

Este exemplar corresponde à redação final
da tese defendida por RAPHAEL
ISSAMU TSUKADA aprovada
pela comissão julgadora em 27/02/09
[assinatura]
Orientador

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA E
INSTITUTO DE GEOCIÊNCIAS
SUBCOMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM CIÊNCIAS E
ENGENHARIA DE PETRÓLEO

**Comportamento Dinâmico de *Riser* Rígido em
Catenária Devido à Vibração Induzida por
Vórtices em Águas Profundas**

Autor: **Raphael Issamu Tsukada**
Orientador: **Celso Kazuyuki Morooka**

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA E
INSTITUTO DE GEOCIÊNCIAS
SUBCOMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM CIÊNCIAS E
ENGENHARIA DE PETRÓLEO**

Comportamento Dinâmico de *Riser* Rígido em Catenária Devido à Vibração Induzida por Vórtices em Águas Profundas

**Autor: Raphael Issamu Tsukada
Orientador: Celso Kazuyuki Morooka**

Curso: Ciências e Engenharia de Petróleo
Área de Concentração: Exploração

Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à Subcomissão de Pós Graduação em Ciências e Engenharia de Petróleo da Faculdade de Engenharia Mecânica e Instituto de Geociências, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Ciências e Engenharia de Petróleo.

Campinas, 2009
S.P. – Brasil

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

T789c Tsukada, Raphael Issamu
Comportamento dinâmico de riser rígido em catenária devido à vibração induzida por vórtices em águas profundas / Raphael Issamu Tsukada. --Campinas, SP: [s.n.], 2009.

Orientador: Celso Kazuyuki Morooka.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica e Instituto de Geociências.

1. Estruturas marítimas - Hidrodinâmica. 2. Engenharia de petróleo. 3. Vibração (Engenharia naval). 4. Vórtices. I. Morooka, Celso Kazuyuki. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica e Instituto de Geociências. III. Título.

Título em Inglês: Dynamic behavior of steel catenary riser due to vortex induced vibration in deepwater

Palavras-chave em Inglês: Offshore structures - hydrodynamics, Petroleum, engineering, Vibration (Marine engineering), Vortex

Área de concentração: Exploração

Titulação: Mestre em Ciência e Engenharia de Petróleo

Banca examinadora: Ricardo Franciss, Clóvis de Arruda Martins, Sérgio Nascimento Bordalo

Data da defesa: 27/02/2009

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA E
INSTITUTO DE GEOCIÊNCIAS
SUBCOMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM CIÊNCIAS E
ENGENHARIA DE PETRÓLEO

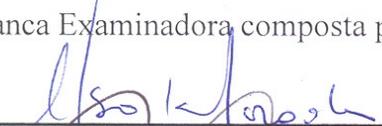
DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

**Comportamento Dinâmico de *Riser* Rígido em
Catenária Devido à Vibração Induzida por
Vórtices em Águas Profundas**

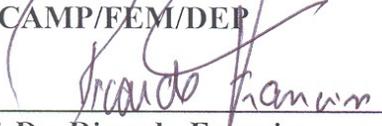
Autor: Raphael Issamu Tsukada

Orientador: Celso Kazuyuki Morooka

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



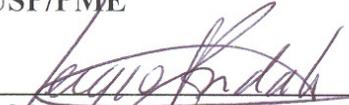
Prof. Dr. Celso Kazuyuki Morooka, Presidente
UNICAMP/FEM/DEP



Prof. Dr. Ricardo Franciss
PETROBRAS/CENPES



Prof. Dr. Clóvis de Arruda Martins
USP/EPUSP/PME



Prof. Dr. Sérgio Nascimento Bordalo
UNICAMP/FEM/DEP

Campinas, 27 de Fevereiro de 2009

Dedicatória:

Dedico este trabalho aos meus pais, Mario e Helenice, que sempre me incentivaram e motivaram em todos os momentos da minha vida. Aos meus irmãos, Luciana e Renato, meus companheiros com quem sempre posso contar. À minha namorada, Cristina, pelo carinho e paciência e pelo companheirismo nos momentos mais difíceis.

Estas são as pessoas que me motivam e incentivam a vencer os desafios impostos a mim a cada dia, e que me tornam uma pessoa melhor.

Agradecimentos

Gostaria de agradecer a todos aqueles que contribuíram, de forma direta ou indireta, para a realização deste trabalho:

Ao meu orientador, Prof. Dr. Celso Kazuyuki Morooka, por permitir que eu integrasse este grupo de pesquisa e pelo constante incentivo para a realização deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Renato Pavanello pelas sugestões dadas durante a realização deste trabalho.

Ao M.Sc. Helio Kubota, Petrobras, que iniciou este trabalho e foi o realizador do experimento apresentado.

Ao Eng. Sérgio da Silva, IPT, pelas várias horas dedicadas às minhas dúvidas sobre o experimento.

À Agencia Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP) pelo apoio financeiro, através da concessão de uma bolsa de estudos.

À Petrobras, através do Dr. Ricardo Franciss e da Dra. Cynthia Gonçalves Costa Matt pelas sugestões durante a realização do trabalho.

A todos os amigos do Laboratório de Sistemas Marítimos de Produção e *Riser*, Dustin M. Brandt, Denis Shiguemoto, Maurício J. Suzuki, Márcio Yamamoto, Annelise Idehara, Paulo Valdivia, Cláudio Loyola, Vinícius Rodrigues, Victor Lima, Magno Andrey e Wânia Stefane, que me auxiliaram na realização deste trabalho e propiciaram momentos de descontração.

Às secretárias Beth, Sônia, Fátima e Michelle, e a bibliotecária Alice, pela constante ajuda.

Aos meus pais, Mario e Helenice, aos meus irmãos, Luciana e Renato, e a minha namorada, Cristina, por me apoiarem nos momentos mais difíceis e por tornarem tudo mais fácil para mim.

*O insucesso é apenas uma oportunidade para
recomeçar de novo com mais inteligência.
(Henry Ford)*

Resumo

TSUKADA, Raphael Issamu, *Comportamento Dinâmico de Riser Rígido em Catenária Devido à Vibração Induzida por Vórtices em Águas Profundas*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009. 111 p. Dissertação (Mestrado)

O presente trabalho tem como objetivo principal caracterizar o comportamento dinâmico de *risers* em configuração catenária (SCR) sob os efeitos do fenômeno da vibração induzida por vórtices (VIV). Estes estudos foram realizados através de experimentos e simulações numéricas. O experimento foi realizado com modelo de SCR em escala reduzida em um tanque de provas sob várias condições simuladas do ambiente, variando a velocidade do carro dinamométrico, a amplitude dos movimentos impostos no topo do modelo, amplitudes e períodos de ondas. As simulações numéricas foram realizadas usando um modelo de VIV criado para a avaliação de *risers* rígidos verticais. Modificações para o modelo foram implementadas de forma a considerar a inclinação do *riser* em relação ao escoamento e os movimentos apresentados pela SCR. Os resultados experimentais e numéricos apresentaram algumas características de comportamento semelhantes aos dos *risers* utilizados para grandes lâminas da água, verificados por outros pesquisadores, tais como: os altos harmônicos da frequência de desprendimento de vórtices e o comportamento misto de *standing* e *travelling waves*. Uma boa concordância foi observada na comparação entre os resultados experimentais e numéricos.

Palavras Chave

Dinâmica de *Riser* em Catenária, Vibração Induzida por Vórtices, Produção Marítima de Petróleo.

Abstract

TSUKADA, Raphael Issamu, Dynamic Behavior of Steel Catenary Risers due to Vortex Induced Vibration in Deepwater, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009. 111 p. Dissertação (Mestrado)

The primary objective of this work is to characterize the dynamic behavior of steel catenary risers (SCR) under the effects of the Vortex-Induced Vibration (VIV) phenomenon. This study was conducted applying both experimental and numerical approaches. A SCR model test was performed in a towing tank under several simulated environment condition combinations such as; varying the towing speed, riser top forced oscillation amplitudes and surface wave characteristics. Numerical simulations were computed using an empirical VIV model created for the evaluation of top tensioned vertical rigid risers. Modifications to the model were implemented to allow consideration for the inclination of the riser relative to the fluid flow and the movement of the SCR. The experimental e numerical results present some dynamic behavior characteristics similar to that of deep sea risers found by others researcher mainly high harmonics of the vortex shedding frequency and a mix of standing and traveling wave behavior. Results from the comparison of experimental and numerical results have shown a good agreement.

Key Words

Catenary Riser Dynamics, Vortex-Induced Vibration, Offshore Petroleum Production

Índice

Lista de Figuras	xvii
Lista de Tabelas	xxiii
Nomenclatura	xxv
1 Introdução	1
1.1 Motivação	1
1.2 Contexto do Trabalho.....	3
1.3 Objetivos	4
1.4 Descrição dos Capítulos	5
2 Revisão da Literatura	7
2.1 Descrição do Mecanismo de Desprendimento de Vórtices.....	7
2.2 Vibração Induzida por Vórtices.....	11
2.2.1 Parâmetros Adimensionais.....	14
2.2.2 Arranjos Experimentais	21
2.3 <i>Risers</i> Rígidos em Catenária (SCR).....	30
2.3.1 VIV em SCRs	34
2.4 Modelo para a Predição do VIV em <i>Risers</i> Verticais.....	37
3 Descrição Experimental	41
3.1 Montagem do Experimento	41
3.2 Condições do Experimento	51
3.3 Processamento dos Dados Experimentais	52

4 Método Numérico.....	55
4.1 Programa para Análises em Três Dimensões	55
4.2 Força de VIV em SCR.....	59
4.3 Implementação do Modelo Numérico	66
4.4 Sensibilidade e Simplificações do Programa	68
4.5 Simulação Numérica e Processamento dos Resultados	70
5 Resultados e Discussões	73
5.1 Freqüências Naturais e Razão de Amortecimento.....	74
5.2 Análise Estática	77
5.3 Análise Dinâmica	78
6 Conclusões e Sugestões para próximos trabalhos	111
Referências Bibliográfica	113

Lista de Figuras

Figura 1.1 – <i>Riser</i> rígido em catenária instalado no mar.....	02
Figura 2.1 – Modelo de formação de vórtices apresentado por Gerrard (1966).....	08
Figura 2.2 – Descrição dos regimes de escoamento apresentada por Sumer e Fredsøe (1997) .	12
Figura 2.3 – Taxa de variação do escoamento em parte do comprimento do cilindro.....	15
Figura 2.4 – Relação entre o número de Strouhal e o número de Reynolds (por exemplo, em Blevins (1987) e Franciss (1999)).....	22
Figura 2.5 – Experimentos com cilindros rígidos não estacionários (cilindro montado sobre molas), montado conforme Vikestad <i>et al.</i> (1997 e 2001).....	23
Figura 2.6 – Experimentos com cilindros rígidos não estacionários (cilindro em pêndulo), montado conforme Khalak e Williamson (1999).....	24
Figura 2.7 – Padrões de desprendimento de vórtices (modificado de Williamson e Jauvtis (2004))	25
Figura 2.8 – Experimentos com cilindros flexíveis dominados pela rigidez flexional, montado conforme Nielsen <i>et al.</i> (2002)	28
Figura 2.9 – Experimentos com cilindros flexíveis dominados pela tração, montado conforme Vandiver <i>et al.</i> (2005) (Swithenbank, 2007)	29
Figura 2.10 – Evidencia do comportamento de <i>travelling waves</i> na resposta do cilindro devido ao VIV (Marcollo <i>et al.</i> , 2007)	35
Figura 2.11 – Resultados obtidos por Constantinides <i>et al.</i> (2007) e Constantinides e Oakley (2008) no estudo do comportamento dinâmico de longos cilindros (alto L/D) devido ao VIV	36
Figura 2.12 – Elemento infinitesimal de <i>riser</i>	37
Figura 2.13 – Escoamento em torno de uma seção de <i>riser</i>	38
Figura 3.1 – Experimento com modelo reduzido de um SCR	42

Figura 3.2 – Modelo experimental da SCR.....	45
Figura 3.3 – Gráfico de C_D pelo número de Reynolds	47
Figura 3.4 – Esquema experimental para o modelo reduzido da SCR	48
Figura 3.5 – Acelerômetros instalados no modelo experimental	50
Figura 3.6 – Célula de carga e conexão com a rótula e o modelo da SCR	50
Figura 3.7 – Esquema simplificado do oscilador	51
Figura 4.1 – Escoamento em torno de uma seção de <i>riser</i> inclinada	58
Figura 4.2 – Frequência de desprendimento de vórtices variando com a distância do fundo do tanque obtido por simulação numérica considerando Modelo de VIV para <i>risers</i> verticais (a) e Modelo de VIV para SCR (b)	62
Figura 4.3 – Séries temporais de aceleração e deslocamento para uma SCR. Correnteza com perfil uniforme – Modelo de VIV para <i>risers</i> verticais	62
Figura 4.4 – Séries temporais de aceleração e deslocamento para uma SCR. Correnteza com perfil uniforme – Modelo de VIV para SCR	62
Figura 4.5 – Vibração axial em SCRs	64
Figura 4.6 – Frequência de desprendimento de vórtices variando com o tempo obtido por simulação numérica. (a) Sem considerar a vibração axial e (b) considerando a vibração axial	65
Figura 4.7 – Ampliação do gráfico da frequência de desprendimento de vórtices variando com o tempo obtido por simulação numérica considerando a vibração axial	65
Figura 4.8 – Série temporal da aceleração obtida por simulação numérica. (a) Sem considerar a vibração axial e (b) considerando a vibração axial	66
Figura 4.9 – Transformada de Fourier da aceleração obtida por simulação numérica. (a) Sem considerar a vibração axial e (b) considerando a vibração axial	66
Figura 4.10 – Fluxograma do programa com o modelo de VIV para SCRs	67
Figura 4.11 – Resultados obtidos pelo estudo de sensibilidade para a quantidade de nós para a simulação numérica	68

Figura 4.12 – Resultados obtidos pelo estudo de sensibilidade para o passo de tempo adotado na simulação numérica	69
Figura 4.13 – Divisão dos pontos da série temporal de aceleração para compor os blocos para a FFT	70
Figura 5.1 – Freqüências naturais no plano e fora do plano da catenária para diferentes condições experimentais	76
Figura 5.2 – Resultados de tração de topo medidos e calculados para o experimento com $Re = 400$ e 560	77
Figura 5.3 – Séries temporais de aceleração obtidas pelo experimento com $Re = 400$. (velocidade do carro dinamométrico = $0,05$ m/s)	80
Figura 5.4 – Séries temporais de aceleração obtidas pelo experimento com $Re = 560$. (velocidade do carro dinamométrico = $0,07$ m/s)	81
Figura 5.5 – FFT das séries temporais de aceleração monitoradas do experimento com $Re = 400$ (velocidade do carro dinamométrico = $0,05$ [m/s])	83
Figura 5.6 – FFT das séries temporais de aceleração monitoradas do experimento com $Re = 560$ (velocidade do carro dinamométrico = $0,07$ [m/s])	84
Figura 5.7 – Comparação entre os dados de aceleração monitorados pelos acelerômetros instalados na transversal e na normal.....	85
Figura 5.8 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. A) obtidos por simulação numérica utilizando o modelo originalmente desenvolvido para <i>risers</i> verticais (Morooka <i>et al.</i> , 2004) e o experimento (Acel. A)	88
Figura 5.9 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. B) obtidos por simulação numérica utilizando o modelo originalmente desenvolvido para <i>risers</i> verticais (Morooka <i>et al.</i> , 2004) e o experimento (Acel. B).....	89
Figura 5.10 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. C) obtidos por simulação numérica utilizando o modelo originalmente desenvolvido para <i>risers</i> verticais (Morooka <i>et al.</i> , 2004) e o experimento (Acel. C).....	90

Figura 5.11 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. D) obtidos por simulação numérica utilizando o modelo originalmente desenvolvido para <i>risers</i> verticais (Morooka <i>et al.</i> , 2004) e o experimento (Acel. D)	91
Figura 5.12 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. A) obtidos por simulação numérica (considerando apenas a alteração para a geometria da SCR) e o experimento (Acel. A)	92
Figura 5.13 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. B) obtidos por simulação numérica (considerando apenas a alteração para a geometria da SCR) e o experimento (Acel. B)	93
Figura 5.14 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. C) obtidos por simulação numérica (considerando apenas a alteração para a geometria da SCR) e o experimento (Acel. C)	94
Figura 5.15 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. D) obtidos por simulação numérica (considerando apenas a alteração para a geometria da SCR) e o experimento (Acel. D)	95
Figura 5.16 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. A) obtidos por simulação numérica (considerando a alteração para a geometria da SCR e o movimento axial) e o experimento (Acel. A)	96
Figura 5.17 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. B) obtidos por simulação numérica (considerando a alteração para a geometria da SCR e o movimento axial) e o experimento (Acel. B)	97
Figura 5.18 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. C) obtidos por simulação numérica (considerando a alteração para a geometria da SCR e o movimento axial) e o experimento (Acel. C)	98
Figura 5.19 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. D) obtidos por simulação numérica (considerando a alteração para a geometria da SCR e o movimento axial) e o experimento (Acel. D)	99
Figura 5.20 – Envoltória de movimento transversal obtida por simulação numérica para o estudo de <i>travelling waves</i> em SCR	101
Figura 5.21 – Resposta transversal do modelo da SCR em 2D (estudo de <i>travelling wave</i>)	102
Figura 5.22 – Resposta transversal do modelo da SCR em 3D (estudo de <i>travelling wave</i>)	103

Figura 5.23 – Envoltória de movimento transversal obtida por simulação numérica para o estudo de <i>standing waves</i> em SCR	103
Figura 5.24 – Resposta transversal do modelo da SCR em 2D (estudo de <i>standing wave</i>).....	104
Figura 5.25 – Resposta transversal do modelo da SCR em 3D(estudo de <i>standing wave</i>).....	104
Figura 5.26 – Envoltória de movimento transversal obtida por simulação numérica para a investigação do experimento com a SCR (Re = 560)	105
Figura 5.27 – Resposta transversal do modelo da SCR em 2D (a) e séries temporais nos pontos: TDP, L1 e L2 (b) para o experimento Re = 560.....	108
Figura 5.28 – Resposta transversal ampliada do modelo da SCR em 2D (experimento Re = 560)	109
Figura 5.29 – Resposta transversal do modelo da SCR em 2D (experimento Re = 560)	109

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 – Parâmetros para a SCR real e para o modelo reduzido	44
Tabela 3.2 – Cálculo preliminar para alguns materiais	44
Tabela 3.3 – Número de Reynolds para diferentes diâmetros e velocidades de escoamento	46
Tabela 3.4 – Propriedades do modelo experimental	47
Tabela 3.5 – Posição dos acelerômetros no modelo experimental	49
Tabela 3.6 – Condições de correnteza ensaiadas pelo experimento	52
Tabela 5.1 – Freqüências naturais no plano e fora do plano da catenária para diferentes condições experimentais	75

Nomenclatura

Letras Latinas

A	=	Amplitude de Vibração	[m]
A _D	=	Constante	
A _I	=	Constante	
c	=	Velocidade de propagação de onda mecânica na estrutura	[m/s]
C _A	=	Coeficiente massa adicionada	
C _D	=	Coeficiente de arrasto	
C _L	=	Coeficiente de sustentação	
D	=	Diâmetro do cilindro circular (<i>Riser</i> ou Modelo experimental)	[m]
E	=	Módulo de Young	[Pa]
EA	=	Rigidez axial	[N]
EI	=	Rigidez flexional	[N.m ²]
f	=	Frequência de Vibração	[Hz]
f _o	=	Frequência natural da estrutura	[Hz]
f _S	=	Frequência de desprendimento de vórtices	[Hz]
F _N	=	Força na direção normal ao eixo da catenária	[N/m]
F _D	=	Força de arrasto	[N]
F _L	=	Força de sustentação	[N]
g	=	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
k	=	Rugosidade	[m]
KC	=	Número de Keulegan-Carpenter	
L	=	Comprimento do cilindro circular (<i>Riser</i> ou Modelo experimental)	[m]
L _S	=	Comprimento suspenso da catenária	[m]
m	=	Massa linear	[kg/m]
m _a	=	Massa adicionada	[kg]
m*	=	Razão de massa	
n	=	Modo de vibração	
R	=	Raio do Oscilador	[m]
Re	=	Número de Reynolds	
St	=	Número de Strouhal	
t	=	Tempo	[s]
t _{total}	=	Tempo total de simulação	[s]
T	=	Tração	[N]
U _C	=	Velocidade de Correnteza	[m/s]
U _{C,N}	=	Componente da velocidade da correnteza normal ao eixo da catenária	[m/s]
V _{E,N}	=	Componente da velocidade da estrutura normal ao eixo da catenária	[m/s]
V _r	=	Velocidade reduzida	
V _{rel}	=	Velocidade relativa entre o fluido e a estrutura	[m/s]

$V_{rel(VIV)}$	=	Velocidade relativa entre o fluido e a estrutura considerando a vibração axial (aplicado ao VIV).	[m/s]
W	=	Peso submerso	[N]

.....

Letras Gregas

ρ	=	Densidade do fluido do escoamento	[kg/m ³]
μ	=	Viscosidade do fluido do escoamento	[Pa.s]
π	=	3.141592..	
ζ	=	Razão de amortecimento	
φ	=	Ângulo de fase entre a força transversal e o deslocamento da estrutura	[graus]
ω	=	Velocidade angular do oscilador	[rad/s]

.....

Matrizes & Vetores

[B]	=	Matriz de amortecimento
[K]	=	Matriz de rigidez
[M]	=	Matriz de massa
{d}	=	Vetor de deslocamento do <i>riser</i>
{ \dot{d} }	=	Vetor de velocidade do <i>riser</i>
{ \ddot{d} }	=	Vetor de aceleração do <i>riser</i>
{F}	=	Vetor de forças sobre o <i>riser</i>

.....

Subscritos

c	=	Correnteza
E	=	Estrutura
f	=	Fluido
IL	=	Direção <i>In-line</i>
m	=	Máximo
max	=	Máximo
min	=	Mínimo
N	=	Direção Normal
s	=	Estrutura
TR	=	Direção Transversal

.....

Abreviações

Acel = Acelerômetro
IL = Direção *In-line*
TR = Direção Transversal

.....

Siglas

CFD = *Computational Fluid Dynamic* (Dinâmica de Fluidos Computacional)
DEP = Densidade Espectral de Potência
FFT = *Fast Fourier Transform* (Transformada Rápida de Fourier)
FPSO = *Floating Production Storage and Offloading*
IPT = Instituto de Pesquisas Tecnológicas
JIP = *Joint Industry Program*
LVDT = *Linear Variable Displacement Transducer*
MMS = *Minerals Management Service*
SCR = *Steel Catenary Riser*
TDP = *Touch Down Point*
TLP = *Tension Leg Platform*
VIV = *Vortex-Induced Vibration* (Vibração Induzida por Vórtices)

Capítulo 1

Introdução

1.1 MOTIVAÇÃO

As empresas de petróleo estão engajadas na exploração de hidrocarbonetos em ambientes cada vez mais complexos tais como os reservatórios presentes em águas profundas e ultraprofundas, apresentados nas formações do pré-sal e de carbonato, recentemente descobertos no Brasil. Neste cenário, o petróleo produzido é escoado do poço presente no fundo do mar até a superfície através de *risers*. O completo entendimento do comportamento dinâmico destes equipamentos é fundamental para o sucesso da operação de produção marítima de petróleo e gás, visto a grande soma de recursos econômicos e humanos envolvidos e também o impacto ambiental advindo de um possível acidente.

Risers são tubulações que ligam a cabeça do poço no fundo do mar à plataforma. De acordo com a sua aplicação eles podem ser classificados como *risers* de produção, injeção, perfuração e completação. Os *risers* de produção e injeção podem ser do tipo rígido ou flexível, podendo ser instalados em diferentes configurações (catenária, híbridos, verticais, etc.). Já os de perfuração e completação são sempre rígidos e instalados, em geral, na vertical (Ribeiro, 2007).

Os *risers* quando instalados no mar são submetidos a forças de correnteza, ondas marítimas e ao movimento induzido em seu topo pela plataforma (unidade flutuante). Dentre as forças

causadas pela correnteza têm-se as forças geradas pela Vibração Induzida por Vórtices (VIV), que ocorre devido ao desprendimento de vórtices (Figura 1).

A VIV é um dos grandes problemas enfrentados pela indústria de petróleo e gás devido aos danos de fadiga, provocado pelas forças oscilatórias oriundas do escoamento e do desprendimento de vórtices, possíveis de ocorrer em *risers*. A importância do entendimento deste fenômeno pode ser medida pelos altos investimentos e pesquisas realizadas com a finalidade de compreendê-lo e de possibilitar a previsão de seu comportamento dinâmico através de programas numéricos.

Atualmente, existem vários simuladores numéricos computacionais utilizados para auxiliar o projeto e a operação de *risers*. No entanto, muito dos modelos utilizados por estes programas se baseiam em correlações empíricas validadas somente para alguns casos específicos. Assim sendo, é fundamental o estudo e a investigação dos casos em que estes modelos ainda não estão contemplados ou ainda não foram plenamente compreendidos.

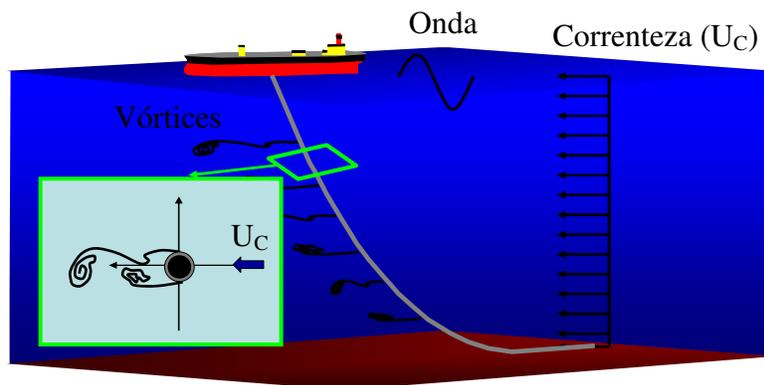


Figura 1.1 – Riser rígido em catenária instalado no mar.

Desta forma, este trabalho tem como principal objetivo o estudo do comportamento dinâmico de *risers* rígidos em catenária (SCR) devido à VIV (Fig. 1). Atualmente, o SCR apresenta-se como uma configuração promissora principalmente devido a aspectos de custo e facilidade de instalação. No entanto, o completo entendimento sobre o seu comportamento

dinâmico ainda não foi plenamente alcançado principalmente quando se considera a VIV, visto que dentre outras coisas, esta configuração de *riser* apresenta:

- 1) a tração variável ao longo do seu comprimento;
- 2) a inclinação variável ao longo da profundidade;
- 3) alta razão L (comprimento) sobre D (diâmetro).

Estes e outros fatores dificultam a análise de resultados experimentais e o entendimento do fenômeno da VIV nesta configuração de *riser*.

As motivações do presente trabalho foram:

- 1) A Vibração Induzida por Vórtices (VIV) em estruturas esbeltas ainda não ser plenamente compreendida, mesmo sendo de grande interesse para muitos campos da engenharia;
- 2) As vantagens obtidas pelo uso de SCRs para a produção de petróleo;
- 3) O interesse das empresas de petróleo e gás no entendimento do comportamento dinâmico de SCRs devido à VIV.

1.2 CONTEXTO DO TRABALHO

O presente trabalho representa a continuidade dos estudos sobre o comportamento dinâmico de *risers* realizados no Laboratório de Sistemas Marítimos e *Risers* da UNICAMP (Universidade Estadual de Campinas).

Kubota (2003) realizou o estudo do comportamento dinâmico de *risers* verticais considerando os efeitos de VIV. Posteriormente, os resultados deste trabalho foram aplicados para dutos submarinos (Morooka *et al.*, 2007 e 2008) e *risers* híbridos (Pereira *et al.*, 2006).

Devido ao interesse das empresas petrolíferas no entendimento completo da dinâmica de SCRs, viu-se a necessidade deste estudo que contemplou o estudo dos efeitos do escoamento interno e de VIV.

Alguns dos resultados obtidos pelo estudo dos efeitos do escoamento interno na dinâmica de SCRs de forma empírica e numérica podem ser vistos em Valdivia (2008) e Bordalo *et al.* (2007).

O estudo do comportamento dinâmico de SCRs devido à VIV teve início em trabalho prévio do grupo de pesquisa e que resultaram no dimensionamento, no planejamento e na execução do experimento em modelo de escala reduzida para a SCR. Este experimento foi realizado no tanque de provas do Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT).

Assim, o presente trabalho representa a continuidade à pesquisa iniciada, a partir dos resultados experimentais obtidos já descritos anteriormente (Relatório Técnico, IPT, 2007).

1.3 OBJETIVOS

Em continuidade ao estudo da dinâmica de *risers* rígidos em configuração de catenária (SCR) (Figura 1) devido à VIV objetivados nos experimentos realizados com modelo em escala reduzida, o presente trabalho contou com a simulação numérica do comportamento e vislumbrou-se os objetivos a seguir descritos.

Experimento

Para o estudo do comportamento dinâmico de SCRs devido à VIV foram realizados experimentos com modelo em escala reduzida representando a geometria completa do SCR em tanque de provas (Relatório Técnico, IPT, 2007). O dimensionamento do modelo e do

experimento foram obtidos com base nos dados de um SCR instalado em uma lâmina de água de 900 metros. No presente trabalho realizou-se:

- 1) o re-processamento parcial e re-análise dos dados obtidos no experimento;
- 2) a interpretação e compreensão dos resultados experimentais.

Simulação Numérica

Para a simulação numérica de *riser* em configuração catenária foi necessário realizar adequações nas sub-rotinas para o cálculo das forças de VIV em *risers* verticais apresentadas por Kubota (2003) e Morooka *et al.* (2004, 2006). Estas alterações visaram contemplar à inclinação variável dos SCRs com a profundidade e o deslocamento causado pela VIV no SCR no cálculo das forças de VIV.

1.4 DESCRIÇÃO DOS CAPÍTULOS

O presente trabalho está dividido em seis capítulos, conforme apresentado a seguir:

Capítulo 2 – Este capítulo apresenta o estado da arte para a VIV através de vários trabalhos técnicos publicados ao longo das últimas décadas. Apresenta também uma visão sobre *risers* rígidos em catenária e seu comportamento dinâmico devido às diversas forças que nele atuam, principalmente as forças causadas pela vibração induzida por vórtices.

Capítulo 3 – A descrição experimental é apresentada tratando da metodologia adotada para a redução da escala e a escolha da instrumentação do modelo experimental. Ainda neste capítulo, será apresentado o procedimento para a obtenção e o processamento dos dados.

Capítulo 4 – Apresenta o método numérico para o cálculo do comportamento da SCR devido à VIV.

Capítulo 5 – Neste capítulo são apresentados os principais resultados obtidos pelo experimento para o modelo em escala reduzida do SCR e os resultados obtidos pela simulação numérica. Estes resultados tiveram a finalidade de investigar o comportamento dinâmico de SCRs. Discussões sobre os resultados também são realizadas.

Capítulo 6 – As conclusões e um resumo das recomendações para o desenvolvimento de trabalhos futuros são apresentados.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

Este capítulo tem o objetivo de apresentar:

- 1) Uma breve introdução sobre o fenômeno do desprendimento de vórtices e a VIV. Este tópico será apresentado com a finalidade de contextualizar o fenômeno da VIV. Para leituras mais detalhadas sobre o assunto, referência é feita aos livros de Blevins (1986) e Sumer e Fredsøe (1997) e aos artigos de Bearman (1984), Pantazopoulos (1994), Sarpkaya (2004) e Williamson & Govardhan (2004).
- 2) Descrição sobre os *risers* rígidos em catenária, apresentando: (a) as vantagens e desvantagens desta configuração de *riser*; (b) uma rápida introdução sobre o comportamento dinâmico de SCRs devido às forças ambientais; (c) os estudos da VIV em SCRs.
- 3) Uma breve descrição dos trabalhos de VIV em *risers* verticais realizados no Laboratório de Sistemas Marítimos e *Risers* (UNICAMP), que serviram de base para o trabalho de simulação numérica apresentado neste trabalho.

2.1 - DESCRIÇÃO DO MECANISMO DE DESPRENDIMENTO DE VÓRTICES

Segundo a mecânica dos fluidos, o fenômeno do desprendimento de vórtices em cilindros está relacionado ao estudo do escoamento de fluidos viscosos, que pode ser modelado pelas

equações de *Navier-Stokes* (White, 1991). Segundo a teoria da camada limite, formulada por Prandtl, quando o escoamento viscoso em torno de um corpo rombudo atingir certa velocidade, ocorrerá o descolamento da camada limite causado pelo campo de pressão existente na porção traseira do corpo, que dará origem às camadas cisalhantes de fluido.

Gerrard (1966) descreve o mecanismo físico envolvido no fenômeno de formação de vórtices no escoamento ao redor de um cilindro. Ele apontou que o principal elemento no processo de formação dos vórtices da esteira deve ser a interação mútua entre as duas camadas cisalhantes geradas pelo desprendimento da camada limite.

Um vórtice irá crescer devido à circulação oriunda da camada cisalhante a qual ele está conectado. Num dado instante, o vórtice se tornará suficientemente grande para atrair a camada cisalhante oposta, que apresenta vorticidade com sinal oposto. Esta interação do vórtice em formação com a camada cisalhante irá interromper a alimentação de circulação do vórtice em crescimento e, conseqüentemente, o seu desprendimento da camada cisalhante para a esteira (Gerrard, 1966).

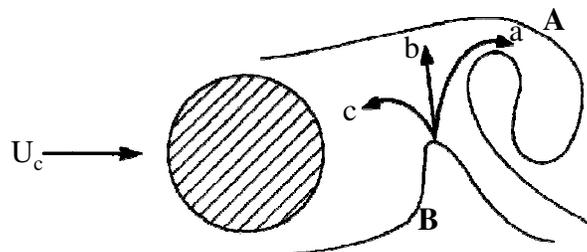


Figura 2.1 – Modelo de formação de vórtices apresentado por Gerrard (1966).

A interação das camadas fluidas desprendidas é ilustrada pela Fig. 2.1, seguindo o modelo apresentado por Gerrard (1966). As setas (a), (b) e (c) indicam parcelas do fluido da camada cisalhante oposta (B) interagindo com o vórtice em formação (A) (Meneghini *et al.*, 2005).

- (a) A parcela do escoamento com direção à seta (a) é incorporada ao vórtice em formação (A). Como esta parcela possui vorticidade de sinal contrário ao fluido do vórtice em formação (A), ela colabora para a diminuição da circulação total deste último;
- (b) A parcela do escoamento que segue o caminho indicado pela seta (b) causa a interrupção da alimentação de circulação para o vórtice em formação (A);
- (c) A parcela do escoamento que segue o caminho indicado pela seta (c) colabora para a formação de um novo vórtice (B) (na Fig. 2.1 na parte inferior da esteira), fechando desta maneira o ciclo de geração e desprendimento de vórtices.

O balanço da quantidade de fluido que segue cada um destes caminhos controla a intensidade e a frequência de desprendimento de vórtices e a pressão à jusante do cilindro.

Regimes de escoamento

O padrão de escoamento em torno de um cilindro tem sido caracterizado por muitos pesquisadores pelo número de Reynolds calculado a partir do escoamento incidente ao corpo e pela localização do ponto de separação do escoamento, que está relacionado ao estado da camada limite (laminar ou turbulenta).

Pantazopoulos (1994) faz uma breve descrição sobre os regimes de escoamento variando com o número de Reynolds:

- $300 < Re < 1,5 \times 10^5$ – Regime subcrítico. Nesta faixa, a camada limite é laminar e o desprendimento de vórtice é forte e periódico;
- $1,5 \times 10^5 < Re < 3,5 \times 10^6$ – Região de Transição. Esta faixa inclui a região crítica ($1,5 \times 10^5 < Re < 3,5 \times 10^5$) e supercrítica ($3,5 \times 10^5 < Re < 3,5 \times 10^6$). Nestas regiões, a camada limite se torna turbulenta e o coeficiente de arrasto do cilindro cai abruptamente. Segundo Bearman (1969), os efeitos tridimensionais tumultuam o

processo de desprendimento regular de vórtices e ampliam o espectro da frequência de desprendimento de vórtices para cilindros de superfícies lisas.

- $Re > 3,5 \times 10^6$ – Regime pós-crítico. Nesta faixa, o desprendimento regular de vórtices é restabelecido com a camada limite turbulenta.

Uma classificação mais detalhada (Fig. 2.2) sobre os regimes de escoamento pode ser encontrada em Sumer e Fredsøe (1997).

Frequência de Desprendimento de Vórtices

Strouhal foi o primeiro a descobrir que variando a velocidade do escoamento (U_c) a frequência de desprendimento de vórtices (f_s), atrás de um cilindro estacionário é proporcional à razão da velocidade do escoamento e do diâmetro do cilindro (U_c/D) (King *et al.*, 1973). A constante de proporcionalidade foi mais tarde denominada de número de Strouhal (St), e é definida como:

$$St = \frac{f_s D}{U_c} \quad (2.1)$$

Rayleigh (1894) provou que a frequência de desprendimento de vórtices não era apenas função de U_c/D , mas também do número de Reynolds. Um grande número de pesquisadores confirmou os resultados obtidos por Rayleigh (1894) e aderiram à relação de $St \times Re$ para cilindros estacionários (Fig. 2.4) (King *et al.*, 1973).

O desprendimento de vórtice provoca a variação da pressão ao longo do tempo sobre o cilindro, que gerará forças cíclicas na direção do escoamento, denominada *in-line* (IL), e direção transversal (TR) (perpendicular à direção do escoamento). Estas forças poderão dar origem à vibração induzida por vórtices (VIV). A frequência da oscilação da força da direção TR é dada pela frequência de desprendimento de vórtices, provocada pela emissão de vórtices de ambos os lados do cilindro (posições próximas ao local onde houve o descolamento da camada limite).

Quando os vórtices são desprendidos de um dos lados do cilindro, ocorre uma queda da pressão de base, que provoca um ciclo da VIV na direção IL, o que pode explicar o fato da frequência de vibração IL ser o dobro da frequência de vibração TR.

2.2 - VIBRAÇÃO INDUZIDA POR VÓRTICES

As vibrações induzidas por vórtices (VIV) são caracterizadas pelas oscilações verificadas em corpos esbeltos e de seção transversal rombuda, quando imersos em escoamento fluido com velocidade acima de determinado valor crítico. Estas oscilações têm sua origem na emissão alternada de vórtices que, como dito anteriormente, geram forças periódicas devido a 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 auto-controladas (Fujarra, 2002). Segundo este mecanismo, o corpo absorve energia do meio e entra em oscilação devido à sincronização entre a frequência de emissão dos vórtices e a frequência natural do corpo. Desta forma, configura-se um quadro de ressonância, no qual toda energia absorvida do meio é dissipada e, portanto, é onde a dinâmica do sistema encontra-se sob controle (Fujarra, 1997).

O efeito do fenômeno da VIV em *risers* é uma das preocupações no projeto de sistemas marítimos de petróleo devido à sua tendência de aumentar o nível de tensões presentes nas estruturas. O aumento das tensões impacta na redução da vida operacional do sistema, causada pelos danos de fadiga. Nesse sentido, a correta predição dos deslocamentos e tensões geradas devido à VIV é de grande importância no projeto de sistemas de *risers*.

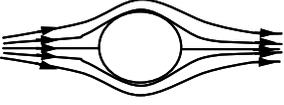
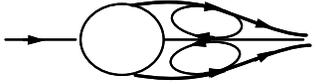
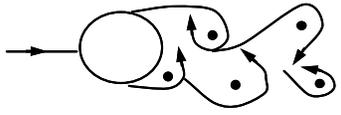
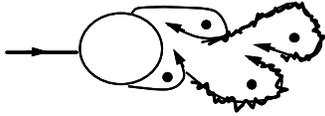
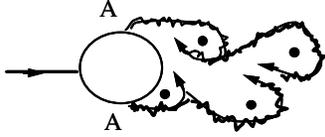
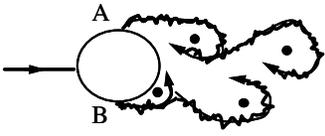
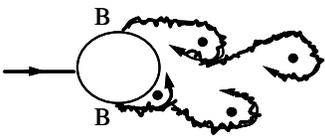
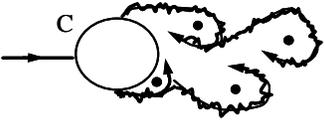
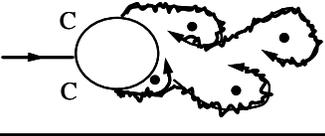
a)		Sem separação.	$Re < 5$
b)		Par fixo de vórtices simétricos	$5 < Re < 40$
c)		Esteira de Vórtices laminar	$40 < Re < 200$
d)		Transição para turbulência na esteira	$200 < Re < 400$
e)		Esteira completamente turbulenta A: Separação laminar da camada limite laminar	$300 < Re < 3 \times 10^5$ Subcrítico
f)		A: Separação laminar da camada limite laminar B: Separação turbulenta da camada limite laminar, mas camada limite laminar.	$3 \times 10^5 < Re < 3,5 \times 10^5$ Crítico (Baixa Transição)
g)		B: Separação turbulenta da camada limite laminar; camada limite parte laminar, parte turbulenta.	$3,5 \times 10^5 < Re < 1,5 \times 10^6$ Supercrítico
h)		C: Camada limite completamente turbulenta em um dos lados.	$1,5 \times 10^6 < Re < 4 \times 10^6$ Alta transição
i)		C: Camada limite completamente turbulenta para ambos os lados.	$4 \times 10^6 < Re$ Poscrítica

Figura 2.2 – Descrição dos regimes de escoamento apresentada por Sumer e Fredsøe (1997).

A necessidade de se prever a existência de problemas causados pelas VIV foi reconhecida pelas indústrias de petróleo no início da década de 60 (Pantazopoulos, 1994). Desde então, a vibração induzida por vórtices em estruturas esbeltas se tornou um dos tópicos mais pesquisados no campo da hidrodinâmica e mecânica. No entanto, as tradicionais soluções analíticas e numéricas não puderam ser adaptadas à complexidade do problema. Inúmeros foram os métodos propostos para modelar aspectos específicos da resposta das estruturas devido às VIV, mas nenhum foi completamente aceito para os propósitos de projeto.

Larsen e Halse (1995) realizaram uma comparação entre os modelos para a vibração induzida por vórtices (VIV) em estruturas esbeltas. As suas principais motivações foram que os modelos variavam consideravelmente em termos das suas considerações gerais, formulação matemática e o método de se obter os resultados experimentais. Portanto, para problemas idênticos, são esperados resultados diferentes e, dependendo da aplicação, alguns modelos devem ser melhores que outros. No entanto, os resultados apresentaram grandes discrepâncias, o que levou os autores a concluir que os aspectos relacionados às VIV ainda não haviam sido compreendidas, principalmente a atenuação espacial das vibrações e o processo de desprendimento de vórtices.

Passados 10 anos, Chaplin *et al.* (2005a) realizaram uma nova comparação entre os diferentes métodos para o cálculo da resposta de estruturas esbeltas devido à VIV, que foram divididos com base na técnica utilizada: Dinâmica de Fluido Computacional (CFD – *Computational Fluid Dynamic*), *Strip Theory* e Empírico (baseado em medições). Neste caso, os resultados foram comparados com dados experimentais de um modelo de *riser* vertical tracionado pelo topo. Detalhes sobre o experimento podem ser encontrados em Chaplin *et al.* (2005b). Neste ponto, deve-se salientar que as previsões através dos métodos de cálculo foram conduzidas às “cegas”, isto é, sem prévio conhecimento dos resultados experimentais. Os resultados apresentaram um grande progresso em relação à concordância quando comparados aos resultados apresentados por Larsen e Halse (1995). Além disso, este trabalho também mostrou que os modelos semi-empíricos apresentaram melhores resultados para a VIV na direção transversal.

Como visto anteriormente, os experimentos são de grande importância para o entendimento da VIV. No entanto, este fenômeno depende de vários parâmetros relacionados às características do escoamento e do modelo (Fujarra, 1997 e Arosen, 2007), de forma que a investigação simultânea de todos os parâmetros se torna complexa, justificando o fato de que os experimentos investiguem apenas uma parcela dos parâmetros envolvidos. Sendo assim, vários são os arranjos experimentais possíveis para o estudo da VIV, cada qual com a sua peculiaridade.

No entanto, a definição dos principais parâmetros envolvidos no fenômeno das VIV é de grande importância para a compreensão dos arranjos experimentais e, portanto serão apresentadas a seguir.

2.2.1 - Parâmetros Adimensionais

Vários parâmetros adimensionais são necessários para discutir as VIV. Esta seção tem o objetivo de definir e introduzir alguns dos principais parâmetros envolvidos neste fenômeno. Estes parâmetros podem ser divididos em: Parâmetro do Escoamento, Parâmetros Estruturais, Parâmetros de Interação Fluido-Estrutura e Parâmetros de Força. Maiores detalhes podem ser encontrados nos trabalhos de Arosen (2007), Blevins (1986), Vandiver (1993), Vandiver e Marcollo (2003).

1) Parâmetros do Escoamento

Os seguintes parâmetros são utilizados para descrever o escoamento.

Número de Reynolds (Re): Este parâmetro adimensional representa a razão entre as forças inerciais e as forças viscosas agindo sobre o corpo. Re é definido pela Eq. 2.2 e como mostrado na Fig. 2.2 é o parâmetro que determina o regime de escoamento.

$$\text{Re} = \frac{\text{Forças inerciais}}{\text{Forças Viscosas}} = \frac{\rho U_c D}{\mu} \quad (2.2)$$

sendo, ρ e μ a densidade e a viscosidade do fluido.

Número de Keulegan-Carpenter (KC): Este parâmetro descreve a oscilação harmônica do escoamento passando por um cilindro fixo, e é definido como:

$$\text{KC} = \frac{U_{c,m} T}{D} = \frac{2\pi A}{D} \quad (2.3)$$

sendo, $U_{c,m}$ a velocidade máxima de escoamento. T e A são o período e amplitude de oscilação do escoamento. A segunda parte da direita da Eq. 2.3 é encontrada considerando que $U_{c,m} = 2\pi A / T$.

Taxa de Variação do Escoamento ($\Delta U_c / U_{c,m}$): Este parâmetro descreve a máxima variação da velocidade de escoamento em uma parte do cilindro (Fig. 2.3). Vandiver e Marcollo (2003) utilizaram este parâmetro para prever os modos a que o cilindro poderá responder na região *power-in* (região excitada). $\Delta U_c / U_{c,m}$ é definido pela Eq. 2.4.

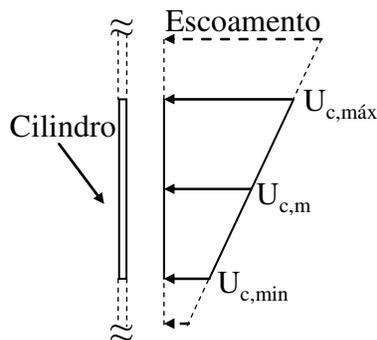


Figura 2.3 – Taxa de variação do escoamento em parte do comprimento do cilindro.

$$\frac{\Delta U_c}{U_{c,m}} = \frac{U_{c,m\acute{a}x} - U_{c,m\acute{i}n}}{U_{c,m}} \quad (2.4)$$

sendo $U_{c,m}$ a velocidade de correnteza média do perfil.

2) Parâmetros Estruturais

Os parâmetros estruturais são utilizados para descrever a geometria e as propriedades do cilindro.

Razão de Aspecto (L/D): A razão de aspecto é definida como a razão entre o comprimento característico do cilindro (L) e o seu diâmetro (D). Geralmente, os *risers* apresentam altos valores de razão de aspecto.

Razão de massa (m*): A razão de massa relaciona a massa da estrutura e a massa do fluido deslocado, proporcionando uma medida dos efeitos de flutuação e inércia da estrutura em relação ao fluido, sendo usada para medir a suscetibilidade da leveza da estrutura às vibrações induzidas pelo fluxo. Geralmente as estruturas marítimas apresentam m^* menor 10 (Khalak e Williamson, 1999). Ela pode ser calculada pela Eq. 2.5.

$$m^* = \frac{m}{\frac{\pi}{4} \rho D^2} \quad (2.5)$$

sendo, m a massa por comprimento do cilindro.

Razão de Amortecimento (ζ): A razão de amortecimento é dada pela razão entre o coeficiente de amortecimento medido e o amortecimento crítico. ζ representa a energia dissipada pela estrutura conforme ela vibra, e é definida pela Eq. 2.6.

$$\zeta = \frac{\text{energia dissipada por ciclo}}{4\pi \times \text{energia total da estrutura}} \quad (2.6)$$

Para estruturas submersas, ζ é dividido em uma parcela devido ao amortecimento fluido e outra devido ao amortecimento estrutural ($\zeta = \zeta_s + \zeta_f$). Os ensaios de decaimento são muito utilizados para determinar este parâmetro. No entanto, para se obter o ζ_s o ensaio de decaimento deve ser realizado em ambientes onde os efeitos viscosos do fluido externo possam ser desprezados.

Razão de Rugosidade (k/D): Este parâmetro representa a rugosidade na superfície do cilindro. Sendo, k a dimensão característica da rugosidade. Para maiores valores de k/D é esperada uma maior perda da energia cinemática na camada limite e o escoamento irá se comportar como se estivesse em alto Reynolds.

3) Parâmetros de Interação Fluido-Estrutura

Velocidade Reduzida (V_r): A velocidade reduzida é a relação entre a velocidade local de escoamento, frequência natural e o diâmetro do cilindro. Maiores detalhes podem ser encontrados em Blevins (1986).

$$V_r = \frac{U_c}{f_0 D} \quad (2.7)$$

sendo, f_0 a frequência natural em águas paradas. Para valores de velocidade reduzida entre 5 e 6,5 ocorre o *lock-in* (Vandiver, 1993), que é caracterizado pela sincronização entre o fluido e a estrutura causada pelos valores próximos da frequência natural do cilindro e a frequência de desprendimento de vórtices.

Razão de Amplitude (A/D): No caso de estruturas vibrando, A/D representa a razão entre amplitude (zero à pico) pelo diâmetro do cilindro. Este parâmetro é utilizado para descrever a

amplitude em experimentos forçados a oscilar e a amplitude de resposta de cilindros livres para vibrar. O subscrito indica à direção da vibração, sendo IL a direção do escoamento e TR a direção transversal ao escoamento.

$$\frac{A}{D_{IL/TR}} = \frac{\text{amplitude de vibração (IL/TR)}}{\text{diâmetro do cilindro}} \quad (2.8)$$

Número de Strouhal (St): Como visto anteriormente, o número de Strouhal é uma constante de proporcionalidade que relaciona a geometria do cilindro, a velocidade incidente do escoamento e a frequência de desprendimento de vórtices (Davis, 1999). Este parâmetro é fundamentado no desprendimento de vórtices de cilindros fixos em escoamento constante (Arosen, 2007) e é definido pela Eq. 2.1.

Frequências de excitação mínima e máxima (f_{\min} e f_{\max}): As frequências de excitação mínima e máxima são calculadas pela relação de Strouhal.

$$f_{\min} = \frac{S_t V_{\min}}{D} \quad f_{\max} = \frac{S_t V_{\max}}{D} \quad (2.9)$$

sendo V_{\min} e V_{\max} a velocidade mínima e máxima de escoamento de um perfil variável. O cilindro poderá ou não apresentar respostas significativas para estas frequências.

Largura de banda em *Lock-in* (dV_R): Vandiver e Marcollo (2003) introduziram o conceito da dV_R , como uma forma de mensurar a habilidade da esteira em sincronizar com o movimento de vibração do cilindro (*lock-in*) em um escoamento não uniforme. Este parâmetro é usado nas simulações numéricas, como uma forma de prever a extensão de uma possível região de *lock-in*. Baseada no conceito de que para uma dada frequência e amplitude de vibração existe uma velocidade de escoamento $U_{c,ideal}$ (inserida em uma faixa de velocidade que forma a região de *lock-in*) que idealmente mantém o regime de *lock-in*, a largura de banda em *Lock-in* (dV_R) é calculada como a razão da faixa de variação da velocidade no escoamento não uniforme (ΔU), na

qual o *lock-in* é suportado e a $U_{c,ideal}$. A dV_R também pode ser calculada em termos da velocidade reduzida, definindo como velocidade reduzida ideal, $V_{R,ideal}$, dada por $V_{R,ideal} = U_{c,ideal} / (f_v D)$, sendo neste caso f_v a frequência de vibração do cilindro e não a frequência natural (f_n), como antes definido, e ΔV_R a faixa de velocidade reduzida que suporta o *lock-in*.

$$dV_R = \frac{\Delta U}{U_{C,ideal}} = \frac{\Delta V_R}{V_{R,ideal}} \quad (2.10)$$

Um valor comumente utilizado em projetos é 0,4, o que significa que a velocidade pode variar mais ou menos 20% da velocidade ideal para haver *lock-in*.

Parâmetro de propagação de ondas ($n\zeta$): Este parâmetro verifica se a resposta da estrutura às forças de VIV terá comportamento de um cabo finito ou infinito (Vandiver, 1993). Sendo n o modo de vibração da estrutura e ζ o amortecimento estrutural total. O comportamento esperado varia com o valor de $n\zeta$.

$n\zeta < 0,2$ – a atenuação espacial será pequena e a estrutura responderá como um cabo finito, limitada por suas condições de contorno. Este comportamento é denominado como *standing wave*.

$n\zeta > 2,0$ – a atenuação espacial será elevada e, portanto, a estrutura responderá predominantemente como um cabo infinito, no qual as condições de contorno não são sentidas. Este comportamento é denominado como *traveling waves*.

$0,2 < n\zeta < 2,0$ – o comportamento da estrutura será uma combinação de *standing waves* e *traveling waves*.

4) Parâmetros de Força

Coefficiente de arrasto (C_D): A força de arrasto é definida como a força hidrodinâmica a que a estrutura é submetida na direção do escoamento. O coeficiente de arrasto normaliza esta força pela pressão dinâmica.

$$C_D = \frac{F_D}{0,5\rho DU_c^2 L} \quad (2.11)$$

sendo F_D a força de arrasto aplicada ao cilindro.

Coefficiente de sustentação (C_L): Assim como o coeficiente de arrasto, o coeficiente de sustentação adimensionaliza a força de sustentação pela pressão dinâmica.

$$C_L = \frac{F_L}{0,5\rho DU_c^2 L} \quad (2.12)$$

sendo F_L a força de sustentação ou força induzida pelo escoamento agindo transversalmente ao escoamento.

Coefficiente de massa adicionada (C_A): A massa adicionada representa o fluido deslocado pelo movimento do cilindro e deve ser considerada na dinâmica do cilindro. C_A normaliza a massa adicionada pelo volume de água deslocada pelo cilindro.

$$C_A = \frac{m_a}{\frac{\pi}{4}\rho D^2 L} \quad (2.13)$$

sendo, m_a a massa adicionada. Uma das maneiras para se determinar a massa adicional em águas calmas é fazer uso de ensaios de decaimento no ar e na água, uma vez que as frequências naturais para estas condições são dadas pelas Eqs. 2.14.

$$f_{\text{ar}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad f_{\text{água}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m + m_a}} \quad (2.14)$$

sendo k a rigidez do sistema. Então a partir da razão da frequência natural medida na água e no ar é possível determinar aproximadamente a massa adicional (Eq. 2.15).

$$\frac{f_{\text{água}}}{f_{\text{ar}}} = \sqrt{\frac{1}{1 + m_a/m}} \quad (2.15)$$

Para cilindros circulares estacionários o coeficiente de inércia C_M é igual a 2, desta forma C_A é igual a 1, visto que $C_M = C_A + 1$.

2.2.2 - Arranjos Experimentais

Esta seção tem o objetivo de apresentar os principais arranjos experimentais utilizados nos últimos anos para o estudo das VIV.

1) Cilindros Estacionários

Os experimentos com cilindros estacionários foram muito utilizados para calcular os coeficientes de força através da medição da pressão ou da força total. No entanto, o uso destes dados para prever a dinâmica da estrutura requer a hipótese de escoamento quase-estático (Pantazopoulos, 1994), que só pode ser considerado para velocidades reduzidas acima de 10 (Blevins, 1986). Visto que os problemas das VIV ocorrem em velocidades reduzidas inferiores a esta, estes dados devem ser utilizados com cautela. Além disso, este tipo de experimento não contempla a interação hidrodinâmica, que é de grande importância para as aplicações de engenharia de estruturas submersas.

No entanto, foi a partir de experimentos com cilindros estacionários que Strouhal verificou a relação da frequência de desprendimento de vórtices com a velocidade de escoamento e o diâmetro do cilindro (Eq. 2.1). E mais tarde, Rayleigh (1894) provou a relação entre $St \times Re$ (Fig. 2.4).

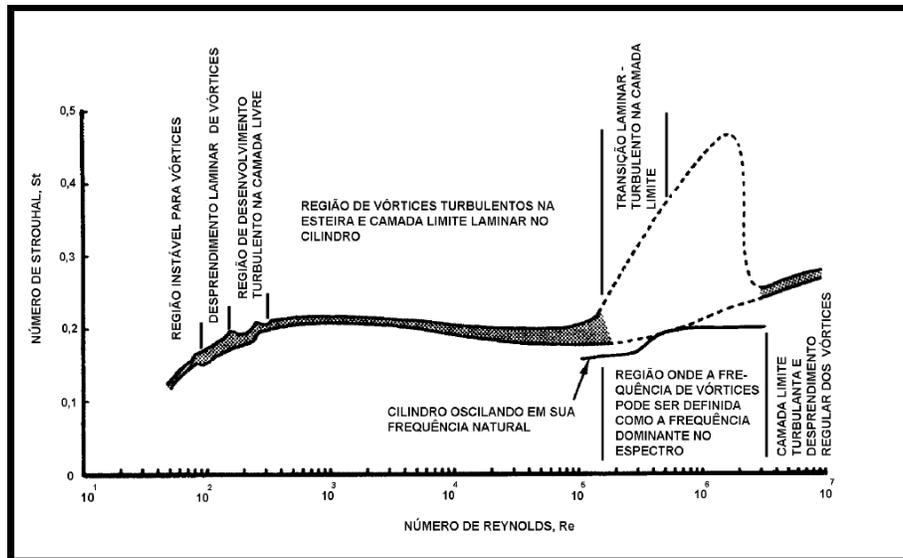


Figura 2.4 - Relação entre o número de Strouhal e o número de Reynolds (por exemplo, em Blevins (1987) e Franciss (1999)).

2) Cilindros Rígidos Não-Estacionários

Os experimentos com cilindros rígidos não-estacionários podem ser divididos em dois grupos:

- Experimentos com Cilindros rígidos montados sobre molas
- Experimentos com Cilindros em Pêndulo

Para ambos os grupos é assumida a hipótese de escoamento bidimensional (condições de escoamento constante ao longo de todo o comprimento do cilindro). *End plates* são usados para

garantir que não haverá efeitos de escoamento tridimensional nas duas extremidades do cilindro. A instrumentação geralmente requerida são sensores de força e movimento.

Os aparatos com cilindros montados sobre molas são muito úteis para experimentos com baixa razão de massa e amortecimento e permitem a monitoração da força em ambas extremidades do cilindro (Aronsen, 2007). Neste tipo de experimento, a massa, a rigidez das molas e o amortecimento devem ser fixados enquanto a velocidade da correnteza é variada com a finalidade de obter resultados para diferentes velocidades reduzidas e número de Reynolds. Aplicações deste tipo podem ser encontradas em Hover *et al.* (1998) e Vikestad *et al.* (2000).

A Figura 2.5 apresenta um exemplo de montagem de experimento de cilindros rígidos montados sobre mola apresentado por Vikestad *et al.* (1997 e 2000). Os resultados que podem ser obtidos através deste tipo de experimento são: amplitudes e frequências de resposta (Figura 2.5b), forças de sustentação e arrasto, massa adicionada e amortecimentos.

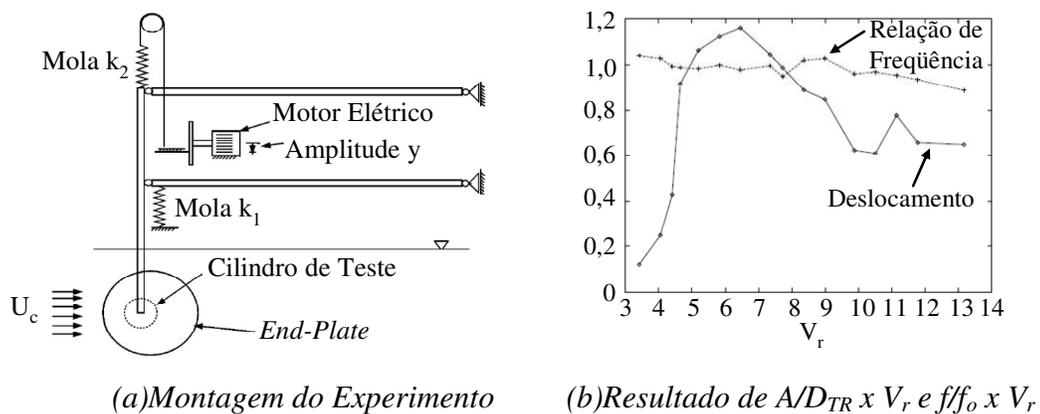


Figura 2.5 – Experimentos com cilindros rígidos não-estacionários (cilindro montado sobre molas), montado conforme Vikestad *et al.* (1997 e 2000).

Khalak e Williamson (1999) conduziram experimentos utilizando cilindros rígidos em pêndulo, na qual foram utilizados mancais aerostáticos, instalados acima do canal de água, para suportar o cilindro vertical (cilindro de teste) no escoamento e permitir apenas movimentos

na direção transversal ao escoamento, conforme pode ser visto na Fig. 2.6a. Medidores de força bi-axiais utilizando LVDTs (*linear variable displacement transducers*) podiam medir a força de sustentação e de arrasto simultaneamente a partir das medidas de deslocamentos.

A Figura 2.6b é um dos resultados apresentados em Khalak e Williamson (1999), no qual é possível observar a ampliação da região de *lock-in* como efeito de m^* na resposta do cilindro devido à VIV, visto que o experimento de Feng (1968) foi conduzido no ar (alto m^*) e o de Khalak e Williamson na água (baixo m^*). A amplificação da região de *lock-in* para m^* baixo também foi observada por Vandiver (1993) através de experimentos com cilindros flexíveis.

Além disso, Khalak e Williamson (1999) definiram faixa de respostas, tais como, *Initial excitation branch*, *Upper branch* e *Lower branch*, que são diferenciadas devido ao modo de desprendimento de vórtices observado por visualização e aos efeitos de histerese.

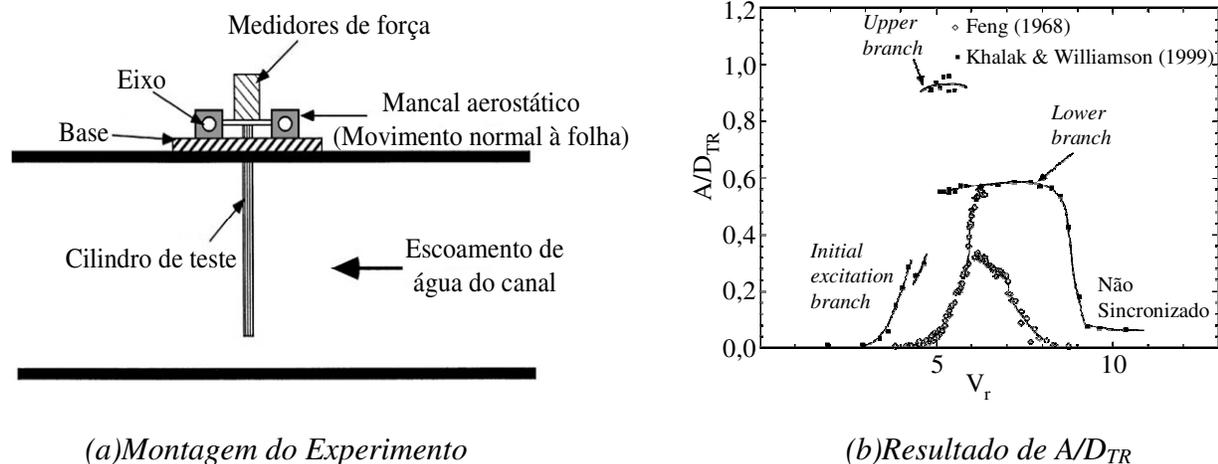


Figura 2.6 – Experimentos com cilindros rígidos não estacionários (cilindro em pêndulo), montado conforme Khalak e Williamson (1999).

Em recente publicação Jauvtis e Williamson (2004) apresentaram resultados de experimentos em pêndulo (montagem similar à Fig. 2.6a), com baixa razão de massa e amortecimento. No entanto, este experimento permitiu oscilações na direção IL e TR e as

freqüências naturais nas duas direções eram iguais. Os resultados apresentaram amplitudes da ordem de $1,5D$, que segundo Jauvtis e Williamson (2004) foram provocados pelo modo de desprendimento de vórtices 2T (*triplet vortex*), nunca visto nos experimentos com os movimentos IL restritos.

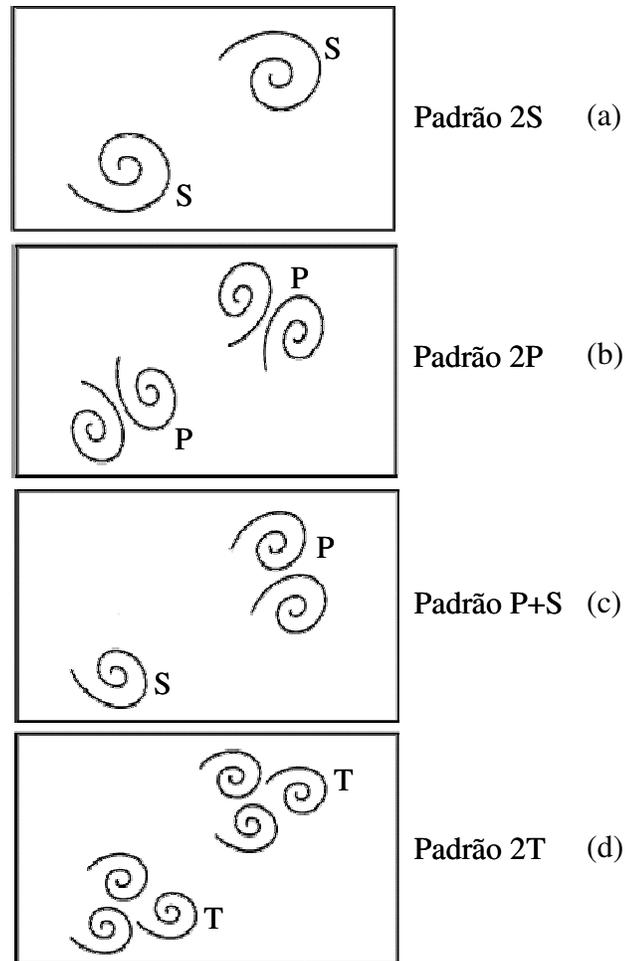


Figura 2.7 – Padrões de desprendimento de vórtices (modificado de Williamson e Jauvtis (2004)).

O padrão 2T (Fig. 2.7d) é representado por dois trios de vórtices solitários com sinais opostos deprendidos a cada ciclo de movimento do cilindro (Williamson e Jauvtis, 2004). Além deste modo de desprendimento de vórtices, existem também os padrões: (Fig. 2.7a) 2S que é

caracterizado pelo desprendimento de dois vórtices solidários de sinais opostos a cada ciclo de movimento do cilindro, observado na faixa de resposta denominada *initial branch*; (Fig. 2.7b) 2P representado por dois pares de vórtices formados a cada ciclo, observado na faixa de resposta denominada *lower branch* e; (Fig. 2.7c) P+S representado por um par de vórtices na primeira metade do ciclo e um vórtice solidário na segunda metade do ciclo, observado no *lower branch* para regime de escoamento laminar (Khalak e Williamson, 1999). Os padrões de desprendimento de vórtices podem ser visto na Fig. 2.7.

3) Cilindros Flexíveis

Estes experimentos são geralmente realizados em escala reduzida de *risers* reais. Por se tratar de modelos flexíveis, as frequências naturais da estrutura são associadas aos modos de vibração e, portanto, a amplitude de vibração irá variar ao longo do seu comprimento.

Muitos experimentos utilizando cilindros flexíveis já foram realizados. Portanto, de forma a simplificar, estes experimentos serão divididos em três categorias (Arosen, 2007).

- Cilindros em “*cantiliver*” representando modelos reduzidos de estacas marítimas
- Cilindros com termos de rigidez flexional predominante no comportamento dinâmico representando os modelos reduzidos de dutos submarinos
- Cilindros com termos de tração predominantes no comportamento dinâmico (Cabos) representando os modelos reduzidos de *risers*

Cilindros em “*cantiliver*”: neste tipo de experimento geralmente apenas o primeiro modo do cilindro é excitado e os resultados são obtidos a partir da monitoração do deslocamento máximo (extremidade livre), que será colocado em função da velocidade reduzida (V_r). Neste tipo de experimento baixas razões de massa e amortecimento são facilmente alcançadas (Arosen, 2007). Wooton *et al.* (1972) e King *et al.* (1973) realizaram experimentos deste tipo em escala

real com dois graus de liberdade (IL e TR) e verificaram as duas instabilidades geradas pela VIV IL para baixos valores de V_r . Fujarra (1997) conduziu experimentos em tanques de prova restringindo os movimentos IL e verificou o efeito da bifurcação dinâmica na porção superior da faixa de *lock-in*. Fujarra (2002) realizou experimentos em escalas pequenas com dois graus de liberdade e verificou a importância do acoplamento modal. A partir da comparação entre resultados de experimentos com modelos flexíveis e rígidos montados sobre apoios elásticos confirmou que, em linhas gerais, o comportamento 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.

Cilindros com termos de rigidez flexional predominante no comportamento dinâmico: são experimentos geralmente realizados com a finalidade de estudar o comportamento dinâmico de dutos em vão-livre. O modelo experimental geralmente pode ser considerado como uma viga, sendo a massa, a rigidez e a tração axial escolhidas de forma a obedecer ao processo de redução de escala. Frequentemente experimentos deste tipo são conduzidos em tanque de provas, colocando a viga suportada horizontalmente e movimentando-a por uma plataforma de teste de forma a simular a correnteza marinha. Devido à curvatura gerada pelo peso próprio da viga, a frequência natural na direção TR será diferente da frequência natural na direção IL. Pelo fato da rigidez flexional predominar no comportamento dinâmico, existe um grande espaço entre as frequências naturais. Portanto, é esperado que a resposta ocorra predominantemente em apenas um modo de vibração. Neste caso as condições de contorno são importantes. A monitoração deste experimento geralmente é realizada através de acelerômetros e extensômetros distribuídos ao longo do comprimento da viga. Nielsen *et al.* (2002) utilizaram esta configuração de teste com o intuito de estudar o comportamento dinâmico dos dutos em vão-livre de Ormen Lange. O aparato experimental é apresentado na Fig. 2.8a.

Em uma das extremidades foi instalado um mecanismo que permitiu a variação da tração e da rigidez axial e na outra extremidade foi instalado um sensor para medir a tração. A variação do comprimento do vão-livre foi alcançada a partir da adição de suportes. Deste experimento Nielsen *et al.* (2002) observaram o efeito do escoamento 3D (alto L/D) no comportamento dinâmico do

duto (Fig. 2.8b) e a interação entre a vibração nas direções IL e TR. Resultados de $A/D_{TR} \times V_r$ e $A/D_{IL} \times V_r$ (tais como os da Fig. 2.5b e Fig. 2.6b) indicam amplitudes máximas de 0,3D na IL e 1,0D na TR.

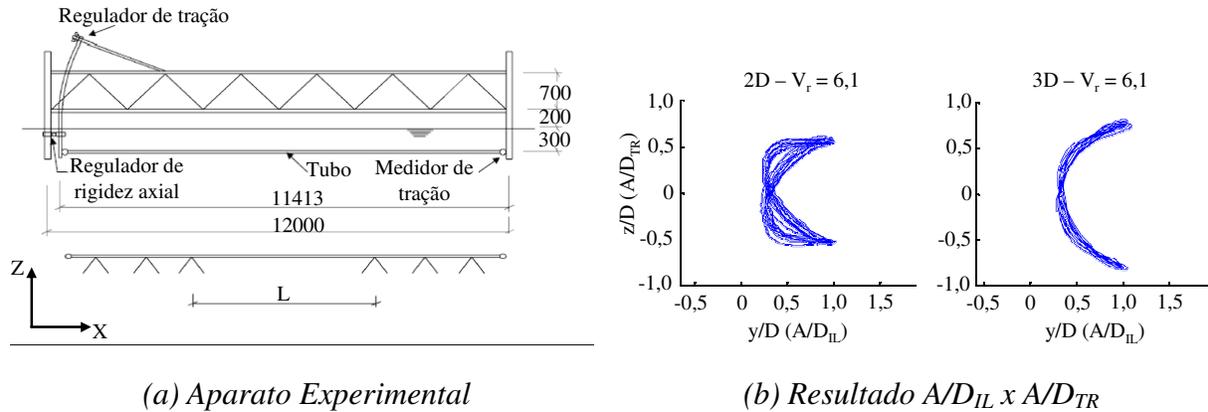
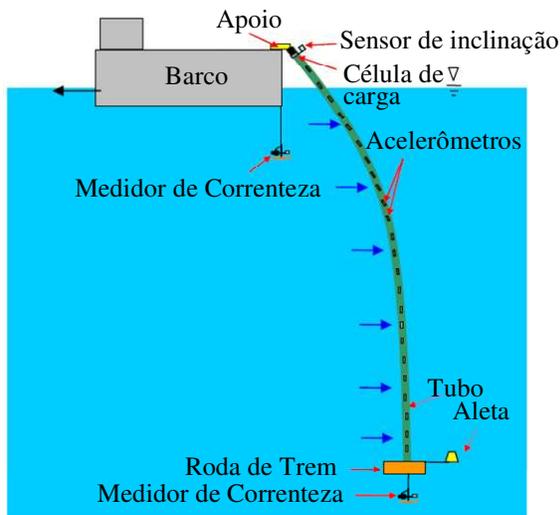


Figura 2.8 – Experimentos com cilindros flexíveis dominados pela rigidez flexional, montado conforme Nielsen *et al.* (2002).

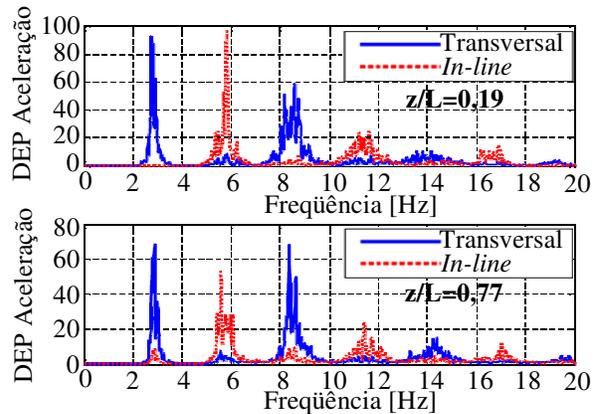
Cilindros com termos de tração predominantes no comportamento dinâmico (Cabos):

esta configuração de experimento geralmente é utilizada para estudar o comportamento dinâmico de *risers* longos. Como a tração predomina sobre a rigidez flexional no comportamento dinâmico da estrutura, é esperado que o espaçamento entre as frequências naturais diminua (Morooka *et al.*, 2008). Conseqüentemente, para perfis de correnteza variáveis ($\Delta U_c/U_{c,m}$ diferente de 1), a estrutura poderá vibrar em mais de um modo (Vandiver *et al.*, 1996) e altos modos de vibração podem ser excitados pela VIV (Vandiver *et al.*, 2005). A monitoração do experimento geralmente é realizada por acelerômetros, extensômetros e células de carga distribuídas ao longo do comprimento do modelo experimental. A partir deste tipo de experimento é possível extrair as amplitudes de vibração, os modos ativos e as frequências de resposta. Inúmeros são os experimentos realizados nesta configuração, tendo como alguns exemplos os trabalhos de Vandiver e Chung (1988), Lie *et al.* (1998), Chaplin *et al.* (2005b), Vandiver *et al.* (2005) e Morooka *et al.* (2009). O trabalho de Vandiver *et al.* (2005) teve como objetivo realizar um experimento a partir de um tubo cilíndrico densamente instrumentado para o estudo da resposta à

VIV em altos modos de vibração. Os experimentos foram realizados no Lago Seneca arrastando um tubo cilíndrico feito de material compósito que suportava um peso (roda de trem) em sua extremidade inferior para alcançar a tração desejada. A tração, o diâmetro e o comprimento foram escolhidos de forma que permitissem que a VIV transversal alcançasse o 25º modo de vibração do tubo. A monitoração foi realizada por acelerômetros tri-axiais espaçados igualmente pelo modelo experimental e o ângulo de topo e a tração puderam ser medidos pelo sensor de inclinação e pela célula de carga. Para medir a correnteza foram utilizados dois medidores de correnteza. Para evitar que a roda de trem girasse ou inclinasse foi instalada uma aleta (Fig. 2.9a).



(a) Aparato Experimental



(b) Resultado DEP da aceleração Transversal e in-line em $z/L = 0,19$ e $0,77$

Figura 2.9 – Experimentos com cilindros flexíveis dominados pela tração, montado conforme Vandiver *et al.* (2005) (Swithenbank, 2007).

A Figura 2.9b apresenta a Densidade Espectral de Potência (DEP) da aceleração IL e TR para duas posições diferentes do modelo experimental. A partir deste resultado, Vandiver *et al.* (2006) observaram que a resposta na direção IL e TR ocorrem em harmônicos da frequência de desprendimento de vórtices (f_s) e verificou que o componente $3 \times f_s$ causa significantes danos à fadiga. Vandiver *et al.* (2006) acreditam que a origem destes harmônicos possa estar relacionada

aos vórtices 2T observados por Jauvtis e Williamson (2004) devido às semelhanças entre os experimentos ($m^* < 6$ e dois graus de liberdade).

4) Cilindros com oscilações forçadas

Neste tipo de experimento, os cilindros são forçados a realizar movimentos prescritos, de forma que a esteira, atrás do cilindro, irá responder a estes movimentos, e a força gerada pela esteira, agindo no cilindro, poderá ser medida. Os movimentos prescritos dos cilindros devem ser idênticos aos movimentos dos cilindros rígidos livres para vibrar, já que o objetivo é obter dados para um cilindro sujeito à VIV. Visto que os experimentos com cilindros rígidos livre para vibrar apresentaram respostas harmônicas, os experimentos com oscilação forçada devem ser realizados utilizando movimentos harmônicos. Geralmente, estes experimentos são realizados em tanques de prova ou túneis de circulação de água. Um sistema de geração de movimento é necessário para gerar as oscilações desejadas e a monitoração dos dados é realizada por sensores de força e deslocamento. Os resultados obtidos a partir deste tipo de experimento geralmente são utilizados no estudo das forças hidrodinâmicas que agem no cilindro.

Dentre os inúmeros trabalhos publicados sobre experimentos com oscilação forçada, vale destaque o trabalho de Gopalkrishnan (1993), que estudou a amplitude modulada devido à VIV transversal. Para alcançar este objetivo, uma matriz com inúmeros experimentos variando a frequência e a amplitude de vibração foi necessária. Gopalkrishnan (1993) obteve algumas relações para os coeficientes hidrodinâmicos com a frequência e a amplitude de vibração, que hoje são utilizadas por programas computacionais para prever a VIV.

2.3 – RISER RÍGIDOS EM CATENÁRIA (SCR)

Os *risers* em catenária são muito utilizados em lâmina de água profunda, podendo ser do tipo flexível ou rígido. No entanto, independentemente do tipo, esta configuração não necessita de equipamentos para a compensação do movimento vertical da plataforma (*heave*), visto que a própria estrutura o compensa devido à sua complacência com a plataforma flutuante. Por outro

lado, o movimento de superfície é diretamente transferido para o ponto que toca o solo, definido nos trabalhos técnicos como *Touch Down Point (TDP)*. Isto terá importante contribuição na tensão, principalmente no TDP que já apresenta altas tensões impostas pela forma natural de catenária da estrutura. Portanto, possíveis modos de falha podem ocorrer devido às altas tensões geradas pela flexão ou compressão do *TDP*. A conexão com a plataforma deve ser realizada através de uma articulação para permitir a rotação induzida pelas ondas, correntezas e pelo movimento da plataforma. Os *risers* em catenária são extremamente sensíveis ao carregamento ambiental (ondas e correntezas marinhas) devido à baixa tração efetiva presente em grande parte do seu comprimento suspenso (Bai, 2001).

Os *riser* flexíveis em catenária são compostos por diversas camadas metálicas e poliméricas, que trabalham solidariamente de forma a proporcionar rigidez e estanqueidade. Suas principais desvantagens são os altos custos, as limitações quanto ao seu uso na presença de CO₂ e H₂S (substâncias frequentemente encontradas na produção de petróleo) e restrição de profundidade de até 2000 m devido à pressão hidrostática (Mekha, 2001).

Já os *riser* rígidos em catenária, denominados como SCR (*Steel Catenary Riser*) são dutos metálicos, geralmente fabricados em liga de aço. Os sistemas de SCRs apresentam várias vantagens quando comparados com os outros conceitos de *risers* utilizados para a exploração e produção de hidrocarbonetos em lâminas de água profundas (Wang *et al*, 2005), tais como: os sistemas de SCRs podem ser utilizados para operações em ambientes mais hostis e suportam carregamentos maiores; o sistema é relativamente simples quando comparado com os sistemas de *risers* tracionados pelo topo ou *risers* híbridos; o custo é menor quando comparado a outros tipos de *riser*, tais como os *risers* flexíveis. A principal desvantagem do sistema de SCRs é o aumento de carga que deverá ser suportado pela plataforma, uma vez que o comprimento suspenso será maior devido ao ângulo de topo que o *riser* forma com a vertical. Os SCRs geralmente apresentam ângulo de topo de 20°, enquanto os *risers* flexíveis 7°, de forma a aumentar o raio de curvatura na região do TDP e diminuir a tensão.

Em 1994 foi instalado o primeiro sistema de SCR na TLP Auger (*Tension Leg Platform*) para a exportação de óleo e gás numa profundidade de 872 m. Desde então, os SCRs se tornaram um dos conceitos de *riser* mais aplicados no desenvolvimento de campos em lâminas de água profundas e têm sido instalados em vários tipos de plataformas, tais como TLP, Spar, Semi-submersíveis e FPSO (Wang *et al.*, 2005). No entanto, a complexidade para projetar e instalar esse tipo de sistema é grande. O desafio se torna maior quando são considerados ambientes hostis (Hatton e Willis, 1998). Desta forma, esforços têm sido realizados para o completo entendimento do comportamento dinâmico deste tipo de estrutura, como pode ser visto pelo empenho conjunto de empresas nos JIPs (*Joint Industry Programs*) STRIDE (Hatton e Willis, 1998, Willis e Thethi, 1999 e Willis e West, 2001) e CARISIMA (Bridge, Laver, Clukey, Evans, 2004).

No projeto inicial de um SCR, são definidos parâmetros tais como a espessura da parede, o ângulo de topo do *riser*, o colapso, a estabilidade de fundo, o tipo de conexão e a posição na unidade de produção, sendo que a configuração estática da catenária dependerá também da profundidade na qual vai operar e do peso linear do *riser* (Pereira *et al.*, 2007). O projeto deve satisfazer requisitos funcionais básicos como o diâmetro interno e a tração de topo máxima permitida para determinada embarcação (Valdivia, 2008). De acordo com Mehka (2001), as variações na geometria do *riser*, efeitos de onda, dano por fadiga e as altas tensões provocadas pela dinâmica do sistema são aspectos importantes no projeto de uma SCR, sendo a fadiga o efeito mais crítico nesta configuração. A fadiga provém dos seguintes esforços (Hatton e Willis, 1998):

- Forças de primeira ordem (frequência da onda)
 - Ondas diretamente na estrutura
 - Movimentos de primeira ordem
- Movimentos de segunda ordem da plataforma
- Vibração Induzida por Vórtices

- Instalação (geralmente, pouco considerada)

Gonzalez *et al.* (2005) realizaram uma análise de fadiga e verificaram que a fadiga em uma SCR é influenciada principalmente pelos movimentos induzidos pela onda no topo do *riser* e a VIV devido às correntezas, sendo que as regiões críticas são o topo e o *TDP* da SCR.

A interação entre o *riser* e o solo é considerada por muitos autores (Bridge *et al.*, 2004 e Gonzalez *et al.*, 2005) como significativa para a vida em fadiga do *riser*. Segundo Bai (2001), quando um duto posicionado sobre o solo é submetido a movimentos oscilatórios (VIV, ondas, movimento da plataforma) pode ocorrer a sua penetração no solo e até a formação de trincheiras. Resultados obtidos por experimentos em grande e pequena escala pelos JIPs STRIDE e CARISIMA, apresentados por Willis e West (2001), Bridge *et al.* (2004) e Giertsen *et al.* (2004), possibilitaram o desenvolvimento de um modelo para a interação vertical entre o *riser* e o solo, já utilizados em alguns projetos de SCRs para o Golfo do México. Segundo Bridge *et al.* (2004), a vida à fadiga é sensível aos valores de rigidez adotados para o solo.

Bordalo *et al.* (2007) e Valdivia (2008) verificaram que os efeitos do escoamento interno ao longo do *riser*, que pode ser caracterizado por um escoamento monofásico ou multifásico, podem interferir na dinâmica de uma SCR, visto que experimentos realizados no ar apresentaram amplitudes de vibração da ordem de 5 diâmetros, quando a frequência de resposta do modelo experimental se aproximou da sua frequência natural.

Como pode ser visto, a VIV impacta significativamente na vida à fadiga das SCRs e é apontada por Hatton e Willis (1998) e no relatório da MMS (2007) como um dos grandes desafios no projeto desta configuração de *riser*. Uma revisão dos trabalhos da VIV em SCRs será apresentada na seção 2.3.1.

2.3.1 VIV em SCR_s

O estudo da VIV em SCR é de grande interesse para a indústria de petróleo, visto as vantagens desta configuração de *riser* e o impacto da VIV na vida à fadiga destas estruturas. No entanto, segundo Le Cunff *et al.* (2004), este tema ainda é um desafio. Nesse sentido, experimentos e simulações numéricas foram realizados para o entendimento do comportamento destas estruturas.

Franciss (2001) apresentou a metodologia adotada para a monitoração da SCR de uma plataforma semi-submersível instalada na Bacia de Campos a 910 metros de profundidade. Os principais objetivos foram verificar os modos excitados, a amplitude de vibração, o dano à fadiga e a amplificação do coeficiente de arrasto devido à VIV. Segundo o autor, os resultados não puderam ser publicados por se tratarem de dados confidenciais.

Simantiras e Willis (2001) apresentaram resultados obtidos pela monitoração da SCR de 12 polegadas para a exportação de gás de Allegheny, localizada no Golfo do México a 1000 metros de profundidade. Segundo os autores, os resultados foram menores que o esperado em termos da ocorrência e da amplitude, que pode ter ocorrido devido ao acoplamento das repostas no plano e fora do plano da catenária. Dale *et al.* (2007) apresentaram outros resultados que indicam respostas multi-modais para a SCR devido à VIV.

Le Cunff *et al.* (2004) realizaram simulações numéricas por um programa baseado na *strip theory* para o acoplamento entre a estrutura e o fluido. Os cálculos foram realizados variando a direção e o perfil da correnteza, com o objetivo de verificar como estas variações iriam impactar na dinâmica da SCR, que é uma configuração assimétrica. Em resumo, eles verificaram que para baixos modos de vibração a direção da correnteza influencia significativamente no comportamento dinâmico da estrutura, por outro lado, para altos modos de vibração isso não ocorre. Além disso, eles verificaram que o máximo dano de fadiga está localizado no TDP.

Moe *et al.* (2004) apresentaram resultados obtidos por simulação numérica realizadas no domínio da frequência e por experimentos em escala reduzida de um SCR, que segundo eles é uma das situações mais complexas de calcular as forças de VIV, visto que o eixo da estrutura apresenta ângulos oblíquos com o escoamento e que nestes casos os coeficientes hidrodinâmicos não são conhecidos. Desta forma, para a simulação numérica foi adotada uma aproximação conhecida como teorema da independência, que sugere o uso da componente normal do escoamento à estrutura e despreza a componente do escoamento tangente ao eixo da estrutura. No entanto, este teorema só foi validado para ângulos de até 45° . Para os resultados experimentais observaram-se amplitudes moduladas de vibração e um comportamento dinâmico entre o *standing wave* e o *travelling wave*. A comparação entre os resultados da simulação numérica e do experimento apresentou concordância apenas para algumas velocidades de escoamento.

Marcollo *et al.* (2007) também observaram a partir de análises dos dados obtidos pelos experimentos de Vandiver *et al.* (2005), apresentados na seção 2.2.2 (Fig. 2.9), o comportamento de *travelling waves* para longos cilindros (Fig. 2.10). Segundo os autores, na região perto das condições de contorno deverá existir um comportamento de *standing waves*, devido às reflexões das ondas propagadas. Além disso, a partir de uma equação analítica foi calculada a velocidade de propagação de onda (39,6 m/s) que será constante, visto que a tração na estrutura é constante.

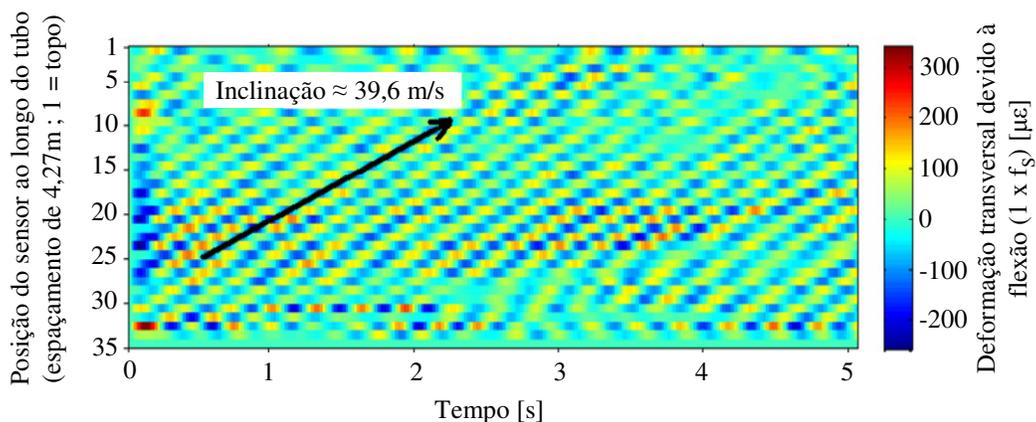


Figura 2.10 – Evidência do comportamento de *travelling waves* na resposta do cilindro devido ao VIV (Marcollo *et al.*, 2007).

Constantinides *et al.* (2007) e Constantinides e Oakley (2008), objetivando o estudo do comportamento dinâmico de longos cilindros (alta L/D), realizaram simulações numérica do experimento de Vandiver *et al.* (2005) utilizando CFD. Os resultados obtidos representaram os altos harmônicos e o efeito de *travelling waves* observados nos resultados experimentais (Fig. 2.11).

Constantinides e Oakley (2008) observaram que as ondas se propagam da região onde a velocidade de correnteza é máxima para as duas extremidades. A velocidade de propagação de onda calculada por eles foi 38,1 m/s, que em comparação aos 39,6 m/s calculados para o experimento (Marcollo *et al.*, 2007) está muito próximo.

O comportamento de *travelling waves* devido à VIV também foi observado em outros trabalhos: Newman e Karniadakis (1997), Facchinetti *et al.* (2004) e Chaplin *et al.* (2005a).

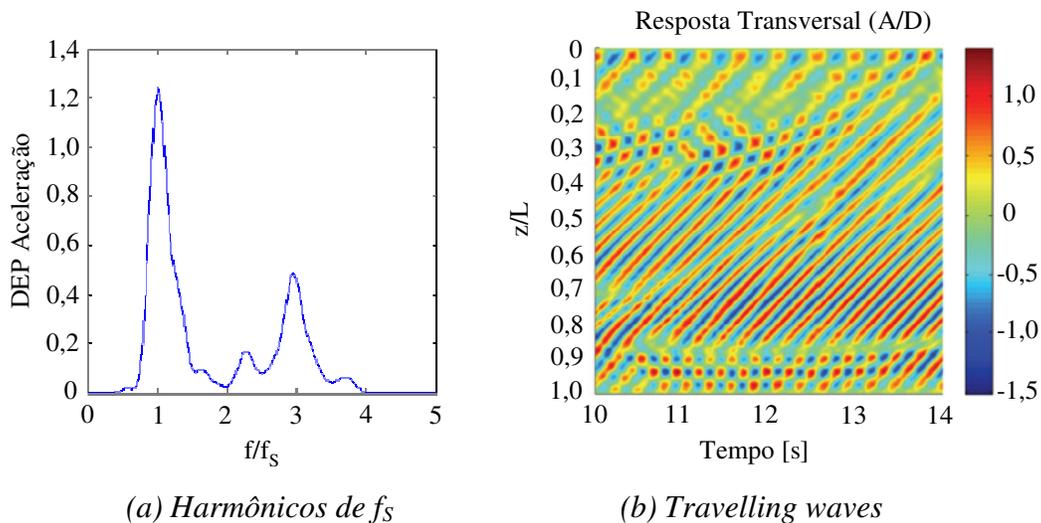


Figura 2.11 – Resultados obtidos por Constantinides *et al.* (2007) e Constantinides e Oakley (2008) no estudo do comportamento dinâmico de longos cilindros (alto L/D) devido ao VIV.

2.4 - MODELO PARA A PREDIÇÃO DA VIV EM RISERS VERTICAIS

O riser vertical pode ser considerado como uma viga esbelta tracionada sujeita aos carregamentos laterais devido às forças hidrodinâmicas e às pressões hidrostáticas internas e externas.

O primeiro passo para calcular o comportamento dinâmico do riser é determinar a sua posição estática devido às forças de natureza estática (Kubota, 2003). Para uma análise em duas dimensões, considerando um segmento infinitesimal de riser com geometria genérica (Fig. 2.12), as seguintes forças devem ser consideradas:

- Tração (T)
- Força horizontal devido à resultante das pressões internas e externas (F_{x_0} e F_{x_i})
- Força vertical devido à resultante das pressões internas e externas (F_{z_0} e F_{z_i})
- Forças de arrasto devido à correnteza (F_C)
- Peso submerso do elemento (W)

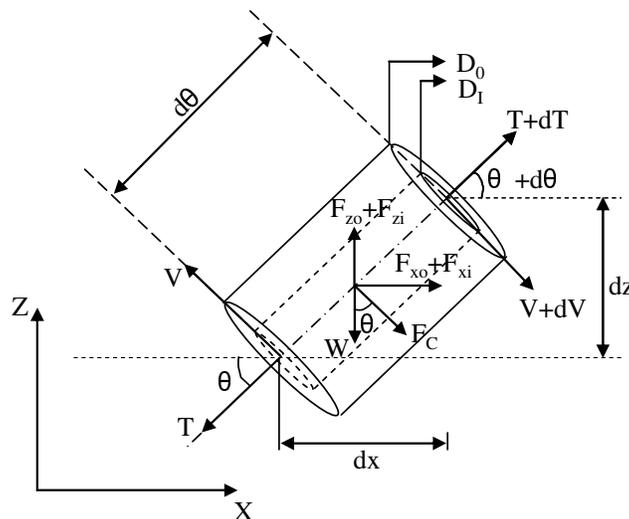


Figura 2.12 – Elemento infinitesimal de riser.

A equação diferencial do *riser* é descrita pelo modelo de viga de Euler-Bernoulli e um modelo de viga tracionada. A solução é obtida pelo Método dos Elementos Finitos utilizando a formulação fraca de Galerkin.

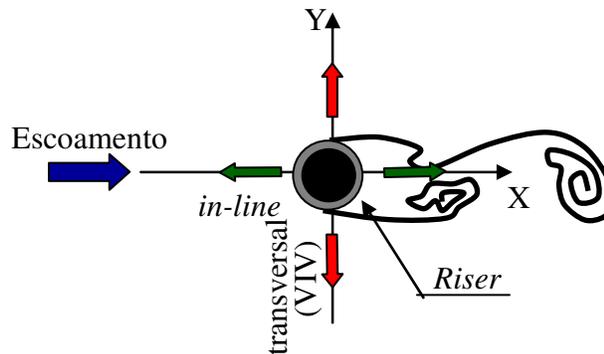


Figura 2.13 – Escoamento em torno de uma seção de riser.

A análise dinâmica do *riser* é realizada aplicando o modelo Quase-3D (Ferrari e Bearman, 1999), que calcula a dinâmica da estrutura para dois planos ortogonais e os acopla através da velocidade relativa, presentes nos termos viscosos. Conforme a Fig. 2.13, um dos planos estará na direção do escoamento, definida como *in-line*, enquanto, o outro plano deverá ser ortogonal ao escoamento na direção transversal, onde a VIV é considerada.

A Eq. 2.16 é utilizada para calcular o comportamento dinâmico de sistemas com múltiplos graus de liberdade, e neste caso, deverá ser resolvida na direção *in-line* e transversal.

$$[M]\{\ddot{d}\} + [B]\{\dot{d}\} + [K]\{d\} = \{F\} \quad (2.16)$$

sendo $[M]$, $[B]$ e $[K]$ a matriz de massa, amortecimento e rigidez do sistema, respectivamente. E $\{F\}$ e $\{d\}$ os vetores de força hidrodinâmicas e deslocamento do elemento de *riser*. Os pontos indicam a diferenciação em relação ao tempo.

Na direção *in-line* são consideradas as forças devido à onda e correnteza marítima através da Equação de Morison, modificada pela velocidade relativa. A equação de Morison foi desenvolvida por Morison *et al.* (1950) para descrever a força horizontal de onda que age sobre um cilindro vertical, e posteriormente foi apresentada com algumas modificações quanto à velocidade relativa por Chakrabarti (1987). Esta equação (Eq. 2.17) é dividida em dois componentes:

- Força de arrasto proporcional à velocidade ao quadrado, para representar os termos viscosos;
- Força inercial proporcional à massa de água deslocada pela estrutura e à aceleração do fluido.

$$f_x = C_D A_D |V_{rel}| \dot{x} - C_A A_I \ddot{x} \quad (2.17)$$

sendo \dot{x} e \ddot{x} a velocidade e a aceleração na direção transversal, respectivamente, $|V_{rel}|$ representa a velocidade relativa entre o fluido e a estrutura, $V_{rel} = \sqrt{(U_C - \dot{x})^2 + \dot{y}^2}$. $A_I = \frac{\rho \pi D^2}{4}$ e $A_D = \frac{\rho D}{2}$ são constantes.

Na direção transversal é considerada a força de VIV. Bearman *et al.* (1984) apresentaram um modelo para forças transversais devidas à VIV em escoamento oscilatório, tais como o escoamento gerado pelos efeitos de ondas, que posteriormente foi aplicado por Ferrari (1998) e Kubota (2003). No entanto, como o objetivo do presente trabalho é apenas a VIV devido à correnteza, o modelo de Ferrari e Bearman (1999), considerando apenas correnteza, é apresentado (Eq. 2.18).

$$f_{VIV} = \frac{1}{2} \rho U_C^2 D C_L \cos(2\pi f_s t + \varphi) \quad (2.18)$$

sendo t o tempo, U_C a velocidade do escoamento e φ a fase entre a força de VIV e o deslocamento.

A força transversal total (Eq. 2.19) pode ser obtida aplicando a equação de Morison modificada de forma a representar as forças de reação do fluido se opondo ao movimento transversal do *riser*:

$$f_y = f_{VIV} - C_D A_D |V_{rel}| \dot{y} - C_A A_I \ddot{y} \quad (2.19)$$

sendo \dot{y} e \ddot{y} a velocidade e a aceleração na direção transversal, respectivamente.

Rajabi *et al.* (1984) consideram que as forças viscosas, que representam uma parte da reação ao movimento transversal causado pela VIV, deveriam ser dadas por $C_D A_D |\dot{y}| \dot{y}$. No entanto, o modelo para a força de amortecimento transversal adotado é mais realístico já que conta com a influência do escoamento relativo da direção *in-line* atenuando a resposta transversal (Ferrari, 1998).

Este modelo foi validado para testes em escala reduzida (Kubota *et al.*, 2004). No entanto, devem ser feitas algumas considerações quanto a este modelo para *riser* vertical:

- pequenos deslocamentos e deformações do *riser*;
- escoamento bidimensional;
- adota a relação de Strouhal (Eq. 2.1) para qualquer V_r ;
- coeficientes hidrodinâmicos constantes com o tempo.

Capítulo 3

Descrição Experimental

O experimento com o modelo de SCR em escala reduzida foi realizado no tanque de provas do Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT). O principal objetivo foi a análise do comportamento dinâmico global de uma SCR sob a influência dos efeitos de VIV. Com este propósito, o experimento foi realizado sob várias condições simuladas do ambiente, variando a velocidade do carro dinamométrico, a amplitude dos movimentos impostos no topo do modelo, as amplitudes e os períodos de ondas. Neste capítulo será apresentada uma síntese da elaboração à realização do experimento e o processamento dos dados experimentais. Maiores detalhes podem ser encontrados em IPT (2007) e Morooka *et al.* (2009).

3.1 – MONTAGEM DO EXPERIMENTO

O experimento foi realizado no tanque de provas do IPT, que possui dimensões de 276 metros de comprimento, 6 metros de largura e 4 metros de profundidade. O tanque está equipado com um carro dinamométrico capaz de alcançar 7 m/s de velocidade, e um batedor de ondas em uma de suas extremidades. No carro dinamométrico estão embarcados computadores para permitir a visualização dos dados monitorados do experimento em tempo real.

Os experimentos foram realizados para diversas configurações de velocidade de correnteza, emulada através do movimento do carro dinamométrico conjuntamente com o arranjo experimental. Dentre os tipos de experimentos para o estudo de VIV apresentados na seção 2.2.2,

este experimento é classificado como o de cilindros flexíveis com termos de tração predominantes no comportamento dinâmico (Cabos) (Fig. 3.1).



Figura 3.1 – Experimento com modelo reduzido de um SCR

Modelo Experimental

Devido ao grande comprimento da estrutura do *riser*, a realização de experimentos em escala reduzida de SCRs com modelo truncado pode se imaginar como sendo uma alternativa para obtenção de observação experimental em laboratório. No entanto, o objetivo desta pesquisa foi realizar uma análise global da SCR. Portanto, um desafiador procedimento de redução de escala foi conduzido para alcançar um modelo reduzido completo de uma SCR em escala real, com aplicação na Bacia de Campos, tendo em vista as limitações operacionais do Tanque de Provas do IPT.

O processo de redução de escala foi realizado obedecendo à lei da similaridade, que no caso apresentado requer às condições de semelhanças geométrica, cinemática e dinâmica. Desta forma, parâmetros foram correlacionados de modo que o modelo seja uma representação fiel da realidade.

A similaridade geométrica requer que o real e o modelo tenham a mesma forma, de maneira que as dimensões lineares do modelo sejam relacionadas com as correspondentes dimensões do caso real por uma mesma razão, ou seja, um fator de escala constante.

Para se alcançar a similaridade cinemática ou similaridade de movimento, as velocidades e acelerações em pontos correspondentes devem ter a mesma direção e sentido, diferindo apenas por um fator de escala constante. Deste modo, dois escoamentos cinematicamente semelhantes também têm configurações de linhas de corrente relacionadas por um fator de escala constante. Como as extremidades sólidas formam as linhas de corrente de contorno do sólido, escoamentos cinematicamente semelhantes devem ser também geometricamente semelhantes.

A similaridade dinâmica ou similaridade da forças agindo no fluido ocorre quando ambos os escoamentos possuem campos de força de mesma natureza (considerando todas as forças verificáveis: viscosas, de pressão, tensões superficiais, etc.), iguais em direção e com módulos relacionados por uma constante.

Desta forma, o fator de escala (α) entre o real e o modelo reduzido foi obtido a partir de uma análise dimensional, aplicando o Teorema dos π 's de Buckingham, e levando-se em consideração entidades como o número de Reynolds (Re), Keulegan-Carpenter (KC) e de Froude, relacionados aos fenômenos atuantes na estrutura, devido às ações de velocidade de correnteza, vibração e de ondas. Kubota *et al.* (2005) e Valdivia (2007) também aplicaram um método similar para o estudo de outros fenômenos, detalhes sobre a metodologia podem ser encontrados em Chakrabarti (1994).

A semelhança de comportamentos estático e dinâmico do *riser* entre o modelo reduzido e a estrutura real foi garantida através da relação $(M \cdot L^3) / EI$, sendo L qualquer grandeza física de comprimento da estrutura, M a massa linear e EI a rigidez à flexão.

O fator de escala usado para encontrar as propriedades do modelo experimental foi encontrado como a razão da lamina de água e profundidade do Tanque de Provas, respectivamente, 900 metros e 3,6 metros. O cálculo resultou em um fator de escala de aproximadamente 250. O fator de escala usado para algumas das propriedades do modelo experimental é apresentado na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Parâmetros para a SCR real e para o modelo reduzido.

Parâmetros	Fator de Escala	SCR P-18	Modelo Reduzido
Profundidade [m]	α	900	3,6
Comprimento Total [m]	α	2067	8,2
Comprimento Suspenso [m]	α	1300	5,2
Diâmetro Externo [m]	α	0,273	$1,09 \times 10^{-3}$
Diâmetro Interno [m]	α	0,232	$9,30 \times 10^{-4}$
Massa Linear [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$]	α^2	128,38	$2,05 \times 10^{-3}$
Rigidez à Flexão [$\text{N}\cdot\text{m}^2$]	α^5	$2,72 \times 10^7$	$2,79 \times 10^{-5}$
Rigidez Axial [N]	α^3	$3,40 \times 10^9$	$2,17 \times 10^2$

Tabela 3.2 – Cálculo preliminar para alguns materiais.

Material	E [$\text{kgf}\cdot\text{m}^{-2}$]	EI [$\text{N}\cdot\text{m}^2$]
Acrílico	$3,2 \times 10^8$	$5,79 \times 10^{-3}$
PVC	$3,0 \times 10^8$	$5,43 \times 10^{-3}$
Aço	$2,1 \times 10^{10}$	$3,80 \times 10^{-1}$
Alumínio	$7,0 \times 10^9$	$1,27 \times 10^{-1}$

Uma busca por materiais que atendesse aos parâmetros apresentados na Tabela 3.1 foi conduzida. A principal restrição era que o modelo experimental apresentasse um diâmetro entre 5 e 10 mm, para facilitar a instalação de instrumentos. O modelo poderia ser formado por um elemento único ou por um núcleo mais uma capa para satisfazer igualdades de massa, rigidez, inércia e diâmetro.

A Tabela 3.2 apresenta o resultado obtido para alguns dos materiais analisados no início da elaboração do experimento, considerando diâmetro externo de 5 milímetros e diâmetro interno de 4 milímetros.

Nota-se que mesmo para os materiais plásticos, mais flexíveis, a rigidez ainda se apresenta muito alta em relação ao requerido na Tab. 3.1.

Desta forma, outras opções foram analisadas:

- 1) Tubo de material tipo silicone;
- 2) Fio de aço revestido com material flexível para obter o diâmetro final;
- 3) Tarugo de borracha porosa, podendo este ser revestido ou não.

A melhor opção foi à borracha porosa por possuir massa adequada, que poderia ser facilmente corrigida com a adição de outros materiais, e rigidez flexional mais próxima à apresentada na Tab. 3.1. As opções 1 e 2 apresentaram dificuldades para alcançar a massa e rigidez adequada para o modelo experimental.

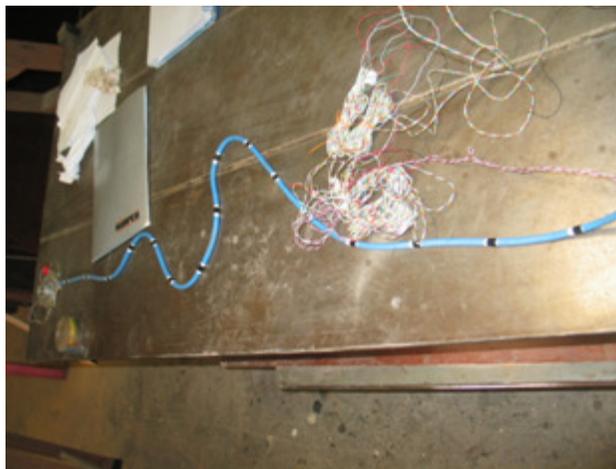


Figura 3.2 – Modelo experimental da SCR.

Por fim, o modelo experimental consistiu de um cilindro de borracha de 4 mm de diâmetro revestido com silicone para corrigir a massa, como pode ser visto na Fig. 3.2. Desta forma o diâmetro aumentou para 8 mm. Como foi visto, a borracha porosa foi escolhida, pois foi o

material que melhor atendeu aos requisitos de massa e rigidez. No entanto, o diâmetro teve de ser distorcido, isto é, o modelo experimental apresenta o diâmetro maior do que o obtido pela redução de escala. Isto foi necessário para que fosse realizado o trabalho de modelagem e que resultasse em um número de Reynolds mais apropriado para a obtenção dos resultados (Tab. 3.3).

Tabela 3.3 – Número de Reynolds para diferentes diâmetros e velocidades de escoamento.

V(m/s)	Re					
	D=0,002m	D=0,005m	D=0,006m	D=0,007m	D=0,008m	D=0,01m
0,01	20	50	60	70	80	100
0,02	40	100	120	140	160	200
0,03	60	150	180	210	240	300
0,04	80	200	240	280	320	400
0,05	100	250	300	350	400	500
0,06	120	300	360	420	480	600
0,07	140	350	420	490	560	700
0,08	160	400	480	560	640	800
0,09	180	450	540	630	720	900
0,10	200	500	600	700	800	1000
0,11	220	550	660	770	880	1100

Como pode ser visto nos gráficos de C_D pelo número de Reynolds (Fig. 3.3) para cilindros circulares apresentados nos trabalhos de Schlichting (1968) e Sarpkaya e Isaacson (1981), o C_D é aproximadamente constante e o regime de escoamento é o mesmo (Fig. 2.2) para valores de Re entre 400 e 2×10^5 , representada pela região envolvida pelo retângulo de arestas verdes na Fig. 3.3. Esta faixa de Re irá compor uma parte dos casos de ocorrência do *riser* real (região envolvida pelo retângulo de arestas azuis), e esta similaridade é tão importante quanto às forças hidrodinâmicas. Desta forma, o diâmetro de 8 mm foi escolhido para o modelo experimental considerando as limitações do carro dinamométrico e evitando altas velocidades que poderiam causar a perda do formato de catenária do modelo experimental, como pode ser observado pela Tab. 3.3, Assim, a faixa de Reynolds que o experimento contemplou é representada pelo retângulo de arestas vermelhas da Fig. 3.3. As propriedades e os parâmetros utilizados no experimento podem ser vistos na Tab. 3.4 e na Fig. 3.4.

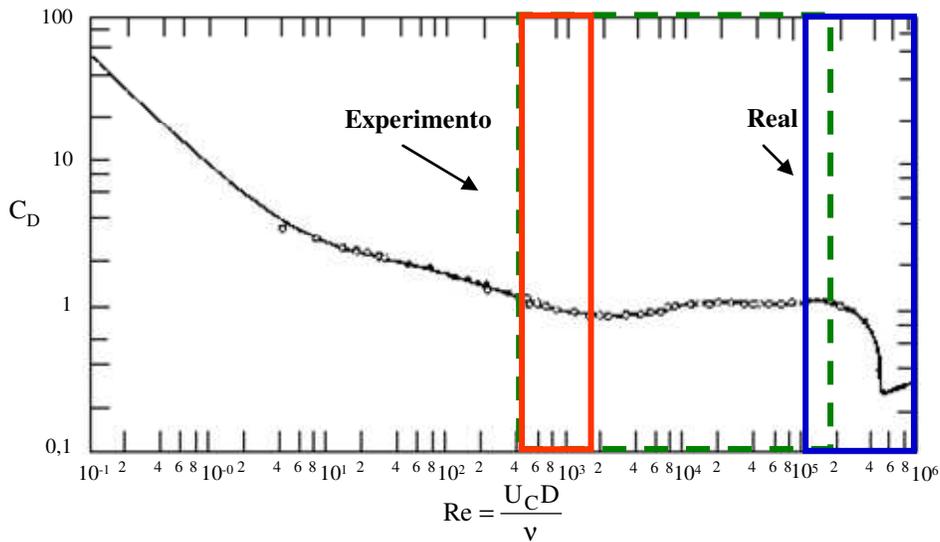


Figura 3.3 – Gráficos de C_D pelo número de Reynolds.

Tabela 3.4 – Propriedades do modelo experimental.

Massa linear [kg/m]	$6,28 \times 10^{-2}$
Rigidez à Flexão [N.m ²]	$5,5 \times 10^{-5}$
Rigidez Axial [N]	13,75

Comparando as propriedades do modelo experimental apresentada na Tab. 3.4 e os valores para estas propriedades obtidos pela redução de escala (Tab. 3.1), observa-se que o modelo apresentou diferenças às propriedades esperadas para uma escala de 1:250. Sabendo que o objetivo deste experimento foi averiguar o comportamento dinâmico de SCRs e conhecendo as limitações deste experimento, considerou-se o modelo experimental obtido adequado para o experimento.

Por fim o modelo experimental apresentou baixa razão de massa igual ($m^* = 1,25$), alta razão de aspecto ($L/D = 650$) e considerou-se tubo liso ($k/D = 0$).

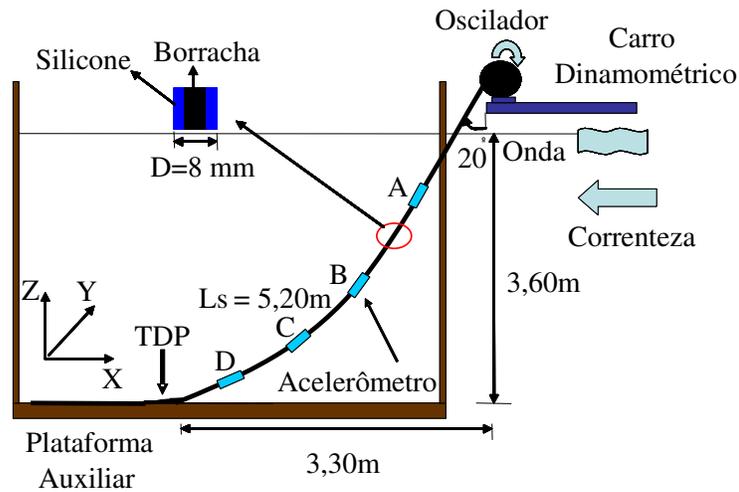


Figura 3.4 – Esquema experimental para o modelo reduzido da SCR.

Instrumentação

A instrumentação utilizada teve o objetivo de monitorar o comportamento dinâmico do modelo reduzido de uma SCR. Nesse sentido foram utilizados sensores de movimento e de força.

1) Sensores de Movimento

Inicialmente pensou-se no uso de *strain gages*. No entanto, simulações numéricas mostraram que os esforços seriam da ordem de 1 g/cm. Esforços desta ordem de grandeza são pequenos para a medição através de placas metálicas.

Neste sentido, testes foram conduzidos com placas plásticas, porém, para este material os sensores apresentaram deriva em relação ao sinal elétrico, mesmo para alimentações pequenas. Isto ocorre em função do aquecimento do material e devido à pouca dissipação térmica dos plásticos. Desta forma foi necessário desistir deste tipo de instrumento.

Devido à impossibilidade do uso de *strain gages* para a medição dos resultados experimentais, optou-se pelo uso de 4 pares de micro acelerômetros instalados de forma a permitir a monitoração na direção transversal, representada na Fig. 3.4 pelo eixo Y, e a direção

normal ao comprimento do modelo, no plano da catenária. Estes acelerômetros permitiram uma medição da ordem de 0,005 gravidades com frequência de até 20 Hz.

As placas com os acelerômetros tinham dimensões de 19 mm x 8 mm. Estas placas foram coladas aos pares no modelo e recobertas com silicone (Fig. 3.5). A posição dos pares de acelerômetros é dada pela Tab. 3.5 e representadas na Fig. 3.4 por: A, B, C e D. Os acelerômetros foram calibrados contra a aceleração da gravidade local ($g = 9,876 \text{ m.s}^{-2}$).

Tabela 3.5 – Posição dos acelerômetros no modelo experimental.

Acelerômetros (par)	Profundidade [m]
Acel A	1,24
Acel B	2,26
Acel C	2,90
Acel D	3,43

2) Sensores de Força

A monitoração da tração de topo dos modelos foi realizada através de célula de carga tipo anel com capacidade de até 1kgf. Este sensor fez a conexão entre o modelo e a rótula do sistema oscilador de movimentos, como pode ser visto na Fig. 3.6.

3) Sensor Ótico

As velocidades desenvolvidas pelo carro dinamométrico foram monitoradas através de um transdutor de rotação ótico fixado em uma das rodas e foi simultaneamente monitorado através de um dos canais de aquisição de dados.

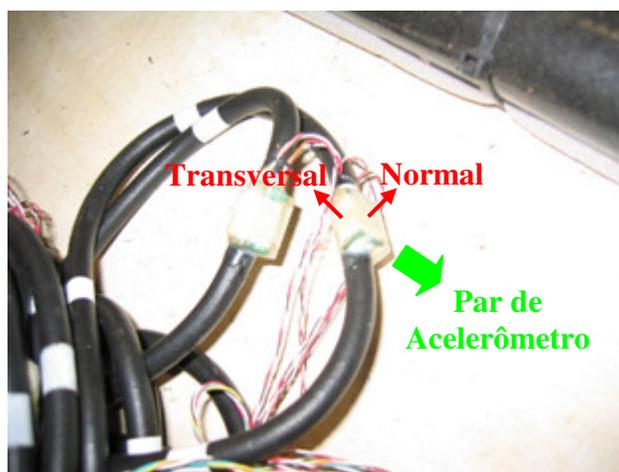


Figura 3.5 – Acelerômetros instalados no modelo experimental.

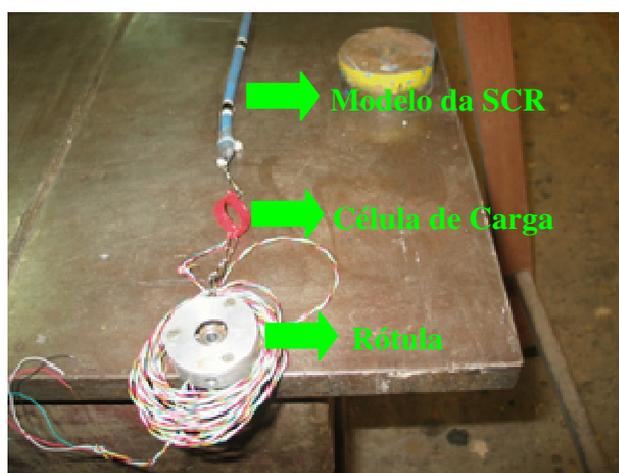


Figura 3.6 – Célula de carga e conexão com a rótula e o modelo da SCR.

4) Aquisição de Dados

Durante os ensaios, os sinais elétricos dos vários sensores foram recebidos pelo sistema de aquisição de dados (Lynx, 2007) e armazenados em arquivos digitais para as posteriores análises.

5) Sistema oscilador de movimentos

A oscilação forçada no topo foi obtida utilizando um sistema oscilador de movimentos, que

realizava movimentos prescritos na horizontal e vertical (X e Z conforme Fig. 3.4). Um esquema simplificado é apresentado na Fig. 3.7. Como pode ser observado, a amplitude e a frequência são as mesmas em ambas as direções (X, Z). A amplitude de deslocamento é dada pelo raio do oscilador (R) e a frequência é função da velocidade angular do mesmo (ω).

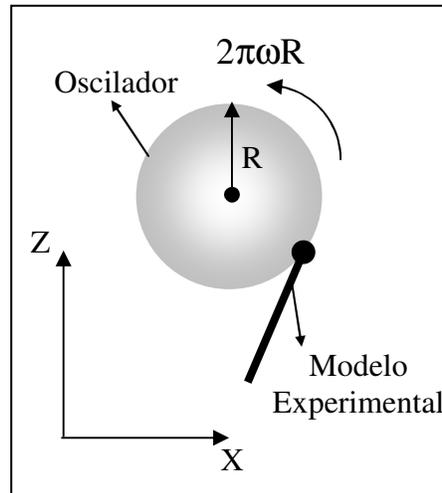


Figura 3.7 – Esquema simplificado do oscilador.

3.2 – CONDIÇÕES DO EXPERIMENTO (ANALISADAS)

Os experimentos foram realizados sob diversas condições de carregamento (IPT, 2007):

- Apenas correnteza;
- Ondas regulares e irregulares;
- Movimento prescrito no topo;
- Combinação das condições apresentadas acima.

O objetivo deste trabalho foi observar a vibração induzida por vórtices devido à correnteza. Desta forma, apenas a condição de incidência de correnteza foi estudada. O resultado deste estudo

está descrito no presente capítulo.

Condição de correnteza

A condição de correnteza foi alcançada através do deslocamento do carro dinamométrico, e a velocidade de escoamento monitorada através do sensor ótico instalado na roda do carro dinamométrico.

Como foi visto pela Tab. 3.3, a faixa de Reynolds de interesse seria alcançada a partir de velocidade de escoamento de 0,05 m/s. Desta forma, a velocidade de escoamento variou entre 0,05 m/s e 0,15 m/s, conforme Tab. 3.6.

Tabela 3.6 – Condições de correnteza ensaiadas pelo experimento.

	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7
U _C (m/s)	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,15

No entanto, para os casos com velocidades maiores que 0,07 m/s foi observado visualmente que o modelo experimental perdia a forma de catenária, visto que o escoamento incidia na “região convexa” do modelo, conforme Fig. 3.4. Portanto, apenas os casos C1, C2 e C3 foram analisados.

Teste de decaimento

Tendo como objetivo a determinação das frequências naturais e as razões de amortecimento, testes de decaimento foram realizados dentro e fora do tanque de água. No entanto, em nenhum dos casos o modelo apresentou vibração devido ao alto amortecimento estrutural (aproximadamente crítico). Portanto, de maneira conservativa, adotou-se $\zeta \approx 1$.

3.3 – PROCESSAMENTO DOS DADOS EXPERIMENTAIS

Os acelerômetros e a célula de carga foram calibrados e instalados de acordo com o

referencial apresentado na Fig. 3.4. Para a interpretação dos dados é importante ressaltar que o processo de calibração foi realizado estaticamente, e isto deve ser levado em consideração.

Aquisição dos dados

Para cada experimento, a aquisição de dados de aceleração foi realizada seguindo os seguintes passos:

- Medição da aceleração e tração de topo com o modelo parado;
- Todos os canais de aquisição são zerados;
- O carro dinamométrico é acelerado até atingir a velocidade requerida;
- Após o regime transiente, a aquisição de dados é realizada;
- Uma amostra de aproximadamente 40 segundos é armazenada a uma frequência de 50 Hz.

O valor obtido pela medição com o modelo parado foi subtraído da série temporal obtida pela monitoração. Desta forma, os resultados irão representar apenas aos efeitos causados pelo escoamento.

Dados de movimento

Os dados de movimento foram obtidos pela monitoração dos acelerômetros, que foram processados seguindo este procedimento:

- Cálculo da média da série temporal;
- Visto que apenas a resposta oscilatória é de interesse, a média calculada foi subtraída da série temporal;

- A Transformada de Fourier para esta série temporal foi calculada, considerando um único bloco de 2048 pontos. Neste processo não foi utilizado nenhum processo de filtragem e considerou-se apenas o uso de uma janela retangular.

Dados de Força

Os dados de força foram obtidos pela monitoração da tração de topo. Neste trabalho são apresentadas apenas as séries temporais obtidas pelo processo de aquisição de dados. No entanto, a resposta em frequência foi calculada seguindo o procedimento apresentado para os dados de movimento e verificou-se que as frequências de resposta de tração de topo foram similares às frequências de resposta de aceleração do modelo experimental.

Capítulo 4

Método Numérico

O objetivo deste capítulo é apresentar as alterações introduzidas no modelo original de predição da VIV em *riser* verticais (Morooka *et al.*, 2004), apresentado na seção 2.4, para aplicação no estudo do comportamento de *risers* em catenária (SCR). As alterações visam contemplar a inclinação variável dos SCRs com a profundidade e o deslocamento causado pela VIV no SCR, no cálculo das forças de VIV.

Para o caso de *risers* em catenária, o modelo Quase-3D apresentado por Ferrari e Bearman (1999) não pode ser aplicado, visto que o mesmo não considera os movimentos verticais que são importantes nesta configuração de estrutura. Portanto, as implementações foram realizadas em um programa de análise não-linear de *risers* em três dimensões no domínio do tempo (ANFLEX, 2001). Uma vez que este programa é modulado e dividido em sub-rotinas, o modelo de VIV para *risers* verticais (Morooka, *et al.*, 2004) foi adicionado com as devidas alterações para o cálculo em SCRs como mais algumas novas sub-rotinas de cálculo.

4.1 – PROGRAMA PARA ANÁLISES EM TRÊS DIMENSÕES

O programa (ANFLEX, 2001) é utilizado para análises estruturais de sistemas de *riser*, possibilitando o cálculo dos deslocamentos e tensões provocados pelos carregamentos de correnteza, ondas e movimento da plataforma. O Método dos Elementos Finitos (MEF) foi

aplicado de forma a permitir análises não-lineares em três dimensões no domínio do tempo. Visto que este programa foi desenvolvido para a análise de diferentes configurações de *riser*, diferentes tipos de elementos foram implementados.

O programa é organizado em módulos, permitindo a adição de novos tipos de análises e facilidades. A comunicação entre estes módulos é feita através de arquivos (Mourelle *et al.*, 1995). Para as análises dinâmicas realizadas neste trabalho foram utilizados os módulos:

- Pré-processador dos dados de entrada;
- Análise estática não-linear;
- Análise dinâmica não-linear no domínio do tempo.

Pré-processador

O pré-processador faz a leitura dos dados de entrada e realiza o cálculo da geometria inicial do *riser*, considerando uma catenária inextensível. Estes cálculos são realizados por um pré-processador de dados de elementos finitos e um gerador de malha que resolvem as equações recursivas da catenária.

Análise estática não-linear

Assim como pode ser visto para o caso de *risers* verticais apresentado na seção 2.4, uma análise estática considerando apenas as forças estáticas, tais como o peso, o offset da plataforma e a correnteza (Fig. 2.11) deve ser realizada antes da análise dinâmica.

A solução estática é obtida pelo Método de Newton Raphson, atualizando a matriz de rigidez a cada iteração (Mourelle *et al.*, 1995). As forças devem ser aplicadas incrementalmente, sendo que o critério de convergência está baseado na norma do deslocamento e opcionalmente pela norma da força.

Análise dinâmica não-linear

A análise dinâmica é o foco deste trabalho, visto que as forças de VIV são cíclicas. Neste módulo, as equações diferenciais do movimento, apresentadas na seção 2.4 (Eq. 2.16), são discretizadas no tempo usando a operação de Hilber-Hughes-Taylor (HHT). O algoritmo é implícito e incondicionalmente estável, e introduz um mecanismo de dissipação numérica relativo às altas frequências, que não irá afetar os modos mais baixos. Maiores detalhes sobre o método podem ser encontrados em Mourelle *et al.* (1995).

$$[M]\{\ddot{d}\} + [B]\{\dot{d}\} + [K]\{d\} = \{F\} \quad (2.16)$$

Para o caso de SCRs, as matrizes são montadas e resolvidas considerando elementos de pórticos co-rotacionados. As matrizes de massa e rigidez utilizadas são consistentes, isto é, consideram os doze graus de liberdade do elemento (seis graus de liberdade para cada nó do elemento) e os termos cruzados. O amortecimento estrutural é calculado pelo método de amortecimento proporcional de Rayleigh.

Nesta análise, as forças variantes no tempo, tais como as forças causadas pelas ondas, movimento da plataforma, escoamento interno e a vibração induzida por vórtices podem ser consideradas.

Assim como para o *riser* vertical, as forças hidrodinâmicas induzidas pela onda e correnteza sobre o cilindro são calculadas pela equação de Morison modificada pela velocidade relativa. No entanto, para o SCR somente a componente do escoamento normal ao eixo da estrutura deve ser considerado.

Quando um cilindro apresenta um ângulo com o escoamento, as forças na direção normal à linha do cilindro devem ser consideradas ao invés das forças na direção *in-line* (Fig. 4.1) (Sumer e Fredsøe, 1997), geralmente calculadas para cilindros verticais. Nestes casos, pelo Princípio da Independência pode-se considerar que o valor de C_D é independente do ângulo. Este princípio foi

ocorre para a direção *in-line* devido à variação dinâmica do coeficiente de arrasto C_D . As forças de VIV na direção transversal foram calculadas seguindo o modelo apresentado por Morooka *et al.* (2004). No entanto, este modelo foi alterado para realizar os cálculos para SCRs. As alterações serão apresentadas na seção 4.2.

Não linearidade

Algumas das não linearidades consideradas pelo programa (ANFLEX, 2001) e pertinentes ao presente trabalho encontra-se listado a seguir:

- Não linearidades geométricas devido a grandes deslocamentos e interação axial-transversal;
- O termo da força de arraste proporcional ao quadrado da velocidade relativa do fluido-estrutura;
- As forças hidrodinâmicas em função da posição e orientação de cada membro da estrutura;
- A variação do comprimento da linha que fica em contato com o solo marinho, no caso de configurações do tipo catenária.

4.2 – FORÇA DE VIV EM SCR

Este tópico tem a finalidade de apresentar as alterações realizadas no modelo numérico para o cálculo das forças de VIV devido à correnteza em *risers* verticais apresentado por Ferrari e Bearman, 1999 e Morooka *et al.*, 2004. Para alcançar este objetivo, este tópico foi dividido em uma breve apresentação do modelo, descrito na seção 2.4, e as principais alterações realizadas para contemplar a inclinação da SCR e os seus movimentos.

Forças de VIV em risers verticais

Como pode ser visto na seção 2.4, as forças de VIV para risers verticais (Ferrari e Bearman, 1999 e Morooka *et al.*, 2004) são calculadas através da Eq. 2.18.

$$f_{VIV} = \frac{1}{2} \rho U_C^2 D C_L \cos(2\pi f_s t + \varphi) \quad (2.18)$$

Sendo que a frequência de desprendimento de vórtices é calculada através da relação de Strouhal obtida para cilindros fixos (Eq. 2.1), apresentada na seção 2.1.

$$f_s = \frac{U_C S_t}{D} \quad (2.1)$$

O valor de S_t para cilindros lisos pode ser obtido pelo gráfico de $S_t \times Re$, apresentado na Fig. 2.4.

Para representar as forças de reação do fluido se opondo ao movimento transversal do riser foi aplicada a equação de Morison modificada com base no referencial inercial, como pode ser visto pela Eq. 2.19.

$$f_y = f_{VIV} - C_D A_D |V_{rel}| \dot{y} - C_A A_I \ddot{y} \quad (2.19)$$

Alteração devido à forma geométrica da SCR

Originalmente, o modelo apresentado em Morooka *et al.* (2004) é aplicado para risers verticais tracionados pelo topo. Para esta configuração de riser geralmente pode-se considerar pequenos deslocamentos e deformações. Desta forma, a velocidade de escoamento (U_C) é utilizada para os cálculos das forças de VIV, visto que é perpendicular ao eixo axial da estrutura. No entanto, o presente trabalho tem o objetivo de aplicar o mesmo modelo empírico para risers

em catenária, que apresentam ângulos oblíquos com o escoamento. Segundo Moe *et al.* (2004), esta é uma das situações que apresenta grandes dificuldades para os cálculos das forças de VIV, já que os coeficientes de força não são disponíveis na literatura técnica para tal condição de escoamento.

Para configurações de *riser* em catenária, que são estruturas que apresentam ângulo com a vertical, a componente do escoamento normal ao eixo do cilindro ($U_{C,N}$) deve ser considerada para o cálculo das forças de VIV, pelo aproximação adotada pelo princípio da independência (Sumer e Fredsøe, 1997 e Moe *et al.*, 2004). Fajarra *et al.* (2007) verificaram que esta aproximação é válida para ângulos entre 0° e 45° . Para ângulos maiores que 45° , esta aproximação não foi validada até o momento. No entanto, ainda assim está aproximação é adotada, como feito neste trabalho e em Moe *et al.* (2004).

Alterações na implementação foram realizadas de forma a contemplar estes resultados, como pode ser visto pelas Eq. 4.3, 4.4 e 4.5, que são utilizadas respectivamente para o cálculo das forças de VIV, frequência de desprendimento de vórtices e velocidade relativa (utilizada no cálculo do amortecimento viscoso (Eq. 2.19)).

$$f_{VIV} = \frac{1}{2} \rho U_{C,N}^2 D C_L \cos(2\pi f_s t + \varphi) \quad (4.3)$$

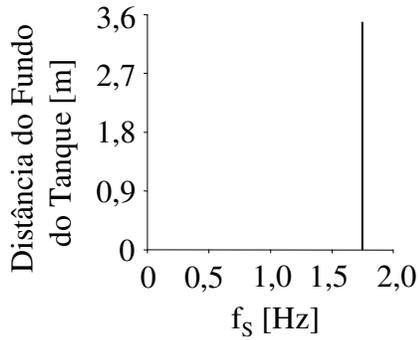
$$f_s = \frac{U_{C,N} S_t}{D} \quad (4.4)$$

$$V_{rel} = \sqrt{\left(U_C - \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2} \right)^2 + \dot{y}^2} \quad (4.5)$$

Sendo \dot{x} , \dot{y} e \dot{z} a velocidade da estrutura nas direções X, Y e Z do referencial inercial. A principal consequência para a força de VIV provocada por esta alteração pode ser vista na Fig. 4.2, que mostra que ao se considerar $U_{C,N}$, a frequência de desprendimento de vórtices passa a

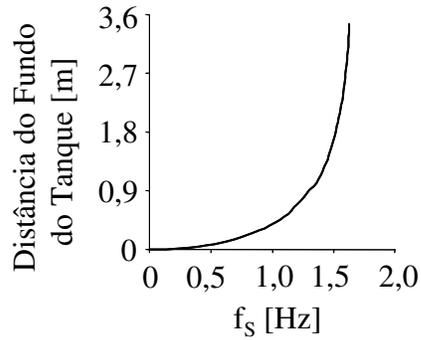
variar com a profundidade. Os resultados apresentados pela Fig. 4.2 foram obtidos através de cálculos utilizando a Eq. 4.2 e 4.4.

Perfil de Correnteza Uniforme



(a)

Perfil de Correnteza Não Uniforme



(b)

Figura 4.2 – Frequência de desprendimento de vórtices variando com a distância do fundo do tanque obtido por simulação numérica considerando (a) Modelo de VIV para risers verticais e (b) Modelo de VIV para SCR.

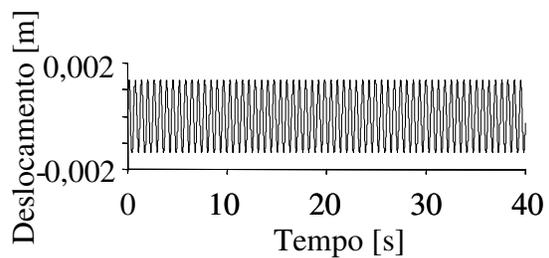
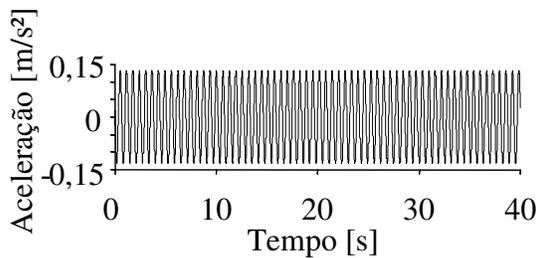


Figura 4.3 – Séries temporais de aceleração e deslocamento para uma SCR. Correnteza com perfil uniforme – Modelo de VIV para risers verticais.

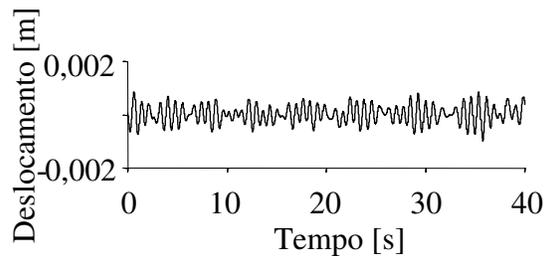
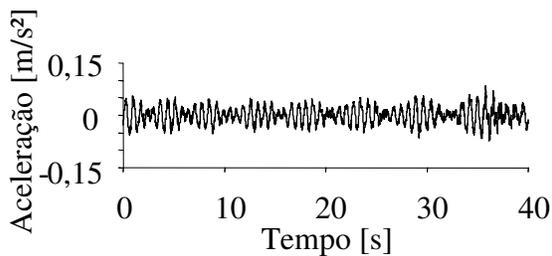


Figura 4.4 – Séries temporais de aceleração e deslocamento para uma SCR. Correnteza com perfil uniforme – Modelo de VIV para SCR.

As séries temporais de aceleração e deslocamento, calculadas utilizando o modelo apresentado por Morooka *et al.* (2004) e o modelo para SCR, podem ser observadas nas Figs. 4.3 e 4.4, respectivamente. Estes resultados foram obtidos para o experimento com perfil de escoamento uniforme com velocidade de 0,07 [m/s] na posição do acelerômetro A. Observa-se que os resultados obtidos para o modelo para *risers* verticais (Morooka *et al.*, 2004) apresentaram amplitude de oscilação constante, enquanto o modelo alterado para a SCR apresentou resultados com amplitudes moduladas (batimentos).

Alteração para considerar o movimento axial da SCR

O modelo de VIV (Ferrari e Bearman, 1999) usado por Morooka *et al.* (2004) para *risers* verticais utiliza a relação de Strouhal para o cálculo da frequência de desprendimento de vórtices que, como pode ser visto no Capítulo 2, foi obtido a partir de experimentos com cilindros parados, de forma que a interação fluido-estrutura ficou prejudicada.

Nesse sentido foi proposta uma alteração para considerar, no cálculo das forças de VIV, o movimento axial da estrutura devido à vibração provocada pela VIV (Huse *et al.*, 1998), de forma a melhorar a interação fluido-estrutura.

Huse *et al.* (1998) observaram a vibração axial quando realizavam experimentos em grandes escalas para *riser* de águas profundas. Eles verificaram que a vibração axial é produto da deformação estrutural gerada pela vibração transversal e que ocorrem em frequências duas vezes maiores que esta.

A alteração ficou facilitada, visto que o programa (ANFLEX, 2001) calcula a interação transversal-axial. Ela se deu através da consideração da velocidade relativa entre o fluido e a estrutura (Fig. 4.5). Sendo a componente da velocidade de correnteza e da velocidade da estrutura normal ao eixo do modelo da SCR representada pelas Equações 4.6 e 4.7 respectivamente, com base no referencial inercial. A velocidade relativa ($V_{rel(VIV)}$) é calculada pela Equação 4.8.

$$\vec{U}_{C,N} = U_{C,N} \cos \theta \vec{i} + U_{C,N} \sin \theta \vec{k} \quad (4.6)$$

$$\vec{V}_{E,N} = \dot{x} \vec{i} + \dot{z} \vec{k} \quad (4.7)$$

$$|\mathbf{V}_{\text{rel(VIV)}}| = \sqrt{(U_{C,N} \cos \theta - \dot{x})^2 + (U_{C,N} \sin \theta - \dot{z})^2} \quad (4.8)$$

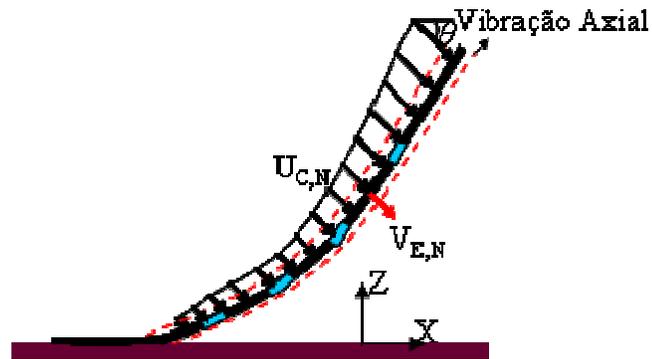


Figura 4.5 – Vibração axial em SCRs.

A força de VIV e a frequência de desprendimento de vórtices serão dadas pelas Eq. 4.9 e 4.10, respectivamente.

$$f_{\text{VIV}} = \frac{1}{2} \rho V_{\text{rel(VIV)}}^2 D C_L \cos(2\pi f_s t + \phi) \quad (4.9)$$

$$f_s = \frac{V_{\text{rel(VIV)}} S_t}{D} \quad (4.10)$$

A Figura 4.6a apresenta a frequência de desprendimento de vórtices (f_s) calculada pela Eq. 4.4, sem considerar a vibração axial, e como esperado f_s permaneceu constante ao longo do tempo. A Fig. 4.6b apresenta a frequência de desprendimento de vórtices calculada pela Eq. 4.10, considerando-se a vibração axial. f_s oscilou com uma frequência aproximadamente duas vezes

maior que a f_s média (Fig. 4.7), por consequência da vibração axial ser duas vezes f_s , como apontado por Huse *et al.* (1998).

Pela Figura 4.8 pode-se observar que a consideração da vibração axial no cálculo das forças de VIV irá influenciar na vibração transversal da estrutura. Esta influência se dará por períodos de alta frequência, que podem ser observados pela série temporal da aceleração (Fig. 4.8b), melhor evidenciada pela Transformada de Fourier da aceleração apresentada na Fig. 4.9b.

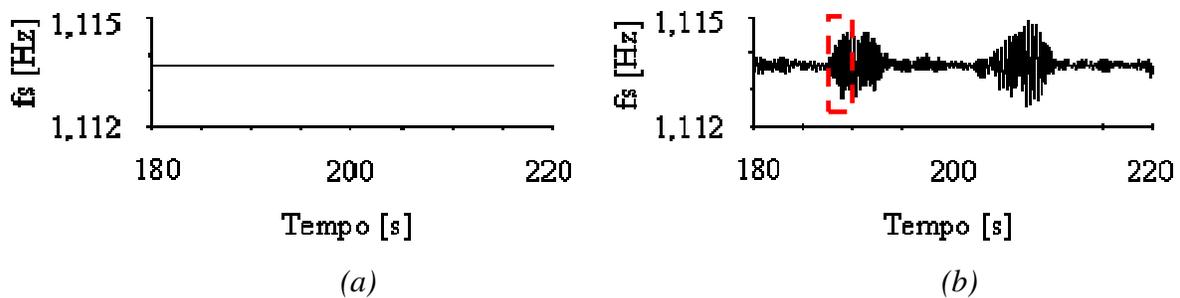


Figura 4.6 – Frequência de desprendimento de vórtices variando com o tempo obtido por simulação numérica. (a) Sem considerar a vibração axial e (b) considerando a vibração axial.

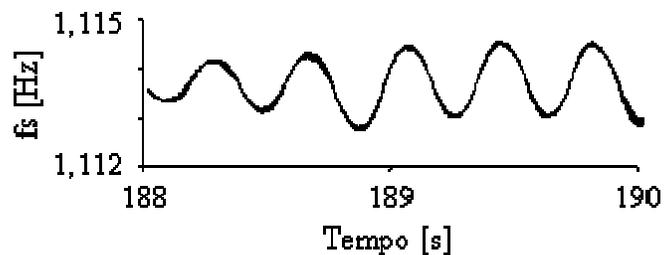


Figura 4.7 – Ampliação do gráfico da frequência de desprendimento de vórtices variando com o tempo obtido por simulação numérica considerando a vibração axial.

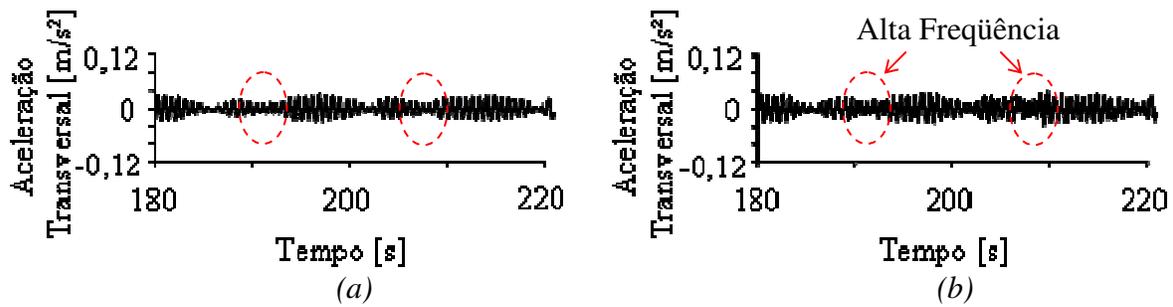


Figura 4.8 – Série temporal da aceleração obtida por simulação numérica. (a) Sem considerar a vibração axial e (b) considerando a vibração axial.

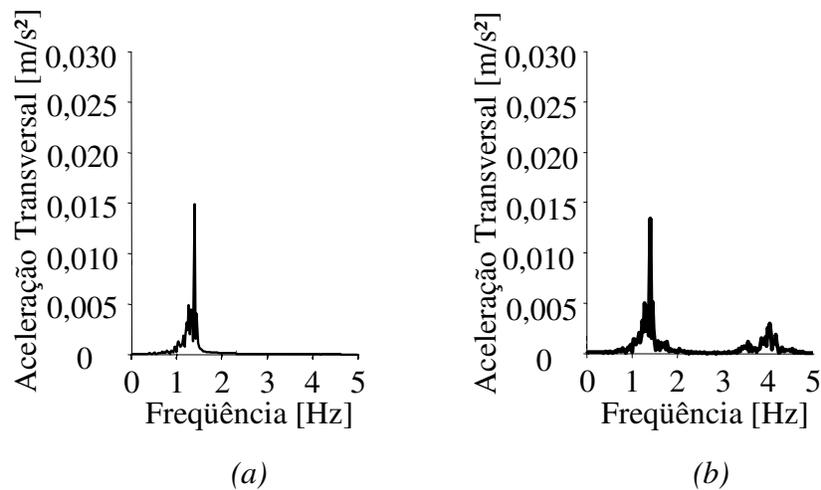


Figura 4.9 – Transformada de Fourier da aceleração obtida por simulação numérica. (a) Sem considerar a vibração axial e (b) considerando a vibração axial.

4.3 – IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

As implementações realizadas nesse trabalho consistiram na codificação das alterações realizadas no modelo de VIV para *risers* verticais, apresentado por Ferrari e Bearman (1999) e Morooka *et al.* (2004), para o cálculo dos efeitos da VIV no comportamento de SCRs.

No programa (ANFLEX, 2001), existe uma rotina responsável pelo cálculo do carregamento equivalente nos nós, na qual são consideradas todas as forças externas, tais como aquelas oriundas da ação de correnteza, onda, peso e empuxo. Dentro desta rotina, o modelo de VIV foi implementado em uma nova sub-rotina.

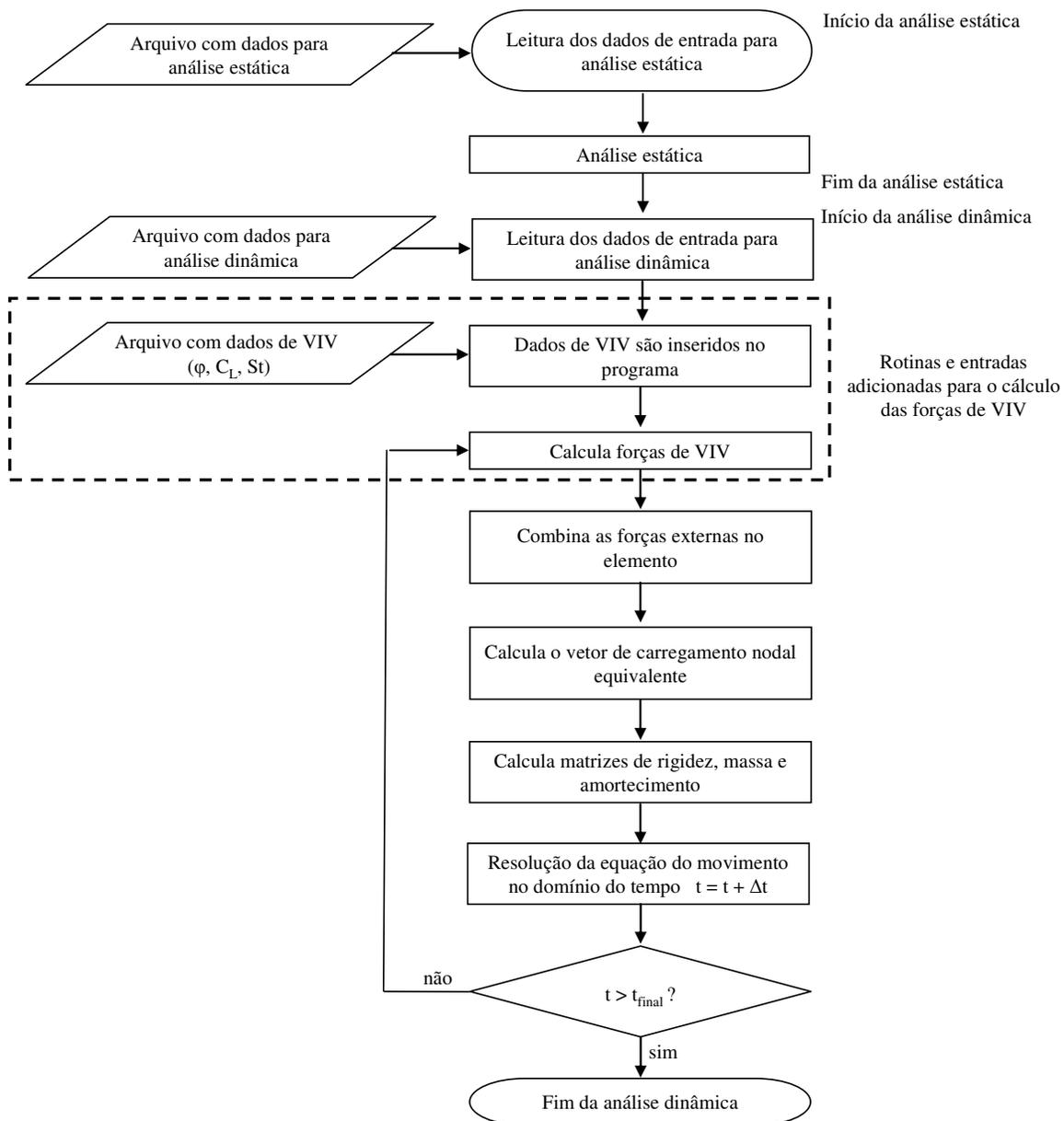


Figura 4.10 – Fluxograma do programa com o modelo de VIV para SCRs.

Na Figura 4.10 é apresentado um fluxograma descrevendo o funcionamento do programa que faz a análise no domínio do tempo, em conjunto com o modelo de VIV para SCRs. Como pode ser visto, novas sub-rotinas foram adicionadas ao programa para o cálculo das forças de VIV em SCRs através do modelo apresentado na seção 4.2. Para simplificar as implementações, um novo arquivo de entrada para o programa foi criado. Através desse arquivo são fornecidos: a

fase entre a força de VIV e o deslocamento (φ), o coeficiente de sustentação (C_L) e o valor de Strouhal (St).

4.4 – SENSIBILIDADE E SIMPLIFICAÇÕES DO PROGRAMA

Para verificar a sensibilidade do programa com as novas implementações quanto à quantidade de nós utilizados na simulação foi realizado um estudo variando o número de nós para o mesmo caso de simulação, que foram realizadas na escala do experimento. A Figura 4.11 apresenta as envoltórias de deslocamento transversal obtidos por este estudo. Estas envoltórias foram escolhidas visto que para o estudo de VIV é um dos resultados mais importantes da análise. Observa-se que existe uma pequena variação da resposta quando se varia o número de nós de 100 a 300. A partir desta análise foi verificado que a partir de 200 nós, a simulação se torna custosa do ponto de vista de processamento computacional.

Envoltória de Máximo Deslocamento Transversal

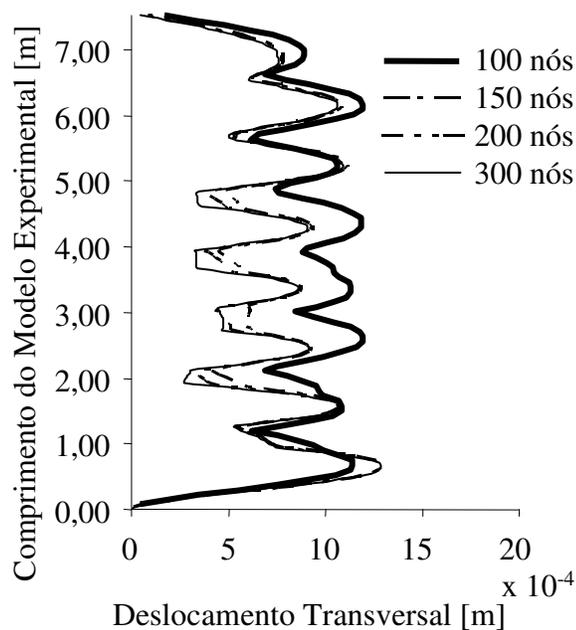


Figura 4.11 – Resultados obtidos pelo estudo de sensibilidade quanto à quantidade de nós para a simulação numérica.

Também foi verificada a sensibilidade do programa quanto ao passo de tempo adotado para a simulação numérica. Novamente, foi avaliada a envoltória de deslocamento transversal, apresentada na Fig. 4.12. Observa-se que dependendo do passo de tempo adotado para a simulação, a resposta pode apresentar grande diferença.

Para as simulações na escala do experimento, o melhor custo benefício é encontrado com o uso de 150 nós e passos de tempo da ordem de 5×10^{-3} segundos.

Envoltória de Máximo Deslocamento Transversal

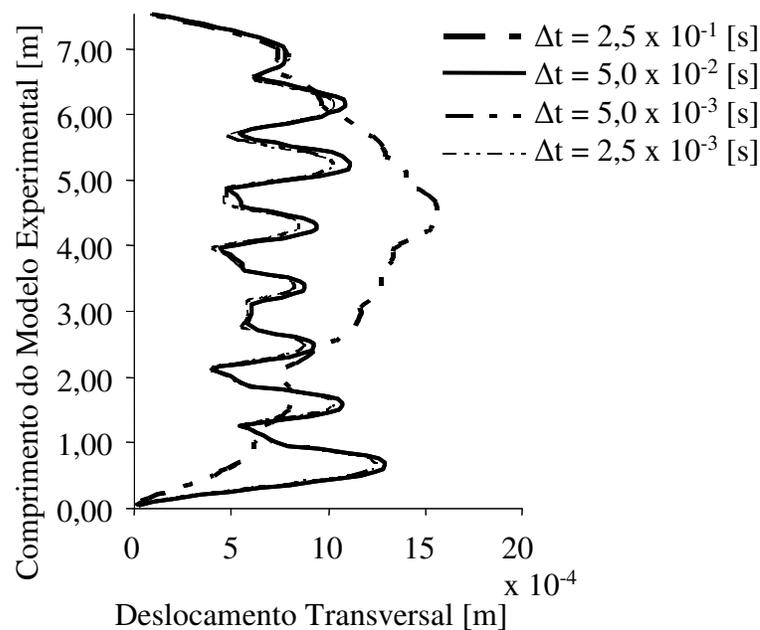


Figura 4.12 – Resultados obtidos pelo estudo de sensibilidade quanto ao passo de tempo adotado na simulação numérica.

Para o programa com o modelo de VIV para SCRs são consideradas as seguintes simplificações:

- Pequenas deformações do riser;

- As seções transversais do elemento, inicialmente planas, permanecem planas após a deformação;
- Não há variação de área e volume com as deformações;
- Desconsideração de empenamento;
- escoamento bidimensional;
- Adota a relação de Strouhal (Eq. 2.1) para qualquer V_r ;
- Coeficientes hidrodinâmicos constantes com o tempo e ao longo de todo o comprimento do SCR.

4.5 – SIMULAÇÃO NUMÉRICA E PROCESSAMENTO DOS RESULTADOS

As simulações numéricas ocorreram através do método numérico apresentado neste capítulo, utilizando a configuração e propriedades do experimento (Tab. 3.3 e Fig. 3.3). O modelo experimental foi discretizado por 150 elementos de pórtico co-rotacionados. A análise dinâmica foi realizada com passos de tempo pequenos ($2,5 \times 10^{-3}$ segundos) com o objetivo de aumentar a precisão do processo de derivação que foi necessário para o cálculo dos resultados de aceleração.

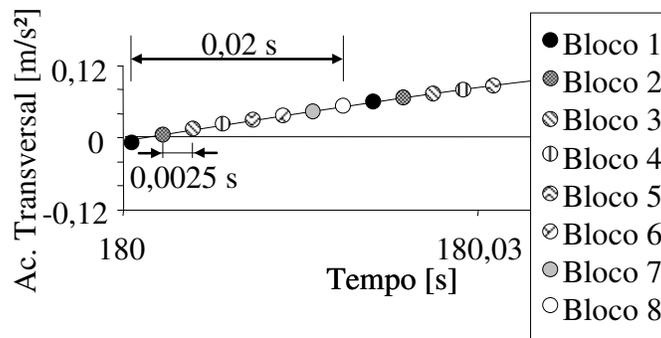


Figura 4.13 – Divisão dos pontos da série temporal de aceleração para compor os blocos para a FFT.

A FFT dos resultados obtidos pela simulação numérica foi realizada a partir de 8 blocos de 2048 pontos. Estes blocos foram seleccionados de forma a igualar o período de amostragem experimental (aproximadamente 0,02 s) e da simulação numérica. Os blocos foram formados por pontos intermediários da série temporal, e seguiu a lógica apresentada na Fig. 4.13.

Capítulo 5

Resultados e Discussão

Este capítulo tem o objetivo de apresentar os principais resultados obtidos pelo experimento em escala reduzida (Capítulo 3) e pela simulação numérica (Capítulo 4) para o estudo do comportamento dinâmico de SCRs devido à VIV.

Tendo em vista o SCR ser esbelto, isto é a razão diâmetro-comprimento ser muito pequena, a estrutura do *riser* como um todo pode ser considerada um cilindros extremamente flexível apresentando-se assim uma predominância dos efeitos de tração no seu comportamento dinâmico, tal qual ocorre com cabos. O experimento foi realizado com o número de Reynolds variando entre 400 e 1200 e a razão de massa de $m^* \approx 1,25$. Entretanto, somente os resultados dos experimentos com o número de Reynolds conduzidos entre 400 e 600 foram utilizados, visto que para velocidades maiores o modelo perdeu a configuração de catenária projetada. Isto de certa forma já era esperado, visto as relações de escala inicialmente estabelecidas para o diâmetro de modelo.

As simulações numéricas ocorreram através do método numérico apresentado no Capítulo 4, utilizando a configuração e propriedades do experimento (Tab. 3.4 e Fig. 3.4) e contemplaram apenas os casos para Re entre 400 e 600.

Os resultados foram organizados nos seguintes tópicos:

- Freqüência natural e razão de amortecimento;

- Análise estática;
- Análise dinâmica.

Os resultados experimentais e numéricos foram distribuídos ao longo destes tópicos de forma a se complementarem, e permitirem uma investigação mais ampla do comportamento dinâmico de um SCR.

5.1 – FREQUÊNCIA NATURAL E RAZÃO DE AMORTECIMENTO

O conhecimento das frequências naturais e da razão de amortecimento é de grande importância na determinação dos modos de vibração, identificação de respostas multi-modais e verificação dos efeitos de *travelling waves* em *risers* (Vandiver, 1993).

Como pode ser visto no capítulo 3, ensaios de decaimento foram realizados na tentativa de determinar as frequências naturais e as razões de amortecimentos no ar e na água. No entanto, em nenhuma das tentativas o modelo da SCR apresentou vibração ao impulso fornecido, inviabilizando a medição da frequência natural. Considerando que o material utilizado para a confecção do modelo experimental da SCR foi a borracha porosa, que geralmente apresenta alta razão de amortecimento, e o fato de que o modelo experimental era tracionado apenas pelo seu peso próprio, acredita-se que o modelo não vibrou no teste de decaimento realizado no ar porque apresentou uma razão de amortecimento próximo à crítica ($\zeta_s \approx 1$). E, quando o mesmo teste foi realizado dentro do tanque de provas, a razão de amortecimento foi super crítica ($\zeta > 1$), visto que neste caso têm-se os amortecimentos hidrodinâmicos e a estrutura é menos tracionada devido ao empuxo.

O cálculo da frequência natural da SCR foi realizado através de simulação numérica utilizando o procedimento apresentado por Vieira *et al.* (2002) que considera todo o comprimento do SCR, inclusive o trecho horizontal em contacto com o solo. A metodologia apresentada por Vieira *et al.* (2002) que consiste em uma análise estática e modal está descrito a seguir.

Análise Estática: Como se trata de uma catenária, o efeito da deformação gerada pela força de arrasto irá influenciar na tração e, portanto na frequência natural. Nesse sentido, foi realizada uma análise estática para a SCR considerando o peso próprio e a correnteza, objetivando determinar a configuração deformada e a tração ao longo da SCR. Esta análise foi realizada através de um programa de elementos finitos.

Análise Modal: A partir dos dados calculados na análise estática foram calculadas as frequências naturais através do método dos subespaços.

A Tabela 5.1 e a Figura 5.1 apresentam os resultados de frequência natural no plano da catenária (IL) e fora do plano da catenária (TR) para as condições de velocidade do carro dinamométrico de 0, 0,05 e 0,07 m/s, que representam os casos em água parada e Re igual à 400 e 560, respectivamente.

Tabela 5.1 – Frequências naturais no plano e fora do plano da catenária para diferentes condições experimentais.

Modo	Uc = 0 m/s		Uc = 0,05 m/s		Uc = 0,07 m/s	
	fn [TR]	fn [IL]	fn [TR]	fn [IL]	fn [TR]	fn [IL]
1	0,141	0,413	0,129	0,402	0,122	0,389
2	0,291	0,742	0,267	0,736	0,253	0,729
3	0,470	1,169	0,438	1,169	0,419	1,169
4	0,691	1,657	0,656	1,664	0,635	1,671
5	0,963	2,251	0,919	2,271	0,895	2,293
6	1,271	2,918	1,226	2,949	1,200	2,981
7	1,627	3,694	1,581	3,744	1,554	3,795
8	2,047	4,544	1,989	4,608	1,963	4,673
9	2,506	5,507	2,447	5,595	2,419	5,685
10	3,013	6,538	2,954	6,643	2,924	6,751
11	3,590	7,692	3,514	7,825	3,485	7,962

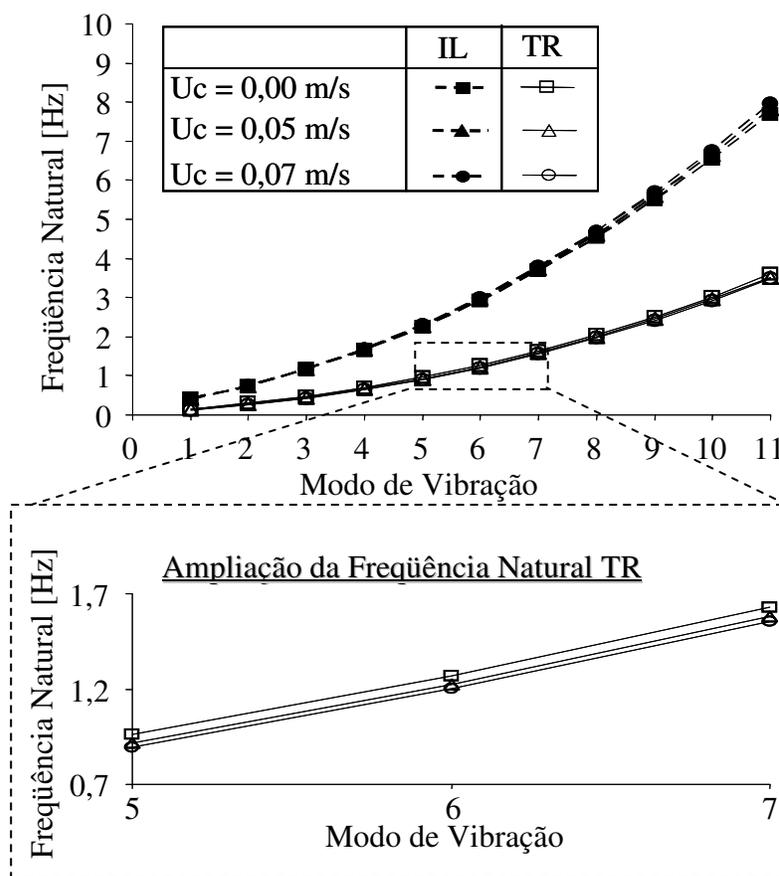


Figura 5.1 – Frequências naturais no plano e fora do plano da catenária para diferentes condições experimentais.

Os resultados das frequências naturais fora do plano da catenária foram ampliados, visto que estes são de grande importância para o estudo da VIV na direção transversal. É possível observar que as frequências naturais diminuem para os mesmos modos conforme há o aumento da velocidade do escoamento. Este resultado está de acordo com os resultados experimentais obtidos pela análise estática, apresentada a seguir pela Fig. 5.2, sendo que com a diminuição da tração, também é esperada a diminuição da frequência natural. A diminuição da frequência natural foi pequena devido à pequena magnitude e variação da tração.

5.2 – ANÁLISE ESTÁTICA

A análise estática tem grande influência sobre os resultados da análise dinâmica, visto que provocam mudanças na geometria inicial da SCR, e conseqüentemente resultam na variação da tração e da freqüência natural de vibração do *riser*.

Simulações numéricas foram realizadas para análises estáticas através do programa modificado (ANFLEX, 2001), para as condições com Re igual a 400 e 560. Os resultados de tração de topo obtidos por estas análises foram comparados com resultados experimentais de força obtidos pela célula de carga instalada no topo do SCR. Os resultados estão apresentados na Fig. 5.2.

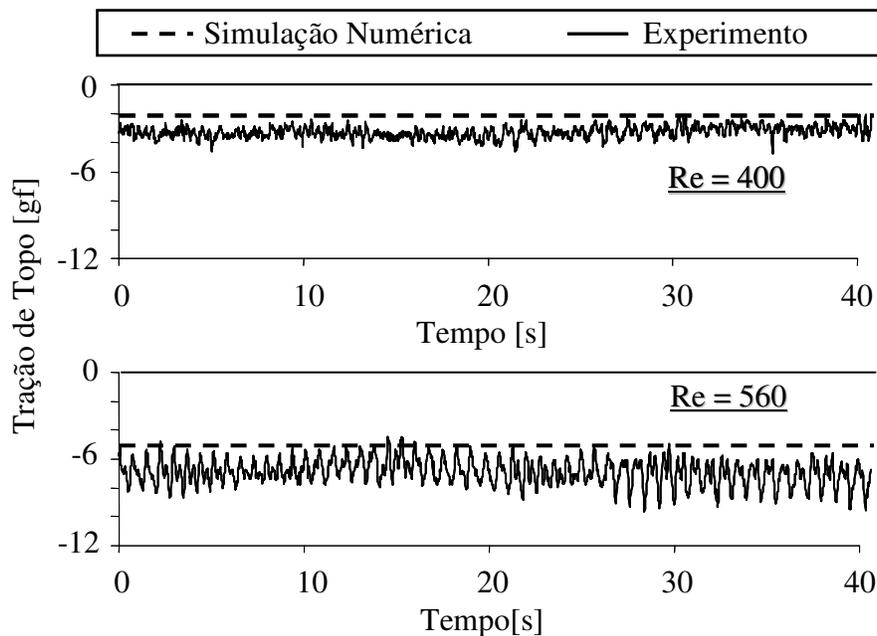


Figura 5.2 – Resultados de tração de topo medida e calculada para o experimento com $Re = 400$ e 560 .

Para garantir a qualidade do resultado experimental, a tração de topo obtida para a condição de água parada foi subtraída destes resultados, portanto, o peso submerso do modelo experimental também foi subtraído. Desta forma, o mesmo procedimento foi adotado para os resultados obtidos pela simulação numérica de forma a permitir a comparação entre os resultados.

Os resultados experimentais e numéricos mostram que o aumento da velocidade de correnteza provocou a diminuição da tração de topo, que como dito anteriormente, explica o fato da diminuição da frequência natural (Fig. 5.1). A diminuição da tração está relacionada à direção do escoamento, que neste caso atinge a região “convexa” da SCR. A comparação entre o resultado numérico e experimental apresentou boa concordância.

5.3 – ANÁLISE DINÂMICA

A análise dinâmica da SCR devido à VIV provocada pela correnteza é o principal objetivo deste trabalho. Os resultados apresentados estão organizados da seguinte forma:

- análise de dois conjuntos de resultados experimentais em condições de correnteza diferentes;
- validação das alterações realizadas no modelo de VIV apresentado inicialmente por (Ferrari e Bearman, 1999 e Morooka *et al.*, 2004), através da comparação dos resultados numéricos e experimentais;
- resultados para a análise dos efeitos de *travelling waves* no comportamento dinâmico de SCRs, conforme observado originalmente por Moe *et al.* (2004).

Resultados experimentais

O primeiro conjunto de resultados apresentado foi obtido pelo experimento considerando apenas correnteza com o número de Reynolds de aproximadamente 400. Esta condição foi obtida com base no diâmetro do modelo experimental (8 mm) e na velocidade do carro dinamométrico (0,05 m/s).

O segundo conjunto de resultados foi obtido para a mesma configuração de experimento, no entanto, neste caso a velocidade da plataforma de teste foi de 0,07 m/s, resultando em um número

de Reynolds de aproximadamente 560.

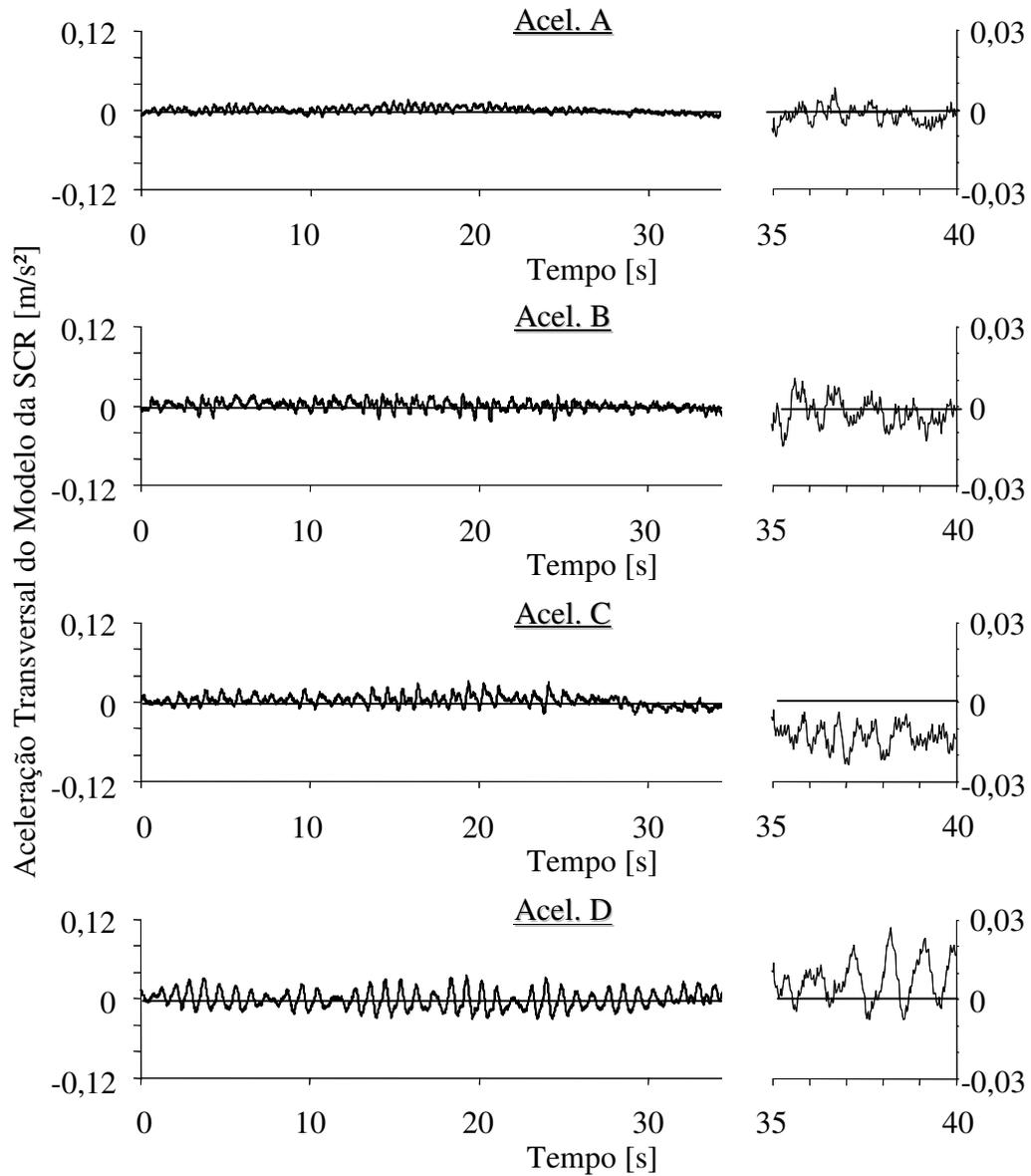
As séries temporais de aceleração para o experimento são apresentadas na Fig. 5.3 e 5.4. Estes resultados se referem à monitoração dos quatro acelerômetros utilizados no experimento para medição da aceleração transversal (Fig. 3.4 e Tab. 3.5).

A partir de uma análise dos resultados experimentais observa-se que algumas séries temporais de aceleração apresentaram o comportamento de batimento, assim como as séries temporais obtidas pela simulação numérica apresentadas no capítulo 4. Segundo Gopalkrishnan (1993), o comportamento de amplitude modulada no tempo e no espaço, tal como o batimento, é esperado para estruturas muito longas ($EA \gg EI$) submetida a um perfil de escoamento com a velocidade variável com a profundidade.

Gopalkrishnan (1993) e outros autores atribuem o comportamento de batimento para longos cabos ao fenômeno de *travelling waves* causado pelas forças distribuídas, que pode ser entendido como o comportamento de cabo infinito causado pelo alto amortecimento hidrodinâmico, que faz com que as condições de contorno não sejam sentidas em praticamente todo o comprimento do cabo. Conseqüentemente, um grande número de modos serão excitados e afetarão a resposta do cabo. Desta forma, cada ponto irá responder à força local e à sua região vizinha próxima.

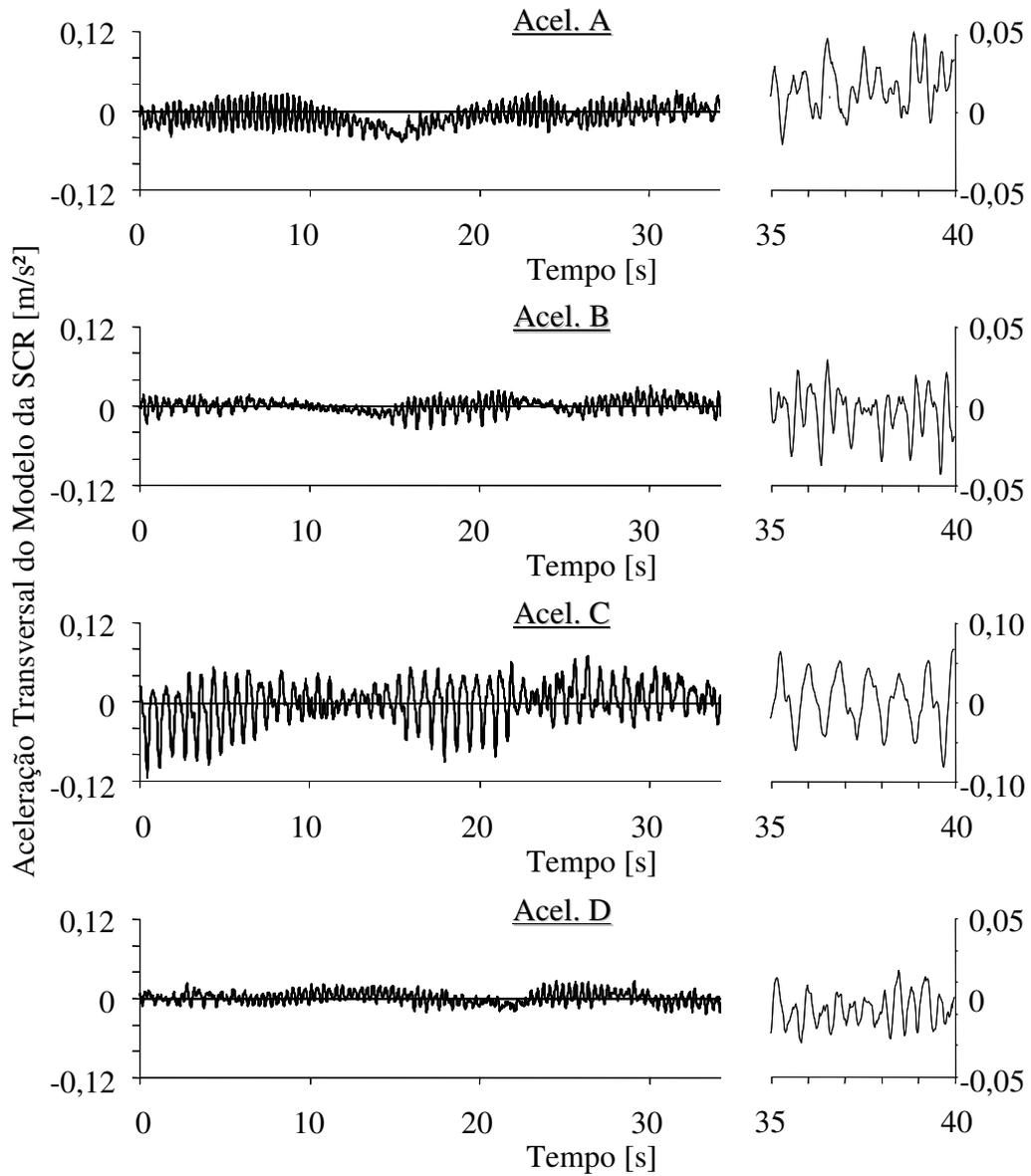
No caso de *risers*, o conceito de *traveling waves* pode ser melhor entendido considerando que em cada ponto da estrutura as forças locais serão a origem de ondas mecânicas, que serão amortecidas conforme elas se movem da sua fonte. No entanto, conforme as ondas mecânicas se movem, elas afetam significativamente o movimento do *riser* nos seus pontos vizinhos, resultando em amplitudes moduladas no tempo e no espaço.

**Série Temporal de Aceleração
(Experimento para $Re = 400$)**



*Figura 5.3 – Séries temporais de aceleração obtidas pelo experimento com $Re = 400$.
(velocidade da plataforma de teste = 0,05 m/s).*

**Série Temporal de Aceleração
(Experimento para $Re = 560$)**



*Figura 5.4 – Séries temporais de aceleração obtidas pelo experimento com $Re = 560$.
(velocidade da plataforma de teste = 0,07 m/s).*

Tendo em vista o modelo experimental da SCR pode-se observar que o mesmo apresenta as características listadas por Gopalkrishnan (1993). Esta configuração de *riser* apresenta uma alta razão de comprimento pelo diâmetro (L/d), e devido à curvatura estática da SCR e o fato da componente normal do escoamento com o eixo da estrutura ter de ser considerado para a análise de VIV (Sumer e Fredsøe, 1997, Fajarra *et al.*, 2007), mesmo para perfis de escoamento constantes, como é o caso do experimento apresentado, a estrutura será sujeita a um escoamento de perfil não uniforme devido à curvatura.

Além desses resultados, também são apresentados os resultados da transformada rápida de Fourier (FFT) das séries temporais de aceleração apresentadas nas Fig. 5.3 e 5.4. A FFT foi feita para 2048 pontos, o que representava um período de aproximadamente 40 segundos de monitoração. Neste processo foi utilizada uma janela retangular. Os resultados são apresentados nas Fig. 5.5 e 5.6.

A partir da observação das FFTs da aceleração, observa-se que o modelo da SCR respondeu em três harmônicos, 1,05 Hz, 2,1 Hz e 3,15 Hz (Experimento com $Re = 400$); e 1,35 Hz, 2,70 Hz e 4,05 Hz (Experimento com $Re = 560$).

Vandiver e Jong (1987) obtiveram resultados com tendência similar, para um experimento com um cabo vertical, longo o suficiente para apresentar características de cabo infinito para a VIV quando submetido ao escoamento de perfil não uniforme. No entanto, os resultados apresentados por eles apresentaram cinco harmônicos considerando componentes de resposta *in-line* e transversal.

Assim como para o experimento de Vandiver e Jong (1987), os resultados apresentados neste trabalho possuem componentes de resposta transversais e *in-line*, visto que foram utilizado micro acelerômetros de grande precisão para a monitoração dos experimentos e devido à baixa rigidez torcional do modelo experimental.

**FFT da Aceleração Transversal
(Experimento com $Re = 400$)**

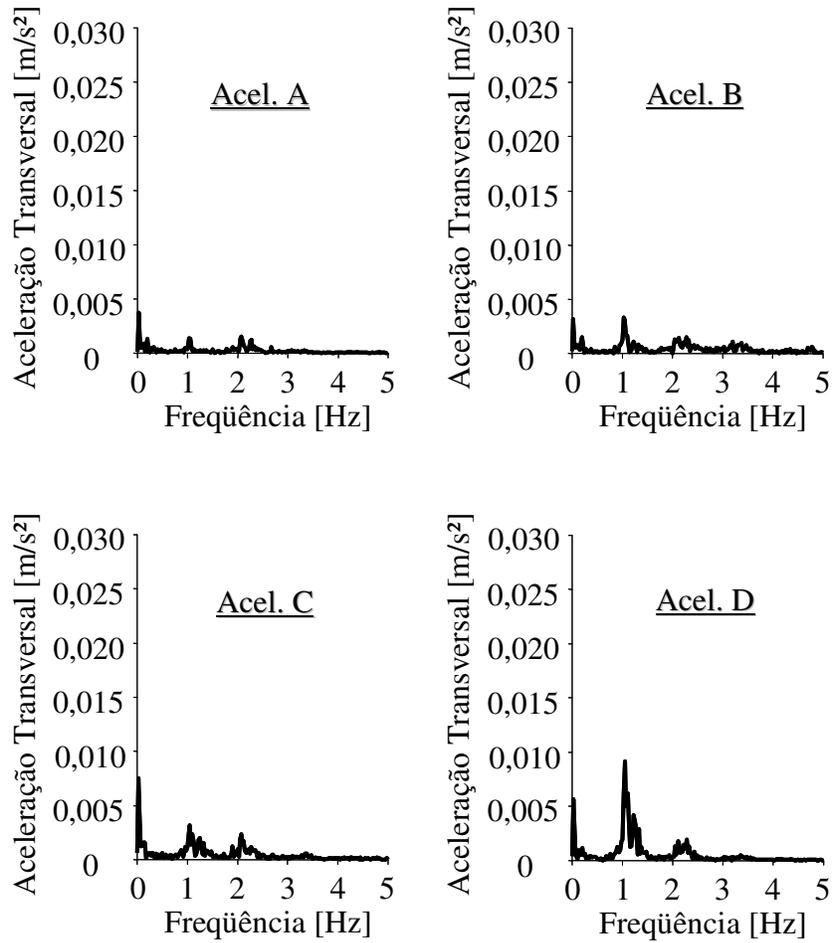


Figura 5.5 – FFT das séries temporais de aceleração monitoradas do experimento com $Re = 400$ (velocidade da plataforma de teste = 0,05 m/s).

**FFT da Aceleração Transversal
(Experimento com $Re = 560$)**

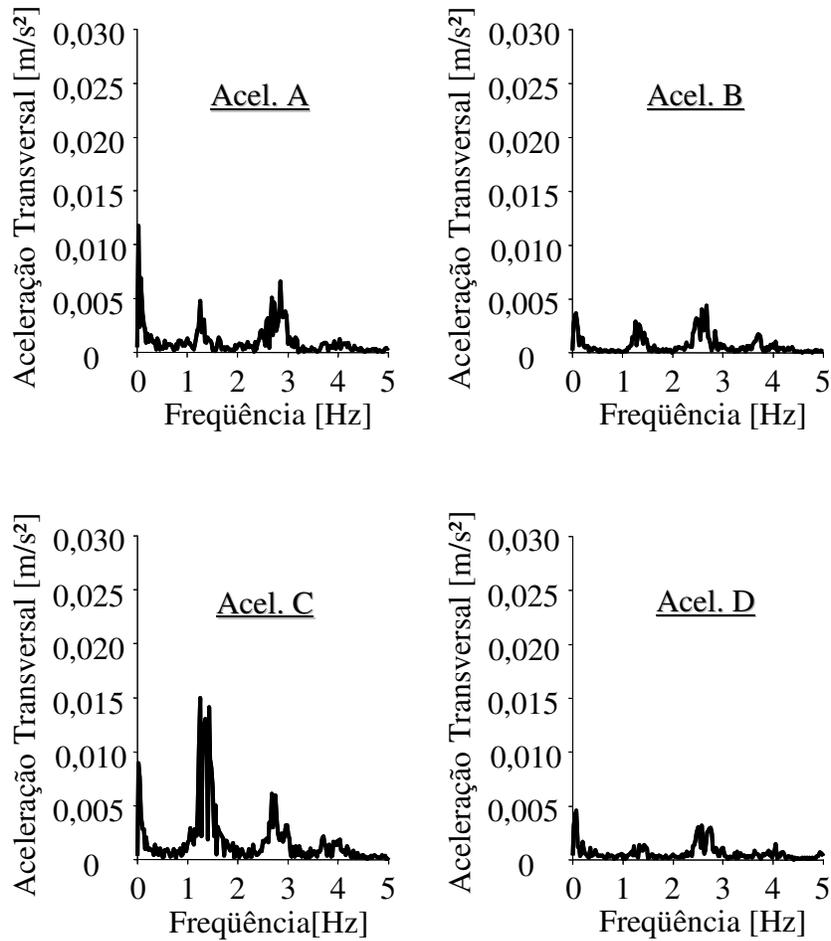


Figura 5.6 – FFT das séries temporais de aceleração monitoradas do experimento com $Re = 560$ (velocidade da plataforma de teste = 0,07 m/s).

Como pode ser visto na figura 5.7, tanto as acelerações medidas pelos acelerômetros instalados na transversal e na normal apresentaram os mesmos componentes harmônicos de resposta, podendo ter ocorrido influência da vibração *in-line* na medição da vibração transversal, e vice versa.

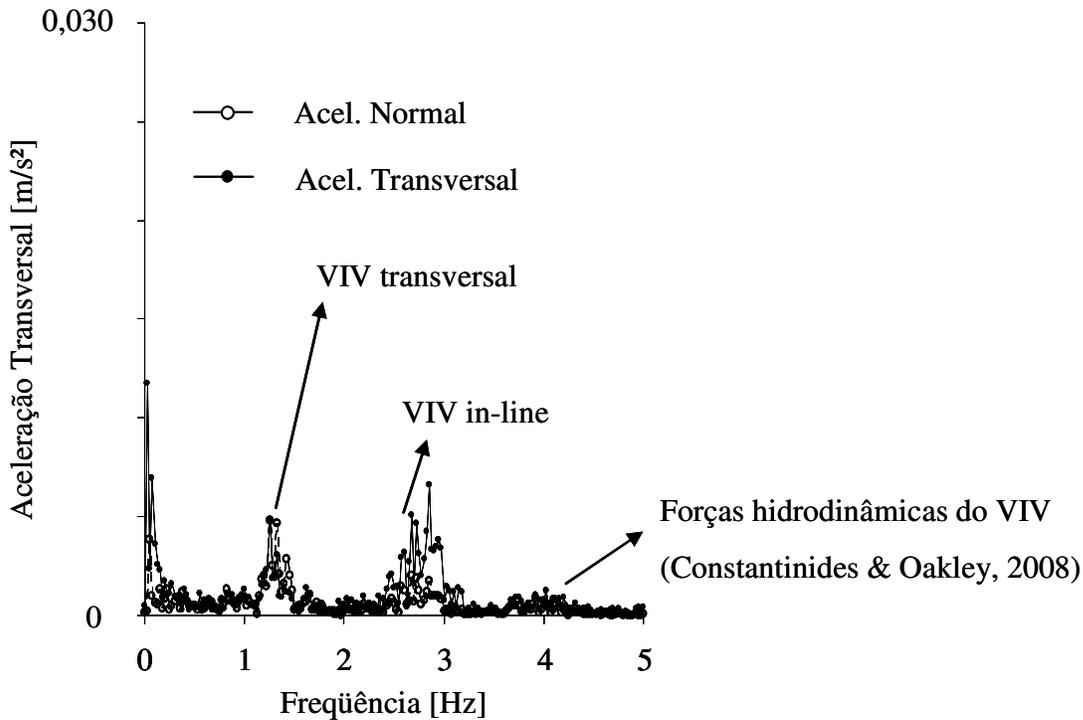


Figura 5.7 – Comparação entre os dados de aceleração monitorados pelo acelerômetro instalado na transversal e na normal.

Fazendo uma comparação com os resultados sobre a VIV apresentados nas literaturas técnicas até o momento, faz-se a interpretação de que o primeiro harmônico da frequência de desprendimento de vórtices corresponde à vibração devido à VIV transversal causado devido à oscilação do coeficiente de sustentação (C_L). Feita a consideração dos micro acelerômetros de precisão, o segundo harmônico da frequência de desprendimento de vórtices irá corresponder à VIV *in-line*, conseqüência da variação do coeficiente de arrasto (C_D) a cada meio ciclo da VIV e que portanto acontecerá numa frequência duas vezes a da transversal.

O terceiro harmônico, assim como os harmônicos mais altos, é um tópico em estudo atualmente por um grande número de pesquisadores (Jauvtis e Willianson, 2003, Vandiver *et al.*, 2007, Constantidines e Oakley, 2008), mas sabe-se que eles provocam um grande impacto no dano a fadiga de estruturas marítimas.

Jauvtis e Williamson (2003) atribuem a consequência dos harmônicos mais altos aos vórtices 2T (*triplet vortices*). Estes resultados foram obtidos experimentalmente. Vandiver *et al.* (2007) também faz referência aos vórtices 2T como possíveis causadores dos altos harmônicos. Constantidines e Oakley (2008) conduziram simulações em CFD para escoamento em três dimensões e afirmam que os altos harmônicos estão relacionados às forças hidrodinâmicas.

A partir destes resultados (Fig. 5.5 e 5.6) e dos resultados de frequências naturais (Fig. 5.1) observa-se que a VIV transversal ocorre próxima à frequência natural transversal do 6º modo, a VIV *in-line* próxima à frequência natural *in-line* do 5º modo e o terceiro harmônico da VIV próxima à frequência natural transversal do 11º modo.

Comparação entre a Simulação Numérica e o Resultado Experimental

O conjunto de resultados apresentados foi obtido pelo experimento e pela simulação numérica com o número de Reynolds de aproximadamente 560. As séries temporais de aceleração para o experimento foram apresentadas na Fig. 5.4. Para realizar a comparação do resultado obtido empiricamente e os resultados obtidos pela simulação numérica foi realizada a transformada rápida de Fourier destas séries temporais (FFT). Como dito anteriormente, para os resultados experimentais, a FFT foi feita para 2048 pontos, o que representava um período de aproximadamente 40 segundos de monitoração, utilizando uma janela retangular. O procedimento para a análise dos resultados da simulação numérica foi apresentado na seção 4.5.

Inicialmente foi realizada uma comparação com o modelo de VIV originalmente proposto para *risers* verticais com os resultados experimentais obtidos pela monitoração dos acelerômetros: Acel A (Fig. 5.8), Acel B (Fig. 5.9), Acel C (Fig. 5.10) e Acel D (Fig. 5.11). Pode

se observar que os resultados apresentam diferenças quanto à frequência e a amplitude de vibração, o que indica a importância de se adequar este modelo para *riser* em catenária. O objetivo principal desta comparação foi apresentar os resultados a partir do modelo originalmente proposto, para então, poderem-se verificar as melhorias alcançadas com as alterações realizadas, como apresentado nos resultados a seguir.

Para investigar o efeito da alteração para a geometria da catenária (inclinação variável ao longo da profundidade) no cálculo da força de VIV na transversal, apresentada na seção 4.2, foram feitas comparações entre os resultados obtidos pela simulação numérica, que contemplou apenas a alteração investigada, e os resultados experimentais obtidos pela monitoração dos acelerômetros: Acel A (Fig. 5.12), Acel B (Fig. 5.13), Acel C (Fig. 5.14) e Acel D (Fig. 5.15). Observa-se que a simulação numérica representou qualitativamente bem o VIV na transversal ($1 \times f_s$), o que é indício de que a aproximação para cilindros inclinados apresentadas por Sumer e Fredsøe, 1997, Moe *et al.*, 2004 e Fajarra *et al.*, 2007 está correta.

Para investigar o efeito da consideração do movimento axial no cálculo da força de VIV na transversal, apresentada na seção 4.2, comparações foram realizadas entre os resultados obtidos pela simulação numérica, que contemplou a alteração investigada e a alteração para a geometria da SCR através da velocidade $V_{rel(VIV)}$ (Eq. 4.8), e os resultados experimentais obtidos pela monitoração dos acelerômetros: Acel A (Fig. 5.16), Acel B (Fig. 5.17), Acel C (Fig. 5.18) e Acel D (Fig. 5.19). Observa-se que a simulação numérica representou qualitativamente bem tanto a VIV na transversal ($1 \times f_s$) quanto o harmônico da VIV ($3 \times f_s$). Visto que a alteração foi realizada apenas no modelo de cálculo da força de VIV, que é uma força hidrodinâmica, estes resultados se tornam um indício de que as constatações de Jauvtis e Williamson (2003) e Constantidines e Oakley (2008) estão corretas.

**FFT da aceleração transversal (Acel. A)
Programa Original (*Risers* Verticais)**

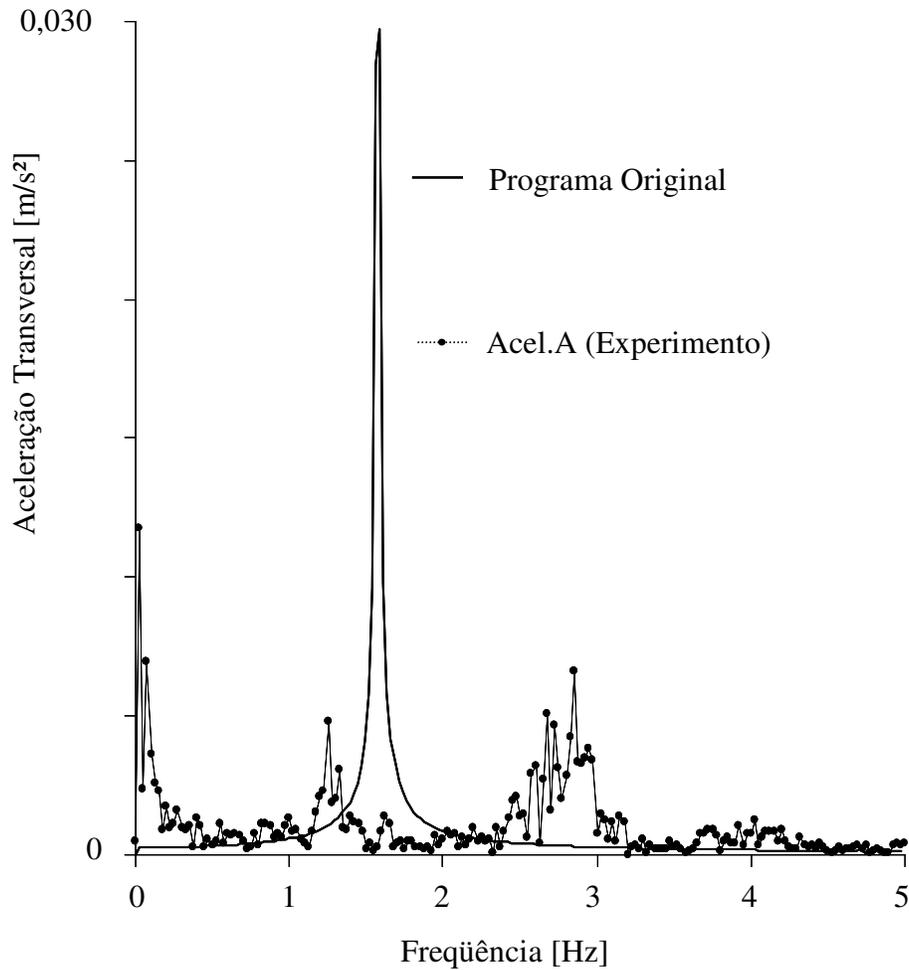


Figura 5.8 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. A) obtidos por simulação numérica utilizando o modelo originalmente desenvolvido para risers verticais (Morooka et al., 2004) e o experimento (Acel. A).

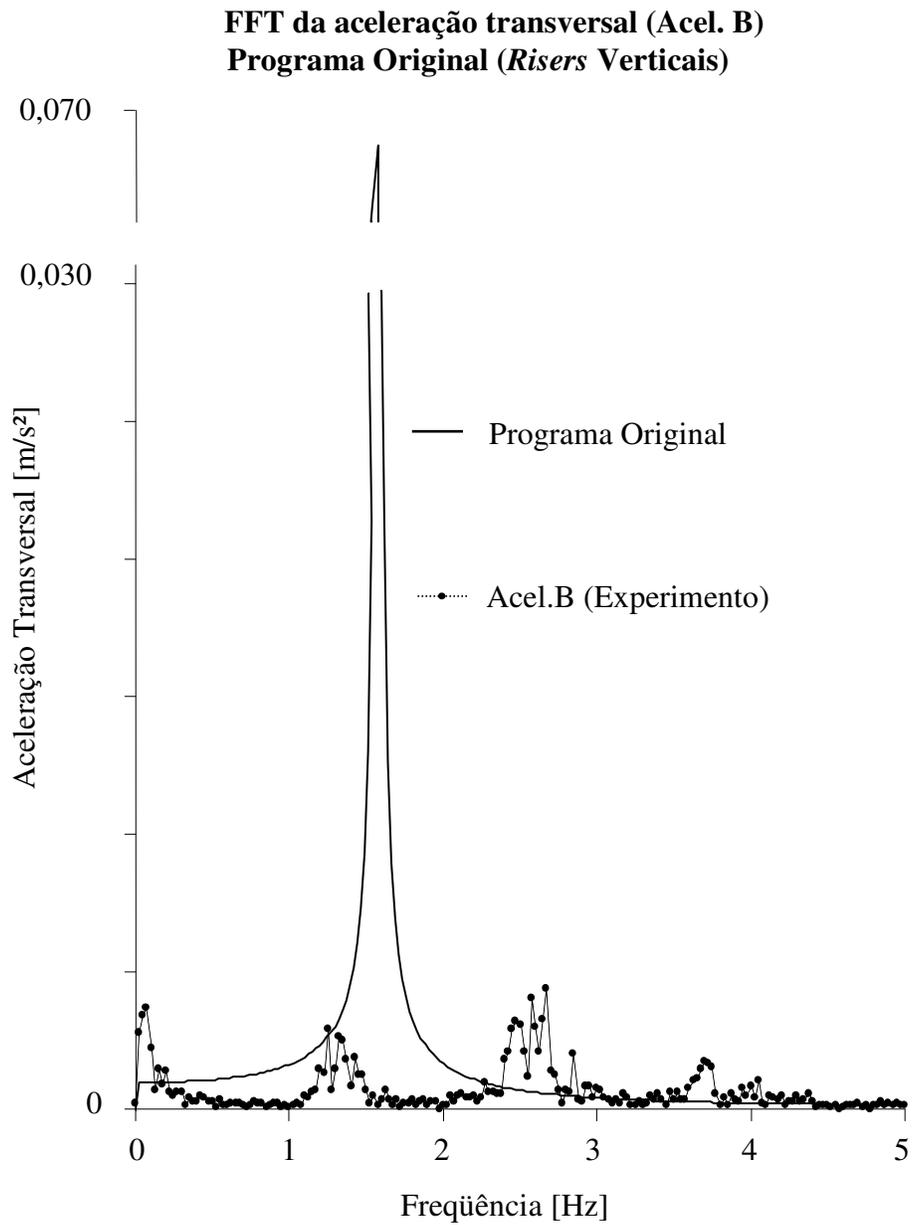


Figura 5.9 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. B) obtidos por simulação numérica utilizando o modelo originalmente desenvolvido para risers verticais (Morooka et al., 2004) e o experimento (Acel. B).

**FFT da aceleração transversal (Acel. C)
Programa Original (*Risers Verticais*)**

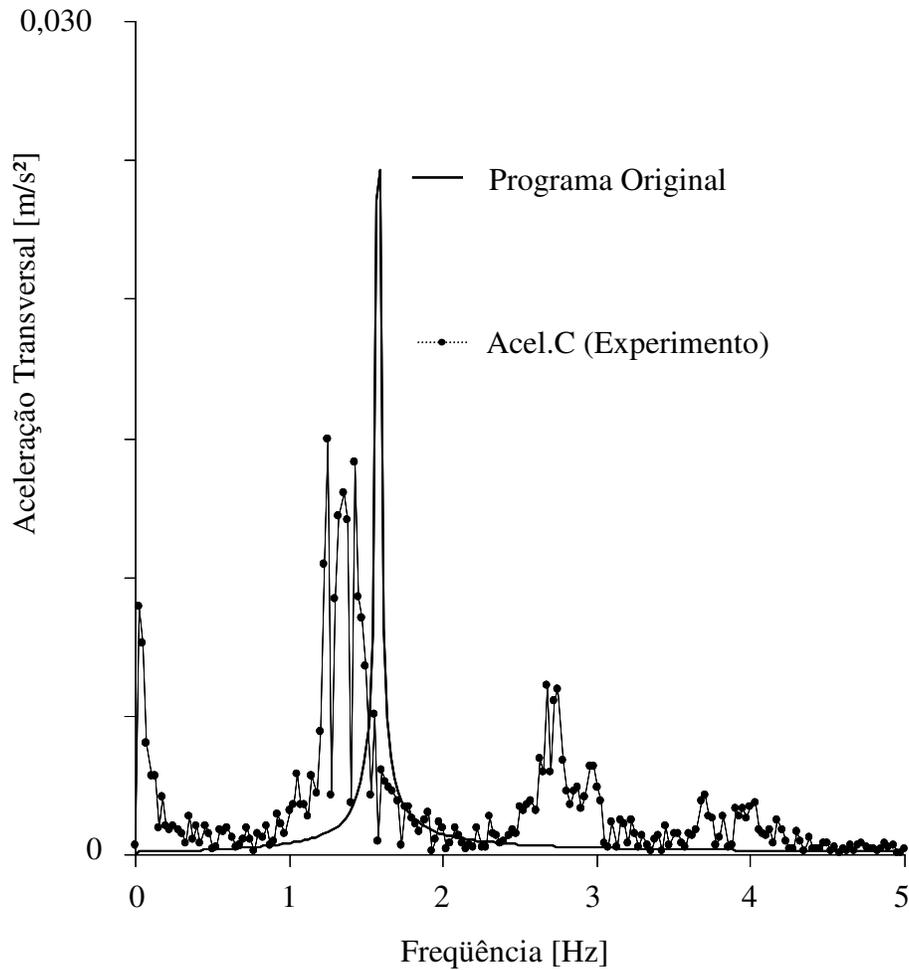


Figura 5.10 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. C) obtidos por simulação numérica utilizando o modelo originalmente desenvolvido para risers verticais (Morooka et al., 2004) e o experimento (Acel. C).

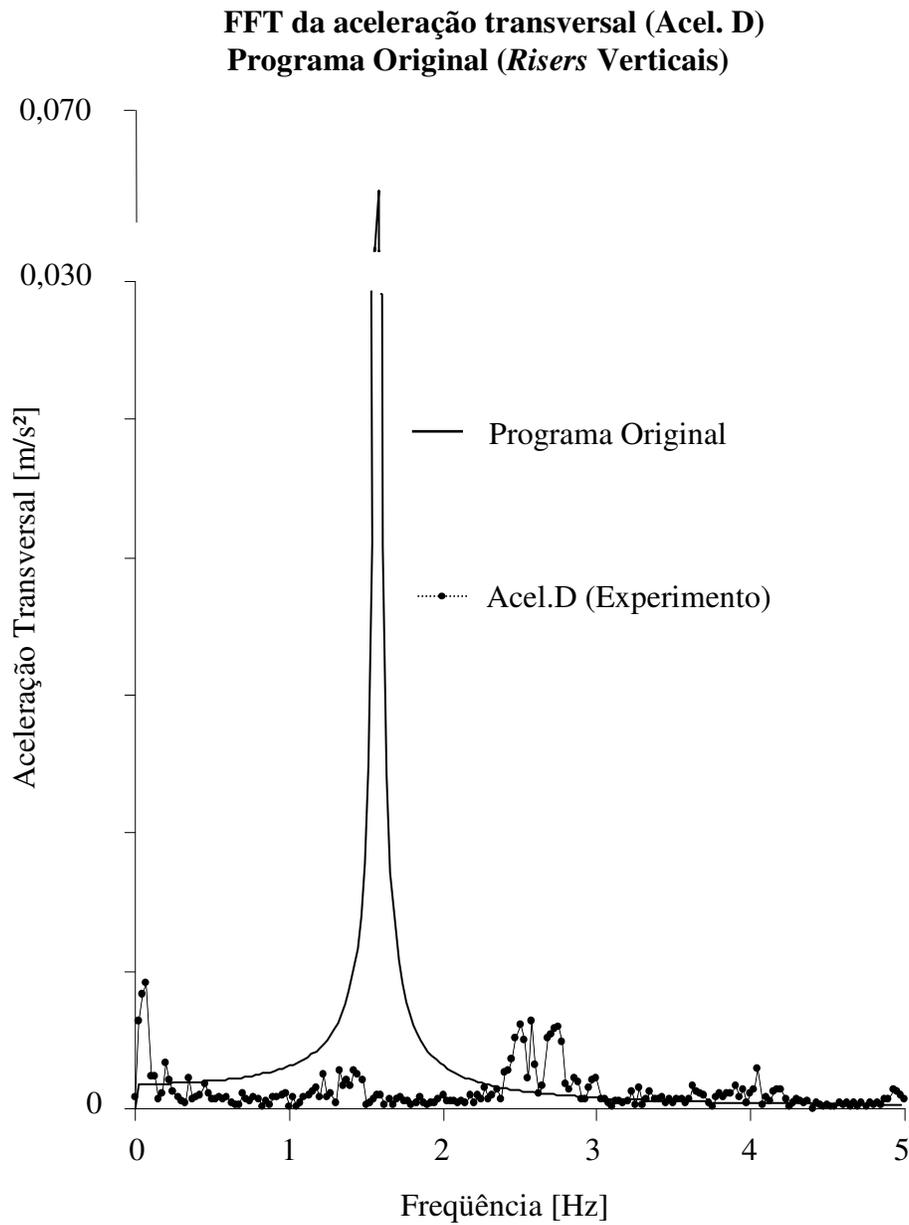


Figura 5.11 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. D) obtidos por simulação numérica utilizando o modelo originalmente desenvolvido para risers verticais (Morooka et al., 2004) e o experimento (Acel. D).

**FFT da aceleração transversal (Acel. A)
(Considerando a alteração apenas para a geometria da SCR)**

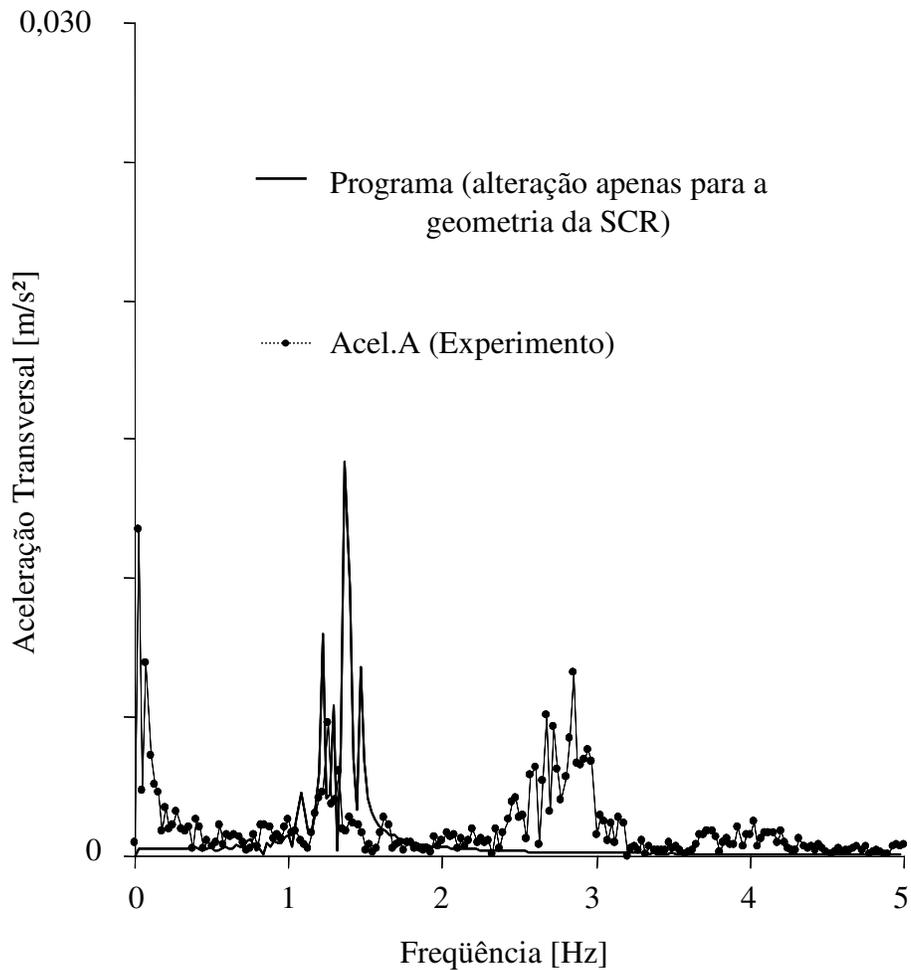


Figura 5.12 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. A) obtidos por simulação numérica (considerando apenas a alteração para a geometria da SCR) e o experimento (Acel. A).

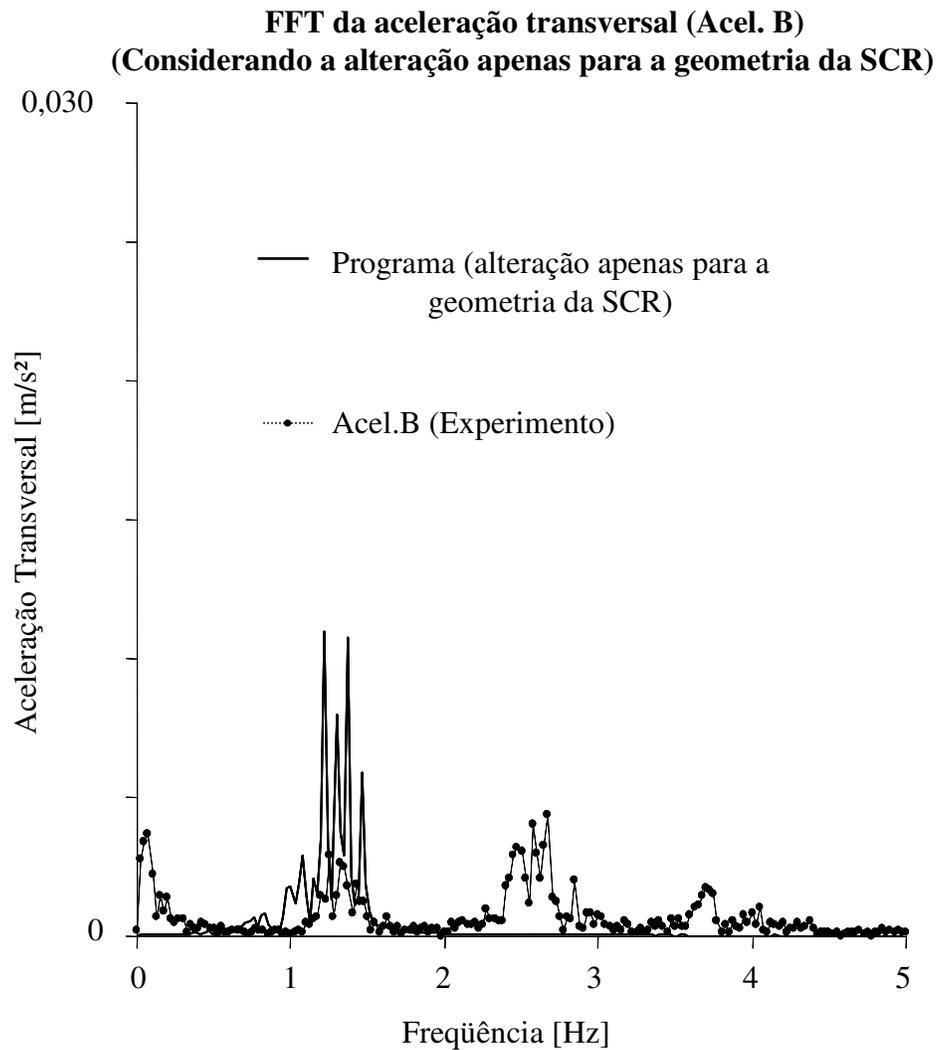


Figura 5.13 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. B) obtidos por simulação numérica (considerando apenas a alteração para a geometria da SCR) e o experimento (Acel. B).

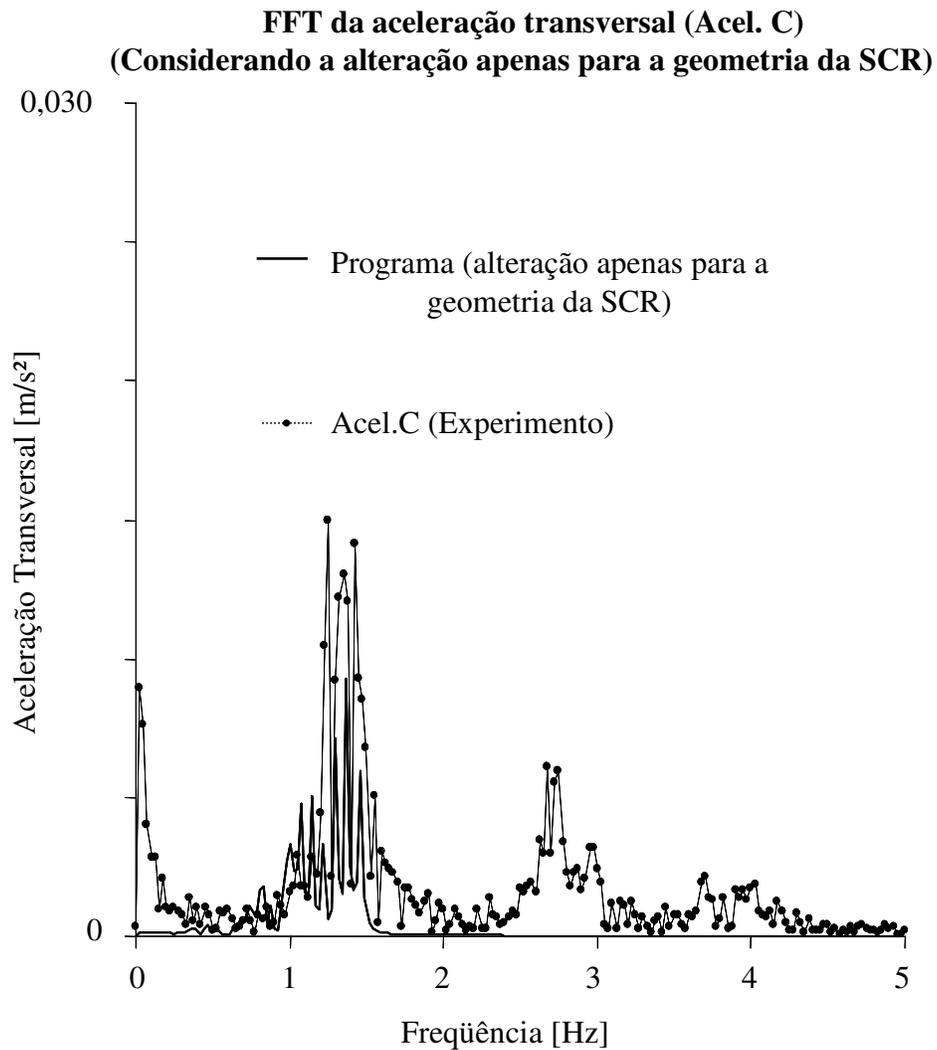


Figura 5.14 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. C) obtidos por simulação numérica (considerando apenas a alteração para a geometria da SCR) e o experimento (Acel. C).

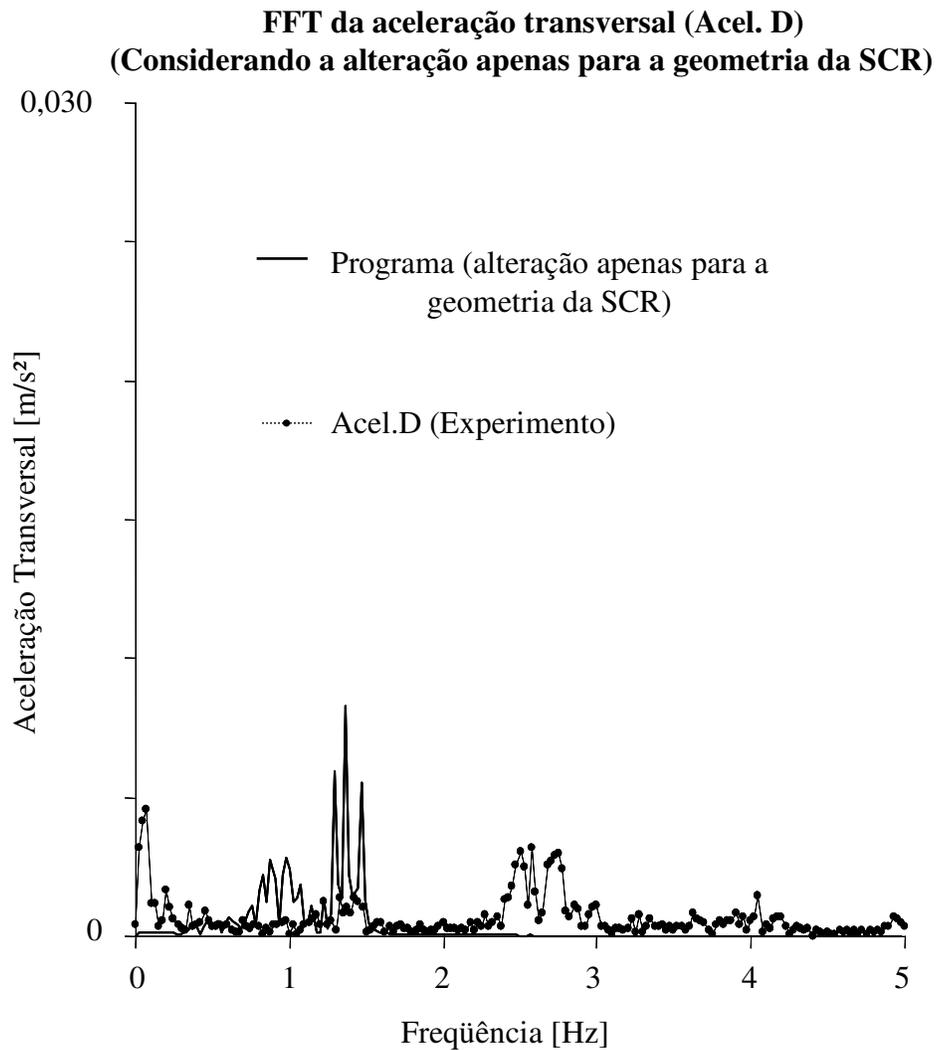


Figura 5.15 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. D) obtidos por simulação numérica (considerando apenas a alteração para a geometria da SCR) e o experimento (Acel. D).

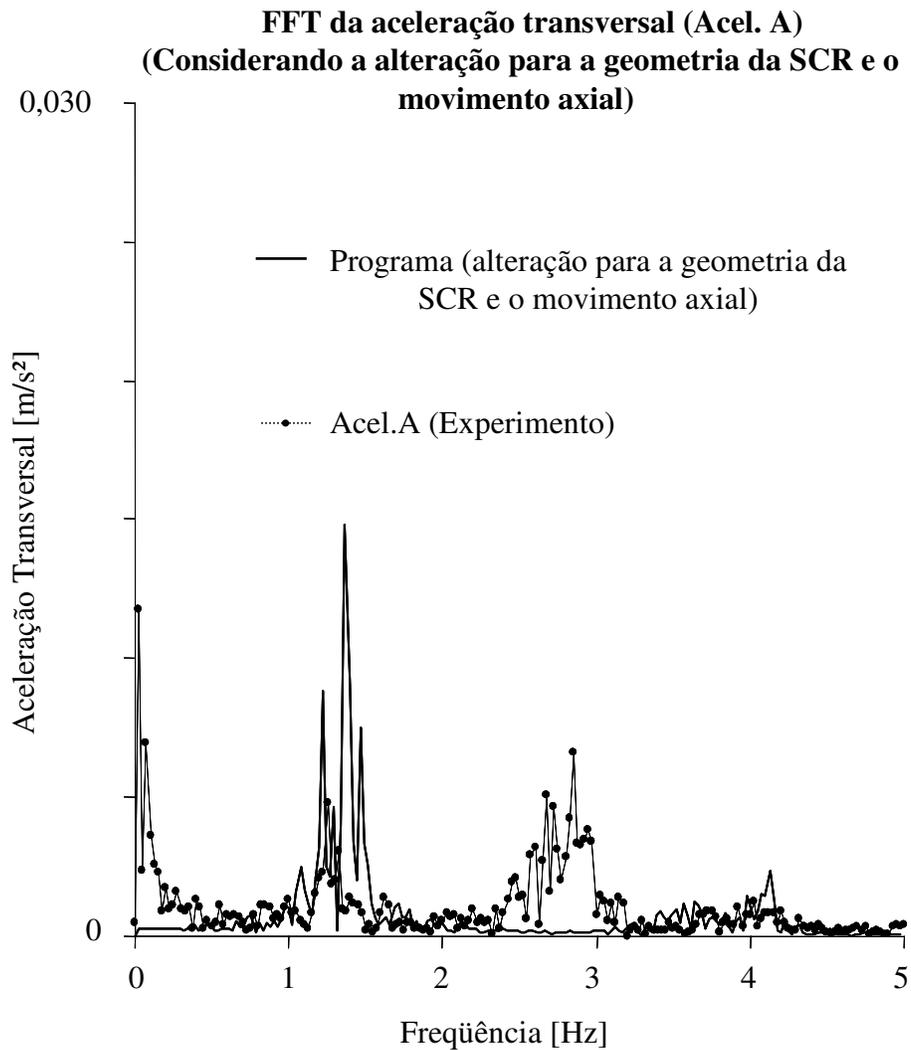


Figura 5.16 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. A) obtidos por simulação numérica (considerando a alteração para a geometria da SCR e o movimento axial) e o experimento (Acel. A).

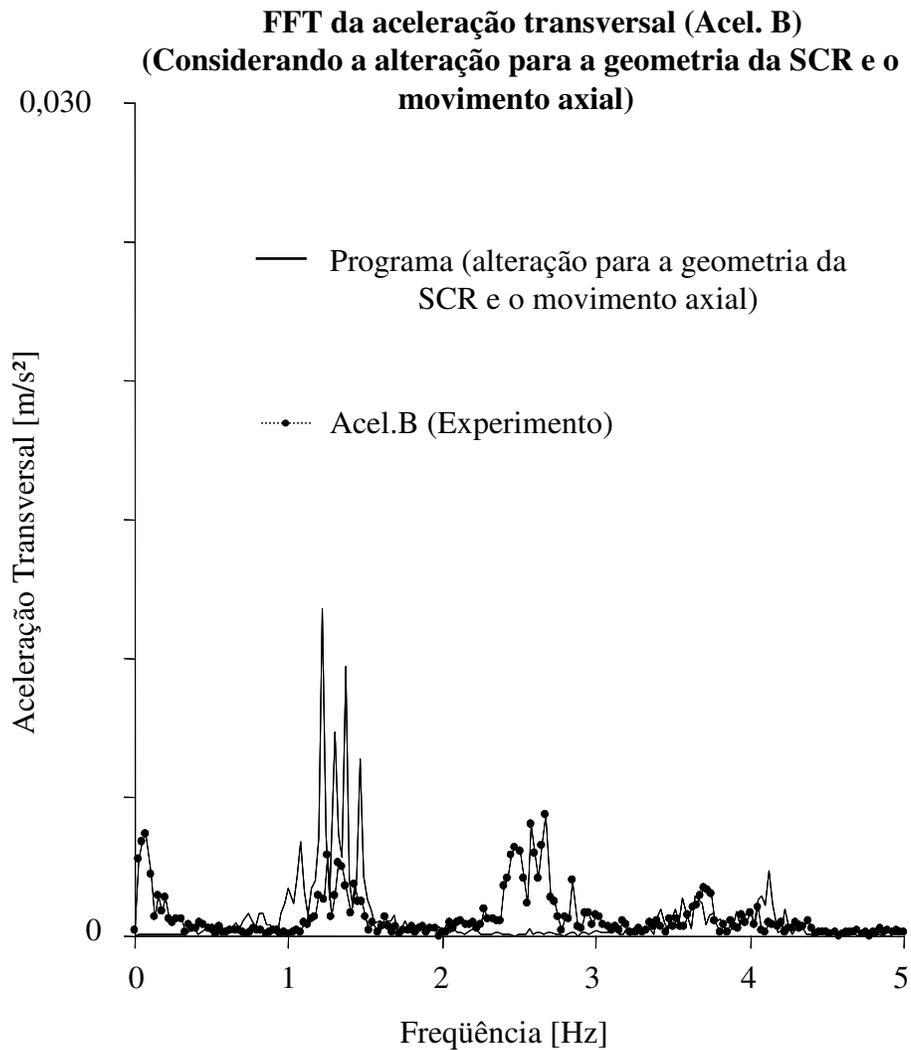


Figura 5.17 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. B) obtidos por simulação numérica (considerando a alteração para a geometria da SCR e o movimento axial) e o experimento (Acel. B).

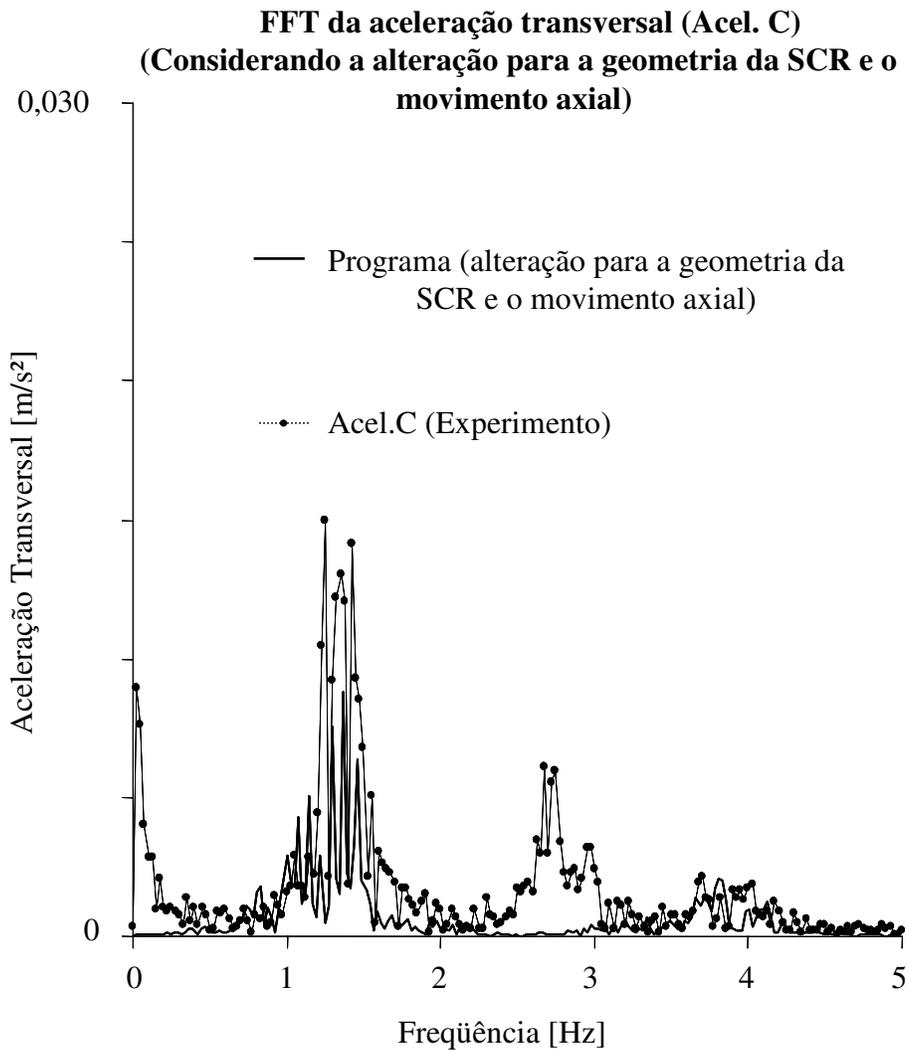


Figura 5.18 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. C) obtidos por simulação numérica (considerando a alteração para a geometria da SCR e o movimento axial) e o experimento (Acel. C).

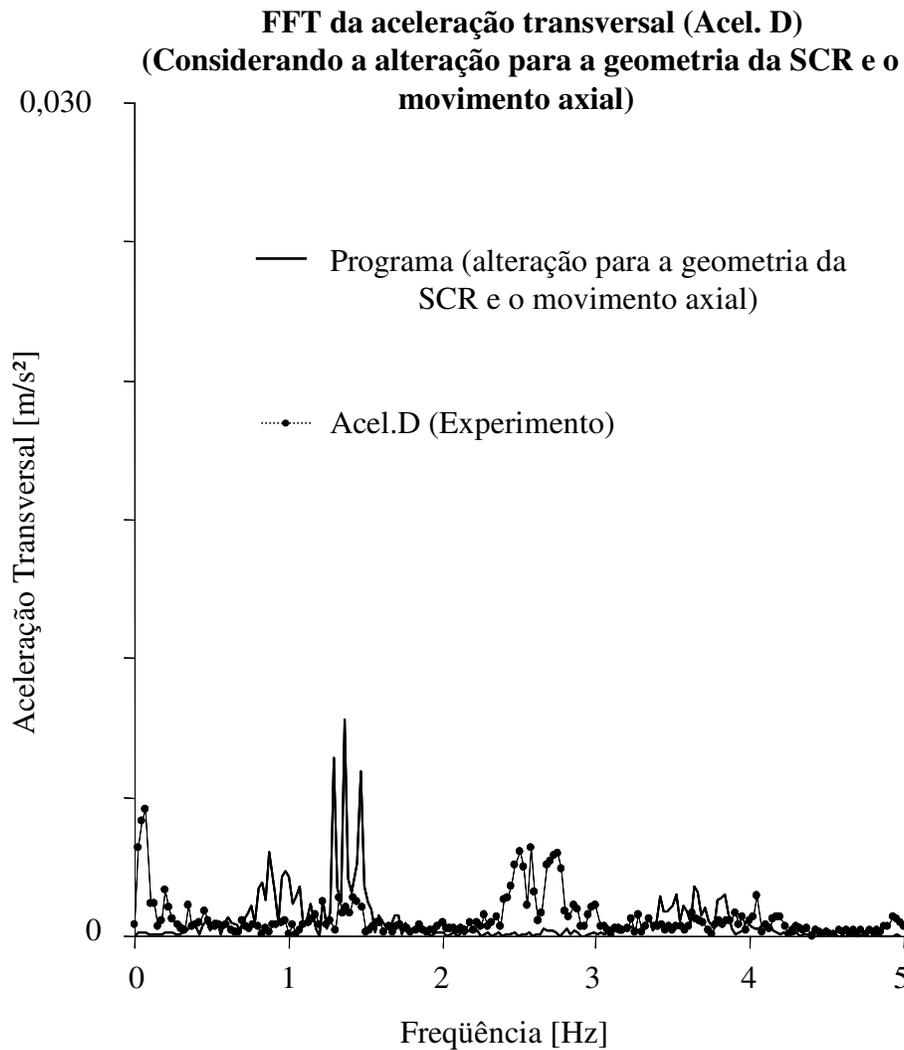


Figura 5.19 – Comparação da resposta à FFT dos resultados de aceleração na transversal (Acel. D) obtidos por simulação numérica (considerando a alteração para a geometria da SCR e o movimento axial) e o experimento (Acel. D).

Efeitos de *Travelling Waves*

Recentemente, o comportamento de *travelling waves* em *riser* foi observado nos resultados experimentais que tiveram o intuito de estudar o comportamento dinâmico de *riser* para águas profundas (Fachinetti *et al.*, 2003 e Vandiver *et al.*, 2005).

Gopalkrishnan (1993) define o comportamento de *travelling waves* como uma situação em que as oscilações provocadas pelas forças de VIV em cada ponto da estrutura irão originar ondas mecânicas. Conforme estas ondas se propagam de sua origem, elas serão amortecidas. Desta forma, as condições de contorno terão pouca influência sobre o comportamento dinâmico do *riser*. Elmore e Heald (1985) demonstram que para o caso de cabos ou cordas ($EA \gg EI$), a velocidade de propagação de onda (c) é dada pela Eq. 5.1.

$$c = \sqrt{\frac{T}{m}} \quad (5.1)$$

sendo T e m a tração e a massa linear do *riser*. Marcollo *et al.* (2007) calcularam a velocidade de propagação de onda para o experimento de Vandiver *et al.* (2005) através da Eq. 5.1 e verificaram boa concordância com os resultados experimentais (Fig. 2.9). Para o caso estudado por Marcollo *et al.* (2007), a velocidade de propagação de onda é constante, visto que a estrutura apresentou tração constante. No entanto, para as SCRs, a tração não pode ser considerada constante ao longo do seu comprimento devido às curvaturas apresentadas por esta estrutura.

Simulações numéricas foram realizadas para ilustrar o efeito de *travelling waves* em SCRs. De forma a obter um resultado que melhor representasse este comportamento, aplicou-se um perfil de correnteza com alta velocidade próxima ao TDP (local de geração das ondas mecânicas) e pequena velocidade acima deste local, apenas para garantir amortecimento. Os resultados são apresentados pelas Fig. 5.20, 5.21 e 5.22.

Segundo Kaasen *et al.* (2000) e Chaplin *et al.* (2005b), o comportamento de *travelling waves* pode ser identificado pela envoltória de movimento, através da ausência de nós, isto é, pontos ao longo da SCR que não apresentam vibração ao longo do tempo. A Fig. 5.20 apresenta a envoltória de movimento transversal para a SCR obtida no estudo de *travelling waves* para um período de 20 segundos. Pode-se observar o comportamento de *travelling waves* ao longo de todo o comprimento do *riser*, com exceção das regiões próximas às condições de contorno.

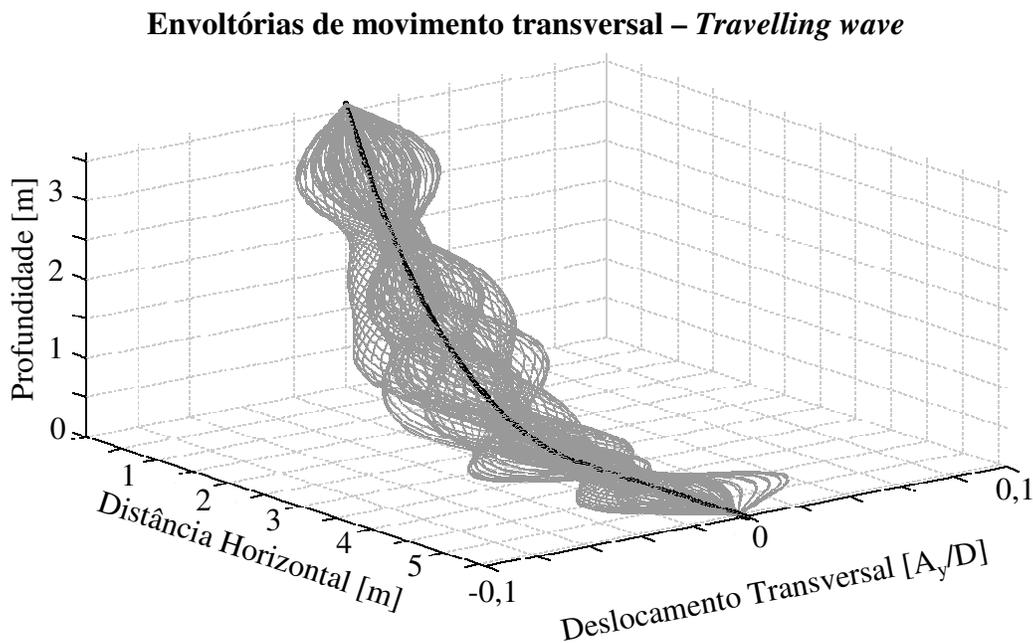


Figura 5.20 – Envoltória de movimento transversal obtida por simulação numérica para o estudo de *travelling waves* em SCR.

A Fig. 5.21 apresenta a série temporal de deslocamento ao longo do comprimento da SCR obtido no estudo de *travelling waves*. A partir deste resultado é possível observar a propagação de onda, assim como fez Marcollo *et al.*(2007) e Constantinides e Oakley (2008). No entanto, pode-se observar que a SCR não apresentou resultados alinhados ao apresentado por estes autores. Esta discrepância pode estar associada à tração variável da SCR ou ao alto amortecimento apresentado pelo modelo experimental que não permitiu que algumas ondas mecânicas propagassem grandes distâncias. A Fig. 5.22 é apresentada para a melhor visualização deste resultado. Estas figuras foram obtidas a partir da variação da deformada da SCR com o tempo.

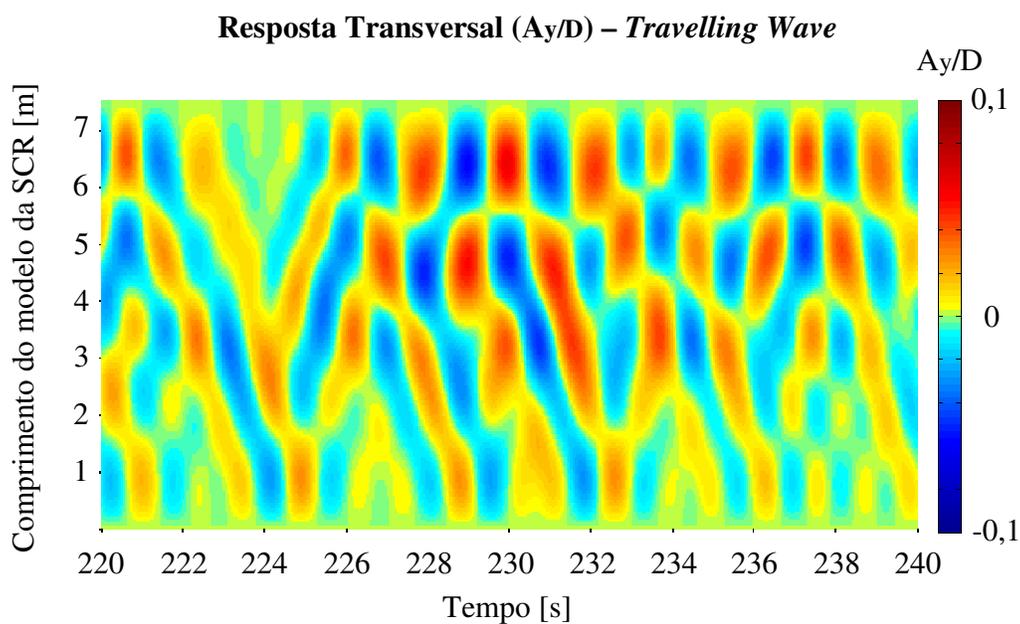


Figura 5.21 – Resposta transversal do modelo da SCR em 2D (estudo de travelling wave).

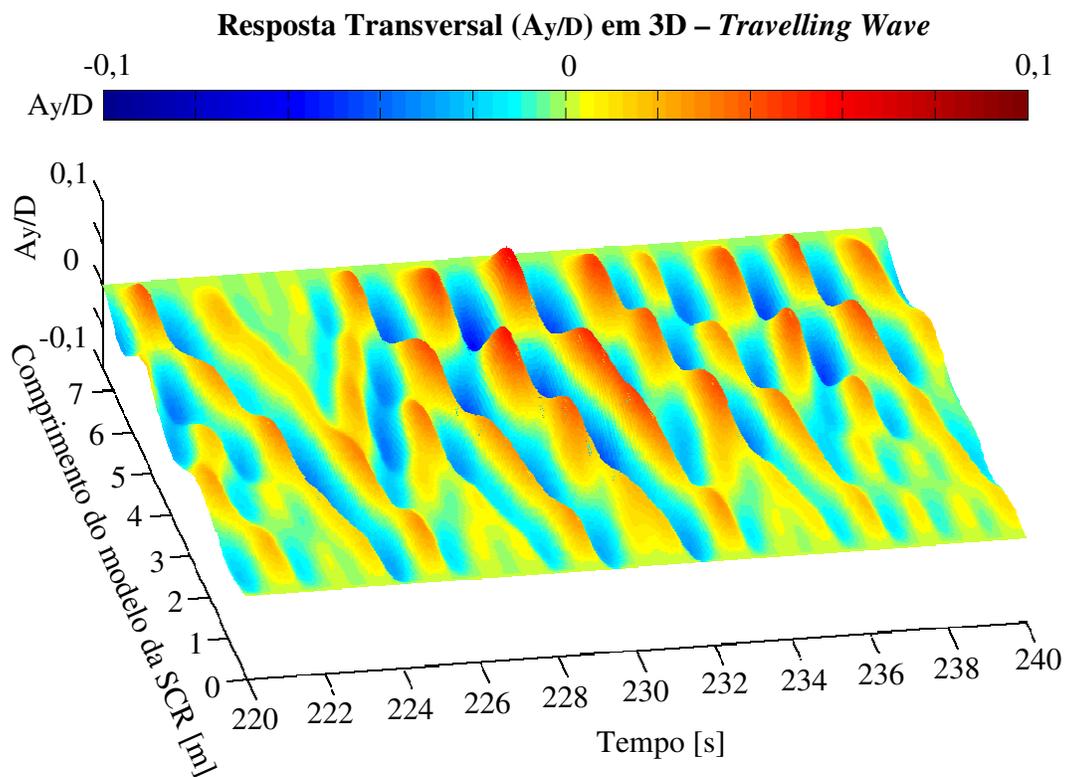


Figura 5.22 – Resposta transversal do modelo da SCR em 3D(estudo de travelling wave).

Diferente do comportamento de *travelling waves*, o comportamento de *standing waves* ocorre em situações em que as condições de contorno influenciam de forma significativa na resposta dinâmica do *riser* às forças de VIV.

O comportamento de *standing wave* é geralmente encontrado nos resultados de experimentos de VIV com cilindros flexíveis curtos ou próximos das condições de contorno, devido à reflexão da onda. Elmore e Heald (1985) modelam o comportamento de *standing wave* como duas ondas com a mesma amplitude e frequência propagando simultaneamente com fases opostas.

Segundo Kaasen *et al.* (2000), o comportamento de *standing wave* é marcado pela presença de nós ao longo do comprimento do *riser*, como pode ser observado pela Fig. 5.23, que foi obtida pela simulação numérica considerando apenas o movimento no topo para um período de 20 segundos. A presença de nós é evidenciada nas séries temporais apresentadas nas Fig. 5.24 e 5.25.

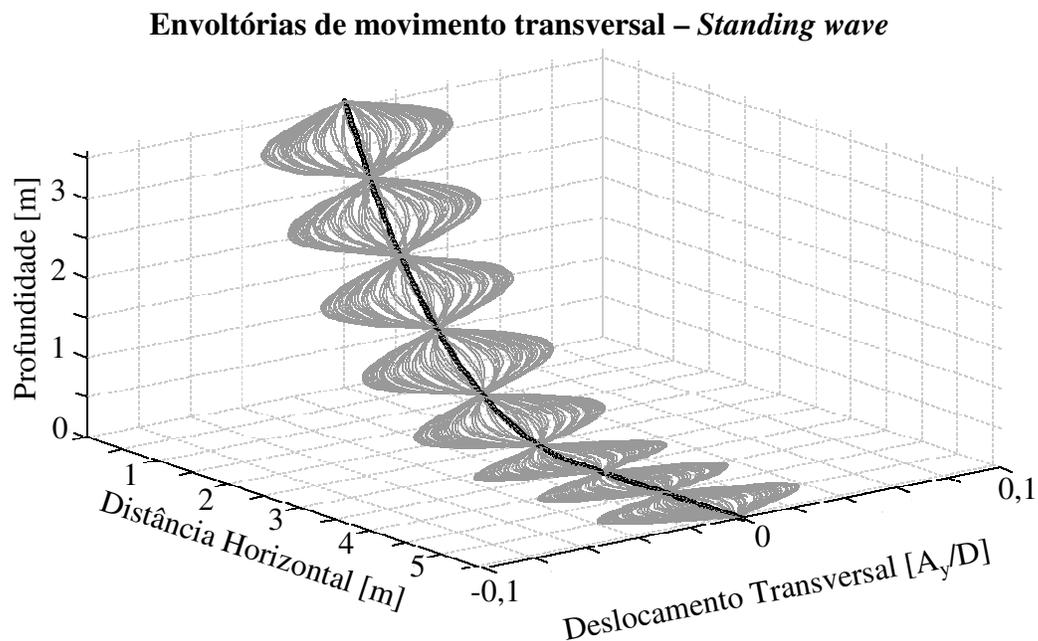


Figura 5.23 – Envoltória de movimento transversal obtida por simulação numérica para o estudo de *standing waves* em SCR.

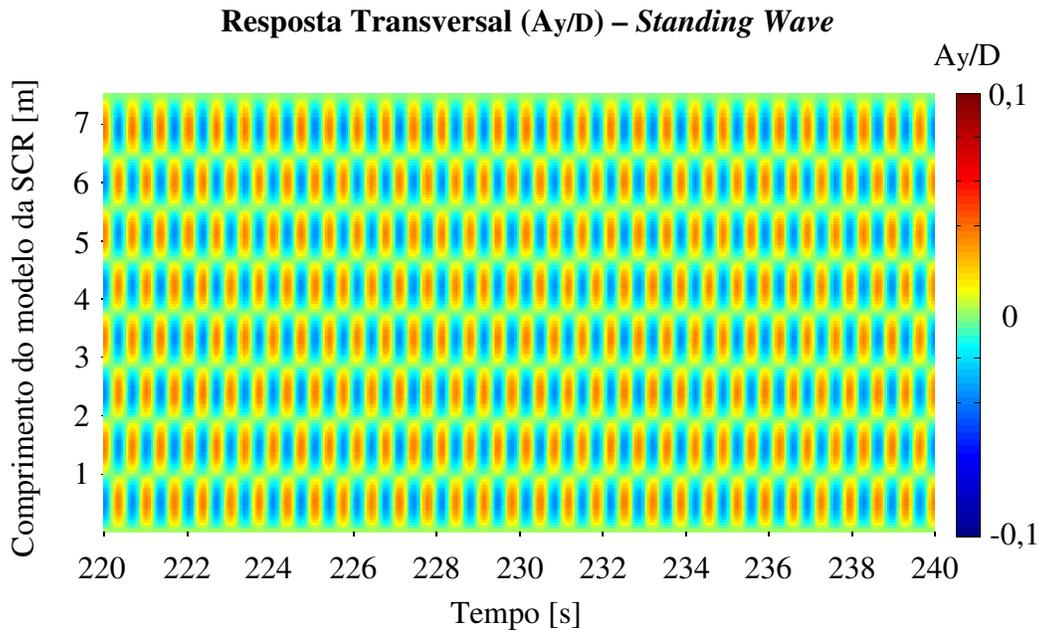


Figura 5.24 – Resposta transversal do modelo da SCR em 2D (estudo de standing wave).

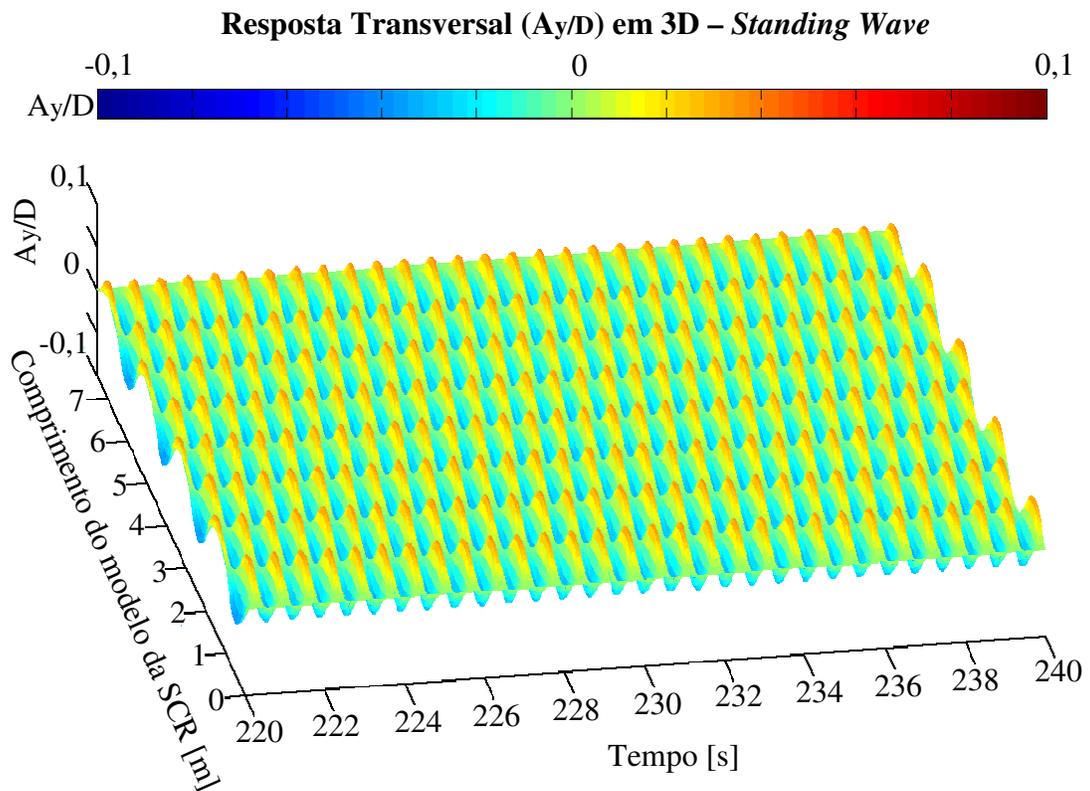


Figura 5.25 – Resposta transversal do modelo da SCR em 3D (estudo de standing wave).

A partir dos estudos sobre *travelling waves* e *standing waves* no modelo reduzido da SCR é de se esperar que o comportamento de *standing wave* impacte mais na vida em fadiga do *riser* do que o comportamento de *travelling waves*. Isto se deve ao fato de no comportamento de *standing waves* haver a formação de nós e anti-nós, de forma que caso não ocorra alteração das condições ambientais, todos os pontos da estrutura estarão submetidos ao mesmo comportamento por todo o período há que a estrutura estiver instalada. Assim as nós tenderão a falhar primeiro visto que são os pontos mais solicitados. Por outro lado, o comportamento de *travelling waves* tende a distribuir as tensões no *riser*.

Algumas condições de correnteza simuladas pelo experimento foram investigadas através das simulações numéricas. A envoltória de movimento transversal para a simulação numérica do experimento para Re igual a 560 é apresentada na Fig. 5.26. Observa-se a predominância do comportamento de *travelling waves* ao longo de todo o comprimento da SCR, com exceção das regiões próximas às condições de contorno, que apresentam o comportamento de *standing wave* devido à reflexão das ondas mecânicas.

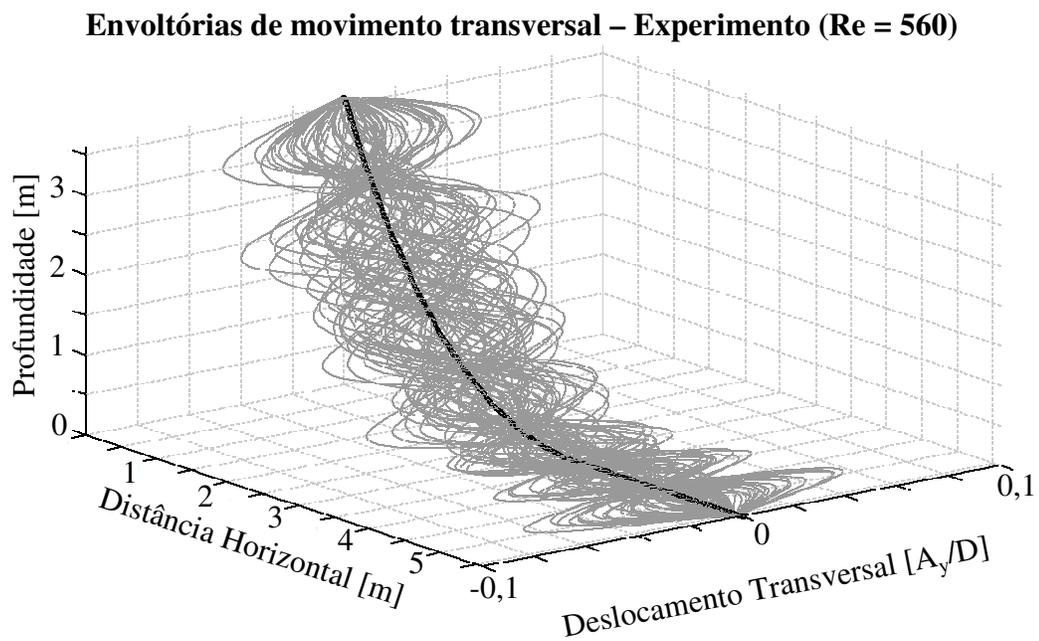


Figura 5.26 – Envoltória de movimento transversal obtida por simulação numérica para a investigação do experimento com a SCR ($Re = 560$).

Como apresentado no Capítulo 2, Vandiver (1993) recomenda o uso do adimensional $n\zeta$ para verificar se uma estrutura irá responder em *travelling waves* ou em *standing waves*. Os resultados de frequências naturais (Fig. 5.1) e dos resultados experimentais de aceleração para as condições de $Re = 560$ (Fig.5.6) indicam que a frequência de desprendimento de vórtices (f_S) é próxima à frequência natural do sexto modo de vibração transversal ($n = 6$). E, como visto na seção 5.1, há evidências que indicam que $\zeta > 1$, resultando em um valor $n\zeta_n$ maior que 2, que segundo Vandiver (1993), indica um comportamento predominado por *travelling waves*, coincidindo com os resultados da simulação numérica apresentados nas Figs. 5.26, 5.27, 5.28 e 5.29.

A Figura 5.27 apresenta a resposta transversal para o experimento em $Re = 560$ e as séries temporais nos pontos: TDP, L1 e L2. A partir destes resultados verifica-se que a resposta transversal representa corretamente as séries temporais e que as regiões de baixa amplitude dos batimentos apresentam o predomínio do efeito de *travelling waves*. As Figs. 5.28 e 5.29 apresentam uma região ampliada da Fig. 5.27. Podem-se observar as ondas propagando de ambas extremidades e o efeito da reflexão das ondas.

As amplitudes de vibração apresentadas nestes resultados apresentam valores muito inferiores a 1 diâmetro de vibração transversal geralmente observado nos experimentos de VIV. Isto pode estar associado ao alto amortecimento estrutural e hidrodinâmico e às simplificações adotadas no modelo de VIV.

Atualmente, este programa considera os coeficientes hidrodinâmicos constantes no tempo e no espaço. No entanto, como foram apresentados por Gopalkrishnan (1993) os coeficientes hidrodinâmicos irão depender dentre outros fatores, do Re , da frequência e amplitude de vibração. Parâmetros estes que estarão variando ao longo do comprimento da SCR. Para esta simulação numérica foi considerado $C_D = 1,2$, $C_L = 0,37$ e $C_A = 1,0$.

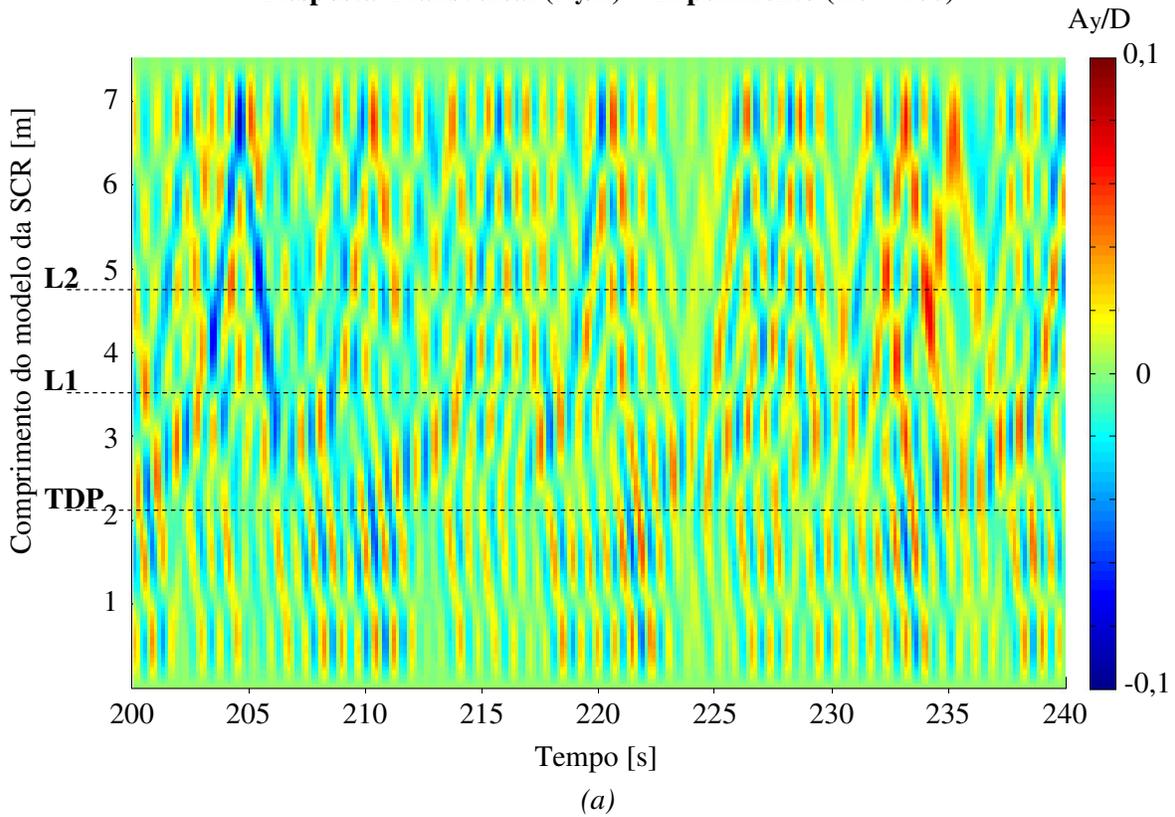
C_A e C_D foram determinados através do Re para cilindros estacionários. Neste caso Re foi calculado considerando a velocidade do carro dinamométrico. C_L foi determinado através da Eq.

5.2 apresentada por Blevins (1986) para cilindros rígidos, esta mesma equação é adotada em Ferrari (1998).

$$C_L = 0,35 + 0,60\left(\frac{A_y}{D}\right) - 0,93\left(\frac{A_y}{D}\right)^2 \quad (5.2)$$

a amplitude de vibração (A_y/D) foi obtida pelos resultados experimentais, integrando a aceleração duplamente no domínio da frequência e obtendo-se a média.

Resposta Transversal (A_y/D) – Experimento ($Re = 560$)



Séries Temporais de Deslocamento

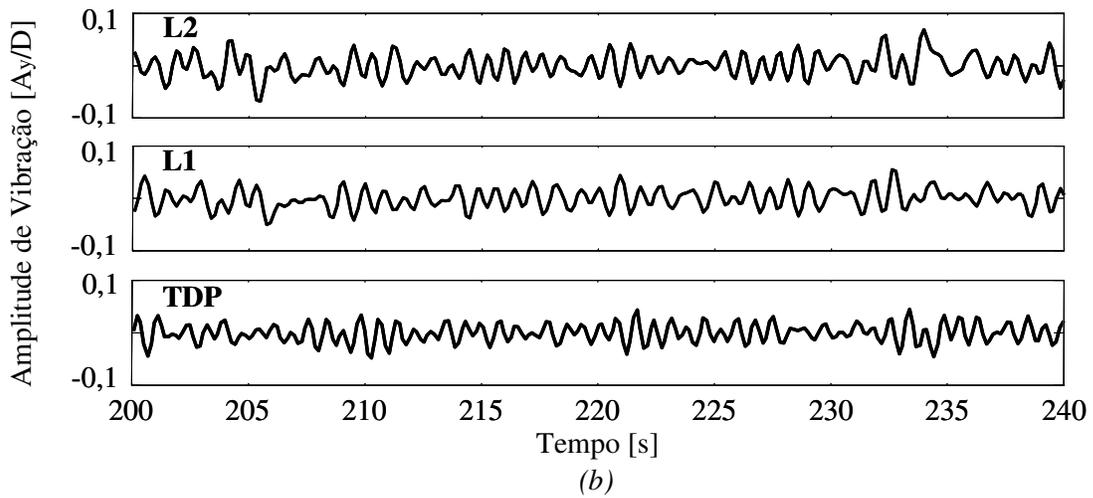


Figura 5.27 – Resposta transversal do modelo da SCR em 2D (a) e séries temporais nos pontos: TDP, L1 e L2 (b) para o experimento $Re = 560$.

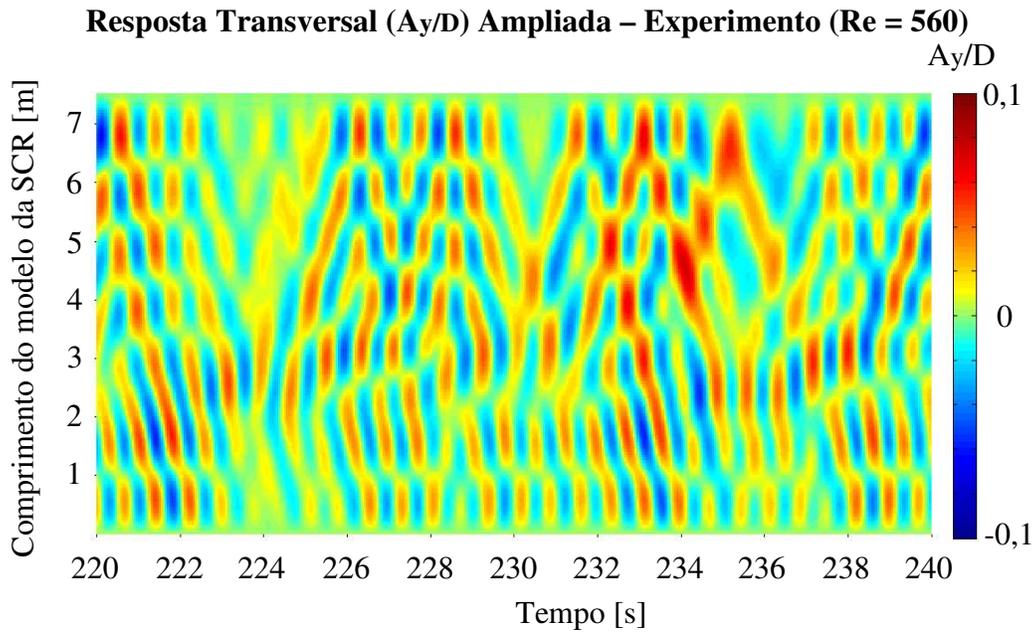


Figura 5.28 – Resposta transversal ampliada do modelo da SCR em 2D (experimento $Re = 560$).

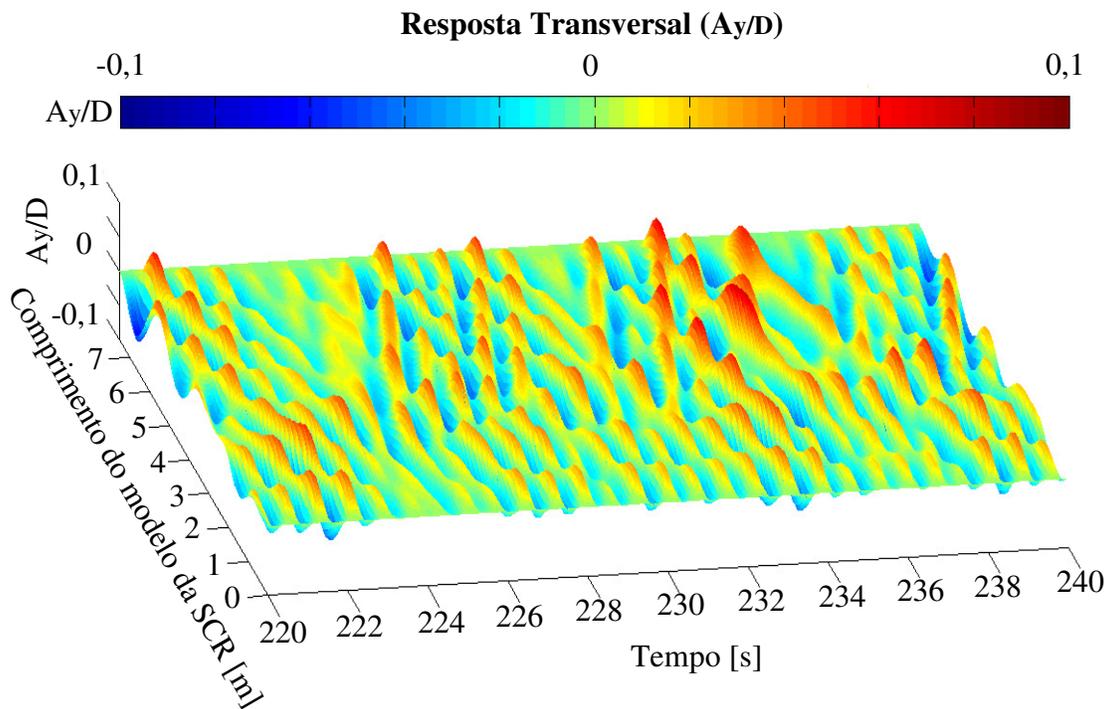


Figura 5.29 – Resposta transversal do modelo da SCR em 2D (experimento $Re = 560$).

Capítulo 6

Conclusões e Sugestões

O objetivo do presente trabalho foi o estudo do comportamento dinâmico de *risers* rígidos em catenária (SCR) com ênfase na Vibração Induzida por Vórtices (VIV), através da análise dos resultados experimentais com modelo em escala reduzida e de simulação numérica.

O experimento foi conduzido sobre várias condições simuladas do ambiente, variando a velocidade do carro dinamométrico, a amplitude da oscilação no topo do modelo, a amplitude e o período das ondas. No entanto, os resultados apresentados neste trabalho focaram apenas os experimentos que simularam apenas o efeito da correnteza.

Mesmo para o perfil de correnteza uniforme, o modelo da SCR apresentou em sua resposta o comportamento de batimento, e ao que indica a literatura técnica, pode ter sido consequência da alta razão do comprimento pelo diâmetro e a curvatura estática do modelo experimental variando com a profundidade.

Além deste resultado, também se pode observar a presença de harmônicos da frequência de desprendimento de vórtices nos resultados experimentais. Comparando estes resultados com os resultados apresentados nos artigos técnicos atuais, existem indícios de que estes harmônicos estão relacionados às forças hidrodinâmicas.

Visando o aprofundamento do entendimento dos resultados experimentais foram implementadas sub-rotinas computacionais para a força de VIV em um programa de análise dinâmica de *risers*. Os resultados obtidos pela simulação numérica apresentaram uma boa aproximação aos resultados experimentais, onde:

- Os altos harmônicos da frequência de desprendimento de vórtices obtidos através da modificação proposta que permitiu a consideração dos movimentos axiais na força de VIV. O fato de apenas a alteração na força de VIV ter permitido a reprodução dos harmônicos da frequência de desprendimento de vórtices é uma evidência de que estes harmônicos estão atrelados às forças hidrodinâmicas, que podem estar relacionadas aos padrões de emissão de vórtices. No entanto, constatações mais precisas poderão ser obtidas a partir de experimentos que tenham por finalidade o estudo deste fenômeno;
- O comportamento de *travelling waves* foi observado nos resultados obtidos pela simulação numérica. A predição deste comportamento é importante, visto que é esperado um aumento da vida do *riser*, quando comparado ao comportamento de *standing wave*;

Tanto os resultados empíricos quanto numéricos apresentaram concordância com os resultados para longos cilindros flexíveis apresentados na literatura. No entanto, considerando as simplificações adotadas nas implementações, as limitações experimentais, e a complexidade do fenômeno da VIV, não se pode considerar este trabalho como completo e definitivo. Muitos estudos, análises e experimentos ainda são necessários para se atingir conclusões definitivas. Principalmente, para alto número de Reynolds, que podem apresentar comportamentos hidrodinâmicos diferentes ao apresentado no experimento conduzido no presente trabalho.

Sugestão para Trabalhos Futuros

Os trabalhos que ainda deverão ser realizados podem ser divididos entre as implementações numéricas e experimentos.

Novas implementações devem ser realizadas com o objetivo de permitir que os coeficientes hidrodinâmicos variem em função de Re , da amplitude e frequência de vibração dependendo da posição e do tempo. Algumas alternativas são apresentadas por Lie (1995) e Lopes (2007).

O experimento apresentado no presente trabalho apresenta limitações inerentes ao fator de escala aplicado. É desejável a realização de experimento em tanque com maiores dimensões que permita uma menor redução de escala, ou mesmo reprodução parcial truncado da estrutura do SCR podendo-se assim melhor reproduzir as condições reais de operação do SCR, com melhor reprodução dos amortecimentos envolvidos e, com melhor representação dos modos de vibração presentes na estrutura. E através de instrumentação adequada, poder constatar, ou não, o comportamento de *travelling waves* e demais vibrações presente na SCR. Algumas técnicas de instrumentação podem ser o uso da fibra ótica (Williams, 2007), ou câmera ótica de monitoração (Maeda *et al.*, 2005 e Fachinetti *et al.*, 2003).

E finalmente, experimentos em grande escala e com altos valores de Re para SCRs, conduzidos em ambiente controlado, são fundamentais para o correto entendimento do comportamento estático e dinâmico real de um SCR em operação em ambiente marinho.

Referência Bibliográfica

ANFLEX – Análise Não Linear de *Riser* e Linhas de Ancoragem: Versão 5.7, Manual Teórico do Programa, Petrobras/Cenpes, 2001.

BEARMAN, P.W., GRAHAM, J.M.R., OBASAJU, E.D. **A Model Equation for the Transverse Force on Cylinders in Oscillatory Flows.** *Applied Ocean Research*, v.6, p.166-172, 1984.

CHAKRABARTI, S.K. **Hydrodynamics of Offshore Structures.** Boston: WIT Press (Computational Mechanics Publication), 1987. 440p.

CHAKRABARTI, S.K. **Offshore Structure Modeling.** Singapura: World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 1994. 470p.

CHAPLIN, J.R., BEARMAN, P.W., HUERA HUARTE, F.J., PATTENDEN, R.J. **Laboratory measurements of vortex-induced vibrations of a vertical tension riser in a stepped current.** *Journal of Fluid and Structures*, v.21, p.3-24, 2005a.

CONSTANTINIDES, Y., OAKLEY, O.H., HOLMES, S. **CFD high L/D riser modeling study.** In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARTIC ENGINEERING, OMAE, 26, 2007, San Diego, Estados Unidos.

CONSTANTINIDES, Y., OAKLEY, O.H. **Numerical prediction of VIV and comparison with field experiments.** In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARTIC ENGINEERING, OMAE, 27, 2008, Estoril, Portugal.

ELMORE, W.C., MARK, M.A. **Physics of Waves.** Nova Iorque: Dover Publications, 1969.

FACCHINETTI, M.L., DE LANGRE, E., BIOLLEY, F. **Vortex-induced travelling waves along cable.** *European Journal of Mechanics B/Fluids*, v.23, p.199-208, 2004.

FERRARI, JR., J.A. **Hydrodynamic loading and response of offshore risers.** Tese (Doutorado em Engenharia Aeronáutica) - Departamento de Aeronáutica, Imperial College of Science, Technology and Medicine (Universidade de Londres), Londres. 1998.

FERRARI, JR., J.A., BEARMAN, P.W. **A Quasi 3-D model for the hydrodynamic loading and response of offshore risers.** In: INTERNATIONAL OFFSHORE AND POLAR ENGINEERING CONFERENCE, ISOPE, 9, 1999, Brest, França.

FRANCISS, R. **Vortex Induced Vibration Monitoring System in the Steel Catenary Riser of P-18 Semi-submersible Platform.** In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARCTIC ENGINEERING (OMAE), 20, 2001, Rio de Janeiro, Brasil.

FUJARRA, A.L.C., MENEGHINI, J.R., FRANCISS, R., FRANZINI, G.R., KORKISCHKO, I. **Experimental Investigation of Vortex-Induced Vibration on an Inclined Circular Cylinder.** In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARCTIC ENGINEERING (OMAE), 26, 2007, San Diego, Estados Unidos.

GOPALKRISHNAN, R. **Vortex-Induced forces on Oscillating Bluff Cylinders.** Tese (Doutorado em Engenharia Oceânica) - Departamento de Engenharia Oceânica, Massachusetts Institute of Technology (MIT), Boston. 1993.

HUSE, E., KLEIVEN, G., NIELSEN, F.G. **Large scale model testing of deep sea risers.** In: OFFSHORE TECHNOLOGY CONFERENCE, OTC, 1998, Houston, Estados Unidos.

IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas), **Ensaio com Modelo de Riser SCR sob a Ação de Correnteza e de Ondas em Tanque de Provas**. Relatório Técnico (Confidencial), São Paulo, Brasil, 2007.

JAUVTIS, N., WILLIAMSON, C.H.K. **The effect of two degree of freedom on vortex-induced vibration at low mass and damping**. *Journal of Fluid Mechanics*, v.509, p.23 – 62, 2004.

KAASEN, K.E., LIE, H., SOLLAS, F., VANDIVER, J.K., **Norwegian Deepwater Program: Analysis of Vortex-Induced Vibrations of Marine Risers Based on Full-Scale Measurements**. In: OFFSHORE TECHNOLOGY CONFERENCE, OTC, 2000, Houston, Estados Unidos.

KOZAKIEWICZ, A., FREDSE, J., SUMER, B.M. **Forces on Pipelines in Oblique Attack. Steady Current and Waves**. In: INTERNATIONAL OFFSHORE AND POLAR ENGINEERING CONFERENCE, ISOPE, 5, 1995, The Hague, Holanda.

KUBOTA, H.Y., MOROOKA, C.K., FERRARI, JR., J.A., NISHIMOTO, K. **Cálculo quase 3D do comportamento dinâmico de “riser” rígido de produção**. In: CONGRESSO NACIONAL DE TRANSPORTE AQUAVIÁRIO, CONSTRUÇÃO NAVAL E OFFSHORE, SOBENA, 19, 2002, Rio de Janeiro, Brasil.

KUBOTA, H.Y., MOROOKA, C.K., FERRARI, JR., J.A. **Influência do coeficiente hidrodinâmico no comportamento dinâmico de riser de produção vertical**. In: CONGRESSO NACIONAL DE TRANSPORTE AQUAVIÁRIO, CONSTRUÇÃO NAVAL E OFFSHORE, SOBENA, 20, 2004, Rio de Janeiro, Brasil.

KUBOTA, H.Y. **Comportamento dinâmico de um “riser” rígido de produção**. Dissertação (Mestrado em Ciência e Engenharia de Petróleo). Faculdade de Engenharia Mecânica e Instituto de Geociências, Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), Campinas, 2003.

KUBOTA, H.Y., SUZUKI, H., MOROOKA, C.K. **Evaluation of a Top Tensioned *Riser* Model for Experiments.** In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, COBEM, 18, 2005, Ouro Preto, Brasil.

LE CUNFF, C., AVERBUCH, D., BIOLLEY, F. **Influence of Current Direction on VIV of a Steel Catenary *Riser*.** In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARCTIC ENGINEERING, OMAE, 23, 2004, Vancouver, Canada.

LIE, H. **A Time Domain Model for Simulation of Vortex Induced Vibrations on a Cable.** Proceedings of the 6th Conference on Flow-Induced Vibration, A.A. Balkema Publisher, pp. 455-466, Londres, Inglaterra, 1995.

LYNX. **AURORA – Mastering Analog to Digital and Digital to Analog Converter. User Manual.** Lynx Studio Technology, Inc., 2007.

MAEDA, K., TAMURA, K., ANDO, H., SHINTOMI, K. **Model Test of *Riser* Pipe in Deep-Sea Basin.** In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON TECHNOLOGY OF ULTRA DEEP OCEAN ENGINEERING, 2005, Tóquio, Japão.

MARCOLLO, H., CHAURASIA, H., VANDIVER, J.K. **Phenomena observed in VIV bare *riser* field test.** In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARCTIC ENGINEERING, OMAE, 26, 2007, San Diego, Estados Unidos.

MEKHA, B. B. **New Frontiers in the Design of Steel Catenary *Risers* for Floating Production Systems.** In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARCTIC ENGINEERING (OMAE), 20, 2001, Rio de Janeiro, Brasil.

MOE, G., TEIGEN, T., SIMANTIRAS, P., WILLIS, N. LIE, H. **Prediction and Model Test of a SCR Undergoing VIV in Flow at Oblique Angles.** In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARCTIC ENGINEERING (OMAE), 23, 2004, Vancouver, Canada.

MORISON, J.R., O'BRIEN, M.P., JOHNSON, J.W., SCHAAF, S.A. **The force exerted by surface waves on pile.** *Petroleum Transactions*, v.189, p.149-157, AIME 1950.

MOROOKA, C.K, COELHO, F.M., KUBOTA, H.Y., FERRARI, JR., J.A., RIBEIRO, E.J.B. **Investigation on the behavior of vertical production risers.** In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARTIC ENGINEERING, OMAE, 23, 2004, Vancouver, Canada.

MOROOKA, C.K., COELHO, F.M., MATT, C.G.C., FRANCISS, R. **A time domain simulation tool for rigid riser's design.** In: RIO OIL & GAS EXPO AND CONFERENCE, 2006, Rio de Janeiro, Brasil.

MOROOKA, C.K., IDEHARA, A.Y, MATT, C.G.C. **In Line and Cross-flow Behavior of a Free-Spanning Pipeline.** In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARTIC ENGINEERING, OMAE, 26, 2007, San Diego, Estados Unidos.

MOROOKA, C.K., TSUKADA, R.I., CECHINEL, R.O. **Estudo da Vibração em Dutos Submarino Devido a Efeitos de Correnteza.** In: CONGRESSO NACIONAL DE TRANSPORTE AQUAVIÁRIO, CONSTRUÇÃO NAVAL E OFFSHORE, SOBENA, 22, 2008, Rio de Janeiro, Brasil.

MOROOKA, C.K., TSUKADA, R.I., DA SILVA, S., FRANCISS, R., MATT, C.G.C. **Model test of a steel catenary riser in towing tank.** In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARTIC ENGINEERING, OMAE, 28, 2009, Honolulu, Estados Unidos. (Submetido)

MOURELLE, M.M., GONZALEZ, E.C., JACOB, B.P. **ANFLEX – Computational System for Flexible and Rigid Riser Analysis.** *Proceedings of International Offshore Engineering*, John Wiley & Sons, pp. 467-482, Chichester, Nova Iorque, 1995.

RAYLEIGH, J.W.S., 1894. **The Theory of Sound.** Nova Iorque: Dover Publications, 1945, vol.1 e 2.

SUMER, B.M., FREDSE, J. **Hydrodynamics around cylindrical structures.** 1^a ed. Singapura: World Scientific Publishing Co., 1997. 530 p. (Advanced Series on Coastal Engineering).

VALDIVIA, P.G. **Estudo experimental e numérico da dinâmica de movimento de riser em catenária com escoamento interno.** Dissertação (Mestrado em Ciência e Engenharia de Petróleo) - Faculdade de Engenharia Mecânica e Instituto de Geociências, Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), Campinas, 2008.

VANDIVER, J.K., JONG, J.-Y. **The Relationship Between In-line and Cross-flow Vortex-Induced Vibration of Cylinders.** *Journal of Fluids and Structures*, v.1, p.381-399, 1987.

VANDIVER, J.K. **Dimensionless Parameters Important to the Prediction of Vortex-Induced Vibration of Long Flexible Cylinders in Ocean Currents.** *Journal of Fluid and Structures*, v.5, p.423-455, 1993.

VANDIVER, J.K., MARCOLLO, H. **High Mode Number VIV Experiments.** Proceedings of IUTAM Symposium on Integrated Modeling of Fully Coupled Fluid-Structure Interactions Using Analysis, Computations, and Experiments. Dordrecht, 2003.

VANDIVER, J.K., MARCOLLO, H., SWITENBANK, S., JHINGRAN, V. **High mode number vortex-induced vibration field experiments.** In: OFFSHORE TECHNOLOGY CONFERENCE, OTC, 2005, Houston, Estados Unidos.

VANDIVER, J.K., SWITENBANK, S. B., JAISWAL, V., JHINGRAN, V. **Fatigue Damage from High Mode Number Vortex-Induced Vibration.** In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARTIC ENGINEERING, OMAE, 25, 2006, Hamburgo, Alemanha.

VIEIRA, L.T, JACOB, B.P., FERNANDES, A.C., FRANCISS, R. **Studies on VIV Fatigue Behavior in SCRs of Hybrid Riser Systems.** In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARTIC ENGINEERING, OMAE, 21, 2001, Rio de Janeiro, Brasil.

WHITE, F.M. 1991. Viscous Fluid Flow, 2° ed. Nova Iorque: McGraw-Hill, 1991. 614p. (McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering).

BIBIOGRAFIA COMPLEMENTAR

As referências bibliográficas utilizadas para o estudo e a compreensão dos fenômenos e fundamentos apresentados neste trabalho são apresentadas como complementares.

AROSÉN, K.H. **An Experimental Investigation of In-Line and Combined In-Line and Cross-Flow Vortex Induced Vibrations.** Tese (Doutorado em Tecnologia Marítima) – Departamento de Tecnologia Marítima, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim. 2007.

BAI, Y. **Pipelines and Risers**. 1.ed. Londres: Elsevier, 2001. 498 p. Vol. 3. (Elsevier Ocean Engineering Book Series).

BEARMAN, P.W. **Vortex Shedding from Oscillating Bluff Bodies**. *Annual Review of Fluid Mechanics*, v.16, p.195-222, 1984.

BLEVINS, R.D. **Flow-induced Vibration**. Robert E. Krieger Publishing Company. 1^a ed. Malabar: 1986. 363 p.

BORDALO, S.N., MOROOKA, C. K., CAVALCANTE, C. C. P., VALDIVIA, P. G., FRIZZONE, C. M. R., MATT, C. G. C. E FRANCISS, R. **Experimental Verification of the Whipping Phenomenon on Offshore Catenary Risers Caused by the Internal Flow Momentum**. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, COBEM, 19, 2007, Brasília, Brasil.

BRIDGE, C., LAVER, K., CLUKEY, E., EVANS, T. **Steel Catenary Riser Touchdown Point Vertical Interaction Models**. In: OFFSHORE TECHNOLOGY CONFERENCE, OTC, 2004, Houston, Estados Unidos.

CHAPLIN, J.R., BEARMAN, P.W., CHENG, Y., FONTAINE, E., GRAHAM, J.M.R., HERFJORD, K., HUERA HUARTE, F.J., ISHERWOOD, M., LAMBRAKOS, K., LARSEN, C.M., MENEGHINI, J.R., MOE, G., PATTENDEN, R.J., TRIANTAFYLLOU, M.S., WILLDEN, R.H.J. **Blind Predictions of Laboratory Measurements of Vortex-Induced Vibration of a Tension Riser**. *Journal of Fluid and Structures*, v.21, p.25-40, 2005b.

DALE, N.M., BRIDGE, C.D. **Measured VIV Response of a Deepwater SCR**. In: INTERNATIONAL OFFSHORE AND POLAR ENGINEERING CONFERENCE, ISOPE, 17, 2007, Lisboa, Portugal.

DAVIS, J.T. **Velocity Characteristics in the Wake of an Oscillating Cylinder.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Oceânica) – Departamento de Engenharia Oceânica, Massachusetts Institute of Technology (MIT), Boston. 1999.

FENG, C.C., **The Measurement of Vortex-Induced Effects in Flow Past a Stationary and Oscillating Circular and D-section Cylinders.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – University of British Columbia, 1968.

FRANCISS, R. **Vibração induzida por vórtices em membros esbeltos de estruturas offshore flutuantes.** Tese (Doutorado em Engenharia Civil) - Faculdade de Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ), Rio de Janeiro. 1999.

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 (Mestrado em Engenharia Naval e Oceânica) – Faculdade de Engenharia Naval e Oceânica, Universidade de São Paulo, São Paulo. 1997.

FUJARRA, A.L.C. **Estudos Experimentais e Analíticos das Vibrações Induzidas pela Emissão de Vórtices em Cilindros Flexíveis e Rígidos.** Tese (Doutorado em Engenharia Naval e Oceânica) – Faculdade de Engenharia Naval e Oceânica, Universidade de São Paulo, São Paulo. 2002.

GERRARD, J.H. **The Mechanics of the Formation Region of Vortex Behind Bluff Bodies.** *Journal of Fluid Mechanics*, v.25, p.401-413, 1966.

GIERTSEN, E.C., VERLEY, R., SCHRODER, K. **CARISIMA – A Catenary Riser/Soil Interaction Model for Global Riser Analysis.** In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARCTIC ENGINEERING (OMAE), 23, 2004, Vancouver, Canada.

GONZALEZ, E.C., MOURELLE, M.M., MAURICIO, J., LIMA, T.G., MOREIRA, C.C. **Steel Catenary Riser Design and Analysis for Petrobras Roncador Field Development.** In: OFFSHORE TECHNOLOGY CONFERENCE, OTC, 2005, Houston, Estados Unidos.

HATTON, S.A., WILLIS, N. **Steel catenary risers for deepwater environments.** In: OFFSHORE TECHNOLOGY CONFERENCE, OTC, 1998, Houston, Estados Unidos.

HOVER, F.S., TECHET, A.H., TRIANTAFYLLOU, M.S. **Forces on oscillating uniform and tapered cylinders in crossflow.** *Journal of Fluid Mechanics*, v.363, p.97-114, 1998.

KHALAK, A., WILLIANSON, C.H.K. **Motions, forces and Mode Transitions in Vortex-Induced Vibration at Low Mass-Damping.** *Journal of Fluid and Structures*. v.13, p.813-851, 1999.

KING, R., PROSSER, M.J., JOHNS, D.J. **On vortex excitation of model piles in water.** *Journal of Sound and Vibration*, v.29, p.169-188, 1973.

LARSEN, C.M. E HALSE, K.H. **Comparison of Models for Vortex Induced Vibration of Slender Marine Structures.** Proceedings of the 6th Conference on Flow-Induced Vibration, A.A. Balkema Publisher, pp. 467-482, Londres, Inglaterra, 1995.

LE CUNFF, C., BIOLLEY, F., FONTAINE, E., ÉTIENNE, S., FACCHINETTI, M.L. **Vortex-Induced Vibration of Risers: Theoretical, Numerical and Experimental Investigation.** *Oil & Gas Science and Technology*, v.57, p.59-69, 2002.

LIE, H., MO, K., VANDIVER, J.K. **VIV model test of a bare- and a staggered buoyancy riser in a rotating rig.** In: OFFSHORE TECHNOLOGY CONFERENCE, OTC, 1998, Houston, Estados Unidos.

LOPES, R.K.D. **Análise de Estruturas Sujeitas a Vibrações Induzidas por Vórtices.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) - Faculdade de Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ), Rio de Janeiro. 2006.

MENEGHINI, J.R., SALTARA, F., FREGONESI, R.A., YAMAMOTO, C.T. **Vortex-induced Vibration on Flexible Cylinders.** In: S.K. Chakrabarti. Numerical Models in Fluid Structure Interaction. Nova Scotia: Witpress, 2005, v.42, p. 1-429.

MMS (Minerals Management Service), **Deepwater Riser Design, Fatigue Life and Standards Study Report.** Relatório Técnico 86330-20-R-RP-005, Houston, Estados Unidos, 2007.

NIELSEN, F.G., SØREIDE, T.H., KVARME, S.O. **VIV response of long free spanning pipelines.** In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARCTIC ENGINEERING, OMAE, 21, 2002, Oslo, Noruega.

NEWMAN, D.J. e KARNIADAKIS, G.E. **A Direct Numerical Simulation Study of Flow Past a Freely Vibrating Cable.** *Journal of Fluid Mechanics.* v.344, p.95-136, 1997.

PANTAZOPOULOS, M.S. **Vortex-induced vibration parameters: critical review.** In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARCTIC ENGINEERING, OMAE, 13, 1994, Houston, Estados Unidos.

PEREIRA, P.S.D., MOROOKA, C.K., SHIGUEMOTO, D.A., COELHO, F.M. **Self Standing Hybrid Riser System in Waves and Current.** In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARCTIC ENGINEERING, OMAE, 25, 2006, Hamburgo, Alemanha.

RAJABI, F., ZEDAN, M.F., MANGIAVACCHI, A. **Vortex Shedding Induced Dynamic Response of Marine Risers.** *Transactions of the ASME,* v.106, p.214-221, 1984.

RIBEIRO, E.J.B. **Análise Numérica e Experimental de Interferência de Risers Rígidos Verticais**. Tese (Doutorado em Engenharia Civil) – Faculdade de Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ), Rio de Janeiro, 2007.

SARPKAYA, T., ISAACSON, M. **Mechanics of Wave Forces on Offshore Structure**. 1. ed. Nova Iorque: Van Nostrand & Reinhold Company, 1981, 651 p.

SARPKAYA, T. **A critical review of the intrinsic nature of vortex induced vibrations**. *Journal of Fluid and Structure*, v.19, p.389-447, 2004.

SCHLICHTING, H., GERSTEN, K., KRAUSE, E., OERTEL, H. **Boundary-Layer Theory**. 8° ed. Nova Iorque: Springer, 799 p.

SIMANTIRAS, P., WILLIS, N. **Steel Catenary Riser – Allegheny Offshore VIV Monitoring Campaign and Large Scale Simulation of Seabed Interaction**. In: DEEPWATER OFFSHORE TECHNOLOGY, DOT, 2001, Rio de Janeiro, Brasil.

SWITHENBANK, S. **Dynamics of long flexible cylinders at high-mode number in uniform and sheared flows**. Tese (Doutorado em Engenharia Oceânica) - Departamento de Engenharia Oceânica, Massachusetts Institute of Technology (MIT), Boston. 2007.

VANDIVER, J.K., CHUNG, T.Y. **Predicted and measured response of flexible cylinders in sheared flow**. Proceedings of ASME Winter Annual Meeting – Symposium on Flow-Induced Vibration, Chicago, Estados Unidos, 1988.

VANDIVER, J.K. **Research challenges in vortex-induced vibration prediction of marine risers**. In: OFFSHORE TECHNOLOGY CONFERENCE, OTC, 1998, Houston, Estados Unidos.

VANDIVER, J.K., ALLEN, D., LI, L. **The occurrence of lock-in under highly sheared conditions.** *Journal of Fluid and Structures*, v.10, p.555-561, 1996.

VIKESTAD, K., LARSEN, C.M., VANDIVER, J.K. **Experimental study of excited circular cylinder in current.** In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARTIC ENGINEERING, OMAE, 16, 1997, Yokohama, Japão.

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*, v.14, p.1071-1088, 2000.

WANG, L., HANSEN, V., KATLA, E. **Independent verification of deepwater SCR designs.** In: OFFSHORE TECHNOLOGY CONFERENCE, OTC, 2005, Houston, Estados Unidos.

WILLIAMS, J.G. **Dynamic Performance Monitoring of Slender Structure Using Optical Fiber Strain Sensor.** US Patent 7277162, 2007.

WILLIAMSON, C.H.K., GOVARDHAN, R. Vortex-induced vibration. *Annual Review of Fluid Mechanics*, v.36, p.413-455, 2004.

WILLIS, N.R.T., THETHI, K.S. **Stride JIP: Steel Risers in Deepwater Environments – Progress Summary.** In: OFFSHORE TECHNOLOGY CONFERENCE, OTC, 1999, Houston, Estados Unidos.

WILLIS, N.R.T., WEST, P.T.J. **Interaction between Deepwater Catenary Risers and a Soft Seabed: Large Scale Sea Trials.** In: OFFSHORE TECHNOLOGY CONFERENCE, OTC, 2001, Houston, Estados Unidos.

WOOLTON, L.R., WARNER, M.L., COPPER, D.H. **Some aspects of the oscillations of full-scale piles.** Proceedings of the Symposium on Flow Induced Structural Vibrations, Naudascher edition, IUTAM-IAHR Symposium. Karlsruhe, Alemanha. p.587-601, 1972.