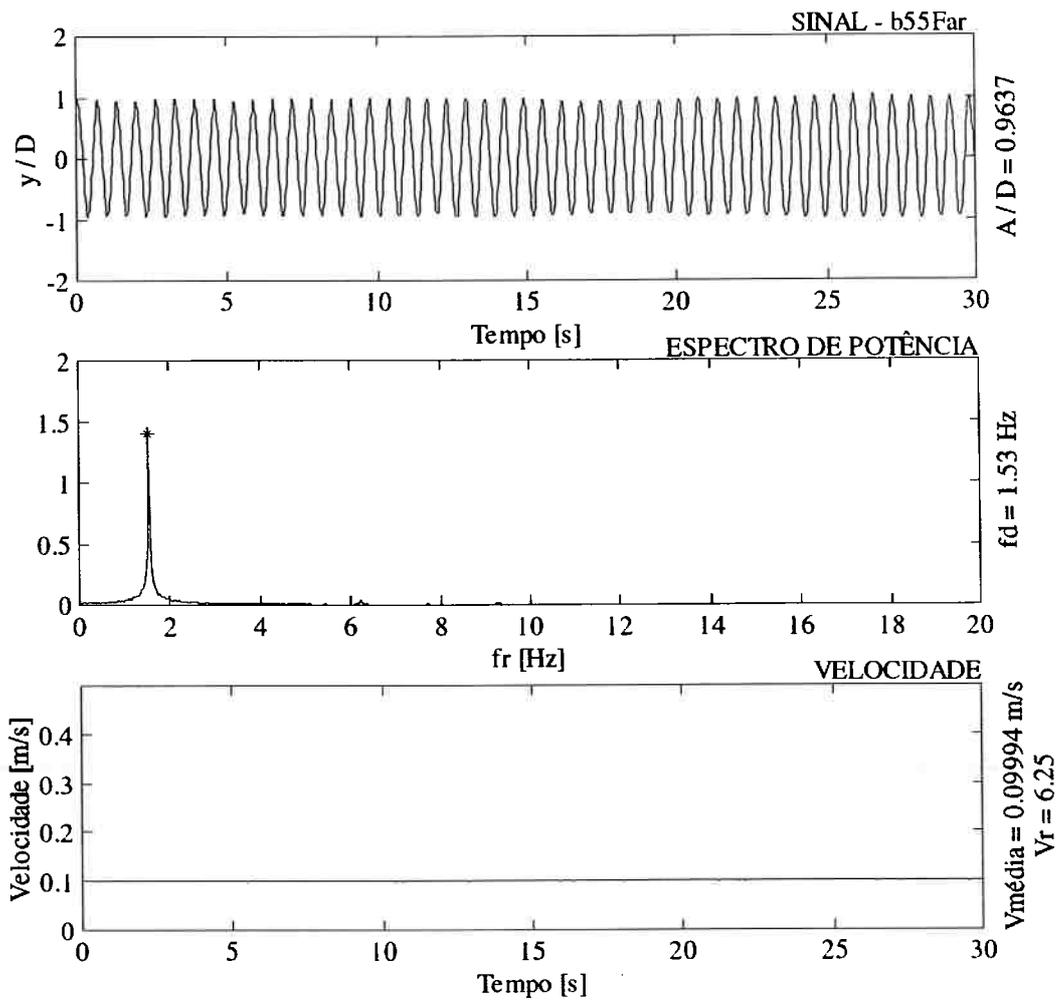
*Figura 4.15: Séries Temporais de Amplitude Adimensional e Velocidade, bem como, respectivo Espectro de Potência de uma corrida pertencente ao histórico CRESCENTE de velocidades na região do PICO de “lock-in” do 1º. modo transversal ao escoamento. Extremidade inferior do modelo PRÓXIMA ao fundo.*



*Figura 4.16: Séries Temporais de Amplitude Adimensional e Velocidade, bem como, respectivo Espectro de Potência de uma corrida pertencente ao histórico CRESCENTE de velocidades na região do PICO de “lock-in” do 1º modo transversal ao escoamento. Extremidade inferior do modelo LONGE do fundo.*



*Figura 4.17: S\u00e9ries Temporais de Amplitude Adimensional e Velocidade, bem como, respectivo Espectro de Pot\u00eancia de uma corrida pertencente ao hist\u00f3rico DECRESCENTE de velocidades na regi\u00e3o do PICO de "lock-in" do 1\u00b0. modo transversal ao escoamento. Extremidade inferior do modelo PR\u00d3XIMA ao fundo.*



*Figura 4.18: Séries Temporais de Amplitude Adimensional e Velocidade, bem como, respectivo Espectro de Potência de uma corrida pertencente ao histórico DECRESCENTE de velocidades na região do PICO de “lock-in” do 1º modo transversal ao escoamento. Extremidade inferior do modelo LONGE do fundo.*

Buscando enriquecer o estudo, comparação análoga pode ser estabelecida entre corridas pertencentes à região fora do “lock-in” de *fly*, ou seja, em velocidade reduzida aproximadamente igual a 22.

Desta forma, comparando a Figura 4.19 com a Figura 4.20, ambas para um histórico crescente de velocidades, percebe-se o caráter dominante da frequência do segundo modo de oscilação transversal ao escoamento ( $f_{2y} = 6,61\text{Hz}$ ), característico do início de um segundo processo de sincronização.

Estas figuras mostram sinais mais ruidosos e espectros de potência sem uma grande concentração de energia em uma única frequência, possivelmente como consequência de padrões menos correlacionados e, portanto, menores valores de amplitude de oscilação. Também servem para ilustrar a capacidade de repetição dos experimentos, haja vista a comparação entre registros coletados em dias diferentes (corrida do dia b versus corrida do dia c).

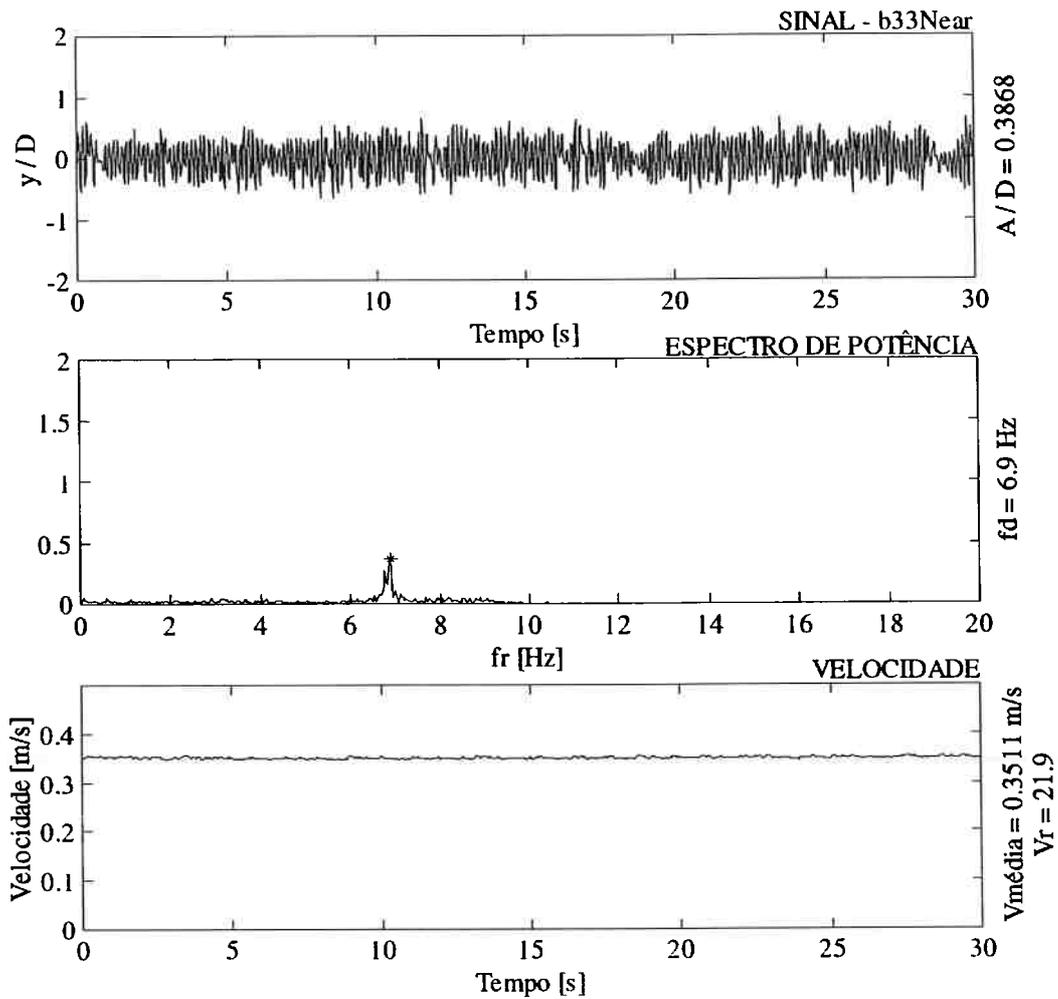
Nesta mesma região, porém com um histórico decrescente de velocidades, as observações foram absolutamente similares, optando-se pela ausência de apresentação desta comparação em detrimento de outra de maior importância.

Desta forma, fundamental é a comparação entre corridas referentes à discutida região de acoplamento entre oscilações transversais e longitudinais ao escoamento.

Foram comparados os casos referentes ao histórico crescente de velocidades.

Ambos os casos apresentam uma frequência dominante cerca de duas vezes maior que a frequência do 1º. modo transversal de vibrar (*fly*), além de exibirem uma cascata de sub-harmônicos.

No caso “Near”, Figura 4.21, verifica-se uma concentração de potência na proximidade da frequência dominante ao contrário do caso “Far”, Figura 4.22, onde há uma maior distribuição de potência entre os sub-harmônicos. Aparentemente, esta diferença justifica as maiores amplitudes verificadas no caso em que a ponta do modelo se encontra praticamente junto ao fundo do canal.



*Figura 4.19: Séries Temporais de Amplitude Adimensional e Velocidade, bem como, respectivo Espectro de Potência de uma corrida pertencente ao histórico CRESCENTE de velocidades na região FORA da faixa de “lock-in” do 1º. modo transversal ao escoamento. Extremidade inferior do modelo PRÓXIMA ao fundo.*

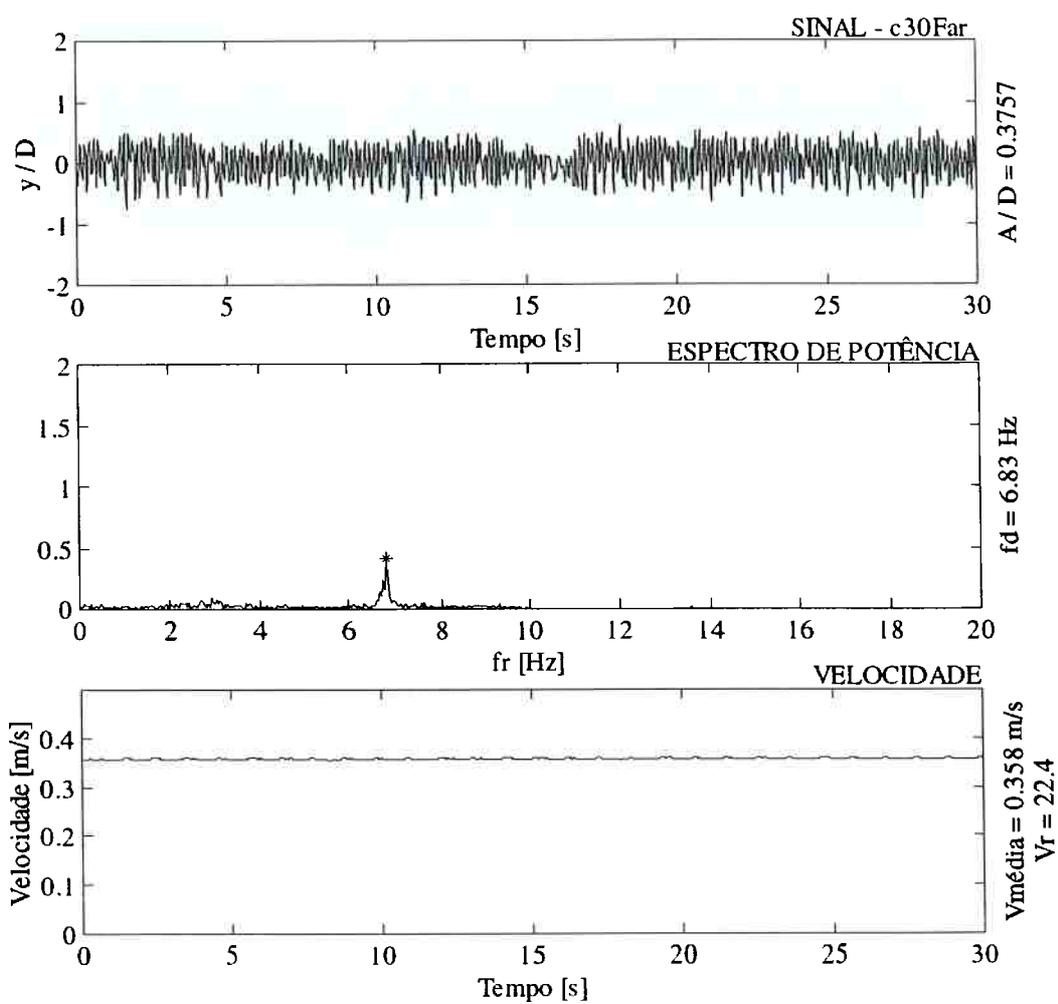
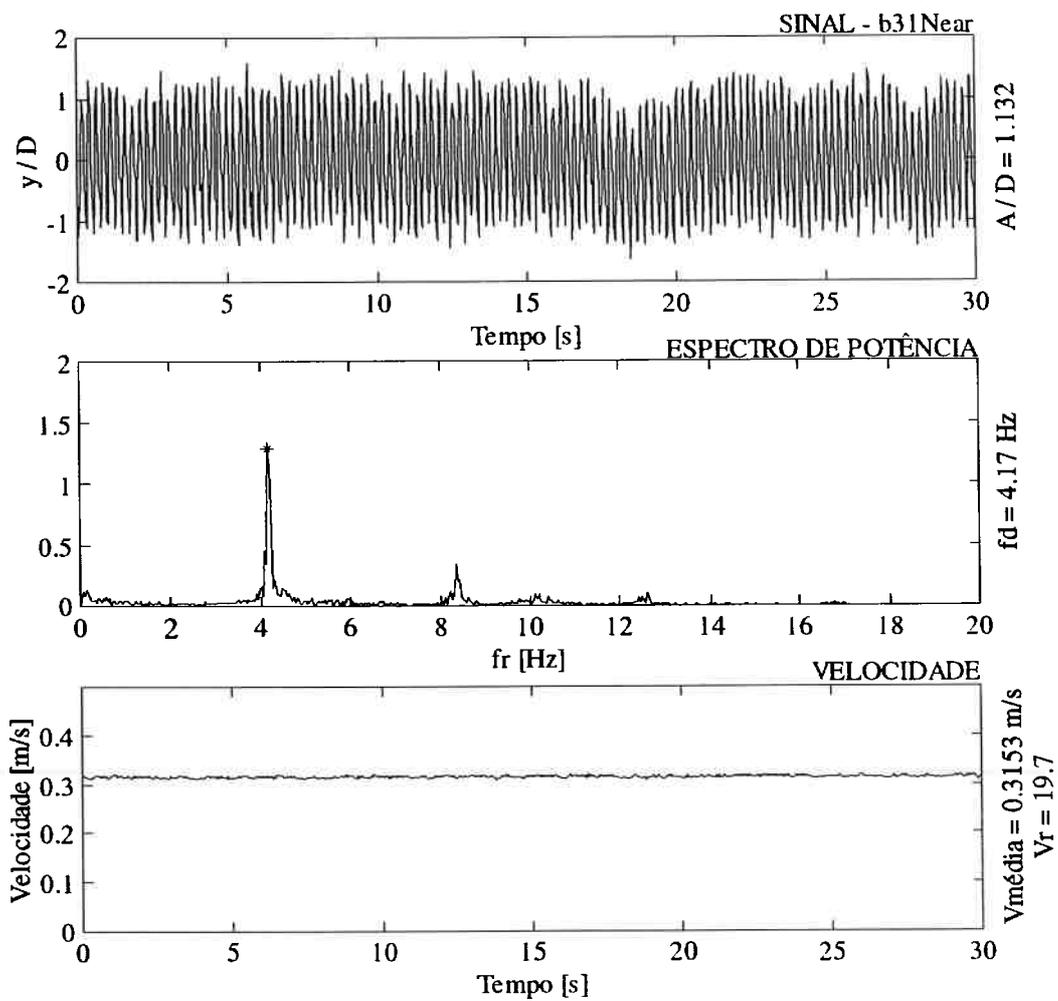


Figura 4.20: Séries Temporais de Amplitude Adimensional e Velocidade, bem como, respectivo Espectro de Potência de uma corrida pertencente ao histórico CRESCENTE de velocidades na região FORA da faixa de “lock-in” do 1º modo transversal ao escoamento. Extremidade inferior do modelo LONGE do fundo.



*Figura 4.21: Séries Temporais de Amplitude Adimensional e Velocidade, bem como, respectivo Espectro de Potência de uma corrida pertencente ao histórico CRESCENTE de velocidades na região de ACOPLAMENTO modal. Extremidade inferior do modelo PRÓXIMA ao fundo.*

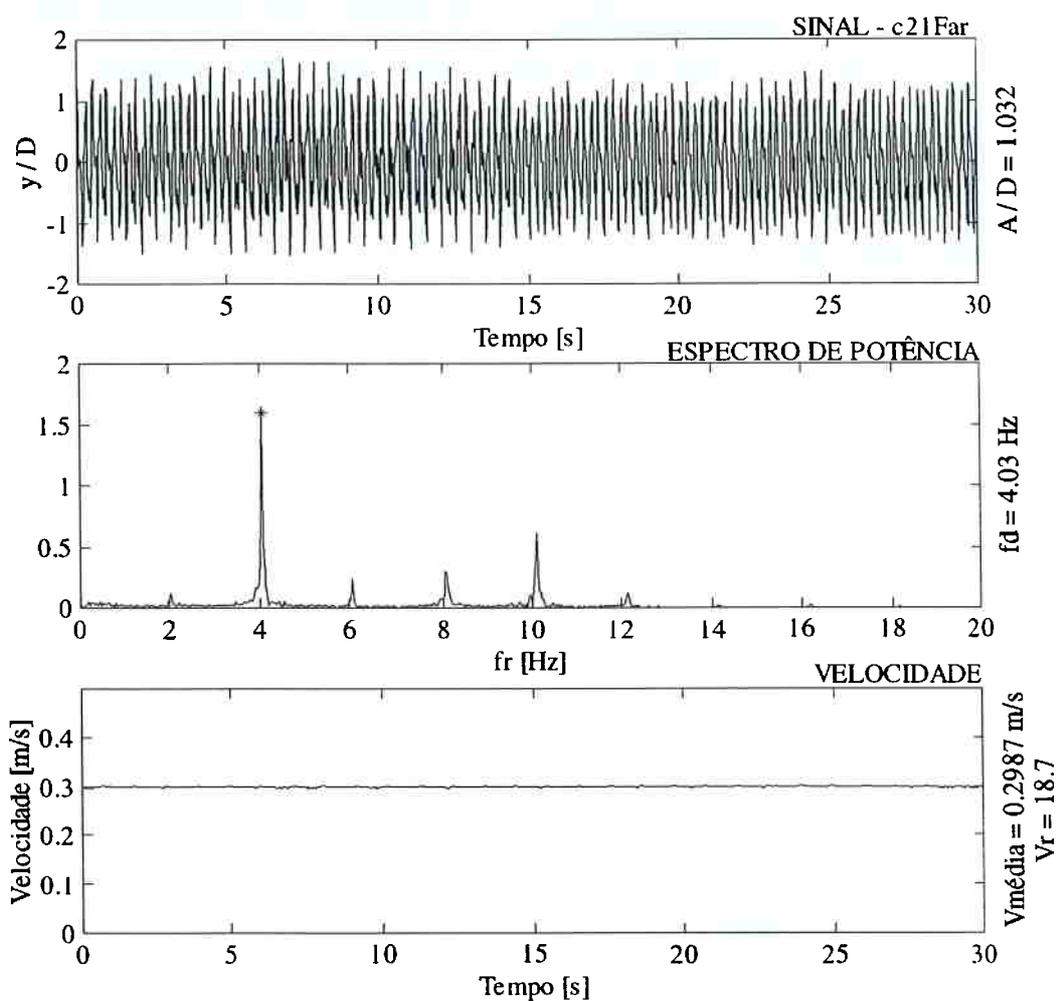


Figura 4.22: Séries Temporais de Amplitude Adimensional e Velocidade, bem como, respectivo Espectro de Potência de uma corrida pertencente ao histórico CRESCENTE de velocidades na região de ACOPLAMENTO modal. Extremidade inferior do modelo LONGE do fundo.

Com o intuito de ilustrar o processo de modificação dos espectros de potência com a variação da velocidade reduzida, montou-se a Figura 4.23 que se refere às corridas efetuadas na condição “Near”.

De acordo com a figura, percebe-se que dentro da região de “lock-in” praticamente uma única frequência de resposta comparece. No entanto, para velocidades reduzidas superiores a 14, portanto fora do “lock-in”, notam-se os dois comportamentos já discutidos: um caracterizado por frequências aproximadamente duas vezes  $f_{1y} \cong 1,6\text{Hz}$  e outro caracterizado por frequências dominantes próximas ao valor referente ao 2º. modo transversal,  $f_{2y} \cong 9,5\text{Hz}$ .

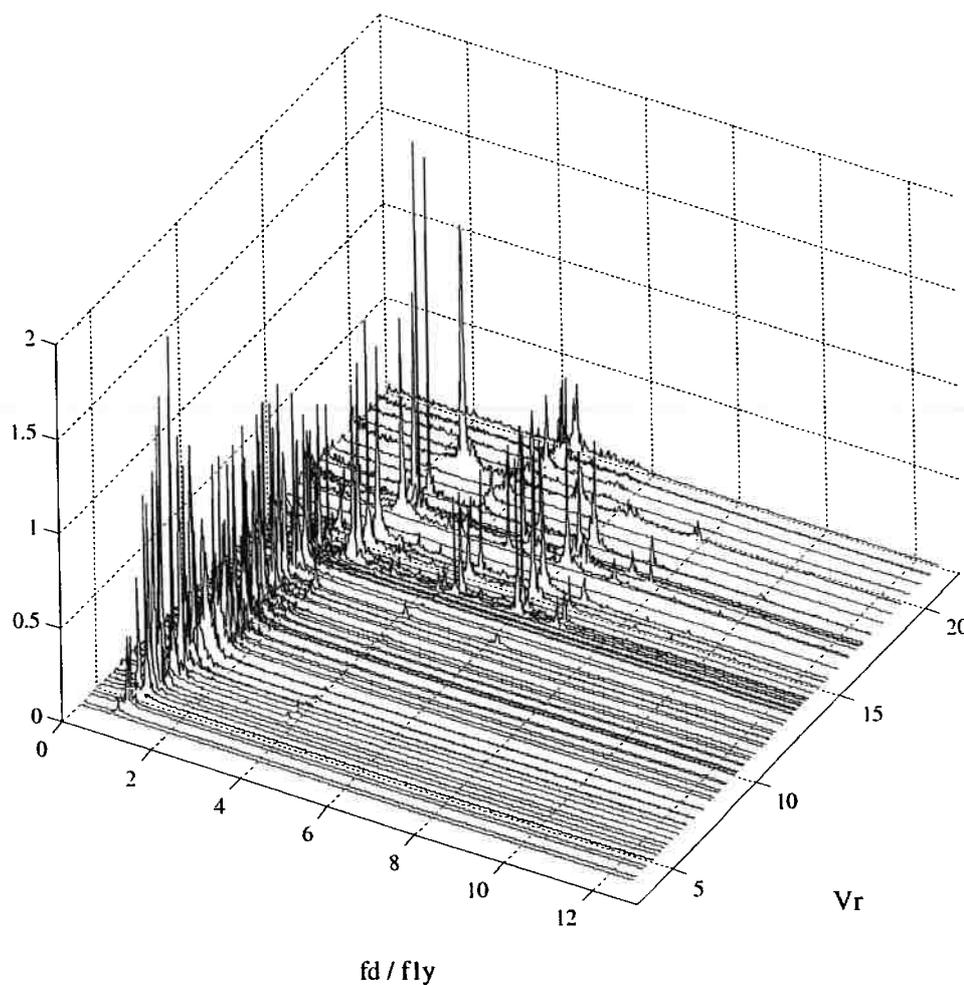


Figura 4.23: Exemplo de Espectro de Potência como função da Velocidade Reduzida. Extremidade Inferior Próxima ao Fundo do Canal (Corridas b\_\_Near).

A partir dos experimentos na Universidade de Michigan importantes resultados a respeito do acoplamento modal foram obtidos. No entanto, aspectos dessa dinâmica dependiam de confirmação via técnicas diretas de medida.

Neste contexto, os experimentos paralelamente desenvolvidos nos laboratórios da Universidade de Cornell serviram a estes propósitos, além de permitirem vislumbrar alguns outros aspectos importantes.

#### ***4.4 Experimentos na Universidade de Cornell***

Conforme discutido na seção inicial deste capítulo, o modelo flexível foi especificamente projetado para as dimensões do canal de água circulante da Universidade de Cornell, visto serem estas menores, quando comparadas com as do canal em Michigan.

Como vantagem, os experimentos em Cornell contaram com valiosas técnicas óticas na medição direta de amplitudes e frequências, podendo-se comparar os resultados assim obtidos com aqueles medidos indiretamente através da extensometria.

##### **4.4.1 Recursos Laboratoriais e Procedimentos Experimentais**

Os experimentos da Universidade de Cornell aconteceram nos Laboratórios de Pesquisa em Dinâmica dos Fluidos do “*Department of Mechanical & Aerospace Engineering*”. Foram conduzidos pelo mestrando Eng<sup>o</sup> Felix Flemming sob direta orientação do Prof. Dr. Charles Williamson.

O modelo flexível utilizado foi uma cópia (“irmão gêmeo”) daquele anteriormente utilizado em Michigan, inclusive com todos os extensômetros internos, embora não se tenha feito uso desta instrumentação.

De maneira semelhante, este modelo foi disposto em balanço, tendo sido monitorada a oscilação da extremidade livre.

Medições se processaram através de aquisição sucessiva de imagens, obtidas através da visualização axial da extremidade livre, previamente pintada de branco para

melhor identificação e análise. Um transdutor ótico bi-axial foi utilizado para a medição dos deslocamentos.

A partir dos registros digitais de imagem, foram auferidas amplitudes e frequências para as várias velocidades de escoamento, dentro de um intervalo suficiente para a completa excitação de toda a faixa de “lock-in” do 1º modo transversal ( $f_{ly}$ ).

Amplitudes, frequências e velocidades foram colocadas na forma não dimensional, respectivamente ( $A^* = A / D$ ), ( $f^* = fd / f_{ly}$ ) e ( $U^* = Vr = U / f_{ly}.D$ ).

#### 4.4.2 Resultados Obtidos em Canal de Água Circulante

Inicialmente os resultados de amplitude e frequência foram sobrepostos àqueles respectivamente obtidos a partir dos experimentos na Universidade de Michigan, Figura 4.24.

De acordo com esta figura, percebe-se que, apesar das distintas técnicas adotadas em cada uma das instituições, as amplitudes medidas foram bastante similares. Nota-se, no entanto, uma diferença quanto à posição do pico, provavelmente relacionado com o fato do canal de água circulante da Universidade de Michigan dispor de potência instalada para velocidades de escoamento entre  $0,05$  e  $2,00\text{m/s}$ , apresentando dificuldade de controle sobre as velocidades iniciais deste intervalo, justamente aquelas referentes ao “lock-in” de  $f_{ly}$ . Outro elemento diz respeito ao fato de estarem sendo utilizados modelos flexíveis gêmeos quanto à concepção e à construção, mas que podem apresentar mínimas diferenças, capazes de explicar a dessemelhança notada.

De qualquer forma, nada afetam a importância e consistência dos resultados, principalmente considerado-se as comparações em termos de frequências, onde a concordância é ótima, a menos de uma mínima distinção no pico.

Em recente trabalho, Govardhan & Williamson (2000) mostram que a dinâmica de um cilindro rígido montado sobre apoio elástico exhibe:

- a) Três padrões de emissão de vórtices, denominados: “initial-upper-lower branches”, quando for baixo o coeficiente massa-amortecimento ( $m^*\zeta$ ).

b) Dois padrões de emissão de vórtices, denominados: “*initial- lower branches*”, quando for alto o coeficiente massa-amortecimento ( $m^*\zeta$ ).

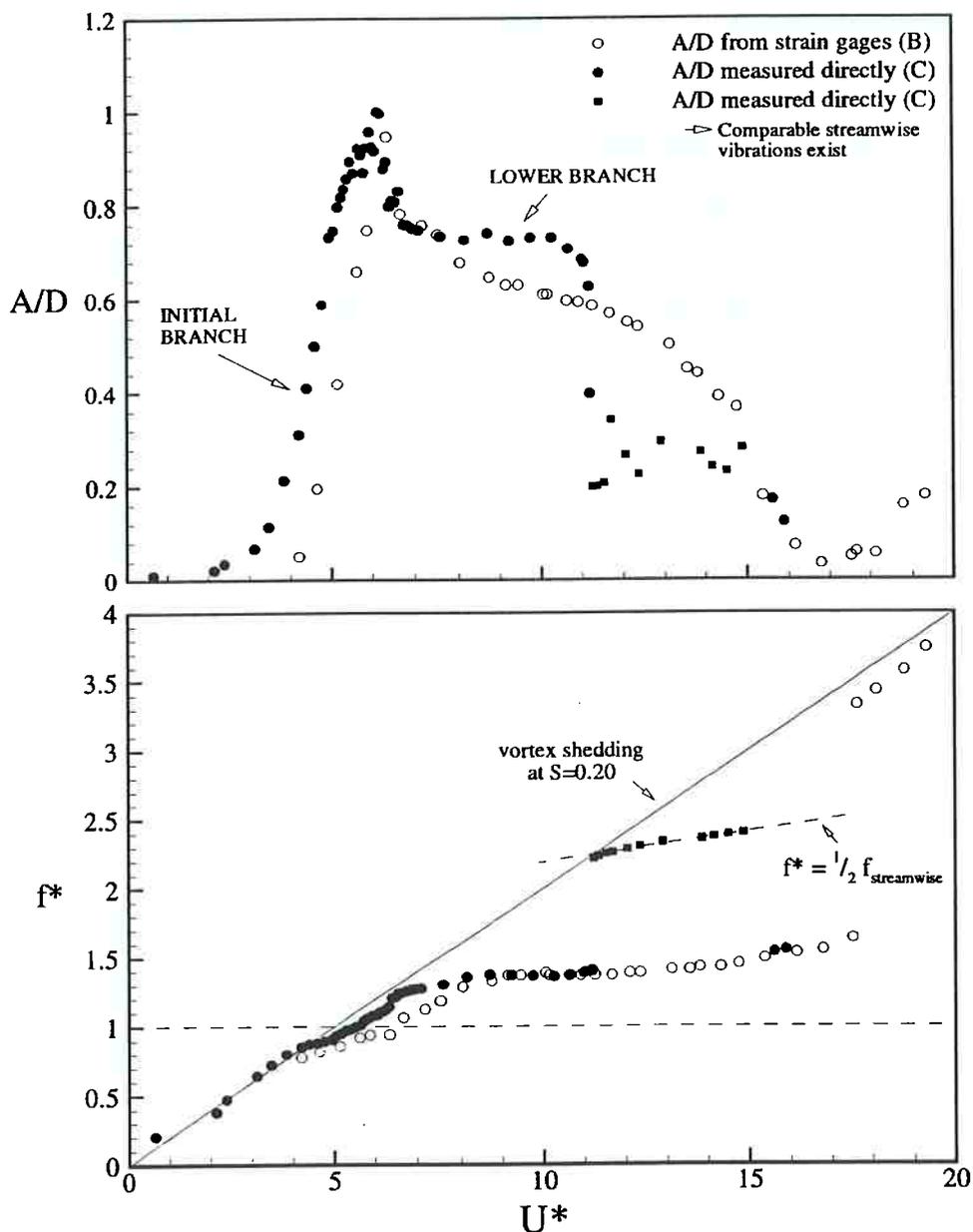


Figura 4.24: Amplitudes e Frequências Adimensionais de Resposta como função da Velocidade Reduzida. Comparação entre os resultados obtidos pela EPUSP na Universidade de Michigan (B) e aqueles respectivamente obtidos na Universidade de Cornell (C).

Se forem diretamente comparados os resultados do presente modelo flexível ( $m^* = 1,3$ ) com um cilindro rígido similar ( $m^* = 1,2$ ), Figura 4.25, ambos exibem a presença de um “*initial branch*” e de um “*lower branch*”. Entretanto, o caso do cilindro rígido também exibe um terceiro padrão, já que resultados de amplitude ( $A/D$ )  $> 0,6$  correspondem a um ramo separado de resposta, denominado de “*upper branch*”, ainda segundo Govardhan & Williamson.

Os dados da Figura 4.25 indicam a possibilidade do modelo flexível também apresentar o padrão do “*upper branch*”, embora prova de sua efetiva existência demande a demonstração de uma descontinuidade no ramo inicial de resposta, só possível com técnicas de visualização do campo de escoamento.

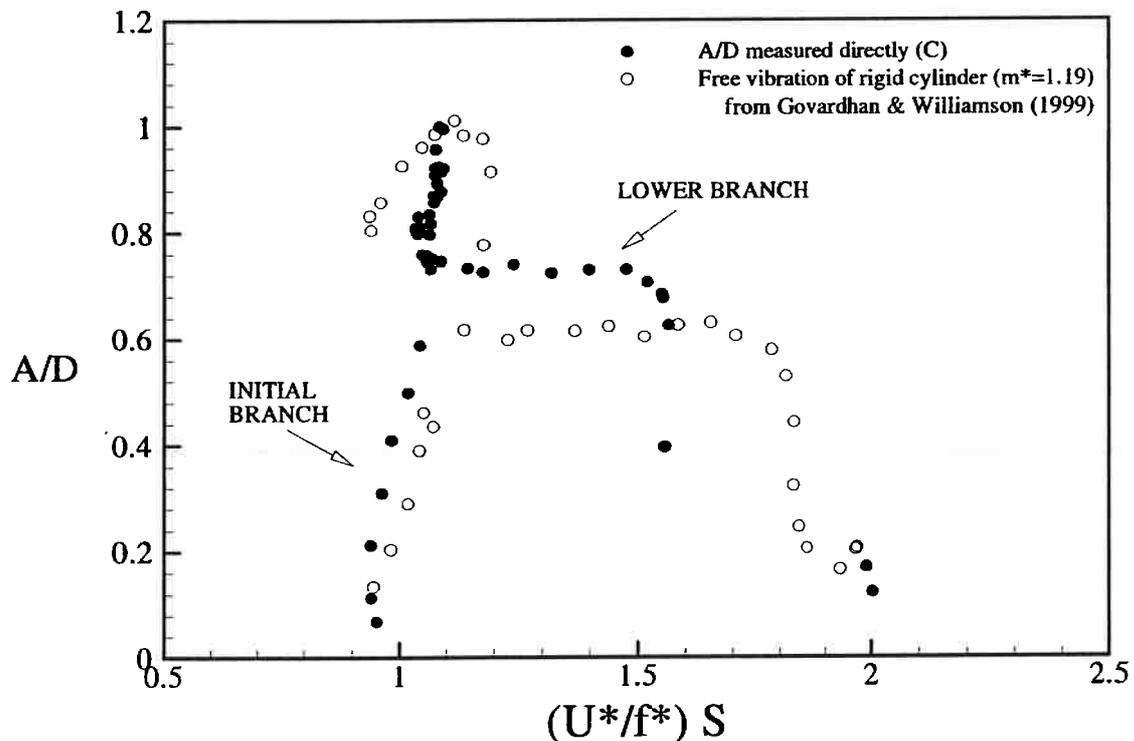


Figura 4.25: Comparação entre a Amplitude de Resposta de Modelo Flexível e a de um Modelo Rígido montado sobre apoio elástico, apresentadas como função da “Verdadeira Velocidade Reduzida”,  $(U^*/f^*)S$ , onde  $S$  refere-se ao número de Strouhal. Neste caso, os coeficientes de massa reduzida são similares, respectivamente ( $m^* = 1,3$  e  $1,2$ ).

Tal descontinuidade é facilmente identificada no caso de um cilindro rígido montado sobre apoio elástico, no entanto, bastante difícil no caso do modelo flexível, onde a

amplitude de oscilação varia ao longo do comprimento. Além disso, segundo Williamson & Roshko (1988), é possível que no modelo flexível haja o comparecimento simultâneo de dois padrões de emissão ao longo do comprimento, 2P e 2S. Conforme discutido no capítulo de Fundamentação Teórica, Figura 2.7, resultados deste tipo têm sido obtidos por Techet *et al.* (1998) para um cilindro com diâmetro variável ao longo do comprimento, um “*tapered cylinder*”, também disposto na condição de balanço.

Vale lembrar que, apesar de absolutamente distintos estruturalmente, “*tapered cylinder*” e cilindro flexível possivelmente apresentem comportamento similar, visto que no âmbito fluido-dinâmico podem ser considerados análogos. O modelo flexível com amplitudes de resposta variando ao longo do comprimento e o “*tapered cylinder*” com diâmetros variando ao longo do comprimento.

Como outro importante resultado dos experimentos realizados em Cornell, tem-se o gráfico da Figura 4.26, onde amplitudes de resposta na direção do escoamento são apresentadas como função da variação da velocidade reduzida. Estas amplitudes foram obtidas a partir dos mesmos ensaios que deram origem à Figura 4.24.

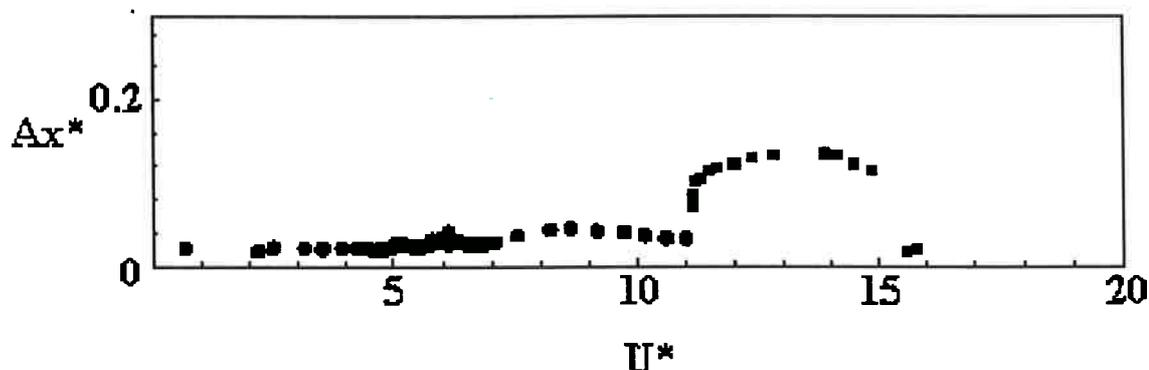


Figura 4.26: Amplitudes de Resposta na direção do escoamento ( $Ax^* = Ax / D$ ), como função da Velocidade Reduzida ( $U^*$ ). Resultados referentes aos mesmos ensaios em Cornell, de onde foram auferidas as amplitudes e freqüências de oscilação transversal.

Analisando-as é possível perceber que, exatamente na região onde se evidenciam consideráveis amplitudes de oscilação longitudinal ( $Ax^*$ ), notam-se oscilações transversais ( $A^* = Ay^*$ ) exatamente com a metade da freqüência do primeiro modo natural longitudinal ao escoamento.

Portanto, trata-se de uma clara evidência da forte correlação entre vibrações transversais e longitudinais, podendo-se deduzir que as frequências em altas velocidades reduzidas identificadas em Michigan, Figura 4.13 e Figura 4.14, também refletem o acoplamento modal, como de fato já haviam sido observadas trajetórias em forma de oito para a ponta do modelo.

Uma resposta similar foi encontrada por Kitagawa *et al.* (1997), também em altas velocidade reduzidas,  $U^* = 14 - 17$ , a qual foi atribuída à força de baixa frequência advinda da emissão de vórtices de ponta nas adjacências da extremidade livre de um cilindro vertical “pivotante”. Um arranjo esquemático deste experimento é apresentado na Figura 4.27.

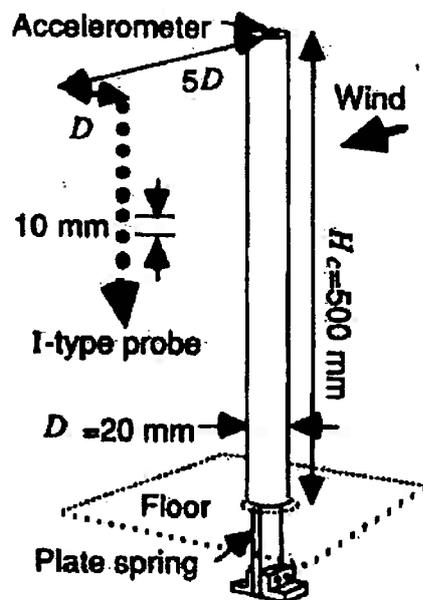


Figura 4.27: Arranjo Experimental dos trabalhos conduzidos em túnel de vento, por Kitagawa *et al.* (1997). Cilindro rígido verticalmente disposto e sustentado por uma mola laminar.

Embora as amplitudes de oscilação nesses experimentos sejam muito menor,  $A^* \approx 0,05$ , e não tenham sido efetuadas medições de amplitudes longitudinais ao escoamento, é concebível que os resultados discutidos no referido trabalho também estejam relacionados com o acoplamento modal, principalmente pelo arranjo experimental, também caracterizado por uma distinção de rigidez (“plate spring”), semelhante ao modelo flexível em estudo neste capítulo.

Assim, foram estas as análises a partir dos experimentos na Universidade de Cornell, destacando-se seu caráter comprobatório, na medida em que vão de encontro àqueles auferidos através de técnicas indiretas na Universidade de Michigan.

Em tempo, apesar de não fazerem parte do presente texto, experimentos com visualização e medição do campo de escoamento ainda são metas do intercâmbio científico firmado com o Prof. Williamson.

#### ***4.5 Considerações Finais do Capítulo***

Conforme apresentado e discutido neste capítulo, o comportamento dinâmico de um modelo flexível ensaiado em canais de água circulante exibiu distinto ramo de resposta, com amplitude comparável a do pico de “*lock-in*” e origem no acoplamento entre primeiros modos naturais (transversal e longitudinal ao escoamento).

Em termos tecnológicos estas investigações comprovam experimentalmente o direto impacto sobre os seguintes aspectos:

- Dependendo da intensidade do escoamento e das perturbações no campo a montante da estrutura, um quadro de simultâneas oscilações pode ser induzido às estruturas suscetíveis ao fenômeno de VIV.
- Oscilações acopladas mostram amplitudes comparáveis àquela observada no ramo principal do fenômeno de “*lock-in*”, além de maiores frequências, o que em termos de fadiga estrutural, torna-se mais preocupante.
- Atualmente na indústria “*offshore*” tem-se preocupação com o comportamento de agrupamentos de “*risers*”, principalmente no que se refere a possíveis choques<sup>(1)</sup> e interferência no escoamento ao redor de estruturas muito próximas. Pois é justamente este quadro de agrupamento que pode proporcionar o aparecimento das oscilações acopladas, na medida em que coexistem perturbações no campo

---

<sup>(1)</sup> Ocorrência conhecida como “*clashing*”.

do escoamento como também perturbações impulsivas introduzidas por eventuais choques entre estruturas do agrupamento.

Em face destes aspectos e da necessidade de um aprofundamento nos conhecimentos a respeito do acoplamento modal, um novo experimento foi proposto.

Este novo experimento foi realizado a partir de um cilindro rígido montado sobre apoios elásticos na direção transversal e longitudinal ao escoamento incidente, buscando eliminar maiores problemas com a variação da amplitude ao longo do comprimento. Além disso, os apoios elásticos, sendo concebidos de maneira a possibilitar uma modulação da rigidez flexional em cada um dos dois planos de interesse, são capazes de proporcionar ensaios desde uma configuração estruturalmente simétrica, até configurações bastante assimétricas, semelhantes as do presente capítulo.

Este novo experimento também serve para confirmar que, em termos da vertente acoplamento modal, o comportamento de estruturas flexíveis em balanço é bastante similar ao comportamento de estruturas rígidas montadas sobre apoios elásticos.



## Capítulo 5

# Experimento II

## *Modelo Rígido*

Desenvolvido de maneira análoga ao experimento anterior, o presente capítulo detalha a concepção e a caracterização de um novo aparato experimental para ensaios em tanque de provas caracterizado, no entanto, por um modelo rígido montado sobre um duplo apoio elástico (dois graus de liberdade).

Dada a versatilidade desse aparato, com simultâneos elementos de sensoriamento, foi possível a confirmação e a discussão de aspectos do fenômeno de VIV, dentre os quais se destacam:

- a) Similares resultados da dinâmica de oscilações acopladas e
- b) Importante resultado quanto à massa adicional, no que se refere a sua dependência com a velocidade de escoamento incidente.



## 5. EXPERIMENTO II

O conjunto de atividades denominado de Experimento II é desenvolvido a partir de um novo aparato experimental, especialmente concebido à luz dos resultados obtidos com o modelo flexível do capítulo anterior. Assim, na seção 5.1 comentam-se as premissas assumidas, na seção 5.2 detalham-se os processos de seleção e dimensionamento da melhor concepção e na seção 5.3 apresenta-se o novo aparato experimental, tal como construído.

Sua caracterização experimental conta com técnicas mais precisas de identificação de parâmetros, seção 5.4, e os resultados advindos dos ensaios em tanque de provas são auferidos sob análises mais rigorosas e consistentes, seção 5.5.

A opção por um modelo rígido buscou estabelecer o foco no acoplamento modal, sem a variação de amplitude ao longo do comprimento, inerente aos modelos flexíveis.

Dada a grande versatilidade do novo aparato experimental, apenas parte de sua potencialidade foi explorada. Mesmo assim, conforme mais adiante verificado, inúmeros resultados foram obtidos com apenas uma das possíveis razões entre rigidezes flexionais.

Desta forma, na seção 5.6 apresentam-se os resultados de amplitude e frequência, discutidos com base também nas investigações a partir dos modelos flexíveis. Além disso, na seção 5.7, desenvolve-se uma vertente de análise baseada na confirmação da dependência da massa adicional com o regime de escoamento incidente, ficando para a seção 5.8 as considerações finais a respeito dos reflexos desta variação sobre a compreensão fenomenológica.

### ***5.1 Premissas para a Concepção Experimental***

Conforme apresentado no capítulo anterior, tornou-se necessária a realização de um experimento complementar, como forma de confirmar a importância do acoplamento modal na dinâmica global de estruturas submetidas ao fenômeno de VIV e investigar a possível relação de sua ocorrência com o grau de assimetria estrutural.

Para tanto, um aparato experimental foi concebido com a preocupação no acoplamento entre modos naturais dos planos transversal e longitudinal ao escoamento sem, contudo, deixar de atender algumas premissas baseadas na experiência adquirida com as investigações anteriores.

Neste contexto, os principais aspectos considerados durante os processos de concepção e construção do novo aparato experimental foram os seguintes:

#### 5.1.1 Opção por uma solução baseada em cilindro rígido

Conforme mencionado, dada a complexidade da questão envolvida no acoplamento entre modos naturais, preferiu-se um aparato experimental baseado em um cilindro rígido, como forma de assegurar uma maior uniformidade do escoamento ao longo de seu comprimento e, portanto, minimizar possíveis efeitos tridimensionais.

Premissa desta natureza baseou-se em estudos com os de Fox; West (1993), segundo os quais, cilindros rígidos em balanço com razões de aspecto suficientemente grandes, ( $L/D > 30$ ), garantem efeitos de ponta confinados àquela região, com mínimos efeitos no campo de escoamento da região de emissão mais correlacionada.

#### 5.1.2 Baixo parâmetro de massa-amortecimento reduzido

Na medida do possível, também foi assumido um aparato capaz de oferecer baixo parâmetro de massa-amortecimento reduzido,  $\nu_r = (m^* (\zeta_{ly}^S)_{\text{água}})$ , buscando garantir uma riqueza de comportamento dinâmico, similar aos mostrados pelos modelos flexíveis e pelos cilindros rígidos montados sobre apoio elástico unidirecional<sup>(1)</sup> ensaiados pelo grupo de pesquisa do Prof. Williamson.

Conforme discutido na Fundamentação Teórica, o parâmetro de massa-amortecimento reduzido mostra fundamental importância na definição do tipo de comportamento global da estrutura dentro da faixa de “lock-in”, inclusive com a possibilidade de fenômenos de histerese.

---

<sup>(1)</sup> Dispositivo montado sobre guias lineares dispostas na direção transversal ao escoamento incidente. O baixíssimo amortecimento estrutural é garantido pela aplicação de mancais a ar.

Desta forma, procurou-se um aparato experimental capaz de apresentar valor de massa-amortecimento reduzido comparável aos anteriores, porém com concepção alternativa, face à atual indisponibilidade de dispositivos como mancais a ar ou sensoriamento do campo de escoamento via técnicas a laser.

### 5.1.3 Possibilidade de alteração da razão entre rigidezes flexionais nos dois graus de liberdade possíveis ( $K_x / K_y$ )

Uma dos aspectos mais importantes deste novo aparato experimental referiu-se à possibilidade de alteração da razão entre rigidez flexional no plano transversal ( $K_y$ ) e rigidez flexional no plano longitudinal ao escoamento ( $K_x$ ), proporcionando condições para aprofundar a compreensão do acoplamento modal e averiguar sua região de ocorrência face ao grau de assimetria estrutural imposto.

### 5.1.4 Possibilidade de análise isolada ou simultânea dos movimentos

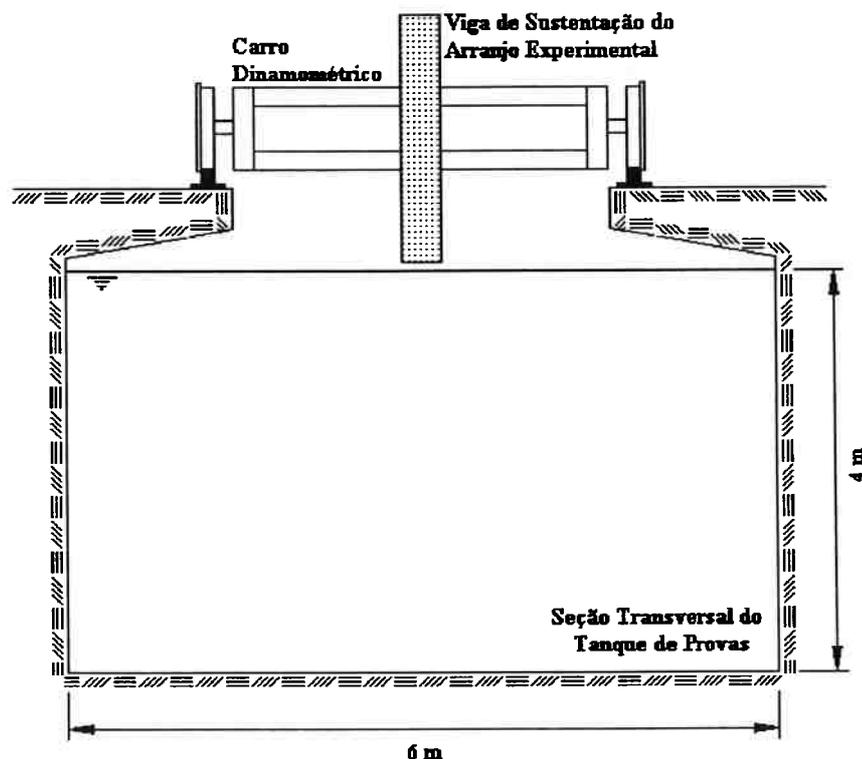
Além da possibilidade de investigação da dinâmica transversal e longitudinal simultaneamente excitada, buscou-se um aparato experimental capaz de proporcionar experimentos com cada um dos graus de liberdade separadamente.

Concebido desta maneira, o aparato permite uma prévia investigação experimental de cada um dos movimentos isolados, promovendo uma base maior de comparações e um melhor embasamento das análises referentes ao acoplamento.

### 5.1.5 Adequação aos limites de velocidade no tanque de provas

Para que toda a faixa de "lock-in" fosse investigada ( $4 \leq V_r \leq 12$ ), especialmente aquela referente ao modo natural transversal ao escoamento, a frequência natural do aparato experimental foi adequada à faixa de velocidades ideal para a operação do carro dinamométrico ( $0,2m/s \leq U \leq 2,5m/s$ ). Além disso, atendeu-se também às dimensões do tanque de provas, esquematicamente ilustradas na Figura 5.1.

Na medida do possível, optou-se por um aparato que não necessitasse o intervalo de velocidades completo, haja vista a possibilidade de alteração da razão entre rigidezes flexionais e, portanto, um interesse pelas velocidades reduzidas de maior valor, ou seja, maiores que o limite superior da primeira faixa de sincronização.



*Figura 5.1: Arranjo Esquemático do Tanque de Provas do IPT. Comprimento de ensaio de aproximadamente 180m.*

#### 5.1.6 Integridade estrutural do aparato

Levando-se em consideração a natureza do fenômeno e os níveis de velocidade do escoamento esperados, deu-se preferência a um arranjo com comportamento linear, onde a integridade estrutural fosse garantida ao longo de toda a faixa de variação de velocidades.

Limites de flambagem, de flexão e compressão compuseram o elenco de aspectos considerados no processo de dimensionamento estrutural.

#### 5.1.7 Auferir sem interferir

Aspecto imprescindível para qualquer investigação experimental que deseje garantir a confiabilidade dos resultados e das conclusões obtidas, o atual aparato experimental também se preocupou com a maior quantidade de informações auferidas sem, contudo, interferir sobre o campo de escoamento próximo ao cilindro.

Para tanto, deu-se prioridade às técnicas de sensoriamento estrutural, transformando o próprio aparato experimental em transdutor indireto de parâmetros importantes do fenômeno.

#### 5.1.8 Facilidade construtiva

Análoga à concepção dos modelos flexíveis, a atual solução também buscou uma facilidade construtiva, sem o comprometimento de aspectos ligados à uniformidade geométrica e estrutural.

Neste contexto, o aparato construído preocupou-se com tolerâncias dimensionais e geométricas, além da qualidade dos materiais, dada sua direta influência sobre a qualidade dos resultados.

#### 5.1.9 Baixo custo de construção

Dada a necessidade dos baixos níveis de amortecimento, procurou-se uma solução que atendesse tal expectativa, em condições semelhantes àquelas apresentadas por arranjos conseguidos com mancais de ar comprimido, contudo, sem os custos associados às soluções baseadas naquela tecnologia.

## ***5.2 Seleção e Dimensionamento Experimental***

Dentre inúmeras possibilidades buscadas para atender aos aspectos discutidos, optou-se por mecanismos conhecidos com Mesas Lineares de Lâminas Flexíveis.

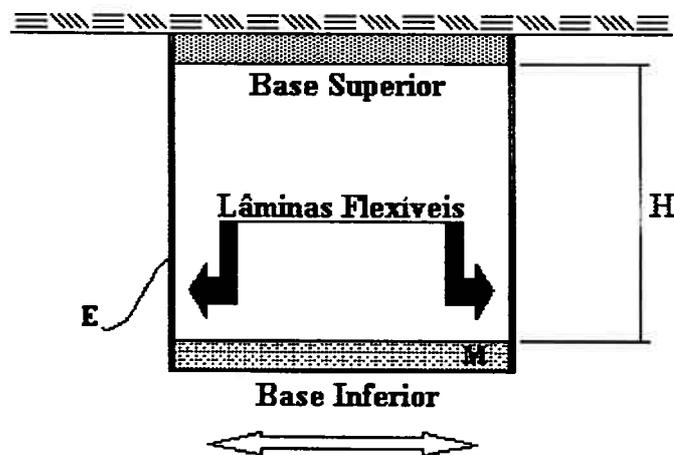
São mecanismos que empregam molas na forma de finas lâminas ou juntas flexíveis e que se valem das deformações em regime elástico para a conversão de esforços solicitantes em deslocamentos.

Uma das grandes vantagens desses mecanismos encontra-se na ausência de escorregamentos e rolamentos, o que lhes reforça o comportamento linear. Outra vantagem diz respeito à simplicidade construtiva, marcada pelo pequeno número de componentes mecânicos envolvidos.

São, ainda, construídos em dimensões bastante reduzidas e aplicados em situações que requeiram pequenos deslocamentos com ótima precisão e na ausência de

vibrações. Exemplos destas construções são as mesas lineares de lâminas flexíveis utilizadas no posicionamento durante o processo de fabricação de circuitos integrados e de conexão de fibras óticas.

No entanto, construídos em grandes dimensões, mecanismos desta natureza podem conciliar apreciáveis níveis de deslocamento em translação com desejáveis desempenhos dinâmicos. Além disso, a sobreposição ortogonal de duas mesas, pode possibilitar vibrações em dois graus de liberdade.

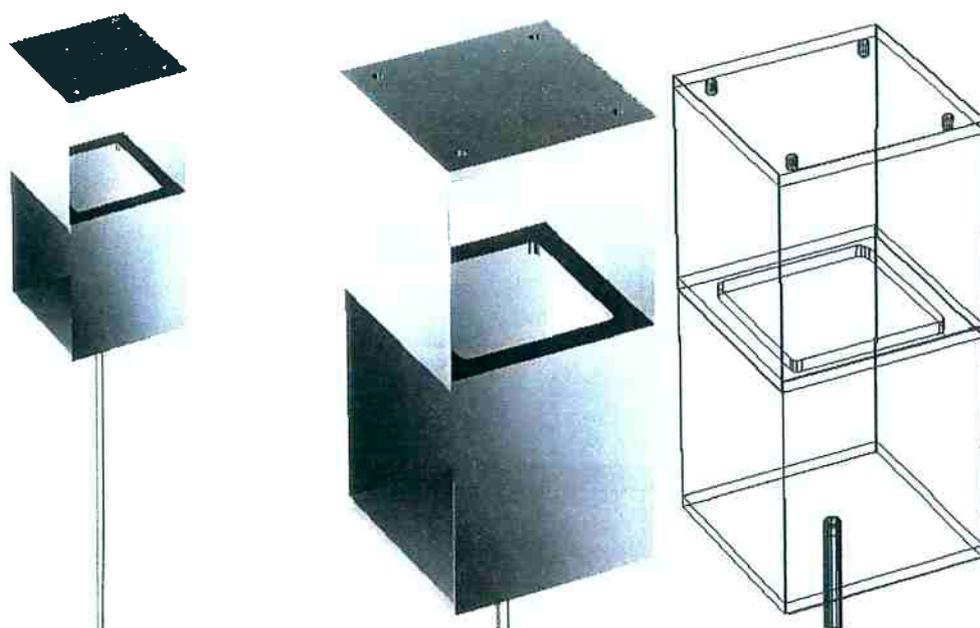


*Figura 5.2: Mecanismo para conversão de Esforços Solicitantes em Deslocamentos:  
Mesa Linear de Lâminas Flexíveis.*

Considerando a ausência de componentes mecânicos funcionando por deslizamento, o aparato assim concebido conta, ainda, com um aspecto inerente à sua característica unicamente estrutural, qual seja, o baixo amortecimento.

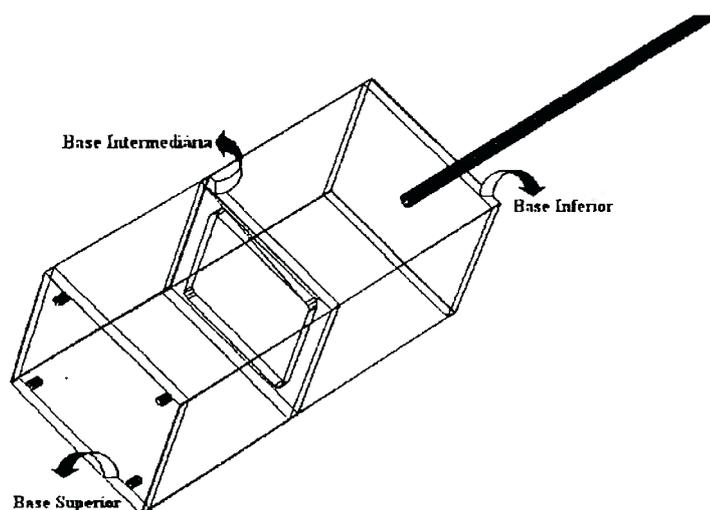
Portanto, a Figura 5.3 traz algumas vistas do aparato concebido para o presente capítulo, baseado no arranjo ortogonal de duas mesas lineares de lâminas flexíveis.

Desta forma, algumas das premissas discutidas, como: baixos níveis de amortecimento, baixo custo, facilidade construtiva, capacidade de isolamento entre movimentos ortogonais, possibilidade de alteração das razões de rigidez flexional e ausência de interferência sobre a hidrodinâmica do fenômeno, são prontamente garantidas por este tipo de aparato, faltando apenas um correto dimensionamento complementar para que as demais premissas também sejam atendidas.



#### Duplo Apoio Elástico

Três bases metálicas interligadas por finas chapas de aço-mola (SAE-1080) de maneira a proporcionar predominantes movimentos de translação. Assim construído, o arranjo permite que os dois graus de liberdade possíveis coincidam com os planos transversal e longitudinal ao escoamento incidente.

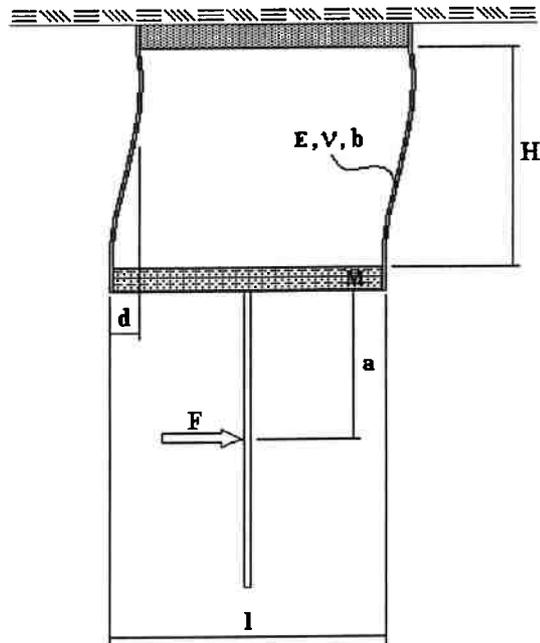


*Figura 5.3: Arranjo Esquemático do Aparato Experimental concebido.*

Com esta concepção, inúmeras montagens foram consideradas segundo a variação de dimensões e tipos de materiais utilizados nos componentes mecânicos.

Com base na diversidade, a seleção da melhor montagem ocorreu através da avaliação de aspectos relacionados com a integridade estrutural, buscando sua adequação aos esforços inerentes ao fenômeno em tanque de provas.

Nessa avaliação de integridade estrutural foram considerados elementos da teoria de resistência dos materiais relacionados aos esforços de compressão, flexão e flambagem; sempre em condições em favor da segurança.



*Figura 5.4: Parâmetros para o equacionamento utilizado na avaliação dos Esforços Solicitantes dos Apoios Elásticos.*

A Figura 5.4 ilustra o problema estrutural e destaca os principais parâmetros envolvidos no dimensionamento desenvolvido segundo o seguinte equacionamento:

Tensão de compressão máxima na posição de fixação das lâminas às bases:

$$\sigma_c = \frac{R}{A}, \quad (5.1)$$

onde:  $(A = e.b)$  é a área da seção transversal das lâminas e  $(R)$  é a reação no engaste, dada por:

$$R = \frac{FH}{2d} \left( \frac{1 + \frac{2a}{H}}{\frac{l}{d} - 1} \right), \quad (5.2)$$

com ( $F$ ) referindo-se à força devido ao escoamento fluido (“drag” ou “lift”)<sup>(2)</sup>:

$$\frac{F}{L} = \frac{1}{2} \rho \{C_D, C_L\} D U^2 \quad (5.3)$$

( $L$ ) diz respeito ao comprimento total do cilindro rígido, ( $d$ ) ao deslocamento lateral da base inferior, ( $H$ ) ao comprimento em balanço das lâminas flexíveis e ( $l$ ) à distância entre as lâminas.

Combinada à tensão de compressão, também foi considerada a tensão de flexão:

$$\sigma_f = \frac{M_f \frac{e}{2}}{I} \quad (5.4)$$

Sabendo-se que: ( $I$ ) é o momento de inércia das lâminas em flexão, ( $e/2$ ) refere-se à meia espessura da lâmina, o momento fletor ( $M_f$ ) no engaste é dado por:

$$M_f = \frac{FH}{4} \left( 1 + \frac{\left( 1 + \frac{2a}{H} \right)}{\left( 1 - \frac{l}{d} \right)} \right) \quad (5.5)$$

Desta forma, foi avaliada a condição de solicitações combinadas das lâminas flexíveis, comparando-as com o limite de escoamento do material utilizado para sua construção.

Face aos grandes níveis de solicitação, cumpre destacar que foram descartados todos os aços de baixo carbono, optando-se por uma classe de aços SAE-1080, com altos níveis de tensão de escoamento, específicos para a construção de molas.

Além disso, as configurações candidatas foram também avaliadas quanto ao limite de tensão crítica à flambagem:

---

<sup>(2)</sup> Segundo Khalak; Williamson (1999), cilindros em vibração livre de  $A/D \sim 1$ , podem alcançar valores de  $C_D$  e  $C_L$  respectivamente da ordem de 5,0 e 2,5. Além disso, apesar do pico de “lock-in” não corresponder ao limite superior de  $U = 2,5 \text{ m/s}$ , estes valores de  $C_D$  e  $C_L$  foram utilizados nesta velocidade, implicando em dimensionamento em favor da segurança.

$$\sigma_{flamb} = K \left( \frac{E}{1-\nu^2} \right) \left( \frac{e}{b} \right)^2 \quad (5.6)$$

( $K$ ) refere-se à constante de proporcionalidade que depende da relação entre largura ( $b$ ) e comprimento ( $H$ ) das lâminas flexíveis, tendo sido assumido  $K=3$  para efeito de segurança, e ( $\nu$ ) é o coeficiente de Poisson, aproximadamente 0,3 para grande parte dos aços carbono.

Finalmente, os arranjos dimensionados segundo a integridade estrutural passaram pela fase de adequação aos gabaritos de ensaio do tanque de provas do IPT.

Neste contexto, atenção foi depositada sobre os limites de velocidade necessários para a excitação completa da faixa de “lock-in” do primeiro modo natural transversal ao escoamento ( $fly$ ).

Para tanto, foram calculadas as frequências naturais:

$$fn = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{3E \sum_{i=1}^2 I_i}{MH^3}}, \quad (5.7)$$

onde ( $E$ ) refere-se ao Modulo de Elasticidade do material que compõe as lâminas flexíveis, ( $M$ ) à massa estrutural envolvida na dinâmica, ( $H$ ) ao comprimento em balanço e  $\sum_{i=1}^2 I_i$  à soma dos momentos de inércia da lâminas flexíveis.

### 5.3 O Aparato Dimensionado e Construído

Com base em todas as considerações discutidas, inclusive tendo sido incorporados outros detalhes acerca da construção e disponibilidade de material, chegou-se a um aparato experimental com as dimensões e propriedades físico-mecânicas respectivamente apresentadas na Tabela 5.1 e na Tabela 5.2.

No presente estudo, o aparato foi projetado para que a frequência natural na direção transversal fosse aproximadamente igual à frequência natural na direção longitudinal ao escoamento ( $fly \cong flx$ ).

<b>Lâminas Flexíveis Superiores</b>	
Quantidade	02
Largura	250mm
Altura	250mm
Espessura	1,3mm
<b>Lâminas Flexíveis Inferiores</b>	
Quantidade	02
Largura	250mm
Altura	275mm
Espessura	1,3mm
<b>Bases</b>	
Quantidade	03
Largura	250mm
Altura	250mm
Espessura	15mm
<b>Cilindro Rígido</b>	
Quantidade	01
Comprimento	1143mm
Diâmetro Externo	38,10mm
Espessura da Parede	1,6mm

*Tabela 5.1: Dimensões Principais do Aparato Experimental.*

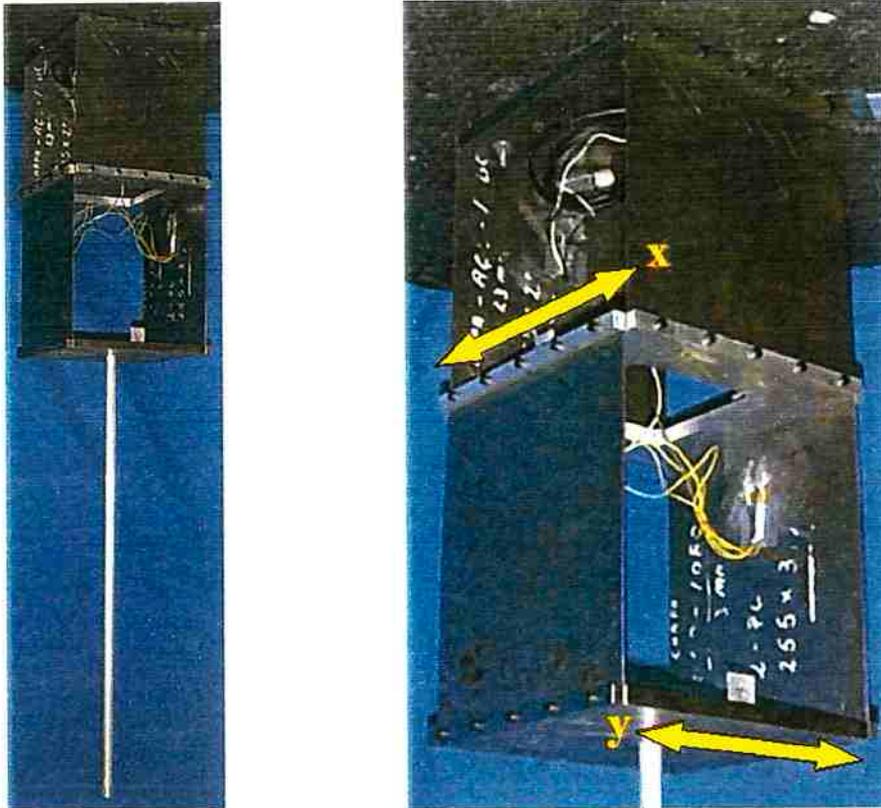
<b>Lâminas Flexíveis</b>	<b>SAE 1080</b>
Limite de Escoamento	585MPa
Módulo de Elasticidade	210GPa
Densidade	7800kg/m <sup>3</sup>
<b>Bases Superior e Inferior</b>	<b>SAE 1020</b>
Densidade	7800kg/m <sup>3</sup>
<b>Base Intermediária</b>	<b>Alumínio</b>
Densidade	2700kg/m <sup>3</sup>
<b>Cilindro Rígido</b>	<b>Alumínio</b>
Módulo de Elasticidade	70GPa
Densidade	2700kg/m <sup>3</sup>

*Tabela 5.2: Propriedades dos materiais utilizados no arranjo experimental.*

A Figura 5.5 mostra duas fotos do aparato experimental (duplo apoio elástico e cilindro rígido), construído segundo as dimensões apresentadas.

Obedecendo ao dimensionamento, a direção transversal (forças de sustentação) foi conferida à mesa linear inferior e, conseqüentemente, a direção longitudinal (forças

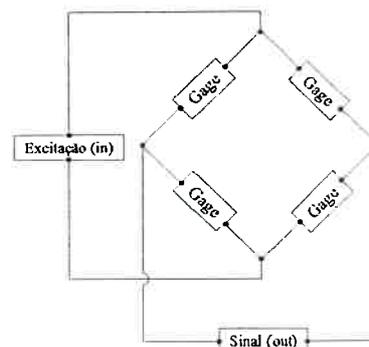
de arrasto) conferida à mesa linear superior. Outros detalhes desta opção são apresentados mais adiante.



*Figura 5.5: Fotos do Aparato Experimental como construído. Direção transversal (forças de sustentação) conferida à mesa linear inferior e direção longitudinal (forças de arrasto) conferida à mesa linear superior.*

Torna-se possível a identificação do sensoriamento de deformação, através de oito extensômetros dispostos dois a dois em cada uma das quatro lâminas do aparato, de tal forma a configurar uma ponte completa em cada grau de liberdade.<sup>(3)</sup>

<sup>(3)</sup> Ponte completa diz respeito ao arranjo de 04 extensômetros, ou múltiplos deste valor (dependendo do grau de resultado que se deseja alcançar), dispostos de maneira a formar o circuito elétrico conhecido com Ponte de Wheatstone, cuja relação entre evento de excitação e sinal de saída é linear.



## 5.4 Caracterização do Arranjo Experimental

Basicamente, o novo aparato experimental caracteriza-se pela função de sustentação elástica do cilindro rígido.

No entanto, dada sua geometria simples e comportamento estrutural bastante conhecido, também pode “trabalhar” como um transdutor de força-deslocamento, a partir de uma completa caracterização, permitindo não só a determinação de parâmetros estruturais, com também, de suas constantes de calibração.

Ensaio estáticos e dinâmicos foram realizados, os quais, analisados segundo técnicas clássicas de processamento de sinais e identificação de sistemas, possibilitaram a identificação das frequências naturais, dos coeficientes de amortecimento e das rigidezes flexionais, além de curvas relacionando leituras de deformação com respectivos valores de deslocamento e força.

Esse processo de caracterização também serviu para avaliar comportamentos indesejáveis capazes de prejudicar os experimentos em tanque de provas, tais como: acoplamentos estruturais e possíveis torções das lâminas flexíveis.

### 5.4.1 Identificação das Frequências Naturais no Ar e dos Coeficientes de Amortecimento Estrutural ( $\zeta^S = c / c_{cr}$ )

Conforme esperado, problemas relacionados com a qualidade do engaste tornaram-se importantes, face à proximidade entre as frequências de interesse.

Várias condições de ensaio foram testadas, chegando-se a uma disposição do aparato experimental capaz de maximizar a qualidade do engaste e minimizar o acoplamento estrutural entre os graus de liberdade.

Assim, o aparato experimental foi disposto na posição vertical invertida, ou seja, com sua base superior (a base do engaste) fixada ao chão. Atenção especial foi dispensada à posição do dispositivo em relação ao solo, ou seja, com o nivelamento do mesmo.

Foram realizados dois conjuntos de 12 (doze) ensaios de decaimento, em dias diferentes para verificar a consistência dos resultados. Dentro de cada conjunto

---

existiram 03 (três) tipos de excitação impulsiva: preferencialmente na direção  $x$ , preferencialmente na direção  $y$  e nas diagonais.

Em tempo, a possibilidade de excitação simultânea via impulsos na diagonal só foi possível graças à condição conferida ao engaste, servindo como elemento de certificação da sua qualidade.

A Tabela 5.3 mostra a nomenclatura utilizada para os decaimentos e respectivas formas de excitação.

<b>Ensaio</b>	<b>Descrição do Tipo de Excitação</b>
Dc001	Impulsiva na direção ( $y$ )
Dc002	Impulsiva na direção ( $y$ )
Dc003	Impulsiva na direção ( $y$ )
Dc004	Impulsiva na direção ( $y$ )
Dc005	Impulsiva na direção ( $x$ )
Dc006	Impulsiva na direção ( $x$ )
Dc007	Impulsiva na direção ( $x$ )
Dc008	Impulsiva na direção ( $x$ )
Dc009	Impulsiva na diagonal, portanto ( $x$ ) e ( $y$ ) simultâneas
Dc010	Impulsiva na diagonal, portanto ( $x$ ) e ( $y$ ) simultâneas
Dc011	Impulsiva na diagonal, portanto ( $x$ ) e ( $y$ ) simultâneas
Dc012	Impulsiva na diagonal, portanto ( $x$ ) e ( $y$ ) simultâneas
Dc013	Impulsiva na direção ( $y$ )
Dc014	Impulsiva na direção ( $y$ )
Dc015	Impulsiva na direção ( $y$ )
Dc016	Impulsiva na direção ( $y$ )
Dc017	Impulsiva na direção ( $x$ )
Dc018	Impulsiva na direção ( $x$ )
Dc019	Impulsiva na direção ( $x$ )
Dc020	Impulsiva na direção ( $x$ )
Dc021	Impulsiva na diagonal, portanto ( $x$ ) e ( $y$ ) simultâneas
Dc022	Impulsiva na diagonal, portanto ( $x$ ) e ( $y$ ) simultâneas
Dc023	Impulsiva na diagonal, portanto ( $x$ ) e ( $y$ ) simultâneas
Dc024	Impulsiva na diagonal, portanto ( $x$ ) e ( $y$ ) simultâneas

*Tabela 5.3: Descrição dos Ensaio de Decaimento no AR.*

Buscando sedimentar a confiança quanto aos baixos níveis de acoplamento estrutural, instrumentação complementar foi incorporada ao aparato através da

utilização de 04 (quatro) acelerômetros dispostos dois a dois em cada uma das mesas lineares e equidistantes ao centro da base, permitindo dois registros simultâneos em cada uma das direções de oscilação. Esta montagem foi assim pensada como forma de promover a determinação dos níveis de rotação, através do procedimento mais adiante apresentado.

Em linhas gerais as análises foram desenvolvidas a partir de registros temporais de deformação nas duas direções distintas, medidos simultaneamente em posições pré-definidas segundo a extensometria mostrada na seção anterior.

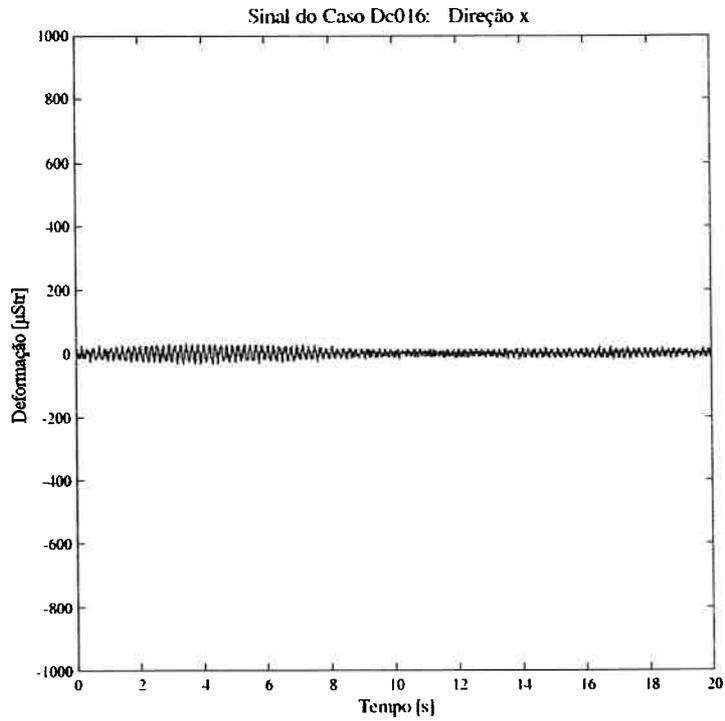
É importante destacar que nos casos de excitação preferencial foram verificados baixos níveis de acoplamento estrutural, ou seja, a ausência de consideráveis níveis de “*cross-talk*”, como mostra o exemplo da Figura 5.6, onde o registro temporal na direção de excitação ( $y$ ) apresenta uma ordem de grandeza maior que o respectivo registro na direção ortogonal ( $x$ ).

De maneira análoga para a condição de excitação na diagonal da base, foram confeccionados gráficos dos registros temporais de deformação. Exemplos destes gráficos são apresentados na Figura 5.7, onde: (a) diz respeito à direção longitudinal e (b) à direção transversal ao escoamento.

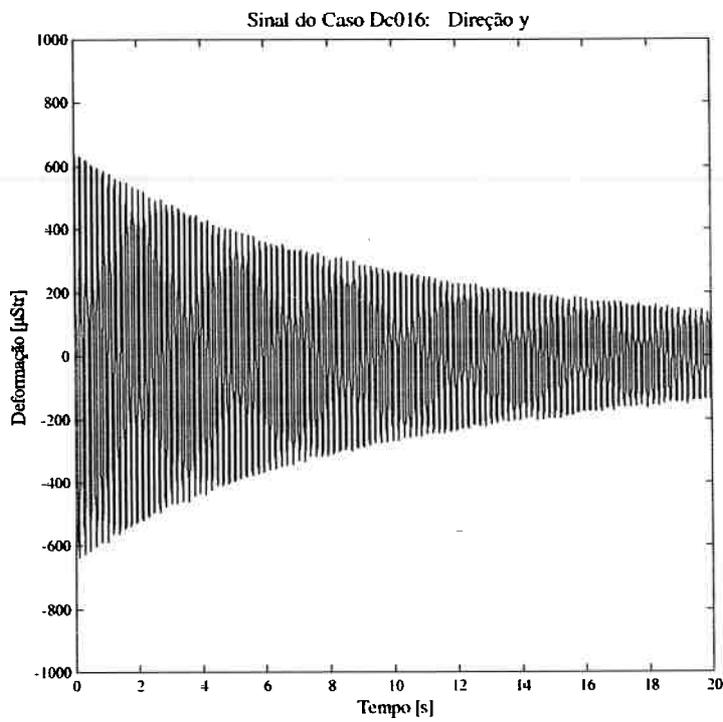
Sobre os registros temporais foram calculados espectros de potência como aqueles apresentados na Figura 5.8, onde se percebem respostas praticamente monocromáticas e uma desejável proximidade entre as frequências naturais relativas a cada um dos graus de liberdade.

Deve-se lembrar que o presente texto tem interesse pela condição de quase simetria estrutural.

Procedimento baseado na Transformada de Hilbert foi aplicado para a determinação das envoltórias dos registros temporais de decaimento, a partir das quais foram estimados os coeficientes de amortecimento estrutural, segundo hipótese de amortecimento puramente linear e, portanto, ajuste da melhor exponencial pelo método dos mínimos quadrados. Exemplos destas análises são apresentados na Figura 5.9.

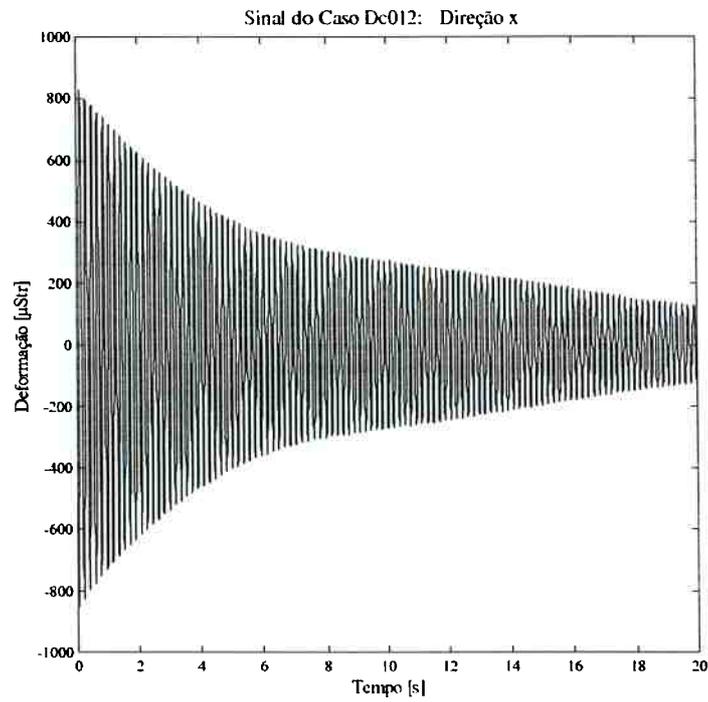


(a)

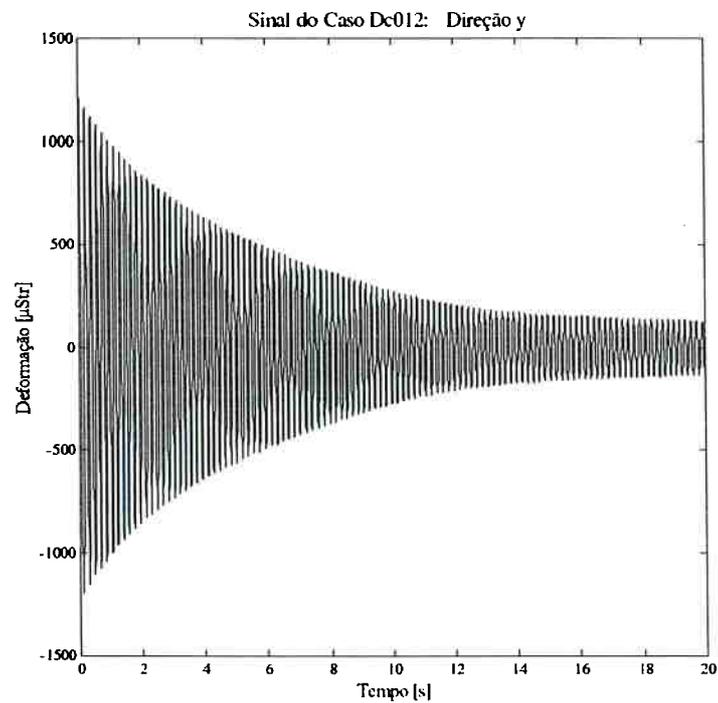


(b)

Figura 5.6: Exemplos de Decaimentos no Ar com excitação apenas na direção y: (a) registro temporal na direção x e (b) respectivo registro temporal na direção y.

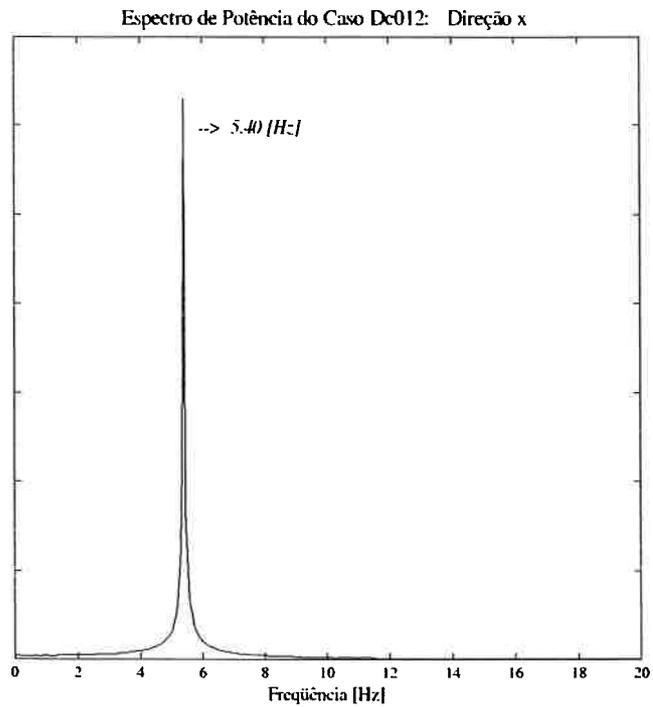


(a)

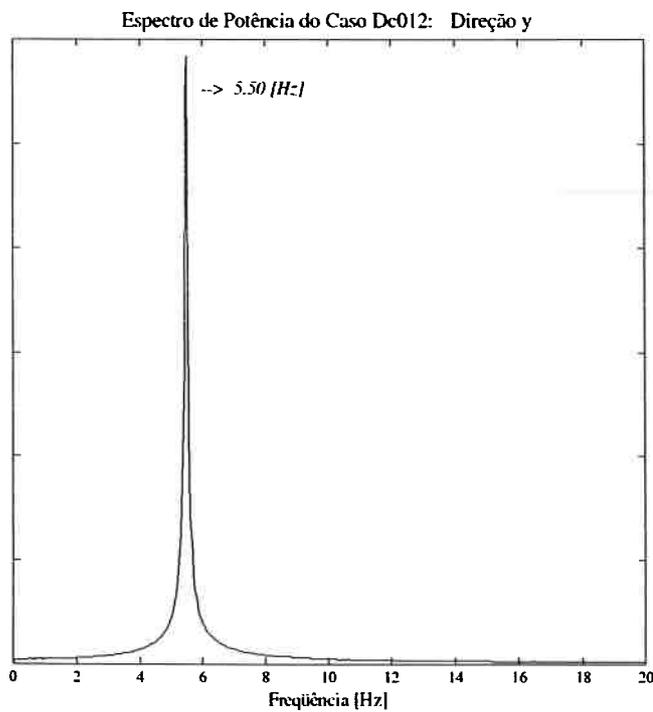


(b)

*Figura 5.7: Exemplos de Decaimentos no Ar com excitação simultânea através de impulso na diagonal da mesa linear inferior: (a) registro temporal na direção x e (b) respectivo registro temporal na direção y.*

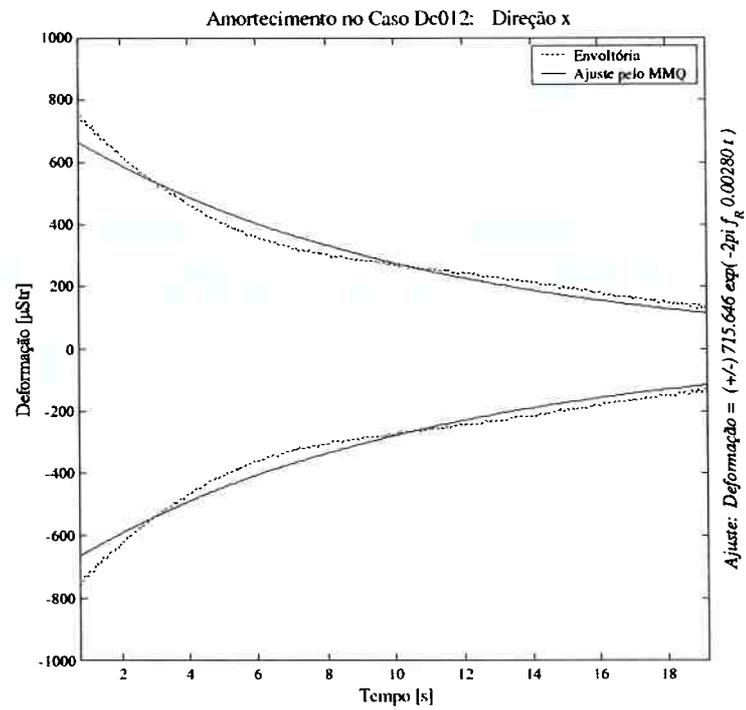


(a)

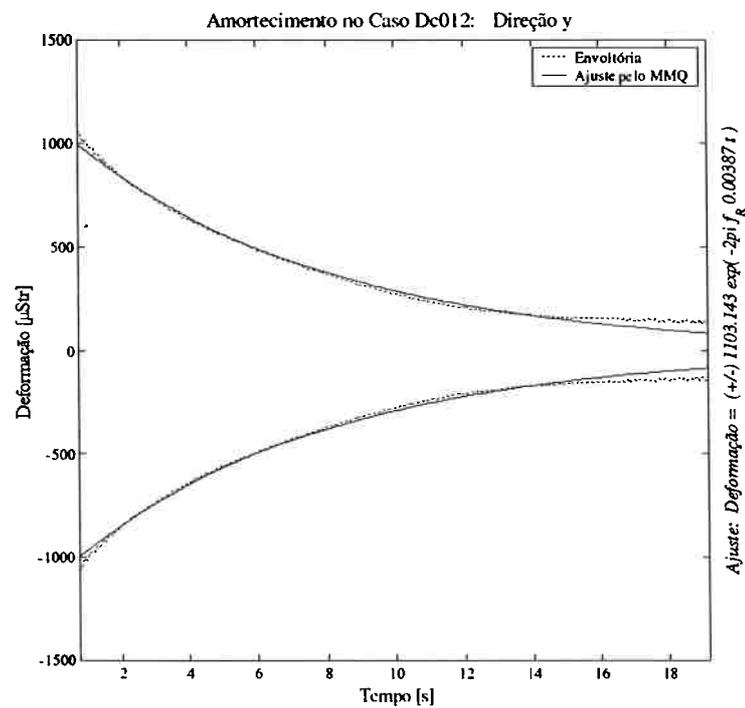


(b)

Figura 5.8: Respective Espectros de Potência, a partir de: (a) registro temporal na direção x e (b) respectivo registro temporal na direção y.



(a)



(b)

Figura 5.9: Respetivos Coeficientes de Amortecimento Estrutural. Envoltórias baseadas na Transformada de Hilbert e ajuste pelo Método dos Mínimos Quadrados: (a) direção x e (b) direção y.

Da aplicação desse procedimento sobre todos os ensaios descritos anteriormente foi possível a construção da Tabela 5.4, onde os respectivos resultados de frequência natural no ar e coeficiente de amortecimento estrutural são apresentados.

Ensaio	Direção x		Direção y	
	flx [Hz]	cx/c <sub>cr</sub> [%]	fly [Hz]	cy/c <sub>cr</sub> [%]
Dc001	---	---	5,50	0,21
Dc002	---	---	5,50	0,25
Dc003	---	---	5,50	0,30
Dc004	---	---	5,50	0,35
Dc005	5,40	0,269	---	---
Dc006	5,40	0,237	---	---
Dc007	5,40	0,249	---	---
Dc008	5,40	0,261	---	---
Dc009	5,40	0,295	5,50	0,39
Dc010	5,40	0,286	5,50	0,32
Dc011	5,40	0,264	5,50	0,40
Dc012	5,40	0,280	5,50	0,39
Dc013	---	---	5,50	0,24
Dc014	---	---	5,50	0,23
Dc015	---	---	5,50	0,25
Dc016	---	---	5,50	0,23
Dc017	5,40	0,258	---	---
Dc018	5,40	0,267	---	---
Dc019	5,40	0,241	---	---
Dc020	5,40	0,281	---	---
Dc021	5,40	0,288	5,50	0,26
Dc022	5,40	0,282	5,50	0,23
Dc023	5,40	0,269	5,50	0,25
Dc024	5,40	0,274	5,50	0,27
<b>Médias</b>	<b>5,40</b>	<b>0,269</b>	<b>5,50</b>	<b>0,285</b>

*Tabela 5.4: Resultados Médios de Frequências Naturais em Ar e respectivos Coeficientes de Amortecimento Estrutural.*

A partir desta tabela, nota-se uma grande consistência dos resultados médios, respaldada por uma ótima repetição dos comportamentos.

Conforme desejado, foram verificados baixíssimos valores médios de coeficiente de amortecimento estrutural.

Os resultados obtidos no ar serviram de paradigma para a montagem em tanque de provas, na medida em que a dificuldade em se garantirem similares condições de contorno na estrutura do carro dinamométrico é conhecida. Assim, os valores aqui apresentados são assumidos como uma condição ideal, da qual a montagem em tanque de provas buscou se aproximar.

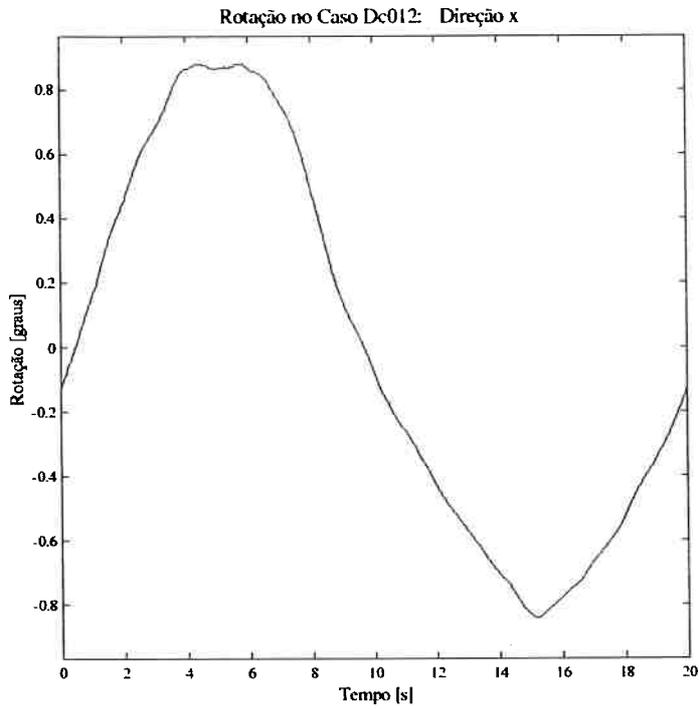
Aproveitando os ensaios de decaimento aqui analisados e, paralelamente, procurando avaliar o grau de torção durante os mesmos, foi implementado procedimento baseado na instrumentação via acelerômetros.

A partir do quociente entre a diferença dos registros pela distância que separa os dois acelerômetros de cada par disposto nas direções de oscilação, foi possível a indireta obtenção de registros temporais de aceleração angular. Sobre estes registros, uma dupla integração (método dos trapézios) permitiu a construção de gráficos do ângulo de rotação em cada uma das mesas lineares que compõem o aparato experimental.

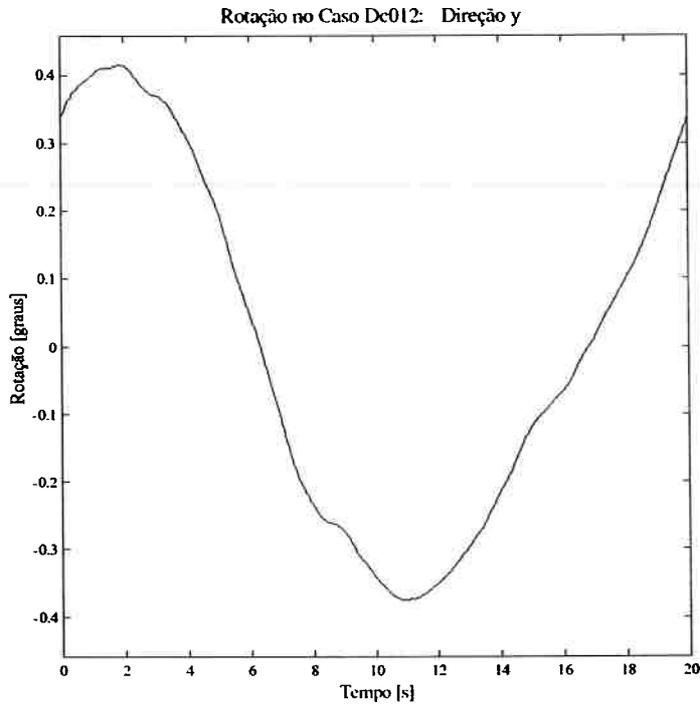
Exemplos destes gráficos são apresentados na Figura 5.10, onde podem ser percebidas as baixas amplitudes atingidas pelo ângulo de rotação, mesmo nesse ensaio onde a excitação aconteceu na diagonal da base inferior, portanto, uma condição propícia a esse comportamento.

Ainda, analisando estes gráficos, pode-se notar certa característica harmônica no comportamento das rotações, o que provavelmente esteja relacionado com pequenas flutuações da instrumentação, face aos grandes períodos envolvidos ( $T \cong 20s$ ), ou com um fenômeno estrutural de ordem superior.

Na Tabela 5.5 são apresentados os resultados de máximo ângulo de rotação em cada um dos ensaios de decaimento no ar, bem como um valor médio para cada uma das mesas lineares do duplo apoio elástico. Baseando-se nestes valores médios não se percebem ângulos de rotação superiores a  $0,4$  graus, confirmando a condição de reduzido efeito de torção estrutural, bastante desejável para que, na ocorrência de acoplamento durante os experimentos em tanque de provas, estes venham a ser atribuídos essencialmente ao fenômeno hidrodinâmico.



(a)



(b)

Figura 5.10: Avaliação do Nível de Rotação em cada uma das Mesas Lineares: (a) referente à direção x e (b) à direção y.

Ensaio	Rotações $\theta$ [graus]	
	Direção x	Direção y
Dc001	---	0,27
Dc002	---	0,11
Dc003	---	0,21
Dc004	---	0,34
Dc005	0,36	---
Dc006	0,71	---
Dc007	0,29	---
Dc008	0,23	---
Dc009	0,44	0,29
Dc010	0,67	0,31
Dc011	1,11	0,34
Dc012	0,88	0,42
Dc013	---	0,08
Dc014	---	0,14
Dc015	---	0,19
Dc016	---	0,13
Dc017	0,14	---
Dc018	0,06	---
Dc019	0,08	---
Dc020	0,19	---
Dc021	0,10	0,12
Dc022	0,08	0,15
Dc023	0,56	0,24
Dc024	0,33	0,48
<b>Médias</b>	<b>0,389</b>	<b>0,238</b>

*Tabela 5.5: Resultados Médios de Rotação Máxima nas Mesas Lineares.*

#### 5.4.2 Determinação da Rigidez Flexional

Do mesmo modo que na identificação das frequências naturais e dos coeficientes de amortecimento, também os ensaios de determinação das rigidezes flexionais solicitaram grande esforço de aprimoramento para a garantia do melhor alinhamento possível entre os esforços solicitantes e os respectivos deslocamentos medidos.

Basicamente, os ensaios estáticos de identificação das rigidezes flexionais consistiram em carregar o aparato experimental através de forças crescentes

conhecidas, de tal forma que pudessem ser relacionadas com as respectivas leituras de deformação fornecidas pela instrumentação disposta na direção de carregamento.

Em seguida, procedimento análogo de descarregamento foi promovido com o objetivo de identificar algum comportamento de histerese estrutural; entenda-se, algum remanescente de deformação após a conclusão de um ciclo completo de carga e descarga da estrutura.

Esta operação foi repetida pelo menos três vezes em cada um dos dois graus de liberdade da estrutura e para cada condição de força-deformação foi calculada a rigidez flexional através das equações (5.4) e (5.5).

A média dos resultados assim conseguidos forneceu uma boa estimativa do valor de rigidez flexional em cada direção de interesse.

Absolutamente importante: os deslocamentos colineares aos esforços aplicados foram também medidos de maneira que garantissem solicitações da estrutura em níveis comparáveis àquelas amplitudes de movimento por ação do fenômeno de VIV.

A Figura 5.11 exemplifica uma das inúmeras curvas de calibração levantadas para os dois graus de liberdade do aparato experimental. Trata-se de uma curva de Força versus Deslocamento para a mesa linear inferior (direção  $y$ ), com a qual diretamente se obteve a constante de rigidez, neste caso ( $EI_y$ ).

Ainda de acordo com a Figura 5.11, nota-se que a curva teórica é bastante fiel aos resultados experimentais, apresentando uma pequena divergência em deslocamentos superiores a  $27mm$ , provavelmente relacionada com a maior relevância das não linearidades geométricas da estrutura (aqui desconsideradas por hipótese).

Apesar desta não linearidade em grandes amplitudes, a mesa linear foi considerada apta para os ensaios em tanque de provas.

No caso da mesa linear superior (direção  $x$ ), os resultados foram totalmente lineares, visto que para as condições de dimensionamento consideradas eram esperados valores de deslocamento bastante menores.

Todos esses resultados foram compilados na Tabela 5.6, mais adiante apresentada e discutida.

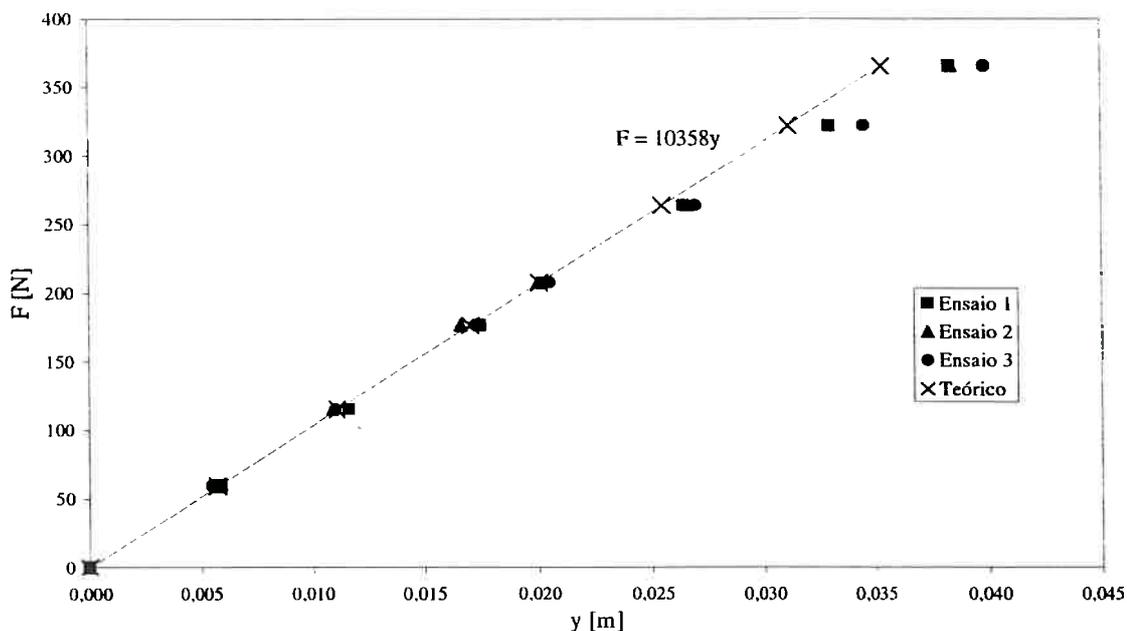


Figura 5.11: Exemplo de Curva de Calibração para a Mesa Linear Inferior.

#### 5.4.3 Determinação da Massa Estrutural

Dada a simplicidade do aparato experimental, marcado pela facilidade de montagem e manipulação dos componentes estruturais, a determinação das massas envolvidas foi realizada de forma direta, pela simples pesagem dos mesmos.

Os resultados de massa estrutural envolvida na dinâmica de cada grau de liberdade também fazem parte da Tabela 5.6, valendo lembrar que, neles, já foi considerada a massa estrutural do modelo, inclusive com a flange de fixação à base inferior.

#### 5.4.4 Determinação das Frequências Naturais e dos Coeficientes de Amortecimento na Água

Quanto aos ensaios de decaimento na água, o duplo apoio elástico foi montado no carro dinamométrico, tal como mostrado na Figura 5.5 e, nesta condição, introduzidas perturbações em ambos os graus de liberdade.

Analogamente, registros temporais de deformação e aceleração foram efetuados.

Esses decaimentos foram realizados em todos os dias de ensaio no tanque de provas e analisados segundo as mesmas técnicas de identificação (construção de espectros de potência e ajustes de envoltórias).

Desta forma, os resultados apresentados na Tabela 5.6 dizem respeito a uma média entre os valores auferidos nos vários dias de utilização do tanque de provas.

#### 5.4.5 Compilação dos Resultados da Caracterização e Inferência sobre outros Parâmetros Importantes

Conforme mencionado, os resultados da caracterização foram compilados em uma única tabela, para que fossem destacadas e discutidas algumas características importantes:

<b>Mesa Linear Superior – Direção x</b>	
1ª. Freqüência Natural no AR $(f1x)^{ar}$	5,40Hz
Coefficiente de Amortecimento Estrutural, referente à $(f1x)^{ar}$	0,269%
1ª. Freqüência Natural no ÁGUA $(f1x)^{agua}$	4,63Hz
Coefficiente de Amortecimento Estrutural, referente à $(f1x)^{agua}$	0,291%
Massa Estrutural Envolvida $(Mx)$	14,930kg
Rigidez Flexional $(EIx)$	14820Nm <sup>2</sup>
<b>Mesa Linear Inferior – Direção y</b>	
1ª. Freqüência Natural no AR $(f1y)^{ar}$	5,50Hz
Coefficiente de Amortecimento Estrutural, referente à $(f1y)^{ar}$	0,285%
1ª. Freqüência Natural no ÁGUA $(f1y)^{agua}$	4,75Hz
Coefficiente de Amortecimento Estrutural, referente à $(f1y)^{agua}$	0,300%
Massa Estrutural Envolvida $(My)$	11,400kg
Rigidez Flexional $(EIy)$	10312Nm <sup>2</sup>

*Tabela 5.6: Resultados Médios compilados dos ensaios de caracterização do Duplo Apoio Elástico.*

- a) Considerável proximidade entre os valores de freqüência natural nos dois graus de liberdade, independente do fluido (ar ou água). Portanto, um importante aspecto para as pretendidas análises iniciais de comparação entre movimentos unidirecionais e bidirecionais.

- b) Baixíssimos valores de amortecimento, condição altamente pretendida durante o processo de concepção deste novo aparato experimental.
- c) Coeficientes de rigidez bastante lineares nas amplitudes previstas para o cilindro rígido submetido ao fenômeno de VIV.
- d) Dadas as grandes massas estruturais do arranjo concebido e a limitada possibilidade de aumento dos diâmetros cilindros, face ao risco de serem atingidos os limites estruturais das molas, foi impossível a garantia de baixíssimos valores do parâmetro massa-amortecimento reduzido:

$$m^* = M_s / M_d,$$

onde  $M_s$  diz respeito à massa estrutural envoldida e  $M_d$  à massa do volume deslocado pelo modelo rígido.

Como  $L = 1,143m$ , chegou-se a  $M_d = 1,140kg$ , o que acaba implicando em:

$$(m^*)_{superior} \cong 13 \text{ (massa reduzida para a mesa linear superior) e}$$

$$(m^*)_{inferior} \cong 10 \text{ (massa adimensionalizada para a base inferior).}$$

Conforme mencionado e aqui justificado, a mesa linear inferior apresentou menores valores de  $(m^*)$ , portanto, respondendo pelos movimentos transversais ao escoamento.

O coeficiente massa-amortecimento reduzido não foi tão baixo para uma grande distinção entre os típicos ramos de resposta do fenômeno. No entanto, ainda são suficientes para uma identificação, conforme curva apresentada por Khalak; Williamson (1999), ilustrada na Fundamentação Teórica.

Desta forma:

$$(m^* + C_a)(\zeta_{ly}^S)_{\acute{a}gua} = 0,033,$$

teoricamente implicando em uma amplitude adimensional de  $(A / D) \cong 0,75$  para o pico de resposta na faixa de "lock-in" e em  $(A / D) \cong 0,60$  para o patamar imediatamente posterior.

## ***5.5 Experimentos no Tanque de Provas do IPT***

Concluída a fase de caracterização do aparato experimental, deu-se início às atividades em tanque de provas, efetivamente relacionadas com a investigação do fenômeno de VIV.

Para tanto, o duplo apoio elástico foi fixado ao carro dinamométrico através de uma viga de sustentação, já ilustrada na Figura 5.1, cuidado sendo tomado com uma montagem em nível e alinhada com a direção de reboque do carro.

Nas condições de ensaio, a base inferior do aparato experimental ficou cerca de  $55\text{mm}$  da superfície da água ( $C = 1,5D$ ). Esta distância foi estabelecida para que durante os ensaios com grandes velocidades de escoamento ondas geradas não tocassem a base inferior do aparato, introduzindo efeitos indesejáveis à investigação do fenômeno.

Conforme discutido, esforço foi dedicado em promover a melhor fixação do aparato ao carro dinamométrico, haja vista a necessidade de uma condição de contorno próxima do engaste estabelecido para os decaimentos em ar, buscando garantir os comportamentos dinâmicos discutidos durante toda a etapa de caracterização.

Evidentemente, a qualidade deste engaste não se mostrou tão boa quanto àquela conseguida no ar. No entanto, consideradas as limitações do carro dinamométrico quanto à ausência de perturbações e face aos resultados de caracterização na água, a condição de contorno conseguida foi considerada bastante satisfatória.

Quanto à aquisição de sinais, todo o sistema obedeceu aos padrões já discutidos no capítulo anterior (Experimento I), ou seja, à usual utilização de amplificadores, condicionadores e filtros (analógicos e/ou digitais).

Vale reforçar que além da instrumentação para medição das deformações (indiretamente as forças), cada mesa linear do duplo apoio elástico também contou com um transdutor de aceleração.

Portanto, registros temporais de deformação e aceleração em ambos os graus de liberdade, além da velocidade de escoamento, sempre foram coletados para as inúmeras corridas realizadas.

Nos ensaios onde um dos graus de liberdade foi restringido, estrutura auxiliar, com massa “desprezível” comparada à massa do apoio elástico (quadro de madeira), conferiu ao sistema impossibilidade de movimentação naquela direção.

Foram utilizados cinco dias de tanque de provas, sendo os dois primeiros aplicados às devidas correções e adaptações inerentes ao processo de instalação do aparato experimental ao carro dinamométrico: melhorias no sistema de engaste e sustentação do duplo apoio; reformulação do flange de fixação do cilindro rígido à extremidade inferior do duplo apoio; melhoria das estruturas para restrição dos graus de liberdade e extensivas varreduras preliminares das respectivas faixas ressonantes referentes a cada um dos graus de liberdade, especialmente, a faixa de “lock-in” do primeiro modo transversal ao escoamento (*fly*).

Nos três dias restantes, 247 corridas foram realizadas, de acordo com a descrição apresentada na seguinte tabela:

<b>Condições</b>	<b>Grau(s) de Liberdade</b>	<b>No. de Corridas</b>	<b>Velocidade Nominal Mín.</b>	<b>Velocidade Nominal Máx.</b>
Yc	transversal	35	0,30m/s	2,00m/s
Yd	transversal	18	0,30m/s	2,00m/s
Ye	transversal	20	0,35m/s	1,95m/s
Xa	longitudinal	16	0,40m/s	1,90m/s
Xb	longitudinal	35	0,30m/s	2,00m/s
Xc	longitudinal	18	0,30m/s	2,00m/s
XYa	ambos	35	0,30m/s	2,00m/s
XYb	ambos	35	0,30m/s	2,00m/s
XYc	ambos	35	0,30m/s	2,00m/s

*Tabela 5.7: Descrição das Corridas realizadas no Tanque de Provas. Total de 247 corridas registradas.*

De acordo com o grau de liberdade conferido ao duplo apoio elástico, as corridas foram agrupadas em séries (Yc, Yd, Ye, Xa, Xb, Xc, XYa, XYb e XYc), cada qual com velocidades geralmente variando entre 0,30m/s e 2,00m/s, intervalo suficiente para a investigação de ambos primeiros modos de vibrar, transversal e longitudinal ao escoamento.

Investigações iniciais foram feitas varrendo as faixas de velocidade em incrementos maiores e, assim que as faixas ressonantes foram bem identificadas, novas varreduras com menores incrementos de velocidade se processaram.

As faixas de velocidade foram investigadas segundo históricos progressivos e regressivos, embora nas condições do tanque de provas seja impossível a manutenção do chamado “efeito memória do escoamento”, pela própria limitação do curso de reboque do carro dinamométrico.

Em tempo, cumpre destacar que todos os registros temporais aconteceram sempre depois de estabelecido um regime estável de oscilações, descartando-se quaisquer comportamentos transitórios.

Também se tomou o cuidado de serem efetuadas aquisições a uma taxa de amostragem suficiente à ausência de problemas com “*aliasing*”, neste caso, uma taxa de amostragem de 128Hz, bastante superior às frequências de interesse, de aproximadamente 5Hz.

É importante adiantar que, dada a grande quantidade de resultados, estes foram divididos em dois grandes grupos:

- seção 5.6 referente às investigações de amplitudes e frequências.
- seção 5.7 referente às investigações de massa adicional.

Além disso, as investigações de amplitudes e frequências foram subdivididas de acordo com o grau de liberdade conferido ao aparato experimental (transversal, longitudinal e, simultaneamente, transversal e longitudinal ao escoamento).

Desta forma, tendo sido apresentados os procedimentos assumidos para os experimentos em tanque de provas, as seções seguintes analisam e discutem os resultados assim obtidos.

## 5.6 Resultados de Amplitudes e Frequências

A análise das amplitudes e frequências dominantes em cada regime de escoamento baseou-se nos registros temporais de aceleração.

Assim, para cada uma das 247 corridas, ou regimes de escoamento, foram construídos gráficos como os da Figura 5.12, a partir dos quais foram auferidos os seguintes resultados:

### 1) Amplitude adimensionalizada via rms de aceleração.

Com base na aquisição de aceleração foi calculado o rms, “*root mean square*”, e a partir deste a amplitude adimensionalizada de movimento, assumindo-se a hipótese de um registro harmônico:

$$(A/D)_{rms} = \frac{\sqrt{2}.rms(ac)}{(2\pi fd)^2}, \quad (5.8)$$

onde:  $rms(ac)$  é o “*root mean square*” de aceleração e  $(fd)$  a frequência dominante do registro temporal.

### 2) Amplitude Adimensionalizada via Desvio Padrão.

Através de operações no domínio da frequência, foi calculado o espectro de potência de aceleração e, indiretamente, o respectivo espectro de potência de deslocamento. Assim, foi possível o cálculo do desvio padrão ( $\sigma$ ) e da amplitude adimensionalizada através da teoria de distribuição de envoltórias. Clássico procedimento encontrado, por exemplo, em Bendat (1958):

$$(A/D)_{env} = \sigma \sqrt{\frac{\pi}{2}}. \quad (5.9)$$

Este método de cálculo se mostrou mais adequado, pois prescindiu da hipótese de registros harmônicos, notadamente inconsistente para casos com velocidade de escoamento elevada.

### 3) Frequência Dominante.

Além da amplitude de movimento, as análises no domínio da frequência também permitiram a determinação da frequência dominante de oscilação em cada

regime, pela simples identificação da raia com maior densidade de energia em seu espectro de potência.

#### 4) Velocidade Média.

A partir do registro temporal de velocidade foram calculadas a velocidade média de escoamento e a respectiva velocidade reduzida, esta última normalizada pela frequência natural do primeiro modo transversal em condição de velocidade nula:

$$V_r = \frac{U_y}{D \cdot f_{1y}}. \quad (5.10)$$

#### 5.6.1 Resultados com Apenas o Grau de Liberdade Transversal

De acordo com a subdivisão mencionada, iniciou-se o processo de análise e discussão dos resultados obtidos com o aparato experimental livre para oscilar apenas na direção transversal ao escoamento.

A partir da metodologia apresentada e exemplificada através da Figura 5.12, foi possível a construção da Tabela 5.8 e da Tabela 5.9, onde resultados de velocidade média, velocidade reduzida, amplitude adimensional (via rms), amplitude adimensional (via envoltória) e frequência dominante, estão compilados.

Gráficos da variação das amplitudes  $(A_y / D)_{env}$  e das frequências  $(f_d / f_{1y})$  de resposta com a velocidade reduzida  $(V_r)$  foram construídos com base nessas tabelas.

Desta forma, a Figura 5.13 traz um resultado de amplitude através do qual podem ser identificados os seguintes aspectos.

Típico panorama de um comportamento ressonante devido às VIV's, com ótima repetição da dinâmica através das diferentes séries de corridas ( $Y_c$ ,  $Y_d$  e  $Y_e$ ).

Pico ressonante com  $A_y / D \cong 0,73$ , em  $V_r \cong 6,5$ , e um não tão evidente patamar, centrado em  $V_r = 8$ , confirmando as previsões teóricas a partir dos parâmetros obtidos pela caracterização do aparato experimental. Este resultado trouxe confiabilidade para os processos de análise.

A ausência de um pronunciado patamar após o pico de resposta ressonante, talvez seja atribuída ao elevado valor de massa reduzida ( $m^*$ ).

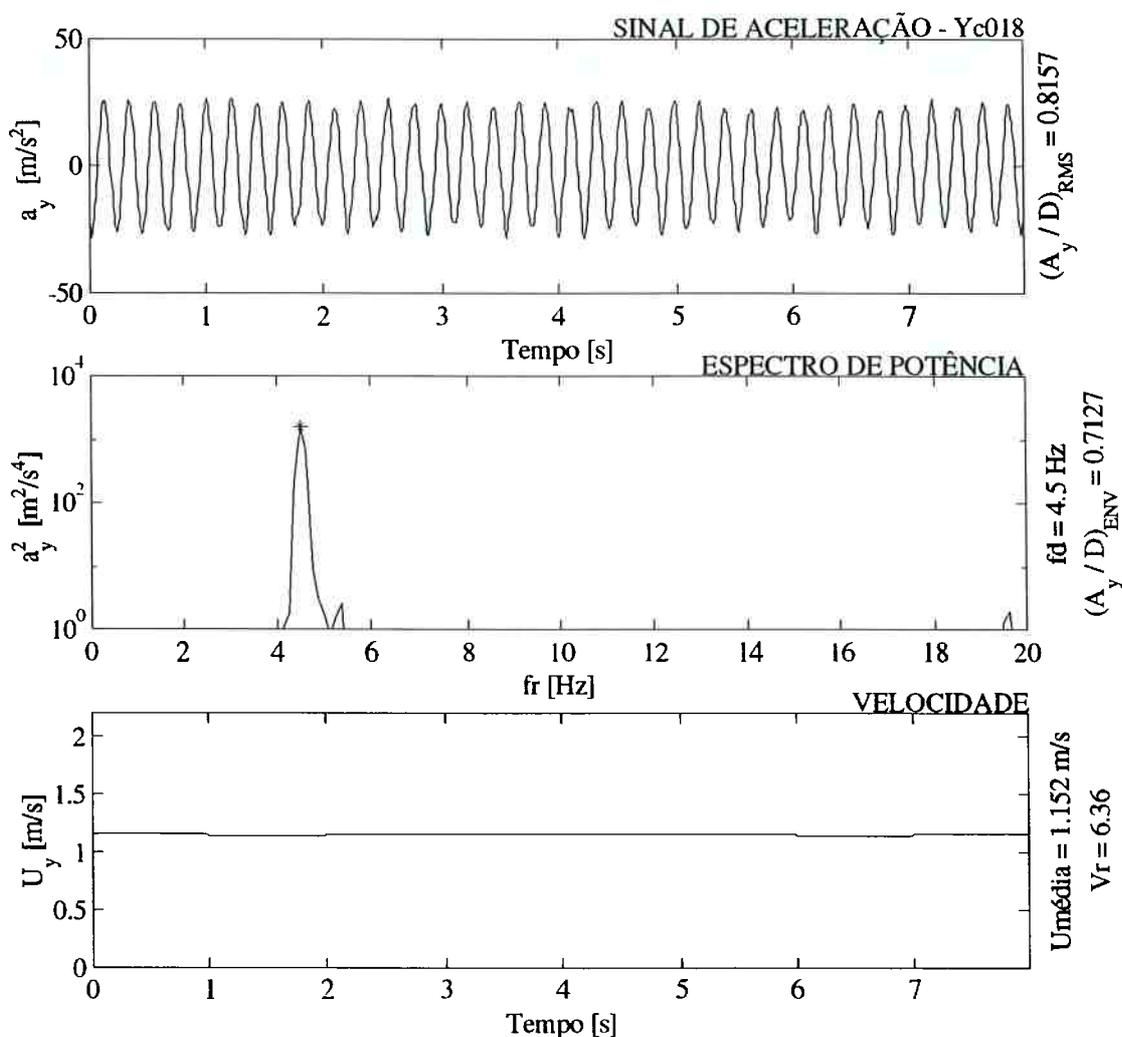


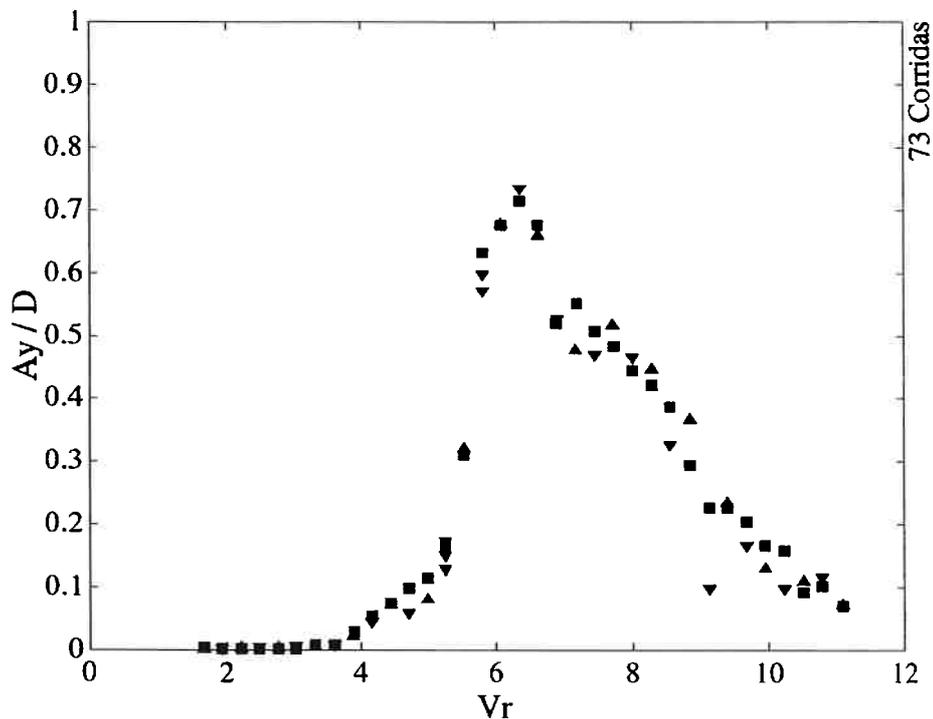
Figura 5.12: Exemplo de Análise. Em cima, o registro de aceleração, a partir do qual a amplitude adimensional foi calculada via rms. Ao centro, espectro de potência com o qual foram determinadas frequência dominante e amplitude adimensionalizada via teoria das envoltórias. Embaixo, o registro da velocidade do escoamento, de onde vieram os resultados de velocidade média e a velocidade reduzida.

Corridas	Uy [m/s]	Vr	(Ay / D)rms	(Ay / D)env	fdy
Yc001	0,302	1,667	0,009	0,004	4,750
Yc002	0,350	1,934	0,001	0,002	16,875
Yc003	0,401	2,218	13,565	0,003	0,125
Yc004	0,450	2,485	12,490	0,003	0,125
Yc005	0,501	2,770	0,000	0,003	47,625
Yc006	0,550	3,037	0,033	0,003	2,750
Yc007	0,600	3,318	0,032	0,008	3,000
Yc008	0,650	3,589	0,028	0,009	3,375
Yc009	0,701	3,872	0,042	0,027	3,375
Yc010	0,749	4,141	0,074	0,054	3,500
Yc011	0,801	4,424	0,097	0,074	3,500
Yc012	0,848	4,688	0,124	0,098	3,625
Yc013	0,902	4,982	0,147	0,115	3,750
Yc014	0,949	5,245	0,184	0,164	4,125
Yc015	1,000	5,525	0,370	0,311	4,250
Yc016	1,052	5,811	0,738	0,631	4,250
Yc017	1,101	6,085	0,784	0,675	4,375
Yc018	1,152	6,365	0,816	0,713	4,500
Yc019	1,200	6,630	0,744	0,674	4,625
Yc020	1,248	6,894	0,603	0,518	4,750
Yc021	1,300	7,185	0,644	0,552	4,750
Yc022	1,350	7,460	0,579	0,507	4,875
Yc023	1,400	7,734	0,559	0,483	4,875
Yc024	1,450	8,014	0,532	0,446	5,000
Yc025	1,499	8,283	0,492	0,420	5,000
Yc026	1,550	8,564	0,416	0,387	5,125
Yc027	1,600	8,838	0,361	0,295	5,125
Yc028	1,651	9,121	0,256	0,226	5,250
Yc029	1,699	9,386	0,259	0,227	5,250
Yc030	1,751	9,675	0,220	0,204	5,250
Yc031	1,798	9,937	0,164	0,166	5,250
Yc032	1,849	10,218	0,202	0,159	5,250
Yc033	1,902	10,510	0,074	0,091	8,250
Yc034	1,949	10,769	0,079	0,102	8,250
Yc035	2,002	11,064	0,075	0,071	8,250

*Tabela 5.8: Resultados das análises sobre os registros temporais de aceleração, série Yc de corridas. Apoio elástico livre para oscilar apenas no grau de liberdade transversal ao escoamento.*

Corridas	Uy [m/s]	Vr	(Ay / D)rms	(Ay / D)env	fdy
Yd001	0,302	1,670	0,006	0,002	4,857
Yd002	0,400	2,209	0,010	0,005	4,857
Yd003	0,502	2,772	0,012	0,004	4,571
Yd004	0,601	3,320	0,013	0,006	4,857
Yd005	0,700	3,870	0,041	0,022	3,429
Yd006	0,802	4,431	0,095	0,073	3,429
Yd007	0,900	4,972	0,105	0,081	3,714
Yd008	0,999	5,520	0,344	0,320	4,286
Yd009	1,100	6,079	0,795	0,678	4,286
Yd010	1,201	6,634	0,750	0,660	4,571
Yd011	1,300	7,183	0,554	0,478	4,857
Yd012	1,399	7,729	0,573	0,516	4,857
Yd013	1,499	8,283	0,527	0,447	4,857
Yd014	1,598	8,832	0,386	0,366	5,143
Yd015	1,700	9,393	0,277	0,235	5,143
Yd016	1,799	9,940	0,190	0,131	5,143
Yd017	1,900	10,499	0,070	0,111	8,000
Yd018	2,003	11,066	0,075	0,071	8,286
Corridas	Uy [m/s]	Vr	(Ay / D)rms	(Ay / D)env	fdy
Ye001	0,351	1,938	0,003	0,002	8,286
Ye002	0,449	2,483	2,798	0,003	0,286
Ye003	0,550	3,037	0,001	0,005	17,429
Ye004	0,650	3,592	0,015	0,007	4,857
Ye005	0,751	4,147	0,062	0,044	3,429
Ye006	0,849	4,693	0,077	0,058	3,714
Ye007	0,949	5,242	0,183	0,150	4,000
Ye008	1,051	5,806	0,675	0,572	4,286
Ye009	1,152	6,367	0,787	0,733	4,571
Ye010	1,249	6,902	0,582	0,527	4,857
Ye011	1,351	7,465	0,547	0,469	4,857
Ye012	1,451	8,016	0,549	0,465	4,857
Ye013	1,550	8,564	0,374	0,327	5,143
Ye014	1,652	9,129	0,150	0,099	5,143
Ye015	1,749	9,665	0,228	0,167	5,143
Ye016	1,851	10,227	0,066	0,099	8,286
Ye017	1,950	10,774	0,116	0,117	8,286
Ye018	0,947	5,235	0,204	0,171	4,000
Ye019	0,948	5,236	0,166	0,128	4,000
Ye020	1,051	5,809	0,702	0,597	4,286

*Tabela 5.9: Resultados das análises sobre os registros temporais de aceleração, séries Yd e Ye de corridas. Apoio elástico livre para oscilar apenas no grau de liberdade transversal ao escoamento.*



*Figura 5.13: Variação da Amplitude Adimensionalizada Transversal com a Velocidade Reduzida. Duplo apoio elástico apenas com o grau de liberdade na direção  $y$ .*

Em termos de frequências adimensionais variando com a velocidade reduzida, a Figura 5.14 (a) e (b) permite a observação de outros aspectos.

A nítida identificação do fenômeno de “*lock-in*”, com uma pequena variação da relação entre frequência dominante e frequência do modo natural excitado,  $1,0 < fd / fly < 1,5$ .

A dispersão na região anterior ao “*lock-in*”,  $Vr < 4$ , talvez se justifique pelas baixas amplitudes e, conseqüentemente, pelo baixo comprimento de correlação “*spanwise*”.

Por outro lado, as respostas em  $Vr \geq 10$  sistematicamente demonstram o início de uma dinâmica distinta, com frequência de oscilação próxima a um provável primeiro sub-harmônico de ( $fly$ ). Como era de se esperar, a medida em que a velocidade do escoamento aumenta, oscilações deixam de ser monocromáticas e passam a revelar uma coexistência de outras frequências, portanto, com menores valores de correlação dos padrões de emissão e das amplitudes de resposta.

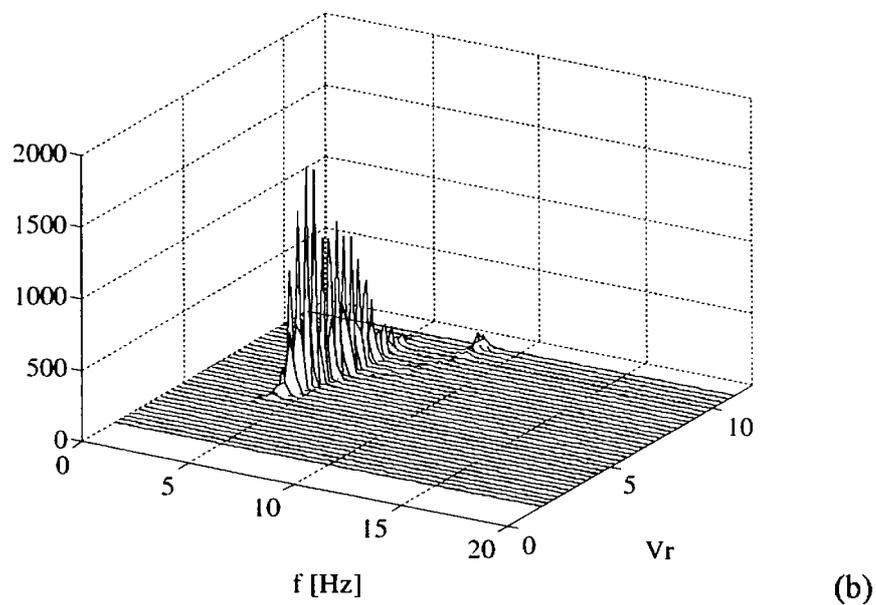
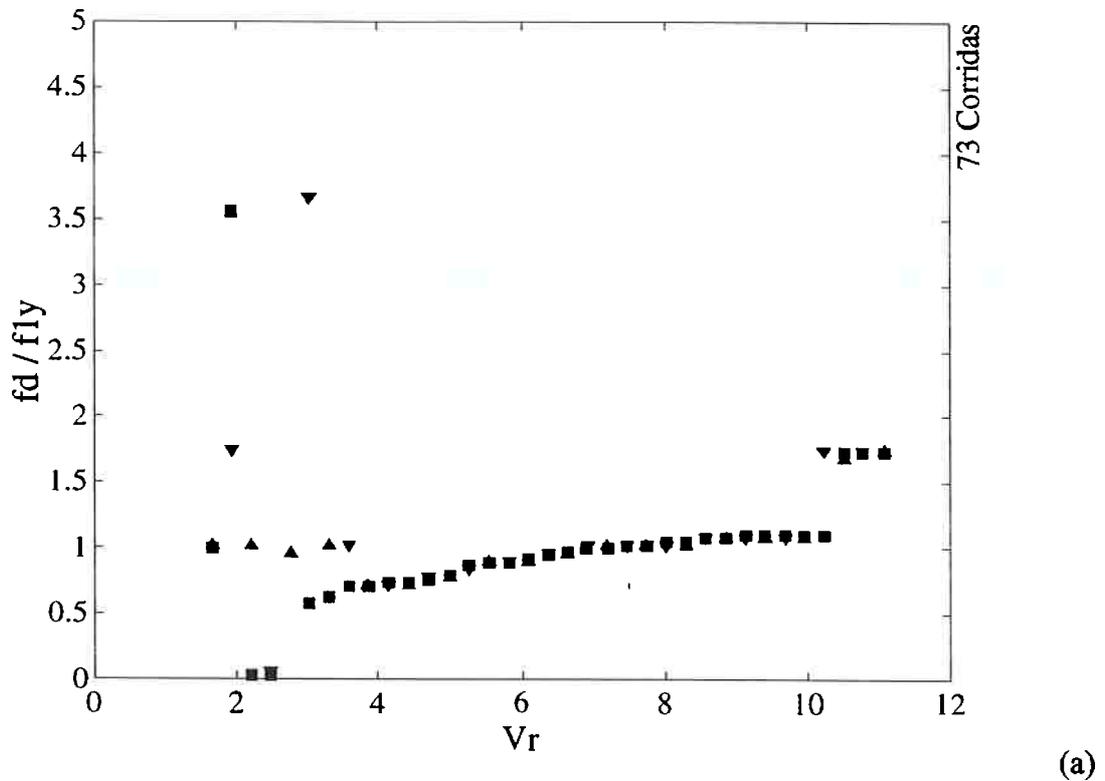


Figura 5.14: (a) *Variação da Frequência Adimensionalizada com a Velocidade Reduzida. Duplo apoio elástico apenas com o grau de liberdade na direção transversal ao escoamento. As frequências são adimensionalizadas pela frequência natural em velocidade nula, neste caso, fly.* (b) *Respectivos Espectros de Potência.*

### 5.6.2 Resultados com Apenas o Grau de Liberdade Longitudinal

No caso transversal, também foram analisadas as respostas do aparato experimental com liberdade apenas na direção do escoamento. Os resultados encontram-se analogamente compilados na Tabela 5.10 e na Tabela 5.11.

Foram mantidas as mesmas escalas das análises na direção transversal para que se pudessem comparar as ordens de grandeza dos comportamentos. Estes comportamentos de amplitudes e frequência são apresentados na Figura 5.15 e na Figura 5.16.

A partir dessas figuras percebe-se uma região ressonante em  $1,5 < V_r < 4$ , onde as amplitudes não ultrapassam 10% do diâmetro do cilindro e oscilam com frequência dominante aproximadamente igual à frequência natural neste grau de liberdade ( $f_{1x} \cong f_{1y}$ ).

Para a região posterior à  $V_r = 4$ , notam-se oscilações diminutas longitudinais com frequências que variam de 3,5 à 4,0 vezes a frequência natural ( $f_{1y}$ ).

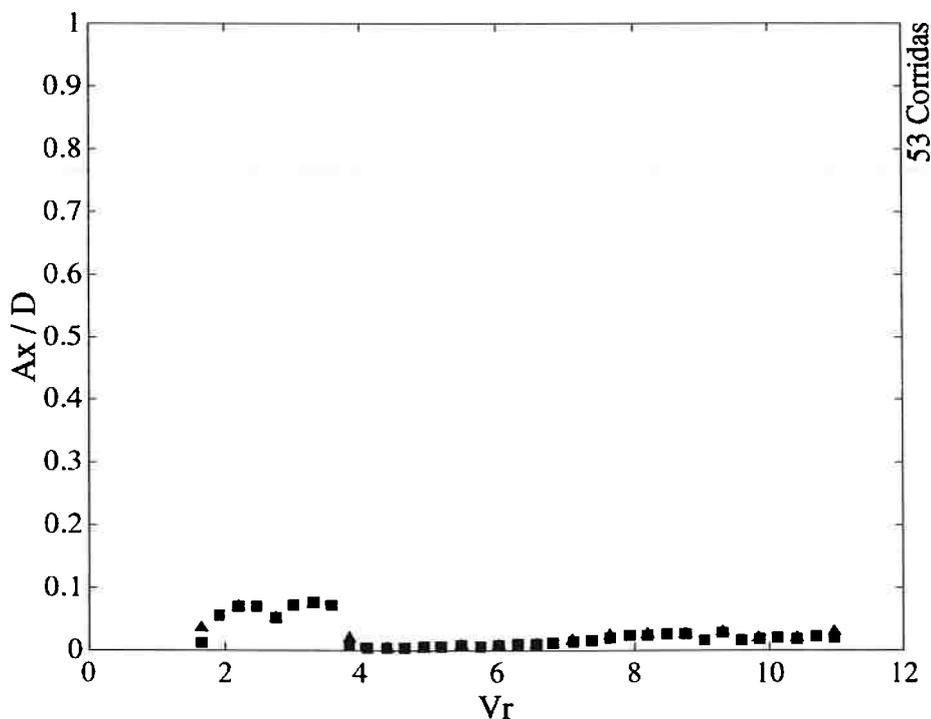
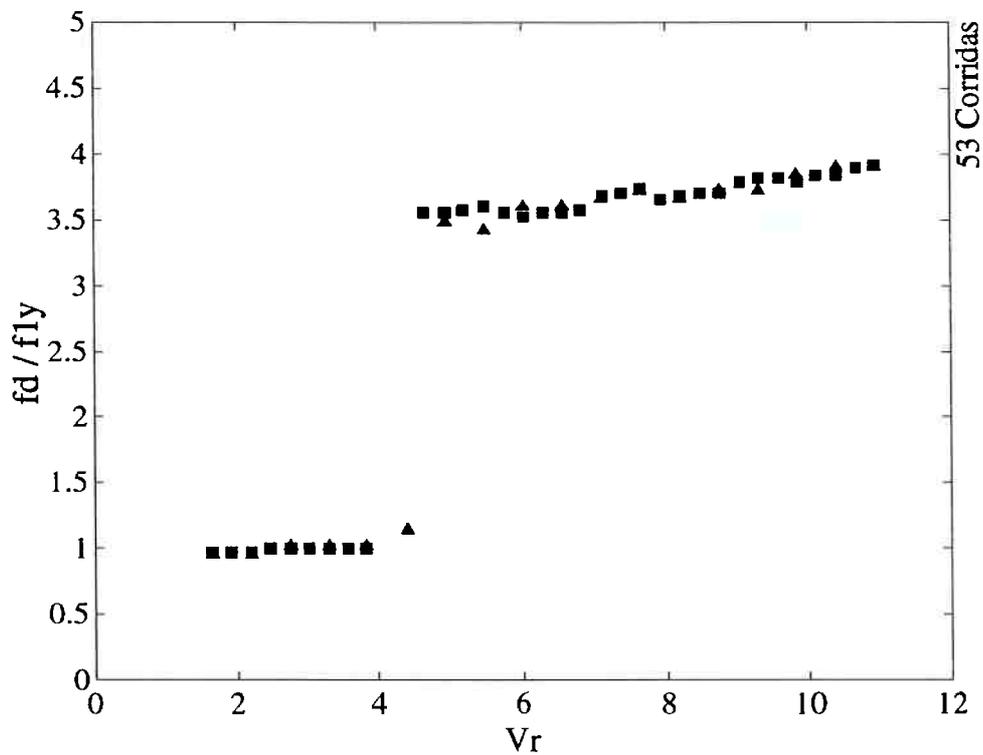
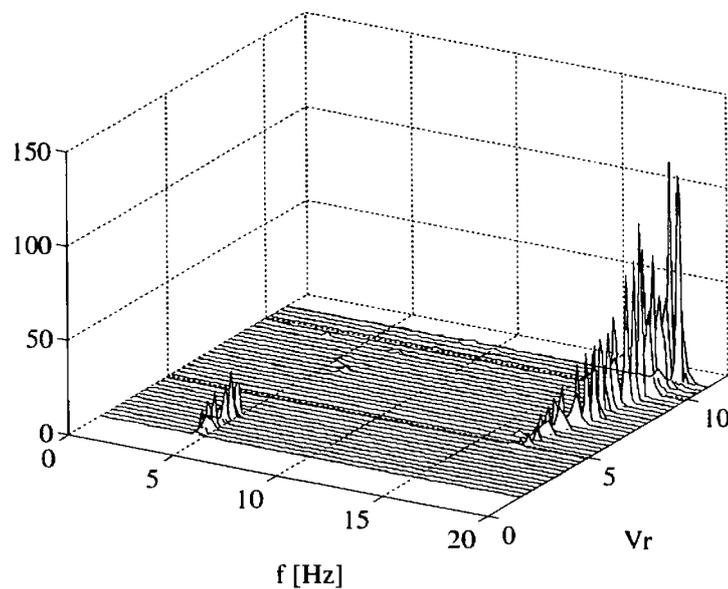


Figura 5.15: Variação da Amplitude Adimensionalizada Longitudinal com a Velocidade Reduzida. Duplo apoio elástico apenas com o grau de liberdade na direção  $x$ .



(a)



(b)

Figura 5.16: (a) Variação da Freqüência Adimensionalizada Longitudinal com a Velocidade Reduzida. Duplo apoio elástico apenas com o grau de liberdade na direção longitudinal ao escoamento. As freqüências também são adimensionalizadas por fly para facilidade de comparação. (b) Respective Espectros de Potência.

Corridas	Uy [m/s]	Vr	(Ax / D)rms	(Ax / D)env	fdx
Xa001	0,402	2,131	0,014	0,007	4,750
Xa002	0,501	2,659	0,036	0,030	4,750
Xa003	0,601	3,185	0,129	0,108	4,750
Xa004	0,701	3,715	0,162	0,137	4,875
Xa005	0,801	4,245	0,184	0,157	5,000
Xa006	0,900	4,775	0,004	0,009	13,375
Xa007	1,001	5,305	0,005	0,012	13,750
Xa008	1,101	5,838	0,005	0,012	14,250
Xa009	1,201	6,366	0,008	0,032	14,625
Xa010	1,300	6,892	0,007	0,026	15,375
Xa011	1,399	7,419	0,079	0,054	5,375
Xa012	1,499	7,949	0,014	0,021	11,875
Xa013	1,599	8,479	0,015	0,018	12,625
Xa014	1,698	9,004	0,018	0,021	13,875
Xa015	1,798	9,535	0,020	0,024	14,375
Xa016	1,907	10,112	0,021	0,023	15,125
Corridas	Uy [m/s]	Vr	(Ax / D)rms	(Ax / D)env	fdx
Xc001	0,301	1,644	0,042	0,036	4,571
Xc002	0,401	2,193	0,083	0,070	4,571
Xc003	0,500	2,736	0,058	0,052	4,857
Xc004	0,601	3,287	0,083	0,074	4,857
Xc005	0,700	3,826	0,029	0,021	4,857
Xc006	0,802	4,385	0,016	0,005	5,429
Xc007	0,900	4,923	0,003	0,004	16,571
Xc008	0,999	5,464	0,005	0,008	16,286
Xc009	1,100	6,016	0,006	0,008	17,143
Xc010	1,200	6,562	0,008	0,011	17,143
Xc011	1,299	7,101	0,009	0,016	17,429
Xc012	1,400	7,656	0,009	0,024	17,714
Xc013	1,499	8,199	0,011	0,027	17,429
Xc014	1,599	8,743	0,012	0,025	17,714
Xc015	1,700	9,297	0,013	0,030	17,714
Xc016	1,798	9,831	0,014	0,019	18,286
Xc017	1,902	10,400	0,014	0,021	18,571
Xc018	2,001	10,941	0,017	0,031	18,571

*Tabela 5.10: Resultados das análises sobre os registros temporais de aceleração, séries Xa e Xc de corridas. Apoio elástico livre para oscilar apenas no grau de liberdade longitudinal ao escoamento.*

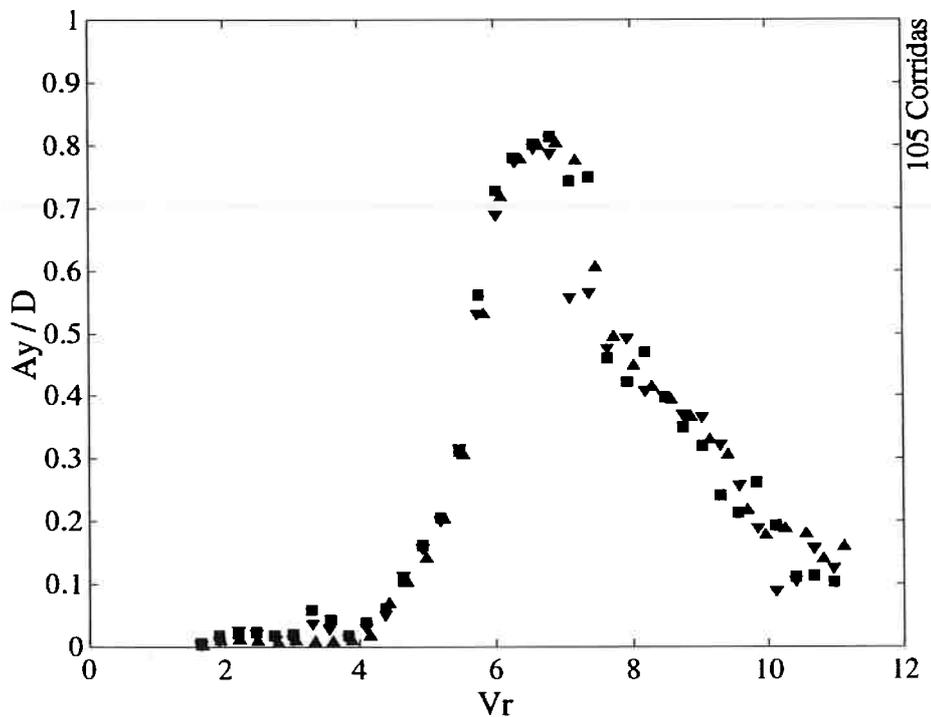
Corridas	Uy [m/s]	Vr	(Ax / D)rms	(Ax / D)env	fdx
Xb001	0,302	1,649	0,019	0,013	4,625
Xb002	0,350	1,914	0,066	0,057	4,625
Xb003	0,402	2,197	0,081	0,070	4,625
Xb004	0,449	2,457	0,080	0,071	4,750
Xb005	0,500	2,735	0,060	0,053	4,750
Xb006	0,549	3,002	0,082	0,073	4,750
Xb007	0,601	3,286	0,091	0,078	4,750
Xb008	0,650	3,554	0,087	0,073	4,750
Xb009	0,700	3,830	0,022	0,008	4,750
Xb010	0,749	4,096	0,000	0,004	44,250
Xb011	0,800	4,377	0,000	0,005	38,500
Xb012	0,849	4,642	0,002	0,005	16,875
Xb013	0,901	4,927	0,004	0,006	16,875
Xb014	0,945	5,165	0,004	0,006	17,000
Xb015	1,000	5,468	0,005	0,009	17,125
Xb016	1,052	5,750	0,004	0,007	16,875
Xb017	1,101	6,019	0,005	0,007	16,750
Xb018	1,151	6,295	0,006	0,009	16,875
Xb019	1,200	6,563	0,007	0,010	16,875
Xb020	1,248	6,822	0,007	0,012	17,000
Xb021	1,300	7,110	0,008	0,014	17,500
Xb022	1,351	7,385	0,009	0,015	17,625
Xb023	1,399	7,652	0,009	0,020	17,750
Xb024	1,451	7,933	0,010	0,025	17,375
Xb025	1,499	8,197	0,010	0,024	17,500
Xb026	1,550	8,474	0,011	0,027	17,625
Xb027	1,600	8,746	0,011	0,025	17,625
Xb028	1,651	9,027	0,012	0,017	18,000
Xb029	1,698	9,287	0,012	0,028	18,125
Xb030	1,750	9,568	0,013	0,016	18,125
Xb031	1,799	9,837	0,014	0,019	18,000
Xb032	1,849	10,111	0,013	0,021	18,250
Xb033	1,902	10,397	0,015	0,019	18,250
Xb034	1,951	10,666	0,015	0,022	18,500
Xb035	2,002	10,944	0,016	0,021	18,625

*Tabela 5.11: Resultados das análises sobre os registros temporais de aceleração, séries Xb de corridas. Apoio elástico livre para oscilar apenas no grau de liberdade longitudinal ao escoamento.*

Apesar de não terem sido realizadas medidas de campo que proporcionassem uma compreensão da estrutura de emissão dos vórtices, sabe-se que no cilindro com axi-simetria estrutural e hidrodinâmica o processo de vibração na direção longitudinal ao escoamento apresenta dois regimes de ressonância precedentes ao processo de sincronização de  $(f_{ly})$ , comparar Figura 5.15 com a Figura 2.13. No primeiro regime ressonante acontece uma emissão simétrica de vórtices e no segundo a conhecida emissão 2S, alternada. São predominantes as flutuações na força de arrasto, com frequência próxima àquela referente ao primeiro modo natural na direção longitudinal ao escoamento ( $f_{lx} \cong f_{ly}$  na Figura 5.16).

### 5.6.3 Resultados com os Dois Graus de Liberdade (direções x e y)

Buscando entender melhor as relações entre os movimentos transversais e longitudinais, foram realizados ensaios com o cilindro rígido livre para oscilar nas duas direções.



*Figura 5.17: Variação da Amplitude Adimensionalizada Transversal com a Velocidade Reduzida. Duplo apoio elástico com os dois graus de liberdade, transversal (y) e longitudinal (x) ao escoamento.*

Corridas	Uy [m/s]	Vr	(Ax / D)rms	(Ax / D)env	fdx	(Ay / D)rms	(Ay / D)env	fdy
XYa001	0,301	1,643	0,028	0,022	4,625	0,012	0,006	4,625
XYa002	0,350	1,912	0,067	0,058	4,625	0,022	0,017	4,625
XYa003	0,402	2,199	0,083	0,072	4,625	0,028	0,022	4,625
XYa004	0,449	2,454	0,076	0,068	4,750	0,028	0,024	4,750
XYa005	0,500	2,734	0,053	0,048	4,750	0,022	0,017	4,750
XYa006	0,549	3,002	0,047	0,040	4,750	0,028	0,020	4,750
XYa007	0,600	3,283	0,079	0,067	4,750	0,075	0,061	4,750
XYa008	0,650	3,552	0,052	0,041	4,875	0,053	0,044	4,750
XYa009	0,701	3,831	0,011	0,005	5,375	0,039	0,019	3,500
XYa010	0,748	4,092	0,013	0,004	4,750	0,055	0,040	3,625
XYa011	0,801	4,378	0,015	0,006	4,875	0,072	0,063	3,875
XYa012	0,848	4,639	0,002	0,007	17,000	0,136	0,105	3,875
XYa013	0,900	4,922	0,003	0,012	17,250	0,203	0,162	4,000
XYa014	0,947	5,177	0,003	0,015	17,250	0,253	0,206	4,125
XYa015	1,000	5,467	0,004	0,021	17,500	0,347	0,313	4,250
XYa016	1,051	5,748	0,018	0,028	8,500	0,632	0,562	4,250
XYa017	1,100	6,015	0,028	0,054	8,625	0,801	0,727	4,375
XYa018	1,150	6,291	0,036	0,051	8,750	0,877	0,779	4,375
XYa019	1,200	6,559	0,038	0,051	8,750	0,912	0,802	4,375
XYa020	1,247	6,817	0,010	0,051	17,625	0,932	0,814	4,375
XYa021	1,299	7,102	0,009	0,049	17,875	0,837	0,744	4,500
XYa022	1,350	7,382	0,009	0,051	18,000	0,811	0,749	4,500
XYa023	1,399	7,649	0,007	0,031	17,875	0,554	0,462	5,000
XYa024	1,450	7,928	0,008	0,027	17,875	0,514	0,422	5,000
XYa025	1,498	8,194	0,007	0,024	17,750	0,514	0,470	5,000
XYa026	1,550	8,475	0,008	0,017	17,750	0,461	0,398	5,125
XYa027	1,599	8,743	0,008	0,015	17,875	0,417	0,351	5,125
XYa028	1,650	9,021	0,008	0,016	18,000	0,403	0,320	5,125
XYa029	1,699	9,289	0,008	0,013	18,250	0,318	0,243	5,250
XYa030	1,750	9,568	0,008	0,012	18,250	0,214	0,215	5,250
XYa031	1,798	9,830	0,008	0,016	18,500	0,302	0,262	5,250
XYa032	1,848	10,104	0,008	0,011	18,375	0,218	0,195	5,250
XYa033	1,902	10,400	0,008	0,012	18,500	0,161	0,113	5,375
XYa034	1,948	10,651	0,008	0,012	18,625	0,169	0,114	5,250
XYa035	2,001	10,942	0,008	0,014	18,875	0,197	0,105	5,250

*Tabela 5.12: Resultados das análises sobre os registros temporais de aceleração, séries XYa de corridas. Apoio elástico livre para oscilar em ambos os graus de liberdade: longitudinal e transversal ao escoamento.*

Corridas	Uy [m/s]	Vr	(Ax / D)rms	(Ax / D)env	fdx	(Ay / D)rms	(Ay / D)env	fdy
XYb001	0,301	1,667	0,013	0,009	5,000	0,008	0,003	4,875
XYb002	0,349	1,931	0,054	0,049	5,000	0,015	0,010	5,000
XYb003	0,401	2,222	0,070	0,061	5,000	0,015	0,012	5,000
XYb004	0,449	2,488	0,080	0,072	5,000	0,015	0,011	5,000
XYb005	0,502	2,777	0,036	0,029	5,000	0,012	0,005	5,000
XYb006	0,549	3,039	0,054	0,046	5,000	0,016	0,010	5,000
XYb007	0,600	3,324	0,065	0,058	5,125	0,083	0,007	2,500
XYb008	0,648	3,591	0,067	0,057	5,125	0,077	0,007	2,625
XYb009	0,701	3,880	0,068	0,056	5,125	0,020	0,011	4,875
XYb010	0,748	4,141	0,012	0,004	5,125	0,035	0,018	3,875
XYb011	0,800	4,431	0,010	0,005	5,625	0,078	0,070	3,875
XYb012	0,849	4,701	0,002	0,005	17,000	0,132	0,105	3,875
XYb013	0,900	4,981	0,003	0,008	17,250	0,180	0,143	4,000
XYb014	0,947	5,244	0,003	0,012	17,500	0,242	0,205	4,125
XYb015	1,000	5,534	0,004	0,016	17,625	0,339	0,306	4,250
XYb016	1,051	5,821	0,019	0,018	8,375	0,609	0,532	4,250
XYb017	1,099	6,088	0,031	0,043	8,625	0,785	0,718	4,375
XYb018	1,151	6,375	0,040	0,044	8,750	0,879	0,778	4,375
XYb019	1,200	6,644	0,044	0,047	8,750	0,915	0,800	4,375
XYb020	1,247	6,902	0,046	0,047	8,875	0,932	0,804	4,375
XYb021	1,300	7,200	0,046	0,048	9,000	0,882	0,775	4,500
XYb022	1,351	7,480	0,008	0,032	18,250	0,699	0,606	4,625
XYb023	1,399	7,748	0,008	0,027	18,125	0,570	0,495	4,875
XYb024	1,450	8,029	0,010	0,036	18,125	0,522	0,448	5,000
XYb025	1,499	8,297	0,009	0,026	18,125	0,483	0,415	5,125
XYb026	1,550	8,582	0,009	0,022	18,000	0,447	0,395	5,125
XYb027	1,599	8,852	0,008	0,022	18,250	0,417	0,366	5,125
XYb028	1,650	9,136	0,009	0,020	18,125	0,394	0,331	5,125
XYb029	1,698	9,404	0,009	0,018	18,250	0,374	0,307	5,125
XYb030	1,750	9,691	0,009	0,015	18,375	0,253	0,219	5,250
XYb031	1,798	9,954	0,010	0,013	18,500	0,211	0,179	5,375
XYb032	1,849	10,237	0,010	0,015	18,500	0,214	0,189	5,250
XYb033	1,902	10,534	0,010	0,012	18,500	0,237	0,181	5,250
XYb034	1,948	10,788	0,010	0,013	18,750	0,190	0,139	5,250
XYb035	2,002	11,084	0,008	0,019	19,125	0,217	0,160	5,250

*Tabela 5.13: Resultados das análises sobre os registros temporais de aceleração, séries XYb de corridas. Apoio elástico livre para oscilar em ambos os graus de liberdade: longitudinal e transversal ao escoamento.*

Corridas	Uy [m/s]	Vr	(Ax / D)rms	(Ax / D)env	fdx	(Ay / D)rms	(Ay / D)env	fdy
XYc001	0,301	1,648	0,010	0,004	4,625	0,001	0,003	17,500
XYc002	0,349	1,910	0,038	0,030	4,625	0,014	0,011	4,750
XYc003	0,401	2,191	0,079	0,069	4,625	0,032	0,026	4,625
XYc004	0,449	2,453	0,057	0,050	4,750	0,026	0,023	4,750
XYc005	0,501	2,742	0,028	0,024	4,750	0,016	0,012	4,750
XYc006	0,549	3,001	0,036	0,027	4,750	0,021	0,012	4,750
XYc007	0,602	3,291	0,082	0,069	4,750	0,054	0,039	4,750
XYc008	0,649	3,546	0,070	0,062	4,875	0,034	0,031	4,875
XYc009	0,700	3,830	0,011	0,003	5,375	0,028	0,013	3,750
XYc010	0,748	4,089	0,009	0,003	5,750	0,049	0,031	3,625
XYc011	0,801	4,379	0,013	0,006	4,875	0,074	0,052	3,750
XYc012	0,849	4,642	0,002	0,006	16,875	0,146	0,115	4,000
XYc013	0,900	4,922	0,003	0,012	17,125	0,199	0,158	4,000
XYc014	0,947	5,179	0,003	0,013	17,250	0,239	0,203	4,125
XYc015	1,000	5,466	0,003	0,022	17,375	0,358	0,316	4,250
XYc016	1,050	5,742	0,017	0,034	8,375	0,581	0,531	4,250
XYc017	1,100	6,015	0,027	0,050	8,500	0,785	0,689	4,250
XYc018	1,151	6,296	0,032	0,044	8,750	0,849	0,774	4,375
XYc019	1,200	6,561	0,037	0,049	8,750	0,902	0,796	4,375
XYc020	1,247	6,821	0,009	0,048	17,625	0,893	0,788	4,375
XYc021	1,300	7,106	0,006	0,036	17,750	0,658	0,556	4,625
XYc022	1,350	7,383	0,006	0,031	17,875	0,634	0,566	4,625
XYc023	1,399	7,647	0,006	0,043	18,125	0,562	0,477	4,750
XYc024	1,450	7,928	0,007	0,027	18,000	0,546	0,494	5,000
XYc025	1,499	8,195	0,007	0,023	18,000	0,483	0,409	5,125
XYc026	1,549	8,470	0,007	0,020	18,125	0,462	0,402	5,125
XYc027	1,598	8,740	0,007	0,015	18,000	0,429	0,371	5,125
XYc028	1,650	9,020	0,007	0,016	18,125	0,435	0,366	5,125
XYc029	1,698	9,285	0,007	0,016	18,250	0,370	0,323	5,250
XYc030	1,750	9,569	0,007	0,019	18,125	0,333	0,258	5,250
XYc031	1,798	9,833	0,008	0,013	18,250	0,273	0,191	5,250
XYc032	1,849	10,111	0,008	0,011	18,250	0,138	0,090	5,250
XYc033	1,901	10,397	0,008	0,012	18,500	0,200	0,107	5,250
XYc034	1,949	10,655	0,007	0,017	18,750	0,268	0,159	5,125
XYc035	2,001	10,943	0,006	0,016	19,000	0,205	0,126	5,250

*Tabela 5.14: Resultados das análises sobre os registros temporais de aceleração, séries XYc de corridas. Apoio elástico livre para oscilar em ambos os graus de liberdade: longitudinal e transversal ao escoamento.*

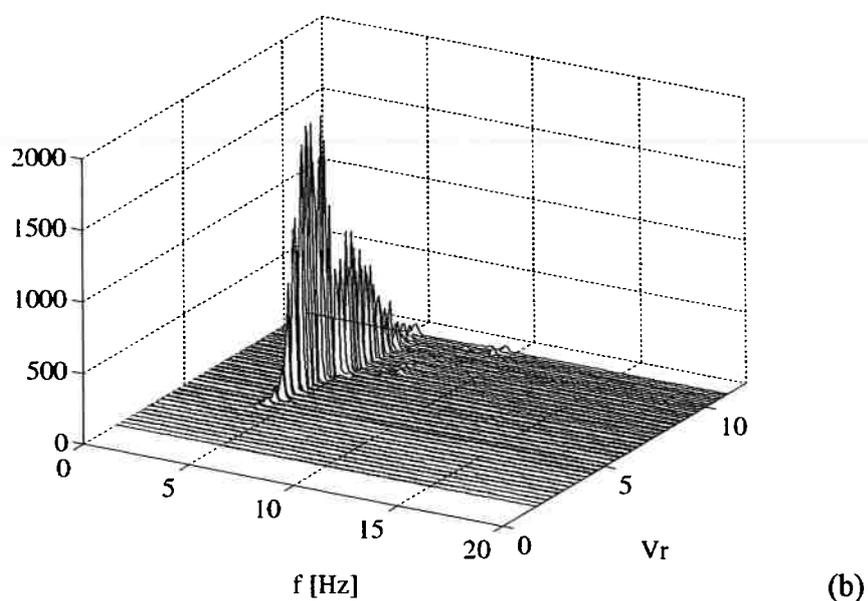
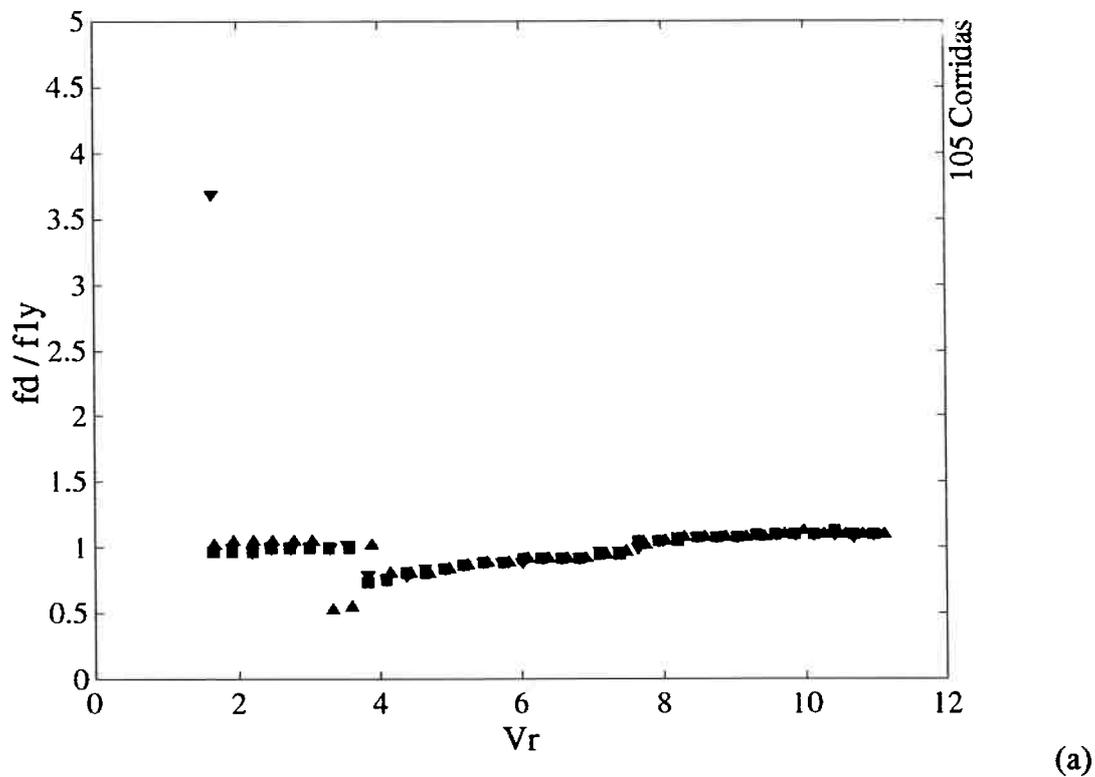


Figura 5.18: (a) Variação da Frequência Adimensionalizada Transversal com a Velocidade Reduzida. Duplo apoio elástico com os dois graus de liberdade. As frequências são adimensionalizadas pela frequência natural em velocidade nula, neste caso,  $f_{ly}$ . (b) Respective Spectros de Potência.

Três séries de varredura da faixa de “lock-in” ( $f_{ly}$ ) foram realizadas e os resultados tabulados, permitindo o desenvolvimento das seguintes análises.

De acordo com a Figura 5.17, onde são apresentados apenas os resultados de amplitude transversal, percebe-se que o comportamento global é praticamente o mesmo, com uma ligeira melhora na dispersão, quando comparado com aquele advindo dos casos com liberdade apenas transversal ( $Y_c$ ,  $Y_d$  e  $Y_e$ ).

Conforme esperado, os dois graus de liberdade promovem uma melhor correlação dos padrões de emissão, possivelmente a justificativa para a diminuição na dispersão dos resultados em cada velocidade de escoamento, principalmente naquelas de maior intensidade.

Esta diminuição pode ser melhor verificada em termos de frequências adimensionais, Figura 5.18 (a) e (b), onde o fenômeno de “lock-in” se torna ainda mais evidente, com uma menor variação da relação entre frequência dominante e frequência natural do primeiro modo transversal ao escoamento ( $0,75 < f_d / f_{ly} < 1,10$ ).

Além disso, um aspecto chama bastante a atenção, qual seja, a sistemática modificação da região próxima ao pico ressonante, passando de uma condição bastante “estrita” com um valor máximo em  $V_r \cong 6,4$ , para uma condição onde a região de máximas amplitudes se “alarga”,  $6,0 < V_r < 7,5$ .

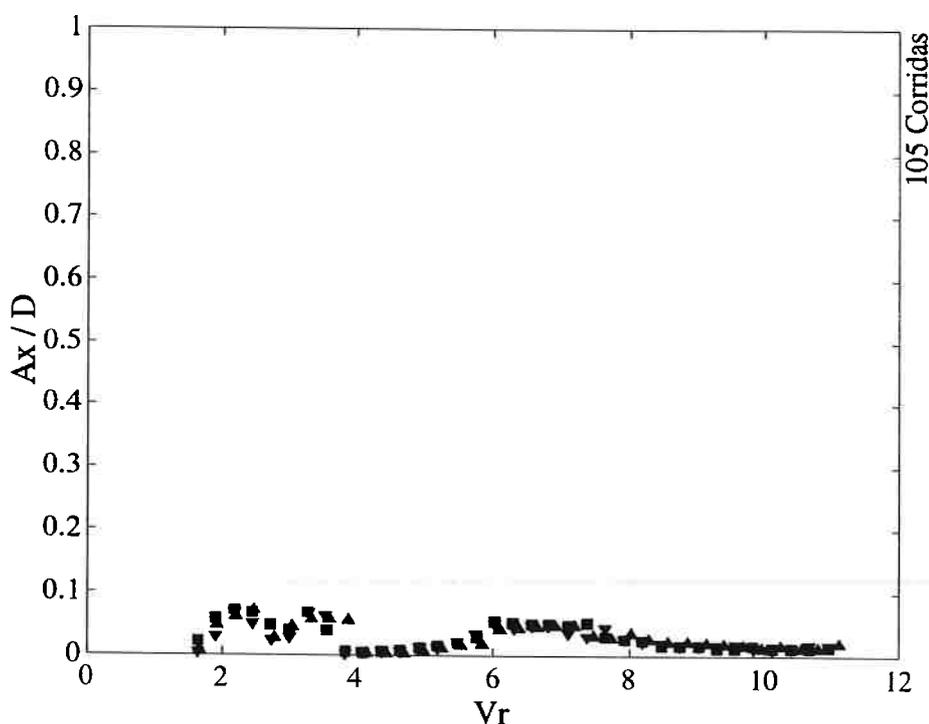
Especialmente no pico, percebe-se um aumento nas amplitudes de oscilação, cerca de 8%. Esta diferença torna-se ainda mais clara quando analisando a Figura 5.19, notam-se simultâneas oscilações na direção longitudinal ao escoamento, ainda que em pequena dimensão (cerca de  $0,05A / D$ ). Exatamente em concordância com toda a discussão desenvolvida no capítulo anterior, Experimento I.

Conforme identificado e discutido para o caso do cilindro flexível, a Figura 5.20 (a) e a Figura 5.20 (b) confirmam oscilações longitudinais ocorrendo com o dobro da frequência de oscilação transversal, portanto, numa clara relação com o acoplamento modal, onde flutuações do campo de pressões na direção do escoamento ocorrem duas vezes mais frequentes que as flutuações na direção transversal.

Assim, também para o cilindro rígido montado sobre duplo apoio elástico ( $f_{lx} \cong f_{ly}$ ) foram identificadas oscilações acopladas, não tão evidentes como aquelas

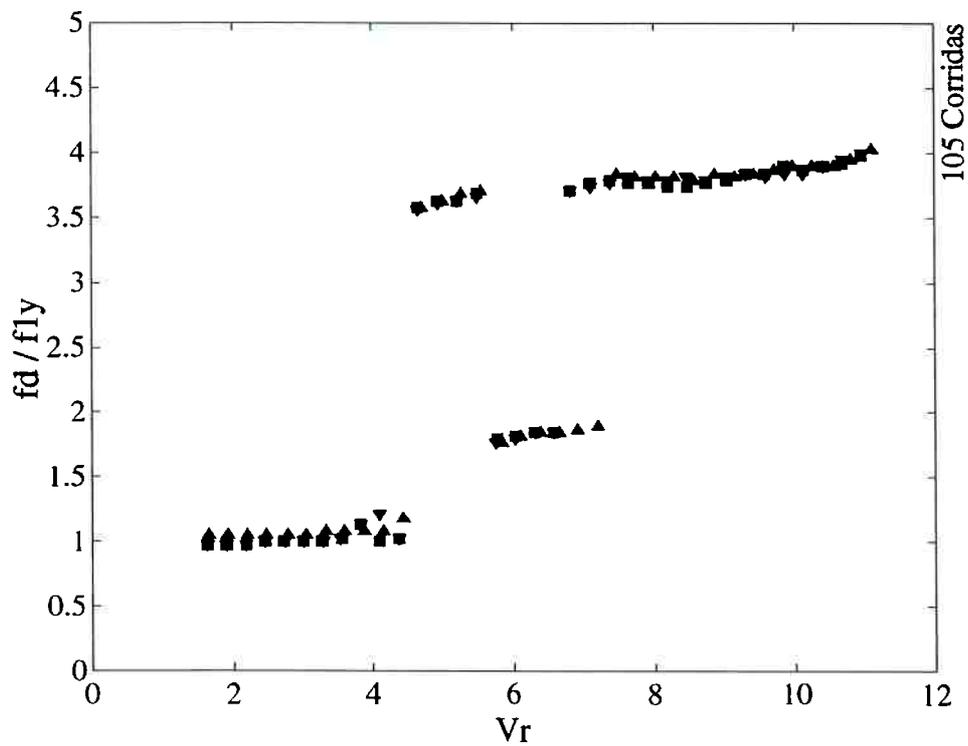
presumidas nos trabalhos do programa de mestrado e contundentes no Experimento I, porém, suficientes para reafirmar sua relação com o aumento das amplitudes de oscilação, mesmo em condições de pequena assimetria estrutural.

Para um melhor entendimento desta relação e, quem sabe, a sugestão de uma forma de quantificá-la face ao grau de assimetria estrutural do aparato experimental, faz-se necessária a realização de ensaios complementares, desta vez com distintas relações entre as frequências naturais nos planos de oscilação ( $f_{lx} / f_{ly} \neq 1$ ).

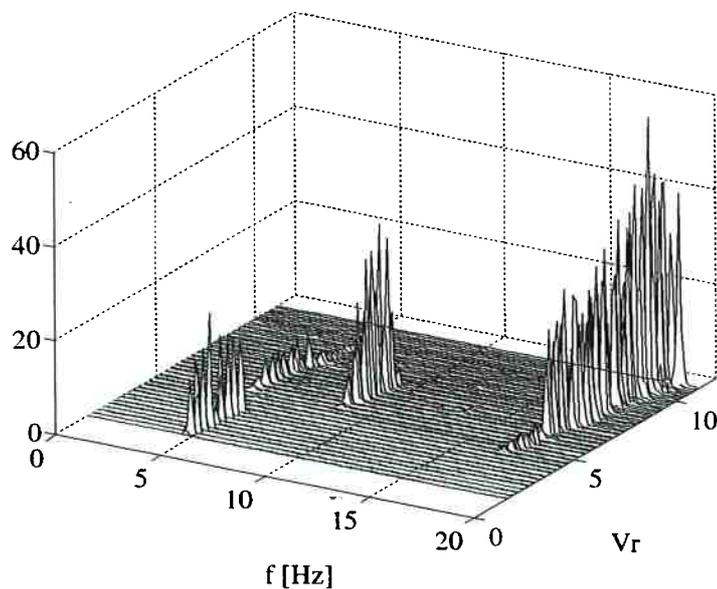


*Figura 5.19: Variação da Amplitude Adimensionalizada Longitudinal com a Velocidade Reduzida. Duplo apoio elástico com os dois graus de liberdade, transversal (y) e longitudinal (x) ao escoamento.*

Antecipando, cumpre destacar que investigação desta natureza é deixada como sugestão para trabalhos futuros, haja vista sua grande demanda por tempo, portanto, incompatível com a disponibilidade do tanque de provas e do próprio programa de doutorado. Aliado a este fato, e talvez mais importante, encontra-se a riqueza das análises conseguidas apenas com a relação de aproximada igualdade entre as frequências naturais ( $f_{lx} / f_{ly} \cong 1$ ), inclusive com a confirmação de importante resultado quanto à massa adicional, mais adiante apresentado.



(a)



(b)

Figura 5.20: (a) Variação da Frequência Adimensionalizada Longitudinal com a Velocidade Reduzida. Duplo apoio elástico com os dois graus de liberdade. As frequências também são adimensionalizadas por  $fly$ . (b) Respective Espectros de Potência.

Desta forma, para sedimentar os resultados experimentais relativos às amplitudes e frequências de resposta, a presente seção é finalizada com uma direta comparação entre resultados advindos dos ensaios com um e dois graus de liberdade.

#### 5.6.4 Comparações entre Resultados de Amplitude e Frequência

Os gráficos da Figura 5.21 à Figura 5.24 ilustram os resultados obtidos com um (■) e dois (▲) graus de liberdade, deixando evidente a relação entre o aumento das oscilações transversais e a simultaneidade de movimentos no caso bidimensional.

Na Figura 5.21 e na Figura 5.22 amplitudes transversais e respectivas frequências de resposta para uma série de corridas com apenas o grau de liberdade transversal ( $Y_c$ ) são comparadas com aquelas respectivamente advindas de uma série onde o aparato experimental encontra-se livre para oscilar nas duas direções ( $XY_b$ ).

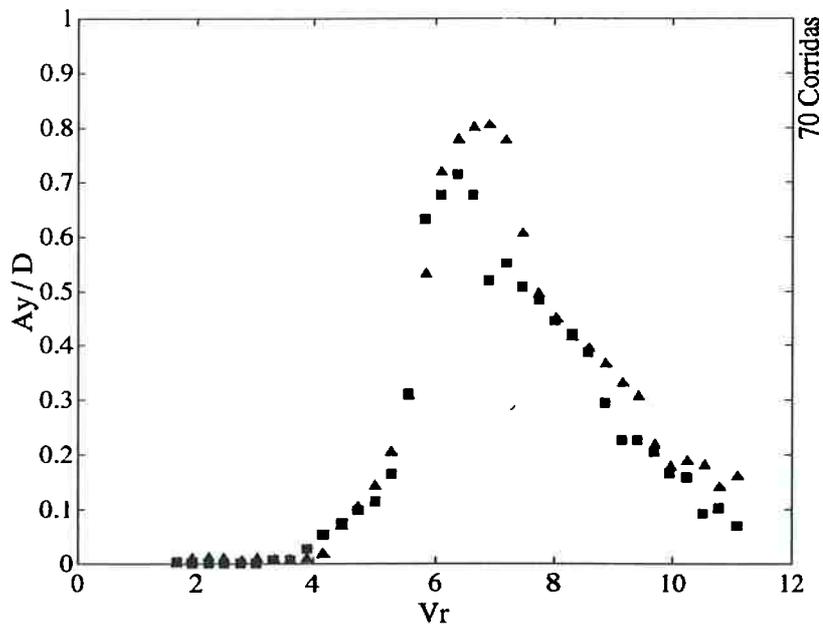
Nota-se a nítida diferença de comportamentos na região de  $6,0 < V_r < 7,5$ .

Incorporando à discussão Figura 5.23 e Figura 5.24, respectivamente referentes às amplitudes e frequências longitudinais, comprova-se a ocorrência do acoplamento modal exatamente nesta região e contundente reflexo sobre a amplitude, acréscimos de até 55% em  $V_r \cong 6,9$ .

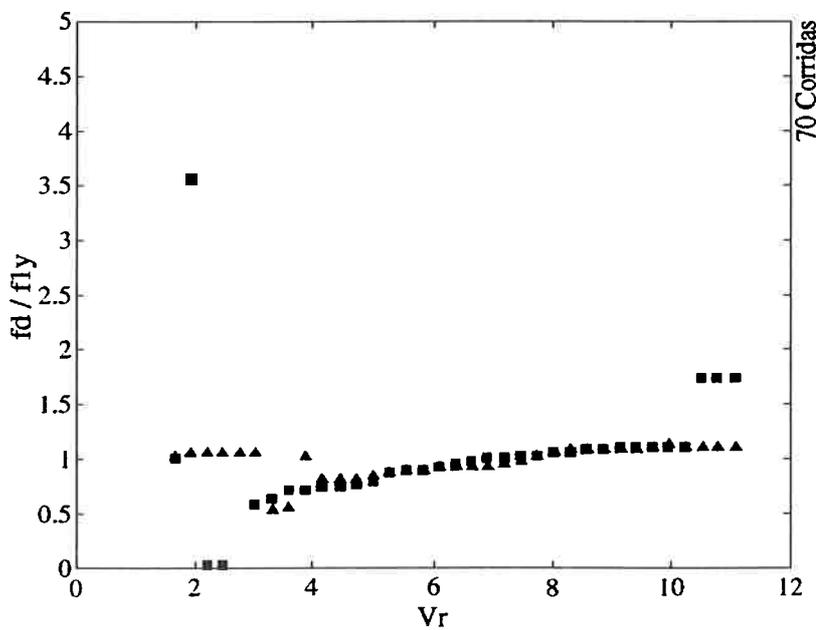
A Figura 5.25 e a Figura 5.26 mostram os registros temporais de aceleração referentes à direção transversal, exatamente na velocidade reduzida de maior diferença entre amplitudes de resposta ( $Y_{c020}$  e  $XY_{b020}$ ).

Conforme sugerido, analisando os espectros de potência desses registros pode-se concluir que os casos com duplo grau de liberdade têm uma resposta monocromática, possivelmente relacionada com um maior comprimento de correlação ao longo do modelo, apesar de não terem sido realizadas medidas de campo que proporcionassem base experimental para tal afirmação.

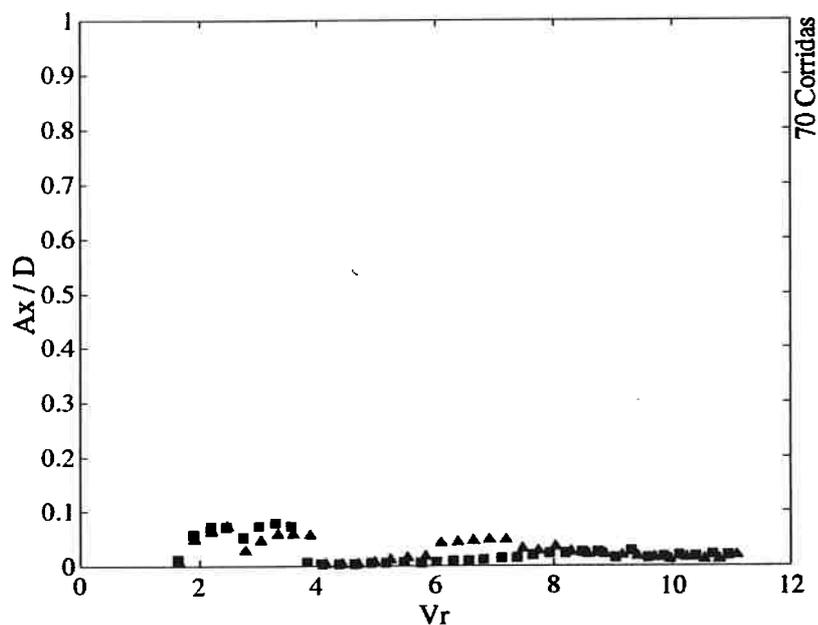
O sensoriamento do campo de escoamento, por exemplo através de medidas de pressão, e a complementar visualização do mesmo, são ferramentas imprescindíveis para a decisiva compreensão do fenômeno de acoplamento, especialmente, pela identificação dos padrões de emissão em cada regime de escoamento.



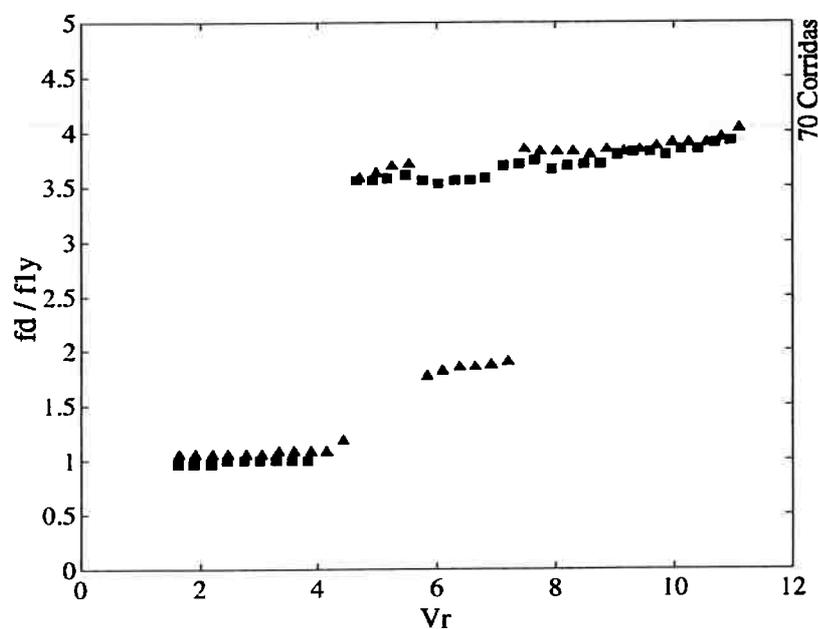
*Figura 5.21: Comparação entre resultados de Amplitude Transversal Adimensionalizada: ■ aparato experimental apenas com o grau de liberdade transversal e ▲ aparato experimental com ambos os graus de liberdade.*



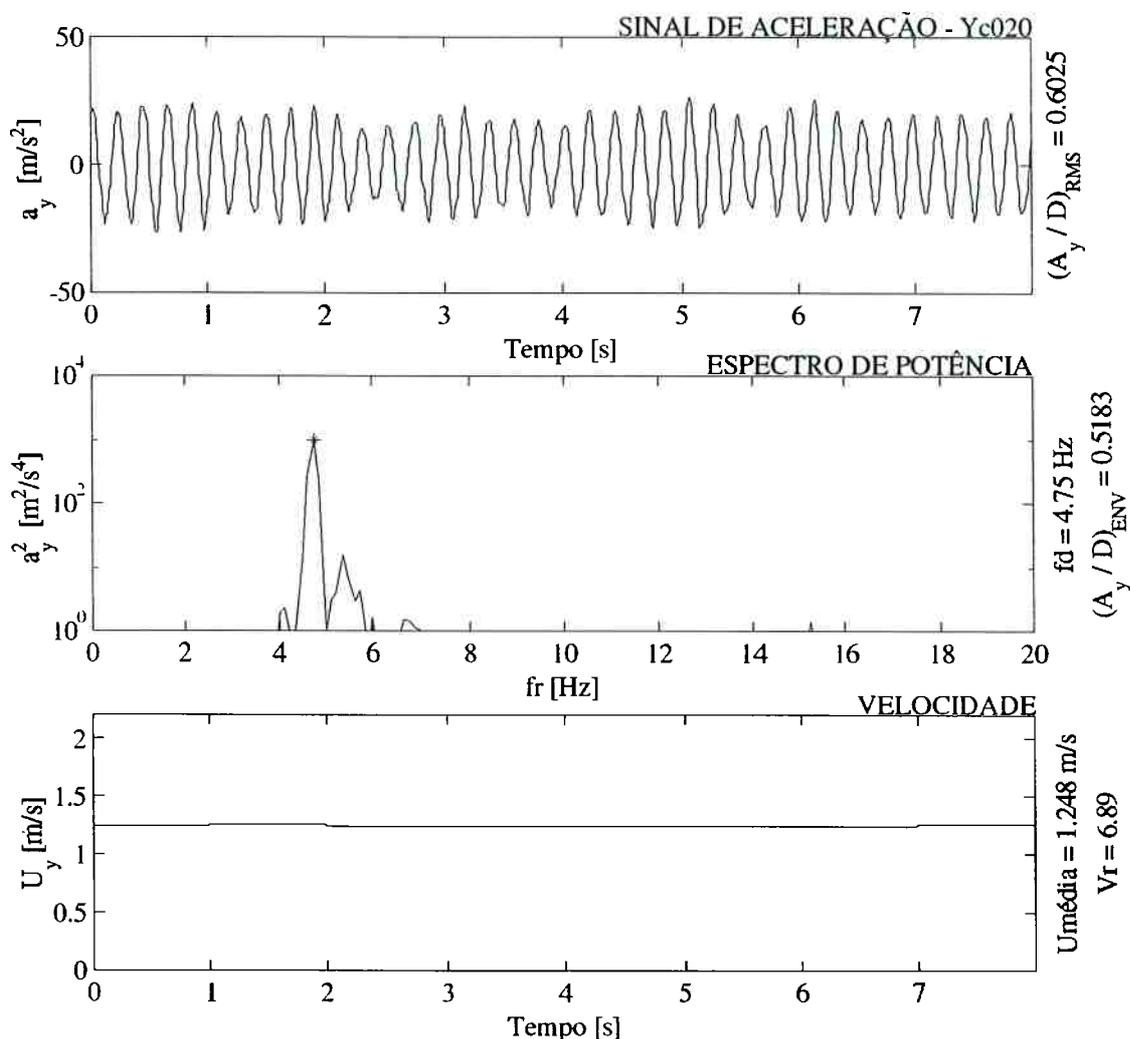
*Figura 5.22: Respectiva comparação entre resultados de Frequência Transversal Adimensionalizada: ■ aparato experimental apenas com o grau de liberdade transversal e ▲ aparato experimental com ambos os graus de liberdade.*



*Figura 5.23: Comparação entre resultados de Amplitude Longitudinal Adimensionalizada: ■ aparato experimental apenas com o grau de liberdade longitudinal e ▲ aparato experimental com ambos os graus de liberdade.*

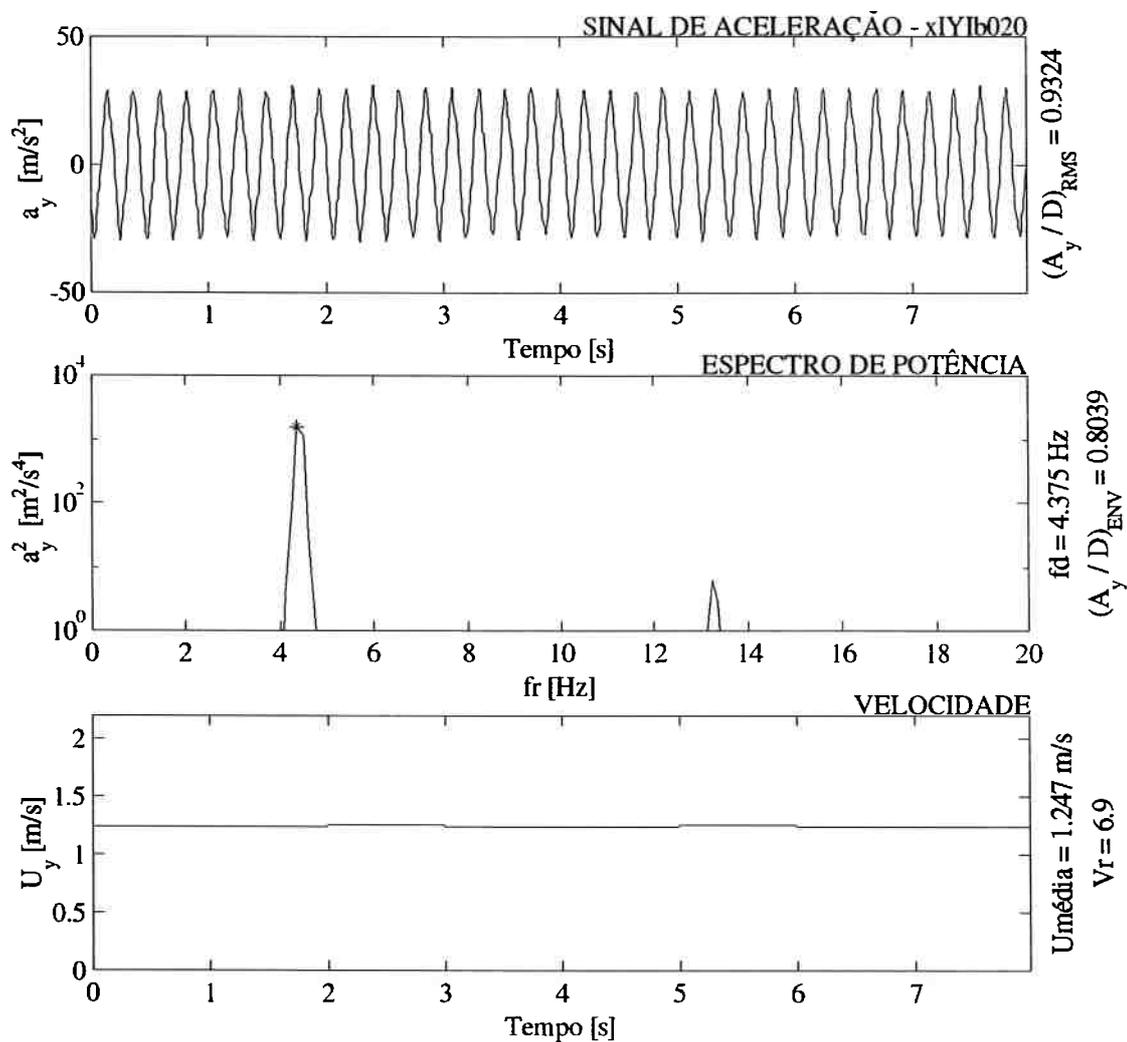


*Figura 5.24: Respectiva comparação entre resultados de Frequência Longitudinal Adimensionalizada: ■ aparato experimental apenas com o grau de liberdade transversal e ▲ aparato experimental com ambos os graus de liberdade.*



*Figura 5.25: Exemplo de Registro Temporal de Aceleração e Análises na condição do cilindro rígido livre para oscilar apenas na direção transversal ao escoamento. O regime de escoamento em questão corresponde ao pico de amplitude no “lock-in” (corrida Yc018).*

No entanto, à luz das discussões levantadas para o Experimento I, aqui confirmadas em termos do cilindro rígido montado sobre duplo apoio elástico, pode-se assegurar que o acoplamento modal é de suma importância, na medida em que comparece e garante amplitudes da ordem de um diâmetro em faixas mais amplas que as normalmente conhecidas.



*Figura 5.26: Respetivo exemplo de Registro Temporal de Aceleração e Análises na condição do cilindro rígido livre para oscilar em ambos os graus: longitudinal e transversal (corrida XYb018). As amplitudes de oscilação são cerca de 10% maiores que no respectivo caso com apenas o grau de liberdade transversal.*

Constatação desta natureza, ainda que referente apenas ao acoplamento entre os primeiros modos naturais ( $f_{lx}$  e  $f_{ly}$ ), tem impacto direto sobre a forma de contabilizar os danos por fadiga à estrutura.

Acredita-se que para uma situação real, onde o perfil de correnteza variável com a profundidade é responsável pela simultânea excitação de vasta gama de modos

naturais de ordem superior, a consideração de respostas dinâmicas acopladas também seja uma vertente mais acertada na busca por predição mais segura no que diz respeito à vida útil das estruturas submetidas ao fenômeno de VIV.

Além do aprofundamento quanto à relação entre o grau de assimetria estrutural e a região de ocorrência da dinâmica acoplada, outra extensão natural do presente trabalho é a compreensão do mecanismo de simultaneidade modal em uma mesma direção de oscilação.

Estas questões não fazem parte do presente texto, sendo discutidas com maior profundidade no capítulo de conclusões e perspectivas.

### ***5.7 Resultados de Massa Adicional***

Dando continuidade ao conjunto de análises possíveis a partir do Experimento II, iniciou-se uma nova etapa de investigação, agora também baseada nos registros temporais de deformação, facilmente convertidos em sinais de força.

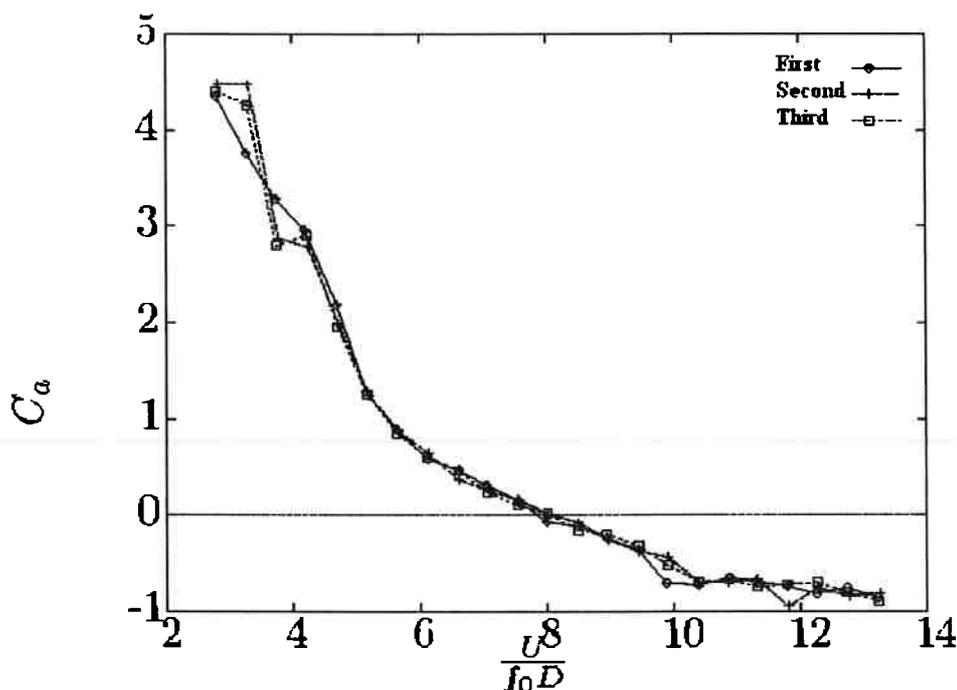
De acordo com as discussões realizadas no capítulo de motivação, recentes investigações do fenômeno de VIV têm apontado a importância da dependência de parâmetros fluido-dinâmicos com o regime de escoamento imposto, por exemplo, a massa adicional.

Pesquisando literatura recente, chegou-se ao trabalho desenvolvido por Vikestad; Vandiver; Larsen (2000), segundo o qual, um cilindro rígido horizontal montado sobre apoio elástico unidirecional de baixo amortecimento estrutural é ensaiado em água focando a variação da massa adicional com a velocidade do escoamento incidente (conforme citação retirada do prefácio do “*Journal of Fluids and Structures*”, capítulo de Motivação).

Dentre inúmeros resultados, o gráfico apresentado na Figura 5.27 sintetiza aquele de maior importância naquele trabalho. Trata-se de comportamento monotonicamente decrescente do coeficiente de massa adicional ( $Ca$ ), à medida que se aumentam as velocidades de escoamento; um caráter repetitivo, visto que três distintas varreduras da faixa de “*lock-in*” do primeiro modo natural recuperam o mesmo comportamento.

Nota-se também um coeficiente de massa adicional unitário em  $Vr = 5,5$  e nulo em  $Vr = 8$ , buscando um valor assintótico negativo para grandes valores de velocidade de escoamento, aparentemente  $C_a = -1$ , segundo Willden; Graham (2001), como consequência de uma dinâmica estrutural em antifase com a dinâmica fluida (força de sustentação).

Os resultados são comparados com ensaios previamente conduzidas com cilindros forçados, Gopalkrishnan (1993), mostrando boa concordância e, portanto, alertando para sua fundamental importância, especialmente nas modelagens teóricas, na medida em que permite uma consistente consideração dos esforços de interação fluido-estrutural.



*Figura 5.27: Resultado Experimental da Variação da Massa Adicional com a Velocidade Reduzida, Vikestad; Vandiver ; Larsen (2000). Resultados a partir de um cilindro rígido horizontal montado sobre apoio elástico com um grau de liberdade e baixo amortecimento estrutural.*

Desta forma, dada a versatilidade do presente aparato experimental, capaz de proporcionar simultâneas leituras diretas de aceleração e indiretas de força, foram aplicadas técnicas de análise capazes de auferir similar comportamento da massa adicional a partir dos resultados obtidos com as atividades do Experimento II.

Em uma primeira análise, o mesmo procedimento proposto em Vikestad; Vandiver; Larsen (2000) foi adotado. Assim, o sistema oscilatório foi descrito pela seguinte equação de equilíbrio dinâmico:

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + F_S(t) = F_H(t), \quad (5.11)$$

onde se assume a força hidrodinâmica total na direção transversal ao escoamento ( $F_H$ ) como uma função harmônica do tipo:

$$F_H(t) = F_H \cos \phi \sin(\omega t) + F_H \sin \phi \cos(\omega t). \quad (5.12)$$

E o coeficiente de massa adicional pode então ser estimado segundo uma integração no domínio do tempo:

$$C_a = C_a^{TD} = -\frac{8}{nT\rho\pi D^2 L(\omega^2 y_0)^2} \int_t^{t+nT} F_H(t)\ddot{y} dt. \quad (5.13)$$

Como a aceleração foi diretamente medida, o termo  $(\omega^2 y_0)$  foi avaliado a partir de seu rms, ou seja,  $(\omega^2 y_0) = \sqrt{2} \cdot rms(ac)$ .

Por outro lado, a força hidrodinâmica total na direção transversal ( $F_H$ ) foi indiretamente avaliada da seguinte forma:

$$F_H(t) = \mathfrak{F}^{-1} [ m\mathfrak{F}[\ddot{y}] - \mathfrak{F}[F_S] ], \quad (5.14)$$

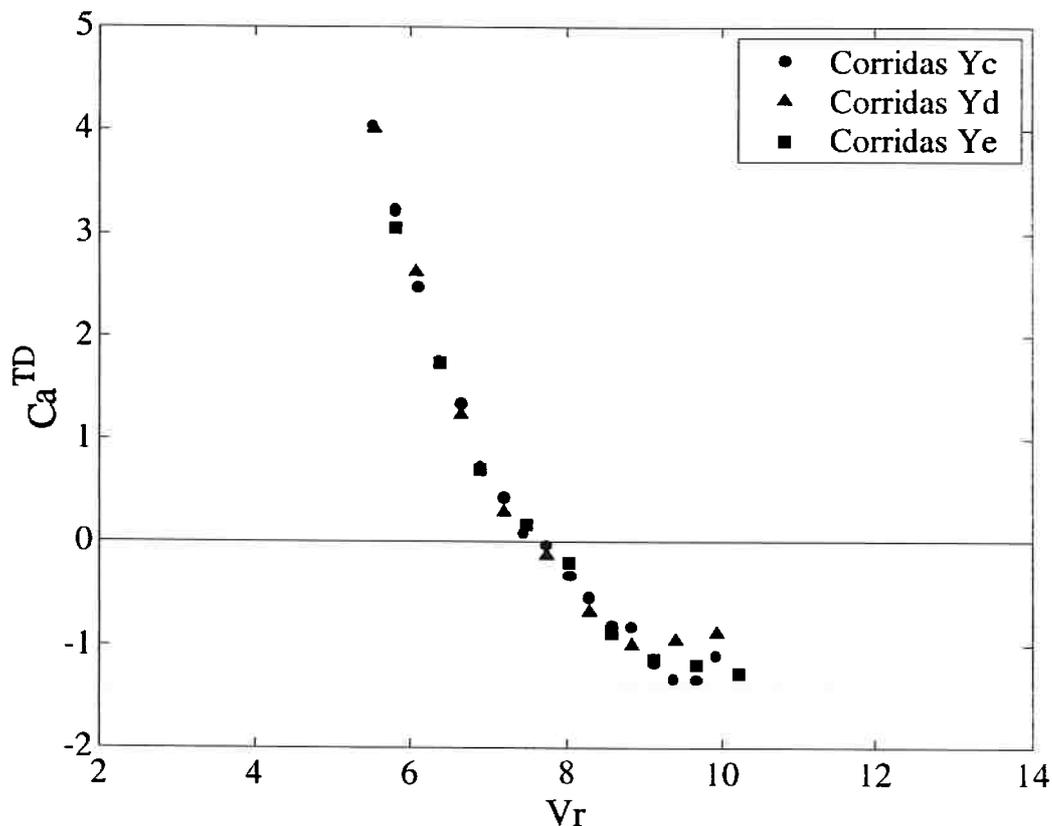
onde o operador  $\mathfrak{F}[\ ]$  refere-se à Transformada de Fourier e, conseqüentemente,  $\mathfrak{F}^{-1}[\ ]$  à operação inversa. ( $F_S$ ) diz respeito à força de restauração estrutural, indiretamente medida através da extensometria do aparato experimental.

Nestas análises, termos de amortecimento foram desprezados, em virtude de sua pouca contribuição comparada com os demais termos.

A Figura 5.28 mostra os coeficientes de massa adicional como função das velocidades reduzidas, obtidos a partir deste procedimento no domínio do tempo.

Comparando os resultados com aqueles apresentados por Vikestad; Vandiver; Larsen (2000), Figura 5.27, alguns aspectos podem ser observados:

- a) Também para o presente trabalho a curva experimental apresenta um comportamento monotônico decrescente.
- b) Para velocidades reduzidas abaixo do pico de “lock-in” ( $Vr < 6,0$ ), onde se dão os valores positivos de ( $C_a$ ), verificam-se coeficientes de massa adicional de maior valor absoluto.



*Figura 5.28: Coeficientes de Massa Adicional versus Velocidades Reduzidas. Procedimento de análise no domínio do tempo, conforme adotado por Vikestad; Vandiver; Larsen (2000).*

- c) O coeficiente de massa adicional nulo foi obtido em  $Vr \cong 7,7$ , exatamente no final do patamar de resposta, onde as frequências dominantes de resposta mostram o mesmo valor da frequência natural ( $f1y$ ). Este valor nulo ocorreu aproximadamente na mesma velocidade reduzida observada por Vikestad; Vandiver; Larsen (2000).

- d) Apesar de algumas diferenças, ambos os resultados parecem apresentar a já mencionada assíntota para grandes valores de velocidade reduzida ( $C_a = -1$ ), também reportada por Willden; Graham (2001), sob um ponto de vista teórico-numérico.

As maiores massas adicionais apresentadas na região inicial do “lock-in” podem estar relacionadas às diferenças nos aparatos experimentais:

- No trabalho de Vikestad; Vandiver; Larsen (2000): um cilindro rígido horizontal, com “end plates”, elasticamente suportado pelas duas extremidades.
- No Experimento II: um cilindro rígido vertical, sem “end plates”.

Por outro lado, a dispersão observada para  $Vr \geq 8$  deve estar relacionada à ausência de oscilações puramente harmônicas, o que demonstra alguma perda de sincronização, ou seja, menores comprimentos de correlação, comuns nesta região. Ver Williamson; Roshko (1988).

Conforme proposto na equação (5.13), uma hipótese de oscilação monocromática é implicitamente adotada, embora, conforme comparação da Figura 5.29 com a Figura 5.30, respectivamente em  $Vr \cong 6,0$  e  $Vr \cong 9,5$ , esta hipótese venha a ser claramente perdida para os casos de maior velocidade reduzida.

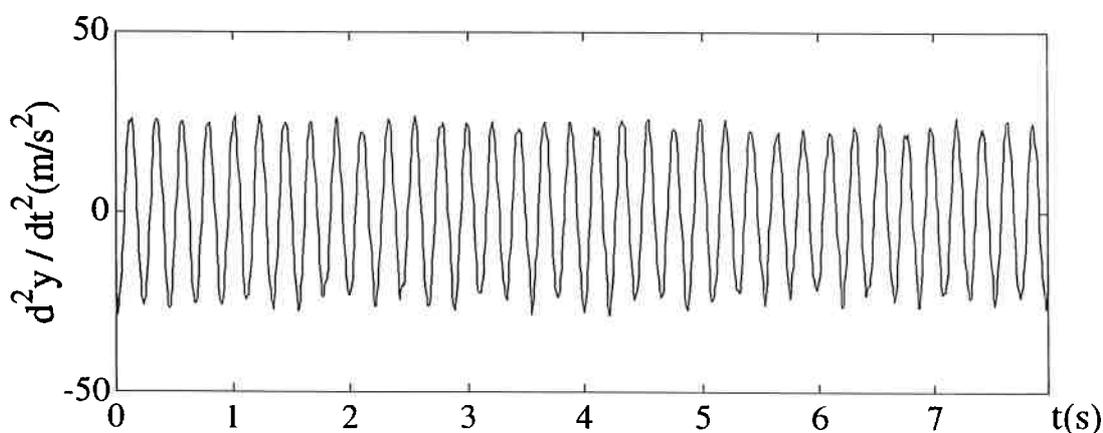


Figura 5.29: Exemplo de Registro Temporal de Aceleração em  $Vr \cong 6,0$ .

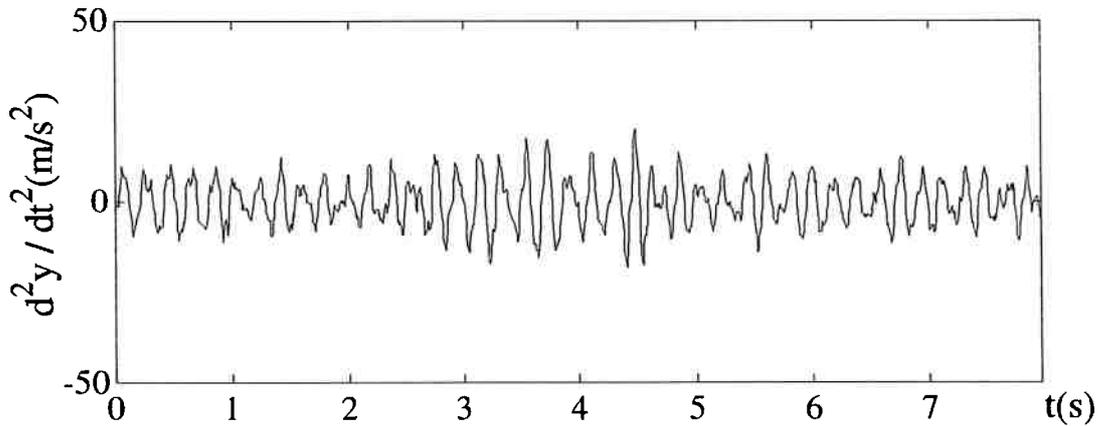


Figura 5.30: Exemplo de Registro Temporal de Aceleração em  $Vr \cong 9,5$ .

Procurando contornar este aspecto, buscou-se outra maneira de estimar o coeficiente de massa adicional através de clássico procedimento no domínio da frequência. Para tanto, a seguinte relação foi considerada:

$$\frac{\Im[F_H]}{\Im[\ddot{y}]} \approx -m_a(\omega) + \frac{ic_v(\omega)}{\omega}, \quad (5.15)$$

conduzindo a um novo coeficiente de massa adicional, agora dado por:

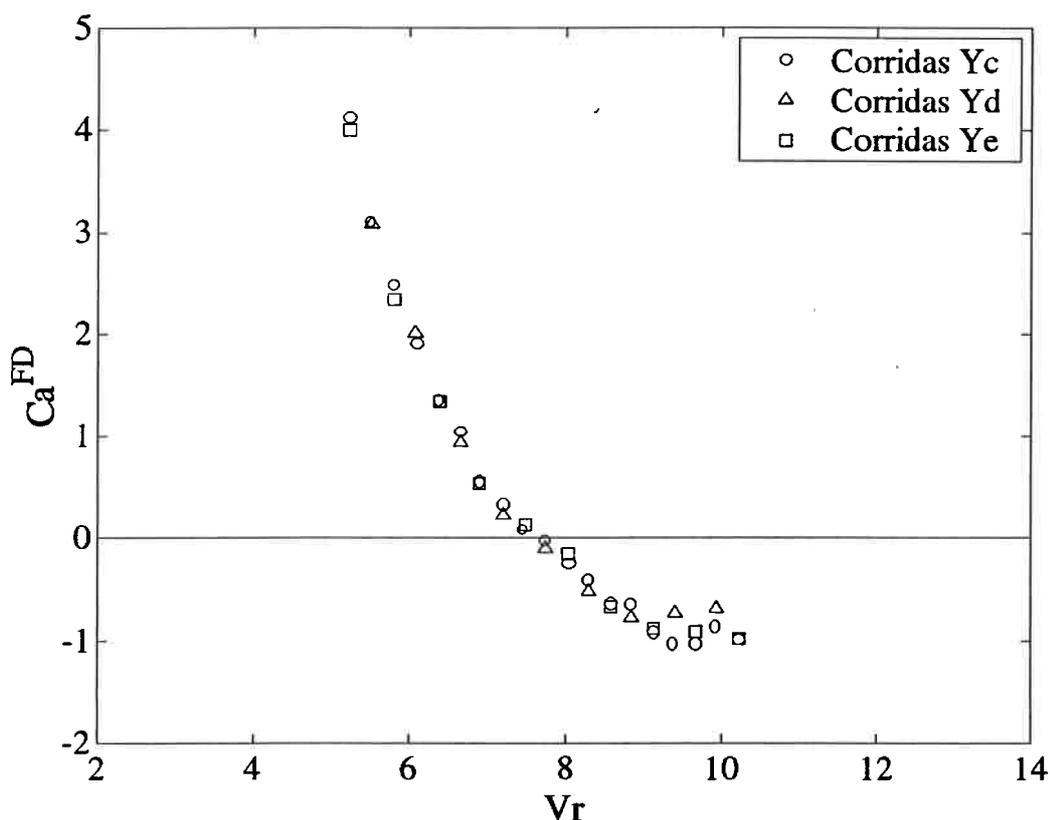
$$C_a^{FD} = C_a^{FD}(\omega) = \frac{-4 \operatorname{real} \left\{ \frac{\Im[F_H]}{\Im[\ddot{y}]} \right\}}{\rho \pi D^2}. \quad (5.16)$$

Neste procedimento, os coeficientes foram calculados para cada velocidade reduzida como uma função da frequência de resposta dominante obtida para cada um dos registros temporais.

Desta forma, foi possível a elaboração de um novo gráfico, Figura 5.31, onde a discutida dispersão pareceu ligeiramente menor na região de velocidade reduzida superior a 8. Além disso, notou-se uma pequena melhora na busca pelo valor assintótico.

Entretanto, cumpre enfatizar que a direta comparação dos resultados aqui auferidos com aqueles obtidos por Vikestad *et al.* não parece estritamente correta, na medida em que uma emissão de vórtices de ponta certamente comparece nos casos de

modelos em balanço. Nesta condição, o número de Strouhal ( $S$ ) cresce de  $0,07$  próximo à extremidade livre dos modelos, para valores de aproximadamente  $0,20$  na região longe da mesma. De acordo com Fox; West (1993), o comportamento bidimensional prevalece para a extensão de modelo acima de 13 diâmetros distante da extremidade livre, como mostra a Figura 2.6 da Fundamentação Teórica.



*Figura 5.31: Coeficientes de Massa Adicional versus Velocidades Reduzidas. Procedimento de análise no domínio da frequência, prescindindo da hipótese de registros temporais harmônicos.*

Estes resultados concluíram o processo de investigação do presente capítulo e acabaram por confirmar o importante comportamento da massa adicional com a velocidade do escoamento, revelando uma nova vertente de investigação a respeito de suas implicações sobre a teoria utilizada para a modelagem analítico-numérica do fenômeno, conforme sugerido na seção de considerações finais a seguir apresentada.

## 5.8 Considerações Finais do Capítulo

A partir do Experimento II, cilindro rígido verticalmente suportado por um apoio elástico bidirecional, os resultados obtidos com o Experimento I, modelo flexível com assimetria estrutural, foram confirmados. Desta forma, algumas das proposições para o acoplamento modal, aventadas no capítulo 3: Motivação, puderam ser confirmadas.

Ficou claro que a consideração dos dois graus de liberdade é de fundamental importância para a compreensão da dinâmica envolvida em aplicações tecnológicas, especialmente as “*offshore*”, onde são comuns os agrupamentos de estruturas muito esbeltas (“*risers*”, umbilicais, entre outras), portanto, com possibilidade de ocorrência da excitação do acoplamento modal; quer seja pela via hidrodinâmica (influência entre escoamentos nas proximidades das várias estruturas), quer pela via estrutural (eventuais choques).

Estas reais condições sinalizam a necessidade de cuidadosa revisão dos procedimentos de avaliação dos danos por fadiga, na medida em que, dada a possibilidade de movimentos acoplados, notam-se consideráveis elevações nas amplitudes de resposta ressonante, além de novas faixas de velocidade de ocorrência.

Outra importante confirmação do presente capítulo foi a dependência da massa adicional com a velocidade do escoamento, ainda que a partir de um arranjo experimental totalmente distinto daquele encontrado na literatura.

Com base nesta dependência e nas idéias a respeito da sua incorporação em modelos fenomenológicos, o próximo capítulo será inteiramente dedicado à melhoria da capacidade de representação analítica, especialmente relacionada com a inabilidade em reproduzir o patamar ressonante, portanto, em corretamente estimar a faixa de sincronização.

Estes estudos analítico-experimentais farão uso de:

- Resultados recentemente obtidos por outros autores;
- Resultados obtidos com os Experimentos I e II e
- Um dos inúmeros modelos analíticos fenomenológicos.

Desta forma, o capítulo seguinte servirá tanto para a investigação do segundo grande tema da Motivação, como também, para consubstanciar as investigações desenvolvidas no presente trabalho.

Em última análise, pretende-se confirmar a fundamental importância da variação de parâmetros fluidos, como por exemplo: a massa adicional, na consistente modelagem matemática do fenômeno de VIV.





# Capítulo 6

## Estudos Analítico-Experimentais

Este capítulo investiga o tema abordado durante o capítulo que trata da Fundamentação Teórica e Motivação: *“inabilidade dos modelos analíticos fenomenológicos em recuperar o patamar de resposta após o pico ressonante da faixa de sincronização”*.

Em favor do rigor científico e visando a generalidade dos conceitos gerais a serem apresentados na presente análise, destaca-se a aplicação de resultados de outros autores na comparação com os distintos resultados obtidos pelo grupo de pesquisa da EPUSP, advindos dos Experimentos I e II, realizados em diferentes instituições de pesquisa.



## 6. ESTUDOS ANALÍTICO-EXPERIMENTAIS

### 6.1 *Considerações Iniciais*

Buscando compreender o segundo grande foco de motivação para o presente trabalho, qual seja, a usual inabilidade dos modelos analíticos fenomenológicos em reproduzir o patamar de resposta posterior ao pico ressonante, foi desenvolvido um capítulo de estudos preocupados com a identificação das possíveis fontes de discordância e eventuais elementos promotores de sua adequação, estes últimos baseados em estudos mais recentes acerca do fenômeno.

Mas por que promover uma melhoria dos modelos fenomenológicos, se as atuais investigações analíticas têm apontado para modelos matemáticos mais fundamentados do ponto de vista fluido-dinâmico? (ver, por exemplo, Monkewitz (1988), Abaréde; Provansal (1995), Aranha; Lopez; Meneghini (2002)).

Em primeiro lugar, porque, baseado na discussão apresentada na Fundamentação Teórica e na Motivação deste trabalho, acredita-se que o aparecimento do patamar de resposta ressonante esteja intimamente relacionado com o comportamento da fase relativa entre força de sustentação e deslocamento transversal do corpo (cilindro).

Por outro lado, porque os modelos analíticos fenomenológicos são ferramentas bastante expeditas as quais, graças às hipóteses simplificadoras assumidas, acabam facilitando sobremaneira a análise. Dada a simplicidade de solução, estes modelos mostram-se mais adequados à incorporação em códigos de análise para aplicações tecnológicas, por exemplo, a “*offshore*”, onde inúmeras são as fontes de solicitação dinâmico-estrutural, além do fenômeno de VIV.

Além disso, o estudo de um modelo matemático mais simples torna mais fácil a compreensão da “física” envolvida no problema, especialmente com relação à importância da fase relativa, o que pode ter reflexo direto sobre a melhoria das modelagens analíticas mais completas, como também, sobre os códigos de simulação numérica, sabidamente incapazes de recuperar as amplitudes do pico de resposta ressonante ( $A/D \cong 1$ ), pelo menos até o presente momento.

A melhor compreensão promovida pelos modelos fenomenológicos também influencia as práticas experimentais, na medida em que vêm sendo concebidos e

executados experimentos cada vez mais preocupados com aspectos de fundamental importância para o estudo do mecanismo completo do fenômeno, sem abandonar o compromisso com o contexto prático, tecnológico.

Conforme apresentado nos capítulos iniciais do presente texto, as variações da massa adicional e do amortecimento fluido com o regime de escoamento (velocidade normalizada) parecem ser elementos fundamentais para uma adequação dos modelos analíticos fenomenológicos, na busca de sua melhor representatividade.

Segundo Sarpkaya (1979), *“As they<sup>(1)</sup> are presently used, added mass and fluid damping are quantities which are defined only for the zero flow condition and they are, in fact, measured under these conditions (e.g., by plucking excitation in still fluid). There is no theoretical basis for assuming that these quantities should play the same roles in the case of flow with vortex shedding.”*

Portanto, o presente capítulo foi conduzido no sentido de incorporar a variação da massa adicional<sup>(2)</sup> a um dos modelos analíticos fenomenológicos, buscando constatar sua importância para a modelagem e, na medida do possível, melhora a capacidade destes modelos de mimetizar o fenômeno de VIV.

A opção pelo modelo analítico proposto em Parra; Aranha (1996)<sup>(3)</sup> se deu, em primeiro lugar, pela maior familiaridade deste autor com o trabalho desenvolvido pelos seus companheiros de pesquisa, no âmbito de projeto temático conduzido pelas instituições EPUSP e IPT, para a FAPESP. Em segundo lugar, o citado modelo analítico parece apresentar melhor capacidade em ilustrar aspectos pertinentes à incorporação da massa adicional variável, posto que apresenta parâmetros explicitamente associados aos coeficientes hidrodinâmicos.

---

<sup>(1)</sup> Referindo-se aos modelos analíticos.

<sup>(2)</sup> ( $m_a = m_a(Vr)$ ), estudada por Vikestad; Vandiver; Larsen (2000) e confirmada no capítulo anterior.

<sup>(3)</sup> Modelo originalmente proposto em Iwan e Blevins (1975), com uma releitura desenvolvida por Parra e Aranha (1996) segundo uma ótica preocupada com o fenômeno de histerese. Para efeito de menor complexidade na compreensão, vale lembrar que os estudos desenvolvidos no presente capítulo não consideram os termos apresentados por Parra e Aranha como responsáveis pela histerese (termos não lineares na restauração fluida).

Deve-se ressaltar, uma vez mais, a atualidade do tema "massa adicional", no contexto do estudo fundamental de VIV. Conforme citado anteriormente, de Leweke; Bearman; Williamson (2001): *"A number of new phenomena have been observed.... For low-mass ratios, the so-called "added mass component" provided by the fluid has a significant effect on oscillation frequency and is found to vary with normalized velocity, as might be expected. These findings provoked remarkably lively discussion at the conference on the meaning of "added mass" and whether it should be considered in its ideal flow sense, or whether it should be defined as the component of the total fluid force in phase with acceleration"*.

Esta última definição é assumida no presente texto, suportada pela excelente discussão teórica apresentada em Leonard; Roshko (2001), e foi objeto de investigações experimentais (Experimento II) apresentadas no capítulo anterior e resumidamente publicadas em Fujarra; Pesce (2002a), após trabalho experimental de Vikestad; Vandiver; Larsen (2000) e discussão de Willden; Graham (2001), estes últimos através de enfoque da Fluido-Dinâmica Computacional.

Inúmeros foram as investigações realizadas pelo presente autor com outros modelos analíticos, procedendo-se, inclusive uma grande quantidade de ajuste de parâmetros (ver, por exemplo, Fujarra & Pesce (2002b), que trata do modelo original de Iwan e Blevins). No entanto, em favor da objetividade, apenas aqueles ajustes referentes à adequação do modelo proposto por Parra e Aranha fazem parte do presente capítulo.

Obviamente, estudos de igual teor podem ainda ser conduzidos com outros modelos analíticos, desde que introduzidas adequações similares às apresentadas mais adiante, adaptadas a cada caso. Esta afirmação indica que as alterações presentemente propostas nada têm com uma completa reformulação dos modelos fenomenológicos citados, mas sim, com uma nova interpretação de alguns de seus termos, segundo a ótica dos resultados mais recentes acerca do mecanismo de VIV.

Assim, na próxima seção foram sintetizados os aspectos mais importantes da modelagem proposta por Parra e Aranha, destacando-se a forma como os parâmetros de ajuste do modelo matemático foram "calibrados", a partir dos resultados independentemente obtidos por Vikestad; Vandiver; Larsen (2000), Willden; Graham (2001) e no âmbito do Experimento II do presente texto.

Em seguida, seção 6.3, os resultados analíticos (com e sem as adequações sugeridas) são comparados com os resultados dos experimentos apresentados nos capítulos anteriores, primeiramente com o Experimento I (modelo flexível) e, posteriormente, com o Experimento II (modelo rígido).

Finalmente, em uma seção de discussões finais são sumarizados os resultados conseguidos e abordados seus reflexos sobre a correta modelagem do fenômeno, bem como descritas possíveis melhorias e procedimentos para a garantia de sua capacidade de predição.

De forma antecipada, o mérito dos estudos analítico-experimentais empreendidos neste capítulo refere-se, provavelmente, ao fato de terem sido desenvolvidos segundo a aplicação de resultados de outros autores (variação da massa adicional proposta em Vikestad; Vandiver; Larsen (2000) e variação da força de sustentação proposta em Willden; Graham (2001)) em um modelo fenomenológico proposto em Parra; Aranha (1996), recuperando analiticamente os resultados experimentais independentes, desenvolvidos por este autor em distintas instituições de pesquisa: Universidade de Michigan e Universidade de Cornell (Experimento I, capítulo 4); Universidade de São Paulo – EPUSP e Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo – IPT (Experimento II, capítulo 5). Estes resultados indicam possível generalidade.

## 6.2 O Modelo Analítico de Parra e Aranha

### 6.2.1 O Oscilador Fluido

Em uma primeira etapa, a proposição do modelo desenvolvido por Parra e Aranha (1996) se faz através do estudo da equação que descreve a dinâmica do oscilador fluido.

Trata-se de uma equação diferencial não linear do tipo Van der Pol, apresentada da seguinte forma:

$$m_f \ddot{z} - 2m_f \omega_s \alpha_1 \left( 1 - \frac{4}{3} \alpha_2 \frac{\dot{z}^2}{U^2} \right) \dot{z} + m_f \omega_s^2 z = \frac{1}{2} \rho U D \alpha_4 \dot{y} \quad (6.1)$$

Nesta equação, ( $m_f = \alpha_0 \rho \pi D^2 / 4$ ) diz respeito à massa distribuída do oscilador fluido, ( $\omega_s = 2\pi f_s$ ) é a frequência de emissão, ( $y$ ) é o deslocamento transversal do cilindro e ( $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_4$ ) são parâmetros relacionados, respectivamente, ao termo de inércia, ao termo linear de amortecimento, ao termo cúbico de amortecimento e ao termo de acoplamento fluido-estrutural (força de sustentação).

A calibração do modelo analítico depende da determinação desses parâmetros ( $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_4$ ), o que Parra e Aranha propõem seja feito segundo o seguinte procedimento:

- a) Através da análise do cilindro estacionário, a equação (6.1) torna-se homogênea e, assumindo que ( $\alpha_1 \ll 1$ ), sob hipótese de solução harmônica e análise através da técnica de escalas-múltiplas, os referidos autores deduzem a expressão para a amplitude do ciclo-limite que descreve a dinâmica do oscilador fluido:

$$z_{CL} = \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{1}{2\pi S} D. \quad (6.2)$$

A partir desta expressão, resulta que a amplitude do coeficiente de sustentação é dada por:

$$C_L = \frac{\alpha_4}{\sqrt{\alpha_2}}. \quad (6.3)$$

- b) Por outro lado, sob hipótese de excitação forçada monocromática (frequência  $\omega$ ), segundo a qual o cilindro é posto a oscilar com amplitude de movimento ( $A_c$ ), a equação do oscilador fluido pode, agora, ser adimensionalizada da seguinte forma:

$$\ddot{\hat{z}} - 2\alpha_1 \left(1 - \frac{4}{3}\alpha_2 \dot{\hat{z}}^2\right) \dot{\hat{z}} + \hat{z} = 2\alpha_1 q \cos \hat{\omega} \hat{t} \quad (6.4)$$

onde:

$$\begin{aligned} \hat{t} &= \omega_s t \\ \hat{\omega} &= \omega / \omega_s \\ \hat{z} &= z / z_{CL} \end{aligned} \quad (6.5)$$

$$q = \frac{1}{\pi} \frac{\alpha_4 \sqrt{\alpha_2}}{\alpha_0 \alpha_1} \hat{z} \frac{A_c}{D}$$

Importante notar que no denominador do adimensional ( $q$ ), comparece o já discutido coeficiente de massa-amortecimento, neste caso traduzido pelo produto  $(\alpha_0 \alpha_1)$ .

Desta forma, a força de sustentação adimensional fica sendo dada por:

$$\frac{f_L(\hat{t})}{\frac{1}{2} \rho D U^2} = \frac{\alpha_4}{\sqrt{\alpha_2}} \left( \dot{\hat{z}} - 2\pi S \hat{z} \sqrt{\alpha_2} \frac{A_c}{D} \cos \hat{\omega} \hat{t} \right) \quad (6.6)$$

Novamente, sob a condição  $(\alpha_1 \ll 1)$  e considerada uma escala lenta de tempo  $(\tau = \alpha_1 \hat{t})$ , aplica-se a clássica técnica de perturbação das escalas múltiplas, ver, p.ex., Nayfeh; Balachandran (1995), obtendo-se solução do tipo:

$$\hat{z}(\hat{t}) = \frac{1}{2} \left( A(\tau) e^{i\hat{t}} + (*) \right) + \alpha_1 \hat{z}_1(\hat{t}) + (\text{TOS})^{(4)} \quad (6.7)$$

Evitando *termos seculares*, a amplitude  $A(\tau) = a(\tau) e^{-i\phi(\tau)} e^{i\sigma\tau}$  deve satisfazer a uma equação diferencial ordinária da seguinte forma:

---

<sup>(4)</sup> (TOS: termos de ordem superior).

$$\frac{dA}{d\tau} - A(\tau) + |A(\tau)|^2 A(\tau) = -iqe^{i\sigma\tau}, \quad (6.8)$$

onde  $\sigma = (\hat{\omega} - 1)/\alpha_1$  é um parâmetro de dessintonia<sup>(5)</sup> e às oscilações da forma  $z(t)/z_{CL} = a_0 \cos(\omega t - \phi_0)$  correspondem pontos de equilíbrio  $(a_0; \phi_0)$ .

Após extenso trabalho de análise, estabelecendo-se condições necessárias e suficientes para a estabilidade das soluções  $(a_0; \phi_0)$ , Parra e Aranha deduziram a seguinte expressão para a largura da faixa de “lock-in”:

$$\Delta\omega = \frac{\omega^+ - \omega^-}{\omega_s} = 2 \left[ \frac{\frac{1}{\pi} \frac{\alpha_4 \sqrt{\alpha_2}}{\alpha_0} \frac{A_c}{D}}{1 - \left( \frac{1}{\pi} \frac{\alpha_4 \sqrt{\alpha_2}}{\alpha_0} \frac{A_c}{D} \right)^2} \right]. \quad (6.9)$$

- c) Finalmente, sob hipótese de resposta ressonante, onde  $(\omega = \omega_s)$  e, portanto,  $a_0^3 - a_0 = q$ ,  $a_0 \geq 1$  e  $\phi_0 = \pi/2$ , a resposta do oscilador fluido,  $z(t)/z_{CL} = a_0 \sin \omega_s t$ , apresenta-se em quadratura com a velocidade ( $\dot{y}$ ), ou seja, em fase com o deslocamento do cilindro.

Assim, segue o seguinte conjunto de relações envolvendo a amplitude do coeficiente de sustentação e a amplitude do movimento harmônico imposto ao cilindro:

$$\begin{aligned} \left( \frac{A_c}{D} \right)_{MAX} &= \pi \frac{\alpha_0 \alpha_1}{\alpha_4 \sqrt{\alpha_2}} (\Lambda^2 - 1) \Lambda \\ C_L^{MAX} &= \frac{\alpha_4}{\sqrt{\alpha_2}} \left[ \Lambda - 2\pi S \sqrt{\alpha_2} \left( \frac{A_c}{D} \right)_{MAX} \right] \\ \Lambda &= \frac{\sqrt{3}}{3} \left[ 1 + \frac{1}{2\pi^2 S} \frac{\alpha_4}{\alpha_0 \alpha_1} \right]^{1/2} \end{aligned} \quad (6.10)$$

---

<sup>(5)</sup> É importante notar que, em termos de Velocidade Reduzida,  $Vr = \frac{U}{f_n D} = \frac{5}{1 + \alpha_1 \sigma}$ .

Segundo estas relações, a amplitude de oscilação do cilindro apresenta um valor máximo  $(A_c/D)_{max}$ , sempre inferior ao valor limite referente ao coeficiente de massa-amortecimento nulo,  $v_r = m^* \zeta = 0$ :

$$\left(\frac{A_c}{D}\right)_{LIM} = \frac{\left(1 + \frac{1}{2\pi^2 S} \frac{\alpha_4}{\alpha_0 \alpha_1}\right)^{1/2}}{2\pi S \sqrt{\alpha_2}} \quad (6.11)$$

Portanto, do resumo analítico apresentado depreende-se que a calibração dos parâmetros  $(\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_4)$  depende das relações (6.9, 10 e 11), desde que sejam experimentalmente identificados os valores:

$$((A_c/D)_{LIM}; (A_c/D)_{MAX}; C_L^{MAX}; C_{L0}; \Delta\omega/\omega_s; S) \quad (6.12)$$

### 6.2.2 Os Experimentos de Calibração

Para a determinação de  $(\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_4)$  Parra e Aranha conduziram experimentos em tanque de provas e utilizaram alguns dos resultados do seminal trabalho de Feng (1968), chegando aos seguintes resultados:

#### 1) Experimento com o Cilindro Fixo

Através do espectro de potência da força de sustentação medida, foram avaliados  $C_{L0}$  e  $\omega_s$ , que aplicados à equação (6.3) e à definição do número de Strouhal permitiram a obtenção de:

$$\begin{aligned} S &\cong 0,2 \\ \frac{\alpha_4}{\sqrt{\alpha_2}} &\cong 0,43 \end{aligned} \quad (6.13)$$

#### 2) Experimento com o Cilindro Forçado

Com base neste experimento, foram realizadas medidas do espectro de potência da força de sustentação e da faixa de "lock-in", permitindo a determinação da relação  $\alpha_4 \sqrt{\alpha_2} / \alpha_0$  através de uma regressão sobre a equação (6.9). Assim:

$$\alpha_4 \sqrt{\alpha_2} / \alpha_0 \cong 2,70. \quad (6.14)$$

### 3) Experimento com o Cilindro sob Resposta Ressonante

Novamente, a partir de medida do espectro de potência da força de sustentação, foi possível a determinação dos valores de  $((A_c/D)_{MAX}; C_L^{MAX})$  os quais, aplicados às relações (6.10), permitiram a obtenção de:

$$\begin{aligned} (A_c/D)_{MAX} &\cong 0,20 \\ C_{LMAX} &\cong 0,56 \end{aligned} \quad (6.15)$$

Finalmente, com a obtenção dos resultados experimentais apresentados em (6.13, 14 e 15), tornou-se possível a determinação dos parâmetros de calibração e da amplitude adimensional limite, ver Figura 2.16 da Fundamentação Teórica:

$$(\alpha_0; \alpha_1; \alpha_2; \alpha_4) \cong ((0,48; 0,05; 3,01; 0,75)) \quad (6.16)$$

$$\left(\frac{A_c}{D}\right)_{LIM} \cong 1,37 \quad (6.17)$$

#### 6.2.3 O Oscilador Fluido-Elástico

Calibrada a equação do oscilador fluido, Parra e Aranha propuseram a seguinte equação de equilíbrio dinâmico para o oscilador elástico:

$$m \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} + L(Y) = f_L(s, t). \quad (6.18)$$

Nesta equação diferencial,  $(L(Y))$  é o operador linear que descreve as forças de restauração e  $(f_L(s, t))$  é a já referida força de sustentação, dependente de um “ângulo de ataque” relativo entre o escoamento e a estrutura.

Para pequenos deslocamentos e velocidades de escoamento suficientemente altas, este “ângulo de ataque” depende, em primeira-ordem, linearmente da velocidade relativa entre fluido e estrutura. Trata-se, portanto, do termo de acoplamento entre os osciladores fluido e elástico.

Posto que na sincronização o oscilador fluido-elástico oscila em uma das frequências naturais do cilindro, o que implica na validade da hipótese de prioridade modal,

tornou-se natural a adoção de procedimento usual na literatura especializada, onde um coeficiente de forma modal ( $\gamma_n$ ) é definido para cada um dos modos naturais normalizados, para que tenham seus valores máximos iguais à unidade, Lyons; Patel (1985). Desta forma:

$$\gamma_n = \left( \frac{\int_0^L \psi_n^2(s) ds}{\int_0^L \psi_n^4(s) ds} \right)^{1/2} \quad (6.19)$$

Importante destacar que ( $\gamma_n = 1$ ) para um cilindro rígido elasticamente suportado, ( $\gamma_n = 1,291$ ) para um cilindro rígido articulado em uma de suas extremidades e ( $\gamma_1 = 1,305$ ) para o primeiro modo natural de um cilindro flexível, como o do Experimento I, capítulo 4. Além disso, para o caso de cabos tracionados, os modos naturais podem ser assumidos senoidais e, assim, ( $\gamma_n = 1,155$ ) qualquer que seja  $n$ .

Aplicando decomposição modal na forma:  $\{Y(s,t); Z(s,t)\} = \{y(t); z(t)\} \psi_n(s)$ , Parra e Aranha rerepresentaram o modelo fluido-elástico, para cada modo de oscilar, segundo o seguinte sistema de equações diferenciais ordinárias:

$$\begin{aligned} \ddot{z} - 2\alpha_1 \left( 1 - \frac{4}{3} \dot{z}^2 \right) \dot{z} + \hat{z} &= 2\alpha_1 q_0 \hat{y} \\ \ddot{y} + 2\zeta_s (1 + \alpha_1 \sigma) \dot{y} + (1 + 2\alpha_1 \sigma) y &= \frac{mf}{m} 2\alpha_1 q_0 \left( \frac{z_{CL}}{D} \right)^2 (\dot{z} - 2\pi S \sqrt{\alpha_2} \dot{y}) \end{aligned} \quad (6.20)$$

onde são definidos os adimensionais:

$$\begin{aligned} \hat{t} &= \omega_s t, \quad \hat{\omega}_n = \frac{\omega_n}{\omega_s} = 1 + \alpha_1 \sigma, \quad \hat{z} = \frac{z}{z_{CL}}, \quad \hat{y} = \frac{y}{\gamma_n D} \\ q_0 &= \frac{1}{\pi} \frac{\alpha_4 \sqrt{\alpha_2}}{\alpha_0 \alpha_1} \end{aligned} \quad (6.21)$$

Com base neste sistema de equações diferenciais, foi ainda possível empreender as seguintes análises em resposta ressonante ( $\omega_s = \omega_n$ ).

Na ressonância o parâmetro de dessintonia é nulo e a solução monocromática de (6.20) pode ser escrita como:

$$\begin{aligned} \hat{z}(\hat{t}) &= a_0(q) \text{sen}(\hat{t}), & \hat{y}(\hat{t}) &= \frac{A_c}{\gamma_n D} \text{sen}(\hat{t}) \\ q &= q_0 \frac{A_c}{\gamma_n D} = a_0^3 - a_0 \end{aligned} \quad (6.22)$$

Estas equações, substituídas em (6.20), fornecem uma relação algébrica para a amplitude adimensional:

$$\frac{A_c}{\gamma_n D} = \frac{1}{2\pi^2 S} \frac{m_f}{m\zeta_s} \frac{\alpha_4}{\alpha_0} \left( \frac{1}{2\pi S \sqrt{\alpha_2}} a_0(q) - \frac{A_c}{\gamma_n D} \right), \quad (6.23)$$

que conduz a:

$$\frac{A_c}{\gamma_n D} = \frac{0,46}{1 + 5,26\nu_r} \left[ 1 + \frac{7,92}{1 + 5,26\nu_r} \right]^{1/2} \quad (6.24)$$

Portanto, ficou estabelecida uma relação unívoca entre a máxima amplitude adimensional de oscilação e o coeficiente massa-amortecimento.

Sendo desprezados os termos de ordem  $O(\zeta_s \alpha_1)$ , o sistema de equações diferenciais (6.20) pode, ainda, ser apresentado na seguinte forma:

$$\begin{aligned} \ddot{z} - 2\alpha_1 \left( 1 - \frac{4}{3} \dot{z}^2 \right) \dot{z} + \dot{z} &= 2\alpha_1 q_0 \hat{y} \\ \ddot{y} + 2\alpha_1 c_e \dot{y} + (1 + 2\alpha_1 \sigma) \hat{y} &= 2\alpha_1 \mu_r \dot{z} \end{aligned} \quad (6.25)$$

onde:

$$\begin{aligned} \mu_r &= \frac{\zeta_s}{\alpha_1} \frac{0,4}{5,26\nu_r} \\ c_e &= \frac{\mu_r}{0,46} (1 + 5,26\nu_r) \end{aligned} \quad (6.26)$$

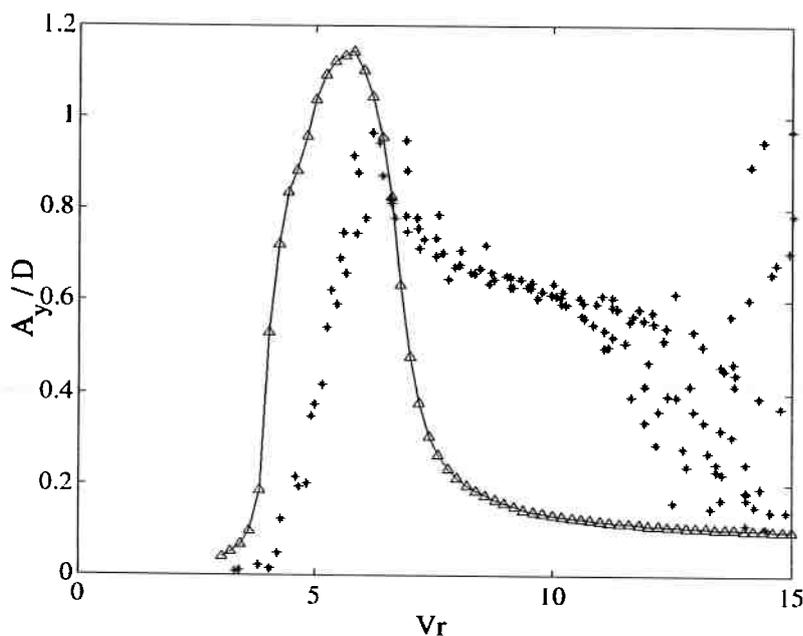
Este é o modelo analítico utilizado como ponto de partida para as comparações e adaptações sugeridas na próxima seção deste capítulo. Havendo necessidade, podem ser encontrados maiores detalhes deste modelo analítico em Fajarra (1997) e no próprio trabalho de Parra; Aranha (1996), inclusive com inferências adicionais quanto à sua solução assintótica e quanto à incorporação dos já referidos termos de ordem superior na restauração fluida.

### 6.3 Aplicação do Modelo Analítico aos Experimentos I e II

#### 6.3.1 Modelo Analítico versus Experimento I (cilindro flexível)

As figuras a seguir apresentadas mostram a aplicação do modelo analítico proposto por Parra e Aranha ao Experimento I, cilindro flexível engastado ensaiado na água.

De acordo com os comentários da Motivação, capítulo 3, a Figura 6.1 mostra que o modelo analítico originalmente proposto não permite a previsão da existência de um patamar logo após o pico de resposta ressonante. Neste caso, também superestima em aproximadamente 10% o valor máximo de resposta e subestima em muito a largura da faixa de “lock-in”.



*Figura 6.1: Resultados do Experimento I: Universidade de Michigan (\*), comparados com os Resultados obtidos a partir do modelo analítico original (-Δ-), proposto em Parra; Aranha (1996).*

As grandes amplitudes em velocidades reduzidas acima de 14 referem-se ao ramo com acoplamento modal. São apresentadas sem qualquer intenção de representação analítica, até porque, neste caso, a modelagem fenomenológica se preocupa apenas com as oscilações transversais ao escoamento.

É importante lembrar que, assim como na maioria dos modelos analíticos, o equacionamento apresentado em Parra; Aranha (1996) pressupõe a invariância de parâmetros que caracterizam forças fluido-dinâmicas como, por exemplo, a massa adicional.

Em seu já citado trabalho de revisão, Sarpkaya apresentava sua preocupação com esta hipótese de invariância. Segundo suas próprias palavras: *“There is no reason in the laws of fluid dynamics that the added mass should be the same for a body oscillating, at its natural frequency, in a fluid otherwise at rest, with that oscillating in a fluid in motion.”*

Desta forma, e também com base na analogia do capítulo 3, parece bastante plausível que a incorporação de recentes resultados sobre massa adicional variável<sup>(6)</sup> com a velocidade de escoamento aos modelos analíticos fenomenológicos venha a produzir um aprimoramento da sua capacidade de representar o fenômeno de VIV, ao menos em relação ao aparecimento de um patamar de resposta ressonante.

Confirmando esta expectativa, a Figura 6.2 em seu gráfico da esquerda, apresenta os resultados obtidos no Experimento I comparados com aqueles respectivamente obtidos pelo modelo analítico em estudo, modificado pela incorporação da massa adicional variável, medida no Experimento II (Figura 5.31). De acordo com este gráfico, a simples inclusão da massa adicional variável com a velocidade reduzida ao termo de inércia da equação (6.20)<sup>(7)</sup> reflete-se na completa modificação na resposta após o pico ressonante, a partir daí marcada pela presença de amplitudes tendendo para um valor constante.

Mais do que isso, a variação da massa adicional prediz melhor a região que vai do início da faixa de *“lock-in”*,  $Vr \cong 4$ , até o início do patamar experimental,  $Vr \cong 7,5$ .

---

<sup>(6)</sup> Resultados Numéricos de Willden; Graham (2001) com um cilindro flexível livre para oscilar, Figura 2.10 do capítulo 2: Fundamentação Teórica. Resultados Experimentais de Vikestad; Vandiver; Larsen (2000) com um cilindro rígido horizontal suportado elasticamente, Figura 5.27, e os próprios resultados do Experimento II: cilindro rígido montado sobre duplo apoio elástico, Figura 5.31 do capítulo 5.

<sup>(7)</sup> Massa estrutural por unidade de comprimento ( $m_s$ ) e massa adicional seccional ( $m_a = m_a(Vr)$ ) são consideradas na forma da massa distribuída ( $m$ ), ou seja: ( $m = m_s + m_a$ ).

Em termos da fase relativa, gráfico da direita na Figura 6.2, percebe-se um quadro típico onde os osciladores saem de uma dinâmica assíncrona (provavelmente  $\phi = 180^\circ$ , em antifase) para uma dinâmica síncrona no pico de resposta ( $\phi = 0^\circ$ , em fase).

Após o pico a massa adicional variável promove um “congelamento” da fase relativa entre força de sustentação e deslocamento, em um valor intermediário, neste caso aproximadamente  $40^\circ$ , de forma análoga ao movimento de “heave” de sistemas flutuantes em ondas de superfície, como citado.

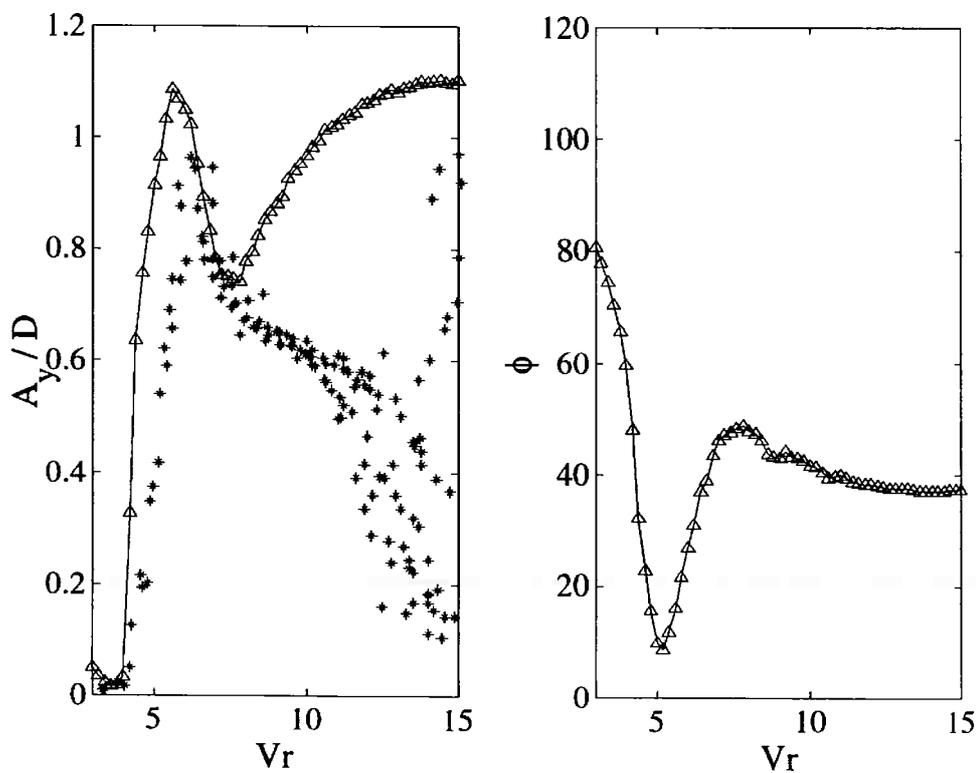


Figura 6.2: À esquerda, Resultados do Experimento I: Universidade de Michigan (\*) comparados com os Resultados obtidos a partir do modelo proposto por Parra e Aranha ( $-\Delta-$ ) com a consideração da Massa Adicional Variável. À direita, os respectivos resultados da fase entre as respostas dos osciladores analíticos.

No entanto, certamente a simples inclusão da massa adicional variável não responde pelo aparecimento de um patamar nos moldes dos inúmeros experimentos conhecidos.

Sob esta ótica, analisando com profundidade o equacionamento analítico, identificam-se os seguintes aspectos:

- a) A ausência de uma diminuição na força de sustentação, termo de acoplamento entre os osciladores (6.20), à medida que vão sendo aumentadas as velocidades.

Sobre este comportamento, sabe-se de trabalho numérico recente, Willden; Graham (2001), que as componentes da força de sustentação (em fase com o deslocamento e em fase com a velocidade) mostram-se dependentes da relação entre frequência de oscilação e frequência natural do cilindro ( $f_o / f_n$ ), podendo, além disso, serem divididas em componentes de pressão e de fricção ( $C_{Lp}$  e  $C_{Lf}$ ) (ver Figura 6.3).

A Figura 6.3(a) mostra que as componentes de pressão e fricção, correspondentes à parcela da força de sustentação em fase com a velocidade ( $\dot{y}$ ), quase se anulam, levando a crer que a pequena contribuição resultante não seja responsável pelo necessário ajuste nas modificações promovidas pela inclusão da massa adicional variável.

Desta forma, assume-se a parcela total da força de sustentação em fase com a aceleração como representativa do fenômeno, acreditando conter a essência da dinâmica.

- b) A inclusão de uma força de sustentação variável com a velocidade do escoamento, ( $C_L = C_L(Vr)$ ), leva à necessidade de adequação dos parâmetros de calibração do modelo analítico, conduzindo a:

$$\alpha_0 = 0,48 \quad (\text{mantido o mesmo})$$

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_4}{2\pi^2 S \alpha_0 \left\{ \left[ \left( \frac{A_c}{D} \right)_{LIM} (2\pi S \sqrt{\alpha_2}) \right]^2 - 1 \right\}} \quad (6.27)$$

$$\alpha_2 = 3,01 \quad (\text{mantido o mesmo})$$

$$\alpha_4 = \sqrt{\alpha_2} C_L \quad (\text{com } C_L = C_L(Vr))$$

Cumprir destacar que a adequação do parâmetro ( $\alpha_1$ ) obedece a equação (6.11), assumindo-se constante o valor limite de  $\left( \frac{A_c}{D} \right)_{LIM} = 1,37$ .

Justificativas mais elaboradas e embasadas do ponto de vista teórico para as adequações sugeridas serão apresentadas mais adiante, logo após a exposição dos resultados obtidos.

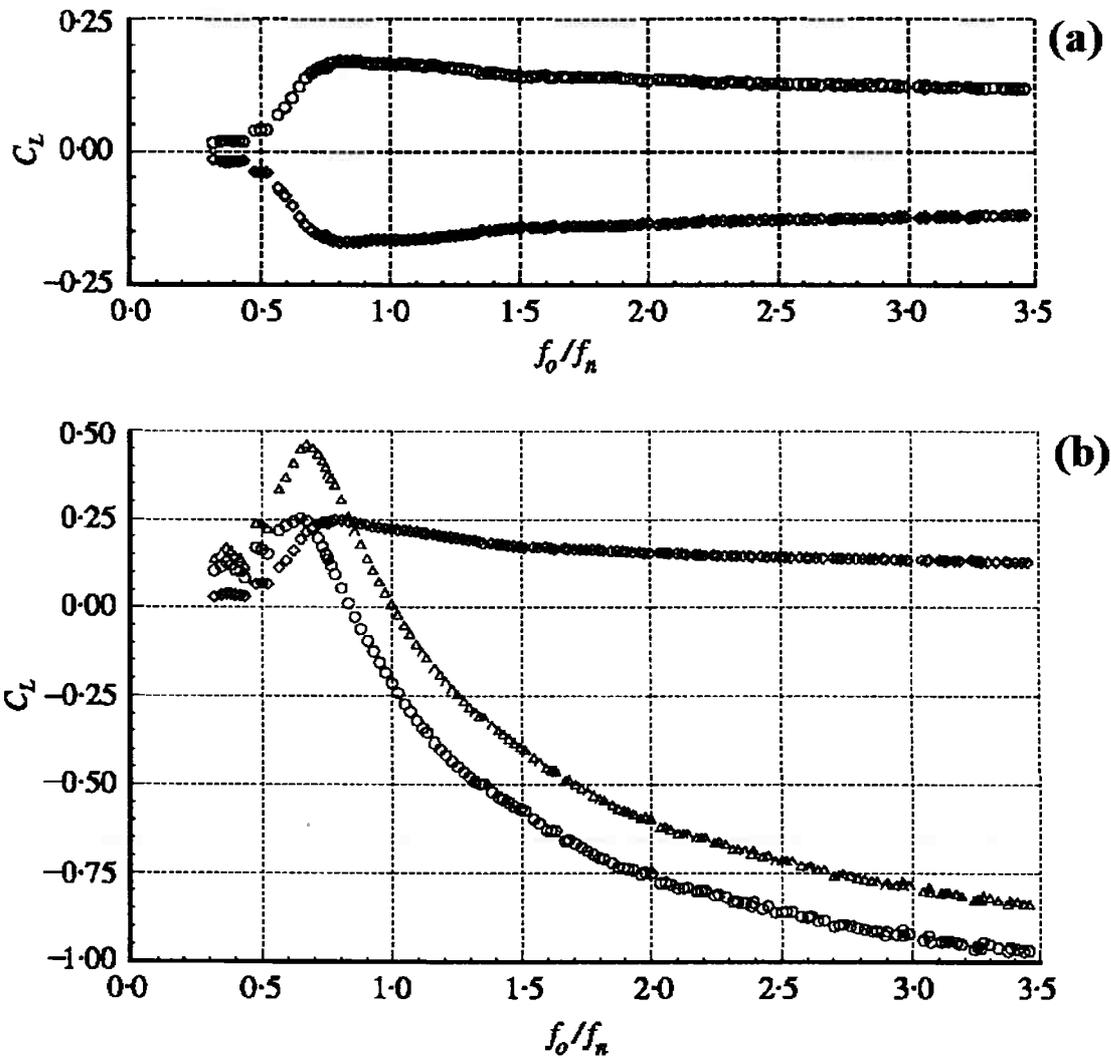


Figura 6.3: No alto, Variação da Componente do Coeficiente de Sustentação, em fase com a velocidade do corpo, e suas partes constituintes: ( $\diamond$ ) Componente de fricção e (O) Componente de pressão. Embaixo, Variação da Componente do Coeficiente de Sustentação, em fase com o deslocamento do corpo, e suas partes constituintes: ( $\diamond$ ) Componente de fricção, (O) Componente de pressão e ( $\Delta$ ) Total.

Cilindro circular livre para oscilar na direção transversal ( $m^* = 1$  e  $\zeta = 0$ ).

Resultados numéricos apresentados em Willden; Graham (2001).

Desta forma, a Figura 6.4 ilustra a melhor consistência conseguida com a adequação da força de sustentação e, conseqüentemente, dos parâmetros  $(\alpha_1, \alpha_4)$ .

No gráfico da esquerda, percebe-se que o patamar é bem representado, com valores de amplitude consistentes com o Experimento I e extinção do “lock-in” em  $Vr \cong 11$ .

Percebe-se ainda, gráfico da direita, que na região do patamar a fase relativa permanece em valor aproximadamente constante de  $50^\circ$ , buscando valores típicos de um regime assíncrono após o seu término. Mesmo com as adequações em  $(C_L, \alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_4)$ , a fase  $\phi \cong 50^\circ$  é reassumida em altas velocidade reduzidas, possivelmente em virtude da influência da massa adicional variável sobre o modelo analítico ser muito bem posta, fazendo com que o regime de antifase entre os osciladores seja muito tênue e de difícil identificação numérica com a discretização utilizada para a velocidade reduzida.

Vale destacar que a velocidade reduzida onde o coeficiente de sustentação se anula,  $Vr = Vr(C_L = 0)$ , desempenhou fundamental importância no sucesso das comparações analítico-experimentais. Segundo Willden; Graham (2001), a velocidade reduzida em que a massa adicional se anula também corresponde àquela onde  $(C_L = 0)$ .

Portanto, buscando adequar esta condição aos resultados de massa adicional do Experimento II, fez-se coincidir a relação  $(fo / fn = 1)$  da Figura 6.3(b) com  $m_a(Vr \cong 8) = 0$ , da Figura 5.31 do capítulo anterior.

Esta adequação mostrou-se conveniente, mas, percebendo-se que à condição de coeficiente de sustentação nulo também corresponde a velocidade reduzida a partir da qual o amortecimento linear  $(\alpha_1)$  passa a dissipar energia do sistema, optou-se por fazer a relação  $(fo / fn = 1)$  coincidir com a velocidade reduzida do término da faixa de sincronização, neste caso,  $Vr \cong 10,5$ . Em caráter meramente especulativo, esta última adequação talvez não fosse necessária se a variação do coeficiente de amortecimento  $(\alpha_1)$  tivesse sido medida e concomitantemente incorporada ao modelo analítico, portanto, sem a necessidade da indireta

determinação através da amplitude transversal limite. Ver equacionamento (6.27).

Comparando estes mesmos resultados analíticos com aqueles advindos dos experimentos conduzidos na Universidade de Cornell, portanto com medições diretas de amplitude, confirma-se a boa emulação do fenômeno, a menos de pequenas diferenças quanto ao posicionamento do pico ressonante e às respostas no início do “*lock-in*”, o que pode ser melhorado através da inclusão de termos cúbicos na restauração do oscilador-fluido; ver Fajarra (1997).

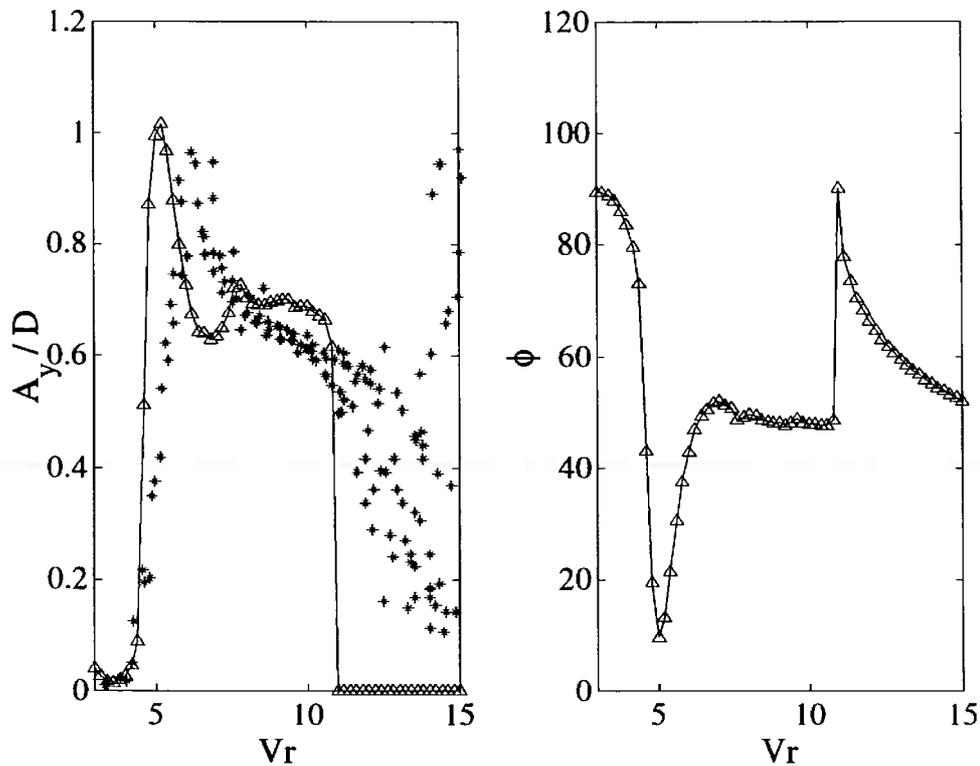


Figura 6.4: À esquerda, Resultados do Experimento I (cilindro flexível): Universidade de Michigan (\*) comparados com os Resultados obtidos a partir do modelo proposto por Parra e Aranha ( $-\Delta-$ ) com a consideração de Massa Adicional (Experimento II) e Força de Sustentação Variáveis (Willden; Graham (2001)). À direita, os respectivos resultados da fase entre as respostas dos osciladores analíticos.

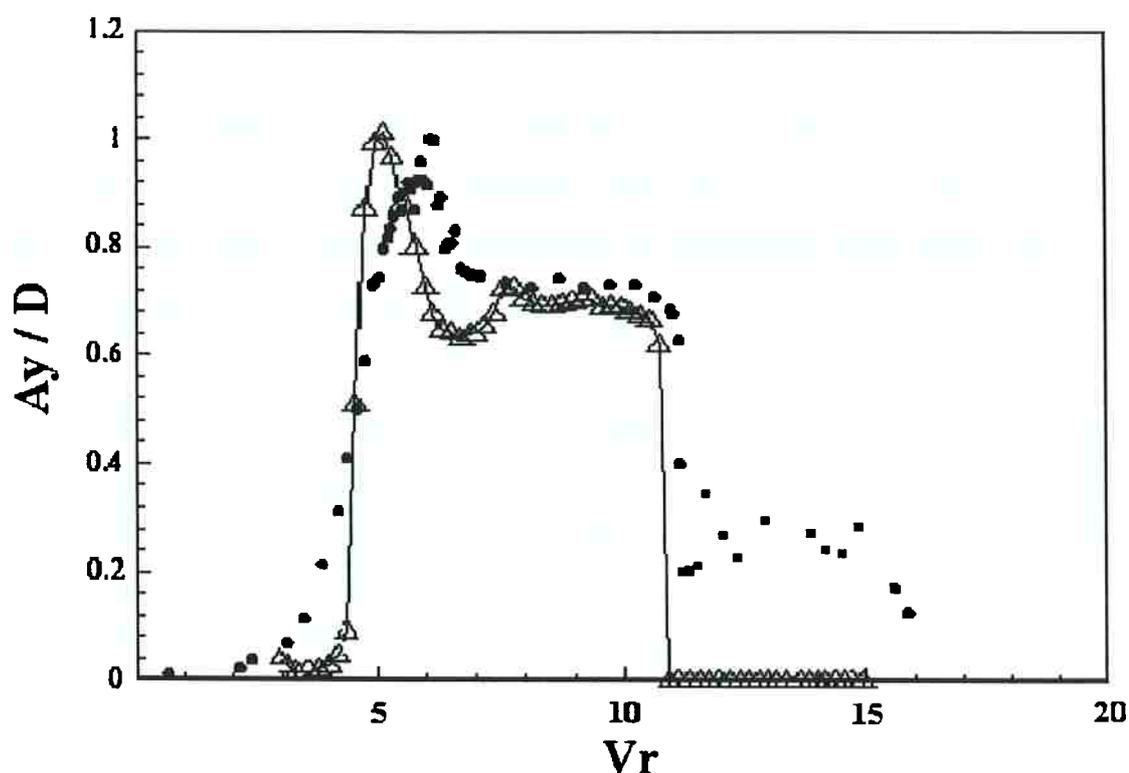


Figura 6.5: Resultados do Experimento I (cilindro flexível): Universidade de Cornell (\*) comparados com os Resultados obtidos a partir do modelo proposto por Parra e Aranha (-Δ-) com a consideração de Massa Adicional (Experimento II) e Força de Sustentação Variáveis (Willden; Graham (2001)).

Apresentados esses resultados de comprovada melhoria na capacidade de representação, resta uma justificativa teoricamente plausível para as inclusões e adequações promovidas ao modelo analítico. Atendendo a esta necessidade são traçados os seguintes comentários:

- 1) O modelo analítico originalmente proposto por Iwan e Blevins (1975), do qual o modelo proposto por Parra e Aranha (1996) deriva, apresentava um termo reativo inercial,  $a_3\rho D^2(\ddot{z} - \ddot{y})$ , função da aceleração relativa entre fluido e estrutural. Naquela oportunidade, os autores se encontravam fundamentalmente preocupados com a predição da amplitude máxima de oscilação na faixa de “lock-in”, segundo eles, melhor obtida a partir da desconsideração deste termo reativo inercial (válida para o pico ressonante, porém com prejuízos para as outras velocidades de sincronização).

Em 1996, em sua releitura do modelo de Iwan e Blevins, Parra e Aranha partiram de uma pressuposta ausência daquele termo, incorrendo, portanto, na mesma inabilidade em reproduzir o comportamento após o pico ressonante.

- 2) Em trabalho bastante recente (2001), Leonard e Roshko apresentam uma lúcida compreensão físico-matemática do mecanismo que rege a massa adicional. De acordo com apêndice do trabalho desenvolvido pelos autores, transcreve-se a seguinte tradução:

*“A massa adicional ou massa aparente de um corpo em aceleração é igual à força reativa que o corpo exerce sobre o fluido no qual está imerso, dividida pela aceleração. Alternativamente, é igual ao impulso dado ao fluido durante uma mudança incremental da velocidade do corpo, dividido por este incremento de velocidade. Para um círculo (cilindro em escoamento bidimensional) ou esfera, o impulso é alinhado com a mudança de velocidade, configurando a massa aparente como um ente tensorial. Estas propriedades são bem conhecidas de derivações encontradas em livros-texto, os quais usualmente as obtêm para um escoamento irrotacional. Não bem conhecido é o fato de que as definições resultantes são aplicáveis de forma genérica, mesmo em escoamentos com separação, como aqueles que ocorrem devido aos problemas de vibrações induzidas pela emissão de vórtices. Como resultado, relações experimentais às vezes são desnecessariamente introduzidas em modelos. Esta afirmação talvez fique óbvia notando-se que, em escoamentos incompressíveis, um incremento de velocidade  $\Delta V$  gera instantaneamente um campo potencial de velocidades, proporcional a  $\Delta V$ , o qual é sobreposto ao campo de velocidades existente, qualquer que seja ele, e é por isso que a derivação convencional, baseada em escoamento irrotacional, obtém sucesso. Mas uma derivação alternativa, que trate explicitamente o campo de vorticidade, pode ser mais convincente (dedução para um cilindro circular).*

*A força  $F_b$  sobre um cilindro em escoamento bidimensional pode ser calculada a partir da seguinte relação (Koumoutsakos; Leonard (1995)):*

$$F_b = \rho \frac{d}{dt} \int_{\text{fluido}} \vec{\omega} \times \vec{x} \, dA + \rho A_b \frac{d\vec{U}}{dt}, \quad (6.28)$$

onde:  $(\bar{\omega})$  é a vorticidade,  $(A_b)$  é a área seccional do corpo e a segunda componente advém da integração do gradiente de pressão ao longo da superfície do corpo, se considerada a equação de Navier-Stokes.

Usando coordenadas polares  $(r, \theta)$ , com origem no centro do círculo e o ângulo  $(\theta)$  medido a partir da direção da aceleração,  $dV/dt$ , a força  $F$  naquela direção é:

$$F = \rho \frac{d}{dt} \int_R^\infty \int_0^{2\pi} r \omega_z \sin(\theta_r) dr d\theta + \rho \pi R^2 \frac{dV}{dt}. \quad (6.29)$$

Vorticidade é encontrada apenas na camada limite e na esteira do corpo. Instabilidade da vorticidade resulta em instabilidade de  $F$ , mesmo em corpos estacionários. Entretanto, independentemente, durante a aceleração, nova vorticidade é gerada na superfície do corpo, instantaneamente, criando um campo potencial de velocidades, como descrito acima; sua contribuição para a integral da força refere-se apenas à aceleração do corpo e define de maneira única a massa adicional.

Esta contribuição para a integral na equação (6.29) pode ser avaliada, notando-se que a nova vorticidade está contida em uma camada singular, para a qual:

$$\gamma(\theta) = \lim_{\delta \rightarrow 0} \int_R^{R+\delta} r^2 \omega_z dr = \lim_{\delta \rightarrow 0} \int_R^{R+\delta} r^2 \left(-\frac{du_\theta}{dr}\right) dr = R^2 (-2\Delta V \sin\theta). \quad (6.30)$$

O último termo entre parênteses é a velocidade ao longo da superfície do cilindro (na fronteira da camada de vorticidade singular) devido ao incremento de velocidade  $\Delta V$  do cilindro.

Usando esta equação em (6.29) para completar a avaliação da integral, chega-se a:

$$F = -2 \rho \pi R^2 \frac{dV}{dt} + \rho \pi R^2 \frac{dV}{dt} = -\rho \pi R^2 \frac{dV}{dt} \quad (6.31)$$

Notar que para um corpo estacionário ( $\vec{U} = 0$  na equação (6.28)) em um escoamento acelerando, o resultado será:  $F = -2 \rho \pi R^2 \frac{dV}{dt}$  ”.

Obviamente, o resultado obtido em (6.31) não será o mesmo para um cilindro tridimensional (rígido ou flexível) e será função do escoamento presente, regulado pela velocidade reduzida. Daí a utilização de resultados experimentais de massa adicional, por exemplo, Vikestad; Vandiver; Larsen (2000) ou aqueles advindos do Experimento II, capítulo 5.

- 3) A simultânea consideração de um termo reativo dissipativo, função de  $(C_L = C_L(Vr))$ , pode induzir o leitor a acreditar que a variação da massa adicional também esteja contida na força de sustentação variável, portanto, duplamente considerada. No entanto, se atenção for depositada sobre este termo do modelo analítico, perceber-se-á que o mesmo tem analogia à teoria de asas, onde a força de sustentação é suposta proporcional ao “ângulo de ataque” do escoamento incidente,  $(\dot{z} - \dot{y})/U$ , neste caso, a razão da velocidade relativa entre fluido e estrutura pela velocidade do escoamento incidente:

$$F_L(t) = \frac{1}{2} \rho U^2 D \alpha_4 \frac{(\dot{z} - \dot{y})}{U}. \quad (6.32)$$

Lembrando ainda que  $\alpha_4 = \sqrt{\alpha_2} C_L(Vr)$  e não há a possibilidade de dupla consideração do efeito reativo inercial representado pela massa adicional.

De qualquer forma, a inclusão da variação da força de sustentação tem fundamental influência, não só ditando o acoplamento entre osciladores do modelo analítico, como também da forma como sugerido ( $\alpha_l = \alpha_l(C_L)$ ), promovendo um gradual aumento da dissipação no oscilador fluido e, assim, a correta extinção do patamar.

Portanto, acredita-se que tais justificativas fundamentem de maneira bastante consistente as inclusões e alterações impostas ao modelo analítico-fenomenológico original, como forma de identificar a relação entre o surgimento do patamar de resposta ressonante e o comportamento da fase relativa entre força de sustentação e deslocamento transversal do cilindro.

Voltando às aplicações do modelo analítico modificado, cumpre mencionar que os resultados obtidos a partir da inclusão da variação de massa adicional foram obtidos com base na curva de  $(C_a = C_a(Vr))$  extraída do Experimento II, capítulo 5 do presente texto e que se refere a um "cantilever".

Resultados análogos foram obtidos com a curva de Vikestad; Vandiver; Larsen (2000). No entanto, não são contundentes como os anteriores. Ver Figura 6.6.

O experimento conduzido por Vikestad *et al.*, cilindro rígido horizontal elasticamente suportado, apresenta uma variação de massa adicional algo distinta daquela obtida pelos experimentos conduzidos no capítulo 5, com um cilindro rígido vertical elasticamente suportado em sua extremidade superior, sem o uso de “end plates”.

Possivelmente, esta seja a fonte de diferença fundamental na capacidade de representação e, portanto, mais um ponto a conferir confiança aos resultados auferidos no capítulo 5.

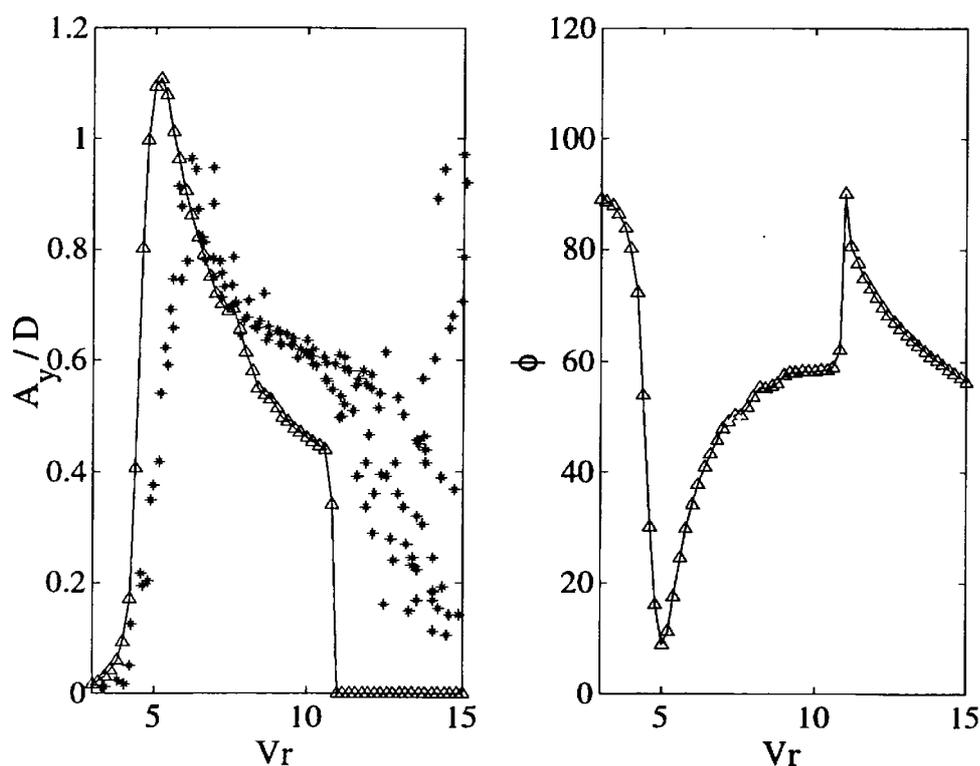


Figura 6.6: Os mesmos resultados da Figura 6.4, porém com a consideração da Massa Variável segundo Vikestad; Vandiver; Larsen (2000).

### 6.3.2 Modelo Analítico versus Experimento II (cilindro rígido)

Analogamente, as mesmas comparações foram feitas para os resultados de amplitude do Experimento II, obtidos em tanque de provas do IPT a partir de um modelo rígido vertical suportado por apoio elástico (apenas o grau de liberdade transversal ao escoamento foi considerado).

Os estudos foram iniciados pela comparação entre os resultados de amplitude adimensional experimental e os respectivamente obtidos a partir do modelo analítico original.

Novamente foi percebida uma inabilidade do modelo analítico original em reproduzir o patamar de resposta ressonante, além de superestimar a amplitude máxima, Figura 6.7.

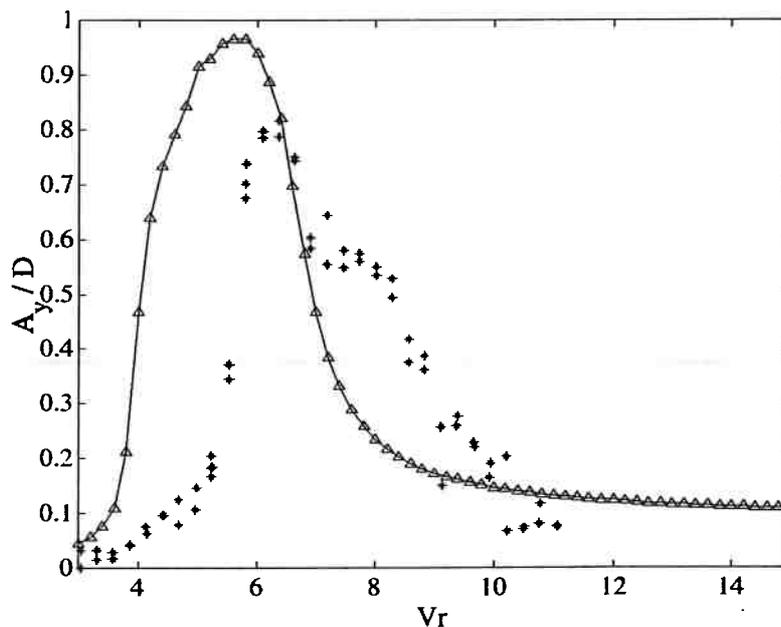
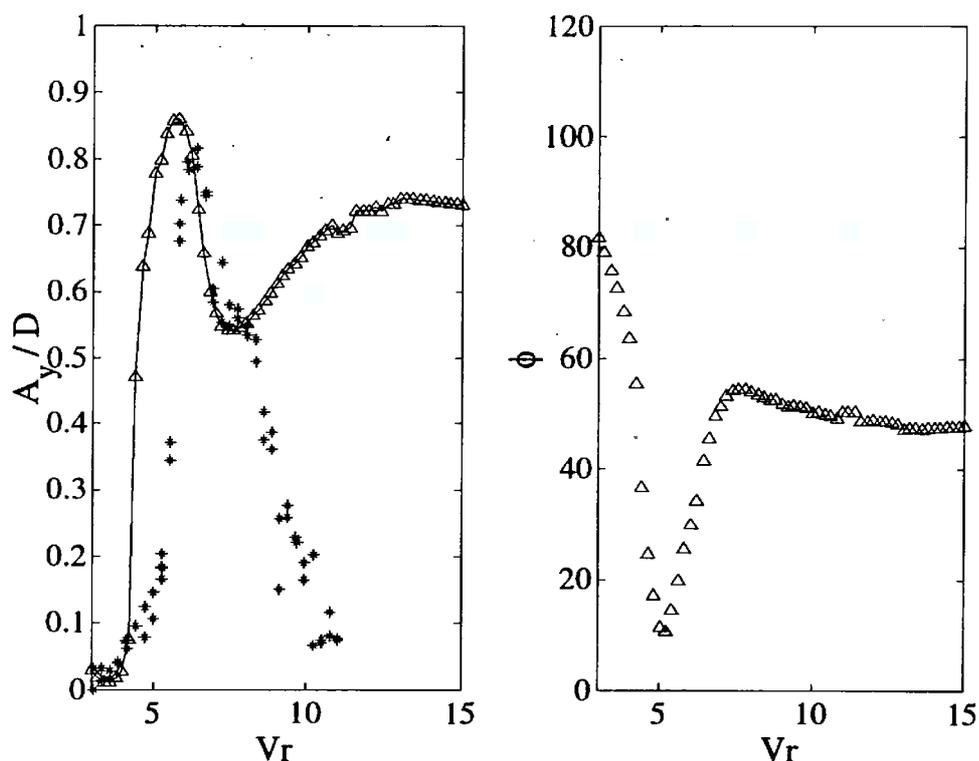


Figura 6.7: Resultados do Experimento II: Instituto de Pesquisas Tecnológicas – IPT ( $*$ ) comparados com os Resultados obtidos a partir do modelo analítico original de Parra e Aranha ( $-\Delta-$ ).

A incorporação da massa adicional variável (do próprio Experimento II) promoveu uma melhora na predição do pico de resposta ressonante, assim como uma indicação da presença de um comportamento distinto após o mesmo, Figura 6.8.



*Figura 6.8: À esquerda, Resultados do Experimento II (\*) comparados com os obtidos a partir do modelo proposto por Parra e Aranha (-Δ-) com apenas a consideração da Massa Adicional Variável. À direita, as respectivas fases entre as respostas dos osciladores.*

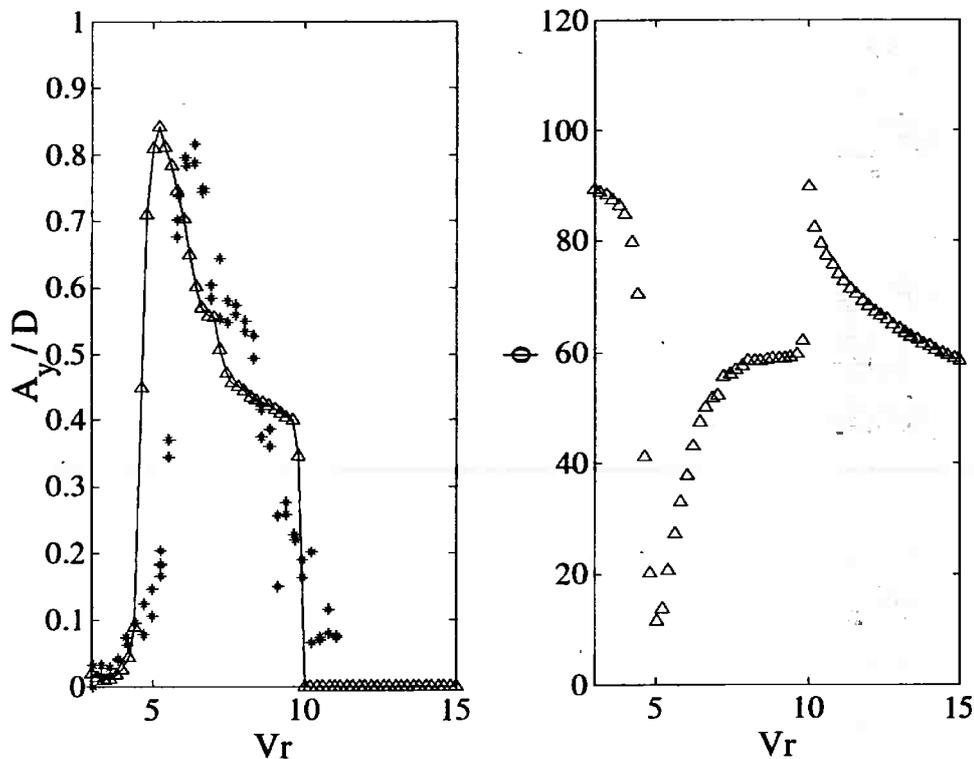
Também para este caso, foram promovidas as adequações da força de sustentação (segundo Willden & Graham (2001) e dos parâmetros de calibração (6.29). Desta forma, a Figura 6.9 mostra os gráficos de amplitudes e fases como função da velocidade reduzida, novamente destacando a sensível melhora da capacidade de predição do comportamento global da faixa de “lock-in”.

Cumprе destacar a capacidade de predição do modelo, capaz de representar tanto a presença de um patamar menos pronunciado, como também o seu aspecto decrescente, bastante distinto daquele apresentado no Experimento I.

Apesar da aplicação da curva de massa adicional à comparação com os resultados de amplitude do seu próprio experimento de origem, ainda assim não foi conseguida uma concordância completa, numa clara indicação de que faltam alguns aspectos a serem considerados na modelagem fenomenológica.

De fato, resultados analíticos recentes têm demonstrado a necessidade de incorporação de termos cruzados entre os osciladores da modelagem, bem como, termos de ordem superior na componente de acoplamento entre os mesmos, Aranha; Lopez; Meneghini (2002).

Desta forma, maior número de comparações deve ser conduzido, inclusive com distintos experimentos, buscando trazer maior confiabilidade e generalidade às inclusões, eventualmente incorporando novos elementos capazes de melhorar a representatividade do modelo analítico-fenomenológico.



*Figura 6.9: À esquerda, Resultados do Experimento II: Instituto de Pesquisas Tecnológicas – IPT (\*) comparados com os Resultados obtidos a partir do modelo proposto por Parra e Aranha (-Δ-) com a consideração de Massa Adicional e Força de Sustentação Variáveis. À direita, os respectivos resultados da fase entre as respostas dos osciladores analíticos.*

## 6.4 *Discussões Finais*

De acordo com as comparações analítico-experimentais desenvolvidas no presente capítulo, pode-se depreender que os resultados obtidos vêm consubstanciar a conduta de trabalho assumida, na medida em que conferem mais um fator de confiabilidade e consistência aos trabalhos experimentais dos capítulos anteriores, ao mesmo tempo em que encerram as investigações com um importante tema em pauta: “a variação de parâmetros como a massa adicional e o amortecimento fluido com o regime de escoamento”.

Os resultados apresentados, embora por si só não conclusivos, dão uma forte indicação de sua importância para a consistente modelagem matemática do fenômeno de VIV.

São ainda necessárias comparações exaustivas com uma gama maior de resultados experimentais, para a certificação da confiabilidade e generalidade das proposições aqui inferidas.

Além disso, na forma como o modelo analítico foi aplicado, verificou-se que a velocidade reduzida na qual o coeficiente de sustentação se anula ( $C_L = C_L(Vr) = 0$ ) tem reflexo direto sobre o parâmetro ( $\alpha_4$ ) e indireto reflexo sobre o parâmetro ( $\alpha_1$ ), este último, o parâmetro linear de amortecimento fluido, intimamente relacionado com o início e término da faixa de sincronização. Verifica-se, portanto, a necessidade de um experimento específico para a determinação das várias componentes da força de sustentação como função da variação da velocidade do escoamento.

De qualquer forma, ficou evidente a relação do comportamento entre a fase relativa fluido-estrutura com a consideração da massa adicional e do amortecimento fluido variando com o regime de escoamento incidente, acreditando tratarem-se de resultados originais e de relevância considerável, confirmando expectativas apresentadas durante a etapa de motivação do trabalho.

Além das possíveis implicações sobre as atuais investigações analíticas, uma investigação conjunta com a frente de pesquisa numérica (CFD) se faz necessária, acreditando-se ser possível a identificação da fonte para a atual incapacidade dos

métodos numéricos em recuperar os resultados de amplitude adimensional máxima aproximadamente unitária, embora estime bem a banda de sincronização.

Exemplo deste tipo de resultados numérico é apresentado na Figura 6.10, obtida pelo engenheiro Yamamoto (2002) em seu trabalho de mestrado para um cilindro flexível em água, engastado em sua extremidade superior.

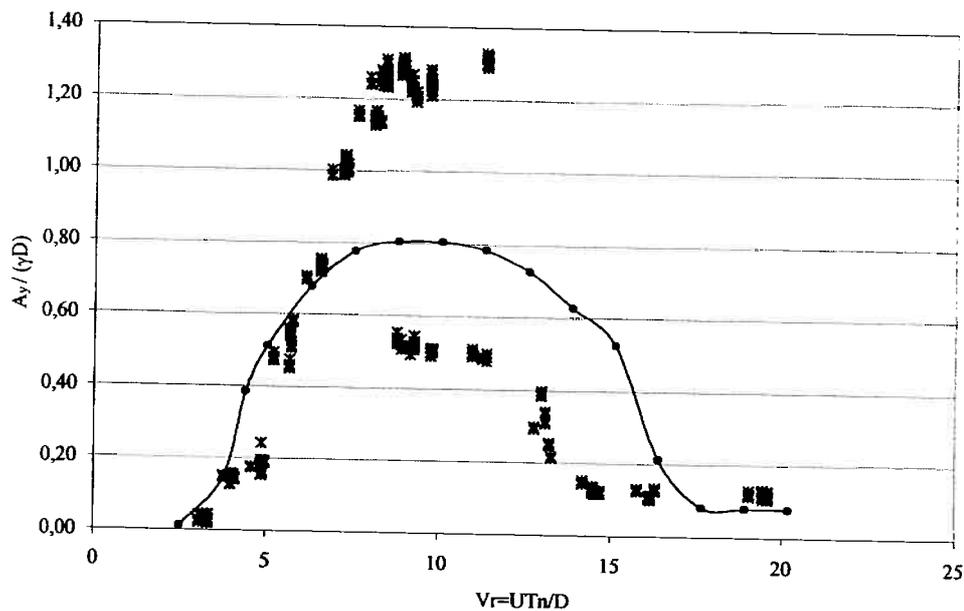


Figura 6.10: Comparação entre (—●—) Resultados Numéricos de Amplitude Adimensional, Yamamoto (2002), e os respectivos (\*) Resultados Experimentais, Fajarra (1997).

Neste trabalho, simulações numéricas mostram uma amplitude adimensional máxima de  $0,8D$ , muito longe do valor experimental de  $1,27D$ .

Segundo o autor, a fonte para tal discrepância ainda é desconhecida. No entanto, está provavelmente relacionada com sensibilidade à fase relativa entre a força de sustentação e o movimento do cilindro, bastante susceptível às condições de escoamento.

Esta constatação vem de encontro aos estudos analítico-experimentais desenvolvidos no presente capítulo, onde se verificou a fundamental importância da fase relativa, indiretamente relacionada com a correta consideração da variação da massa adicional e do amortecimento fluido com a velocidade do escoamento.

Possivelmente, mais do que a proposição de um modelo analítico-fenomenológico posto de uma melhor forma, a identificação do mecanismo que dita o comportamento dinâmico no patamar de resposta ressonante seja a contribuição do presente trabalho, especialmente considerando-se sua capacidade de coesão, na medida em que utiliza resultados como: a variação da massa adicional identificada por Vikestad, Vandiver e Larsen; a variação da força de sustentação numericamente estudada por Willden e Graham; o lúcido mecanismo que rege a variação da massa adicional descrito por Leonard e Roshko; incorporados a um modelo fenomenológico, originalmente proposto por Iwan e Blevins em 1975, posteriormente relido por Parra e Aranha em 1996; analiticamente recuperando os resultados experimentais auferidos pelo grupo de pesquisa da EPUSP a partir de distintas concepções e em diferentes instituições de pesquisa: Universidade de Michigan e Universidade de Cornell (Experimento I, capítulo 4); Universidade de São Paulo – EPUSP e Instituto de Pesquisas Tecnológicas dos Estado de São Paulo – IPT (Experimento II, capítulo 5).

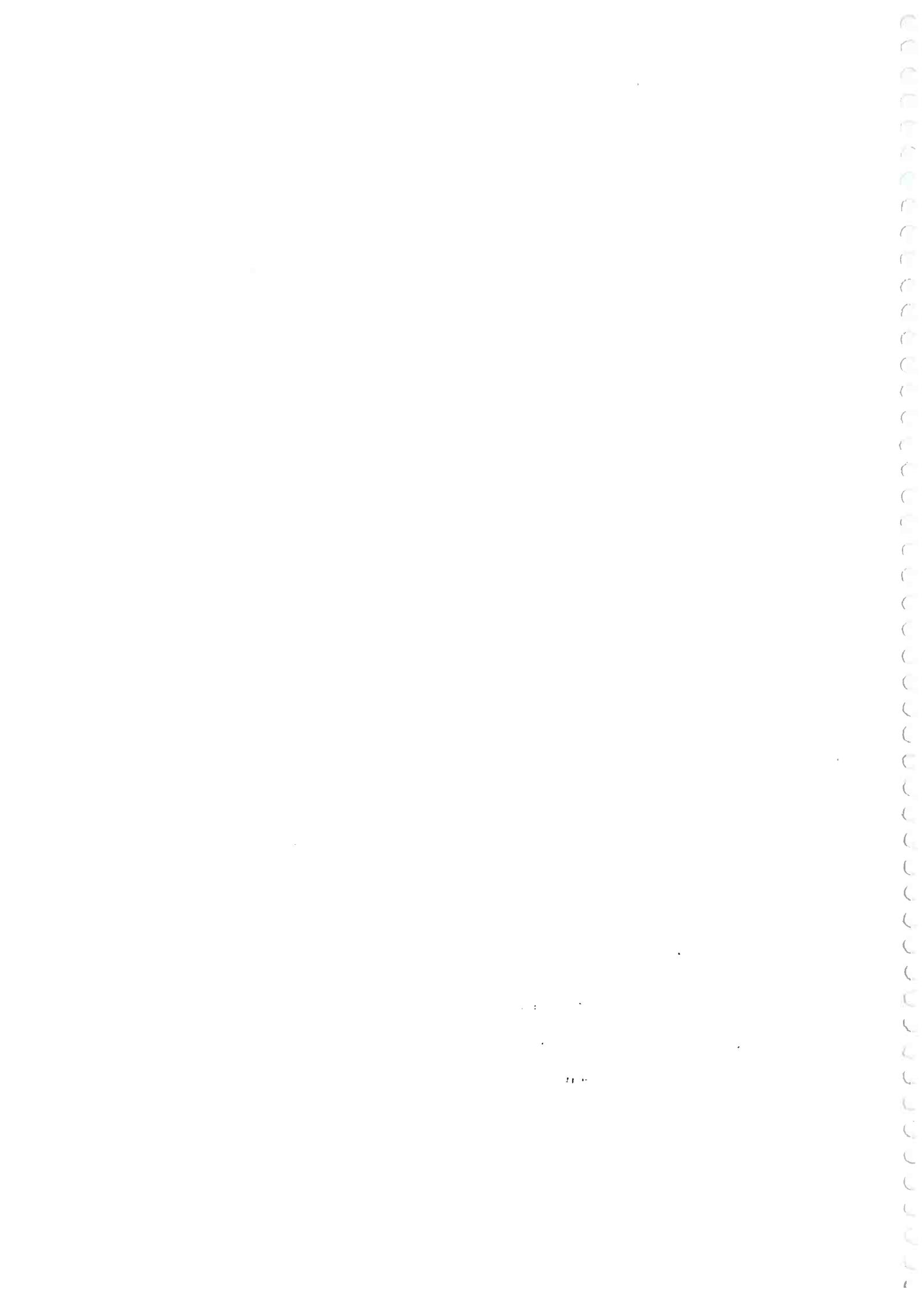




## Capítulo 7

# Conclusões e Perspectivas

Neste capítulo são estabelecidas as conclusões oriundas de todo o trabalho apresentado. Fruto destas conclusões também são descritas algumas perspectivas para as investigações futuras.



## 7. CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

### 7.1 Conclusões

Os assuntos abordados no presente trabalho de doutorado, ainda que específicos quanto às motivações, permitiram a discussão de aspectos fundamentais relativos ao fenômeno de Vibrações Induzidas pela Emissão de Vórtices.

Baseado em resultados recentes de outros autores e nos resultados auferidos com os Experimentos I e II deste texto, procurou-se apresentar aspectos importantes acerca do fenômeno, preocupados com a clareza, a riqueza de detalhes e a criação de condições para a fácil interação com as demais frentes de investigação existentes no âmbito do grupo de pesquisa em que se insere o autor.

No encaminhamento das exposições, vários aspectos foram discutidos e comparados com a literatura técnica e científica especializada, permitindo as seguintes conclusões:

- De acordo com o Experimento I, conduzido nas Universidades de Michigan e Cornell, e o Experimento II, conduzido no IPT, foi possível uma maior compreensão da dinâmica das oscilações transversais e longitudinais, simultaneamente excitadas pelo escoamento incidente.

Graças aos resultados obtidos com os experimentos, inferiu-se que o acoplamento modal é de suma importância, visto que garante amplitudes adimensionais unitárias em faixas mais amplas de velocidade reduzida e, portanto, indica a necessidade de uma possível revisão dos procedimentos de avaliação dos danos por fadiga no cenário tecnológico “*offshore*”.

- Acredita-se ter proporcionado discussão suficiente para que a simultânea consideração dos dois graus de liberdade seja encarada como um elemento de fundamental importância para a compreensão da dinâmica envolvida em aplicações tecnológicas, especialmente as “*offshore*”. Nestas aplicações são comuns os agrupamentos de “*risers*” com grandes possibilidades de ocorrência da excitação simultânea; quer seja pela via hidrodinâmica (interferências geradas pela proximidade entre as várias estruturas), quer pela via estrutural (eventuais choques).

Entretanto, não foi possível relacionar a faixa de ocorrência do ramo de resposta acoplada com o grau de assimetria estrutural, embora tenha sido construído um aparato experimental perfeitamente adequado para esta finalidade. Os trabalhos até então conduzidos apenas apontaram a relação entre aqueles aspectos, aventando mais uma fonte de consideração nas análises de “*risers*” lançados em configuração de catenária.

- Os ensaios com modelos flexíveis e rígidos montados sobre apoios elásticos permitiram a confirmação de que, em linhas gerais, os comportamentos nestas estruturas são similares, a não ser por aspectos possivelmente relacionados com a tridimensionalidade, dentre eles a variação do padrão de emissão ao longo do comprimento. A compreensão destes aspectos necessita de investigação à luz de medições diretas do campo de escoamento e simulações tridimensionais do mesmo, o que faz parte das atividades previstas para o programa do Projeto Temático em VIV, recentemente renovado.

Este Projeto Temático prevê a construção de um canal de água circulante nas instalações do Laboratório de Interações Fluido-Estrutura – LIFE e, portanto, a condução de experimentos de calibração, entre os quais, experimentos como os do capítulo 4 deste trabalho, desta vez baseados na técnica de “*Particle Image Velocimetry – PIV*”.

- Foi confirmada a dependência da massa adicional na velocidade do escoamento, a partir de um arranjo experimental diferente daquele encontrado na literatura.

Da mesma forma que nos trabalhos de Vikestad *et al.*, a massa adicional apresentou uma variação monotônica decrescente, com um valor nulo em  $Vr \cong 8$  e tendendo assintoticamente ao valor  $C_a = -1$  para grandes velocidades reduzidas. Como ponto discordante, o Experimento II, capítulo 5, mediu valores absolutos maiores de massa adicional nas velocidades reduzidas abaixo do pico de sincronização ( $Vr \cong 6$ ). Este comportamento está possivelmente relacionado com a referida diferença entre os arranjos experimentais: um cilindro verticalmente engastado no caso do Experimento II e um cilindro horizontal com “*end plates*” nas inferências de Vikestad. Ambos os trabalhos experimentais basearam-se em cilindros rígidos elasticamente suportados.

- Confirmou-se que parâmetros dependentes da velocidade do escoamento (massa adicional, amortecimento fluido e força de sustentação) desempenham papel fundamental na melhoria da capacidade de representação do modelo analítico de Parra e Aranha (1996), cuja base teórica foi desenvolvida através de uma releitura do modelo originalmente proposto por Iwan e Blevins (1975). Com a consideração da variação destes parâmetros, o modelo analítico mostrou uma melhor capacidade de predição das amplitudes na faixa de “*lock-in*”, inclusive com a recuperação do patamar de resposta ressonante.

Embora não conclusivos, face à necessidade de uma maior gama de comparações, esses resultados, aparentemente originais, dão uma forte indicação de generalidade. Tal afirmação se apóia na conduta aplicada, neste caso, baseada na utilização de medições e simulações de outros autores (Vikestad *et al.* e Willden e Graham) e em um modelo fenomenológico conhecido desde 1975, para a recuperação analítica de resultados experimentais obtidos por este autor a partir de arranjos absolutamente distintos ensaiados em diferentes instituições de pesquisa (Experimento I, nas Universidades de Michigan e Cornell, e Experimento II, no Instituto de Pesquisas Tecnológicas dos Estado de São Paulo – IPT).

- Através dos estudos analítico-experimentais foi possível identificar que a fluido-dinâmica do patamar de resposta ressonante é fundamentalmente governada pela fase relativa entre a força de sustentação e o deslocamento transversal do cilindro, portanto, um resultado a consubstanciar a hipótese de que a inabilidade atual das simulações numéricas em reproduzir as amplitudes do pico ressonante ( $A/D \cong 1$ ) esteja relacionada à imprecisão do cálculo dessa fase.
- Foi possível depreender que os resultados de massa adicional do Experimento II mostraram se consistentes nas comparações analítico-experimentais, consolidando as condutas assumidas e conferindo mais um fator de confiabilidade e consistência aos trabalhos.
- Em âmbito estritamente experimental, tem-se a expectativa da criação de bons paradigmas, conseguidos a partir de procedimentos preocupados com o maior número de informações possível. Da maneira como foram desenvolvidas e

apresentadas as investigações, acredita-se que o leitor interessado em reproduzir ou utilizar algum resultado deste texto não venha a encontrar dificuldade.

- Finalmente, apesar da preocupação com elementos fundamentais, concepções próximas das aplicações tecnológicas foram estudadas, procurando considerar maior gama de aspectos concomitantes na fluido-dinâmica de estruturas reais, sujeitas ao fenômeno de VIV.

## ***7.2 Perspectivas para Trabalhos Futuros***

Inúmeros tópicos específicos poderiam ser sugeridos, no sentido de incorporar maior compreensão acerca dos fundamentos envolvidos com a fluido-dinâmica do fenômeno de Vibrações Induzidas pela Emissão de Vórtices. Dentre eles, foram priorizados os seguintes:

- A realização de ensaios similares ao Experimento II, desta vez com distintas relações entre as frequências naturais nos dois planos de oscilação ( $f_{lx} / f_{ly} \neq 1$ ). Estes experimentos têm com objetivo um melhor entendimento da relação entre o acoplamento modal e o grau de assimetria estrutural. Este trabalho já se encontra em andamento, através de dois programas de Iniciação Científica, estes baseados na reutilização do aparato experimental do capítulo 5, desta vez com pelo menos dois graus de assimetria estrutural.
- Dada a versatilidade do Duplo Apoio Elástico construído para o Experimento II, sugere-se a condução de ensaios com um modelo flexível suportado pelo mesmo, para que desta forma se possa estudar as interações modais em um mesmo plano de oscilação. Estes estudos seriam realizados através da modulação da rigidez flexional da base elástica, permitindo que a frequência natural devido à dinâmica de corpo rígido se interpusse entre as primeiras frequências naturais de flexão.
- Conforme mencionado, repetição de alguns dos experimentos do presente trabalho, desta vez baseados na técnica de “*Particle Image Velocimetry – PIV*” prevista para o canal de água circulante do LIFE. Sugerem-se experimentos similares àqueles apresentados no capítulo 4.

Além desses experimentos, o Prof. Williamson da Universidade de Cornell tem externado interesse em completar os estudos acerca dos distintos ramos de resposta hidro-elástica identificados para o modelo flexível do Experimento I.

- Condução de exaustivas comparações analítico-experimentais como as do capítulo 6, especialmente com outros resultados experimentais, buscando certificar a confiabilidade e a generalidade das proposições feitas acerca do modelo analítico-fenomenológico modificado pela inclusão da massa adicional, do amortecimento fluido e da força de sustentação variáveis com a velocidade do escoamento.
- Realização de um experimento específico para a determinação do comportamento do amortecimento fluido e da força de sustentação com relação ao regime de escoamento, provavelmente a partir do próprio cilindro rígido montado sobre duplo apoio elástico do Experimento II.
- Uma investigação conjunta com a frente de pesquisa baseada nas simulações numéricas (CFD), com o objetivo de identificar a fonte para a atual incapacidade em recuperar os resultados de amplitude adimensional máxima, aproximadamente unitária, no pico ressonante da faixa de *“lock-in”*. Esta fonte provavelmente esteja relacionada com o cálculo da fase relativa entre força de sustentação e deslocamento transversais.
- Condução de experimentos que estudem a influência do ângulo de ataque e de uma eventual curvatura do cilindro sobre os modos de emissão e, por conseqüência, sobre a resposta estrutural, tendo em vista a aplicação em análises de *“risers”* e umbilicais.





# **Referências Bibliográficas**



## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALBARÈDE, P.; MONKEWITZ, P.A. **A Model for the Formation of Oblique Shedding and “Chevron” Patterns in Cylinder Wakes.** *Phys. Fluids*: 1992. vol. 4, p.744-756.
- ALBARÈDE, P.; PROVANSAL, M. **Quase-periodic Cylinder Wakes and the Ginzburg-Landau Model.** *J. Fluid Mech.*: 1995. vol. 291, p.191-222.
- ABERNATHY, F.H.; KRONAUER, R.E. **The Formation of Vortex Streets.** *J. Fluid Mech.*: 1962. vol. 13, p.1-20.
- ARANHA, J.A.P.; LOPEZ, J.I.H.; MENEGHINI, J.R. **On the Stability of Steady Symmetric Flow Around a Circular Cylinder.** Estudo analítico-numérico em andamento.
- BALASUBRAMANIAN, S.; SKOP, R.A. **Modelling Vortex-Excited Vibrations of Uniform Cylinder in Uniform and Shear Flow.** *Fluid-Structure Interaction, Aeroelasticity, Flow-Induced Vibration and Noise (ASME)*: 1997. vol. 1, p.121-126.
- BALASUBRAMANIAN, S. *et al.* **Vortex-Excited Vibrations of Uniform Pivoted Cylinder in Uniform and Shear Flow.** *Journal of Fluids and Structures*: 2000. vol. 14, p.65-85.
- BATCHELOR, G.K. **Introduction to Fluid Dynamics.** Cambridge University Press: 1980 (1<sup>st</sup> ed. 1967), 615p.
- BEARMAN, P.W. **Vortex Shedding from Oscillating Bluff Bodies.** *Ann Rev. Fluid Mech.*: 1984. vol 6, p.195-222.
- BENDAT, J.S. **Principles and applications of random noise theory.** New York, Wiley: 1958. 431p.
- BENDER, C.M.; ORSZAG, S.A. **Advanced Mathematical Methods for Scientists and Engineers.** McGraw-Hill Book Co.: 1978. 593 pp.

- BERGER, E. **On a Mechanism of Vortex Excited Oscillations of a Cylinder.**  
Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics: 1988. vol 28,  
p.301-310.
- BISHOP, R.E.D.; HASSAN, A.Y. **The Lift and Drag Forces on a Circular  
Cylinder Oscillating in a Flowing Fluid.** Proceedings of the Royal Society,  
London: 1964. vol. 277, Series A, p.51-75.
- BLACKBURN, H.; KARNIADAKIS G.E. **Two and Three dimensional  
Simulations of Vortex-induced Vibrations of a Circular Cylinder.** 3<sup>rd</sup>  
International Offshore and Polar Engineering Conference: 1993. vol. 3,  
p.715-720.
- BLACKBURN, H.; HENDERSON, R. **Wake Dynamics in Flow Past an  
Oscillating Cylinder.** J. Fluid Mech.: 1995. vol. 385, p.255-286.
- BLEVINS, R.D. **Flow-Induced vibrations.** 2.ed. Florida: Robert E. Krieger  
Publishing Company, 1990.
- BRIKA, D.; LANEVILLE, A. **Vortex Induced Vibrations of a Long Flexible  
Circular Cylinder.** J Fluid Mech.: 1993. vol 250, p.481-508.
- CHEN, Y.N. **Fluctuating Lift Forces of the Karman Vortex Streets on Single  
Circular Cylinder and in Tube Bundles, Part 1: The Vortex Street  
Geometry of the Single Circular Cylinder.** Journal of Engineering for  
Industry: May 1972. n°. 71, vol. 11, p.603-612.
- CHRISOSTOMIDIS, C.; PATRIKALAKIS, N.M. **A Comparison of Theoretical  
and Experimental Prediction of the Vortex Induced Response of Marine  
Risers.** OMAE – ASME. New Orleans: 1984. vol. 1, p.318-327.
- CHUNG, T.Y. **Vortex-Induced Vibration of Flexible Cylinders in Sheared  
Flows.** MSc Thesis. Cambridge: 1987.
- DAVIS, J.T. *et al.* **Vortex-Induce Vibrations of Rigid and Flexible Cylinders.**  
Workshop on Vortex-Induced Vibrations of Offshore Structures. São Paulo,  
Brasil: 2000. Paper 09.

- FALTINSEN, O.M. **Sea Loads on Ships and Offshore Structures**. Cambridge Ocean Technology Series, Cambridge University Press: 1998. 328p.
- FENG, C.C. **The Measurement of Vortex-Induced Effects in Flow Past Stationary and Oscillating Circular and D-Section Cylinders**. MSc Thesis, University of British Columbia: 1968.
- FERNANDES, A.C.; ESPERANÇA, P.T.T.; SPHAIER, S.H.; SILVA, R.M.C. **VIV Mitigation: Why not Porosity**. 19<sup>th</sup> International Symposium on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, ETCE/OMAE Joint Conference. New Orleans, USA: 2000.
- FERNANDES, A.C.; ESPERANÇA, P.T.T.; SPHAIER, S.H.; SILVA, R.M.C. **VIV Control by Guided Porosity**. Workshop on Vortex-Induced Vibrations of Offshore Structures. WVIVOS. São Paulo, Brasil: 2000. Paper 14.
- FOX, T.A.; WEST, G.S. **Fluid-Induced Loading of a Cantilevered Circular Cylinders in a Low-turbulence Uniform Flow. Part 2: Fluctuating Loads on a Cantilever of Aspect ratio 30**. Journal of Fluids and Structures: 1993. vol.7, p.15-28.
- FUJARRA, A.L.C. **Estudo em Modelo Reduzido de Tubo, Flexível e Liso, Submetido ao Fenômeno de Vibração Induzida pela Vorticidade: Vortex-Induced Vibration**. Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo: 1997. 156p.
- FUJARRA, A.L.C.; PESCE, C.P.; FRANCISS, R. **Investigação Analítico-Numérica Sobre a Dinâmica de Tubos Verticalmente Submersos Sujeitos à Ação do Fenômeno de Vibração Induzida pela Vorticidade - V.I.V**. Congresso Pan-americano de Engenharia Naval e Portuária, Montevideo: 1997. 15p.
- FUJARRA, A.L.C.; PESCE, C.P.; PARRA, P.H.C.C. **Vortex Induced Vibrations Experiments on a Flexible Cylinder**. 8<sup>th</sup> International Offshore and Polar Engineering Conference, ISOPE'98. Montreal: May 25-29, 1998. vol. 3, p.393-399.

- FUJARRA, A.L.C. *et al.* **An Investigation of Vortex-Induced Vibration of a Circular Cylinder in Water.** ASME, FEDSM, Fluid Engineering Division Summer Meeting, Washington DC: June 21-26, 1998.
- FUJARRA, A.L.C.; PESCE, C.P., FLEMMING, F.; WILLIAMSON, C.H.K. **Vortex-Induced Vibrations of a Flexible Cantilever.** IUTAM Symposium on Bluff Body Wakes and Vortex-Induced Vibrations, BBVIV2. Marseilles, France: 13-16 June 2000.
- FUJARRA, A.L.C.; PESCE, C.P. **Some Remarks on Vortex-Induced Vibrations of Flexible Cylinders.** Workshop on Vortex-Induced Vibrations of Offshore Structures, WVIVOS. São Paulo, Brasil: 2000. Paper 17.
- FUJARRA, A.L.C.; PESCE, C.P., FLEMMING, F.; WILLIAMSON, C.H.K. **Vortex-Induced Vibrations of a Flexible Cantilever.** Journal of Fluids and Structures: April 2001. vol. 15, No. 3/4, p.651-658
- FUJARRA, A.L.C.; PESCE, C.P.; MENEZES, M.R. **Investigation on Vortex-Induced Vibration in Water: Further Analysis and a new Measurement Device for 2D Experiments.** XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, COBEM, Uberlândia-MG, Brasil: 2001. Paper TRB-1384.
- FUJARRA, A.L.C.; PESCE, C.P. **Added Mass of An Elastically Mounted Rigid Cylinder in Water subjected to Vortex-induced Vibrations.** 21st International Offshore Mechanics and Arctic Engineering Conference – OMAE. Oslo, Norway: 23-28 June, 2002(a). Paper 28375.
- FUJARRA, A.L.C.; PESCE, C.P. **Added Mass variation and Van der Pol Models Applied to Vortex-induced Vibrations.** 5<sup>th</sup> International Symposium on Fluid-Structure Interactions, Aeroelasticity, Flow-Induced Vibrations and Noise – FSI, AE, FIV & N. New Orleans: 17-22 November, 2002(b).
- FUJARRA, A.L.C.; PESCE, C.P. **Vortex-Induced Vibrations Experiments with an Elastically Mounted Cylinder in Water.** International Offshore and Polar Engineering Conference, ISOPE. KitaKyushu, Japan: 2002(c).
- GERRARD, J.H. (1966) **The Mechanism of the Formation Region of Vortices behind Bluff Bodies.** J. Fluid Mech.: 1966. vol. 25, p.401-413.

- GOPALKRISHNAN, R. *et al.* **Influence of Amplitude modulation on the Fluid Forces Acting on a Vibrating Cylinder in Cross-Flow.** International Journal of Offshore and Polar Engineering: 1992. vol. 2, p.32-37.
- GOVARDHAN, R; WILLIAMSON, C.H.K. **Vortex Induced Motions of a Tethered.** Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics. vol. 69-71, p.375-385.
- GOVARDHAN, R; WILLIAMSON C.H.K. **Modes of Vortex Formation and Frequency Response for a Freely-Vibrating Cylinder.** Journal of Fluid Mech.: 2000.
- GRIFFIN, O.M. *et al.* **The Resonant Vortex-excited Vibrations of Structures and Cable Systems.** 7<sup>th</sup> Offshore Technology Conference – OTC. Houston, Texas, USA: 1975. Paper 2319.
- GRIFFIN, O.M. **Universal Similarity in the Wakes of Stationary and Vibrating Bluff Structures.** J Fluid Eng: 1981. vol. 103, p.52-58.
- GRIFFIN, O.M.; RAMBERG S.E. **Some Recent Studies of Vortex Shedding with Application to Marine Tubular and Risers.** Transactions, ASME: 1982. vol. 104, p.2-13.
- GRIFFIN, O.M. **Vortex Shedding from Bluff Bodies in a Shear Flow: A Review.** J Fluid Eng: 1985. vol. 107, p.298-306.
- HARTLEN, R.T.; CURRIE, G. **Lift-Oscillator Model of Vortex-Induced Vibration.** Journal of the Engineering Mechanics Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers: 1970. EM 5, p.577-591.
- HOVER, F.S.; TECHET, A.H.; TRIANTAFYLLOU, M.S. **Forces on Oscillating Uniform and Tapered Cylinders in Crossflow.** Journal of Fluid Mechanics: 1998. vol. 363, p.97-114.
- IWAN, W.D.; BLEVINS, R.D. **A Model for Vortex Induced Oscillation of Structures.** ASME - Journal of Applied Mechanics: 1974. p. 581-586.
- IWAN, W.D. **The Vortex Induced Oscillation of Elastic Structural Elements.** Journal of Engineering for Industry: 1975. p.1378-1382.

- JAUVTIS, N., GOVARDHAN, R.; WILLIAMSON, C.H.K. **Vortex-Induced Vibrations of a Sphere**. IUTAM Symposium on Bluff Body Wakes and Vortex-Induced Vibrations, BBVIV2. Marseilles, France: 13-16 June 2000.
- KEVORKIAN, J.; COLE, J.D. **Perturbation Methods in Applied Mathematics**. Applied Mathematical Sciences, Springer-Verlag, New York: 1981. vol. 34, 558p.
- KHALAK, A.; WILLIAMSON, C.H.K. **Dynamics of a Hydroelastic Cylinder with Very Low Mass and Damping**. Journal of Fluids and Structures: 1996. vol. 10, p.455-472.
- KHALAK, A.; WILLIAMSON, C.H.K. **Investigation of Relative Effects Mass and Damping in Vortex-induced Vibrations of a Circular Cylinder**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics: 1997a. vol. 69-71, p.341-350.
- KHALAK, A.; WILLIAMSON, C.H.K. **Fluid Forces and Dynamics of a Hydroelastic Structure with very low Mass and Damping**. Journal of Fluids and Structures: 1997b. vol. 11, p.973-982.
- KHALAK, A. & WILLIAMSON, C.H.K. **Motions, Forces and Mode Transactions in Vortex-Induced Vibrations at Low Mass and Damping**. Journal of Fluids and Structures: 1999. vol.13, p.813-851.
- KIM, W.J.; PERKINS, N. **Two-dimensional vortex-induced vibration of cable suspensions**. J. Fluids and Structures: 2002. vol. 16(2), p.229-245.
- KING, R. **Vortex excited structural oscillations of a circular cylinder in flowing water**. PhD Thesis, Loughborough University of Technology. Loughborough, England: 1974.
- KITAGAWA, T. *et al.* **An Experimental Study on Vortex-Induced Vibration of a Circular Cylinder Tower at a High Wind Speed**. J Wind Engineering and Ind. Aerodynamics: 1997. vol. 69-71, p.731-744.
- KOOPMANN, G.H. **The Vortex Wakes of Vibrating Cylinders at Low Reynolds Numbers**. Journal of Fluid Mechanics: 1967. vol. 28, part 3, p.501-512.

- KOUMOUTSAKOS, P.; LEONARD, A. **High-resolution Simulations of the Flow around an Impulsively Started Cylinder using Vortex Methods**. *J. Fluids Mech.*: 1995. vol. 296, p.1-38.
- LEONARD, A.; ROSHKO, A. **Aspects of Flow-Induced Vibration**. *Journal of Fluids and Structures*: 2001. vol. 15, p.415-425.
- LEWEKE, T. **Étude Expérimentale et Modélisation du Sillage d'un Tore à bas Nombre de Reynolds**. Doctoral Thesis. Université de Provence: 1994. 163p.
- LEWEKE, T.; BEARMAN, P.W.; WILLIAMSON, C.H.K. **Preface of the special issue on IUTAM Symposium on Bluff Body Wakes and Vortex-Induced Vibrations, BBVIV2**. *Journal of Fluids and Structures*. Marseilles, France: April 2001. vol. 15, No. 3/4.
- LYONS, G.J.; PATEL, M.H. **A Prediction Technique for Vortex Induced Transverse Response of Marine Risers and Tethers**. *Journal of Sound and Vibration*: 1986, vol. 111(3), p.467-487.
- MARTINS, C.A **Amortecimento Ativo para Reduzir vibrações Induzidas por Vórtices e Risers**. Tese de Doutorado apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo: 1989. 309p.
- MENEGHINI, J.R. **Numerical Simulation of Bluff Body Flow: Control Using a Discrete Vortex Method**. PhD Thesis, Imperial College of Technology and Medicine. London: 1993.
- MENEGHINI, J.R.; BEARMAN, P.W. **Numerical Simulation of High Amplitude Oscillatory Flow about a Circular Cylinder**. *Journal of Fluids and Structures*: 1995. vol. 9, p.435-455.
- MENEGHINI, J.R.; SALTARA, F.; BEARMAN, P.W. **Numerical Simulation of Vortex Shedding from an Oscillating Circular Cylinder**. *Computational Methods and Experimental Measurements, Computational Mechanics Publications*. Southampton, UK: 1997, editors P. Anagnostopoulos, G.M. Carlomagno & C.A. Brebbia, p.409-418.

- MENEGHINI, J.R.; SIQUEIRA, C.; BEARMAN, P.W. **Numerical Simulation of the Effect of Wave Form and Sudden Transverse Displacement on Vortex Shedding from a Circular Cylinder**. Paper AIAA 97-2006: 1997.
- MENEGHINI, J.R. *et al.* **Vortex-Induced Vibration of Rigid Cylinders: Experiments, Numerical Simulations and attenuation Devices**. Workshop on Vortex-Induced Vibrations of Offshore Structures. São Paulo, Brasil: 2000. Paper 19.
- MEYER, R.E. **Introduction to Mathematical Fluid Dynamics**. Dover Pub. Inc., New York: 1971. 183p.
- MONKEWITZ, P.A. **The Absolute e Convective Nature of Instability in Two-dimensional Wakes at Low Reynolds Number**. Phys. Fluids: 1988. vol. 31, p.999-1006.
- NAYFEH, A.H.; BALACHANDRAN, B. **Applied Non-linear Dynamics. Analytical, Computational and Experimental Methods**. Wiley Series in Non-linear Science: 1995. 685p.
- NEWMAN, D.J.; KARNIADAKIS, G.E. **Direct Numerical simulation of Flow over a Flexible Cable**. Sixth Int. Conf. On Flow-Induced Vibrations, Imperial College, editor P.W. Bearman. London: April 10-12, 1995.
- NEWMAN, D.J.; KARNIADAKIS, G.E. **Simulations of Flow over a Flexible Cable: A Comparison of Forced and Vortex Induced Vibration**. J Fluid and Structures: 1995. vol. 10.
- NEWMAN, D.J.; KARNIADAKIS, G.E. **A Direct Numerical Simulation Study of Flow Past a Freely Vibrating Cable**. J Fluid Mech.: 1997. vol. 344, p.95-136.
- OEY, H.L.; CURRIE, I.G.; LEUTHEUSSER. **On the Double-amplitude Response of Circular Cylinders Excited by Vortex Shedding**. 4<sup>th</sup> Int. Conf. on Wind Effects on Buildings and Structures, Ed. K.J. Eaton. Cambridge University Press: 1975. p.233-240.
- OLIVEIRA, M.C.; SHAIER, S.H.; BARROS, A.M. **An Application of Numerical Methods to the Mechanics of Vortex-Induced Vibrations in Two**

- Dimensions.** International Offshore and Polar Engineering Conference, ISOPE. Seattle, USA: May 28– June 2, 2000. vol. III, p.511-518.
- OLIVEIRA, M.C.; SHAIER, S.H. **Numerical Simulation of Vortex Induced Vibrations in Three Dimensions Using a Hybrid Method.** 20<sup>th</sup> International Symposium on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, OMAE. Rio de Janeiro – RJ, Brazil: 2001. Paper OFT – 1205.
- PANTAZOPOULOS, M.S. **Vortex-Induced Vibration Parameters: Critical Review.** OMAE - Offshore Technology – ASME: 1994. vol. 1, p.199-255.
- PLASCHKO, P.; BERGER, E.; BROD, K. **Nonlinear Dynamics.** The Transition of Flow-Induced Cylinder Vibrations to Chaos: 1993. vol. 4, p.251-268.
- PARKINSON, G. **Phenomena and Modeling of Flow-Induced Vibrations of Bluff Bodies.** Prog. Aerospace Sci.: 1989. vol. 26, p.169-224.
- PARRA, P.H.C.C. **Modelo Semi-empírico para Vortex-Induced Vibrations: Análise Teórica e Experimental.** Dissertação de Mestrado apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo: 1996.
- PARRA, P.H.C.C.; ARANHA, J.A.P. **Vibrações Induzidas por Emissão de Vórtices: Modelo Fenomenológico e Experimentos.** Relatório Técnico, Departamento de Engenharia. Naval e Oceânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo: Outubro, 1996. Projeto Temático FAPESP, no. 94/3528-3, 46p.
- PESCE, C.P. *et al.* **Steel Catenary Risers for Deep Water Applications.** 5<sup>th</sup> Int. Offshore and Polar Eng. Conference. Netherlands: 1995. vol. II, p.190-202.
- PESCE, C.P. *et al.* **Analytical and Closed Form Solutions for the Eigenvalue Riser-like Problem.** 9<sup>th</sup> Int. Offshore and Polar Eng. Conference. Brest, France: 1999. vol. II.
- PESCE, C.P.; FUJARRA, A.L.C. **Vortex-induced vibrations and jumping phenomenon: An experimental investigation with a clamped flexible cylinder in water.** Int. J. of Offshore and Polar Engineering: March 2000. vol. 10(1), p.26-33.

- RODRIGUEZ, O. **Experimental Analysis of the Wake Instabilities of an Oscillating Cylinder near Synchronization: Influence of the Amplitude Parameter.** 7<sup>th</sup> International Offshore and Polar Engineering Conference. Honolulu: May 25-30, 1997. vol. III, p.694-701.
- SAFFMAN, P.G. **Vortex Dynamics.** Cambridge Monographs on Mechanics and Applied Mathematics. Cambridge University Press: 1992, reprint 1993, 311p.
- SALTARA, F. **Simulação numérica do escoamento ao redor de cilindros.** Tese de Doutorado apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo: 1999. 156p.
- SARPKAYA, T. **Vortex-induced oscillations.** ASME Journal of Applied Mechanics: 1979. vol. 46, p.241-258.
- SARPKAYA, T. **On the Force Decompositions of Lighthill and Morison.** Journal of Fluids and Structures: 2001. vol. 15, p.227-233.
- SHIELS, D.; LEONARD, A.; ROSHKO, A. **Flow-induced Vibrations of Circular Cylinder at Limiting Structural Parameters.** Journal of Fluids and Structures: 2000.
- SIQUEIRA, C.L.R. **Simulação numérica do escoamento ao redor de cilindros: aplicação a problemas bi e tridimensionais.** Tese de Doutorado apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo: 1999. 203p.
- SKOP, R.A.; BALASUBRAMANIAN, S. **A New Twist on an Old Model for Vortex-Excited Vibrations.** Journal of Fluids and Structures: 1997. vol. 11, p.395-412.
- SKOP, R.A.; GRIFFIN, O.M. **A model for the vortex-excited resonant response of bluff cylinders.** Journal of Sound and Vibration: 1973. vol. 27, p.225-233.
- SKOP, R.A.; GRIFFIN, O.M. **On a theory for the vortex-excited oscillations of flexible cylindrical structures.** Journal of Sound and Vibration: 1975. vol. 41, p.263-274.

- SPHAIER, S.H., YEUNG, R.W.; VAIDHYANATHAN, M. **Unsteady Flow about Bluff Cylinders**. International Journal of Offshore and Polar Engineering, IJOPE: 1993. vol. 3, no. 2, p.81-92.
- TECHET, A.H. *et al.* **Vortical Patterns Behind a Tapered Cylinder Oscillating Transversely to a Uniform Flow**. Journal of Fluid Mech.: 1998. vol. 363, p.79-96.
- TRUESDELL, C. **Kinematics of Vorticity**. Indiana University Publications Science Series, no. 19. Indiana University Press: 1954. 232p.
- VANDYKE, M. **Perturbation Methods in Fluid Mechanics**. The Parabolic Press: 1975, 271p.
- VICKERY, B.J.; WATKINS, R.D. **Flow-induced Vibrations of Cylindrical Structures**. Proceedings of the First Australian Conference on Hydraulics and Fluid Mechanics (ed. R. Silvester). Pergamon Press, New York: 1964.
- 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: 2000. vol. 14, p.1071-1088.
- WILLIAMSON, C.H.K.; ROSHKO, A. **Vortex Formation in the Wake of an Oscillating Cylinder**. Journal of Fluid Structures: 1988. vol. 2, p.355-381.
- WILLIAMSON, C.H.K. **Advances in our Understanding of Vortex Dynamics in Bluff Body Wakes**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics: 1997. vol. 69-71, p.3-32.
- WILLDEN, R.H.J.; GRAHAM, J.M.R. **Numerical Prediction of VIV on Long Flexible Circular Cylinder**. Journal of Fluids and Structures: 2001. vol. 15, p.659-669.
- WOOTON, L.R.; WARNER, M.H.; COOPER, D.H. **Some Aspects of the Oscillations of Full-scale Piles**. In Flow-Induced Structural Vibrations, Naudascher edition, IUTAM-IAHR Symposium. Karlsruhe, Germany: 1972. p.587-601.

Doação  
CPG  
Agosto/02 234  
BC

**YAMAMOTO, C.T. Estudo Tridimensional ao Redor de um Agrupamento de Cilindros Lado a Lado.** Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo: 2002.

