FELIPE RATEIRO PEREIRA

**INVESTIGAÇÃO DAS VIBRAÇÕES INDUZIDAS PELA EMISSÃO DE
VÓRTICES EM MODELOS REDUZIDOS DE RISER LANÇADOS EM
CATENÁRIA**

São Paulo

2015

FELIPE RATEIRO PEREIRA

**INVESTIGAÇÃO DAS VIBRAÇÕES INDUZIDAS PELA EMISSÃO DE
VÓRTICES EM MODELOS REDUZIDOS DE RISER LANÇADOS EM
CATENÁRIA**

**Tese apresentada à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Doutor em
Ciências**

**São Paulo
2015**

FELIPE RATEIRO PEREIRA

**INVESTIGAÇÃO DAS VIBRAÇÕES INDUZIDAS PELA EMISSÃO DE
VÓRTICES EM MODELOS REDUZIDOS DE RISER LANÇADOS EM
CATENÁRIA**

**Tese apresentada à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Doutor em
Ciências**

**Área de Concentração:
Engenharia Naval e Oceânica**

**Orientador:
Prof. Dr. André Luís Condino Fugarra**

**São Paulo
2015**

Catálogo-na-publicação

Pereira, Felipe Rateiro

Investigação das vibrações induzidas pela emissão de vórtices em modelos reduzidos de riser lançados em catenária / F.R. Pereira. -- São Paulo, 2014.

262 p.

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

1.Vibrações 2.Vórtices dos fluídos 3.Tanque de provas (Experimentos) I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Naval e Oceânica II.t.

Dedico este trabalho à minha família.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente ao Prof. Dr. Kazuo Nishimoto, que sem dúvida proporcionou ao Brasil uma experiência única em um laboratório que é referência internacional em engenharia Naval e Oceânica, o Tanque de Provas Numérico – TPN. Obrigado pela confiança e por todos estes anos de trabalho. Além disso, gostaria de fazer um agradecimento especial ao Prof. Dr. Celso Pupo Pesce, que também confiou no meu trabalho nestes quase cinco anos de pesquisa sobre Dinâmica Não Linear de *Riser*. Foram inúmeras discussões, pensamentos, conclusões. Agradeço também ao Prof. Dr. André Luis Condino Fugarra pela orientação e pelo extenso trabalho de revisão do texto, mas, sobretudo por todos estes anos de acompanhamento desde a iniciação científica até a conclusão desta tese.

Não posso deixar de agradecer todos que fizeram parte intensamente do projeto de pesquisa sobre Dinâmica não Linear, entre eles: Eng. Dr. Rodolfo Gonçalves pela parceria na realização dos experimentos; Eng. Dr. Guilherme Franzini, Eng. Rafael Salles e Prof. Dr. Carlos Eduardo Nigro Mazzilli. Também a todos os contratantes do projeto na Petrobras, principalmente ao Eng. MSc. Pedro Mendes e a toda a equipe do tanque de provas do IPT.

Agradeço a todos os colegas do TPN e Technomar, principalmente Eng. MSc. Edgard Borges Malta pela inestimável ajuda com todas as discussões sobre as análises e tratamentos dos dados experimentais, e também ao Prof. Dr. Eduardo Aoun Tannuri com suas contribuições na participação da banca de qualificação.

Agradeço também ao Sr. Jairson de Lima e ao Prof. Dr. Hernani Brinatti pela confiança atribuída na concessão da bolsa de doutorado e a Agência Nacional do Petróleo – ANP (PRH-19) por ter financiado parte da pesquisa através de uma bolsa de estudos.

Além de dedicar este trabalho a ela, agradeço minha família por todo o suporte dado durante esta minha trajetória acadêmica. Aos meus pais João Sergio Pereira e Jane Maria Rateiro Pereira e minha esposa Joyce Reis, companheira de toda vida uspiana e que durante estes últimos meses carrega nossa filha Alice, que já faz parte do nosso mundo e nossa família.

RESUMO

O estudo do fenômeno de vibrações induzidas pela emissão de vórtices, ou VIV, em *risers* é um tópico de grande relevância para a engenharia oceânica. Nos últimos anos, diversos resultados vêm sendo apresentados, numéricos e/ou experimentais, buscando o entendimento dos fundamentos deste fenômeno de interação fluido-estrutural, no entanto, sem um entendimento conclusivo e abrangente. Neste contexto, *risers* também estão sujeitos à ação de correntezas oceânicas e, conseqüentemente, ao fenômeno de VIV. Neste sentido, o presente estudo traz resultados de uma abordagem experimental para o entendimento do fenômeno de VIV em *risers* lançados em catenária, configuração que representa grande parte das geometrias adotadas em lançamentos atuais. No entanto, a realização de experimentos com *risers* em tanque de provas pressupõe a utilização de modelos reduzidos, o que, por si só, representa um grande desafio de pesquisa. Para tanto, desenvolveu-se uma metodologia para a modelagem de *risers* em escala reduzida, com foco na similaridade entre parâmetros importantes que garantam um comportamento dinâmico equivalente àquele em escala real. Foram, então, realizados experimentos de VIV com catenárias concebidas e construídas com base nesta metodologia, posteriormente ensaiadas em tanque de reboque. Para análise dos resultados, foram utilizadas técnicas como a decomposição modal, que possibilitou a comparação desses com alguns resultados da literatura, mostrando que o fenômeno de VIV na catenária se processa de maneira bastante semelhante ao identificado nos cilindros flexíveis. Além disso, a extensa base de dados experimentais apresentada e discutida nesta tese contribui para futura validação de diversos modelos matemáticos e códigos numéricos de predição do VIV em catenárias, descrevendo com detalhes inúmeros comportamentos imersos neste problema importante de engenharia.

Palavras chave: Vibração Induzida pela Emissão de Vórtice, VIV, *riser*, catenária, experimentos em tanque de provas, modelos escala reduzida, decomposição modal.

ABSTRACT

The study of Vortex-induced vibrations in risers is a topic of great relevance in the context of ocean engineering. In recent years, several numerical and experimental results have been presented, addressing the understanding of the fundamentals of this fluid-structure interaction phenomenon, however without a conclusive and comprehensive understanding. In this context, risers are exposed to the action of ocean currents and consequently to the phenomenon of VIV. In this sense, the present study provides results of an experimental approach to understanding the VIV phenomenon on risers launched in catenary configuration, which represents much of the geometries adopted today. However, performing risers experiments in towing-tanks presupposes the use of small-scale models, which represents a major research challenge. Therefore, a methodology for modeling reduced scale risers was developed. The focus of this methodology was on the similarity between certain important parameters that guarantee an equivalent full-scale dynamic behavior. VIV experiments were then performed in the towing tank, with the designed and constructed catenary, based on this methodology. Techniques such as modal decomposition were used for the analysis of the results. This allows the comparison of the results with classical literature paradigms showing that VIV response in the catenary is close to results obtained with flexible cylinders. Furthermore, the large experimental database presented and discussed in the study may contribute to future validation of several mathematical models and numerical codes of VIV prediction in catenary risers, describing in detail several immersed behaviors in this important engineering problem.

Key-Words: Vortex-induced vibrations, VIV, riser, catenary, towing-tank, model tests, small-scale model, modal decomposition.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 Aspecto estrutural dos risers: à esquerda, uma configuração flexível. Fonte: (Petroleo Energia, 2014); à direita, tubos que compõe a configuração rígida. Fonte: (McDermott International, Inc., 2014).	1
Figura 2 Desprendimento de vórtice com ponto fixo de separação. Fonte: (Bearman, 1984). ..	9
Figura 3 Desprendimento de vórtice em corpo cilíndrico. Fonte: (Schlichting, 1979).	10
Figura 4 Distribuição do coeficiente de pressão na superfície de um cilindro circular fixo. Fonte: (Itoh & Tamura, 2008).	11
Figura 5 Distribuição dos coeficientes de arrasto e sustentação. Fonte: (Assi, 2009).	12
Figura 6 Modelagem cinemática de cilindro com um grau de liberdade, representação hipotética da seção transversal do riser. Fonte: (Assi, 2009).	13
Figura 7 Número de Strouhal para a seção circular, aproximadamente constante em uma larga faixa de números de Reynolds. Fonte: adaptado de (MIT, 2014).	14
Figura 8 Resultados de VIV com cilindro com um grau de liberdade. Fonte: (Williamson & Govardhan, 2004).	16
Figura 9 Comparação entre resultados de VIV em função do parâmetro de massa reduzida, m^* . Fonte: (Govardhan & Williamson, 2000).	17
Figura 10 Gráfico de previsão dos padrões de emissão de vórtice ($300 < Re < 1000$). Fonte: (Williamson & Govardhan, 2004).	18
Figura 11 Exemplo de padrão de emissão de vórtice: acima, 2S e, abaixo, P+S. Fonte: (Williamson & Govardhan, 2004).	19
Figura 12 Amplitude rms de movimento em função da velocidade reduzida, para cilindros com diferentes razões de massa: ■, $m\rho D^2 = 0,78$; ✕, $m\rho D^2 = 1,77$; △, $m\rho D^2 = 3,8$; ◇, $m\rho D^2 = 34$ Fonte: Chung (1987 apud Vandiver, 1993).	21
Figura 13 Esquema dos experimentos em escala real de Swithenbank e Vandiver (2007).	23
Figura 14 Escoamento ao redor de um cilindro inclinado. Fonte: (Franzini, 2012).	25
Figura 15 Esteira de vórtices em um cilindro inclinado. Fonte: (Jain & Modarres-Sadeghi, 2013).	26
Figura 16 Localização das garrafas de medição de movimento ao longo do riser da P18. Fonte: (Franciss & Santos, 2004).	28
Figura 17 Configuração do ensaio de Morooka et al. (2009).	30
Figura 18 Padrões de emissão de vórtices. Fonte: (Jauvtis & Williamson, 2003).	31
Figura 19 Espectro de potência das acelerações fora do plano da catenária nos experimentos de Morooka e Tsukada (2013).	32
Figura 20 Espectro de potência das acelerações no plano da catenária nos experimentos de Morooka e Tsukada (2013).	33
Figura 21 Experimento com cilindro curvo: a) $Re = 100$ e b) $Re = 500$. Fonte: Miliou et al. (2007).	34
Figura 22 Experimento com cilindro curvo sob incidência côncava, à esquerda, e convexa à direita. Fonte: Assi et al. (2014).	35
Figura 23 Experimento com modelo de SCR de 12,5m, realizado no tanque de reboque número III do MARINTEK, Noruega. Fonte: Moe et al. (2004).	37
Figura 24 Exemplo de trajetória de VSIV observada nos pré-testes desta pesquisa.	39

Figura 25 Sensor FBG utilizado em Jung et al. (2012).	40
Figura 26 Análise experimental realizada por PIV: à esquerda, campo de velocidades; à direita, campo de vorticidade. Fonte: Assi et al. (2014).	40
Figura 27 Garrafa de medição de movimentos em escala real: à esquerda, instalada na plataforma P18. Fonte: (Franciss, 2001); e, à direita, utilizada por Dale e Bridge (2007).	41
Figura 28 Tela para introdução dos principais parâmetros para a resolução do problema dinâmico do riser. Fonte: (Martins, 2008).	46
Figura 29 Tela com apresentação da geometria estática do riser. Fonte: (Martins, 2008).	46
Figura 30 Exemplo de resultado da análise estática com o Poliflex3D. Fonte: (Martins, 2008).	47
Figura 31 Exemplo de decomposição modal.	48
Figura 32 Exemplo de modos de vibrar nas três direções consideradas: x , y e z	49
Figura 33 Exemplo de decomposição modal aplicado a um ensaio típico desta pesquisa.	50
Figura 34 Exemplo de reconstrução dos resultados experimentais a partir das amplitudes modais instantâneas obtidas após a aplicação da decomposição modal.	51
Figura 35 Sistema de coordenadas nas direções t , n e b , tomadas a uma dada posição da linha curva.	52
Figura 36 Exemplo de modos de vibrar nos 3 graus de liberdade nas direções t , n e b	53
Figura 37 Exemplo dos resultados de evolução temporal.	54
Figura 38 Exemplo das análises de frequência instantânea.	55
Figura 39 Vista geral do tanque de reboque do IPT; foto tirada durante a realização dos experimentos no segundo semestre de 2012.	57
Figura 40 Detalhe do fundo falso atrelado ao carro de reboque e responsável pelo suporte do modelo de riser lançado em catenária.	58
Figura 41 Foto de um dos ensaios, tomada pela janela de inspeção do tanque do IPT.	58
Figura 42 Imagens do tanque de provas do IPT com as configurações de lançamento utilizadas nos ensaios: à esquerda, ensaio na configuração longitudinal e, à direita, na configuração transversal.	59
Figura 43 Servo-atuador e transdutor de força para suporte e monitoração do topo do modelo.	60
Figura 44 Ensaios de decaimento a partir de pequenos golpes em posições pertinentes do modelo.	61
Figura 45 Detalhe dos alvos monitorados no modelo: à esquerda, fita refletiva auto-adesiva; à direita, montagem ao longo do comprimento a partir de tiras.	62
Figura 46 Arranjo de câmeras emersas para monitoração do topo e de um pequeno trecho de modelo inevitavelmente fora d'água.	63
Figura 47 Arranjo de câmeras imersas, agrupadas em trios: à esquerda, vista lateral de jusante e, à direita, vista lateral de montante.	64
Figura 48 Vista de jusante do arranjo experimental dedicado aos ensaios com lançamento longitudinal do modelo de riser.	64
Figura 49 Vista geral do arranjo experimental dedicado aos ensaios com lançamento transversal do modelo de riser.	65
Figura 50 À esquerda, programa QTM de processamento de imagens; à direita, calibre utilizado para definição do volume de monitoração.	66

Figura 51 À esquerda: configuração 3D da linha em catenária no programa QTM; à direita: visualização do volume adquirido pelas câmeras.....	67
Figura 52 À esquerda, transdutor de força no topo do modelo de riser e, à direita, uma das duas câmeras de vídeo utilizadas para documentação dos experimentos em vídeo.	67
Figura 53 Parâmetro para obtenção do modo de vibrar da catenária, apresentado como função do ângulo no topo, tomado em relação à direção horizontal. Fonte: Pesce et al. (1999). 80	
Figura 54 Amostra de tubo montada para ensaio de carga e descarga cíclica. Notam-se os sensores: célula de carga e LVDT montado sobre mesa magnética.	87
Figura 55 Exemplo de curva de rigidez axial (parâmetros de $f = 2,0\text{Hz}$; faixa de baixa deformação, até $\varepsilon = 1,0\%$).	87
Figura 56 Rigidez axial do modelo de riser, EA, em função da frequência de imposição de deslocamento, parametrizada na amplitude máxima de deformação: 0.1%, 0.5% e 1.0%.	88
Figura 57 Representação esquemática do experimento para a determinação da rigidez flexional em bancada, via sistema de monitoração da Qualisys.	89
Figura 58 Imagem do experimento para determinação da rigidez flexional.	89
Figura 59 Âncora utilizada nos experimentos de VIV no modelo de riser lançado em catenária.....	92
Figura 60 “Modelo Real” no Poliflex3D.....	93
Figura 61 Comparação lado a lado dos modos naturais 1, 3, 5 e 7 calculados pelo Poliflex3D, segundo parâmetros do riser real, à esquerda, e do modelo real, à direita.	95
Figura 62 Observação dos vórtices formados na superfície livre penetrada pelo modelo reduzido de riser lançado em catenária.	98
Figura 63 Foto do arranjo experimental com o modelo de riser lançado na longitudinal do tanque do IPT, no momento de uma calibração do sistema de monitoração por câmeras imersas.	99
Figura 64 Configuração e definições dos ensaios com o modelo na longitudinal.	100
Figura 65 Análise comparativa entre a geometria da catenária longitudinal monitorada pelos sistemas óticos e aquela obtida com base no Poliflex3D.	102
Figura 66 Modos de vibrar do modelo lançado na longitudinal, segundo o sistema de coordenadas (x , y e z).	104
Figura 67 Modos de vibrar do modelo lançado na longitudinal, segundo o sistema de coordenadas (t , n e b).	105
Figura 68 Exemplo de série temporal de decaimento, obtida pela monitoração imersa de um dos alvos ao longo do modelo lançado na longitudinal do tanque.	106
Figura 69 Análise da série temporal de amplitude modal do primeiro modo de vibrar, nos experimentos de decaimento.	107
Figura 70 Foto do arranjo experimental com o modelo de riser lançado na transversal do tanque do IPT. Luz do flash reflete-se melhor nos alvos junto ao fundo.	108
Figura 71 Configuração e definições dos ensaios com o modelo na transversal.	109
Figura 72 Análise comparativa entre a geometria da catenária transversal monitorada pelos sistemas óticos e aquela obtida com base no Poliflex3D.	111
Figura 73 Modos de vibrar do modelo lançado na transversal, segundo o sistema de coordenadas (x , y e z).	113

Figura 74 Modos de vibrar do modelo lançado na transversal, segundo o sistema de coordenadas (t , n e b).	114
Figura 75 Descrição da nomenclatura dos alvos (Ensaio Longitudinal).	116
Figura 76 Sentidos de atuação da correnteza nos ensaios com a catenária lançada na longitudinal.	117
Figura 77 Amplitudes modais de VIV como função das velocidades reduzidas incidindo pelo dorso da catenária longitudinal (UD).	118
Figura 78 Históricos de amplitude modal no ensaio LONG-UD04 – $Vr = 6,1$	119
Figura 79 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UD05 – $Vr = 7,1$	120
Figura 80 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UD08 – $Vr = 10,2$	121
Figura 81 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UD09 – $Vr = 11,2$	121
Figura 82 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UD11 – $Vr = 13,3$	122
Figura 83 Evolução temporal dos deslocamentos na direção Y dos ensaios LONG-UD05, 08, 09 e 11.	123
Figura 84 Análise de frequência do ensaio LONG-UD05 – $Vr = 7,1$	124
Figura 85 Análise de frequência do ensaio LONG-UD08 – $Vr = 10,2$	126
Figura 86 Análise de frequência do ensaio LONG-UD09 – $Vr = 11,2$	126
Figura 87 Análise de frequência do ensaio LONG-UD11 – $Vr = 13,3$	127
Figura 88 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UD14 – $Vr = 16,3$	128
Figura 89 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UD15 – $Vr = 17,3$	129
Figura 90 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UD17 – $Vr = 19,4$	129
Figura 91 Evolução temporal dos deslocamentos na direção Y dos ensaios LONG-UD14, 15 e 17.	130
Figura 92 Análise de frequência do ensaio LONG-UD14 – $Vr = 16,3$	131
Figura 93 Análise de frequência do ensaio LONG-UD15 – $Vr = 17,3$	132
Figura 94 Análise de frequência do ensaio LONG-UD17 – $Vr = 19,4$	133
Figura 95 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UD21 – $Vr = 23,4$	135
Figura 96 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UD22 – $Vr = 24,5$	135
Figura 97 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UD24 – $Vr = 26,5$	136
Figura 98 Evolução temporal dos deslocamentos na direção Y dos ensaios LONG-UD21, 22 e 24.	137
Figura 99 Análise de frequência do ensaio LONG-UD21 – $Vr = 23,4$	138
Figura 100 Análise de frequência do ensaio LONG-UD22 – $Vr = 24,5$	139
Figura 101 Análise de frequência do ensaio LONG-UD24 – $Vr = 26,5$	140
Figura 102 Amplitude modais de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida, Vrn , calculada com base nas respectivas frequências naturais de cada modo natural da catenária longitudinal. Velocidades incidindo pelo dorso (UD).	142
Figura 103 Comparação entre as amplitudes modais fora do plano da catenária longitudinal (UD), $MnpD2 = 1,40$, e as amplitudes experimentais de cilindros flexíveis encontradas em Chung (1987 apud Vandiver, 1993), onde: ■, $m\rho D2 = 0,78$; ✕, $m\rho D2 = 1,77$; Δ, $m\rho D2 = 3,8$; ◇, $m\rho D2 = 34$	143
Figura 104 Valores corrigidos de velocidade reduzida na comparação entre as amplitudes modais fora do plano da catenária longitudinal (UD), $MnpD2 = 1,40$, e as amplitudes	

experimentais de cilindros flexíveis encontradas em Chung (1987 apud Vandiver, 1993), onde: ■, $mpD2 = 0,78$; ✖, $mpD2 = 1,77$; △, $mpD2 = 3,8$; ◇, $mpD2 = 34$	144
Figura 105 Amplitudes e frequências dominantes de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida V_{rn} para cada um dos modos de vibrar fora do plano da catenária longitudinal (UD).	145
Figura 106 Amplitudes modais e frequências dominantes de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida V_{rn} para cada um dos modos de vibrar no plano da catenária longitudinal (UD).	146
Figura 107 Gráfico de trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios LONG-UD05, à esquerda, e LONG-UD08, à direita.	147
Figura 108 Gráfico de trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios LONG-UD09, à esquerda, e LONG-UD11, à direita.	148
Figura 109 Gráfico de trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios LONG-UD14, à esquerda, e LONG-UD15, à direita.	149
Figura 110 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios LONG-UD17, à esquerda, e LONG-UD21, à direita.	150
Figura 111 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios LONG-UD22, à esquerda, e LONG-UD24, à direita.	151
Figura 112 Amplitudes modais de VIV como função das velocidades reduzidas incidindo pelo intradorso da catenária longitudinal (UI).	152
Figura 113 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UI24 – $V_r = 27,5$	154
Figura 114 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UI05 – $V_r = 7,1$	155
Figura 115 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UI08 – $V_r = 10,2$	156
Figura 116 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UI09 – $V_r = 11,2$	156
Figura 117 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UI14 – $V_r = 16,3$	157
Figura 118 Evolução temporal dos deslocamentos na direção Y dos ensaios LONG-UI05, 08, 09 e 14.	158
Figura 119 Análise de frequência do ensaio LONG-UI05 – $V_r = 7,1$	159
Figura 120 Análise de frequência do ensaio LONG-UI08 – $V_r = 10,2$	159
Figura 121 Análise de frequência do ensaio LONG-UI09 – $V_r = 11,2$	160
Figura 122 Análise de frequência do ensaio LONG-UI14 – $V_r = 16,3$	161
Figura 123 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UI16 – $V_r = 18,4$	162
Figura 124 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UI17 – $V_r = 19,4$	162
Figura 125 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UI22 – $V_r = 24,5$	163
Figura 126 Evolução temporal dos deslocamentos na direção Y dos ensaios LONG-UI16, 17, e 22.	164
Figura 127 Evolução temporal dos deslocamentos na direção Y dos ensaios LONG-UI16..	164
Figura 128 Análise de frequência do ensaio LONG-UI16 – $V_r = 18,4$	165
Figura 129 Análise de frequência do ensaio LONG-UI17 – $V_r = 19,4$	166
Figura 130 Análise de frequência do ensaio LONG-UI22 – $V_r = 24,5$	167
Figura 131 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UI25 – $V_r = 27,5$	168
Figura 132 Evolução temporal dos deslocamentos na direção Y dos ensaios LONG-UI25..	168
Figura 133 Análise de frequência do ensaio LONG-UI25 – $V_r = 27,5$	169

Figura 134 Amplitude modais de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida, V_{rn} , calculada com base nas respectivas frequências naturais de cada modo natural da catenária longitudinal. Velocidades incidindo pelo intradorso (UI).....	170
Figura 135 Comparação entre as amplitudes modais fora do plano da catenária longitudinal (UI), $MnpD2 = 1,40$, e as amplitudes experimentais de cilindros flexíveis encontradas em Chung (1987 apud Vandiver, 1993), onde: ■, $m\rho D2 = 0,78$; ✕, $m\rho D2 = 1,77$; Δ, $m\rho D2 = 3,8$; ◇, $m\rho D2 = 34$	171
Figura 136 Valores corrigidos de velocidade reduzida na comparação entre as amplitudes modais fora do plano da catenária longitudinal (UI), $MnpD2 = 1,40$, e as amplitudes experimentais de cilindros flexíveis encontradas em Chung (1987 apud Vandiver, 1993), onde: ■, $m\rho D2 = 0,78$; ✕, $m\rho D2 = 1,77$; Δ, $m\rho D2 = 3,8$; ◇, $m\rho D2 = 34$	172
Figura 137 Amplitudes modais e frequências dominantes de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida V_{rn} para cada um dos modos de vibrar fora do plano da catenária longitudinal (UI).....	173
Figura 138 Amplitudes modais e frequências dominantes de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida V_{rn} para cada um dos modos de vibrar no plano da catenária longitudinal (UI).....	174
Figura 139 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios LONG-UI05, à esquerda, e LONG-UI08, à direita.	175
Figura 140 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios LONG-UI09, à esquerda, e LONG-UI14, à direita.	176
Figura 141 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios LONG-UI16, à esquerda, e LONG-UI17, à direita.	177
Figura 142 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios LONG-UI22, à esquerda, e LONG-UI25, à direita.	178
Figura 143 Descrição da nomenclatura dos alvos (Ensaio Transversal).	179
Figura 144 Sentidos de atuação da correnteza nos ensaios com a catenária lançada na transversal.....	180
Figura 145 Amplitudes modais de VIV como função das velocidades reduzidas V_{r2} incidindo na direção negativa da catenária transversal (UN).	181
Figura 146 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UN11 – $V_r = 7,1$	182
Figura 147 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UN13 – $V_r = 8,2$	183
Figura 148 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UN14 – $V_r = 8,7$	183
Figura 149 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UN18 – $V_r = 10,9$	184
Figura 150 Comparação entre procedimentos para composição da evolução temporal dos deslocamentos na direção normal dos ensaios TRNS-UN 13	185
Figura 151 Evolução temporal dos deslocamentos na direção normal dos ensaios TRNS-UN11, 13, 14 e 18.....	186
Figura 152 Análise de frequência do ensaio TRNS-UN11 – $V_r = 7,1$	187
Figura 153 Análise de frequência do ensaio TRNS-UN13 – $V_r = 8,2$	188
Figura 154 Análise de frequência do ensaio TRNS-UN14 – $V_r = 8,7$	189
Figura 155 Análise de frequência do ensaio TRNS-UN18 – $V_r = 10,9$	189
Figura 156 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UN20 – $V_r = 12,0$	190
Figura 157 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UN21 – $V_r = 12,6$	191
Figura 158 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UN23 – $V_r = 13,7$	192

Figura 159 Evolução temporal dos deslocamentos na direção normal dos ensaios TRNS-UN20, 21 e 23.....	193
Figura 160 Análise de frequência do ensaio TRNS-UN20 – $Vr = 12,0$	194
Figura 161 Análise de frequência do ensaio TRNS-UN21 – $Vr = 12,6$	195
Figura 162 Análise de frequência do ensaio TRNS-UN23 – $Vr = 13,7$	196
Figura 163 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UN25 – $Vr = 14,7$	197
Figura 164 Evolução temporal dos deslocamentos na direção normal dos ensaios TRNS-UN25.	197
Figura 165 Análise de frequência do ensaio TRNS-UN25 – $Vr = 14,7$	198
Figura 166 Amplitude modais de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida, Vrn , calculada com base nas respectivas frequências naturais de cada modo natural da catenária transversal. Velocidades incidindo na direção negativa (UN).	199
Figura 167 Comparação entre as amplitudes modais no plano da catenária transversal (UN), $MnpD2 = 1,40$, e as amplitudes experimentais de cilindros flexíveis encontradas em Chung (1987 apud Vandiver, 1993), onde: ■, $mpD2 = 0,78$; ✕, $mpD2 = 1,77$; Δ, $mpD2 = 3,8$; ◇, $mpD2 = 34$	200
Figura 168 Amplitudes modais e frequências dominantes de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida Vrn para cada um dos modos de vibrar fora do plano da catenária transversal (UN).	201
Figura 169 Amplitudes modais e frequências dominantes de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida Vrn para cada um dos modos de vibrar no plano da catenária transversal (UN).	202
Figura 170 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios TRNS-UN11, à esquerda, e TRNS-UN13, à direita.	203
Figura 171 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios TRNS-UN14, à esquerda, e TRNS-UN18, à direita.	204
Figura 172 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios TRNS-UN20, à esquerda, e TRNS-UN21, à direita.	205
Figura 173 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios TRNS-UN23, à esquerda, e TRNS-UN25, à direita.	206
Figura 174 Amplitudes modais de VIV como função das velocidades reduzidas $Vr2$ incidindo na direção negativa da catenária transversal (UP).....	207
Figura 175 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UP09 – $Vr = 6,0$	208
Figura 176 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UP12 – $Vr = 7,6$	209
Figura 177 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UP13 – $Vr = 8,2$	209
Figura 178 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UP16 – $Vr = 9,8$	210
Figura 179 Evolução temporal dos deslocamentos na direção normal dos ensaios TRNS-UP09, 12, 13 e 16.	211
Figura 180 Análise de frequência do ensaio TRNS-UP09 – $Vr = 6,0$	212
Figura 181 Análise de frequência do ensaio TRNS-UP12 – $Vr = 7,6$	213
Figura 182 Análise de frequência do ensaio TRNS-UP13 – $Vr = 8,2$	213
Figura 183 Análise de frequência do ensaio TRNS-UP16 – $Vr = 9,8$	214
Figura 184 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UP19 – $Vr = 11,5$	215
Figura 185 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UP20 – $Vr = 12,0$	215

Figura 186 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UP25 – $Vr = 14,7$.	216
Figura 187 Evolução temporal dos deslocamentos na direção normal dos ensaios TRNS-UP19, 20 e 25.	217
Figura 188 Comparação da evolução temporal dos deslocamentos na direção normal dos ensaios TRNS-UP25.	218
Figura 189 Análise de frequência do ensaio TRNS-UP19 – $Vr = 11,5$.	219
Figura 190 Análise de frequência do ensaio TRNS-UP20 – $Vr = 12,0$.	220
Figura 191 Análise de frequência do ensaio TRNS-UP25 – $Vr = 14,7$.	221
Figura 192 Amplitude modais de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida, Vrn , calculada com base nas respectivas frequências naturais de cada modo natural da catenária transversal. Velocidades incidindo na direção positiva (UP).	223
Figura 193 Comparação entre as amplitudes modais no plano da catenária transversal (UP), $MnpD2 = 1,40$, e as amplitudes experimentais de cilindros flexíveis encontradas em Chung (1987 apud Vandiver, 1993), onde: ■, $m\rho D2 = 0,78$; ✕, $m\rho D2 = 1,77$; Δ, $m\rho D2 = 3,8$; ◇, $m\rho D2 = 34$.	223
Figura 194 Amplitudes modais e frequências dominantes de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida Vrn para cada um dos modos de vibrar fora do plano da catenária transversal (UP).	224
Figura 195 Amplitudes modais e frequências dominantes de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida Vrn para cada um dos modos de vibrar no plano da catenária transversal (UP).	225
Figura 196 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios TRNS-UP09, à esquerda, e TRNS-UP12, à direita.	226
Figura 197 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios TRNS-UP13, à esquerda, e TRNS-UP16, à direita.	227
Figura 198 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios TRNS-UP19, à esquerda, e TRNS-UP20, à direita.	228
Figura 199 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios TRNS-UP25.	229

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 Grandezas características segundo a Similaridade de Froude.	74
Tabela 2 Grupo de adimensionais importantes para as similaridades consideradas na concepção do modelo reduzido de riser.	76
Tabela 3 Dados de um riser de 8 polegadas típico. Valores apresentados em escala real. Fonte: (Petrobras, 2010).	82
Tabela 4 Parâmetro do riser de 8 polegadas típico, calculados com base nos dados obtidos de Petrobras (2010).	83
Tabela 5 Dados nominais do modelo de riser em catenária, construído com tubo de silicone e microesferas de aço.	85
Tabela 6 Valores de rigidez axial média, EAN , com os respectivos desvios padrão, apresentados como função dos pares frequência-deformação.	88
Tabela 7 Resumo dos parâmetros do modelo de riser como construído.	91
Tabela 8 Resultados dos períodos naturais dos 10 primeiros modos naturais de vibrar, apresentados na escala real. Períodos apresentados em segundos.	94
Tabela 9 Matriz de ensaios.	98
Tabela 10 Dados dos ensaios com o modelo na longitudinal (escala do modelo).	100
Tabela 11 Velocidades nominais nos ensaios de VIV agindo na catenária longitudinal ao tanque de reboque (valores na escala do modelo).	101
Tabela 12 Resultados dos decaimentos com o modelo lançado na longitudinal (valores de período na escala real para facilidade de comparação com o Poliflex3D).	103
Tabela 13 Dados dos ensaios com o modelo na transversal (escala do modelo).	108
Tabela 14 Velocidades nominais nos ensaios de VIV agindo na catenária transversal ao tanque de reboque (valores na escala do modelo).	110
Tabela 15 Resultados dos decaimentos com o modelo lançado na transversal (valores de período na escala real para facilidade de comparação com o Poliflex3D).	113
Tabela 16 Comparação entre amplitudes adimensionais máximas e rms, nos ensaios da catenária longitudinal com incidência de correnteza pelo dorso (UD) e pelo intradorso (UI).	153

LISTA DE SÍMBOLOS

No alfabeto romano:

a	Massa adicional seccional normalizada pela massa seccional do <i>riser</i> .
Am_n	Amplitude modal para o n -ésimo modo de vibrar.
$b(s)$	Coordenada bi-normal na coordenada curvilínea s .
C_x ou C_D	Coeficiente de arrasto ou <i>drag</i> .
C_y ou C_L	Coeficiente de sustentação ou <i>lift</i> .
d	Distância horizontal de lançamento da catenária.
D	Diâmetro do cilindro.
EI	Rigidez flexional.
EA	Rigidez axial.
f	Frequência de vibração do cilindro.
f_n	Frequência natural de vibração.
f_s	Frequência de Strouhal ou frequência de emissão dos vórtices.
f_s^*	Frequência reduzida de emissão.
F_r	Número de Froude.
H	Profundidade de lançamento da linha em catenária.
K	Parâmetro adimensional de rigidez do solo.
k_s	Rigidez do solo.
k	Restauração na direção transversal (perpendicular ao escoamento).
L	Comprimento total da linha de <i>riser</i> .
m	Massa do cilindro.
m^*	Massa reduzida.
m_d	Massa do volume fluido deslocado.
m_a	Massa adicional do cilindro.
$M(X)$	Momento fletor do modelo de <i>riser</i> .
n	Número do modo de vibrar.
$n(s)$	Coordenada normal na posição curvilínea s .
q	Peso imerso por unidade de comprimento da linha em catenária.
Re	Número de Reynolds.
Re^r	Número de Reynolds na escala real.
Re^m	Número de Reynolds na escala do modelo.

S_t	Número de Strouhal.
t	Tempo do ensaio.
$t(s)$	Coordenada tangente na posição curvilínea s .
$T(s)$	Tração na posição curvilínea s .
T_0	Tração no TPD.
U	Velocidade do escoamento incidente.
U_n	Velocidade normal ao cilindro inclinado.
W_{im}	Peso imerso da linha em configuração de catenária.
V_r	Velocidade reduzida adimensionalizada pelo primeiro modo de vibrar.
V_{rn}	Velocidade reduzida adimensionalizada pelo n -ésimo modo de vibrar.
$x_e(s, t)$	Representa a coordenada do movimento obtido no experimento, na posição s ao longo da linha, no instante de tempo t . Representa o movimento obtido experimentalmente para os 3 graus de liberdade da linha (x , y e z).

No alfabeto Grego:

ζ	Coefficiente de amortecimento estrutural linear.
θ	Ângulo de inclinação do cilindro.
$\theta(s)$	Ângulo de inclinação com a horizontal na posição curvilínea s da linha lançada em catenária.
θ_L	Ângulo no topo da linha, com respeito à horizontal.
θ'	Rotação específica da seção analisada do modelo de <i>riser</i>
Λ_n	Autovalores obtidos na resolução do problema dos n modos de vibrar.
λ	Fator de escala.
$\lambda_f(s)$	Comprimento de flexão em função da posição curvilínea s .
λ_{f_0}	Comprimento de flexão na região do TDP ou TDZ.
μ	Viscosidade dinâmica do fluido.
ν	Viscosidade cinemática do fluido.
ρ	Densidade do fluido.
$\psi_n(s)$	Representa a coordenada do n -ésimo modo de vibrar em função da sua posição s ao longo da linha. Aqui são consideradas as direções x , y e z .
Ω_n	Frequência natural do n -ésimo modo de vibrar.

GLOSSÁRIO

FFT	<i>Fast Fourier Transform</i> ou Transformada de Fourier. Algoritmo para cálculo da transformada de Fourier.
IPT	Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo.
rms	<i>Root Mean Square</i> ou valor quadrático médio. Medida estatística da variação de magnitude de uma variável.
<i>Riser</i>	Tubo que liga a plataforma de petróleo ao fundo do mar, com o objetivo de trazer a produção de óleo e/ou gás. Pode ser rígido ou flexível, e neste texto, por vezes, também é denominado por linha de produção.
TDP	<i>Touch Down Point</i> . Ponto em que os <i>risers</i> tocam o leito do mar. Durante a excitação dinâmica, este ponto se altera continuamente, o que acaba por caracterizar uma região de pontos de toque, ou <i>Touch Down Zone – TDZ</i> .
UD	Sigla adotada neste texto para indicar a configuração experimental de lançamento longitudinal, na qual a correnteza atua pelo Dorso da Catenária.
UI	Sigla adotada neste texto para indicar a configuração experimental de lançamento longitudinal, na qual a correnteza atua pelo Intradorso da Catenária.
UN	Sigla adotada neste texto para indicar a configuração experimental de lançamento transversal, na qual a correnteza atua no sentido negativo.
UP	Sigla adotada neste texto para indicar a configuração experimental de lançamento transversal, na qual a correnteza atua no sentido positivo.
VIV	Vibração Induzida pela Emissão de Vórtices. Fenômeno não-linear de interação fluido-estrutural, com características de autoexcitação e autocontrole.

PREFÁCIO

Os trabalhos desenvolvidos no âmbito deste programa de doutorado estão inseridos em um projeto de pesquisa e desenvolvimento consideravelmente abrangente, com foco no estudo da dinâmica de *risers*. A condução deste trabalho foi realizada pelo Laboratório de Mecânica *Offshore* da Universidade de São Paulo (ou LMO-USP) em parceria com a Petrobras. O LMO-USP compõe-se de um núcleo que reúne alguns grupos de pesquisa, constituídos de pesquisadores que se dedicam principalmente ao estudo de fenômenos de interações fluido-estrutura, além de outros aspectos da mecânica *offshore* desde 1990. Entre tais grupos destaca-se o Laboratório de Interação Fluido-Estrutura e Mecânica *Offshore* (LIFE&MO).

Sendo assim, o projeto de pesquisa e desenvolvimento em questão, chamado de “Dinâmica Não-Linear de *Riser*: interações não-lineares de natureza hidro-elástica e de contato”, contou com diversos aspectos teórico-experimentais, que estiveram no foco dos estudos. Neste contexto, dividiram-se os assuntos em quatro módulos principais:

- (i) Modelagem matemática da dinâmica de *riser* com técnicas de redução, utilizando representações de modos não-lineares.
- (ii) Excitação paramétrica e reposta de ressonância interna, advindas das diversas escalas de tempo e espaço, típicas de interações dinâmicas obtidas com imposição de movimentos no topo do *riser* e VIV.
- (iii) Análises de casos típicos, com foco na dinâmica não linear de *risers*.
- (iv) Experimentos com *risers* em escala reduzida.

No entanto, apesar desta maior abrangência de assuntos envolvendo estudos no campo da mecânica *offshore*, este texto de doutorado atém-se somente aos aspectos comportamentais do fenômeno de VIV em linhas lançadas em catenária. Particularmente no módulo específico do projeto referente à execução de trabalhos de cunho experimental – Módulo 4. São, então, descritas estas atividades e os respectivos resultados obtidos com ensaios em escala reduzida conduzidos em tanque de provas.

Destaca-se que o estudo trouxe avanços significativos, que contribuem com pesquisas no estado da arte dos tópicos VIV e dinâmica de *riser*. Tais resultados são apresentados em uma série de relatórios (LIFE&MO, 2011a, 2011b, 2011c, 2011d, 2011e, 2012a, 2012b, 2012c e 2012d) e uma grande base de dados experimentais.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	III
RESUMO	IV
ABSTRACT	V
LISTA DE FIGURAS	VI
LISTA DE TABELAS.....	XIV
LISTA DE SÍMBOLOS	XV
GLOSSÁRIO	XVII
PREFÁCIO	XVIII
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. OBJETIVOS CONSOLIDADOS	5
1.2. APRESENTAÇÃO DO TEXTO	7
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	8
2.1. DESCRIÇÃO GERAL	8
2.2. ASPECTOS GERAIS DO FENÔMENO DE VIBRAÇÕES INDUZIDAS PELA EMISSÃO VÓRTICES.....	9
2.3. O FENÔMENO DE VIV NAS LINHAS FLEXÍVEIS	20
2.4. O FENÔMENO DE VIV EM CILINDROS INCLINADOS	25
2.5. VIV EM CILINDROS CURVOS OU EM CATENÁRIA	28
2.6. ASPECTOS GERAIS DO “ESTADO DA ARTE” NOS EXPERIMENTOS DE VIV EM RISERS	37
3. METODOLOGIA DA PESQUISA	43
3.1. MÉTODOS APLICADOS NESTA PESQUISA	44
3.1.1. <i>O Poliflex3D na análise modal.....</i>	<i>45</i>
3.1.2. <i>Aspectos gerais das análises para redução da base de dados</i>	<i>48</i>
3.2. MATERIAIS APLICADOS NESTA PESQUISA	56
3.2.1. <i>O tanque de provas.....</i>	<i>57</i>
3.2.2. <i>Os sistemas de monitoração e aquisição de dados.....</i>	<i>62</i>
3.2.3. <i>O modelo de riser em escala reduzida.....</i>	<i>68</i>
4. PROJETO DO MODELO DE RISER	72
4.1. ASPECTOS IMPORTANTES PARA A SIMILARIDADE ALMEJADA	73
4.1.1. <i>Similaridade quanto à rigidez axial</i>	<i>77</i>
4.1.2. <i>Similaridade quanto ao comportamento em flexão</i>	<i>77</i>
4.1.3. <i>Similaridade quanto à dinâmica global.....</i>	<i>78</i>
4.2. DIMENSIONAMENTO DO MODELO REDUZIDO DE RISER	82
4.3. CARACTERIZAÇÃO DO MODELO DE RISER CONSTRUÍDO	86
4.3.1. <i>Com relação à geometria e à massa por unidade de comprimento.....</i>	<i>86</i>
4.3.2. <i>Com relação à rigidez axial, via ensaio de tração e estudo da reologia.....</i>	<i>86</i>
4.3.3. <i>Com relação à rigidez flexional, via ensaio de flexão em bancada.....</i>	<i>89</i>
4.3.4. <i>Resultados consolidados pela caracterização do modelo construído</i>	<i>91</i>
4.3.5. <i>Detalhes construtivos</i>	<i>92</i>
4.4. VALIDAÇÃO NUMÉRICA DO MÉTODO PROPOSTO PARA O PROJETO DO MODELO DE RISER	93
5. MATRIZ DE ENSAIOS E DETALHAMENTO DOS ARRANJOS EXPERIMENTAIS	96
5.1. MATRIZ DE ENSAIOS	97
5.2. DETALHES DA CONFIGURAÇÃO DE LANÇAMENTO LONGITUDINAL	99
5.2.1. <i>Análise Estática do Modelo Lançado na Longitudinal.....</i>	<i>102</i>
5.2.2. <i>Ensaio de Decaimento com o Modelo Lançado na Longitudinal</i>	<i>103</i>
5.3. DETALHES DA CONFIGURAÇÃO DE LANÇAMENTO TRANSVERSAL	108
5.3.1. <i>Análise Estática do Modelo Lançado na Transversal</i>	<i>111</i>
5.3.2. <i>Ensaio de Decaimento com o Modelo Lançado na Transversal</i>	<i>112</i>
6. RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO VIV NA CATENÁRIA LONGITUDINAL	116

6.1.	MAIS ALGUNS ASPECTOS PARA A CARACTERIZAÇÃO DOS RESULTADOS	116
6.2.	CORRENTEZA ATUANDO PELO DORSO DA CATENÁRIA (UD).....	118
6.2.1.	<i>Análises de Excitação Modal Promovida pelo VIV</i>	118
6.2.2.	<i>Análises de Síntese e Comparações</i>	141
6.3.	CORRENTEZA ATUANDO PELO INTRADORSO DA CATENÁRIA (UI)	152
6.3.1.	<i>Análises de Excitação Modal Promovida pelo VIV</i>	152
6.3.2.	<i>Análises de Síntese e Comparações</i>	170
7.	RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO VIV NA CATENÁRIA TRANSVERSAL.....	179
7.1.	MAIS ALGUNS ASPECTOS PARA A CARACTERIZAÇÃO DOS RESULTADOS	179
7.2.	CORRENTEZA ATUANDO NO SENTIDO NEGATIVO (UN).....	181
7.2.1.	<i>Análises de Excitação Modal Promovida pelo VIV</i>	181
7.2.2.	<i>Análises de Síntese e Comparações</i>	199
7.3.	CORRENTEZA ATUANDO NO SENTIDO POSITIVO (UP)	207
7.3.1.	<i>Análises de Excitação Modal Promovida pelo VIV</i>	207
7.3.1.	<i>Análises de Síntese e Comparações</i>	222
8.	CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	230
	BIBLIOGRAFIA	236

1. INTRODUÇÃO

Risers de produção são estruturas que transportam petróleo ou gás a partir da cabeça do poço para a unidade de processamento, em geral flutuante, comumente denominada apenas por plataforma de petróleo.

Usualmente, *risers* que partem da plataforma de petróleo assumem configuração estática dada por uma catenária geometricamente definida como função do próprio peso, esta afetada pelos agentes ambientais e pela grande esbelteza, visto se tratarem de altíssimos valores da relação entre os comprimentos e os respectivos diâmetros envolvidos.

Uma possível classificação quanto à composição estrutural divide os *risers* de produção em dois grandes grupos: os *risers* flexíveis, constituídos por diversas camadas concêntricas de polímeros e ligas metálicas que lhes confere maior flexibilidade e grande resistência à fadiga – exemplo esquemático à esquerda na Figura 1; e os *risers* rígidos, constituídos apenas por tubos de ligas metálicas de aço, e por esse motivo também conhecidos como *Steel Catenary Risers* (ou SCR) – como mostrado à direita na Figura 1. Importante destacar que os *risers* rígidos já são viáveis e homologados para profundidades extremas como aquelas presentes na Bacia de Santos, Brasil, apresentando custos consideravelmente menores que os *risers* flexíveis, porém, com maiores dificuldades na garantia da vida útil mais longa.

Figura 1 Aspecto estrutural dos risers: à esquerda, uma configuração flexível. Fonte: (Petroleo Energia, 2014); à direita, tubos que compõe a configuração rígida. Fonte: (McDermott International, Inc., 2014).

Independente desta classificação, não será feita distinção entre esses grupos de *risers* no âmbito deste texto, tratando-os apenas como linhas de produção, ou simplesmente linhas.

Em se tratando de sua dinâmica, geralmente uma linha de produção é excitada de duas maneiras predominantes, a saber: (i) em seu topo, face aos movimentos impostos pela plataforma de petróleo, sujeita à ação das ondas de superfície; e (ii) ao longo de seu comprimento, face às cargas hidrodinâmicas impostas pela ação da correnteza marinha.

Desta forma, a configuração geométrica da linha de produção, aliada a essas fontes de excitação, geram um problema hidromecânico bastante complexo, que exige grande esforço de investigação, caracterização e consideração no dimensionamento, particularmente agravado pelo alto valor comercial e os altos riscos ambientais envolvidos.

Ainda com relação às fontes de excitação das linhas de produção, sabe-se que estas também dão origem a grandes alterações na sua configuração de equilíbrio estático, enquanto carregamentos hidrodinâmicos de natureza oscilatória, como por exemplo, aqueles advindos do fenômeno de Vibração Induzida pela Emissão de Vórtices (ou VIV), agem concomitantemente ao longo do comprimento, reduzindo sua vida útil.

Particularmente com relação ao fenômeno de VIV, nos últimos anos tem-se percebido uma intensa investigação científica de seus aspectos fenomenológicos, devido à sua extrema importância em termos de impacto na vida útil das linhas de produção imersas em correnteza marinha. Diversos trabalhos têm sido publicados, com resultados numéricos e experimentais. No entanto, ainda sem um entendimento completo desse problema, particularmente quando considerado nas linhas lançadas em catenária.

Cumprir destacar que a dificuldade de entendimento do VIV na linha em catenária advém da dificuldade proporcionada pelas não-linearidades intrínsecas a essa geometria de lançamento, com reflexos na própria atuação das cargas hidrodinâmicas ao longo da mesma. Assim, mesmo em uma correnteza com perfil constante ao longo da profundidade, devido à variação do ângulo de incidência em função da posição na linha, podem existir diferentes condições de excitação nas quais diversos modos de vibrar comparecem, estabelecendo um cenário muito complicado para as análises. Adicionalmente, o arrasto viscoso e as forças inerciais hidrodinâmicas também são essencialmente não-lineares e fortemente dependentes do estado cinemático das estruturas. Além disso, as não-linearidades podem ocorrer por outros aspectos geométricos, como, por exemplo, a variação da condição de contorno relacionada ao contato com o solo na região de toque com o fundo do mar.

Em virtude deste cenário complexo, a dinâmica de *risers* é usualmente tratada segundo abordagens teóricas e experimentais, aquelas tanto no domínio do tempo quanto no da frequência, e estas a partir de modelos em escala reduzida, normalmente truncados.

Sob a ótica teórica, o problema dinâmico é comumente formulado em torno da configuração de equilíbrio estático, via técnicas de perturbação¹, certificando-se de que o problema de contato não-linear na região em que o *riser* toca o solo, o *Touch Down Point* (ou TDP), seja tratado de forma consistente², eventualmente com a consideração de um modelo de interação solo-estrutura³. Recentemente, formulações cinemáticas por elementos finitos e técnicas de dinâmica não-linear também têm sido aplicadas com objetivo de ajudar na maior compreensão de fenômenos intrigantes das interações não-lineares e ressonâncias internas propensas a ocorrer⁴ na operação da catenária sujeita aos agentes de excitação até aqui mencionados.

Na abordagem experimental, desafios têm gradativamente sido vencidos com a aplicação de técnicas mais elaboradas de medição, principalmente com base no rastreamento de alvos pela aquisição e tratamento de imagens. Além dessas técnicas, outras especificamente relacionadas ao processamento de sinais e interpretação dos resultados têm sido aplicadas na tentativa de melhor interpretar os vários comportamentos dinâmicos presentes. Curioso destacar que, embora haja uma perfusão de técnicas na investigação experimental deste problema, é a busca pela similaridade entre realidade e experimento reduzido que ainda reserva grandes desafios, inclusive na concepção do próprio modelo de teste, como será discutido mais adiante neste texto.

Segundo esse panorama de enorme complexidade, apenas a compreensão da fenomenologia do VIV agindo na linha lançada em catenária já se configura como um grande desafio de pesquisa, por esse motivo, escolhido como o foco das investigações teórico-experimentais realizadas no âmbito desta pesquisa de doutorado. A respeito deste recorte, vale ressaltar que o assunto tem sido usualmente abordado via técnicas analíticas e numéricas, estas com solução determinável no domínio do tempo. Apesar disso, a realização de ensaios em escala reduzida constitui-se como uma ferramenta importante de compreensão

¹ Ver por exemplo Triantafyllou (1984), Aranha *et al.* (1997), Pesce *et al.* (1999) e Chatjigeorgiou, (2008)a e (2008)b.

² Ver por exemplo Pesce, Martins e da Silveira (2005).

³ Ver por exemplo Leira *et al.* (2004) e Zhang e Nakhaee (2010).

⁴ Ver por exemplo Sanches *et al.* (2007), Mazzilli e Sanches (2009) e Srinil (2010).

fenomenológica, permitindo abordar com mais propriedade comportamentos dinâmicos da estrutura a partir dos próprios modelos teóricos.

Neste sentido, imbuído do espírito de maior compreensão do VIV agindo na linha em catenária, o presente trabalho de pesquisa foi conduzido com base em experimentos hidro-elásticos com modelos reduzidos de *riser*, buscando um melhor entendimento dos diversos aspectos fenomenológicos presentes. Para tanto, foi desenvolvida e aprimorada uma técnica original para a construção desses modelos reduzidos em similaridade estrutural e dinâmica com relação às características reais de um *riser* típico utilizado pela indústria. Também contribuindo para a maior compreensão pretendida, técnicas inovadoras que sintetizam o “estado da arte” no assunto também foram utilizadas para a monitoração e análise dos movimentos, permitindo a avaliação do comportamento dinâmico da linha com excelente resolução, assim como a obtenção de resultados mais precisos.

Na próxima seção são estabelecidos detalhes específicos dos objetivos até aqui mencionados, justificando-se, com isso, os demais elementos descritos e pesquisados ao longo desta tese.

1.1. OBJETIVOS CONSOLIDADOS

De uma maneira bastante clara e direta, o presente trabalho de pesquisa tem como objetivo principal a investigação do fenômeno de VIV agindo sobre um modelo reduzido de *riser*, mediante experimentos conduzidos em tanque de reboque. Tem como base de estudo a monitoração dos movimentos ao longo desse modelo, com vistas à identificação de comportamentos característicos que permitam um melhor entendimento da fenomenologia a partir dos vários parâmetros típicos que a descrevem.

Neste sentido, a eficácia dos ensaios com o modelo reduzido foi uma questão muito importante, seja para verificar o comportamento dinâmico e compreender alguns dos fenômenos relacionados, seja para gerar paradigmas experimentais destinados à validação dos modelos teóricos atualmente em desenvolvimento em outros trabalhos paralelos de pesquisa no mesmo assunto.

Para tanto, diversos objetivos secundários precisaram ser alcançados, dentre os quais se destacam os seguintes.

- (i) Desenvolvimento de uma técnica para a concepção e construção do modelo reduzido de *riser*. De antemão destaca-se que a semelhança completa entre a escala do modelo reduzido e a escala real é praticamente inatingível, em virtude de inúmeras dificuldades inerentes. Tais dificuldades vão desde aspectos puramente teóricos, como as hipóteses para a modelagem do problema completo, até questões práticas como a obtenção de parâmetros adequados de rigidez e de distribuição de massa ao longo do modelo. Em particular, a simples tentativa de conciliar fenômenos de origem gravitacional com fenômenos de origem viscosa, via Similaridades de Froude e de Reynolds, já se mostra impossível.
- (ii) Aplicação e aprimoramento de uma técnica disponível de rastreamento de movimentos ao problema da monitoração imersa do modelo de *riser*, garantindo precisão nos registros realizados e interferindo minimamente na dinâmica em foco.
- (iii) Apresentação de uma metodologia de análise da dinâmica do modelo de *riser*, avaliando seu comportamento em função da excitação promovida pelo VIV,

com base em técnicas que estão no “estado da arte” em relação ao segmento de investigação hidro-mecânica.

Conforme já mencionado, é importante reafirmar que este programa de doutorado se desenvolveu no âmbito de um projeto de pesquisa mais abrangente sobre a dinâmica de *risers*, realizado pelo Laboratório de Mecânica *Offshore* da Universidade de São Paulo (ou LMO-USP) em parceria com a Petrobras, onde diversos outros aspectos teórico-experimentais estiveram em foco. Apesar da maior abrangência daquele projeto que deu origem à pesquisa em questão, o texto a seguir se atém exclusivamente aos aspectos comportamentais do fenômeno de VIV em linhas lançadas em catenária. Além disso, a pesquisa também se desenvolveu por meio da concessão de bolsa de estudo de doutorado da Agência Nacional do Petróleo – ANP (PRH-19).

1.2. APRESENTAÇÃO DO TEXTO

A pesquisa desenvolvida na busca por atender os objetivos definidos na seção anterior se refletiu na elaboração de um texto, construído segundo oito capítulos.

Após a introdução apresentada neste capítulo 1, onde é feita a contextualização do trabalho e são definidos os objetivos da pesquisa, passa-se ao capítulo 2, responsável pelo embasamento teórico a respeito do fenômeno; capítulo este, construído a partir de uma revisão bibliográfica dos principais artigos disponíveis na literatura aberta versando sobre o assunto. Em uma sequência lógica que visa o levantamento de aspectos essenciais sobre o VIV em linhas lançadas em catenária, cinco seções deste segundo capítulo trazem diferentes aspectos das emissões de vórtices e vibrações em cilindros sob diversas configurações de interesse, não só a catenária.

O capítulo 3, por sua vez, faz a apresentação da metodologia de pesquisa desenvolvida para a composição desta tese, dividida em duas seções principais: uma destinada aos métodos adotados e outra à infraestrutura e materiais utilizados. Com relação aos métodos, são apresentados os procedimentos de pesquisa usados na busca pelos objetivos da tese, enquanto na seção de infraestrutura e materiais são apresentados detalhes do tanque de provas e dos sistemas de aquisição de dados, bem como são discutidas algumas considerações teóricas e práticas sobre as dificuldades encontradas na realização de experimentos em escala reduzida à luz dos assuntos de interesse e da experiência já acumulada.

Tratando-se de matéria fundamental, particularmente caracterizada como um dos objetivos secundários desta pesquisa, seções com a definição, construção e caracterização do modelo de *riser* são apresentadas em um capítulo específico deste texto, o de número 4. Esta separação se mostrou pertinente, dada sua apresentação razoavelmente extensa por conta da modelagem e discussões, bem como das comparações numéricas e da caracterização do modelo reduzido de *riser*.

Na sequência, o capítulo 5 define o problema experimental em foco, destacando as configurações experimentais utilizadas. Nos dois capítulos seguintes são apresentados os resultados experimentais obtidos, baseados nas técnicas de análise definidas, todos eles discutidos à luz da fundamentação teórica e fenomenologia já conhecidas.

Finalmente, no capítulo 8, são tecidas as conclusões e considerações finais deste trabalho de pesquisa.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. DESCRIÇÃO GERAL

Este capítulo apresenta, e em alguns casos discute, aspectos essenciais para o desenvolvimento da pesquisa sobre o fenômeno de Vibração Induzida pela Emissão de Vórtices agindo em estruturas esbeltas flexíveis, deste ponto em diante referenciado apenas como VIV. Embora o foco desta pesquisa se deposite sobre a ocorrência do fenômeno de VIV em linhas lançadas em catenária, é importante destacar que a literatura escassa sobre o assunto obriga a apresentação predominante de aspectos do fenômeno ocorrendo em linhas flexíveis retas. Isto, por si só, já dá mostra de quão original é o tema.

Antes disso, no entanto, a revisão bibliográfica apresenta os aspectos e conceitos básicos envolvidos no estudo do VIV, seção 2.2. O conceito de separação da camada limite em função do número de Reynolds e as características básicas de como e porque esse fenômeno ocorre são apresentados, bem como são descritas as faixas de velocidade em que o escoamento deve incidir sobre os corpos imersos para que sejam evidenciados os comportamentos fluido-dinâmicos tipicamente discutidos na literatura. Ainda nesta segunda seção, também são abordados detalhes sobre os diferentes padrões de emissão de vórtices em cilindros de seção circular.

Criado esse entendimento básico, a revisão bibliográfica segue dedicando atenção aos principais aspectos relacionados ao VIV agindo sobre estruturas flexíveis, seção 2.3, passando pelo entendimento dos efeitos da inclinação dessas estruturas, seção 2.4, e finalizando com a apresentação do pouco material encontrado a respeito do VIV agindo em linhas lançadas em catenária, seção 2.5.

Tão importante quanto, esta revisão bibliográfica se fecha com a seção 2.6, dedicada a apresentação do “estado da arte” em termos da realização de experimentos para avaliação do VIV nos *riser* em escala real e reduzida. São apresentadas as técnicas mais empregadas para o estudo desse fenômeno, bem como os avanços experimentais utilizados em trabalhos científicos publicados recentemente.

2.2. ASPECTOS GERAIS DO FENÔMENO DE VIBRAÇÕES INDUZIDAS PELA EMISSÃO VÓRTICES

De acordo com Bearman (1984), o fenômeno de VIV é decorrente do comportamento do escoamento que, em certos casos, acaba por se instabilizar ao passar por um corpo rombudo. O autor ainda explica que a simples presença de corpos rombudos no escoamento fluido com determinadas características de velocidade é responsável pela separação da camada limite. Em corpos com arestas vivas, a exemplo daquele apresentado na Figura 2, a separação é fixa nas mesmas, enquanto que em corpos sem a presença dessas arestas, o denominado “ponto de separação” depende da forma do corpo e do estado da camada limite; ver Figura 3 onde as características do comportamento fluido ao redor de uma seção circular são apresentadas como função do número de Reynolds, este definido segunda a equação (1).

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} = \frac{U D}{\nu} \quad (1)$$

Nesta equação, μ é a viscosidade dinâmica do fluido; $\nu = \mu/\rho$ a viscosidade cinemática correspondente; ρ é a densidade; U representa a velocidade ao longe do fluido e D diz respeito ao diâmetro do cilindro circular.

Assim posto, para baixos valores deste adimensional, corpos sem a presença de arestas vivas têm um escoamento próximo que se mantém estável. No entanto, com o aumento gradual do número de Reynolds – evolução da Figura 3(a) à Figura 3(f), retirada de Schlichting (1979) – um valor crítico de velocidade é atingido, a partir do qual, mesmo a seção sem a presença de arestas vivas desenvolve um certo nível de instabilidade do escoamento próximo.

Figura 2 Desprendimento de vórtice com ponto fixo de separação. Fonte: (Bearman, 1984).

Ainda com base nas gravuras da Figura 3, observa-se: em (a), o início do escoamento sem grandes alterações nas linhas de corrente; em (b), (c) e (d) o início e evolução da separação da camada limite; em (e), um deslocamento considerável do escoamento à jusante do cilindro, com evidentes pontos de separação e regiões de recirculação; e finalmente, em (f), a instabilidade do fluído dando origem a um mecanismo de geração e desprendimento de vórtices.

a)

b)

c)

d)

e)

f)

Figura 3 Desprendimento de vórtice em corpo cilíndrico. Fonte: (Schlichting, 1979).

Estas instabilidades podem levar a uma esteira fluida com três possíveis características gerais: (i) aquela marcada por movimentos organizados, embora de natureza instável; (ii) aquela com movimentos totalmente desorganizados; ou ainda, (iii) aquela com a combinação das duas características anteriores. Estes comportamentos da esteira levam ao desprendimento de vórtices, que induzem flutuações no campo de pressão próximo, dando origem a forças de origem oscilatória, eventualmente responsáveis por um quadro ressonante.

A Figura 4, retirada de Itoh e Tamura (2008), apresenta um gráfico da distribuição de pressão ao longo da superfície de um cilindro fixo imerso em escoamento com velocidade U . Notam-se as variações no coeficiente de pressão médio, Cp_{ave} , responsáveis por zonas de alta e baixa pressão, que acabam por induzir a separação, formação e desprendimento dos vórtices; portanto, dando origem a possíveis movimentos oscilatórios do corpo.

Figura 4 Distribuição do coeficiente de pressão na superfície de em um cilindro circular fixo.

Fonte: (Itoh & Tamura, 2008).

Estes movimentos podem ocorrer nas direções longitudinal e transversal ao escoamento incidente, marcados por frequências dependentes do padrão de emissão de vórtices e motivados pelas próprias flutuações já descritas, usualmente caracterizadas pelas forças de arrasto e sustentação, F_x e F_y ; estas adimensionalizadas por $\frac{1}{2}\rho U^2 D$, o que dá origem aos respectivos coeficientes⁵ C_x e C_y apresentados na equação (2).

⁵ Os coeficientes C_x e C_y também são usualmente definidos como C_D e C_L , em alusão à terminologia de língua inglesa para arrasto e sustentação, respectivamente, “drag” e “lift”.

$$C_x = \frac{F_x}{\frac{1}{2}\rho U^2 D} \text{ e } C_y = \frac{F_y}{\frac{1}{2}\rho U^2 D} \quad (2)$$

A Figura 5, retirada de Assi (2009), apresenta um gráfico da variação destes coeficientes em função do número de Reynolds. Para baixos valores deste adimensional, é possível observar que o coeficiente de sustentação, C_L , fica próximo de zero e, portanto, as forças transversais ao escoamento praticamente inexistem, consequência do padrão de escoamento ilustrado na Figura 3(a). Por outro lado, com o aumento da velocidade do escoamento até aproximadamente $Re = 10^5$, verificam-se vórtices desprendidos, semelhantes ao apresentado na Figura 3(f), e o consequente aumento das forças de sustentação que, por sua vez, pode resultar na vibração do cilindro.

Figura 5 Distribuição dos coeficientes de arrasto e sustentação. Fonte: (Assi, 2009).

Ainda de acordo com a Figura 5, é possível se discutir outro comportamento importante do regime em função da velocidade do escoamento. Com o aumento desta, acima de um determinado valor crítico que depende da própria geometria do corpo, há uma transição entre regimes de escoamento, do laminar para o turbulento. Assi (2009) descreve

detalhadamente esta transição sinteticamente reproduzida aqui da seguinte forma: (i) a esteira à jusante do cilindro se torna turbulenta; (ii) com o aumento da velocidade do escoamento, esta turbulência se move ligeiramente para montante do cilindro; (iii) alterar-se a característica da camada limite e a separação do escoamento na parede do corpo é atrasada, formando uma esteira mais estreita; e (iv) como resultado desta modificação, observa-se uma queda repentina da força de arrasto em um regime de escoamento caracterizado por aproximadamente $Re = 2 \times 10^5$. Importante destacar que este descritivo refere-se ao corpo de seção circular.

Tomando um cilindro de seção circular como a representação hipotética da seção transversal de um *riser*, inicialmente modelada como o sistema dinâmico de apenas um grau de liberdade, suportado elasticamente e amortecido conforme a Figura 6, sabe-se que este será caracterizado pela frequência natural, f_n , apresentada na equação (3) e obviamente afetada pelos efeitos dissipativos simplificados sintetizados no coeficiente de amortecimento linear $\zeta = c/(2\sqrt{km})$.

$$f_n = 2\pi \sqrt{(1 - \zeta^2) \frac{k}{m}} \quad (3)$$

Onde k representa a constante de restauração e m diz respeito à massa estrutural da seção cilíndrica de diâmetro D .

Figura 6 Modelagem cinemática de cilindro com um grau de liberdade, representação hipotética da seção transversal do riser. Fonte: (Assi, 2009).

Com vistas ao eventual quadro ressonante característico do fenômeno de VIV, sabe-se haver uma relação constante entre os parâmetros principais do problema, equação (4), particularmente a frequência com que os vórtices são emitidos, f_s ; a velocidade do escoamento incidente, U ; e a dimensão característica da seção transversal elasticamente suportada, no caso circular representada pelo diâmetro D .

Conhecido com número de Strouhal, St , esta relação mostra-se constante e aproximadamente igual a 0,20, para uma larga faixa de números de Reynolds, ver Figura 7 adaptada de MIT (2014).

$$St = St\{Re\} = \frac{f_s D}{U} \cong 0,20 \quad (4)$$

Figura 7 Número de Strouhal para a seção circular, aproximadamente constante em uma larga faixa de números de Reynolds. Fonte: adaptado de (MIT, 2014).

Com base nesta fenomenologia, não é de se estranhar que, aumentando-se a velocidade do escoamento, em algum momento o sistema dinâmico entra em ressonância, justamente quando $f_s \cong f_n$.

A partir desta condição, no entanto, é curioso destacar que a interação fluido-estrutural, de natureza não-linear, impõe um comportamento dinâmico incomum para os quadros ressonantes em geral. Neste caso, para uma faixa razoavelmente ampla de velocidades de escoamento, verificam-se dois comportamentos bastante claros e típicos do fenômeno de VIV: a **autoexcitação**, ou manutenção da frequência de emissão próxima da frequência natural do sistema dinâmico, fenômeno este usualmente conhecido como

sincronização (ou “*lock-in*”); e o **autocontrole**, ou concomitante manutenção das amplitudes de resposta em valores da ordem de uma dimensão característica, $A \cong D$.

Para a descrição mais detalhada deste quadro ressonante é comum a utilização de adimensionais. No caso da velocidade de escoamento, emprega-se a velocidade reduzida, V_r (ou U^* , conforme Figura 8 mais adiante), descrita como a relação entre a velocidade dimensional do escoamento ao longe e o produto da frequência natural pela dimensão característica do sistema, ou seja:

$$V_r = U^* = \frac{U}{f_n D} \quad (5)$$

Os gráficos apresentados na Figura 8, obtidos de Williamson e Govardhan, (2004), mostram o comportamento típico do fenômeno de VIV em cilindros circulares ensaiados em suporte elástico de baixo atrito. O gráfico superior da Figura 8 apresenta a amplitude máxima de resposta transversal ao escoamento, enquanto o gráfico inferior traz as respectivas frequências de resposta, ambos como função da velocidade reduzida.

Em termos das amplitudes máximas transversais, verificam-se dois comportamentos bem distintos.

O primeiro, característico de sistemas com baixos valores do parâmetro de massa reduzida, $m^* < 6$, é marcado pela existência de três ramos de resposta:

- (i) Um ramo inicial (*Initial Excitation*), em que a frequência de emissão de vórtices é ligeiramente menor que a frequência natural do sistema e, portanto, onde se tem menores valores de amplitude de VIV;
- (ii) Um ramo superior (*Upper branch*), em que há grandes amplitudes de resposta de VIV em função da sincronização da frequência de emissão de vórtices com a frequência natural do cilindro, ou $f_s \cong f_n$;
- (iii) E um ramo inferior (*Lower branch*), em que a sincronização é mais evidente porém com respostas em valores menores que as do *Upper branch*, em um prenúncio da interrupção do quadro ressonante.

Por outro lado, o segundo comportamento das amplitudes transversais, típico de sistemas com parâmetros de massa reduzida maiores, $m^* > 6$, é marcado pela ausência de um *Upper branch* pronunciado e a presença de um *Lower branch* bastante sutil, como um claro

reflexo de uma faixa de sincronização consideravelmente menos abrangente em termos da velocidade reduzida.

Figura 8 Resultados de VIV com cilindro com um grau de liberdade.
Fonte: (Williamson & Govardhan, 2004).

Com isso, nota-se que o parâmetro de massa reduzida é de importância fundamental no âmbito dos estudos de VIV, representando a importância relativa entre a inércia própria do sistema, no caso a massa seccional do cilindro circular e a contribuição inercial advinda da massa de fluido deslocado, conforme apresentado na equação (6).

$$m^* = \frac{m}{\rho \frac{\pi D^2}{4} L} \quad (6)$$

O gráfico da frequência adimensional da Figura 8, $f^* = \frac{f}{f_n}$, destaca o *Lower branch* do cilindro com $m^* = 2,4$ em uma relação ligeiramente acima da unitária, $f^* = 1,4$, onde f representa a frequência de resposta transversal.

Embora não apresentado no gráfico de Williamson e Govardhan, (2004), sabe-se que os sistemas com maiores valores de massa reduzida, por exemplo, $m^* = 10,3$, são caracterizados por uma dinâmica em valores de frequência adimensional muito mais próximos da unidade, $f^* \cong 1,0$, conforme ilustram as comparações apresentadas em trabalho anterior conduzido pelos mesmos autores, Figura 9 retirada de Govardhan e Williamson (2000). No caso com maior valor de massa reduzida, é possível observar que a resposta em frequência é muito menos afetada pela contribuição inercial da massa de fluido deslocado.

Figura 9 Comparação entre resultados de VIV em função do parâmetro de massa reduzida, m^* .
Fonte: (Govardhan & Williamson, 2000).

Além disso, os gráficos de resposta em frequência da Figura 9 apresentam a representação da relação linear entre a frequência de emissão, f_s , e a velocidade reduzida, deixando claro o coeficiente angular ditado pelo número de Strouhal, $St = 0,20$; resultado que dá, assim, uma boa ideia do processo de sincronização até aqui descrito.

Ainda no campo dos estudos do fenômeno de VIV, vários autores realizam experimentos e/ou análises numéricas⁶ para encontrar relações entre os comportamentos descritos e os padrões de emissão de vórtices.

Nesta linha de trabalho, o gráfico da Figura 10 apresenta o resultado clássico encontrado e discutido em Williamson e Govardhan (2004), segundo o qual, tem-se um mapa dos padrões de emissão de vórtices a cada regime de amplitude de resposta transversal por velocidade reduzida. Em linhas gerais, os diferentes padrões determinam características específicas quanto à fase relativa entre a emissão de vórtices e a resposta em deslocamento do cilindro, o que acaba tendo influência direta nas flutuações dos coeficientes de arrasto e sustentação. Exemplos de padrões de emissão são apresentados na Figura 11, particularmente o modo “2S”, característico no ramo de *Initial excitation*, e o modo “P+S”.

Figura 10 Gráfico de previsão dos padrões de emissão de vórtice ($300 < Re < 1000$).
Fonte: (Williamson & Govardhan, 2004).

⁶ Utilizam programas baseados em CFD – *Computational Fluid Dynamics* com inúmeros esquemas de discretização tempo-espço e de solução do problema a partir de diferentes modelos para tratamento do comportamento turbulento do fluido.

*Figura 11 Exemplo de padrão de emissão de vórtice: acima, 2S e, abaixo, P+S.
Fonte: (Williamson & Govardhan, 2004).*

Embora a correlação direta entre os padrões de emissão e os comportamentos dinâmicos do fenômeno de VIV seja muito importante, no caso dos cilindros flexíveis ela requer esforços experimentais e numéricos exigentes para a capacidade atual. Mesmo progredindo a passos largos, as soluções assim obtidas ainda se mostram insuficientes para que se permita uma descrição tão clara dos padrões de emissão e sua correlação com os comportamentos dinâmicos no cilindro flexível.

Portanto, ao invés de dedicar foco a este assunto que, diga-se de passagem, não é a vertente predominante desta pesquisa, opta-se por interromper a descrição fenomenológica do VIV neste ponto, dedicando as demais seções para sua caracterização experimental geral em estruturas flexíveis, sem prejuízo à busca pelos objetivos estabelecidos.

2.3. O FENÔMENO DE VIV NAS LINHAS FLEXÍVEIS

Conforme explicado, após a apresentação dos aspectos fenomenológicos fundamentais, dedica-se esta seção à ocorrência do VIV nas linhas flexíveis longas, tendo como intuito a aproximação entre aqueles aspectos e o problema de interesse desta tese. Desta forma, o texto que se segue traz uma série de descrições colhidas a partir de uma revisão bibliográfica acerca do VIV em cilindros longos e flexíveis, com vistas à formação de uma base de subsídios para a análise de sua ocorrência nas linhas lançadas em catenária.

Vandiver (1993) apresenta um compêndio de resultados experimentais colhidos a partir de 17 anos de estudos de VIV ocorrendo em cilindros longos e flexíveis. O principal foco do trabalho é a previsão de ocorrência do VIV naquelas estruturas, tomando por base uma série de parâmetros adimensionais, sendo que o primeiro deles define a existência, ou não, do *lock-in*. Segundo Vandiver, quando o *lock-in* é evidenciado, torna-se possível uma estimativa razoavelmente precisa das amplitudes de resposta. Por outro lado, quando o *lock-in* não tem ocorrência confirmada no elenco de condições impostas à linha flexível, são listadas três principais causas: (i) uma elevada condição de amortecimento; (ii) uma dissintonia entre as frequência de emissão e os modos de vibrar da estrutura; e (iii) uma faixa de excitação que inclui mais de uma frequência natural, resultando em respostas multimodais com vibrações aleatórias – circunstância que ainda representa o maior desafio de compreensão para o meio científico.

Na sequência de seu trabalho, Vandiver estabelece foco no estudo da amplitude de resposta, claramente influenciada pela geometria do modo natural que está sendo excitado. O estudo traz, por exemplo, um resultado de medição de movimento em escala real, tomando por base um cilindro rebocado a partir de uma embarcação e monitorado na posição referente a 1/6 de seu comprimento. Nesta posição, sabe-se que o cilindro deve apresentar respostas mínimas quando o VIV estiver sincronizado com o sexto modo de vibrar (posição próxima a um nó) e apresentar respostas máximas quando no terceiro modo (posição próxima a um ventre). Com base em análises deste tipo, Vandiver (1993) conclui que não se pode fazer uma previsão sobre a amplitude de resposta sem levar em consideração o modo de vibração do cilindro.

Com base nos mesmos experimentos, Vandiver (1993) também procura identificar o efeito da relação entre contribuições inerciais, traçando um paralelo com a influência identificada nos experimentos de laboratório a partir de cilindros consideravelmente mais curtos. Comparando amplitudes de resposta para diferentes níveis de um parâmetro de massa, naquele trabalho definido pela relação $m/\rho D^2$ ⁷, conclui-se que cilindros com baixas razões de massa têm faixa de sincronização, *lock-in*, bem maior que cilindros com altos valores deste parâmetro, resultado semelhante ao obtido por Williamson e Govardhan, (2004), apresentado na seção 2.2. Ver Figura 12, intensamente explorada nesta tese, como base de comparação.

Figura 12 Amplitude rms de movimento em função da velocidade reduzida, para cilindros com diferentes razões de massa: ■, $m/\rho D^2 = 0,78$; ✕, $m/\rho D^2 = 1,77$; △, $m/\rho D^2 = 3,8$; ◇, $m/\rho D^2 = 34$ Fonte: Chung (1987 apud Vandiver, 1993).

Em função desta faixa mais larga de sincronização, Vandiver (1993) conclui que, para cilindros com baixa razão de massa, a frequência de resposta ressonante não é constante, mas se eleva com o aumento da velocidade do escoamento, comportamento atribuído à variação da massa adicional associada. Assim sendo, na região de *lock-in*, a massa adicional do cilindro decresce com o aumento da velocidade, promovendo um aumento da frequência natural efetiva do cilindro no modo natural sincronizado e, portanto, proporcionando uma região de excitação mais larga. Nos cilindros com maiores razões de massa, por outro lado, tal efeito é bastante menos pronunciado, como consequência da própria diminuição da importância relativa dessa variação da massa adicional face à massa estrutural do sistema em ressonância.

⁷ m é aqui definida como a massa por unidade de comprimento.

Como conclusão de Vandiver (1993), para cada frequência natural no cilindro flexível longo, há uma faixa de velocidades que permite a emissão de vórtices sincronizados com o respectivo modo natural, sendo que o tamanho desta faixa é determinado pela razão de massa. Contrariamente, baixos valores de razão de massa geram faixas de sincronização mais largas, que podem causar uma coexistência de modos adjacentes.

Tomando como exemplo um cabo com tração constante, que tem como característica frequências igualmente distribuídas, a região de sobreposição entre as faixas de sincronização fica maior para os modos naturais mais altos. Em barras, por outro lado, o efeito da tração deve ser dominante para os modos naturais mais baixos, os quais devem se comportar como modos naturais de cabos; enquanto nos modos naturais mais altos, a contribuição da rigidez flexional torna-se importante, o que faz com que as respectivas frequências naturais cresçam na proporção de n^2 (onde n diz respeito ao n -ésimo modo natural). Desta forma, se para baixos modos naturais em cabos não existe a sobreposição das faixas de sincronização, provavelmente não haverá para os modos mais altos.

Ainda no tocante ao efeito da tração em cilindros longos e flexíveis, Huera-Huarte e Bearman (2009) apresentam um trabalho onde um modelo flexível é submetido a vários níveis desta solicitação axial. Segundo os autores, quando baixos níveis de tração são aplicados, a resposta dinâmica do cilindro é equivalente àquela observada em cilindros rígidos, com as respostas bem definidas em termos dos ramos ressonantes, *Initial*, *Lower* e *Upper branches*, assim como apresentado na Figura 8 da seção 2.2. Já com o aumento das trações, o comportamento observado foi similar ao de um cabo com baixa rigidez flexional, apresentando respostas multimodais. Portanto, segundo os autores, as amplitudes de respostas de VIV em cilindros longos e flexíveis são em geral menores do que as observadas em cilindros rígidos montados em base elástica, na medida em que essa estrutura é inerentemente inextensível e suas extremidades fixas, condição de contorno contrária àquela dos experimentos com cilindros rígidos, onde as extremidades estão livres para oscilar.

Além disso, ao contrário dos experimentos com cilindros rígidos em base elástica, que relatam amplitudes acima de 1,5 diâmetros, Huera-Huarte e Bearman (2009) registraram respostas transversais de aproximadamente 0,7 diâmetro e longitudinais de 0,3 diâmetro nos experimentos com cilindro flexível. Acoplamentos entre movimentos são observado apenas em situações de sincronização do movimento transversal, VIV *cross*, sendo que no *Initial branch*, por exemplo, a diferença de fase relativa entre os movimentos transversais e longitudinais é de aproximadamente 90°. As frequências de resposta observadas na faixa de

sincronização são praticamente iguais à frequência natural do modo em ressonância transversal, previstas segundo a consideração de um número de Strouhal aproximadamente igual a 0,16.

Swithenbank e Vandiver (2007) apresentam um trabalho sobre VIV em cilindros longos e flexíveis para altos modos naturais de vibração, fazendo uma relação entre a região de deflagração desses modos, denominada pelos autores como *power-in region*, e um dado perfil de correnteza. Ver arranjo esquemático desse experimento na Figura 13.

Figura 13 Esquema dos experimentos em escala real de Swithenbank e Vandiver (2007).

O trabalho apresenta dois métodos para estimação da região de deflagração dos modos: (i) o método da velocidade reduzida e (ii) o método da malha de coerência, ou “*coherence mesh*” conforme denominação dada pelos autores. O primeiro método utiliza o cálculo da velocidade reduzida local para identificar quais trechos do cilindro longo podem ser caracterizados como regiões de deflagração de um dado modo natural, sendo que velocidades reduzidas de 5 a 7 são tradicionalmente associadas a altas amplitudes de resposta de VIV. Já no segundo método, cálculos de correlação entre trechos linearmente dependentes ao longo do cilindro longo são realizados para a identificação das regiões de deflagração.

Neste caso, devido à sua propagação⁸, ondas de grande amplitude que são geradas na região de deflagração são esperadas de maneira coerente em um grande trecho da linha.

Ainda nos experimentos de Swithenbank e Vandiver (2007), é possível observar que a força de arrasto curva o cilindro longo em sua porção superior, rever Figura 13, caracterizando uma geometria de lançamento que não é totalmente vertical. Desta forma, nem todas as regiões do cilindro são submetidas à correnteza incidindo de acordo com a direção normal. Para a identificação das regiões de deflagração nestes trechos não verticais do cilindro, os autores consideram uma correção na velocidade de escoamento incidente, computando desta, apenas a parcela normal ao cilindro. Desta forma, reduções de até 50% da velocidade medida foram consideradas nos trechos onde o ângulo chegou à 60° com a direção vertical.

Percebe-se, portanto, que a inclinação em relação à direção de incidência do escoamento pode desempenhar um papel fundamental na identificação e caracterização do VIV em cilindros flexíveis longos. Não por outro motivo, a próxima seção deste texto é dedicada à síntese dos principais aspectos fenomenológicos relacionados à influência desta característica geométrica do cilindro.

⁸ Resultados também discutidos em Morooka e Tsukada (2013).

2.4. O FENÔMENO DE VIV EM CILINDROS INCLINADOS

Conforme descrito em Franzini (2012), existe uma tendência de descrever o fenômeno de incidência de escoamento sobre cilindros inclinados como o equivalente a um cilindro de seção elíptica. No entanto, segundo o próprio autor, o problema não pode ser modelado desta maneira, visto que não se observam componentes axiais do escoamento naqueles casos. Assim sendo, o tratamento usual para o problema de escoamento ao redor de cilindros inclinados é baseado no denominado **princípio da independência**.

De acordo com o princípio da independência, as características do escoamento atuando em um corpo cilíndrico são definidas apenas pela componente normal ao seu eixo, sendo a componente tangencial desconsiderada para efeito de análise; ver Figura 14.

Figura 14 Escoamento ao redor de um cilindro inclinado. Fonte: (Franzini, 2012).

Ainda em Franzini (2012), uma justificativa teórica para aplicação do princípio da independência é apresentada com base em simplificações da equação de Navier-Stokes. Apesar disso, tal justificativa considera também três ressalvas: (i) como a solução das equações levam em consideração a teoria da camada limite laminar, o princípio de independência fica restrito a região entre o ponto de estagnação frontal e o de separação posterior do cilindro; (ii) sua validade se dá apenas para cilindros infinitos, portanto, nos quais os efeitos de extremidade inexistem; e (iii) apesar de considerar apenas a componente normal do escoamento, o valor de Reynolds crítico⁹ pode ser alterado em função da componente axial do escoamento incidente.

⁹ Lembrar se tratar do valor a partir do qual as instabilidades na camada limite ocorrem.

Assim sendo, levando-se em consideração o princípio da independência, espera-se que a esteira formada com a passagem do escoamento sobre o cilindro inclinado seja paralela ao seu eixo. De fato, a Figura 15, extraída de Jain e Modarres-Sadeghi (2013), apresenta imagem de uma esteira formada por tubos de vórtices que dão mostra desta assertiva.

Figura 15 Esteira de vórtices em um cilindro inclinado. Fonte: (Jain & Modarres-Sadeghi, 2013).

Jain e Modarres-Sadeghi (2013) também apresentam um estudo sobre as circunstâncias para a validade do princípio da independência, tomando por base resultados experimentais obtidos com cilindros rígidos montados em base elástica de um grau de liberdade (o transversal ao escoamento) e inclinados até 75° com a direção vertical. Concluem que, considerando somente a componente normal ao escoamento, o aparecimento do *lock-in* se dá para as mesmas velocidades reduzidas em todos os experimentos, exceto para a inclinação superior a 75° .

Portanto, para efeitos práticos de aplicação do princípio da independência, a velocidade de escoamento incidente no cilindro inclinado deve ser corrigida conforme a equação (7).

$$U_n = U \cos \theta \quad (7)$$

Onde U_n representa a velocidade normal ao cilindro inclinado e θ diz respeito ao ângulo de inclinação com relação à direção vertical. Se necessário, rever Figura 14.

Segundo essa correção, também deve ser considerada apenas essa componente normal para a determinação da frequência de emissão dos vórtices, conforme equação (8).

$$f_s = \frac{S_t U \cos \theta}{D} \quad (8)$$

Da mesma forma, considera-se que outros parâmetros característicos do fenômeno também devam ser corrigidos com base na equação (7), dentre os quais: o número de Reynolds; o número de Strouhal; os coeficientes de arrasto e sustentação, bem como a velocidade reduzida.

Comparações entre vários trabalhos, numéricos e experimentais, com vistas à validade do princípio da independência em função de um ângulo de inclinação crítico¹⁰ também podem ser encontradas em Franzini (2012). De acordo com as diversas publicações, espera-se um ângulo crítico entre 40° e 68°, ou seja, condições apreciáveis de inclinação do cilindro submetido ao VIV.

Conforme comentado, no caso do lançamento em catenária, o ângulo de inclinação varia continuamente ao longo do comprimento suspenso, o que pode exigir um esforço ainda maior na identificação de comportamentos modais imersos na dinâmica global observada durante a ocorrência do fenômeno de VIV.

Outro aspecto complicador para as análises diz respeito ao fato das linhas lançadas em catenária apresentarem estado cinemático em constante modificação o que, por si só, pode influenciar o desprendimento de vórtices e, desta forma, alterar a própria resposta do VIV. Com base neste aspecto peculiar, que é de interesse para o presente trabalho, a próxima seção é dedicada a uma síntese dos principais resultados encontrados sobre o fenômeno de VIV agindo em cilindros curvos ou cilindros flexíveis curvados pelo lançamento em catenária.

¹⁰ Ângulo a partir do qual o princípio da independência deixa de ser válido para a correção da velocidade incidente.

2.5. VIV EM CILINDROS CURVOS OU EM CATENÁRIA

Conforme comentado anteriormente, é profícua a produtividade científica no tocante ao estudo fenomenológico do VIV agindo em cilindros rígidos montados em base elástica ou cilindros flexíveis de comprimento compatível com os laboratórios. Experimentos ou análises numéricas do VIV em linhas mais longas, no entanto, são escassos, mais ainda se considerado seu lançamento em catenária. Esta seção apresenta resultados e conclusões dos poucos trabalhos encontrados a esse respeito.

Franciss e Santos (2004) apresentam trabalho baseado em dados de inclinação e aceleração do comportamento de VIV em um *riser* do tipo SCR, instalado na plataforma P18 da Petrobras, obtidos a partir de garrafas de monitoramento instaladas ao longo do comprimento suspenso, ver Figura 16. Em um procedimento interessante, a definição da posição de instalação das garrafas foi feita com base em análises numéricas, levando-se em consideração a previsão dos modos naturais com maior probabilidade de ocorrência nas condições de operação real.

Figura 16 Localização das garrafas de medição de movimento ao longo do riser da P18.
Fonte: (Franciss & Santos, 2004).

Além disso, movimentos da plataforma, perfis de velocidade de correnteza e ondas de superfície também foram monitorados concomitantemente aos registros das garrafas, permitindo diferenciação entre as respostas de VIV e aquelas advindas dos movimentos da plataforma ou ainda por influência de cargas hidrodinâmicas geradas diretamente pelas ondas oceânicas.

Segundo Franciss e Santos (2004) a análise modal é de importância fundamental na interpretação e definição das frequências em que a ocorrência do VIV é possível. Outra observação do trabalho diz respeito à dificuldade de se considerar todos os fenômenos envolvidos com a utilização de procedimentos teóricos – particularmente o VIV concomitante aos movimentos no topo do *riser* e os possíveis carregamentos diretos de onda – mesmo que procedimentos para identificação modal e determinação de outras características hidromecânicas das linhas lançadas em catenária sejam encontrados de maneira bastante detalhada em trabalhos como, por exemplo, Pesce *et al.* (1999)¹¹ e Averbuch *et al.* (2004).

Em Morooka *et al.* (2009) são apresentados resultados experimentais de VIV com uma linha lançada em catenária, obtidos com base em corridas no tanque de reboque do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT). Tais experimentos tiveram como objetivo principal a avaliação global do comportamento dinâmico do modelo flexível longo sob ação predominante do fenômeno de VIV.

Um dos aspectos mais interessante no trabalho de Morooka *et al.* (2009) diz respeito à busca pela condução de experimentos reduzidos, escala 1:250, em similaridade com o SCR instalado na plataforma P18 da Petrobras. Para tanto, faz-se a escolha de um conjunto de parâmetros físico-mecânicos de interesse, priorizando rigidez flexional e massa estrutural, através dos quais são selecionados materiais para que seja obtido um modelo reduzido de *riser* dinamicamente semelhante. Com base nas soluções de modelos experimentais desenvolvidos em Pesce e Fajarra (2000), Fajarra *et al.* (2001) e Simos e Fajarra (2006), posteriormente incorporadas ao arcabouço de técnicas experimentais praticadas pelo IPT, os autores adotaram, então, a solução da sobreposição concêntrica de estruturas cilíndricas, no caso, um tubo de borracha porosa recoberto com silicone.

¹¹ Este trabalho, bastante completo, tem algumas partes utilizadas diretamente nas atividades do Capítulo 4, onde é realizado o dimensionamento do modelo experimental para a presente investigação.

Conforme aparato experimental apresentado na Figura 17, nos experimentos encontrados em Morooka *et al.* (2009) são utilizados quatro pares de acelerômetros uniaxiais, possibilitando a monitoração das acelerações normal e transversal ao plano da catenária, em posições semelhantes àsquelas do SCR real, definidas conforme procedimento estabelecido em Franciss e Santos (2004).

Figura 17 Configuração do ensaio de Morooka *et al.* (2009)

Para a identificação dos modos naturais excitados, Morooka *et al.* (2009) também fazem uso de uma análise no domínio da frequência, reconhecendo para a catenária reduzida alguns dos aspectos da fenomenologia discutida em Vandiver *et al.* (2006). Com base naqueles resultados experimentais, foi registrado um terceiro harmônico dominante, segundo os autores, associado a um modo de emissão em frequências mais altas, com influência significativa no cálculo da fadiga de *risers*.

Com relação às altas frequências dominantes, em Jauvtis e Williamson (2003), por exemplo, estas são atribuídas a um padrão de emissão de vórtices denominado de modo-2T (*triplet of vortex*), que resulta em um comportamento periódico mais estável, com amplitudes de resposta significativamente maiores e potencialmente mais danosas em termos de fadiga da estrutura. Na ocorrência deste padrão, a dinâmica particular dos vórtices triplos aumenta a energia transferida do fluido para o corpo (cilindro), o que responde pelas amplitudes elevadas. A Figura 18 apresenta padrões de emissão típicos (2S e 2P) e os compara com o padrão 2T, menos usual.

Figura 18 Padrões de emissão de vórtices. Fonte: (Jauvtis & Williamson, 2003).

Em estudo conduzido posteriormente, Morooka e Tsukada (2013) apresentam resultados de análises que apontam para a possível ocorrência de ondas progressivas, *traveling waves*, ou seja, ondas de flexão que partem da região de deflagração modal e se propagam pela linha. Tal observação, no entanto, se mostrou prejudicada e limitada pela natureza da monitoração realizada, que se baseou em medidas de aceleração realizadas em apenas quatro seções ao longo do modelo. Além disso, fez necessário um procedimento indireto de análise para a obtenção dos deslocamentos, baseado na integração dos registros de aceleração, sabidamente bastante suscetíveis a ruídos e imprecisões por conta de eventuais comportamentos de rotação do modelo.

Ainda assim, Morooka e Tsukada (2013) apresentam resultados experimentais de excitação modal, comparando as frequências observadas pelos acelerômetros com a frequência de emissão de vórtices calculada a partir de $S_t = 0,18$. O gráfico da Figura 19 mostra a justaposição das densidades espectrais calculadas com base nos registros dos quatro

acelerômetros dispostos para a monitoração dos movimentos na direção perpendicular ao plano da catenária, enquanto o gráfico da Figura 20 mostra as densidades espectrais para a monitoração na direção contida no plano da catenária.

De acordo com essas figuras, em termos da frequência de resposta, nota-se que o comportamento dinâmico nos planos transversal e longitudinal segue o que é usualmente esperado, ou seja, frequências de resposta transversal próximas da frequência de emissão de vórtices e frequência de resposta longitudinal com aproximadamente o dobro dessa frequência. Importante destacar que no trabalho de Morooka e Tsukada (2013) a velocidade utilizada para o cálculo da frequência de emissão é corrigida por um único valor de ângulo de inclinação da linha, não divulgado¹². Além disso, são feitas outras duas correções para a definição dos limites das regiões de sincronização estimada: o inferior, baseado na variação das velocidades de correnteza ensaiadas para identificação das respostas transversais, ε_{CF} ; e o superior, baseado na variação das velocidades de correnteza ensaiadas para identificação das respostas longitudinais, ε_{IL} .

Figura 19 Espectro de potência das acelerações fora do plano da catenária nos experimentos de Morooka e Tsukada (2013).

¹² Possivelmente o ângulo no topo, visto que a frequência dominante no espectro de potência do acelerômetro mais próximo desta região (acelerômetro A) é aquela que mais se aproxima do limite estimado ($f_s + \varepsilon_{CF}$), denotando maior semelhança entre o ângulo de inclinação nesta posição e aquele utilizado para a correção.

Figura 20 Espectro de potência das acelerações no plano da catenária nos experimentos de Morooka e Tsukada (2013).

Em função do princípio da independência já mencionado, sabe-se que a frequência de emissão de vórtices no caso da catenária pode ser calculada com base em uma velocidade corrigida ao longo do comprimento suspenso, conforme apresentado na equação (9).

$$f_s(s) = \frac{S_t U \cos \theta(s)}{D} \quad (9)$$

Onde: $\theta(s)$ representa o ângulo de inclinação em função da posição curvilínea.

Buscando complementar o entendimento dos efeitos impostos pela curvatura do cilindro na fenomenologia do VIV, trabalhos como Miliou *et al.* (2007) e Assi *et al.* (2014) apresentam resultados fluido-elásticos de cilindros rígidos curvados, assumindo-os como uma abstração da geometria real de operação do *riser*, a catenária.

Em Miliou *et al.* (2007) são realizados experimentos e análises numéricas com cilindros curvados fixos, submetidos a escoamentos incidindo tanto pela parte externa, chamada de incidência convexa; quanto pela parte interna, ou incidência côncava. Naqueles casos, os experimentos dizem respeito a dois números de Reynolds distintos: $Re = 100$ e $Re = 500$.

Na incidência convexa, Figura 21, foi observada uma única frequência de emissão de vórtices ao longo de todo o cilindro curvado. Esta observação não acompanha o princípio da independência, segundo o qual, ao menos para cilindros bastante longos e não curvos, era de se esperar que cada seção emitisse vórtices com frequência definida pela velocidade corrigida com a inclinação local. Ainda mais estranha foi a condição de incidência côncava, para a qual houve emissão de vórtices apenas para o caso de $Re = 500$, ainda que no número de Reynolds menor também tenha sido identificada uma condição estável de escoamento ao longo de todo o cilindro curvado.

Figura 21 Experimento com cilindro curvo: a) $Re = 100$ e b) $Re = 500$.
Fonte: Miliou et al. (2007).

Em Assi *et al.* (2014), por outro lado, um cilindro curvado rígido é montado em base elástica com dois graus de liberdade e submetido às incidências côncava e convexa. O trabalho apresenta resultados de amplitude e frequência de resposta de VIV em função da velocidade reduzida para números de Reynolds entre 750 e 15000, conforme mostrado na Figura 22.

De acordo com os resultados, a configuração côncava apresenta maiores amplitudes de resposta de VIV, concluindo que as diferenças identificadas estejam relacionadas à interferência promovida pela esteira que acontece na porção mais baixa do cilindro curvado, fortemente afetada pelas perturbações geradas no trecho horizontal do cilindro, quando posicionado à montante.

Note que na Figura 22 são apresentadas amplitudes adimensionais de resposta tanto na direção transversal, $y/D - VIV_{cross}$, quanto na direção longitudinal ao escoamento

incidente, $x/D - \text{VIV inline}$, ambas comparadas com as respectivas respostas adimensionais associadas a cilindro rígido reto montado na mesma base elástica. É possível observar que a curvatura, independente da direção de incidência da correnteza, impõe modificações drásticas nas repostas de VIV; segundo os autores, em uma demonstração clara de que nessas condições a curvatura do cilindro modifica o mecanismo de emissão de vórtices, de modo que a estrutura é exposta a forças de excitação de menor magnitude.

Figura 22 Experimento com cilindro curvo sob incidência côncava, à esquerda, e convexa à direita. Fonte: Assi et al. (2014).

Os trabalhos revisados até este ponto dedicam-se a experimentos ou procedimentos numéricos realizados com o escoamento incidindo sobre a estrutura segundo uma direção contida em seu plano de curvatura.

Em Le Cunff *et al.* (2004), no entanto, são realizados cálculos numéricos para um SCR submetido a três direções de incidência de correnteza: (i) na direção do plano da catenária; (ii) na direção transversal ao plano da catenária; e (iii) na direção formando 45° com o plano da catenária.

De acordo com as análises, os autores observam que para modos de vibrar mais baixos, por exemplo, os de 1 a 4, a resposta de VIV é dependente da direção do escoamento, o que é consistente com o fato de a própria caracterização desses modos iniciais também ser mais suscetível à mudança na direção do escoamento. Ainda com relação aos modos naturais mais baixos, concluem que o comportamento dinâmico para a correnteza incidindo à 45° é

comparável com aquele identificado para a correnteza no plano da catenária, particularmente em termos das frequências e amplitudes de resposta.

Ainda segundo os autores, por outro lado, para modos mais altos o comportamento da estrutura é praticamente independente da direção da correnteza, possivelmente porque, nestes casos, as amplitudes de resposta dinâmica são predominantemente fora do plano da catenária. Sendo assim, o cálculo de fadiga ao longo da linha também não depende da direção da correnteza, com exceção do TDP, onde o movimento fora do plano é dominante.

Visto tratar-se de um assunto com pouco material à disposição, a próxima seção é dedicada à apresentação dos principais aspectos metodológicos que caracterizam o “estado da arte” na investigação experimental do fenômeno de VIV em risers. O objetivo desta última seção é dar mostra do quão complexa é tal tarefa e, ao mesmo tempo, deixar explícita de antemão a originalidade contida no presente trabalho de pesquisa.

2.6. ASPECTOS GERAIS DO “ESTADO DA ARTE” NOS EXPERIMENTOS DE VIV EM RISERS

De acordo com os aspectos até aqui apresentados, deve ser possível apreender que a investigação experimental do VIV em cilindros flexíveis muito longos representa uma tarefa extremamente complicada, suscitando duas possíveis vertentes de trabalho.

A primeira dessas vertentes investigativas caracteriza-se pela condução de experimentos com cilindros flexíveis longos em tanques de prova, na medida do possível, dotados da maior similaridade com as condições reais de operação de um *riser* no mar. Essa estratégia, em geral, tem uma motivação mais alinhada com preocupações científicas, baseadas na observação fenomenológica e medição de parâmetros específicos para o entendimento fundamental do VIV, a partir de procedimentos bastante controlados.

Figura 23 Experimento com modelo de SCR de 12,5m, realizado no tanque de reboque número III do MARINTEK, Noruega. Fonte: Moe et al. (2004).

Esse é o caso, por exemplo, dos experimentos com um modelo de SCR em escala reduzida descritos em Moe et al. (2004). Conforme arranjos esquemáticos mostrados na Figura 23, os experimentos descritos neste trabalho foram realizados no tanque de reboque

número III do MARINTEK¹³, dotado de 80m de comprimento, 10,5m de largura e 10m de profundidade.

Naquele tanque, um modelo de *riser* com 12,5m de comprimento foi ensaiado, tendo sua extremidade superior conectada a um braço de suporte preso ao carro de reboque responsável pela imposição do escoamento. A extremidade inferior do modelo, por sua vez, foi conectada a uma estrutura metálica treliçada, verticalmente fixa ao carro com o auxílio de tirantes. Esse arranjo permitiu testes com a incidência de escoamento segundo: direções distintas em relação ao plano de lançamento do modelo, as quais foram conseguidas com a mudança da posição angular do braço de suporte; e 12 intensidades de velocidade nas duas direções possíveis de reboque. As amplitudes de reposta devido ao escoamento incidente sobre o modelo foram, então, obtidas a partir de 10 pares de acelerômetros posicionados de maneira equidistante ao longo do comprimento.

Os estudos experimentais de Moe *et al.* (2004) propuseram, portanto, um interessante conceito para a obtenção de resposta nas linhas longas em catenária, sujeitas ao fenômeno VIV, inclusive com a possibilidade de incidência da correnteza em direções fora do plano de lançamento.

Importante destacar que, tanto no trabalho de Moe *et al.* (2004), como no trabalho já mencionado de Morooka *et al.* (2009), são utilizadas técnicas de investigação baseadas na medição indireta das amplitudes de deslocamento, o que, de certa forma, limitou a profundidade investigativa. Segundo Jung *et al.* (2012), o tamanho do acelerômetro pode impedir uma medida precisa do comportamento do *riser*, visto que, em escala, o diâmetro deste pode ser muito reduzido, portanto, suscetível à influência do próprio acelerômetro. Além disso, para uma boa avaliação do comportamento dinâmico, seriam necessários muitos acelerômetros distribuídos ao longo do modelo, o que exigiria uma grande quantidade de cabos internos para a interrogação, que certamente interfeririam no comportamento dinâmico de interesse.

Recentemente, no entanto, métodos de monitoração a partir da captura e processamento de imagens têm tornado possível a aquisição direta de deslocamentos, a partir de uma grande quantidade de alvos passivos dispostos ao longo do modelo. Esses métodos têm demonstrado excelentes resultados, permitindo que, cada vez mais, grupos distintos de pesquisa investiguem com maior profundidade os fundamentos do VIV nas linhas flexíveis

¹³ Instituto de pesquisa e desenvolvimento localizado em Trondheim, Noruega.

longas. Exemplo relevante desta tendência para a instrumentação ótica pouco intrusiva pode ser encontrado, por exemplo, em Bin Tofa *et al.* (2014).

De antemão, destaca-se, ser este mais um dos aportes originais da presente pesquisa.

De fato, trabalhos investigativos segundo métodos de monitoração ótica têm sido intensamente desenvolvidos e aplicados pelo grupo de pesquisa da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (EPUSP). A título de exemplo, a Figura 24 ilustra o resultado da monitoração de um modelo de *riser*, cuja extremidade superior é excitada por movimentos periódicos equivalentes ao movimento impostos por uma unidade flutuante. Mediante esta imposição, outro fenômeno fluido-elástico ocorre, qual seja o das *vortex self-induced vibrations* (VSIV), investigadas em Fernandes *et al.* (2008) e (2011), e que decorre das interações não lineares do escoamento com a dinâmica global da linha. Na maioria dos experimentos com imposição de movimentos regulares no topo, deslocamentos fora do plano da catenária são observados.

Figura 24 Exemplo de trajetória de VSIV observada nos pré-testes desta pesquisa.

Outro tipo de monitoração do comportamento dinâmico ao longo de modelos longos é baseado na utilização de sensores de fibra óptica (FOS), ou *Fiber Bragg Grating* (FBG), detectando o comportamento dinâmico a partir da variação do comprimento de onda entre a emissão e a recepção do sinal de luz dentro da fibra óptica; para detalhes ver Jung *et al.* (2012).

A Figura 25 apresenta um exemplo deste método experimental de monitoração, utilizado em Jung *et al.* (2012), segundo o qual, quatro sensores do tipo FBG são utilizados na seção do modelo reduzido¹⁴.

Figura 25 Sensor FBG utilizado em Jung *et al.* (2012).

Ainda com relação à vertente investigativa do VIV em laboratório, não se pode deixar de destacar a crescente utilização de métodos baseados na técnica de *Particle Image Velocimetry* (PIV), que permite a medição dos campos vetoriais de velocidade em volumes definidos ao longo do modelo. Esta foi a técnica utilizada nos trabalhos de Assi *et al.* (2014), já mencionados na seção anterior deste capítulo, agora ilustrada na Figura 26.

Figura 26 Análise experimental realizada por PIV: à esquerda, campo de velocidades; à direita, campo de vorticidade. Fonte: Assi *et al.* (2014).

¹⁴ Problemas semelhantes aos enfrentados com os acelerômetros também são relatados na realização de experimentos com base na tecnologia de FGB.

A segunda vertente de investigação experimental do VIV em cilindros flexíveis muito longos, de fato, diz respeito à própria monitoração das linhas de operação *in situ*.

Ao contrário da primeira, baseada em experimentos de laboratório, essa segunda vertente tem como estratégia investigações mais alinhadas com motivações tecnológicas, o que, em geral, não se reflete em trabalhos aprofundados quanto à compreensão fenomenológica, nem ao oferecimento de informações suficientes que permitam comparações de maior envergadura. Como exemplo, segue um breve relato de atividade semelhante nesta vertente.

A Petrobras foi pioneira no desenvolvimento e instalação do primeiro SCR, a partir da P18, uma plataforma semissubmersível operando em lâmina d'água de 910m no campo de Marlim, Brasil. Para avaliar a metodologia do projeto desse primeiro SCR com base em informações reais de operação, incluindo as advindas da ação do fenômeno de VIV, um sistema de monitoração foi instalado em posições específicas de seu comprimento. Detalhes desse sistema podem ser encontrados em Franciss (2001), caracterizado por garrafas estanques, cujos sensores são interrogados durante cinco minutos a cada três horas: 3 acelerômetros, dispostos nas direções normal, binormal e tangente; bem como, 2 transdutores angulares, dispostos nas direções normal e binormal do *riser*.

A Figura 27 apresenta fotos da garrafa instalada no SCR da P18 e de um modelo de garrafa mais simples utilizado em Dale e Bridge (2007).

Figura 27 Garrafa de medição de movimentos em escala real: à esquerda, instalada na plataforma P18. Fonte: (Franciss, 2001); e, à direita, utilizada por Dale e Bridge (2007).

Importante destacar que, apesar da aparente simplicidade, as operações de instalação, manutenção e operação continuada deste tipo de sistema de monitoração são extremamente complexas e caras, inclusive com a necessidade de apoio dado por veículos operados remotamente, ou *Remotely Operated Vehicle* (ROV).

Além disso, à semelhança de outras iniciativas, uma grande dificuldade das monitorações de *risers* diz respeito ao registro simultâneo das condições de excitação, no caso particular do VIV, as condições de intensidade, direção e sentido da correnteza. Em geral, sabe-se que, de maneira aproximadamente concomitante à monitoração do *riser*, são realizadas medições do perfil de correnteza ao longo de um trecho da lâmina d'água, conseguidas com a utilização de equipamentos como o *Acoustic Doppler Current Profiler* (ADCP).

Embora menos científicas e consideravelmente limitadas em termos dos resultados apresentados, pela própria natureza estratégica e, portanto, sigilosa da atividade de monitoração em escala real, gradativamente esta vertente experimental tem sido mais aplicada, contribuindo para a compreensão paulatina dos aspectos que permeiam a ocorrência do fenômeno de VIV nas linhas flexíveis lançadas em catenária.

Os próximos capítulos desta tese são dedicados a uma abordagem experimental deste problema em laboratório, apresentando com a maior riqueza de detalhes possível os materiais, métodos e resultados obtidos a partir de experimentos de VIV com um modelo *riser* em escala reduzida.

3. METODOLOGIA DA PESQUISA

Este capítulo apresenta a metodologia utilizada para a investigação experimental do fenômeno de VIV agindo em um modelo de *riser* lançado em catenária. Para tanto, seguindo uma estruturação usual, foi dividido em duas seções principais, quais sejam: a de métodos e a de materiais aplicados nesta pesquisa.

Na seção que discorre sobre os métodos é feita a apresentação das análises e procedimentos necessários para o desenvolvimento da pesquisa e que culminaram nos resultados mais adiante apresentados.

Por sua vez, na seção destinada aos materiais são descritos: o tanque de provas; o sistema de aquisição de dados (em verdade, dois sistemas trabalhando em paralelo) e as características gerais do modelo reduzido de *riser*.

Importante adiantar que o capítulo 4 é inteiramente dedicado ao projeto, construção e caracterização do modelo de *riser*, em virtude de sua natureza original e de sua importância para esta pesquisa.

3.1. MÉTODOS APLICADOS NESTA PESQUISA

Na busca pela maior compreensão do fenômeno de VIV agindo nas linhas lançadas em catenária, foram planejadas atividades experimentais em escala reduzida, conduzidas em um tanque de provas.

Com a realização dos experimentos buscou-se a composição de uma base de dados capaz de aportar detalhes indisponíveis na literatura sobre o comportamento dinâmico do VIV nessas condições e, desta forma, contribuir para a verificação de hipóteses teóricas e para a validação de modelos numéricos em desenvolvimento, inclusive no próprio grupo de pesquisa da EPUSP. Cumpre destacar que este processo de verificação e validação não faz parte da presente pesquisa, podendo ser plenamente encaminhado com base no conteúdo aqui documentado.

Metodologicamente, os experimentos mais adiante detalhados foram desenvolvidos sob uma base de similaridade com um *riser* típico operando em condições reais, contribuindo para uma comparação mais adequada com modelos teóricos. Para tanto, um método específico de projeto e construção do modelo foi desenvolvido, mantendo o foco em três aspectos principais: (i) similaridade quanto à rigidez axial; (ii) similaridade quanto ao comportamento em flexão; e (iii) similaridade quanto à dinâmica global da linha lançada em catenária.

A eficácia do método de projeto e construção do modelo passou, então, por uma etapa de validação numérica, visto que, em se tratando de dinâmica global, os modelos teóricos contidos nas ferramentas disponíveis são bastante robustos, ao ponto de poderem ser adotados como referência. Esta validação foi realizada com o programa Poliflex3D, descrito em Martins (2008), cujos aspectos mais importantes estão apresentados na subseção 3.1.1 deste capítulo. A revisão bibliográfica mostrou a importância da análise modal para o estudo do VIV em linhas flexíveis longas e, portanto, justifica a aplicação importante do Poliflex3D no método de projeto e caracterização do modelo reduzido de *riser*.

Apesar dos bons resultados obtidos com as comparações, a subseção 3.2.3 deste capítulo traz exemplos e aborda questões relativas às dificuldades de realização dos experimentos reduzidos em geral, enfatizando particularmente a impossibilidade de se conseguir o simultâneo atendimento das Similaridades de Froude e de Reynolds.

Tendo em vista tais dificuldades, a etapa metodológica seguinte foi aquela dedicada ao planejamento das atividades em tanque de provas. Para tanto, um grande conjunto de pré-testes foi realizado, os quais se mostraram fundamentais para o planejamento dos experimentos definitivos, principalmente no que se refere à utilização do sistema de monitoramento óptico submerso e ao próprio desempenho do modelo reduzido projetado.

Desta forma, os pré-testes e as análises numéricas com o programa Poliflex3D ajudaram sobremaneira na definição da matriz de ensaios, definindo não só a geometria definitiva do lançamento como também o melhor conjunto de velocidades de reboque.

Finalmente, com a realização da matriz de ensaios, técnicas de análise de sinais foram empregadas para a redução da base de dados, visualização e entendimento dos comportamentos registrados. Uma dessas técnicas, diga-se de antemão, é bastante inovadora neste segmento.

As subseções seguintes trazem os principais detalhes desse método de pesquisa.

3.1.1. O Poliflex3D na análise modal

O Poliflex3D tem como característica principal a realização de análises globais de linhas oceânicas, conduzidas tanto no domínio do tempo quanto da frequência. Apesar de bastante poderoso neste contexto, sua utilização na presente pesquisa se ateve apenas aos aspectos específicos do problema de autovalor característico dos *risers* lançados em catenária, permitindo a realização de análises expeditas com vistas ao projeto e caracterização do modelo experimental. Assim, três funcionalidades do programa foram utilizadas nesta tese: (i) a análise estática; (ii) a análise dinâmica no domínio da frequência; e (iii) a análise de autovalores.

A título de ilustração, a Figura 28 apresenta a tela em que é feita a caracterização do *riser* que se deseja estudar. Nela são facilmente inseridos parâmetros como o diâmetro externo do *riser*, seu peso no ar, suas rizezas flexional e axial, bem como o comprimento de cada trecho que compõe sua extensão total¹⁵. Nesta tela inicial também é possível a definição dos coeficientes hidrodinâmicos importantes para o problema.

¹⁵ Há no Poliflex3D a possibilidade de modelagem de trechos com características diferentes como, por exemplo, aquela nos *risers* lançados em *lazy wave*.

Após a definição da linha são feitas análises estáticas, nas quais se adota um modelo de cabo extensível, com rigidez flexional atuante na determinação da configuração de equilíbrio. Para resolver tal problema, intrinsecamente não-linear, é adotado um modelo de elementos finitos resolvido de forma iterativa.

Properties

	Pipe						
	Diameter (m)	Weight in Air (kN/m)	EI (kNm ²)	EA (kN)	GJ (kNm ²)	Friction	Length (m)
1	0.457200	3.400000	167450.0000	7160000.0000	3349.00	0.00	1591.00
2	1.137000	3.400000	167450.0000	7160000.0000	3349.00	0.00	377.00
3	0.457200	3.400000	167450.0000	7160000.0000	3349.00	0.00	1220.00

Hydrodynamic Coefficients

	Static		Dynamic		
	Normal Drag	Tangential Drag	Normal Drag	Tangential Drag	Added Mass
1	1.1000	0.0000	1.1000	0.0000	1.000000
2	1.1000	0.0000	1.1000	0.0000	1.000000
3	1.1000	0.0000	1.1000	0.0000	1.000000

Number of Segments:

Figura 28 Tela para introdução dos principais parâmetros para a resolução do problema dinâmico do riser. Fonte: (Martins, 2008).

Como resultado, a geometria da linha em sua configuração estática pode ser visualizada, bem como os resultados de esforços presentes ao longo do riser. A Figura 29 exemplifica a geometria de uma linha modelada com três trechos distintos, embora esta não seja a configuração de trabalho nesta tese.

Figura 29 Tela com apresentação da geometria estática do riser. Fonte: (Martins, 2008).

A análise estática, por sua vez, fornece uma malha do trecho suspenso da linha, a qual é utilizada para a solução do problema de autovalores, também resolvido por meio de elementos finitos. A Figura 30 exemplifica uma tela de resultados da análise de autovalores: à esquerda é possível observar os n primeiros períodos naturais; enquanto, à direita, é apresentado um dos gráficos dos respectivos modos de vibrar, no caso o primeiro modo fora do plano da catenária.

Figura 30 Exemplo de resultado da análise estática com o Poliflex3D. Fonte: (Martins, 2008).

Importante destacar que o Poliflex3D apresenta uma lista dos n primeiros modos de vibrar independentes da direção da vibração, ou seja, uma lista onde são apresentados modos naturais no plano da catenária e fora do mesmo. Cabe ao usuário, portanto, certo trabalho de interpretação correta desses modos, tomando como referência os deslocamentos apresentados em cada direção.

Conforme mencionado, tal procedimento foi fundamental para a pesquisa, tanto na validação do procedimento desenvolvido para o projeto do modelo reduzido, quanto na caracterização experimental do mesmo e, portanto, nas análises dos resultados obtidos com os experimentos realizados em tanque de provas.

3.1.2. Aspectos gerais das análises para redução da base de dados

Tendo em vista a importância da identificação dos modos de vibrar para a investigação do VIV na catenária, um dos principais métodos de análise dos resultados experimentais foi a decomposição modal. Tal procedimento visou decompor os resultados experimentais de movimento nos diversos modos naturais, obviamente aqueles passíveis de excitação. Para tanto foi aplicado um processo de projeção que pressupõe a ortogonalidade entre os modos naturais considerados.

A Figura 31 apresenta um exemplo do processo de decomposição modal: o gráfico superior mostra a geometria do segundo modo de vibrar de um cabo (com condições de contorno articuladas nas duas extremidades); o gráfico ao centro mostra a geometria do seu terceiro modo de vibrar; e o gráfico inferior apresenta o resultado da sobreposição desses dois modos, sendo cada um deles contabilizados com metade da amplitude unitária inicial.

De uma maneira bem simples, supondo que o gráfico mais abaixo seja um exemplo de resultado experimental instantâneo, este pode ser escrito como a sobreposição do segundo e do terceiro modos de vibrar, sendo que as amplitudes modais neste instante de tempo tem o valor de $Am_n = 0,5$, tanto para o modo $n = 2$ quanto para o modo $n = 3$. Assim, aplicando-se este procedimento para sucessivos instantes de tempo, pode-se obter uma série temporal de amplitudes modais no transcorrer de cada registro experimental original.

Figura 31 Exemplo de decomposição modal.

No caso da presente pesquisa, a partir do programa Poliflex3D, foi possível a caracterização dos $N = 15$ primeiros modos de vibrar de cada uma das configurações experimentais utilizadas na pesquisa. A Figura 32 exemplifica essa caracterização, onde as formas modais são apresentadas de acordo com o sistema de coordenadas considerado (x , y e z , mais adiante descritos em cada condição de ensaio).

Figura 32 Exemplo de modos de vibrar nas três direções consideradas: x , y e z .

Com base nesses modos de vibrar, passou-se a determinação das séries temporais de amplitude modal, valendo-se da equação (10) que apresenta o cálculo da amplitude modal instantânea, $Am_n(t)$.

$$Am_n(t) = \int_0^L \frac{\langle \psi_n(s), x_e(s, t) \rangle}{\|\psi_n(s)\|} ds \quad (10)$$

Onde $\psi_n(s)$ representa o n -ésimo modo de vibrar em função da sua posição s ao longo da linha, sendo consideradas as três coordenadas necessárias para a definição do modo. Note também que $x_e(s, t)$ representa a coordenada do movimento obtido no experimento, na

posição s ao longo da linha e no instante de tempo t . De maneira análoga, x_e representa o movimento obtido experimentalmente para as três coordenadas consideradas.

Ou seja, a integral do produto interno entre os vetores do modo de vibrar e o movimento experimental da linha, ao longo do comprimento nas três direções, dividido pelo somatório das normas do modo de vibrar, resulta na amplitude modal instantânea.

Este procedimento, repetido para todos os modos considerados e todos os instantes do movimento registrado, leva às respectivas séries temporais de amplitude modal. A Figura 33 apresenta um exemplo aplicado a uma das séries de movimento, a ser oportunamente discutida.

Figura 33 Exemplo de decomposição modal aplicado a um ensaio típico desta pesquisa.

Note que ao longo do tempo, as contribuições modais comparecem com maior ou menor amplitude adimensional, a/D (onde $a = Am_n$), a depender da condição de ensaio, tornando possível a identificação de como se dá instantaneamente a resposta dinâmica da linha. Ainda de acordo com a Figura 33 pode se observar também a alternância da resposta, principalmente entre os modos de número 3 e 5. Este tipo de resposta, associada às análises em frequências, serão intensamente utilizadas nos capítulo 6 e 7.

A eficácia deste método pode ser avaliada, por exemplo, a partir da reconstrução dos resultados experimentais para um dado instante de tempo e sua comparação com os dados colhidos diretamente pelo sistema de monitoração dos movimentos.

Assim, a Figura 34 apresenta um exemplo de reconstrução experimental após a aplicação da decomposição modal. Nos gráficos, os pontos em azul representam os pontos experimentalmente monitorados. Já as linhas vermelhas são obtidas via sobreposição de contribuições modais enunciadas pela equação (11).

$$\sum_{n=1}^N Am_n(t) \psi_n(s) \quad (11)$$

Figura 34 Exemplo de reconstrução dos resultados experimentais a partir das amplitudes modais instantâneas obtidas após a aplicação da decomposição modal.

De acordo com a Figura 34, percebe-se uma boa aderência entre os resultados experimentais e os calculados a partir da decomposição modal. Este exemplo diz respeito a uma condição de ensaio onde a catenária é rebocada em direção contida no seu plano de lançamento; portanto, naquela onde os movimentos de VIV ortogonais ao plano apresentam maiores amplitudes, quando comparadas com aquelas dos movimentos contidos no plano.

Neste trabalho de comparação também foram realizadas análises de sensibilidade onde a utilização dos $N = 15$ modos de vibrar se mostrou bastante adequada à reconstrução dos resultados experimentais em todos os ensaios. Obviamente, em casos com baixa velocidade de reboque, onde são excitados apenas os modos iniciais, o mesmo trabalho mostrou que os resultados experimentais podem ser reconstruídos com um menor número de modos. Ainda assim, a decomposição nos 15 primeiros modos naturais foi adotada como padrão para todas as análises.

Conforme comentado, inicialmente as análises foram descritas com base no sistema de coordenadas cartesiano $P_j(x, y, z)$, cuja disposição no espaço será detalhada no capítulo 5, quando descritas as condições de lançamento do modelo. Neste momento, no entanto, cumpre adiantar que para algumas análises é necessária uma segunda representação via sistema coordenado $P_j(s, n, b, t)$, definido a cada posição curvilínea do modelo. A Figura 35 apresenta tal sistema curvilíneo com as coordenadas locais tangente t , normal n e binormal b definidas em uma dada posição s ao longo do modelo. Para as análises deste texto, as componentes tangencial e normal se encontrarão sempre no plano da catenária e a componente binormal na direção ortogonal ao mesmo.

Figura 35 Sistema de coordenadas nas direções t , n e b , tomadas a uma dada posição da linha curva.

Os resultados obtidos com o sistema de monitoração de movimentos, assim como os obtidos nas análises com o Poliflex3D, são originalmente dados em função do primeiro sistema, o cartesiano $P_j(x, y, z)$. A equação (12), no entanto, apresenta a matriz de rotação que transforma as coordenadas cartesianas instantâneas $x(s, t)$ e $z(s, t)$, nas posições s ao longo da linha em coordenadas curvilíneas a cada instante de tempo.

$$\begin{bmatrix} t(s, t) \\ n(s, t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos[\theta(s)] & \sin[\theta(s)] \\ -\sin[\theta(s)] & \cos[\theta(s)] \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} x(s, t) & z(s, t) \\ x(s, t) & z(s, t) \end{bmatrix} \quad (12)$$

Nesta equação, $\theta(s)$ representa o ângulo de inclinação com a horizontal, na posição s ao longo da linha. Além disso, note que os movimentos nas direções y e b são absolutamente os mesmos¹⁶, já que ambos se apresentam ortogonais ao plano da catenária.

Figura 36 Exemplo de modos de vibrar nos 3 graus de liberdade nas direções t , n e b .

¹⁶ Despreza-se o deslocamento devido ao arrasto na condição de reboque transversal

A Figura 36 apresenta os mesmos resultados da Figura 32 – obtidos com o Poliflex3D – no entanto, seguindo a representação no sistema de coordenadas curvilíneas (t , n e b). É possível observar que as componentes das formas modais na direção tangente apresentam baixos valores relativos, enquanto a maior parte da representação modal se faz segundo componentes no plano composto pela normal e binormal.

Com isso, é possível refazer o procedimento de cálculo das amplitudes modais instantâneas, apenas readequando a representação considerada na equação (10). Desta forma, os principais resultados experimentais que dizem respeito às amplitudes de VIV nos vários modos naturais considerados podem ser apresentados de maneira equivalente, tanto no sistema de coordenadas x , y e z , quanto no sistema de coordenadas t , n e b , a depender da facilidade de entendimento que promovam.

Outra análise interessante realizada sobre os resultados, diz respeito à evolução temporal dos deslocamentos monitorados ao longo do modelo. O gráfico na Figura 37 exemplifica uma evolução deste tipo, onde: as abscissas representam os instantes de tempo t ; as ordenadas dizem respeito à posição monitorada ao longo do modelo e a escala de cores define o respectivo deslocamento, adimensionalizado pelo diâmetro do modelo. Este gráfico dá uma boa ideia da geometria do modo natural dominante, tomando por base a inspeção do número de possíveis nós ou ventres ao longo do comprimento, eixo das ordenadas.

O gráfico de evolução temporal também é utilizado para a identificação de possível propagação de ondas de flexão ao longo da linha, indicadas por defasagens entre as franjas coloridas que se sucedem ao longo do tempo. No entanto, destaca-se que não é o foco desta tese analisar resultados de ondas de flexão.

Figura 37 Exemplo dos resultados de evolução temporal.

Gráficos de amplitude modal e de evolução temporal dos deslocamentos dão mostra clara das formas modais durante o ensaio sem, contudo, trazerem qualquer informação quanto às frequências de resposta presentes.

Para incorporar informação instantânea quanto às frequências dominantes nos ensaios, foram realizadas análises via transformada de Hilbert-Huang. Este tipo de análise é bastante poderoso, inclusive permitindo o tratamento de comportamentos não-estacionários e consideravelmente modulados em amplitude e/ou frequência. Maiores detalhes quanto a esse método podem ser obtidos em Huang *et al.* (1998) ou mais especificamente no caso aplicado ao VIV em Pesce *et al.* (2006).

A Figura 38 apresenta um exemplo de resultado obtido a partir da transformada de Hilbert-Huang. Nessa figura, os gráficos mostram: nas suas abscissas, o instante de tempo durante o ensaio; nas ordenadas, o intervalo de frequências passíveis de excitação; e na escala de cores, as respectivas amplitudes de movimento. Em cada um dos gráficos há também uma linha branca horizontal, indicando a frequência natural de cada modo natural investigado. Com essa apresentação gráfica, é possível observar mudanças na frequência dominante no decorrer do ensaio, neste caso exemplo, do terceiro para o quinto modo natural. Para identificar a consistência do conjunto de análises até aqui proposto, veja a Figura 38 em conjunto com a Figura 33, ambas referentes à mesma condição de ensaio.

Figura 38 Exemplo das análises de frequência instantânea.

Como métodos complementares de análise, também foram inspecionadas as trajetórias de movimento dos alvos nas posições monitorados ao longo do modelo, estas apresentadas como função da velocidade reduzida local, V_r , que pode ser calculada com base na aplicação do princípio da independência.

3.2. MATERIAIS APLICADOS NESTA PESQUISA

Esta seção descreve o arranjo experimental utilizado nos experimentos para a investigação do VIV no modelo de *riser* lançado em catenária, detalhando aspectos do tanque de provas e seus acessórios, bem como da instrumentação e sistemas de aquisição de dados. Embora o modelo reduzido de *riser* naturalmente fizesse parte desta seção, seu projeto, construção e caracterização foram condensados no próximo capítulo, estratégia justificada pelo caráter original deste material, importante para esta pesquisa, com relativa extensão e profundidade. Portanto, no tocante ao modelo, esta seção faz apenas uma descrição das principais premissas e estratégias adotadas para o projeto e construção apresentados a seguir, no capítulo 4.

Para um maior entendimento dos arranjos e materiais adiante apresentados, antecipa-se que os ensaios conduzidos nesta pesquisa foram realizados segundo duas configurações básicas: (i) aquela caracterizada pela correnteza incidindo na direção longitudinal ao plano de lançamento da catenária e (ii) aquela onde a correnteza incide na direção transversal ao plano de lançamento da catenária.

Importante destacar que:

- Buscando simplificar a nomenclatura para este texto, deste ponto em diante, apenas as designações “longitudinal” e “transversal” são respectivamente utilizadas para as condições supracitadas;
- Levando-se em consideração restrições físicas dimensionais do tanque de provas, verificar-se-á que os ensaios em condição transversal de lançamento da catenária apresentam uma geometria ligeiramente diferente;
- Para cada uma das condições de lançamento – longitudinal e transversal – foram, ainda, considerados dois sentidos de incidência da correnteza; mais detalhes no capítulo 5 desta tese.

As próximas subseções trazem mais detalhes dos elementos e materiais da pesquisa, seguindo as características principais de ensaio.

3.2.1. O tanque de provas

Os ensaios realizados nesta pesquisa foram conduzidos no tanque de reboque do Instituto de Pesquisa Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT), entre os meses de agosto e outubro de 2012.

Como características principais, o tanque de reboque do IPT possui 240m de comprimento, 6m de largura e 4m de profundidade. A Figura 39 apresenta uma foto tirada durante a realização dos experimentos.

Figura 39 Vista geral do tanque de reboque do IPT; foto tirada durante a realização dos experimentos no segundo semestre de 2012.

Nesse tanque é possível simular o efeito da correnteza com baixíssimos níveis de turbulência¹⁷, visto que, pela própria natureza operacional, o modelo se movimenta em relação ao fluido praticamente estacionário. O movimento do modelo é imposto pelo carro de reboque, também ilustrado na Figura 39, que corre sobre trilhos segundo um controlador de velocidades. Com a montagem de um fundo falso conectado ao carro de reboque, a 2,5m de profundidade, é possível a realização de ensaios com os modelos de *riser* lançados em catenária. Uma imagem com detalhe do fundo falso instalado é apresentada na Figura 40.

¹⁷ Mais detalhes podem ser vistos em Malta (2010).

Figura 40 Detalhe do fundo falso atrelado ao carro de reboque e responsável pelo suporte do modelo de riser lançado em catenária.

O tanque do IPT também conta com uma janela de inspeção, localizada abaixo da linha d'água, a partir da qual é possível realizar filmagens ou obter fotografias dos ensaios. Em geral, os experimentos são montados com o carro de reboque posicionado a frente desta janela, assim, facilitando os trabalhos. A Figura 41 apresenta uma imagem obtida pela janela de inspeção, durante um dos ensaios realizados.

Figura 41 Foto de um dos ensaios, tomada pela janela de inspeção do tanque do IPT.

Conforme adiantado, foram realizados ensaios segundo duas condições de lançamento: catenária na longitudinal do tanque de reboque e catenária na transversal do mesmo. A Figura 42 apresenta estas duas configurações. O detalhamento das dimensões e eixos de coordenadas destas são apresentados no capítulo 5, conforme já mencionado. Informações adicionais podem ser obtidas em LIFE&MO (2012b).

Figura 42 Imagens do tanque de provas do IPT com as configurações de lançamento utilizadas nos ensaios: à esquerda, ensaio na configuração longitudinal e, à direita, na configuração transversal.

O carro de reboque também conta com um servo-atuador, da Kalatec, equipado com transdutor de força, modelo-S unidirecional da ATI, Figura 43, destinado ao suporte e monitoração do modelo de *riser* lançado em catenária. Este equipamento mantém constante o ângulo no topo da catenária, monitorando os esforços e, se necessário, permite a imposição de pulsos, movimentos regulares ou irregulares neste ponto de conexão¹⁸. No âmbito do presente trabalho, este servo-atuador foi utilizado: (i) para o posicionamento preciso do topo; (ii) para a monitoração da carga global neste ponto; e (iii) para os ensaios de decaimento, fundamentais para a identificação dos modos naturais do modelo de *riser*. Apesar da tração do topo da linha ter sido monitorada, a análises destes resultados não será abordada nesta tese.

Figura 43 Servo-atuador e transdutor de força para suporte e monitoração do topo do modelo.

¹⁸ Mais uma vez vale destacar que, complementar aos trabalhos que compõem esta tese, uma grande campanha de ensaios também foi realizada com a imposição de movimentos ao topo do modelo. Apesar de não fazerem parte do escopo aqui explorado, os resultados obtidos com aquela campanha podem ser encontrados em LIFE&MO (2012).

Além dos ensaios de decaimento obtidos a partir da imposição de pulsos de movimento no topo, também foram realizados ensaios de decaimento a partir de pequenos golpes em posições específicas da catenária, conforme ilustra a Figura 44. Com esta técnica foi possível priorizar a excitação de determinados modos naturais de vibrar, dependendo da posição onde tais golpes foram impostos. Os resultados dos ensaios de decaimento são apresentados no capítulo 5.

Figura 44 Ensaios de decaimento a partir de pequenos golpes em posições pertinentes do modelo.

3.2.2. Os sistemas de monitoração e aquisição de dados

Conforme já mencionado, a monitoração e registro do comportamento dinâmico do modelo foram realizados segundo técnica de rastreamento de alvos passivos, no caso deste trabalho, conduzidos a partir do sistema da Qualisys.

Em linhas gerais, tal sistema funciona como um transmissor-receptor de ondas luminosas em frequências adequadas (dependendo do meio: ar ou água) que são refletidas em alvos passivos instalados ao longo do modelo. A Figura 45, à esquerda, apresenta uma imagem da fita refletiva da marca 3M, utilizada para definição dos pontos monitorados no modelo, conforme imagem à direita na mesma figura.

Figura 45 Detalhe dos alvos monitorados no modelo: à esquerda, fita refletiva auto-adesiva; à direita, montagem ao longo do comprimento a partir de tiras.

O sistema óptico é composto, então, por câmeras (transmissoras-receptoras) que monitoram e registram instantaneamente os movimentos dos alvos durante o experimento. Conforme será detalhado, grande parte dos alvos é monitorada por um sistema de câmeras imersas da Qualisys. Adotou-se, também, um segundo sistema de monitoração emersa, do mesmo fabricante e síncrono ao sistema imerso, possibilitando o registro dos movimentos do topo e de alguns pontos, inevitavelmente dispostos fora d'água. Duas câmeras foram utilizadas neste sistema de aquisição complementar, conforme apresentado na Figura 46.

Figura 46 Arranjo de câmeras emersas para monitoração do topo e de um pequeno trecho de modelo inevitavelmente fora d'água.

O posicionamento das câmeras, imersas ou emersas, requer um grande esforço para a garantia da qualidade da monitoração e do registro dos movimentos ao longo do modelo. A esse respeito, é importante que se destaque os seguintes pontos:

- As câmeras devem permanecer a uma distância suficientemente grande dos alvos, para que um volume de observação desejado seja possível. Entretanto, com uma distância excessiva, a resolução/precisão acaba diminuindo, o que, eventualmente, resulta no comprometimento da monitoração. Deve-se, portanto, buscar a melhor distância para cada uma das câmeras, a fim de se aperfeiçoar o arranjo experimental com relação ao volume monitorado e a resolução/precisão;
- Embora apenas 2 câmeras sejam suficientes para cada meio monitorado (emerso ou imerso), a utilização de um número maior dessas amplia o volume monitorado e a precisão da medida. Para o monitoramento imerso deste trabalho foram, utilizadas 6 câmeras “Oqus Underwater” resistentes à pressão de até 40mca e que têm acurácia de até 2mm a 10m de distância do seu alvo.

Essas câmeras foram fixadas em uma barra disposta transversalmente à direção de reboque, cada trio o mais distante possível do plano de lançamento da catenária, ver Figura 47 para maiores detalhes.

Figura 47 Arranjo de câmeras imersas, agrupadas em trios: à esquerda, vista lateral de jusante e, à direita, vista lateral de montante.

Figura 48 Vista de jusante do arranjo experimental dedicado aos ensaios com lançamento longitudinal do modelo de riser.

- A Figura 48 apresenta o arranjo geral do experimento realizado com a linha disposta na configuração longitudinal (plano de lançamento paralelo à direção de reboque). Nela é apresentada a disposição das câmeras imersas, bem como o modelo de *riser*, com destaque para o posicionamento da sua âncora e de seu topo. Na figura fica evidente que, a partir do posicionamento adotado para as câmeras imersas, cria-se uma capacidade de monitoração dos movimentos nas três direções de interesse (longitudinal, transversal e vertical);
- Foram realizados testes para verificação da influência da esteira gerada pelo aparato experimental na dinâmica da linha e não se constatou alteração substancial nos comportamentos mais adiante apresentados;
- A Figura 49 apresenta o arranjo para os ensaios com o modelo de linha lançado de maneira transversal à direção de reboque. Preocupações e soluções análogas também foram consideradas neste arranjo.

Figura 49 Vista geral do arranjo experimental dedicado aos ensaios com lançamento transversal do modelo de riser.

O gerenciamento das câmeras foi feito pelo programa *Qualisys Track Manager* (QTM). Na Figura 50, à esquerda, é apresentada uma tela desse programa, dedicado à monitoração via câmeras emersas. Para monitoração deste tipo (inclusive imersa) foi necessária a calibração dos sistemas com a ajuda de um calibre¹⁹, apresentado na Figura 50 à direita, o qual é reconhecido e utilizado na caracterização do volume de monitoração.

Após o processo de calibração, o programa QTM reconhece os alvos no espaço (volume monitorado), possibilitando a aquisição das séries temporais de movimento ao longo da linha. A Figura 51 apresenta imagem retirada do QTM, contendo um exemplo do volume monitorado durante um dos ensaios com o modelo na condição longitudinal de lançamento.

Figura 50 À esquerda, programa QTM de processamento de imagens; à direita, calibre utilizado para definição do volume de monitoração.

Para o registro síncrono das leituras fornecidas pelo transdutor de força no topo do modelo e das velocidades de reboque, foi utilizado um terceiro sistema de aquisição de sinais da Lynx, gerenciado pelo programa AQDADOS, do mesmo fabricante. A foto da esquerda na Figura 52 mostra detalhes da conexão feita entre o modelo e o servo-atuador no topo, constantemente monitorado pelo transdutor de força.

Além dos sistemas de monitoração até aqui descritos, também foram utilizadas duas câmeras de vídeo, uma delas ilustra na Figura 52 à direita, ambas destinadas à documentação dos experimentos em vídeo. Essas câmeras foram posicionadas em função dos ensaios, transversais

¹⁹ O calibre possui quatro alvos fixos em posições e arranjo conhecidos, que devem ser visíveis a todas as câmeras utilizadas no meio (ar ou água). Após o posicionamento do calibre é necessário retirar o modelo da cena, iniciando um processo de calibração com a varredura de todo o volume de observação por outro instrumento, dotado de dois alvos com distância padronizada, também reconhecido pelo sistema.

ou longitudinais, de forma a possibilitar eventual inspeção qualitativa da dinâmica da linha e registro visual.

Figura 51 À esquerda: configuração 3D da linha em catenária no programa QTM; à direita: visualização do volume adquirido pelas câmeras.

Figura 52 À esquerda, transdutor de força no topo do modelo de riser e, à direita, uma das duas câmeras de vídeo utilizadas para documentação dos experimentos em vídeo.

Para uma aquisição paralelizada e síncrona foi utilizado um gatilho, ou *trigger*, responsável pelo disparo de todos os sistemas de aquisição (AQDADOS, QTM-imerso e QTM-emerso). Desta forma, um pré-processamento se fez naturalmente necessário para a consolidação dos registros em um mesmo arquivo em cada condição de ensaio.

3.2.3. O modelo de *riser* em escala reduzida

O capítulo 4 se encarregará de todos os aspectos envolvidos no dimensionamento, construção e caracterização do modelo de *riser* em escala. A esta subseção, portanto, cabe apresentar questões de ordem prática, relacionadas à adequação do modelo ao restante do arranjo experimental.

Neste sentido, inicia-se essa apresentação reafirmando que a realização de experimentos de VIV em modelo de *riser* lançado em catenária é extremamente complicada e impõe limitações teóricas e de recursos técnicos que impedem a avaliação completa do problema.

Embora aparentemente simples, experimentos desta natureza reservam uma série de desafios que acabam por demandar extrema atenção quanto a alguns detalhes, os quais, se negligenciados, podem comprometer definitivamente os resultados esperados.

Em primeiro lugar, a maior dificuldade em se construir modelos físicos reduzidos de *risers* reside em se garantir similaridade geométrica, tendo em vista a enorme diferença entre os comprimentos reais de operação e aqueles encontrados nas infraestruturas experimentais disponíveis. Embora ensaios em escalas maiores existam, como aqueles apresentados em Vandiver *et al.* (2006), por exemplo, eles ainda enfrentam dificuldades, muitas delas comuns aos experimentos em tanques de prova.

Para entender melhor este aspecto, suponha uma linha de *riser* verticalmente lançada em 2100m de profundidade, com 0,240m de diâmetro hidrodinâmico e sujeito à ação de uma correnteza de até 1m/s. Para um ensaio no tanque de provas do IPT, que conta com uma profundidade de apenas 3,5m, seria necessária uma redução na profundidade de 600 vezes, o que, por sua vez, teria como consequência um modelo com apenas 0,4mm de diâmetro. Ou seja, um modelo praticamente impossível de ser ensaiado, levando-se em conta a necessidade adicional de se garantir a similaridade dinâmica do problema.

Além disso, ainda que se buscasse uma semelhança com uma geometria de lançamento caracterizada por um comprimento menor, por exemplo, 700m, análise semelhante a anterior teria como resultado um modelo físico com apenas 1,2mm de diâmetro hidrodinâmico, o que continuaria representando um enorme desafio à instrumentação/monitoração.

Adicionalmente, é conhecida a impossibilidade de se estabelecer semelhança quanto aos Números de Reynolds, visto que:

$$R_e^R = \frac{U^R D^R}{\nu} = \frac{U^M D^M}{\nu} = R_e^M \Rightarrow U^M = \frac{U^R D^R}{D^M} \quad (13)$$

Onde o sobrescrito "R" diz respeito à escala real e o sobrescrito "M" ao modelo.

Desta impossibilidade advém a estratégia de se escalonar o problema da catenária com base apenas em parte dos efeitos dinâmicos, no caso aqueles associados aos comportamentos junto ao topo, compatibilizados a partir do número de Froude, o que acaba implicando em uma relação entre velocidades dadas por:

$$U^R = U^M \sqrt{\frac{D^R}{D^M}} \quad (14)$$

Ainda que seja esta a estratégia usual, para não se dizer que seja a única, considerando o fator de escala $\lambda = 200$ aplicado à última geometria cogitada, estar-se-ia considerando velocidades 14 vezes menor que aquelas na escala real, situação crítica para a operação da maioria dos carros de reboque.

Outra importante dificuldade, também imposta à viabilidade dos modelos construídos, diz respeito à obtenção de propriedades estruturais semelhantes às reais, porém em escala reduzida. Neste caso, é imprescindível considerarem-se modelos físicos em escala reduzida caracterizados pela composição de materiais distintos. Além disso, não se pode deixar de mencionar que as propriedades estruturais do modelo reduzido de *riser* devem ser mantidas aproximadamente constantes ao longo de todo o comprimento – dificuldade extra, considerando-se as dimensões envolvidas.

Inércia em escala do modelo reduzido de *riser* é outro desafio e, por vezes, exige a adoção de lastros distribuídos ao longo do seu comprimento ou o preenchimento do modelo com material de densidade conhecida e baixa rigidez flexional (tipicamente, fluidos ou materiais granulados).

Um último aspecto que dificulta a obtenção de modelos de *riser* adequados diz respeito à maneira como suportá-los durante o reboque. Associe-se a este aspecto as condições de contorno exigidas (engastamentos e/ou articulações).

Com relação às condições de contorno, cumpre comentar que engastes são mais fáceis de serem construídos, embora, normalmente, articulações sejam mais convenientes à modelagem dos problemas conhecidos. Articulações reduzidas, no entanto, podem não operar de maneira conveniente todo o tempo, imputando ao experimento condições de contorno incertas.

No que tange à instrumentação, assim como a seção anterior leva a crer, grandezas tipicamente monitoradas em ensaios de VIV são: a tração no topo do modelo; os movimentos (deslocamentos, velocidades e/ou acelerações) em pontos específicos ao longo do comprimento e, obviamente, a velocidade do reboque (ou velocidade do escoamento incidente).

Além da precisão, premissa básica para a instrumentação que se preste à tarefa de monitorar essas grandezas, outro requisito diz respeito à necessidade de que esta instrumentação interfira o menos possível nos comportamentos que estejam sendo monitorados. Parece um requisito simples, mas a monitoração dos movimentos em pontos ao longo do comprimento do modelo, por exemplo, é tarefa das mais complicadas. Primeiro, porque, mesmo contando com dimensões extremamente reduzidas, sensores convencionais como extensômetros e acelerômetros exigem a presença de cabos de alimentação e leitura, os quais, por menores que sejam, quando dispostos internamente, acabam por interferir nas propriedades físico-mecânicas do modelo. Segundo, porque, para uma análise minimamente precisa quanto aos fundamentos não-lineares do fenômeno de VIV, há que se garantir a monitoração de um número razoavelmente grande de pontos, tarefa praticamente impossível dada a geometria do modelo e a dimensão da instrumentação convencional.

Como alternativa, tem-se as técnicas de monitoração de movimentos a partir do rastreamento de alvos via aquisição e processamento de imagens digitais. Conforme já apresentado, esta é a técnica adequada aos experimentos previstos nesta pesquisa.

Finalmente, com relação aos agentes de excitação, a grande dificuldade que se vislumbra na execução de experimentos de investigação do fenômeno de VIV refere-se à manutenção de níveis bastante baixos de turbulência. Trata-se de uma condição imprescindível, visto que a fenomenologia da interação fluido-estrutura tem relação direta com a garantia de geração e emissão de vórtices sem interferências externas. Desta forma, os tanques de reboque realmente se habilitam como infraestruturas das mais adequadas à emulação de escoamentos incidentes com níveis de turbulência praticamente desprezíveis.

Em contrapartida, os tanques de reboque apresentam o inconveniente do tempo limitado de monitoração, visto que, normalmente, são caracterizados por comprimentos não muito grandes face às velocidades de reboque pretendidas. Outra dificuldade ocorre por conta da necessidade de se rebocar um fundo móvel que permita a disposição dos modelos em catenária. Obviamente, este fundo móvel deve ser suportado por uma estrutura bastante rígida e que interfira minimamente nas características pouco turbulentas inerentes aos tanques, e que não se constitua como fonte apreciável de excitação mecânica, através de possíveis vibrações estruturais.

O próximo capítulo coloca em prática todos estes aspectos importantes para o modelo.

4. PROJETO DO MODELO DE RISER

No âmbito da metodologia definida para a investigação do comportamento dinâmico de *risers* lançados em catenária e sujeitos ao fenômeno de VIV, foram planejados experimentos em escala reduzida, tendo como premissa básica a imposição de similaridade dinâmica e, na medida do possível, similaridade geométrica também.

Reiterando o antecipado, tal prática visou à criação de uma base de dados que melhorasse a compreensão fenomenológica do VIV agindo nas linhas lançadas em catenária e que, concomitantemente, permitisse a verificação posterior de modelos teóricos de predição, analíticos e/ou numéricos.

O presente capítulo descreve o estudo de similaridade e o projeto realizado para a construção dos modelos experimentais de *riser* e sua adequação ao tanque de reboque do IPT. Importante salientar que, ao contrário de um estudo de similaridade baseado na tradicional técnica de aplicação do Teorema π de Vaschy-Buckingham, o estudo mais adiante descrito baseia-se em considerações estritamente dimensionais, incluindo as limitações impostas pela infraestrutura experimental, bem como considerações de natureza física, discutidas ao longo do capítulo anterior, particularmente na subseção 3.2.3, de onde se destaca a impossibilidade de simultâneo atendimento às Similaridades de Froude e de Reynolds.

No contexto desta tese, portanto, a similaridade na modelagem reduzida está envolvida não apenas com aspectos geométricos, que incluem a emulação correta de condições de contorno, mas, sobretudo, com aspectos associados diretamente aos comportamentos dinâmicos de interesse. Estes dependem de parâmetros diversos, dentre os quais, aqueles: de natureza estrutural, de distribuição de massa e de carregamento (inclusive de natureza hidrodinâmica).

Como resultado, além dos modelos de *riser* em si, o presente capítulo almeja definir um método consistente para a realização de ensaios de linhas oceânicas lançadas em catenária, salvaguardando a maior semelhança possível com as condições reais de operação, não só aquelas preocupadas com o fenômeno de VIV. Neste sentido, boa parte dos desenvolvimentos a seguir apresentados são baseados na experiência acumulada pelo grupo de pesquisa onde o presente trabalho foi desenvolvido, particularmente sintetizadas nas referências: Pesce (1997), Pesce e Martins (2005) e da Silveira *et al.* (2007).

4.1. ASPECTOS IMPORTANTES PARA A SIMILARIDADE ALMEJADA

Risers, quando em operação, estão sujeitos a carregamentos diversos, de naturezas estática e dinâmica, provenientes da ação conjunta – e em geral concomitante – das ondas de superfície e da correnteza marinha. Tal ação pode se dar de forma direta ou indireta. Na forma direta, o escoamento provoca forças hidrodinâmicas atuantes ao longo de todo o comprimento da linha. Na forma indireta, os movimentos da unidade flutuante, em resposta à ação de ondas, vento e correnteza, acabam por impor movimentos ao topo dos *risers*.

A similaridade dos movimentos da unidade flutuante, consideradas as duas escalas, real e reduzida, envolve a identidade do número de Froude, essencial à representação das ondas de gravidade. A similaridade de Froude é, portanto, utilizada como base de representação. Dela decorrem as escalas das diversas grandezas geométricas, cinemáticas, inerciais e dinâmicas, conforme mostra a Tabela 1. Note que as dimensões do laboratório praticamente impõem que a escala reduzida de comprimento, caracterizada pelo fator de escala λ , seja tomada da ordem centesimal, $\lambda = \varphi(10^2)$.

Por outro lado, *risers* são estruturas de grande esbeltez²⁰, tipicamente da ordem de $L/D \approx \varphi(10^3)$, ou superior. Como foi visto, diante da grande razão de esbeltez, é praticamente impossível garantir a similaridade geométrica do diâmetro, D .

Tal fato traz consequências diretas à representação em escala reduzida. Em particular, à similaridade das forças de natureza hidrodinâmica, tanto as de natureza inercial, quanto aquelas de natureza viscosa. Vale lembrar que as primeiras são proporcionais à área da seção transversal, enquanto que as demais são proporcionais ao diâmetro e, adicionalmente, dependem do coeficiente de arrasto que, por sua vez, depende do número de Reynolds, cuja similaridade é conflitante com a Similaridade de Froude.

Portanto, há que se olhar para o problema de similaridade dinâmica global²¹ de forma integrada. Similaridade geométrica dos modos globais de vibrar do *riser* e similaridade temporal das respectivas frequências naturais associadas apresentam-se, então, como chaves para uma abordagem consistente do problema de modelagem reduzida. Para outros problemas que afligem as linhas oceânicas, outro aspecto chave diz respeito à similaridade dinâmica

²⁰ Aqui definida como a razão entre o comprimento e o diâmetro do *riser*, L/D .

²¹ No âmbito desta análise, dinâmica global diz respeito ao comportamento dinâmico da linha lançada em catenária como um todo.

local, em específico, aquela relacionada aos comportamentos junto as extremidade ou pontos singulares ao longo do comprimento.

Tabela 1 Grandezas características segundo a Similaridade de Froude.

Grandeza	Dimensão Física	Escala
Comprimento	L	λ
Massa	M	λ^3
Tempo	T	$\sqrt{\lambda}$
Área	L^2	λ^2
Volume	L^3	λ^3
Diâmetro	L	λ
Rigidez axial (EA)	$\frac{ML}{T^2}$	λ^3
Rigidez flexional (EI)	$\frac{ML^3}{T^2}$	λ^5
Rigidez à torção (GJ)	$\frac{ML^3}{T^2}$	λ^5
Peso por unidade de comprimento	$\frac{M}{T^2}$	λ^2
Tração	$\frac{ML}{T^2}$	λ^3
Ângulo	rad	-
Curvatura	$\frac{1}{L}$	λ^{-1}
Período	T	$\sqrt{\lambda}$
Frequência	$\frac{1}{T}$	$\lambda^{-1/2}$

É bem conhecido, ver, por exemplo, Pesce e Martins (2005), que a dinâmica de linhas em catenária é caracterizada pela coexistência de oscilações em diversas escalas de tempo, as quais dependem de diversos parâmetros de rigidez. Neste caso, os principais parâmetros de rigidez envolvidos são: (i) a rigidez geométrica, ou de catenária, que é regida pela tração ao longo da posição curvilínea, $T(s)$; (ii) a rigidez axial, $EA(s)$; (iii) a rigidez flexional, $EI(s)$; (iv) a rigidez do solo, k_s e (v) a rigidez imposta pela eventual presença de conexões, principalmente os enrijecedores de topo.

É também bem conhecido que, tanto a configuração geométrica “estática”, quanto a resposta dinâmica dita “global”, i.e., a dinâmica do trecho suspenso, são regidas pela rigidez geométrica e pela rigidez axial.

O principal efeito da rigidez flexional, por sua vez, é de natureza local, nas regiões de contato, de conexão ou de transição entre segmentos distintos da mesma linha oceânica. Sua influência se dá em uma escala de comprimento da ordem do comprimento de flexão, definido como a raiz quadrada da razão entre rigidez flexional e tração local, equação (15); ver Pesce (1997) ou Pesce e Martins (2005).

$$\lambda_f(s) = \sqrt{\frac{EI(s)}{T(s)}} \quad (15)$$

No entanto, o efeito da rigidez flexional pode também se tornar importante se o modo de vibrar considerado para efeito de análise tiver semi-comprimento da mesma ordem de magnitude do comprimento de flexão local, $\lambda_f(s)$.

De seu lado, a rigidez do solo rege a dinâmica do trecho da linha sobre ele apoiado, em conjunto com a rigidez flexional e a rigidez geométrica. Um parâmetro adimensional de rigidez combinada pode, então, ser definido conforme a equação (16), Pesce (1997).

$$K = \frac{k_s EI}{T_0^2} \quad (16)$$

Onde T_0 é a tração no TDP, k_s é a rigidez do solo e EI diz respeito à rigidez flexional na região da TDZ.

Segundo esses efeitos, na concepção do tipo de modelo reduzido aqui pretendido prioriza-se ao menos três semelhanças, a saber: (i) a configuração geométrica global estática, (ii) a dinâmica global e (iii) a dinâmica local.

Na busca por tais aspectos de semelhança entre os modelos e as condições reais de operação do lançamento em catenária, o seguinte grupo de números adimensionais pode ser construído, Tabela 2.

Tabela 2 Grupo de adimensionais importantes para as similaridades consideradas na concepção do modelo reduzido de riser.

Número	Símbolo e Definição	Representação
Número de Froude	$F_r = \frac{\varpi A}{\sqrt{gL}}$	Dinâmica em ondas
Número de Reynolds	$R_e = \frac{UD}{\nu}$	Forças viscosas
Número de Strouhal	$S_t = \frac{f_s D}{U}$	Frequência de emissão de vórtices
Número de Keulegan-Carpenter	$KC = \frac{2\pi A}{D}$	Razão entre forças inerciais e arrasto
Amortecimento Estrutural	$\zeta = \frac{c}{c_c}$	Amortecimento estrutural linear
Velocidade Reduzida	$V_r = \frac{U}{f_n D}$	Velocidade normalizada de VIV
Frequência reduzida de emissão	$f_s^* = \frac{f_s}{f_n} = S_t \frac{U}{f_n D} = S_t V_r$	Frequência de emissão de vórtices normalizada
Massa Reduzida	$m^* = \frac{m}{m_D}$	Massa linear por deslocamento do riser
Massa Adicional	$a = \frac{m_a}{m}$	Massa adicional por massa linear do riser
Rigidez Flexional	$K_f = \frac{\lambda_f}{L} = \frac{1}{L} \sqrt{\frac{EI}{T}}$	Rigidez flexional sobre geométrica
Rigidez Axial	$K_a = \frac{EA}{T}$	Rigidez axial sobre geométrica
Rigidez do Solo combinada	$K_S = \frac{k_S EI}{T^2}$	Rigidez do solo por flexional e geométrica

Em linhas gerais, portanto, a similaridade geométrica estática estará essencialmente garantida se a profundidade estiver em escala e se o ângulo de saída junto ao topo for preservado. Adicionalmente, se a rigidez axial, flexional e do solo estiverem em escala, a similaridade de configuração geométrica será exata.

Por sua vez, a similaridade dinâmica global estará garantida se os períodos naturais estiverem em escala. Estes dependem: em maior medida, da rigidez geométrica e da inércia do sistema; e, em menor medida, da rigidez axial e da rigidez flexional, como visto em Chucheepsakul e Huang, (1997) e Pesce *et al.* (2005).

Como será visto adiante, a similaridade de inércia depende, essencialmente, da relação entre massa adicional²² e massa estrutural da linha, m_a/m , ambas por unidade de comprimento. Nas próximas subseções, a similaridade dos principais parâmetros é discutida.

4.1.1. Similaridade quanto à rigidez axial

Um dos objetivos do método aqui proposto é a semelhança entre a rigidez axial do *riser* real e aquela do modelo reduzido, construída com base na Tabela 1 e traduzida pela equação (17).

$$(EA)_R = \lambda^3 (EA)_M \quad (17)$$

Nesta e demais equações, os subscritos "R" e "M" designam, respectivamente, o *riser* real e o “modelo idealmente concebido”.

De fato, o projeto do modelo tem de respeitar outras restrições, geralmente relacionados a questões práticas construtivas. Portanto, o termo “modelo projetado” não deve ser confundido com o termo “modelo idealmente projetado”.

Sendo assim, estritamente falando, o modelo físico do *riser* é o efetivamente montado para os experimentos em tanque de provas e suas características, neste texto, serão atribuídas ao que se optou por designar de “modelo construído”.

4.1.2. Similaridade quanto ao comportamento em flexão

Note que, se a similaridade de peso imerso²³ é respeitada, de tal modo que a tração e, portanto, os efeitos de rigidez geométrica são adequadamente escalados, o dimensionamento do comprimento de flexão, dado pela equação (15) é suficiente para manter os efeitos de rigidez à flexão em semelhança, de acordo com a Tabela 1.

²² O conceito de massa adicional no contexto de VIV merece uma atenção especial, ver, por exemplo, Williamson e Govardhan (2004) ou Sarpakaya (2004).

²³ Similaridade na proporção do cubo da escala de comprimento de acordo com a Tabela 1.

Em casos mais abrangentes de investigação experimental da dinâmica da catenária, o interesse maior em avaliar o efeito da rigidez flexional se dá junto ao TDP (na TDZ, junto ao solo). Nessa região, o comprimento flexional pode ser enunciado como na equação (18).

$$\lambda_{f_0} = \sqrt{\frac{EI}{T_0}} \quad (18)$$

Onde T_0 é a tração na TDZ, sabendo que, na ausência de correnteza e desprezando-se efeitos de extensibilidade, esta pode ser calculada a partir da equação clássica da catenária, equação (19).

$$T_0 = \frac{W_{im}}{\tan \theta_L} = qH \frac{\cos \theta_L}{1 - \cos \theta_L} \quad (19)$$

Para a qual, W_{im} é o peso imerso, relacionado a q que diz respeito ao peso imerso por unidade de comprimento, H é a profundidade adotada e θ_L é o ângulo no topo da catenária, tomado com respeito à direção horizontal.

Com base nestas equações, segue a relação imposta para a garantia da similaridade quanto ao comportamento em flexão, equação (20), também baseada na Tabela 1.

$$(\lambda_{f_0})_R = \lambda(\lambda_{f_0})_M \quad (20)$$

4.1.3. Similaridade quanto à dinâmica global

A similaridade geométrica da “configuração estática”, que depende da rigidez geométrica e da rigidez axial, garante, em grande medida, a similaridade geométrica dos modos de vibrar.

Assim, caso os períodos naturais não-amortecidos associados sejam feitos similares, a resposta dinâmica será quase-similar. Diz-se quase-similar uma vez que, para a garantia de similaridade integral, o amortecimento teria que ser feito, da mesma forma, similar.

Tais efeitos dissipativos, neste problema, estão associados a três fontes principais, quais sejam, em ordem de importância: (i) os advindos de carregamentos hidrodinâmicos dissipativos, de natureza viscosa e enunciados como funções bilineares do campo de

velocidade relativa da linha com respeito ao fluido; (ii) os advindos da própria natureza estrutural; (iii) e os proporcionados pela interação da estrutura com o solo.

Pode-se verificar – ver Pesce et al. (1999) e (2005) e/ou da Silveira *et al.* (2007) – que os períodos naturais não-amortecidos da catenária podem ser bem avaliados conhecendo-se simplesmente sua configuração estática e a partir da função que caracteriza a tração efetiva ao longo da mesma.

Para tanto, via método assintótico conhecido como WKB²⁴, uma solução analítica pode ser construída para o problema de autovalor, segundo a qual os modos naturais de vibrar na direção transversal ao plano de lançamento são calculados em forma fechada pela equação (21).

$$\begin{aligned} \varphi_n(\zeta) &\cong A_n F^{-1/4}(\zeta) \sin \left(\Lambda_n \int_0^\zeta F^{-1/2}(u) du \right) \\ \Lambda_n &\cong n\pi \left(\int_0^{\tan \theta_L} \frac{d\zeta}{\sqrt{F(\zeta)}} \right)^{-1} \end{aligned} \quad (21)$$

Nesta equação, a função de tração efetiva ao longo da posição curvilínea, $F(s)=T(s)/T_0$, é escrita como função da variável adimensional, $\zeta = \tan \theta(s)$.

Então, os autovalores Λ_n são relacionados às frequências naturais não-amortecidas, Ω_n , segundo a equação (22).

$$\Omega_n = \Lambda_n \tan \theta_L \frac{c_0}{L} = \frac{\Lambda_n \tan \theta_L}{L} \sqrt{\frac{T_0}{(m + m_a)}} \quad (22)$$

Onde L é o comprimento suspenso da linha; m diz respeito à massa estrutural por unidade de comprimento e m_a é a massa adicional por unidade de comprimento e c_0 é a celeridade local da onda transversal de cabo ideal.

Adicionalmente, na ausência de correnteza, Pesce et al. (1999) mostram que as frequências naturais podem ser apresentadas em um forma ainda mais simples, equação (23).

$$\Omega_n \cong \Lambda_n \sqrt{\frac{(1 - \cos \theta_L)}{\cos \theta_L}} \sqrt{\frac{(1 - a)}{(1 + a)}} \sqrt{\frac{g}{H}} \quad (23)$$

²⁴ Em homenagem a Gregor Wentzel, Hendrik A. Marcel Kramers e Marcel Brillouin.

Onde $a = m_a/m$ diz respeito à massa adicional por unidade de comprimento, normalizada pela massa estrutural seccional do *riser*²⁵.

Nesse caso particular, de configuração de catenária pura, também importante, os respectivos autovalores e modos de vibrar, são dados pela equação (24), obtidos de forma prática via gráfico da Figura 53.

$$\begin{aligned} \varphi_n(\theta; \theta_L) &= A_n (\cos \theta)^{-1/4} \sin \left\{ \Lambda_n \int_0^{\theta_L} \frac{d\theta}{(\cos \theta)^{3/2}} \right\} \\ \Lambda_n &= \Lambda_n(\theta_L) = \frac{n\pi}{\int_0^{\theta} \frac{d\theta}{(\cos \theta)^{3/2}}} \end{aligned} \quad (24)$$

Figura 53 Parâmetro para obtenção do modo de vibrar da catenária, apresentado como função do ângulo no topo, tomado em relação à direção horizontal. Fonte: Pesce et al. (1999).

Importante notar que, para um SCR típico, é usual um ângulo de saída no topo de aproximadamente $\theta_L = 70^{\circ}$, segundo o qual, chega-se à relação da equação (25).

$$\frac{\Lambda_n}{n} \sqrt{\frac{(1 - \cos \theta_L)}{\cos \theta_L}} \cong 2 \quad (25)$$

Portanto, na situação particular de ausência da correnteza, os autovalores ficam facilmente bem definidos como função apenas da relação $a = m_a/m$, da aceleração da gravidade g e da profundidade H , equação (26).

²⁵ Note que $a \rightarrow 1^-$ quando $\Omega_n \rightarrow 0$, ou seja, a linha se torna “inerte” sob tração nula, quando o empuxo se iguala ao peso.

$$\Omega_n \cong 2n \sqrt{\frac{(1-a)}{(1+a)}} \sqrt{\frac{g}{H}} \quad (26)$$

Finalmente, igualando-se as frequências naturais do *riser* real com aquelas do modelo reduzido, via Similaridade de Froude, chega-se à relação apresentada na equação (27).

$$(\Omega_n)_R = \lambda^{-1/2} (\Omega_n)_M \quad (27)$$

Segundo esta equação, pode-se, então, obter uma relação direta entre as razões de massa real e no modelo, equação (28).

$$\sqrt{\frac{(1-a_R)}{(1+a_R)}} = \sqrt{\frac{(1-a_M)}{(1+a_M)}} \quad (28)$$

Assim, para uma similaridade quanto à dinâmica global, deve-se impor que as massas adicionais adimensionais entre escala real e modelo (normalizadas pelas respectivas massas estruturais seccionais) sejam idênticas, conforme estabelecem as equações (29) e (30).

$$a_R = a_M \quad (29)$$

$$\left(\frac{m_a}{m}\right)_R = \left(\frac{m_a}{m}\right)_M \quad (30)$$

Note que, como a massa adicional do cilindro é geralmente tomada igual à massa do fluido deslocado, o adimensional a se mostra igual ao inverso do coeficiente adimensional conhecido na investigação de VIV como massa reduzida, m^* , ou seja: $a = m_a/m = 1/m^*$, onde $m^* = 4m/(\rho\pi D^4)$.

4.2. DIMENSIONAMENTO DO MODELO REDUZIDO DE *RISER*

Esta seção cuida da especificação e dimensionamento do modelo de *riser*, tendo como resultado, não só as características desejadas para a garantia de similaridade segundo o equacionamento discutido na seção anterior, como também a proposição construtiva em função das restrições impostas e os materiais disponíveis.

Para tanto, buscou-se um modelo reduzido em similaridade com *risers* de 8in, cujos dados foram obtidos da referência Petrobras (2010). A Tabela 3 apresenta esses dados em escala real, enquanto a Tabela 4 traz os respectivos parâmetros, calculados para o projeto do modelo reduzido.

Tabela 3 Dados de um riser de 8 polegadas típico. Valores apresentados em escala real. Fonte: (Petrobras, 2010).

Dados	<i>Riser</i> 8"	Escala (1:100)
Diâmetro interno (mm)	182,58	1,826
Diâmetro externo (mm)	219,10	2,191
Densidade do aço (kg/m ³)	7850,00	
Peso no ar vazio (N/m)	887,22	
Módulo de Young - E (GPa)	205,00	
Parâmetros	<i>Riser</i> 8"	Escala (1:100)
Profundidade (m)	410,00	4,1
Densidade da água do mar (kg/m ³)	1025,00	
Densidade da água do tanque (kg/m ³)	1000,00	
Densidade do petróleo (kg/m ³)	850,00	
Ângulo de topo do <i>riser</i> (graus)	70,00	
Gravidade (m/s ²)	9,81	

Tabela 4 Parâmetro do riser de 8 polegadas típico, calculados com base nos dados obtidos de Petrobras (2010).

Parâmetros Calculados	Riser 8"	Escala (1:100)
Área seccional do <i>riser</i> (m ²)	1,15E-02	
Área total (m ²)	3,77E-02	
Área Interna (m ²)	2,62E-02	
Inércia seccional (mm ⁴)	5,86E+07	
Peso do <i>riser</i> na água vazio (N/m)	508,10	
Peso do petróleo (N/m)	218,32	
Peso do <i>riser</i> na água com petróleo (N/m)	726,42	0,073
Rigidez axial, EA (kN)	2,36E+06	2,362
Rigidez flexional, EI (kNm ²)	1,20E+04	1,201E-06
Massa adicional, m _a (N/m)	379,11	0,038
Celeridade de onda axial, c _b (m/s)	4578,005	457,800
Tração no TDZ, T ₀ (kN)	253,615	0,236 (N)
Comprimento de flexão no TDZ, λ_f (m)	7,139	0,071
Razão de massa adicional, a = m_a/m	0,343	0,343
Número de Reynolds*	5,7E+02 – 6,3E+03	6,2E+04 – 5,6E+05

*Com base nas velocidades utilizadas nos experimentos e suas correspondentes em escala real.

Note que na terceira coluna das duas tabelas foram feitas considerações com relação a um fator de escala $\lambda = 1:100$. De fato, este foi o fator adotado para o projeto dos experimentos desta tese, definido segundo a experiência do grupo de pesquisa e um longo trabalho de discussão quando às restrições impostas pelo tanque de reboque do IPT, local definido para a execução dos experimentos de VIV na catenária (LIFE&MO, 2011b).

Note ainda que, conforme discussão apresentada na seção anterior, três parâmetros fundamentais para a similaridade pretendida também foram determinados, quais sejam: a

rigidez axial, o comprimento flexional e a relação entre massa adicional e massa estrutural, ambas por unidade de comprimento. Lembrar que estas três grandezas traduzem os comportamentos: (i) geométrico global; (ii) dinâmico global, no que diz respeito aos modos e períodos naturais de vibrar, dominados pela rigidez geométrica (e axial) e pela rigidez estrutural local (esta no que diz respeito à rigidez flexional).

Mediante os valores encontrados, a solução adotada para a construção do modelo reduzido baseou-se na utilização de um tubo de silicone preenchido com material denso.

Desta forma, grandezas geométricas do tubo (diâmetros interno e externo) e a densidade do material de preenchimento puderam ser ajustadas de forma que os parâmetros escolhidos para controle da similaridade fossem bem definidos no modelo.

Em princípio, cogitou-se a utilização de líquido como elemento de preenchimento do interior do modelo. No entanto, líquidos de alta densidade são geralmente tóxicos e/ou contaminantes, a exemplo do mercúrio, iodo ou mesmo o bromo. Dentre as alternativas avaliadas, optou-se pelo uso de microesferas de aço inoxidável. Assim, variando-se a granulometria média das esferas foi possível alcançar o valor desejado de massa estrutural linear.

A Tabela 5 apresenta a solução encontrada para o modelo reduzido de *riser* desta pesquisa, obtida mediante análises e ajustes segundo as equações apresentadas. O aço inoxidável na forma de microesferas com diâmetros de 1,5mm e 2,3mm foi selecionado, conduzindo a uma densidade média de preenchimento de aproximadamente $4,52g/cm^3$, realizada com uma ponderação entre os dois tipos de esfera. Diâmetros do tubo de silicone foram determinados, externo de 22,2mm e interno de 15,8mm, resultando nos parâmetros de projeto (rigidez axial, comprimento de flexão e relação de massa) destacado ao final da Tabela 5.

Estes valores devem ser comparados com aqueles da Tabela 3, tendo em vista a similaridade do comportamento global mediante as restrições experimentais impostas e disponibilidade de material existente.

Com a definição das dimensões e características de projeto do modelo reduzido de *riser*, a próxima seção apresenta as características físico-mecânicas do modelo construído.

Tabela 5 Dados nominais do modelo de riser em catenária, construído com tubo de silicone e microesferas de aço.

Dados do silicone	Modelo Projetado
Diâmetro interno (mm)	15,8
Diâmetro externo (mm)	22,2
Densidade do silicone (kg/m ³)	1285,0
Módulo de Young - E (GPa)	10,0
Dados da micro-esfera	Modelo Projetado
Densidade média das microesferas (kg/m ³)	4522,5
Parâmetros Calculados	Modelo Projetado
Área seccional do silicone (m ²)	1,91E-04
Área total (m ²)	3,87E-04
Área Interna (m ²)	1,96E-04
Inércia seccional (mm ⁴)	8,86E-09
Rigidez axial, EA (kN)	1910,088
Rigidez flexional, EI (kNm ²)	8,86E-02
Peso do tubo no ar vazio (N/m)	2,408
Peso do tubo na água vazio e fechado (N/m)	-1,389
Peso das micro-esferas dentro do tubo (N/m)	8,699
Peso do tubo na água com micro-esferas (N/m)	7,309
Massa adicional, m _a (N/m)	3,797
Celeridade de onda axial, c _b (m/s)	35,458
Tração no TDZ, T ₀ (kN)	23,670
Comprimento de flexão no TDZ, λ_f (m)	0,061
Razão de massa adicional, a = m_a/m	0,437

4.3. CARACTERIZAÇÃO DO MODELO DE *RISER* CONSTRUÍDO

4.3.1. Com relação à geometria e à massa por unidade de comprimento

Segundo justificativa apresentada, a solução segura para a construção do modelo reduzido de *riser* foi adotar microesferas de aço inoxidável para o preenchimento de um tubo de silicone. Além de fornecer peso suficiente à estrutura, esse tipo de preenchimento não agrega rigidez axial, mantendo para contabilização deste parâmetro no modelo apenas a contribuição do tubo de silicone. Há que se investigar, no entanto, seu efeito no amortecimento estrutural, o que é feito no próximo capítulo, mediante ensaios de decaimento.

Através de um ensaio simples de densidade média, realizado a partir de uma balança de precisão, chegou-se a uma densidade de preenchimento para o modelo construído de $4,52g/cm^3$; resultado que confirmou a seleção adequada do tubo de silicone do modelo construído, caracterizado por um diâmetro externo de $22,2mm$ e um diâmetro interno de $15,8mm$.

4.3.2. Com relação à rigidez axial, via ensaio de tração e estudo da reologia

A rigidez axial do modelo foi determinada experimentalmente a partir de ensaios de tração, conduzidos no Laboratório de Mecânica Offshore (LMO), da EPUSP (LIFE&MO, 2011b).

O LMO conta com uma máquina universal de ensaios, MTS Landmark com capacidade para $250kN$, apresentada na Figura 54. Tal aparato é apropriado para ensaios mecânicos (estáticos e dinâmicos), permitindo controle de carga e/ou de deslocamento, via programa dedicado denominado *Multi Purpose Tests* (MPT), do mesmo fabricante.

Nesta máquina foram realizados 60 ensaios cíclicos de deslocamento controlado, que permitiram estabelecer valores de rigidez axial média e respectivas estimativas de erro para cada par frequência-deformação.

A Figura 55 apresenta um exemplo de resposta, força axial como função da elongação do corpo de prova construído à semelhança do modelo projetado, tubo de silicone preenchido com microesferas de aço.

Figura 54 Amostra de tubo montada para ensaio de carga e descarga cíclica. Notam-se os sensores: célula de carga e LVDT montado sobre mesa magnética.

Figura 55 Exemplo de curva de rigidez axial (parâmetros de $f = 2,0\text{Hz}$; faixa de baixa deformação, até $\varepsilon = 1,0\%$).

Quanto aos resultados, boa repetibilidade pôde ser verificada e, admitindo-se que os resultados de rigidez axial obtidos para cada par frequência-deformação obedecem a uma distribuição normal, calcularam-se os respectivos desvios padrões, apresentados na Tabela 6.

Tabela 6 Valores de rigidez axial média, $EA[N]$, com os respectivos desvios padrão, apresentados como função dos pares frequência-deformação.

$f(\text{Hz})$ $\varepsilon (\%)$	0,1	0,5	1,0	1,5	2,0
0,1	1331 ± 29	1485 ± 22	1551 ± 23	1589 ± 17	1611 ± 17
0,5	1070 ± 17	1147 ± 16	1177 ± 5	1196 ± 4	1197 ± 10
1,0	958 ± 9	1024 ± 8	1053 ± 10	1052 ± 7	1053 ± 6

Os respectivos valores médios da rigidez axial são apresentados no gráfico da Figura 56. Note que esses valores dependem claramente da amplitude de deformação aplicada. No entanto, com relação à dependência da rigidez axial com a frequência de alongação imposta, as variações são menores, tornando-se efetivamente perceptíveis apenas para valores inferiores a 0,5Hz.

Figura 56 Rigidez axial do modelo de riser, EA, em função da frequência de imposição de deslocamento, parametrizada na amplitude máxima de deformação: 0.1%, 0.5% e 1.0%.

4.3.3. Com relação à rigidez flexional, via ensaio de flexão em bancada

O ensaio de flexão realizado com o modelo completo permitiu a determinação da rigidez flexional, EI , via um procedimento simples de bancada, porém com a utilização precisa do sistema de monitoração de alvos da Qualisys (LIFE&MO, 2011b).

Para tanto, outro corpo de prova, também construído à semelhança do modelo de *riser* projetado, foi equipado com diversos alvos refletivos ao longo do comprimento. A distância entre esses alvos, na condição não-deformada, foi de aproximadamente 30mm. A Figura 57 apresenta um esquema do experimento e das grandezas medidas/monitoradas pelo sistema Qualisys.

Figura 57 Representação esquemática do experimento para a determinação da rigidez flexional em bancada, via sistema de monitoração da Qualisys.

Figura 58 Imagem do experimento para determinação da rigidez flexional.

Utilizando um dispositivo mecânico de engaste, construído especialmente para o experimento, foi possível modificar progressivamente o comprimento em balanço do corpo de prova. Para cada comprimento em balanço as cotas dos alvos, nas direções x (axial) e y (transversal) foram medidas pelo sistema ótico. A Figura 58 apresenta uma foto do experimento.

Com base nessas medidas, efetuou-se a determinação da rigidez flexional tangente, avaliada segundo Pimenta e Mazzilli (1986). O procedimento adotado consiste em calcular o momento fletor, $M(X)$, e a rotação específica, θ' , da seção analisada. Cálculos apresentados pelas equações (31) e (32), respectivamente.

$$M(X) = \int_x^{x_e} \gamma (\tau - X) \sqrt{(1 + u')^2 + (v')^2} d\tau \quad (31)$$

$$\theta' = \frac{v''(1 + u') - u''v'}{(1 + u')^2 + (v')^2} \quad (32)$$

Onde X é a coordenada horizontal dos pontos de medição na posição não-deformada; v e u são os deslocamentos horizontais e verticais destes pontos; e γ é o peso do modelo por unidade de comprimento.

Além disso, sabe-se que o cálculo do momento fletor pode ser feito segundo a equação (33).

$$M = EI\theta' \quad (33)$$

Repetindo-se o procedimento para alguns comprimentos em balanço, obteve-se o valor médio da rigidez flexional, no caso, $EI = 5,6 \times 10^{-2} \text{Nm}^2$.

4.3.4. Resultados consolidados pela caracterização do modelo construído

A Tabela 7 resume os resultados obtidos a partir dos ensaios de caracterização do modelo construído, comparando-os com os valores no modelo projetado.

Tabela 7 Resumo dos parâmetros do modelo de riser como construído.

Dados	Escala (1:100)	Modelo Projetado	Modelo construído
Diâmetro interno (mm)	1,826	15,800	15,800
Diâmetro externo (mm)	2,191	22,200	22,200
Peso na água (N/m)	0,726	7,308	7,308
Rigidez axial, EA (kN)	2,362	1,910	1,0 – 1,6
Rigidez flexional, EI (kNm ²)	1,20E-03	8,86E-02	5,60E-02
Comprimento de flexão no TDZ, λ_f (m)	71,0	61,0	49,0
Razão de massa adicional, $a = m_a/m$	0,343	0,437	0,437

Como é possível observar, os diâmetros, o peso na água e a razão de massa adicional foram preservadas no modelo construído. No entanto, a rigidez axial, a rigidez flexional e o comprimento em flexão ficaram um pouco abaixo do desejável. Tal comportamento pode ser explicado pela dificuldade de obtenção de materiais com características físicas adequadas. Neste caso destaca-se o silicone, que por se tratar de um polímero manipulado quimicamente, pode não ter exatamente as mesmas características físicas que aquelas consideradas no projeto.

No entanto, embora existam diferenças em alguns parâmetros, o comportamento dinâmico do modelo construído, comparado com o comportamento real, é bastante semelhante, conforme mostra a seção 4.4 deste capítulo.

4.3.5. Detalhes construtivos

Conforme apresentado na subseção 3.2.2, a dinâmica do modelo de *riser* foi experimentalmente monitorada por um sistema de aquisição de movimentos, baseado na reflexão de luz adequada em alvos passivos.

Para o posicionamento desses alvos autoadesivos, tomou-se cuidado para que os mesmos fossem distribuídos ao longo do comprimento, segundo distâncias de, no máximo, um quarto do menor comprimento de onda de flexão.

Outra questão de ordem prática foi a identificação de trechos de linha com comprimentos de 1m, executados com a introdução de duas tiras adicionais nestas posições. Este procedimento facilitou a interpretação do comprimento imerso do modelo, enquanto o mesmo era monitorado e calibrado no sistema Qualisys.

Na extremidade superior do modelo, a conexão com o transdutor de força foi realizada com um pino de polímero usinado em diâmetro ligeiramente maior que o diâmetro interno do modelo. Esse pino foi introduzido no tubo de silicone e preso ao mesmo por uma abraçadeira metálica.

Já na extremidade inferior, o modelo também foi tamponado como a extremidade de topo, porém fixado a uma placa/âncora presa ao fundo falso rebocado pelo carro. A Figura 59 apresenta uma foto da âncora utilizada nos experimentos.

Figura 59 Âncora utilizada nos experimentos de VIV no modelo de *riser* lançado em catenária.

4.4. VALIDAÇÃO NUMÉRICA DO MÉTODO PROPOSTO PARA O PROJETO DO MODELO DE *RISER*

A fim de confirmar os resultados de comportamento global do modelo de *riser* projetado segundo o método proposto, foram feitas simulações comparativas via Poliflex3D, analisando os modos e respectivos períodos de vibrar. Os resultados apresentados aqui dizem respeito à análises prévias de experimentos realizados no TPN e visam, assim, mostrar a concordância dos resultados obtidos com base na metodologia proposta. Os resultados dos períodos naturais dos modelos utilizados no IPT serão apresentados adiante.

Como o Poliflex3D foi desenvolvido para a análise de casos reais, os dados do modelo construído foram transformados para a escala real, $\lambda = 1:100$, seguindo as razões de Similaridade de Froude apresentadas na Tabela 1. Os resultados dessa análise são denominados simplesmente – e por concisão – resultados de “modelo real”. A Figura 60 apresenta um exemplo de uma análise executada no Poliflex3D, considerando o “modelo real”.

Figura 60 “Modelo Real” no Poliflex3D.

Os períodos naturais e os diferentes modos de vibrar são apresentados a seguir, para o *riser* real de 8in e para o modelo real (ou modelo construído adequado para a escala real).

A Tabela 8 compara os 10 primeiros modos naturais de vibrar. Neste caso foi realizada uma modelagem com o *riser* com lançado com 4 metros de profundidade. Como pode ser observado, há uma boa aderência entre os resultados, confirmando ser adequada a metodologia proposta, ao menos no que tange ao comportamento dinâmico global da catenária, o que é bastante adequado para os ensaios de VIV.

Tabela 8 Resultados dos períodos naturais dos 10 primeiros modos naturais de vibrar, apresentados na escala real. Períodos apresentados em segundos.

Modo de Vibrar	Período no <i>Riser</i> 8"	Período no Modelo Real
1	29,82	29,78
2	17,42	17,85
3	15,04	15,01
4	10,85	11,32
5	10,01	9,99
6	7,73	8,23
7	7,49	7,46
8	6,12	7,42
9	5,96	5,94
10	4,99	5,93

A título de exemplo, na Figura 61 são comparados, lado a lado, os quatro primeiros modos naturais de vibrar do *riser* real e do modelo real. É possível observar uma ótima concordância entre os resultados. Vale ressaltar que o tubo de silicone utilizado foi adquirido no mercado, segundo seleção restrita às alternativas disponíveis em catálogo.

Esta seção põe fim ao capítulo dedicado ao dimensionamento, construção e caracterização do modelo de *riser* para os trabalhos experimentais de pesquisa do VIV na catenária.

O próximo capítulo traz detalhes destes trabalhos, juntamente com os respectivos resultados e discussões.

Figura 61 Comparação lado a lado dos modos naturais 1, 3, 5 e 7 calculados pelo Poliflex3D, segundo parâmetros do riser real, à esquerda, e do modelo real, à direita.

5. MATRIZ DE ENSAIOS E DETALHAMENTO DOS ARRANJOS EXPERIMENTAIS

Este capítulo descreve a matriz dos ensaios realizados para a investigação do fenômeno de VIV na catenária, bem como a configuração geral dos experimentos, segundo uma definição clara das características físicas do modelo de *riser* em cada geometria de lançamento (LIFE&MO, 2012b e d).

Para maior compreensão do leitor, deste ponto em diante será adotada uma divisão entre informações sobre a condição de lançamento longitudinal, seção 5.2, e informações sobre a condição de lançamento transversal, seção 5.3. Sendo assim, para cada um destes conjuntos são apresentados parâmetros e características oriundas da monitoração estática do modelo lançado em catenária, longitudinal e transversal, confrontados com resultados numéricos obtidos a partir do programa Poliflex3D. Com este processo de comparação numérico-experimental, buscou-se a maior precisão possível no que se refere à identificação dos modos naturais de vibrar em cada condição de lançamento.

Além das comparações entre resultados que caracterizam cada modo natural, também foram realizadas avaliações dos níveis de amortecimento observados nos experimentos de decaimento, particularmente aqueles referentes ao modo mais baixo em cada plano de vibração.

Importante destacar que a comparação numérico-experimental se mostrou necessária em função da dificuldade de se definir precisamente a geometria modal apenas com base nos ensaios de decaimento. Segundo estes ensaios, frequências naturais são facilmente obtidas por técnicas simples de análise de sinais; no entanto, a associação dessas frequências à geometria dos respectivos modos de vibrar é dificultada pela própria coexistência modal e pelo amortecimento inevitavelmente presente. Em geral, séries temporais com poucos ciclos de movimento são usuais nos ensaios de decaimento com as catenárias, depositando uma importância fundamental nas análises numéricas comparativas.

Com base nos modos e frequências naturais bem definidos, tem-se condição de analisar com mais detalhes os resultados de VIV, o que é feito nos capítulos subsequentes desta tese, os de número 6 e 7.

5.1. MATRIZ DE ENSAIOS

Conforme mencionado na introdução, como parte do cenário de pesquisa onde se insere esta tese foram realizados diversos ensaios com o modelo reduzido de *riser*, focada apenas na investigação do fenômeno de VIV, obtido pela incidência de correnteza no modelo: inicialmente, segundo a direção coincidente com o plano de lançamento (configuração longitudinal) e, posteriormente, segundo a direção ortogonal ao plano de lançamento (configuração transversal). Detalhes com relação aos demais ensaios que não fazem parte desta tese podem ser obtidos em (LIFE&MO, 2012b e d)²⁶.

Para cada uma das condições de lançamento, procurou-se realizar ensaios com uma discretização suficiente em velocidade reduzida V_r , possibilitando a observação mais abrangente possível da dinâmica do modelo de *riser* submetido ao VIV. As velocidades de reboque foram, então, definidas com base na variação da velocidade reduzida necessária para sincronizar completamente o primeiro modo de vibrar, aquele com frequência natural f_{n1} ; ver equação (34).

$$U = V_r D f_{n1} \quad (34)$$

Ainda com relação às velocidades de reboque, estas foram realizadas segundo uma incidência pelo dorso (UD) e também pelo intradorso (UI) da catenária lançada na configuração longitudinal. Para efeito de verificação, também no caso do modelo de *riser* lançado na transversal do tanque foram realizados reboques nas duas direções possíveis, incidência negativa (UN) e incidência positiva (UP).

Portanto, mantendo o foco da pesquisa, os próximos capítulos dizem respeito a um elenco de 100 condições específicas de ensaio, caracterizadas única e exclusivamente pela incidência das correntezas nas catenárias, sinteticamente apresentadas na Tabela 9.

²⁶ Em linhas gerais, o conjunto completo de ensaios com as catenárias foi subdividido da seguinte forma: (i) ensaios sem correnteza e com a imposição de movimentos no topo do modelo de *riser*; (ii) ensaios com apenas com a incidência de correnteza; (iii) ensaios com correnteza e com a imposição de movimentos no topo do modelo; e (iv) ensaios com correnteza, movimentos no topo e alteração da condição de rigidez do fundo onde se acomoda a catenária. Além desses, a pesquisa para a Petrobras também investigou os subconjuntos (i), (ii) e (iii) para um linha flexível lançada verticalmente. Ao todo, portanto, foram ensaiadas da ordem de 1500 condições de ensaio, compondo uma base de dados inédita neste segmento de pesquisa.

Tabela 9 Matriz de ensaios.

Configuração da Catenária	Direção da Correnteza	Número de Velocidades
Longitudinal	Dorso (UD)	25
Longitudinal	Intradorso (UI)	25
Transversal	Negativa (UN)	25
Transversal	Positiva (UP)	25

Detalhes destas condições são apresentados nas seções subsequentes deste capítulo, não só quanto às configurações geométrica de lançamento, como também quanto às velocidades de reboque utilizadas.

Vale ressaltar que, além das 25 velocidades utilizadas em cada uma das configurações, no início de cada conjunto de corridas foram realizadas análises estáticas para avaliação da instrumentação de rastreamento imerso, permitindo eventuais correções na configuração inicial de lançamento em função de grandes deslocamentos devido à correnteza em ensaios predecessores.

A título de curiosidade, a Figura 62 apresenta detalhe junto ao topo do modelo reduzido de *riser*, onde vórtices formados na superfície livre podem ser facilmente observados.

Figura 62 Observação dos vórtices formados na superfície livre penetrada pelo modelo reduzido de *riser* lançado em catenária.

5.2. DETALHES DA CONFIGURAÇÃO DE LANÇAMENTO LONGITUDINAL

A Figura 63 apresenta a configuração longitudinal de lançamento, assim como construída no tanque de provas do IPT. Nela é possível observar algumas das câmeras imersas utilizadas e o modelo reduzido de *riser*. É possível identificar também o cálibre utilizado para definição do volume de controle a ser monitorado, visto que a foto foi tomada durante um procedimento usual de calibração.

Figura 63 Foto do arranjo experimental com o modelo de riser lançado na longitudinal do tanque do IPT, no momento de uma calibração do sistema de monitoração por câmeras imersas.

A Tabela 10 apresenta as dimensões principais desta geometria de lançamento. Na Figura 64, setas brancas indicam os sentidos de incidência longitudinal da correnteza, pelo dorso ou intradorso do modelo de *riser*. Também destaca o ponto de conexão no topo, em azul, além dos pontos amarelos visualizados pelas câmeras emersas dentro do seu volume de controle superior, à direita na figura. Destaca, ainda, o grande volume imerso capturado pelo sistema de câmeras imersas e os respectivos alvos apresentados na cor vermelha.

Outra importante informação na Figura 64 diz respeito à definição do sistema de coordenadas globais adotado. Para os ensaios com o modelo lançado na longitudinal do tanque: a origem do sistema coordenado foi assumida na âncora do modelo; a direção coordenada “Z” foi considerada vertical e com sentido positivo apontando do fundo para a

superfície livre; a direção coordenada “X” assumida ao longo do tanque de provas e positiva segundo o sentido da âncora para o topo; e, finalmente, a direção coordenada “Y” apresentando-se transversal ao plano da catenária.

Tabela 10 Dados dos ensaios com o modelo na longitudinal (escala do modelo).

Dados	Modelo construído
Distância horizontal, d (mm)	5200,00
Lâmina d’água, H (mm)	2500,00
Distância vertical emersa (mm)	382,00
Ângulo de topo, θ_L (graus)	71,5
Comprimento da linha, L (m)	6650,00
Peso total da linha (g)	7480,00

Figura 64 Configuração e definições dos ensaios com o modelo na longitudinal.

Para cada tipo de incidência foram investigadas 25 casos de velocidade nominal incidente, além do caso estático; todos registrados em arquivos conforme descreve a Tabela 11. Nesta tabela, à esquerda, são apresentados os valores da velocidade nominal (na escala do modelo) para o conjunto com incidência pelo dorso da catenária (UD) e, à direita, são apresentados valores análogos com a correnteza incidindo pelo intradorso da catenária (UI).

Tabela 11 Velocidades nominais nos ensaios de VIV agindo na catenária longitudinal ao tanque de reboque (valores na escala do modelo).

Correnteza pelo Dorso (UD)				Correnteza pelo Intradorso (UI)			
Arquivo	U (m/s)	Arquivo	U (m/s)	Arquivo	U (m/s)	Arquivo	U (m/s)
LONG-UD00	0,00000	LONG-UD13	-0,14190	LONG-UI00	0,00000	LONG-UI13	0,14190
LONG-UD01	-0,02838	LONG-UD14	-0,15136	LONG-UI01	0,02838	LONG-UI14	0,15136
LONG-UD02	-0,03784	LONG-UD15	-0,16082	LONG-UI02	0,03784	LONG-UI15	0,16082
LONG-UD03	-0,04730	LONG-UD16	-0,17028	LONG-UI03	0,04730	LONG-UI16	0,17028
LONG-UD04	-0,05676	LONG-UD17	-0,17974	LONG-UI04	0,05676	LONG-UI17	0,17974
LONG-UD05	-0,06622	LONG-UD18	-0,18920	LONG-UI05	0,06622	LONG-UI18	0,18920
LONG-UD06	-0,07568	LONG-UD19	-0,19866	LONG-UI06	0,07568	LONG-UI19	0,19866
LONG-UD07	-0,08514	LONG-UD20	-0,20812	LONG-UI07	0,08514	LONG-UI20	0,20812
LONG-UD08	-0,09460	LONG-UD21	-0,21758	LONG-UI08	0,09460	LONG-UI21	0,21758
LONG-UD09	-0,10406	LONG-UD22	-0,22704	LONG-UI09	0,10406	LONG-UI22	0,22704
LONG-UD10	-0,11352	LONG-UD23	-0,23650	LONG-UI10	0,11352	LONG-UI23	0,23650
LONG-UD11	-0,12298	LONG-UD24	-0,24596	LONG-UI11	0,12298	LONG-UI24	0,24596
LONG-UD12	-0,13244	LONG-UD25	-0,25542	LONG-UI12	0,13244	LONG-UI25	0,25542

5.2.1. Análise Estática do Modelo Lançado na Longitudinal

Conforme descrito na introdução deste capítulo, os dados da configuração estática medidos pelos sistemas de monitoração foram comparados com resultados numéricos obtidos a partir do programa Poliflex3D. A Figura 65 apresenta esta comparação.

De acordo com esse procedimento, pequenos ajustes no comprimento da linha foram realizados, de tal forma que se obtivesse uma comparação estática mais adequada, na qual as curvas das catenárias tivessem geometrias bastante semelhantes. Tais modificações de comprimento foram menores que 0,5% do comprimento total da linha medido antes e depois da realização dos ensaios.

Figura 65 Análise comparativa entre a geometria da catenária longitudinal monitorada pelos sistemas óticos e aquela obtida com base no Poliflex3D.

Como se pode observar, há uma boa concordância entre resultados experimentais e numéricos, o que permitiu prosseguimento com as análises de identificação de frequências e respectivos modos naturais, estes fortemente baseados nas simulações com o Poliflex3D.

5.2.2. Ensaios de Decaimento com o Modelo Lançado na Longitudinal

Como visto na Figura 44, os ensaios de decaimento consistem em perturbar o modelo em relação a sua posição de equilíbrio, assim, verificando suas frequências naturais, ou períodos naturais, a partir de análise das séries temporais de movimento dos alvos ao longo do modelo.

A Tabela 12 apresenta os resultados dos decaimentos realizados com o modelo lançado na longitudinal do tanque. São apresentados os modos naturais de vibrar, os respectivos resultados numéricos obtidos a partir do Poliflex3D, além da orientação do modo de vibrar, dividida segundo a seguinte classificação:

- Orientação 1 representando os modos ortogonais ao plano de lançamento da catenária (ou, por simplicidade de nomenclatura, aqueles fora do plano);
- Orientação 2 representando os modos no mesmo plano de lançamento da catenária.

As demais colunas da Tabela 12 apresentam os resultados experimentais obtidos com a análise espectral da série temporal dos ensaios. São apresentados resultados de perturbação da condição inicial por impactos no modelo, bem como por pulso de atuação do mecanismo servo-atuador no topo do mesmo.

Tabela 12 Resultados dos decaimentos com o modelo lançado na longitudinal (valores de período na escala real para facilidade de comparação com o Poliflex3D).

Modo	Numérico (s)	Orientação	Experimental Longitudinal (s)						
			Toque	Pulso20	Pulso50	Pulso-20	Pulso-50	Pulso+20	Pulso+50
1	24,04	1	24,24	22,64	22,86	24,49	23,53	23,30	24,00
2	14,30	2	13,79	14,04	13,41	13,95	13,95	13,95	13,95
3	12,10	1	11,65	11,65	11,16	11,82	11,48	11,43	11,43
4	9,11	2	8,76	8,67	8,67	8,73	8,76	8,70	8,79
5	8,04	1	7,82	7,69	8,89	8,95	7,59	7,29	7,69
6	6,68	2	-	-	-	-	-	-	-
7	6,03	2	5,90	5,47	5,57	5,56	5,62	5,41	5,62
8	5,98	1	6,06	5,97	5,88	6,00	6,05	6,05	6,17
9	4,75	2	4,51	4,51	4,57	4,40	4,35	4,44	4,67
10	4,73	1	-	4,51	4,47	4,51	4,51	4,53	4,49
11	3,94	2	-	3,79	3,72	3,58	3,62	3,63	3,63
12	3,89	1	3,83	3,93	3,90	3,92	3,94	3,94	3,92
13	3,30	2	-	3,24	3,34	3,34	-	3,34	-
14	3,29	1	3,12	-	-	3,15	3,11	3,14	3,17
15	2,86	2	-	-	-	-	-	2,62	2,65

Os ensaios de decaimento por pulso estão divididos da seguinte maneira: “Pulso20” e “Pulso50” que representam o atuador movimentando-se em ciclos completos de deslocamento rápido, com amplitudes de 20mm e 50mm (partindo da posição inicial, indo ao máximo positivo, posteriormente ao máximo negativo e retornando à condição inicial). Os outros casos, “Pulso-20”, “Pulso-50”, “Pulso+20” e “Pulso+50”, representam ciclos parciais: deslocamentos rápidos partindo da posição inicial, indo para os valores máximos ou mínimos e retornando para a condição de origem.

Como é possível observar há uma excelente concordância entre os resultados numéricos e experimentais. No entanto, o modo experimental número 6 só é observado numericamente. Conforme ilustrações apresentadas na Figura 66 e na Figura 67, este pode ser um modo de vibração axial, de difícil identificação experimental.

Figura 66 Modos de vibrar do modelo lançado na longitudinal, segundo o sistema de coordenadas (x , y e z).

Com base na concordância numérico-experimental destes períodos naturais, foram adotadas também as respectivas geometrias modais obtidas a partir do Poliflex3D. A Figura 66 apresenta a geometria dos modos naturais do modelo na longitudinal do tanque de reboque. Tais geometrias foram utilizadas para todas as análises dos ensaios nessa condição de lançamento, já que análises de sensibilidade mostraram pouca variação dos modos de vibração, mesmo com a correnteza máxima de $2,55\text{m/s}$ (escala real). Importante destacar que os gráficos apresentados na Figura 66 correspondem ao sistema coordenado definido na Figura 64. As formas modais representadas por “●” dizem respeito aos modos definidos no plano da catenária (plano $x - z$), já as formas modais representados por “✕” são modos definidos fora do plano da catenária (plano $x - y$ ou plano $z - y$).

A Figura 67, por sua vez, apresenta os mesmos resultados, porém descritos segundo o sistema de coordenadas curvilíneas, na base t , n e b , conforme matriz de rotação apresentada na subseção 3.1.2.

Figura 67 Modos de vibrar do modelo lançado na longitudinal, segundo o sistema de coordenadas (t , n e b).

Tanto na Figura 66 quanto na Figura 67 o sexto e o sétimo modos representam movimentos no plano da catenária. Normalmente, em uma análise de geometria dos modos de vibrar, há uma alternância entre um modo fora do plano e outro no plano da catenária. Além da geometria do sexto modo não ter a configuração clássica de três nós entre as extremidades da linha, a sua frequência não foi observada experimentalmente. Este modo, portanto, pode representar um modo axial. Sendo assim, o sétimo modo será considerado com a configuração de três nós, representando o terceiro modo contido no plano da catenária.

Cabe, ainda, determinar aspectos relativos ao amortecimento estrutural inerente ao modelo reduzido de *riser* utilizado nesta pesquisa.

A Tabela 12 apresentou os resultados dos períodos naturais de oscilação observados nos experimentos. Tais resultados foram obtidos com análises espectrais, via transformadas de Fourier das séries temporais dos alvos dispostos ao longo da linha. Obviamente, tais séries temporais apresentam decaimento do deslocamento, resultado da ação do amortecimento estrutural presente e da própria interação viscosa do modelo com o fluido.

A análise dos níveis de amortecimento a partir das séries temporais de decaimento, no entanto, é extremamente complexa, dado que a resposta à excitação imposta é inerentemente multimodal. A Figura 68 apresenta uma das séries temporais de decaimento, de um dos alvos do modelo, segundo a qual é possível observar a sobreposição de duas ou mais frequências naturais de vibração, impossibilitando uma análise precisa dos coeficientes de amortecimento.

Figura 68 Exemplo de série temporal de decaimento, obtida pela monitoração imersa de um dos alvos ao longo do modelo lançado na longitudinal do tanque.

Contudo, assim como descrito no item 3.1.2, existe a possibilidade de se realizar a decomposição modal das séries temporais de decaimento obtidas nos experimentos. Mediante tal procedimento, obtém-se a série temporal de amplitude modal para cada um dos modos naturais de vibrar. A Figura 69 apresenta a série temporal de amplitude modal do primeiro modo de vibrar (linha azul); modo predominante nos experimentos de decaimento.

Sendo assim, esta série foi utilizada para estimativa²⁷ do coeficiente de amortecimento da linha na configuração ensaiada. A Figura 69 também apresenta o resultado desta estimativa via simulação numérica (linha magenta) e da envoltória do sinal do decaimento (linha preta), segundo a qual se obtém o coeficiente de amortecimento estrutural linear total, $\zeta = 4,5\%$.

Figura 69 Análise da série temporal de amplitude modal do primeiro modo de vibrar, nos experimentos de decaimento.

²⁷ O procedimento utilizado para esta estimativa é usual e pode ser encontrado de maneira detalhada, por exemplo, em Malta (2010).

5.3. DETALHES DA CONFIGURAÇÃO DE LANÇAMENTO TRANSVERSAL

A Figura 70 apresenta a configuração transversal de lançamento do modelo de *riser* no tanque de reboque. Nela também é possível observar algumas das câmeras imersas e, como a foto foi tirada com *flash*, alvos na região de fundo refletiram melhor a luz.

Figura 70 Foto do arranjo experimental com o modelo de riser lançado na transversal do tanque do IPT. Luz do flash reflete-se melhor nos alvos junto ao fundo.

Tabela 13 Dados dos ensaios com o modelo na transversal (escala do modelo).

Dados	Modelo construído
Distância horizontal, d (mm)	3730,00
Lâmina d'água, h (mm)	2500,00
Distância vertical emersa (mm)	382,00
Ângulo de topo, θ_L (graus)	68,1
Comprimento da linha, L (m)	5080,00
Peso total da linha (g)	5715,00

A Tabela 13 e a Figura 71 apresentam as dimensões e características principais do modelo nos ensaios com a correnteza incidindo na direção transversal ao plano de lançamento; ver seta branca destacando o sentido negativo de incidência da correnteza.

Na Figura 71 também são observados: o volume emerso com pontos monitorados (em amarelo) e o ponto de conexão no topo (em azul). É interessante notar que o volume imerso obtido nos ensaios transversais é consideravelmente menor que os obtidos nos ensaios longitudinais. Consequentemente, há um menor número de alvos imersos destacados (em vermelho), em virtude da menor extensão disponível para o lançamento transversal.

O sistema de coordenadas é modificado em função da modificação do aproamento do modelo. No lançamento transversal, a origem continua na âncora e a direção coordenada “Z” positiva continua partindo do fundo em direção à superfície livre; por outro lado, a direção coordenada “X” agora é transversal ao plano da catenária (portanto na direção de reboque) e a coordenada “Y” é negativa partindo da âncora em direção ao topo.

Figura 71 Configuração e definições dos ensaios com o modelo na transversal.

Para estes casos foram analisadas 25 velocidades de correnteza, mais o caso estático, divididos em arquivos conforme descreve a Tabela 14. Também nesta tabela são apresentadas as velocidades nominais de correnteza utilizadas em cada um dos ensaios (escala do modelo).

Tabela 14 Velocidades nominais nos ensaios de VIV agindo na catenária transversal ao tanque de reboque (valores na escala do modelo).

Correnteza Negativa				Correnteza Positiva			
Arquivo	U (m/s)	Arquivo	U (m/s)	Arquivo	U (m/s)	Arquivo	U (m/s)
TRNS-UN00	0,0000	TRNS-UN13	-0,1320	TRNS-UP00	0,0000	TRNS-UP13	0,1320
TRNS-UN01	-0,0264	TRNS-UN14	-0,1408	TRNS-UP01	0,0264	TRNS-UP14	0,1408
TRNS-UN02	-0,0352	TRNS-UN15	-0,1496	TRNS-UP02	0,0352	TRNS-UP15	0,1496
TRNS-UN03	-0,0440	TRNS-UN16	-0,1584	TRNS-UP03	0,0440	TRNS-UP16	0,1584
TRNS-UN04	-0,0528	TRNS-UN17	-0,1672	TRNS-UP04	0,0528	TRNS-UP17	0,1672
TRNS-UN05	-0,0616	TRNS-UN18	-0,1760	TRNS-UP05	0,0616	TRNS-UP18	0,1760
TRNS-UN06	-0,0704	TRNS-UN19	-0,1848	TRNS-UP06	0,0704	TRNS-UP19	0,1848
TRNS-UN07	-0,0792	TRNS-UN20	-0,1936	TRNS-UP07	0,0792	TRNS-UP20	0,1936
TRNS-UN08	-0,0880	TRNS-UN21	-0,2024	TRNS-UP08	0,0880	TRNS-UP21	0,2024
TRNS-UN09	-0,0968	TRNS-UN22	-0,2112	TRNS-UP09	0,0968	TRNS-UP22	0,2112
TRNS-UN10	-0,1056	TRNS-UN23	-0,2200	TRNS-UP10	0,1056	TRNS-UP23	0,2200
TRNS-UN11	-0,1144	TRNS-UN24	-0,2288	TRNS-UP11	0,1144	TRNS-UP24	0,2288
TRNS-UN12	-0,1232	TRNS-UN25	-0,2376	TRNS-UP12	0,1232	TRNS-UP25	0,2376

5.3.1. Análise Estática do Modelo Lançado na Transversal

Em analogia ao lançamento longitudinal, os dados da configuração estática experimentalmente obtida para o modelo lançado na transversal também foram comparados com resultados numéricos obtidos a partir do Poliflex3D. A Figura 72 apresenta esta comparação. Novamente, pequenos ajustes no comprimento da linha (inferiores a 1%) foram adotados para uma semelhança numérico-experimental mais adequada.

Figura 72 Análise comparativa entre a geometria da catenária transversal monitorada pelos sistemas óticos e aquela obtida com base no Poliflex3D.

Apesar da configuração geométrica do lançamento da catenária ser diferente, o ângulo de topo e o comprimento do trecho suspenso da linha no lançamento transversal são bastante parecidos com os respectivos valores adotados para o lançamento longitudinal, descritos na seção anterior. Isso decorre da intenção de se criar uma base apropriada de comparação entre os resultados de VIV nas duas configurações de catenária.

Com os ajustes comentados, foi obtida uma boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais, o que novamente possibilitou a utilização do Poliflex3D como provedor das formas modais utilizadas pelas análises experimentais contidas neste texto.

5.3.2. Ensaios de Decaimento com o Modelo Lançado na Transversal

Foram realizadas, então, as análises para determinação das frequências naturais (ou períodos naturais) de vibração do modelo lançado na transversal do tanque de reboque. Mais uma vez, tais análises foram realizadas a partir da avaliação do período de oscilação das séries temporais de movimento dos alvos ao longo da linha, obtidas nos ensaios de decaimento.

A Tabela 15 apresenta os resultados dos 15 primeiros períodos naturais experimentalmente obtidos a partir de ensaios de decaimento, comparados com resultados numéricos obtidos a partir do programa Poliflex3D. Novamente, a terceira coluna dá a orientação do modo de vibrar, segundo a qual:

- Orientação 1 representa os modos de vibrar ortogonais ao plano de lançamento, ou fora do plano da catenária (X);
- Orientação 2 representa os modos de vibrar no plano da catenária (YZ).

As colunas subsequentes apresentam os resultados experimentais obtidos segundo análise espectral das séries temporais de decaimento. São apresentados resultados de decaimentos a partir de pequenos golpes ao longo da linha e mediante pulsos no mecanismo servo-atuador no topo da mesma.

Neste caso, os decaimentos por impacto foram divididos em: (i) impacto na transversal, ou seja, aqueles onde a linha foi tirada de sua condição de equilíbrio com a haste golpeando-a na direção aproximadamente transversal ao plano da catenária – caso indicado por “Toq. Tran”; e (ii) impacto longitudinal, situação análoga mas com perturbação na direção do plano da catenária – identificada por “Toq. Long”. Interessante notar que, apesar do procedimento diferente, os resultados foram praticamente os mesmos nos decaimentos a partir de impactos. Os ensaios de decaimento por pulso foram divididos de maneira semelhante ao caso do modelo na longitudinal, ou seja: “Pulso20” e “Pulso50” que representam o atuador movimentando-se em um ciclo completo, com amplitudes de 20mm e 50mm; e os casos “Pulso-20”, “Pulso-50”, “Pulso+20” e “Pulso+50” representando os pulsos em meio ciclo.

Tabela 15 Resultados dos decaimentos com o modelo lançado na transversal (valores de período na escala real para facilidade de comparação com o Poliflex3D).

Modo	Numérico (s)	Orientação	Experimental Transversal							
			Toq. Tran	Toq. Long	Pulso20	Pulso50	Pulso-20	Pulso-50	Pulso+20	Pulso+50
1	23,57	1	22,64	25,27	23,76	24,00	22,86	23,76	22,64	23,08
2	13,78	2	13,04	13,25	13,26	13,11	13,26	13,33	13,33	13,33
3	11,87	1	11,54	11,82	11,65	10,86	11,48	12,24	13,19	11,37
4	9,18	2	8,45	8,22	8,45	8,51	8,42	8,54	8,51	8,57
5	7,89	1	7,65	7,82	8,36	7,65	8,33	8,08	8,42	7,65
6	7,02	2	-	-	-	-	-	-	-	-
7	5,97	2	5,88	5,77	5,91	5,85	6,08	6,38	6,00	6,27
8	5,88	1	5,67	5,81	5,58	5,66	5,66	5,62	5,61	5,70
9	4,68	2	4,50	4,53	4,49	4,47	4,37	4,40	4,47	4,49
10	4,66	1	4,48	4,60	4,25	4,40	4,31	4,40	4,36	4,51
11	3,89	2	3,71	-	-	-	3,59	3,61	-	3,70
12	3,85	1	3,68	3,80	3,75	3,72	3,80	3,58	3,65	3,58
13	3,27	2	3,11	-	-	3,11	3,17	3,15	3,17	3,13
14	3,26	1	-	-	-	-	-	-	-	-
15	2,84	2	3,13	-	-	3,10	3,10	3,12	3,10	-

Figura 73 Modos de vibrar do modelo lançado na transversal, segundo o sistema de coordenadas (x , y e z).

Assim como no caso com correnteza longitudinal, é possível observar uma excelente concordância entre os resultados numéricos e experimentais. Além disso, o modo experimental número 6 foi observado apenas numericamente.

Sendo assim, foram definidas para a continuidade do estudo, as respectivas geometrias dos modos naturais obtidas com o Poliflex3D, apresentadas na Figura 73. Novamente, análises de sensibilidade mostraram pouca variação dos modos de vibração com a máxima correnteza de 2.55m/s (escala real). Os gráficos apresentados na Figura 73 correspondem ao sistema coordenado definido na Figura 71. As formas modais representadas por “●” dizem respeito aos modos definidos no plano da catenária (plano $y - z$), já as formas modais representados por “✕” são modos definidos fora do plano da catenária (plano $x - y$ ou plano $x - z$).

Figura 74 Modos de vibrar do modelo lançado na transversal, segundo o sistema de coordenadas (t , n e b).

A Figura 74, analogamente, apresenta os mesmos modos de vibrar representados, agora, no sistema de coordenadas curvilíneas, base t , n e b , conforme matriz de rotação apresentada na subseção 3.1.2.

Em ambos os sistemas de coordenadas, os resultados geométricos dos modos de vibrar são bem parecidos, comparando os lançamentos na longitudinal e transversal. Tal observação se faz via comparação com formas modais já apresentadas na Figura 66 e na Figura 67. Tal semelhança já era esperada, na medida em que o trecho suspenso das duas configurações se mostrou geometricamente parecido, conforme comentário anterior.

Apoiada pela mesma semelhança quanto ao comprimento suspenso, análises quanto ao amortecimento estrutural do modelo transversal vibrando em seu primeiro modo conduzem a $\zeta \cong 4,5\%$.

6. RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO VIV NA CATENÁRIA LONGITUNINAL

Conforme divisão estabelecida no início do capítulo anterior, esta seção apresenta os resultados dos experimentos realizados com a linha posicionada longitudinalmente à direção de reboque.

6.1. MAIS ALGUNS ASPECTOS PARA A CARACTERIZAÇÃO DOS RESULTADOS

A Figura 75 e a Figura 76 apresentam a nomenclatura adotada para a descrição dos resultados obtidos com os ensaios de VIV no modelo de *riser* lançado e rebocado na longitudinal do tanque de provas. Desta vez, no entanto, destacam os 49 pontos (alvos) monitorados pelo sistema de aquisição de imagens, especificamente: 1 ponto fixo no topo (em azul), 4 pontos emersos (em amarelo) e 44 pontos imersos.

Figura 75 Descrição da nomenclatura dos alvos (Ensaio Longitudinal).

Conforme descrito, as posições de cada alvo durante a realização dos experimentos, $P_i = P_i(t)$ com $i = 1, 2, \dots, 49$, são registradas pelo sistema de monitoração em coordenadas cartesianas (x , y e z), tomadas em relação ao sistema global (X , Y e Z), na âncora. Havendo necessidade, estas coordenadas podem ser convertidas para o sistema curvilíneo (t , n e b), conforme descrito na subseção 3.1.2.

Para a apresentação mais clara dos resultados, também foi feita a distinção entre análises dependendo do sentido da correnteza atuando na linha, sendo que os mesmos foram divididos em dois grupos: (i) correnteza atuando pelo Dorso (UD) da catenária; e (ii) correnteza atuando pelo Intradorso (UI) da catenária. A Figura 76 define esses sentidos da correnteza nos experimentos com configuração longitudinal.

Figura 76 Sentidos de atuação da correnteza nos ensaios com a catenária lançada na longitudinal.

6.2. CORRENTEZA ATUANDO PELO DORSO DA CATENÁRIA (UD)

6.2.1. Análises de Excitação Modal Promovida pelo VIV

A Figura 77 apresenta os resultados de amplitude modal como função da velocidade reduzida, V_{r1} , obtidas nos ensaios de VIV com a correnteza atuando pelo dorso catenária longitudinal. Os módulos das amplitudes de cada modo de vibrar são apresentadas em cores, com o padrão de indicadores: “●” para movimentos no plano da catenária e “✕” para movimentos fora do plano da catenária. Nas ordenadas, de cima para baixo, são apresentados m: valores médios entre os 10% das amplitudes **máximas**, adimensionalizadas pelo diâmetro do modelo, a_{max}/D ; valores médios entre os 10% das amplitudes **mínimas**, adimensionalizadas pelo diâmetro do modelo, a_{min}/D ; e valores **rms** – root mean square – das amplitudes também adimensionalizados pelo diâmetro do modelo, a_{rms}/D . Rever método de análise no capítulo 3.

Figura 77 Amplitudes modais de VIV como função das velocidades reduzidas incidindo pelo dorso da catenária longitudinal (UD).

Neste caso, para o cálculo das velocidades reduzidas, V_r , foi utilizada em todos os ensaios a frequência natural do primeiro modo, $f_{n1} = 0,042\text{Hz}$, fora do plano da catenária. Desta maneira é possível observar claramente o comportamento dinâmico para cada um dos modos. Além disso, a velocidade utilizada para o cálculo dos V_r foi a nominal do ensaio, apresentada na Tabela 11. Este último procedimento será melhor discutido adiante.

Figura 78 Históricos de amplitude modal no ensaio LONG-UD04 – $V_r = 6,1$.

A título de exemplo, a Figura 78 reproduz os históricos temporais das amplitudes modais calculadas no ensaio de número 4 (LONG-UD04 da Tabela 11 ou quarto ponto da esquerda para direita, $V_r = 6,1$, na Figura 77). De acordo com essa figura, é possível observar uma resposta mais pronunciada no primeiro modo natural, fora do plano da catenária, representada pelo histórico em azul. Além dessa, nota-se também uma considerável resposta no segundo modo natural, contida no plano da catenária, representada pelo histórico em verde.

Como os registros de amplitude modal nem sempre exigem regularidade como a apresentada na Figura 78, mostrou-se indicada a apresentação dos três tipos de cálculo: (i)

média dos 10% maiores picos, a_{max}/D ; (ii) média dos 10% menores picos, a_{min}/D ; e (iii) valores rms – *root mean square* do sinal, a_{rms}/D .

Ainda com relação aos gráficos da Figura 77, é possível observar a coexistência de modos de vibrar em função da intersecção de duas ou mais curvas em intervalos consideráveis de velocidade reduzida. Por exemplo, os modos naturais 1 (azul) e 3 (verde), ambos fora do plano (marcados com “✕”), coexistem fortemente entre $V_r = 10,2$ e $V_r = 11,2$; comparar históricos de amplitude modal do ensaio LONG-UD08, Figura 80, com os históricos do ensaio LONG-UD09, Figura 81.

Apesar disso, seus picos ressonantes se dão respectivamente em $V_r = 7,1$ e $V_r = 13,3$; comparar históricos de amplitude modal do ensaio LONG-UD05, Figura 79, com os históricos do ensaio LONG-UD11, Figura 82.

Figura 79 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UD05 – $V_r = 7,1$.

Figura 80 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UD08 – $V_r = 10,2$.

Figura 81 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UD09 – $V_r = 11,2$.

Figura 82 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UD11 – $V_r = 13,3$.

Na Figura 79, é possível observar a dominância clara do primeiro modo de vibrar, $1^\circ\mathcal{M}^{28}$, já que a decomposição modal resulta em predominância das amplitudes deste modo, ainda que se observe um pequeno aumento das amplitudes em $2^\circ\mathcal{M}$ ao final dessa condição de ensaio. Por outro lado, na Figura 80, e mais na Figura 81, notam-se os resultados da transição entre modos naturais, particularmente uma espécie de competição entre $1^\circ\mathcal{M}$ e $3^\circ\mathcal{M}$, ambos fora do plano, e que se alternam quanto à dominância da resposta de VIV. Na Figura 82, por sua vez, é possível observar a dominância do $3^\circ\mathcal{M}$ no comportamento de resposta do modelo reduzido de *riser*.

De uma maneira geral, em todas as condições são observadas amplitudes maiores de resposta fora do plano da catenária, com resultados na faixa de $a/D = 0,6 \sim 0,7$, enquanto os movimentos no plano da catenária chegam a no máximo $a/D = 0,3$. Como esperado, a análise dos históricos de amplitude modal reflete os resultados sintetizados pelas curvas da Figura 77.

²⁸ Por concisão, adotaremos notação deste tipo para designação dos modos naturais, deste ponto em diante intensamente referenciados.

Outra análise interessante sobre a geometria dos modos de vibrar pode ser observada na Figura 83. Nessa figura são apresentadas as evoluções temporais do movimento fora do plano da catenária, ou direção Y transversal ao reboque, nas condições LONG-UD05, LONG-UD08, LONG-UD09 e LONG-UD11.

Os gráficos mostram nas abscissas o tempo do ensaio, t , e nas ordenadas a posição ao longo do modelo, apresentadas em escala real para eventual comparação numérica. Vale resaltar que, apesar dos alvos promoverem monitoração discreta ao longo do modelo, estes gráficos dão uma boa ideia da geometria dos modos de vibrar, justamente pela adoção da coordenada curvilínea, s . Além disso, os gráficos da Figura 83 apresentam, ainda, os deslocamentos transversais gerais (sem decomposição modal) em escala de cor adimensionalizada pelo diâmetro do *riser*. Também é indicada, por intermédio de linhas tracejadas pretas, a região em que não foi possível monitorar alvos, conforme procedimento descrito na seção 5.2.

Figura 83 Evolução temporal dos deslocamentos na direção Y dos ensaios LONG-UD05, 08, 09 e 11.

No gráfico mais acima, referente à condição LONG-UD05, observa-se o comportamento geométrico característico do $1^{\circ}\mathcal{M}$, visto não haver nenhum nó entre as extremidades da linha. Nos dois gráficos centrais, referentes às condições LONG-UD08 e LONG-UD09, mais uma vez se observam os efeitos da transição entre $1^{\circ}\mathcal{M}$ e $3^{\circ}\mathcal{M}$, sendo o comportamento da condição UD08 mais próximo daquele modo e o comportamento da condição UD09 mais próximo deste. No gráfico mais abaixo, referente à condição LONG-UD11, observa-se o comportamento geométrico da resposta predominante em $3^{\circ}\mathcal{M}$, caracterizado por um só nó em $s \cong 425m$ na Figura 83, ou seja, próximo ao alvo 25.

O gráfico de evolução temporal é comumente utilizado na análise de propagação de ondas de flexão ao longo da linha. Este comportamento é identificado em gráficos de evolução temporal quando as linhas de deslocamento parecem se inclinar em relação ao eixo das ordenadas. Sabe-se também, conforme discutido em Swithenbank e Vandiver (2007), que a variação no perfil de velocidades ao longo é um agente gerador desta propagação.

Segundo esta caracterização, era de se esperar que na catenária, por conta do princípio da independência, as ondas de flexão em propagação fossem evidenciadas de maneira recorrente. Este comportamento, no entanto, foi aparentemente identificado em pouquíssimos ensaios desta pesquisa, assim mesmo, de forma bastante sutil.

Os gráficos de amplitude modal se mostram muito úteis e as observações ali contidas podem e devem ser enriquecidas com análises no domínio da frequência. O procedimento combinado, então, garante uma maior precisão nas assertivas com relação ao fenômeno de VIV na catenária.

Figura 84 Análise de frequência do ensaio LONG-UD05 – $V_r = 7,1$.

A Figura 84 apresenta os gráficos da análise em frequência sobre os históricos de amplitude modal dos modos de vibrar números 1, 2, 3 e 4 (registros da Figura 79), referentes ao ensaio LONG-UD05, em $V_r = 7,1$. Como elemento de análise este procedimento faz uso das frequências instantâneas definidas pela técnica de Hilbert-Huang, já descrita na subseção 3.1.2.

Cada gráfico da Figura 84 mostra em sua abscissa o tempo do ensaio, t , na ordenada as frequências, enquanto na escala de cor são apresentadas as respectivas amplitudes de movimento. Há também, em cada gráfico, uma linha branca horizontal que indica a frequência natural do respectivo modo, 1, 2, 3 ou 4.

Como é possível observar, há sincronismo aproximado entre a frequência do movimento no ensaio LONG-UD05 (dispersão de pixels vermelhos no gráfico da esquerda) e a frequência natural do 1ºM (linha branca no mesmo gráfico). O 3ºM, embora apresente amplitudes de movimento bem menores, também exhibe sincronização que altera levemente o comportamento do 1ºM ao final do ensaio, para $t > 1750s$. Este último comportamento pode ser atribuído ao fato do sistema ser forçado em frequências próximas ao 1ºM, no entanto, apresentando respostas em outros modos, com amplitudes consideravelmente menores e frequências diferentes.

De fato, como pode ser visto na Figura 79, ao final do ensaio LONG-UD05 há um aumento na amplitude do 2ºM de vibrar. Este comportamento também pode ser observado na Figura 84, onde há certo nível de movimento em 2ºM e também em 4ºM, como indicação de um possível acoplamento modal.

A Figura 85 e a Figura 86 apresentam, respectivamente, análises de frequência das amplitudes modais para os ensaios LONG-UD08, em $V_r = 10,2$, e LONG-UD09, em $V_r = 11,2$; condições representantes da região de transição entre o 1ºM e o 3ºM da catenária longitudinal. Em ambos os experimentos pode-se observar que as frequências de vibração ficam próximas das frequências naturais dos respectivos modos. Ou seja, a amplitude modal do primeiro modo de vibrar responde em sua frequência natural, 1ºM $\langle f_{n1} \rangle$ ²⁹, e a amplitude modal do terceiro modo responde próximo à frequência natural do terceiro modo, 3ºM $\langle f_{n3} \rangle$, sendo que ambas as frequências permanecem constantes durante a maior parte do ensaio. No entanto, como esperado, as amplitudes modais observadas no ensaio UD08 são maiores no 1ºM, enquanto as do ensaio UD09 são maiores no 3ºM.

²⁹ Também por concisão, esta notação denota a(s) frequência(s) no comportamento do modo natural designado e será intensamente utilizada deste ponto em diante.

Figura 85 Análise de frequência do ensaio LONG-UD08 – $V_r = 10,2$.

Figura 86 Análise de frequência do ensaio LONG-UD09 – $V_r = 11,2$.

A Figura 87 apresenta análises em frequência durante o ensaio LONG-UD11, aquele em $V_r = 13,3$ (região do pico ressonante de terceiro modo); análises estas, baseadas nos históricos de amplitudes modais da Figura 82. Como esperado, as maiores amplitudes de resposta são encontradas no gráfico referente ao $3^\circ \mathcal{M}\langle f \approx f_{n3} \rangle$. Interessante notar que os modos 1, 2, 5 e 8 também respondem na maior parte do tempo, porém, todos com frequências de resposta próxima de f_{n3} , com maior ou menor dispersão no entorno deste valor, a depender do modo natural. Também são observadas respostas significativas nos modos 6 e 7, ambos respondendo com frequência próxima à frequência natural deste último, $6^\circ \mathcal{M}\langle f \approx f_{n7} \rangle$ e $7^\circ \mathcal{M}\langle f \approx f_{n7} \rangle$.

Figura 87 Análise de frequência do ensaio LONG-UD11 – $V_r = 13,3$.

Com base na Tabela 12, note que a riqueza de excitação modal advém de acoplamentos dos movimentos no plano e fora do plano de lançamento da catenária, respeitando padrões de multiplicidade, provavelmente ditados pela própria característica da emissão de vórtices. Como exemplo, ainda na Figura 87, verifica-se que a excitação do $7^\circ \mathcal{M}\langle f \approx f_{n7} \rangle$, com $f_{n7} \cong 0,16Hz$ no plano da catenária, corresponde praticamente ao dobro

da frequência do $3^{\circ}\mathcal{M}$ ($f \approx f_{n3}$), com $f_{n3} \cong 0,08\text{Hz}$ fora do plano de lançamento. Este comportamento se assemelha muito àquele usualmente descrito na literatura, segundo o qual, movimentos no plano, *VIV inline*, pulsam com o dobro da frequência do movimento fora do plano, *VIV cross-flow*; ver, por exemplo, Morooka e Tsukada (2013).

Ainda com base na Figura 77, outras regiões interessantes para as análises em amplitude e frequência podem ser apontadas.

A Figura 88 e a Figura 89, por exemplo, apresentam as amplitudes modais da região de transição entre o $3^{\circ}\mathcal{M}$ e o $5^{\circ}\mathcal{M}$, definidas pelos ensaios LONG-UD14, em $V_r = 16,3$, e LONG-UD15, em $V_r = 17,3$.

De maneira semelhante à primeira região de transição entre modos, a mudança do $3^{\circ}\mathcal{M}$ para o $5^{\circ}\mathcal{M}$ também apresenta certa alternância nas amplitudes modais, sendo que as maiores amplitudes de resposta são encontradas no $3^{\circ}\mathcal{M}$ na condição da Figura 88, enquanto se concentram mais no $5^{\circ}\mathcal{M}$ na condição da Figura 89.

Figura 88 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UD14 – $V_r = 16,3$.

Figura 89 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UD15 – $V_r = 17,3$.

Figura 90 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UD17 – $V_r = 19,4$.

A Figura 90, por sua vez, apresenta os históricos de amplitude modal na região do pico de reposta ressonante no quinto modo de vibrar, ensaio LONG-UD17 com $V_r = 19,4$. Neste gráfico observa-se a dominância do $5^{\circ}\mathcal{M}$ no decorrer de todo o ensaio. Assim como nas regiões de pico ressonante do $1^{\circ}\mathcal{M}$ e do $3^{\circ}\mathcal{M}$, os resultados de amplitude modal do $5^{\circ}\mathcal{M}$ apresentaram valores de movimento com amplitudes na faixa de $(a/D)_{n5} = 0,6 \sim 0,7$.

A Figura 91 apresenta a evolução temporal de movimento na direção Y, transversal ao plano de lançamento e reboque da catenária, para estes três últimos ensaios discutidos: LONG-UD14, LONG-UD15 e LONG-UD17. De maneira semelhante à primeira transição entre modos naturais, os gráficos superior e central (UD14 e UD15) apresentam movimentos, que se alternam entre o $3^{\circ}\mathcal{M}$ e o $5^{\circ}\mathcal{M}$. Já o gráfico inferior (UD17) apresenta um movimento bem definido no $5^{\circ}\mathcal{M}$, que é caracterizado pela presença de dois nós entre as extremidades da linha; ver número de prováveis nós ao longo do modelo.

Figura 91 Evolução temporal dos deslocamentos na direção Y dos ensaios LONG-UD14, 15 e 17.

Também nestes três últimos casos apresentados, a análise das frequências de resposta se faz necessária para entender o comportamento dinâmico do modelo ensaiado.

Assim, a Figura 92 apresenta os gráficos das análises em frequência para os oito primeiros modos naturais do ensaio LONG-UD14, em $V_r = 16,3$, realizadas com base nas séries de amplitude modal da Figura 88.

Inspecionando-se os resultados a partir da escala de cores, é possível perceber um predomínio de movimentos no $3^{\circ}\mathcal{M}(f \approx f_{n3})$. Há também um considerável nível de movimento no $5^{\circ}\mathcal{M}(f \approx f_{n5})$. O primeiro modo, com menos amplitude, vibra ora em sua frequência própria, ora na frequência do terceiro modo, $1^{\circ}\mathcal{M}(f \approx f_{n1} \text{ ou } f_{n3})$.

Figura 92 Análise de frequência do ensaio LONG-UD14 – $V_r = 16,3$.

Analogamente, a Figura 93 apresenta resultados da análise em frequência do ensaio LONG-UD15, em $V_r = 17,3$, obtidos com base nas séries de amplitude modal da Figura 89.

Neste ensaio, como esperado, há um maior domínio do $5^\circ\mathcal{M}\langle f \approx f_{n5} \rangle$. Há também uma considerável amplitude modal no $3^\circ\mathcal{M}$ e uma menor no $1^\circ\mathcal{M}$, ambas caracterizadas por frequências próximas às naturais próprias, com alguma dispersão.

Assim como no caso anterior, o oitavo modo natural insinua contribuição na frequência do quinto modo natural, $8^\circ\mathcal{M}\langle f \approx f_{n5} \rangle$.

Figura 93 Análise de frequência do ensaio LONG-UD15 – $V_r = 17,3$.

Finalmente, na Figura 94, apresentam-se os resultados das análises em frequência para o ensaio LONG-UD17, com $V_r = 19,4$, obtidos com base nas séries de amplitudes modais deste ensaio, apresentadas na Figura 90. Coerente com a expectativa para a região de pico ressonante do $5^{\circ}\mathcal{M}$, a dominância dos movimentos neste modo fica evidente, sendo que a frequência preponderante neste, bem como no 3° e no $8^{\circ}\mathcal{M}$ presentes, se estabelece próxima da frequência natural do quinto modo, ou seja, em $f \approx f_{n5}$.

Figura 94 Análise de frequência do ensaio LONG-UD17 – $V_r = 19,4$.

A exceção a esta última observação está no resultado da amplitude modal do primeiro modo de vibrar, onde há uma grande concentração de movimento na sua frequência natural, mas alternada com a frequência do quinto modo, $1^\circ\mathcal{M}\langle f \approx f_{n1} \text{ ou } f_{n5} \rangle$. Este resultado pode ser observado também na Figura 77, onde é possível perceber um pequeno pico de resposta do $1^\circ\mathcal{M}$, próximo ao ensaio LONG-UD16 ($V_r = 18,4$). Este pico de amplitude modal de primeiro modo chega a $(a/D)_{n1} \sim 0,3$, que é um valor relativamente alto para uma excitação em velocidade longe da região de ressonância típica para excitação desse modo.

Outra observação interessante são as amplitudes apreciáveis observadas no $9^\circ\mathcal{M}$, cujos movimentos se dão no plano da catenária. Sua frequência característica, no entanto, não é a própria do modo, mas aquela referente ao $11^\circ\mathcal{M}$, ou seja, $f_{n11} \cong 2,55\text{Hz}$. De fato, a excitação em $f \approx f_{n11}$, que se dá no plano da catenária devido ao VIV *inline*, tem aproximadamente o dobro da frequência do pico ressonante de $5^\circ\mathcal{M}$, com $f_{n5} \cong 1,25\text{Hz}$, acontecendo fora do plano, ou seja, devido a um VIV *cross*.

Movimentos significativos em $11^\circ\mathcal{M}\langle f \approx f_{n11} \rangle$, no entanto, não foram observados até as velocidades de reboque ensaiadas.

Buscando completar a varredura de comportamentos até a velocidade máxima ensaiada, a seguir são apresentados os resultados da região de transição entre o $5^\circ\mathcal{M}$ e o $8^\circ\mathcal{M}$, bem como os resultados do ensaio em que foi obtido o pico de resposta do $7^\circ\mathcal{M}$. Lembrar que, de acordo com a caracterização do modelo lançado na longitudinal, sintetizada na Tabela 12, capítulo 5:

- $1^\circ\mathcal{M}$, $3^\circ\mathcal{M}$, $5^\circ\mathcal{M}$, $8^\circ\mathcal{M}$, $10^\circ\mathcal{M}$, $12^\circ\mathcal{M}$ e $14^\circ\mathcal{M}$ dizem respeito a vibrações na direção ortogonal ao plano de lançamento;
- Enquanto, $2^\circ\mathcal{M}$, $4^\circ\mathcal{M}$, $7^\circ\mathcal{M}$, $9^\circ\mathcal{M}$, $11^\circ\mathcal{M}$, $13^\circ\mathcal{M}$ e $15^\circ\mathcal{M}$ referem-se a vibrações no plano de lançamento da catenária.

A Figura 95 e a Figura 96 apresentam as amplitudes modais desta região de transição entre o $5^\circ\mathcal{M}$ e o $8^\circ\mathcal{M}$, particularmente representada pelos ensaios LONG-UD21, em $V_r = 23,4$ e LONG-UD22, em $V_r = 24,5$. De maneira análoga aos casos anteriores, há uma predominância do $5^\circ\mathcal{M}$ no ensaio UD21 e do $8^\circ\mathcal{M}$ no ensaio UD22, ainda que, ao final deste último ensaio, também haja uma predominância de $5^\circ\mathcal{M}$. De certa forma, este comportamento é esperado, justamente por se estar analisando uma região de transição entre modos, que deve ser entendida de forma mais clara com as análises em frequência, adiante apresentadas.

Figura 95 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UD21 – $V_r = 23,4$.

Figura 96 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UD22 – $V_r = 24,5$.

A Figura 97 apresenta as amplitudes modais do pico ressonante em $8^{\circ}\mathcal{M}$, ensaio LONG-UD24, com $V_r = 26,5$. Conforme esperado, a maior amplitude modal é observada neste modo natural. Por outro lado, diferentemente do que acontece próximo aos picos ressonantes dos modos 1, 3 e 5, a amplitude modal do $8^{\circ}\mathcal{M}$ é, agora, bem menos regular, apresentando batimentos que caracteriza certa alternância entre modos de vibrar adjacentes. Este comportamento pode ser explicado, em parte, por eventuais perturbações possivelmente provocadas por flutuações na velocidade de reboque do arranjo experimental.

Figura 97 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UD24 – $V_r = 26,5$.

A Figura 98 apresenta os gráficos de evolução temporal destes três últimos experimentos: LONG-UD21, LONG-UD22 e LONG-UD24. O comportamento observado é semelhante àqueles das análises já realizadas. Vale destacar, no entanto, a configuração do $8^{\circ}\mathcal{M}$ de vibrar, que apresenta quatro nós entre as extremidades do modelo; ainda que o comportamento não seja tão regular como nos casos predecessores. Como comentado, este comportamento irregular pode ser fruto de vibrações no carro de reboque.

Outro ponto a ser observado são as inclinações dos gráficos de evolução temporal, principalmente no ensaio LONG-UD24. Mesmo que de maneira sutil, estas inclinações

parecem indicar o início de um regime de ondas de flexão em propagação, ou *traveling waves*, o que pode influenciar ainda mais a irregularidade do comportamento das amplitudes modais. Conforme comentado na Figura 37, não é foco deste estudo a análise de *traveling waves*.

Figura 98 Evolução temporal dos deslocamentos na direção Y dos ensaios LONG-UD21, 22 e 24.

Dando seqüências às análises, a Figura 99 e a Figura 100 apresentam os resultados em frequência dos ensaios LONG-UD21 e LONG-UD22, respectivamente obtidos com base nas séries de amplitude modal da Figura 95 e da Figura 96. Ao contrário das regiões de transição anteriores, no primeiro caso é possível perceber a predominância de uma mesma frequência em praticamente todos os modos de vibrar fora do plano da catenária (1, 3, 5 e 8). Nos casos anteriores, cada modo perto da região de transição vibrava com sua respectiva frequência, o que não foi observado aqui.

Figura 99 Análise de frequência do ensaio LONG-UD21 – $V_r = 23,4$.

Assim como identificado na Figura 96, decorridos aproximadamente 2000s do ensaio LONG-UD22 há uma mudança no modo de vibrar da linha, que passa do 8ºM para o 5ºM. Nos gráficos da Figura 100 este comportamento é confirmado pela mudança de frequência de vibração naquele instante de tempo. Note que, de uma maneira bastante sutil, o 1ºM e o 3ºM também são influenciados por esta mudança.

Figura 100 Análise de frequência do ensaio LONG-UD22 – $V_r = 24,5$.

A Figura 101 mostra os resultados da análise em frequência das vibrações ocorridas durante o ensaio de VIV LONG-UD24, obtidos com base nas séries de amplitude modal da Figura 97.

Figura 101 Análise de frequência do ensaio LONG-UD24 – $V_r = 26,5$.

Observa-se o predomínio da frequência de $8^\circ\mathcal{M}$ em praticamente todos os modos de vibrar fora do plano. No entanto, também são observados movimentos significativos do primeiro modo na sua frequência natural, $8^\circ\mathcal{M}\langle f \approx f_{n1} \text{ ou } f_{n8} \rangle$. Conforme comentado, este comportamento também foi observado nas regiões de pico ressonante dos modos anteriores.

Além disso, para os movimentos no plano da catenária há uma maior ocorrência do $13^\circ\mathcal{M}$. No entanto, novamente a frequência dominante fica mais próxima da frequência do modo 15, $f_{n15} \cong 3,52\text{Hz}$, aproximadamente o dobro da frequência do oitavo modo, $f_{n8} \cong 1,68\text{Hz}$.

6.2.2. Análises de Síntese e Comparações

Finalizada a análise das regiões de interesse na Figura 77, a Figura 102 sintetiza os mesmos resultados de amplitude modal, agora, apresentados como função da velocidade reduzida calculada de acordo com a frequência natural de cada um dos respectivos modos de vibrar, definidos como V_{rn} , onde $n = 1, 2, 3, \dots, 15$

Analogamente, novamente são apresentados três valores de amplitude adimensionalizada pelo diâmetro do modelo D , quais sejam: (i) a média dos 10% maiores picos (a_{max}/D), gráfico superior; (ii) a média dos 10% menores picos (a_{min}/D), gráfico central; e (iii) o valor rms – *root mean square* – dos sinais de amplitude modal (a_{rms}/D).

Na Figura 102, é possível observar a sobreposição consistente das regiões de sincronização dos três primeiros modos naturais de vibrar do modelo de catenária longitudinal submetido ao VIV, tipicamente compreendidas em $4 \leq V_{rn} < 10$. Note, no entanto, que para o $1^\circ\mathcal{M}\langle f \approx f_{n1} \rangle$ essa faixa de excitação é mais ampla, se estendendo até $V_{rn} \cong 13$. De fato, o resultado do $1^\circ\mathcal{M}\langle f \approx f_{n1} \rangle$ é bastante característico de sistema com baixo valor de massa reduzida, $m^* < 6$, exibindo um nítido ramo inferior de resposta ressonante; o conhecido *Lower branch*. Rever efeitos da massa reduzida na resposta do VIV, Figura 9.

De fato, a massa reduzida³⁰ do modelo de *riser* ensaiado é de $m^* = 3,72$, sob a qual parece haver uma maior influência relativa da massa adicional na resposta de VIV de $1^\circ\mathcal{M}\langle f \approx f_{n1} \rangle$.

³⁰ Calculada de acordo com a equação (6), apresentada na seção 2.2, onde $m^* = 4m/\rho\pi D^2$, com m referindo-se à massa estrutural oscilante.

Figura 102 Amplitude modais de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida, V_{rn} , calculada com base nas respectivas frequências naturais de cada modo natural da catenária longitudinal. Velocidades incidindo pelo dorso (UD).

No caso da catenária, no entanto, parece haver efetivamente influência da massa modal que é associada à energia cinética do modo. Assim, a comparação entre comportamentos se mostra mais adequada se considerada à luz da massa modal calculada com base na equação (35); neste caso, $m_n^* = 1,79^{31}$. Consideração análoga se faz pertinente quando na avaliação do parâmetro $M_n/\rho D^2 = 1,40$, mais adequado às comparações com os resultados encontrados em Vandiver (1993), adiante discutidas.

$$M_n = m \int_0^L \psi_n^2(s) ds = 0,48 m \quad (35)$$

Ainda com base na Figura 102, o *Lower branch* parece não ser tão evidente para os demais modos de vibrar, sendo que na análise via valor rms há uma redução da faixa de sincronização com o aumento do modo de vibrar excitado. Em outras palavras, o $1^\circ \mathcal{M}\langle f \approx f_{n1} \rangle$ (linha azul) se estende de $V_{rn1} = 4$ a $V_{rn1} = 13$; o $3^\circ \mathcal{M}\langle f \approx f_{n3} \rangle$ (linha verde) de

³¹ No conceito de massa modal, tanto a massa estrutural, quanto a massa adicional, devem ser consideradas. No entanto, a massa reduzida (equação (6)) não leva em consideração a massa adicional. Portanto o coeficiente é multiplicado somente pela massa estrutural, já que a massa adicional varia ao longo da linha, sendo dependente de ds .

$V_{rn3} = 4$ a $V_{rn3} = 9$ e o $5^\circ\mathcal{M}\langle f \approx f_{n5} \rangle$ (linha vermelha) de $V_{rn5} = 4$ a $V_{rn5} = 7$. Este comportamento também deve estar associado à influência da massa modal, dependente da amplitude e frequência de resposta, com reflexos no próprio mecanismo de sincronização.

Além disso, os resultados modais da Figura 102 são coerentes com os resultados de VIV apresentados no capítulo 2 desta tese, particularmente aqueles de Vandiver (1993), Figura 12, obtidos a partir de cilindros flexíveis verticais. Neste sentido, a Figura 103, à esquerda, compara as amplitudes modais máximas (média entre os 10% maiores picos) com os resultados de Vandiver. Na mesma figura, à direita, comparação semelhante se faz a partir dos valores rms de amplitude modal.

Figura 103 Comparação entre as amplitudes modais fora do plano da catenária longitudinal (UD), $M_n/\rho D^2 = 1,40$, e as amplitudes experimentais de cilindros flexíveis encontradas em Chung (1987 apud Vandiver, 1993), onde: $\blacksquare$, $m/\rho D^2 = 0,78$; $\otimes$, $m/\rho D^2 = 1,77$; $\triangle$, $m/\rho D^2 = 3,8$; $\diamond$, $m/\rho D^2 = 34$.

Na Figura 103 é possível observar que as faixas de sincronização das contribuições modais na catenária acontecem em velocidades reduzidas ligeiramente maiores do que aquelas apresentadas por Vandiver (1993), embora as larguras sejam muito parecidas, particularmente a do $1^\circ\mathcal{M}\langle f \approx f_{n1} \rangle$.

Sendo assim, tomando por base o Princípio da Independência, foram feitas correções da velocidade reduzida considerando, em princípio, apenas o ângulo de saída da catenária no topo. Com base na correção de velocidade da equação (7), aplicada na equação (5), obtém-se as velocidades reduzidas corrigidas apresentadas na equação (36).

$$V_{r \text{ corrigido}} = \frac{U \cos \theta}{f_n D} \quad (36)$$

A Figura 104 reapresenta a comparação anterior, agora, considerando os resultados de amplitude modal devido ao VIV como função da velocidade reduzida corrigida, $V_{r \text{ corrigido}}$. Como é possível observar, os resultados ficam muito próximos para $\theta = 60^\circ$, que não é exatamente o ângulo no topo da catenária longitudinal, mas é muito próximo dele.

Quanto aos valores menores de amplitude modal na comparação com os resultados de Vandiver (1993), há que se considerar que, segundo Assi *et al.* (2014), nos cilindros curvados são observadas amplitudes menores de movimento devido ao VIV. Além disso, como as faixas de sincronização também coincidem, pode-se concluir que a análise do comportamento dinâmico da linha em catenária pela metodologia da decomposição modal é consideravelmente plausível.

Figura 104 Valores corrigidos de velocidade reduzida na comparação entre as amplitudes modais fora do plano da catenária longitudinal (UD), $M_n/\rho D^2 = 1,40$, e as amplitudes experimentais de cilindros flexíveis encontradas em Chung (1987 apud Vandiver, 1993), onde: $\blacksquare$, $m/\rho D^2 = 0,78$; $\times$, $m/\rho D^2 = 1,77$; $\triangle$, $m/\rho D^2 = 3,8$; $\diamond$, $m/\rho D^2 = 34$.

Quanto às análises em frequência, a Figura 105 mostra novamente o resultado de amplitude modal de VIV, desta vez, destacando apenas os modos fora do plano da catenária. Concomitantemente, a Figura 105 também apresenta um gráfico com as frequências dominantes em cada um dos ensaios com a catenária longitudinal e correnteza pelo dorso. Este último gráfico é baseado simplesmente na aplicação de análises de Fourier aos históricos temporais de amplitude modal de cada ensaio realizado. Os resultados obtidos são diferentes daqueles anteriormente apresentados, na medida em que dão ênfase aos valores dominantes de frequência. Além disso, linhas horizontais tracejadas explicitam as frequências naturais de cada um dos modos de vibrar, respeitando as cores adotadas para os mesmos. A linha tracejada em preto, por sua vez, descreve a relação de Strouhal para a emissão dos vórtices, $S_t = 0,2$.

Como é possível observar, as frequências de vibração se dispõem em patamares bem definidos, que acompanham os respectivos modos de vibrar. Note que na região de velocidades reduzidas responsáveis pela sincronização do $1^{\circ}\mathcal{M}$, curva azul, observa-se que o primeiro patamar do gráfico inferior fica bem próximo à linha tracejada em f_{n1} . Comportamento semelhante ocorre para os demais modos e é coerente com os resultados apresentados na Figura 8 e também na Figura 9.

Figura 105 Amplitudes e frequências dominantes de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida V_{rn} para cada um dos modos de vibrar fora do plano da catenária longitudinal (UD).

De maneira semelhante, a Figura 106 apresenta o resultado para os modos de vibrar contidos no plano da catenária. É possível observar a redução esperada nas amplitudes de VIV, que chegam no máximo à $a_{rms}/D \cong 0,18$.

No entanto, é interessante notar o alinhamento das frequências com curvas de número de Strouhal constante. Para a confecção deste gráfico foi utilizado um número de Strouhal ligeiramente menor que o usual para um cilindro, $S_t = 0,18$. Cabe aqui introduzir uma

variável N que representa o número de oscilações na direção do plano da catenária durante um único ciclo de oscilação fora do plano da mesma.

Observa-se, então, uma concentração de pontos em frequências em $N = 2$ (onde o VIV *inline* tem o dobro da frequência do VIV *cross*) e $N = 1$ (onde VIV *cross* e VIV *inline* têm a mesma frequência).

Figura 106 Amplitudes modais e frequências dominantes de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida V_{rn} para cada um dos modos de vibrar no plano da catenária longitudinal (UD).

As frequências de VIV influenciam diretamente as trajetórias dos alvos que foram monitorados. Assim, a seguir são analisadas as trajetórias referentes aos ensaios discutidos nesta subseção. Além disso, são feitas considerações quanto à velocidade reduzida corrigida com o ângulo da catenária na posição de cada alvo monitorado.

A Figura 107 apresenta as trajetórias dos alvos monitorados para os ensaios LONG-UD05 e LONG-UD08. As velocidades reduzidas são adimensionalizadas pela velocidade normal à linha na posição de cada alvo. Além disso, para a adimensionalização também são

utilizadas as frequências naturais de cada um dos respectivos modos naturais de vibrar fora do plano de lançamento da catenária longitudinal.

Segundo análises anteriores, no ensaio LONG-UD05 foi observado o pico ressonante do $1^{\circ}\mathcal{M}$. De fato, a curva em azul na Figura 107, gráfico mais à esquerda, mostra a predominância do V_{r1} na região passível de sincronização, aproximadamente entre 4 e 10. Por outro lado, no gráfico análogo para o ensaio LONG-UD08, verificam-se valores de V_{r3} também na região de possível sincronização, o que acaba influenciando a trajetória dos alvos.

Figura 107 Gráfico de trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios LONG-UD05, à esquerda, e LONG-UD08, à direita.

A Figura 108 apresenta os resultados para os ensaios LONG-UD09 e LONG-UD11, lembrando que este último encontra-se próximo ao pico ressonante do $3^{\circ}\mathcal{M}$. Veja que para o ensaio UD09 os gráficos mostram a possibilidade de coexistência modal, com ligeira predominância do $3^{\circ}\mathcal{M}$. No ensaio UD11, então, essa predominância se estabelece, justificada pela maior extensão de modelo com V_{r3} na faixa de VIV excitável. Em geral, quando uma dada curva de velocidade reduzida se aproxima do valor 6 no topo, é observado o pico ressonante do VIV no respectivo modo natural.

Figura 108 Gráfico de trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios LONG-UD09, à esquerda, e LONG-UD11, à direita.

A Figura 109 apresenta os resultados para os ensaios LONG-UD14 e LONG-UD15, ambos na região de transição entre o $3^\circ\mathcal{M}$ e o $5^\circ\mathcal{M}$. Como é possível observar, há uma maior predominância das curvas de V_{r3} e V_{r5} (vermelha e roxa, respectivamente) na faixa passível de sincronização. No entanto, apenas dois nós são insinuados no ensaio LONG-UD14 e bem definidos no ensaio LONG-UD15, em posições próximas aos alvos 22 e 37. Além disso, a curva azul, que representa os valores de V_{r1} , mostra que já não deve haver influência apreciável do $1^\circ\mathcal{M}$ sobre a dinâmica da linha.

Figura 109 Gráfico de trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios LONG-UD14, à esquerda, e LONG-UD15, à direita.

Seguindo com as análises, a Figura 110 apresenta os resultados para os ensaios LONG-UD17 e LONG-UD21, sendo que o primeiro encontra-se próximo ao pico ressonante do $5^\circ\mathcal{M}$. Como nos outros casos de amplitude modal máxima, a curva de V_{r5} no topo (linha roxa) apresenta-se muito próxima de $V_{rn} = 6$. Fica evidente, então, os dois nós nos alvos 21 e 36, que definem o movimento característico do $5^\circ\mathcal{M}$. Vale ressaltar a presença de uma descontinuidade na apresentação das trajetórias entre os alvos 43 e 44. Lembrar que os alvos de 44 a 47 dizem respeito ao trecho emerso do modelo em catenária.

Figura 110 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios LONG-UD17, à esquerda, e LONG-UD21, à direita.

Finalmente, o ensaio LONG-UD21 na Figura 110 e o ensaio LONG-UD22 na Figura 111 representam a região de transição do $5^\circ\mathcal{M}$ para o $8^\circ\mathcal{M}$, lembrando que o $6^\circ\mathcal{M}$ e o $7^\circ\mathcal{M}$ são contidos no plano de lançamento da catenária.

A Figura 111 traz, ainda, o ensaio LONG-UD24 que se aproxima do pico ressoante do $8^\circ\mathcal{M}$, sendo que $V_{r8} \cong 6$ no topo da curva em cor ciano. Na análise das trajetórias é possível observar a presença de três nós, próximos aos alvos 16, 26 e 38, outra característica da presença do $8^\circ\mathcal{M}$ de vibrar.

Figura 111 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios LONG-UD22, à esquerda, e LONG-UD24, à direita.

6.3. CORRENTEZA ATUANDO PELO INTRADORSO DA CATENÁRIA (UI)

6.3.1. Análises de Excitação Modal Promovida pelo VIV

A Figura 112 apresenta os resultados das amplitudes modais como função das velocidades reduzidas, V_{r1} , nos ensaios com o modelo de *riser* e correnteza incidindo pelo intradorso da catenária longitudinal. Assim como na incidência pelo dorso, novamente as amplitudes modais são apresentadas segundo o mesmo padrão de cores e tipos, estes últimos divididos em: “●” para movimentos no plano da catenária e “✕” para movimentos fora do plano da catenária.

Figura 112 Amplitudes modais de VIV como função das velocidades reduzidas incidindo pelo intradorso da catenária longitudinal (UI).

Em favor da comparação direta com a Figura 77 (incidência pelo dorso), as velocidades reduzidas também foram, inicialmente, calculadas com base na frequência do primeiro modo de vibração, f_{n1} , e das velocidades nominais apresentadas na Tabela 11.

Mais uma vez, a Figura 112 traz resultados: no alto, da média dos 10% maiores picos (a_{max}/D); ao centro, da média dos 10% menores picos (a_{min}/D) e, abaixo, dos valores rms das séries de amplitude modal (a_{rms}/D).

Neste ponto já é possível fazer as primeiras comparações entre resultados de VIV obtidos segundo os dois sentidos de incidência da correnteza, (UD) e (UI). Em geral, pode-se dizer que os casos com correnteza atuando pelo intradorso apresentaram amplitudes de movimento devido ao VIV maiores que os casos de incidência pelo dorso, conforme resumo apresentado na Tabela 16.

Tabela 16 Comparação entre amplitudes adimensionais máximas e rms, nos ensaios da catenária longitudinal com incidência de correnteza pelo dorso (UD) e pelo intradorso (UI).

Caso	Análise por Valores Máximos (a_{max}/D)				Análise por Valores RMS (a_{rms}/D)			
	Ensaio	Vr	a/D	Diferença Percentual	Ensaio	Vr	a/D	Diferença Percentual
Modo 1	UD	5	7,1	2,1%	5	7,1	0,63	7,5%
	UI	5	7,1		6	8,2	0,68	
Modo 3	UD	12	14,3	9,8%	12	14,3	0,60	17,6%
	UI	16	18,4		14	16,3	0,71	
Modo 5	UD	16	18,4	27,1%	17	19,4	0,63	-7,9%
	UI	24	26,5		24	26,4	0,58	

Note que na tabela são apresentadas as velocidades reduzidas correspondentes à ocorrência dos picos de reposta ressonante para cada um dos modos naturais de vibração do modelo. Além disso, são descritas as diferenças percentuais na amplitude de resposta, promovidas pela modificação da incidência do dorso para o intradorso. Neste caso, as amplitudes dos casos com incidência pelo dorso são tomadas como referência para o cálculo dessas diferenças.

Somente no 5ºM, com análise pelo valor rms não foi observada uma maior amplitude de resposta no caso da correnteza pelo intradorso. Este fato pode ser explicado pela competição com o 8ºM de vibrar; ver Figura 113 e compará-la com a Figura 90 da seção anterior neste capítulo.

O comportamento de maiores amplitudes observadas no caso da correnteza atuando pelo intradorso está de acordo com os resultados de Assi *et al.* (2014)³².

Figura 113 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UI24 – $V_r = 27,5$.

Assim como no caso da correnteza incidindo pelo dorso da catenária, a seguir são apresentados e discutidos os ensaios próximos aos picos ressoantes e às transições entre modos de vibrar, desta vez para os casos da correnteza incidindo pelo intradorso, selecionados com base na Figura 112. Também são apresentados os respectivos gráficos de evolução temporal e as respectivas análises de frequência instantânea.

De acordo com a Figura 112, é possível observar que:

- Os picos ressonantes do 1ºM (curva em azul) e do 3ºM (curva em verde) acontecem respectivamente em $V_r = 7,1$ e $V_r = 16,3$;
- A região de transição entre estes dois modos acontece entre $V_r = 10,2$ e $V_r = 11,2$, caracterizada pela intersecção das curvas azul e verde.

³² Neste trabalho, os autores denominam a incidência de correnteza pelo intradorso como condição côncava, para a qual identificam respostas transversais de VIV no cilindro curvo montado em base elástica com dois graus de liberdade aproximadamente 20% maiores do que na condição-convexa.

Sendo assim, a Figura 114 refere-se ao ensaio LONG-UI05, em $V_r = 7,1$; a Figura 115 ao ensaio LONG-UI08, em $V_r = 10,2$; a Figura 116 ao ensaio LONG-UI09, em $V_r = 11,2$; e a Figura 117 ao ensaio LONG-UI14, em $V_r = 16,3$.

De acordo com a Figura 114, é possível observar uma clara predominância do 1ºM de vibrar na resposta da catenária longitudinal em $V_r = 7,1$ pelo intradorso, visto que o procedimento de decomposição resulta em componente modal majoritariamente neste modo.

Figura 114 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UI05 – $V_r = 7,1$.

Por outro lado, na Figura 115 e também na Figura 116, nota-se uma acentuada competição entre o 1ºM e o 3ºM de vibrar, ambos fora do plano de lançamento da catenária longitudinal. Tal competição ocorre principalmente no ensaio LONG-UI09, Figura 116, condição de $V_r = 11,2$ praticamente na intersecção entre as curvas de resposta ressonante desses modos naturais de vibrar. Se necessário, rever Figura 112.

Figura 115 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UI08 – $V_r = 10,2$.

Figura 116 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UI09 – $V_r = 11,2$.

Assim como esperado, a Figura 117, do ensaio LONG-UI14 em $V_r = 16,3$, retrata a predominância do 3ºM no comportamento da catenária.

De uma maneira geral, conforme já comentado, os resultados de amplitude adimensional fora do plano da catenária com correnteza pelo intradorso, com valores máximos na faixa de $a/D = 0,60 \sim 0,85$, são maiores do que aqueles na incidência contrária. Em contrapartida, respostas de VIV no plano da catenária com correnteza pelo intradorso chegam a no máximo $0,30D$. Portanto, a análise dos gráficos pós-decomposição modal refletem perfeitamente os resultados apresentados na Figura 112.

Figura 117 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UI14 – $V_r = 16,3$.

A Figura 118 apresenta as evoluções temporais de movimento na direção Y desses quatro últimos ensaios, onde: abscissas referem-se aos instantes de tempo monitorado; ordenadas, aos alvos dispostos ao longo da catenária; e na escala de cores são apresentadas as respectivas amplitudes adimensionais de movimento (a/D). Também são indicados em cada evolução temporal, por meio de linhas tracejadas pretas, os limites da região sem monitoração de alvos, conforme procedimento descrito na seção 5.2. Por se tratar de uma região pequena, é feita uma interpolação entre os resultados monitorados.

De cima para baixo nas evoluções temporais da Figura 118, note que na primeira é possível observar apenas o $1^{\circ}\mathcal{M}$ de vibrar da catenária³³, ensaio LONG-UI05. A evolução seguinte, que representa o ensaio LONG-UI08, ainda tem uma geometria muito próxima do $1^{\circ}\mathcal{M}$, enquanto a terceira evolução, referente ao ensaio LONG-UI09, apresenta uma característica típica da região de transição entre o $1^{\circ}\mathcal{M}$ o $3^{\circ}\mathcal{M}$. Este comportamento é consonante com os resultados da Figura 112, visto que o ensaio LONG-UI08 é próximo do pico ressonante do $1^{\circ}\mathcal{M}$ e o ensaio LONG-UI09 próximo à região de transição. A última evolução temporal refere-se ao ensaio LONG-UI14 e mostra uma configuração típica do $3^{\circ}\mathcal{M}$ de vibrar da catenária³⁴.

Figura 118 Evolução temporal dos deslocamentos na direção Y dos ensaios LONG-UI05, 08, 09 e 14.

A seguir são apresentados os resultados das análises em frequência desses mesmos ensaios. Assim, é possível confirmar se os movimentos apresentados pulsam nas frequências atribuídas aos modos identificados geometricamente ao longo da catenária.

³³ Lembrar que o $1^{\circ}\mathcal{M}$ é caracterizado por não haver nenhum nó entre as extremidades da linha lançada em catenária.

³⁴ O $3^{\circ}\mathcal{M}$, por sua vez, é caracterizado por um nó entre as extremidades.

A Figura 119 apresenta os gráficos da análise em frequência focada nos quatro primeiros modos de vibrar durante o ensaio LONG-UI05 ($V_r = 7,1$) e baseada nas séries de amplitude modal da Figura 114. Como esperado, é possível observar o predomínio de movimentos no primeiro modo de vibrar com sua própria frequência natural, $1^\circ \mathcal{M}(f \approx f_{n1})$.

Figura 119 Análise de frequência do ensaio LONG-UI05 – $V_r = 7,1$.

A Figura 120, analogamente, apresenta gráficos de mesma natureza para o ensaio LONG-UI08 ($V_r = 10,2$), obtidos com base nas séries temporais apresentadas na Figura 115. De acordo com os gráficos, ainda é possível se observar a predominância do primeiro modo vibrando próximo à sua frequência natural, $1^\circ \mathcal{M}(f \approx f_{n1})$. No entanto, amplitudes de movimento no $3^\circ \mathcal{M}$ já são perceptíveis; todavia, com frequências de vibração ligeiramente abaixo da frequência natural própria deste modo natural.

Figura 120 Análise de frequência do ensaio LONG-UI08 – $V_r = 10,2$.

Figura 121 Análise de frequência do ensaio LONG-UI09 – $V_r = 11,2$.

A Figura 121, que traz os resultados de análise semelhante conduzida para o ensaio LONG-UI09 ($V_r = 11,2$), confirma a coexistência de excitação do $1^\circ\mathcal{M}$ e do $3^\circ\mathcal{M}$ apontada pela análise dos históricos temporais da Figura 116. É interessante observar que no começo deste ensaio a amplitude do $1^\circ\mathcal{M}$ é pequena e há um predomínio do $3^\circ\mathcal{M}$ ($f \approx f_{n3}$). Decorridos aproximadamente 250s, no entanto, verifica-se um aumento na amplitude do $1^\circ\mathcal{M}$, o que ocasiona uma modificação na frequência de vibração do $3^\circ\mathcal{M}$, colocando-a em um valor abaixo da frequência natural própria deste modo, $f < f_{n3}$.

Finalmente, a Figura 122 apresenta as frequências identificadas no ensaio LONG-UI14 ($V_r = 16,3$), calculadas com base nas séries temporais da Figura 117. Conforme esperado, grande parte da resposta ao VIV se faz no $3^\circ\mathcal{M}$ ($f \approx f_{n3}$). Além disso, assim como no caso da correnteza pelo dorso, no ensaio LONG-UI14 também são observadas contribuições de movimento no plano da catenária, modos 6 e 7. As frequências de vibração, neste caso, acontecem com aproximadamente o dobro da frequência do $3^\circ\mathcal{M}$ ($f \approx f_{n3}$), $f_{n3} = 0,083\text{Hz}$, resultado coerente com a relação de proporcionalidade entre respostas de VIV, transversais e longitudinais à correnteza incidente.

Figura 122 Análise de frequência do ensaio LONG-UI14 – $V_r = 16,3$.

Seguindo com a análise das amplitudes modais da Figura 112, nos próximos parágrafos são apresentados históricos de amplitude modal referentes a região de transição entre o $3^\circ\mathcal{M}$ e o $5^\circ\mathcal{M}$, bem como ao pico ressonante deste último modo.

Assim, a Figura 123 diz respeito ao ensaio LONG-UI16, conduzido em $V_r = 18,4$ pelo intradorso da catenária longitudinal; a Figura 124 refere-se ao ensaio LONG-UI17, em $V_r = 19,4$; e a Figura 125 apresenta históricos temporais do ensaio LONG-UI22, em $V_r = 24,5$.

Os ensaios da Figura 123 e da Figura 124 referem-se à região de transição entre o $3^\circ\mathcal{M}$ e o $5^\circ\mathcal{M}$ de vibrar, sendo que o da primeira encontra-se na intersecção das duas curvas de resposta, enquanto o da segunda está na região de ocorrência pronunciada do $5^\circ\mathcal{M}$.

A transição fica evidente na Figura 123, que mostra um interessante fenômeno de alternância entre modos, enquanto os gráficos da Figura 124 mostram uma concentração da energia de resposta no $5^\circ\mathcal{M}$. Já a Figura 125, por sua vez, apresenta maiores valores de amplitude no $5^\circ\mathcal{M}$, porém com contribuição do $8^\circ\mathcal{M}$. Lembrar que o sexto e sétimo modos estão contidos no plano da catenária.

Figura 123 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UI16 – $V_r = 18,4$.

Figura 124 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UI17 – $V_r = 19,4$.

Figura 125 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UI22 – $V_r = 24,5$.

A Figura 126 mostra a evolução temporal dos movimentos na direção Y, registradas durante estes três últimos ensaios, LONG-UI16, LONG-UI17 e LONG-UI22. De maneira diferente àquela observada nos casos com correnteza incidindo pelo dorso, esta segunda região de transição apresenta geometrias claramente relacionadas aos modos excitados, ou seja: a presença de apenas um nó ao longo do modelo na evolução temporal mais acima na Figura 126, característica do $3^{\circ}\mathcal{M}$; e a presença de dois nós nas outras duas evoluções da mesma figura, característica do $5^{\circ}\mathcal{M}$.

Há de se destacar, no entanto, o fato da Figura 126 ter sido construída com base em um intervalo padrão de tempo, adotado para todas as análises dos ensaios com correnteza pelo dorso ou intradorso. Com uma alteração deste intervalo de tempo e reanálise do ensaio LONG-UI16, pode-se observar certa competição entre modos, particularmente o $3^{\circ}\mathcal{M}$ e o $5^{\circ}\mathcal{M}$. A Figura 127 apresenta a evolução temporal para o intervalo $1400s \leq t \leq 1900s$, que interpretada juntamente com a série temporal de amplitude modal da Figura 123, dá mostra evidente do bonito fenômeno de alternância entre modos de vibrar, ou *switching of modes* na terminologia inglesa.

Figura 126 Evolução temporal dos deslocamentos na direção Y dos ensaios LONG-UI16, 17, e 22.

Figura 127 Evolução temporal dos deslocamentos na direção Y dos ensaios LONG-UI16.

Também é interessantíssimo observar este comportamento segundo as análises em frequência, Figura 128. De acordo com os gráficos desta figura, o ensaio LONG-UI16 começa com vibrações características do $5^{\circ}\mathcal{M}$ e frequência um pouco abaixo do seu valor natural.

Decorridos aproximadamente 600s, o modelo de catenária começa a se comportar no $3^\circ \mathcal{M}\langle f_{n3} \rangle$, quando em $t \cong 1600s$, volta a se comportar com características de $5^\circ \mathcal{M}$.

Este comportamento é interessante já que parece não existir uma predominância do $3^\circ \mathcal{M}$ ou do $5^\circ \mathcal{M}$, com uma intermitência muito menor do que aquela identificada para o ensaio LONG-UD14 (correnteza incidindo pelo dorso), Figura 91.

Figura 128 Análise de frequência do ensaio LONG-UI16 – $V_r = 18,4$.

Conforme esperado, a Figura 129 apresenta uma concentração clara de energia no 5ºM de vibração, mas com uma frequência um pouco abaixo da frequência natural própria, identificada para o ensaio LONG-UI17, em $V_r = 19,4$, segundo análises em frequência realizadas nas séries temporais da Figura 124. Além disso, os gráficos da Figura 129 também apresentam nível tênue de resposta no 3ºM e no 8ºM, ambos em frequência próxima a f_{n5} . Também pode ser observada certa contribuição de resposta no 9ºM, fora do plano de lançamento da catenária, visto que $f_{n9} \cong 2f_{n5}$.

Figura 129 Análise de frequência do ensaio LONG-UI17 – $V_r = 19,4$.

Ainda observando a Figura 129, apesar do ensaio LONG-UI17 estar concentrado no $5^{\circ}\mathcal{M}$, sua frequência de vibração não é exatamente a natural deste modo. Isto, no entanto, não acontece no ensaio LONG-UI22 ($V_r = 24,5$), onde a vibração em $5^{\circ}\mathcal{M}$ claramente acontece em sua frequência natural, $f \approx f_{n5}$. Explicação para este comportamento também pode estar associada aos efeitos da variação da massa adicional com o regime de correnteza.

Figura 130 Análise de frequência do ensaio LONG-UI22 – $V_r = 24,5$.

Finalizando as análises baseadas na decomposição modal para os ensaios com correnteza pelo intradorso da catenária, a Figura 131 apresenta resultados do ensaio LONG-UI25, em $V_r = 27,5$, segundo a qual é possível ver o predomínio do $8^{\circ}\mathcal{M}$ de vibrar. Concomitantemente, a Figura 132 mostra a respectiva evolução temporal do comportamento global da catenária, onde podem ser observados três nós característicos desta geometria de resposta dominante. A Figura 133, por sua vez, apresenta os gráficos das respectivas análises em frequência, que ratificam a predominância do $8^{\circ}\mathcal{M}$, com aparente *switching* para o $5^{\circ}\mathcal{M}$ nos 500s finais do ensaio.

Figura 131 Históricos de amplitude modal para o ensaio LONG-UI25 – $V_r = 27,5$.

Figura 132 Evolução temporal dos deslocamentos na direção Y dos ensaios LONG-UI25.

Figura 133 Análise de frequência do ensaio LONG-UI25 – $V_r = 27,5$.

6.3.2. Análises de Síntese e Comparações

Da mesma maneira como realizado para os casos com correnteza incidindo pelo dorso da catenária, após a análise das regiões de interesse da Figura 112, a Figura 134 apresenta resultados de amplitudes modais como função de velocidades reduzidas adimensionalizadas pelas respectivas frequências naturais. Novamente, são apresentados três tipos de cálculos de amplitude adimensionalizada pelo diâmetro do modelo: (i) a média dos 10% maiores picos (a_{max}/D); (ii) média dos 10% menores picos (a_{min}/D); (iii) e análise por rms do sinal (a_{rms}/D).

Figura 134 Amplitude modais de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida, V_{rn} , calculada com base nas respectivas frequências naturais de cada modo natural da catenária longitudinal. Velocidades incidindo pelo intradorso (UI).

Na análise da Figura 134 é possível observar um comportamento semelhante ao da correnteza incidindo pelo dorso da catenária, onde há uma sobreposição dos regimes ressoantes excitados pelo fenômeno de VIV. No entanto, na incidência pelo intradorso os valores maiores de resposta ressonante estão entre $V_{rn} = 5$ e $V_{rn} = 10$, intervalo ligeiramente acima do identificado para o conjunto de incidências pelo dorso.

Também para os casos com correnteza pelo intradorso, o $1^{\circ}\mathcal{M}$ de vibrar apresenta faixa de excitação mais ampla, indo até valores de $V_{rn} = 13$, um resultado característico de sistemas com baixo valor de massa reduzida, conforme discutido em Williamson e Govardhan (2004), possivelmente motivado pela alteração na massa adicional que modifica a região de sincronização.

No entanto, não se verifica um pico ressonante tão pronunciado em $1^{\circ}\mathcal{M}$, como aquele resultante da correnteza atuando pelo dorso, ainda que os valores de amplitude adimensional na incidência pelo intradorso sejam maiores.

Na incidência pelo intradorso também foi observada uma redução na largura da faixa de sincronização, particularmente segundo análises baseadas no cálculo dos respectivos valores rms de amplitude modal.

Buscando comparar os resultados do VIV na catenária longitudinal sob incidência pelo intradorso com aqueles do VIV em cilindros flexíveis longos encontrados em Vandiver (1993), foram construídos os gráficos da Figura 135. Nesta figura, os resultados desta tese referem-se aos modos de vibrar fora do plano da catenária, amplitudes modais adimensionais baseadas nos 10% maiores picos, à esquerda, e nos valores rms, à direita.

Figura 135 Comparação entre as amplitudes modais fora do plano da catenária longitudinal (UI), $M_n/\rho D^2 = 1,40$, e as amplitudes experimentais de cilindros flexíveis encontradas em Chung (1987 apud Vandiver, 1993), onde: ■, $m/\rho D^2 = 0,78$; ✕, $m/\rho D^2 = 1,77$; Δ, $m/\rho D^2 = 3,8$; ◇, $m/\rho D^2 = 34$.

De acordo com a Figura 135, é possível confirmar dois aspectos já comentados: (i) a faixa de sincronização mais à direita em termos de velocidades reduzidas, agora comparada

aos resultados dos cilindros flexíveis longos e (ii) a semelhança entre as larguras das faixas de sincronização.

Novamente tomando por base o Princípio da Independência, foi feita então uma correção dos valores de velocidade reduzida.

A Figura 135 apresenta os resultados de amplitude modal de VIV como função da velocidade reduzida corrigida por um ângulo fixo de $\theta = 55^\circ$ e comparados com os resultados publicados por Vandiver (1993). O ângulo utilizado, entretanto, é 15° menor que o ângulo de topo³⁵.

Assim como no caso da correnteza pelo dorso, os resultados ficam bem próximos quando a análise é realizada com resultados baseados na amplitude modal máxima, gráfico à esquerda na Figura 135. Em termos dos valores rms sugeridos em Vandiver (1993), mais uma vez as amplitudes modais da catenária ficam abaixo daquelas identificadas nos cilindros flexíveis, mesmo em valores de $m/\rho D^2$ muito próximos – 1,40 contra 1,77.

Figura 136 Valores corrigidos de velocidade reduzida na comparação entre as amplitudes modais fora do plano da catenária longitudinal (UI), $M_n/\rho D^2 = 1,40$, e as amplitudes experimentais de cilindros flexíveis encontradas em Chung (1987 apud Vandiver, 1993), onde: $\blacksquare$, $m/\rho D^2 = 0,78$; $\times$, $m/\rho D^2 = 1,77$; Δ , $m/\rho D^2 = 3,8$; $\diamond$, $m/\rho D^2 = 34$.

Ainda assim, e muito mais importante do que este detalhe, é o fato de que, outra vez, o procedimento de decomposição modal se mostra extremamente poderoso na análise do VIV multimodal.

³⁵ Ao menos por enquanto, não há uma definição de ângulo que permita uma equivalência global dos resultados da catenária com aqueles encontrados em cilindros flexíveis longos. A comparação aqui realizada teve como objetivo único e exclusivo a identificação da ordem de grandeza desse ângulo segundo a interpretação do princípio da independência.

Além dos resultados de VIV por V_r para os modos fora do plano da catenária, a Figura 137 apresenta as frequências dominantes em cada um dos ensaios com correnteza incidindo pelo intradorso. Como no caso da correnteza pelo dorso, é possível observar que as frequências de vibração se comportam em patamares bem definidos, que caracterizam perfeitamente as regiões de sincronização de cada modo.

Nas regiões de transição entre modos, observa-se certa dispersão dos valores de frequência, característica natural da competição entre modos. Para os ensaios com correnteza pelo intradorso não foi possível a plena identificação do patamar de sincronização do 8ºM de vibrar, o que, no entanto, não compromete as discussões aqui realizadas.

Figura 137 Amplitudes modais e frequências dominantes de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida V_{rn} para cada um dos modos de vibrar fora do plano da catenária longitudinal (UI).

Analogamente, a Figura 138 apresenta resultados para os modos de vibrar contidos no plano da catenária. No caso da incidência pelo intradorso, as amplitudes de VIV³⁶ no plano de

³⁶ As amplitudes de VIV no plano da catenária também são obtidas com base nas séries temporais de amplitude modal, calculadas como descrito no subitem 3.1.2.

lançamento chegam a $a_{rms}/D = 0,22$. Pode-se observar também certo alinhamento das frequências com as relações entre frequências no plano e fora dele, principalmente $N = 2$ e $N = 1$.

É interessante observar a faixa que vai aproximadamente de $V_r = 10$ à $V_r = 16$, onde existe coexistência das relações $N = 1$ e $N = 2$ para um mesmo experimento, o que pode ser explicado pela competição entre os modos 2 e 7 em $V_r = 16,3$; rever Figura 122, onde estes modos vibram com mesma frequência aproximadamente igual ao dobro da frequência do $3^o \mathcal{M}$ (fora do plano).

Figura 138 Amplitudes modais e frequências dominantes de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida V_{rn} para cada um dos modos de vibrar no plano da catenária longitudinal (UI).

A seguir são analisadas as trajetórias descritas pelos alvos durante os ensaios com a correnteza incidindo pelo intradorso da catenária. Além disso, são apresentados gráficos da velocidade reduzida corrigida ao longo do modelo, considerando os respectivos ângulos nas posições dos alvos.

Figura 139 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios LONG-UI05, à esquerda, e LONG-UI08, à direita.

A Figura 139 apresenta as trajetórias dos alvos monitorados no plano *normal-binormal*, para os ensaios LONG-UI05 e LONG-UI08.

Lembrar que no ensaio LONG-UI05 foi observado o pico ressonante da resposta em $1^\circ\mathcal{M}$. As curvas de velocidade reduzida ao longo da catenária, gráfico à esquerda na Figura 139, mostram a predominância do $1^\circ\mathcal{M}$, V_{r1} (curva azul) bem na região de possível sincronização ao longo de boa parte do modelo. Já no ensaio à esquerda tem-se a coexistência de possível sincronização em $1^\circ\mathcal{M}$ e $3^\circ\mathcal{M}$.

Figura 140 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios LONG-UI09, à esquerda, e LONG-UI14, à direita.

A Figura 140 apresenta os resultados para os ensaios LONG-UI09 e LONG-UI14, este último próximo ao pico ressonante de $3^\circ\mathcal{M}$. Note que os gráficos à esquerda ainda mostram reflexos da transição entre os modos, mas com uma predominância do $3^\circ\mathcal{M}$. Nos gráficos à direita, no entanto, é possível observar com clareza um nó próximo ao alvo 26, caracterizando assim ocorrência acentuada do $3^\circ\mathcal{M}$. Interessante observar a predominância da curva de V_{r3} , em vermelho, além das amplitudes maiores de movimento nos alvos, com nítidos movimentos

“em forma de oito”, característicos do acoplamento entre movimentos nos dois planos, o de lançamento da catenária e ortogonal a ele.

Figura 141 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios LONG-UI16, à esquerda, e LONG-UI17, à direita.

A Figura 141 apresenta os resultados para os ensaios LONG-UI16 e LONG-UI17, ambos na região de transição entre os modos 3 e 5. Como é possível observar, há uma maior predominância das curvas de V_{r3} e V_{r5} (curvas vermelha e roxa, respectivamente), que representam as excitações no $3^{\circ}\mathcal{M}$ e no $5^{\circ}\mathcal{M}$. Nos dois gráficos há evidência de dois nós entre as extremidades da catenária, portanto, o predomínio da geometria característica do

$5^\circ\mathcal{M}$ de vibrar. A curva azul, que representa a excitação no $1^\circ\mathcal{M}$, mostra que já não deve haver influência deste modo sobre a dinâmica da catenária como um todo.

Figura 142 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios LONG-UI22, à esquerda, e LONG-UI25, à direita.

Finalizando este capítulo, a Figura 142 apresenta as velocidades reduzidas e respectivas trajetória nos alvos para os ensaios e LONG-UI25. Ficam evidentes no ensaio LONG-UI22 os dois nós, junto aos alvos 19 e 34, que definem o movimento característico do $5^\circ\mathcal{M}$ de vibrar. O gráfico do ensaio LONG-UI25, por sua vez, já dá indícios de uma transição para o $8^\circ\mathcal{M}$, com a presença de quatro nós entre as extremidades da catenária.

7. RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO VIV NA CATENÁRIA TRANSVERSAL

Dando continuidade à divisão estabelecida no início do capítulo 5, neste capítulo são apresentados os resultados dos ensaios realizados com a catenária posicionada transversalmente à direção de reboque, ou seja, com a correnteza incidindo em direção ortogonal ao plano de lançamento.

7.1. MAIS ALGUNS ASPECTOS PARA A CARACTERIZAÇÃO DOS RESULTADOS

Assim como nos casos da correnteza incidindo paralela ao plano de lançamento do modelo de *riser*, na Figura 143 é mostrada a nomenclatura para a descrição da linha nos ensaios transversais. Importante destacar que, neste caso, a configuração de lançamento é menor em termos do comprimento total da linha, mas garante um trecho suspenso praticamente igual ao do lançamento longitudinal.

Figura 143 Descrição da nomenclatura dos alvos (Ensaio Transversal).

Também na Figura 143 apresentam-se os 33 pontos referentes aos alvos monitorados pelo sistema de medição dos movimentos ao longo da catenária, neste caso: além do ponto de fixação no topo (em azul); 4 pontos emersos (em amarelo) e 29 pontos imersos.

Como citado anteriormente, os alvos podem ser descritos em função do sistema de coordenadas cartesiano $P_j(x, y, z)$ ou em função do comprimento da linha, via sistema de coordenadas curvilíneas, $P_j(s, n, b, t)$. Os dados obtidos com o sistema de monitoração são registrados em função do primeiro sistema, no entanto, dependendo do tipo de análise que se deseja conduzir, é possível e pertinente a conversão para o segundo sistema, o curvilíneo. Em alguns casos, isto proporciona uma melhor observação dos fenômenos envolvidos.

Além disso, para apresentação dos resultados foi feita distinção em função do sentido de incidência da correnteza na catenária, adotando-se: (i) correnteza Negativa (UN); e (ii) correnteza Positiva (UP). A Figura 144 define estes sentidos adotados nos ensaios com a catenária na transversal do tanque.

Figura 144 Sentidos de atuação da correnteza nos ensaios com a catenária lançada na transversal.

7.2. CORRENTEZA ATUANDO NO SENTIDO NEGATIVO (UN)

7.2.1. Análises de Excitação Modal Promovida pelo VIV

A Figura 145 apresenta os resultados de amplitude modal, função da velocidade reduzida, nos ensaios com a catenária transversal ao reboque e correnteza negativa. Assim como na configuração longitudinal, as amplitudes modais são apresentadas com o seguinte padrão de indicadores: “●” para movimentos no plano da catenária e “✕” para movimentos fora do plano da catenária, sendo as amplitudes modais adimensionalizadas pelo diâmetro da linha.

Conforme expectativa, nos ensaios com a catenária transversal existem maiores amplitudes de movimento no plano de lançamento, indicados pelas curvas com o símbolo “●”. Portanto, para as análises iniciais destes ensaios foi utilizada a frequência do 2º $\mathcal{M}$ de vibrar para o cálculo das velocidades reduzidas, V_r , bem como as velocidades nominais da Tabela 14. A velocidade nominal para o cálculo da V_r é substituída adiante.

Figura 145 Amplitudes modais de VIV como função das velocidades reduzidas V_{r2} incidindo na direção negativa da catenária transversal (UN).

A composição da Figura 145 continua sendo feita a partir do cálculo de valores característicos da amplitude modal ao longo dos ensaios, adimensionalizados pelo diâmetro do modelo, sendo: (i) o primeiro obtido com base na média dos 10% maiores picos (a_{max}/D); (ii) o segundo pela média dos 10% menores picos (a_{min}/D); (iii) e o terceiro pelo valor rms (a_{rms}/D).

Seguindo o mesmo procedimento de análise do capítulo anterior, são investigadas condições de interesse, particularmente em velocidades reduzidas próximas aos picos ressonantes dos modos naturais e nas regiões de transição entre os mesmos; a Figura 145 é utilizada para identificação dessas condições. Assim sendo, novamente são apresentados e discutidos os históricos de amplitude modal, seguidos das respectivas evoluções temporais de descolamento normal e respectivas análises em frequência.

Neste sentido, a Figura 146 e a Figura 149 apresentam, respectivamente, os ensaios próximos aos picos ressonantes do 2ºM e do 4ºM de vibrar. Verificar gráficos da Figura 145 em $V_r = 7,1$, ensaio TRNS-UN11, e $V_r = 10,9$, ensaio TRNS-UN18. Como esperado, os gráficos de cada um destes ensaios mostram maiores amplitudes nos modos naturais mencionados.

Figura 146 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UN11 – $V_r = 7,1$.

Figura 147 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UN13 – $V_r = 8,2$.

Figura 148 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UN14 – $V_r = 8,7$.

Figura 149 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UN18 – $V_r = 10,9$.

A Figura 147 e a Figura 148 apresentaram, respectivamente, as amplitudes modais em ensaios na região de transição do 2ºM para o 4ºM de vibrar. A primeira, que representa o ensaio TRNS-UN13, em $V_r = 8,2$, apresenta predominância do 2ºM de vibrar, já que se trata de uma condição mais próxima do pico ressonante deste modo. Na segunda figura, ensaio TRNS-UN14 com $V_r = 8,7$, observa-se a referida transição para o 4ºM, que compete com o 2ºM no transcorrer de toda a monitoração realizada nesta condição.

Conforme descrito no início deste capítulo, a região de monitoração na catenária transversal é consideravelmente menor, fato decorrente das restrições impostas à montagem do arranjo experimental. Com isso, a apresentação dos resultados no lançamento transversal poderia ser prejudicada, não fossem realizados novos procedimentos de análise.

Neste sentido, a título de exemplo e explicação, a Figura 150 compara duas evoluções temporais de um mesmo ensaio da catenária na transversal, o TRNS-UN 13. Na primeira evolução, acima, os resultados são obtidos a partir da reconstrução do sinal total da catenária com base na própria análise modal, incluindo posições na região não monitorada (aquela entre as linhas tracejadas). A segunda evolução da Figura 150, abaixo, apresenta os resultados com

base apenas nas séries temporais dos alvos, portanto, interpolando os valores na região não monitorada.

Sendo assim, a reconstrução via amplitudes modais ilustradas na Figura 34, capítulo 3, faz uma estimativa dos movimentos em trecho não monitorado da catenária, mostrando-se mais precisa na composição da dinâmica global da mesma.

Além disso, dada a consistência já demonstrada pela decomposição modal na análise dos comportamentos de VIV, neste capítulo todas as evoluções temporais de movimento nos ensaios com a catenária transversal são apresentadas por gráficos reconstruídos a partir da decomposição modal.

Figura 150 Comparação entre procedimentos para composição da evolução temporal dos deslocamentos na direção normal dos ensaios TRNS-UN 13

Ainda com relação às evoluções temporais, diferente da configuração longitudinal, que apresentava resultados predominantes fora do plano da catenária, os ensaios na configuração transversal apresentam resultados mais expressivos na direção normal à catenária nas posições ao longo do comprimento, ou seja, resultados contidos no plano de lançamento.

A apresentação segundo a direção normal se faz necessária, pois, além dos movimentos predominantes no plano da catenária, a variação do ângulo ao longo da geometria de lançamento inviabiliza uma interpretação mais adequada segundo as direções x e z , pois ambas contribuem simultaneamente para os movimentos.

Segundo estas adequações no procedimento de análise, a Figura 151 apresenta as evoluções temporais para os experimentos TRNS-UN11, TRNS-UN13, TRNS-UN14 e TRNS-UN18. Assim como descrito anteriormente, mais uma vez, a escala de cor representa amplitudes adimensionais de movimento, agora normais; abscissas dizem respeito aos instantes de tempo do ensaio; e ordenadas às posições ao longo da linha.

Figura 151 Evolução temporal dos deslocamentos na direção normal dos ensaios TRNS-UN11, 13, 14 e 18.

Na Figura 151 é possível visualizar a evolução da resposta segundo os diversos modos de vibrar, que passa do $2^{\circ}\mathcal{M}$ para o $4^{\circ}\mathcal{M}$. Enquanto aquele é caracterizado pela presença de apenas um nó entre extremidades da linha, gráfico mais acima, este apresenta dois nós no

mesmo trecho, gráfico mais abaixo. Note, no entanto, que o segundo nó do $4^{\circ}\mathcal{M}$ só é passível de identificação mediante processo de reconstrução descrito anteriormente.

Os dois gráficos intermediários descrevem o comportamento global da catenária transversal na região de transição entre o $2^{\circ}\mathcal{M}$ e o $4^{\circ}\mathcal{M}$. Interessante notar no terceiro gráfico de cima para baixo, ensaio TRNS-UN14, que a partir de 1425s acontece uma mudança do $2^{\circ}\mathcal{M}$ para o $4^{\circ}\mathcal{M}$ de vibrar, após longo período de alternância e competição. Este resultado está de acordo com os históricos de amplitude modal apresentados na Figura 148, segundo os quais, baixos níveis de resposta em $2^{\circ}\mathcal{M}$ são vistos nesta fase final do ensaio.

Figura 152 Análise de frequência do ensaio TRNS-UN11 – $V_r = 7,1$.

Seguindo com as análises dos casos transversais, a Figura 152 apresenta os gráficos da análise em frequência do ensaio TRNS-UN11, em $V_r = 7,1$, referentes aos históricos de amplitude modal da Figura 146. Em termos das frequências, é possível observar a boa aderência ao que foi discutido, mediante sincronização dos movimentos na frequência do $2^{\circ}\mathcal{M}$ de vibrar. Importante destacar a contribuição significativa do $4^{\circ}\mathcal{M}$ para a dinâmica da catenária transversal, no entanto, vibrando com a frequência do segundo, $f \approx f_{n2}$.

Já com relação aos movimentos fora do plano da catenária transversal ao reboque, nesta condição referente ao VIV *inline*, observam-se movimentos em $5^{\circ}\mathcal{M}$, com frequência um pouco maior do que a própria para este modo. De fato, o VIV *cross* em $2^{\circ}\mathcal{M}$ apresenta $f_{n2} \cong 0,07\text{Hz}$; frequência que é aproximadamente metade daquela natural em $5^{\circ}\mathcal{M}$, $f_{n5} \cong 0,13\text{Hz}$.

A Figura 153 e a Figura 154 apresentam resultados de análises semelhantes conduzidas para os ensaios TRNS-UN13, $V_r = 8,2$, e TRNS-UN 14, $V_r = 8,7$. Em linhas gerais, os gráficos nestas figuras mostram o comportamento das frequências de resposta do VIV na região de transição entre o $2^{\circ}\mathcal{M}$ e o $4^{\circ}\mathcal{M}$ de vibrar. Na Figura 153, as frequências de vibração nestes modos predominantes são aproximadamente as mesmas, porém em um valor entre as duas naturais, $f_{n2} < f < f_{n4}$. Neste caso, maiores amplitudes aparecem no $2^{\circ}\mathcal{M}$. Na Figura 154, por outro lado, é possível observar maiores amplitudes de resposta em $4^{\circ}\mathcal{M}$ ($f \approx f_{n4}$).

Pode-se concluir, portanto, que os resultados em frequência correspondem ao já identificado com base na apresentação completa das amplitudes modais, Figura 145.

Figura 153 Análise de frequência do ensaio TRNS-UN13 – $V_r = 8,2$.

Figura 154 Análise de frequência do ensaio TRNS-UN14 – $V_r = 8,7$

Figura 155 Análise de frequência do ensaio TRNS-UN18 – $V_r = 10,9$.

Já na Figura 155 são apresentados os resultados em frequência para ensaio próximo ao pico ressonante do 4ºM de vibrar, TRNS-UN18 em $V_r = 10,9$. Como se pode observar, há mesmo uma grande concentração da energia em frequência ligeiramente acima da natural característica deste modo.

Para a análise da transição do 4ºM para o modo seguinte, são analisados os históricos de amplitude modal apresentados na Figura 156, bem como na Figura 157 e na Figura 158. Seguindo o padrão adotado: as duas primeiras correspondem à região de transição, ensaios TRNS-UN20 e TRNS-UN21; e a última ao pico ressonante do 7ºM, TRNS-UN23. Lembrar que o 6ºM diz respeito a uma vibração axial, que não apresenta geometria com três nós entre as extremidades da linha.

Figura 156 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UN20 – $V_r = 12,0$.

Figura 157 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UN21 – $V_r = 12,6$.

Como observado, as figuras dos ensaios TRNS-UN20, em $V_r = 12,0$, e TRNS-UN21, em $V_r = 12,6$, apresentaram a região de transição entre o $4^{\circ}\mathcal{M}$ e o $7^{\circ}\mathcal{M}$. Nelas pode-se notar certa instabilidade de resposta nestes modos, principalmente no fim da Figura 156 e também no começo da Figura 157.

Na maior parte dos intervalos monitorados, no entanto, as amplitudes modais se mantiveram regulares. Interessante observar que há também uma grande parcela de amplitude modal no $6^{\circ}\mathcal{M}$, com $f_{n6} \cong f_{n7}$.

A Figura 158 apresenta os históricos de amplitude modal para o ensaio TRNS-UN23, correspondente a $V_r = 13,7$. Neste ensaio, ao contrário dos anteriores, é possível observar o predomínio do $7^{\circ}\mathcal{M}$ no comportamento dinâmico global da catenária transversal ao tanque submetida à correnteza incidindo em sentido negativo.

Figura 158 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UN23 – $V_r = 13,7$.

Para a visualização da geometria modal nesses ensaios de transição do $4^\circ\mathcal{M}$ para o $7^\circ\mathcal{M}$ de vibrar, a Figura 159 traz as respectivas evoluções temporais de deslocamento normal às posições ao longo da catenária transversal.

Nota-se que, nas três condições de ensaio, há um predomínio da contribuição em $7^\circ\mathcal{M}$, caracterizada pela presença clara de dois nós entre as extremidades da catenária. Para os ensaios TRNS-UN23, tal comportamento é absolutamente esperado, pois corresponde a uma velocidade reduzida muito próxima do pico de resposta ressonante neste modo natural. Para os ensaios TRNS-UN20 e TRNS-UN21, os gráficos da Figura 159 mostram que, em termos geométricos, o $7^\circ\mathcal{M}$ domina as demais contribuições.

Também para estes três últimos ensaios, a Figura 160, a Figura 161 e a Figura 162 trazem, respectivamente, as análises em frequência, baseadas nos históricos de amplitude modal.

Coerente com as evoluções temporais, nos três ensaios observa-se uma predominância dos movimentos com frequência próxima àquela do 7ºM de vibrar. As exceções são o final do ensaio TRNS-UN20 e o começo do ensaio TRNS-UN21, quando a predominância se faz na frequência do 4ºM. Este comportamento corrobora as observações feitas com base apenas nos históricos de amplitude modal, agora destacando a frequência predominante em cada regime investigado.

Figura 159 Evolução temporal dos deslocamentos na direção normal dos ensaios TRNS-UN20, 21 e 23.

Outra observação importante é o espalhamento de frequências observado no entorno de $f \approx f_{n7}$ na Figura 162, ensaio TRNS-UN23, correspondente ao pico de resposta de VIV no 7ºM. Ao longo de toda a monitoração neste ensaio, nota-se uma grande dispersão das frequências, porém, com um valor médio muito próximo de $f \approx f_{n7}$.

Este último comportamento não havia sido observado nos ensaios com a catenária lançada na mesma direção do reboque, segundo os quais, as frequências instantâneas ficavam mais concentradas na frequência característica do modo natural em ressonância, particularmente nos casos de pico de resposta.

Figura 160 Análise de frequência do ensaio TRNS-UN20 – $V_r = 12,0$.

Figura 161 Análise de frequência do ensaio TRNS-UN21 – $V_r = 12,6$.

Figura 162 Análise de frequência do ensaio TRNS-UN23 – $V_r = 13,7$.

Finalizando esta etapa da interpretação dos resultados de VIV na catenária transversal com incidência de correnteza negativa (UN), são apresentados para o ensaio TRNS-UN25, em $V_r = 14,7$: os históricos da amplitude modal, Figura 163; a evolução temporal do deslocamento normal, Figura 164, e a respectiva análise em frequência, Figura 165.

Apesar dos históricos de amplitude modal apresentarem predominância do $7^{\circ}\mathcal{M}$, pode-se observar o surgimento de três nós entre as extremidades da linha no gráfico de evolução temporal, o que caracteriza o início do $9^{\circ}\mathcal{M}$ de vibrar. Maior contribuição em $7^{\circ}\mathcal{M}$ também aparece no gráfico das frequências instantâneas, Figura 165.

Figura 163 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UN25 – $V_r = 14,7$.

Figura 164 Evolução temporal dos deslocamentos na direção normal dos ensaios TRNS-UN25.

Figura 165 Análise de frequência do ensaio TRNS-UN25 – $V_r = 14,7$.

7.2.2. Análises de Síntese e Comparações

Sintetizando as análises das regiões dos picos ressoantes e regiões de transição entre modos, a Figura 166 apresenta amplitudes adimensionais modais como função das velocidades reduzidas calculadas com base nas respectivas frequências naturais, V_{rn} .

Figura 166 Amplitude modais de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida, V_{rn} , calculada com base nas respectivas frequências naturais de cada modo natural da catenária transversal. Velocidades incidindo na direção negativa (UN).

Também nos ensaios com a catenária transversal, é possível observar uma sobreposição das regiões modais de ressonância devido ao VIV, na faixa de $3 \leq V_{rn} < 10$, porém com amplitudes de movimento maiores que aquelas observada na catenária longitudinal, chegando a valores próximos de $a_{max}/D = 1,1$.

Além disso, diferente dos ensaios no capítulo anterior, a catenária transversal não apresentou respostas de VIV com grandes diferenças entre as larguras das faixas de sincronização dos modos identificados. Este comportamento pode estar associado à maior frequência de vibração em $2^\circ\mathcal{M}$, com impacto sobre a contribuição dada pela massa

adicional. De fato, já na ressonância em $3^{\circ}\mathcal{M}$ dos ensaios longitudinais não se observa presença de *Lower branch*, possivelmente devido ao aumento da frequência de vibração que impacta na contribuição da massa adicional. Naqueles ensaios longitudinais, somente o $1^{\circ}\mathcal{M}$, com sua frequência natural baixa³⁷, apresentou uma diferenciação quanto à largura da faixa de velocidades de sincronização de VIV.

A Figura 167 faz também a comparação desses resultados com aqueles em cilindros flexíveis, descritos em Vandiver (1993). Devido à natureza da configuração transversal, a comparação é realizada com base nos resultados dos modos no plano da catenária, ou seja, aqueles com maiores amplitudes de VIV no plano transversal à direção da correnteza. São comparados resultados de amplitude máxima (10% maiores picos), à esquerda, e valores rms, à direita.

Figura 167 Comparação entre as amplitudes modais no plano da catenária transversal (UN), $M_n/\rho D^2 = 1,40$, e as amplitudes experimentais de cilindros flexíveis encontradas em Chung (1987 apud Vandiver, 1993), onde: $\blacksquare$, $m/\rho D^2 = 0,78$; $\times$, $m/\rho D^2 = 1,77$; $\triangle$, $m/\rho D^2 = 3,8$; $\diamond$, $m/\rho D^2 = 34$.

Por se tratar da configuração transversal, não há variação de ângulo de incidência de correnteza em função profundidade. Desta forma, não há necessidade de correção das velocidades de incidência segundo o Princípio da Independência.

³⁷ Conforme apresentado no capítulo 5, o período natural do $1^{\circ}\mathcal{M}$ na catenária longitudinal é 24,24s, enquanto no $3^{\circ}\mathcal{M}$ é de apenas 11,65s. Já na catenária transversal o $2^{\circ}\mathcal{M}$ (primeiro no plano de lançamento) tem período igual a 13,04s, portanto, parecido com o $3^{\circ}\mathcal{M}$ (segundo fora do plano de lançamento).

Segundo a Figura 167, observa-se que as amplitudes de VIV ficam próximas daquelas advindas do VIV no cilindro com $m/\rho D^2 = 1,77$, embora estes aparentemente iniciem a sincronização antes.

A Figura 168 resume os resultados de amplitude modal para os ensaios com correnteza perpendicular ao plano da catenária, destacando as respostas modais fora do plano da catenária. Como esperado, as amplitudes destes casos são menores que as do VIV *cross*, com valores de no máximo $a_{rms}/D = 0,20$. Além disso, a análise das frequências dominantes na vibração revelam comportamentos de duplicidade, $N = 2$, e igualdade em relação à frequência natural, $N = 1$.

Figura 168 Amplitudes modais e frequências dominantes de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida V_{rn} para cada um dos modos de vibrar fora do plano da catenária transversal (UN).

A Figura 169, por sua vez, apresenta resultado análogo para os modos de vibrar contidos no plano da catenária transversal, ou seja, aqueles referentes ao VIV *cross*. Apresentação da relação segundo Strouhal, $S_t = 0,2$, novamente reflete a boa coerência dos resultados em relação à teoria.

Figura 169 Amplitudes modais e frequências dominantes de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida V_{rn} para cada um dos modos de vibrar no plano da catenária transversal (UN).

A seguir são apresentadas as trajetórias monitoradas durante os ensaios com correnteza negativa (UN) incidindo na catenária transversal. Também são apresentadas as curvas de velocidade reduzida ao longo da linha, que não precisam ser corrigidas pelas velocidades incidentes nas posições dos alvos neste caso. Ainda assim, adimensionalização com base nas frequências naturais são utilizadas.

Destaca-se que os três primeiros alvos, posicionados no topo da linha, encontram-se fora d'água. Há, portanto, uma descontinuidade entre o alvo 30 e o alvo 29.

Devido a esta descontinuidade, as trajetórias dos alvos devem ser analisadas em conjunto com o respectivo gráfico da evolução temporal do deslocamento normal, que apresenta uma estimativa para o trecho não monitorado.

Figura 170 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios TRNS-UN11, à esquerda, e TRNS-UN13, à direita.

O primeiro gráfico, Figura 170 à esquerda, diz respeito ao ensaio TRNS-UN11, próximo ao pico ressonante de $2^\circ\mathcal{M}$. De fato, sua análise em conjunto com a respectiva evolução temporal, Figura 151, revela apenas um nó entre as extremidades da linha. Com a inspeção das trajetórias, observa-se que este nó acontece próximo ao alvo 25, no limite do trecho monitorado. Notar que a

distribuição dos pontos de monitoração é adensada na parte de baixo da catenária, como mostrou a Figura 143.

Figura 171 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios TRNS-UN14, à esquerda, e TRNS-UN18, à direita.

Os gráficos dos ensaios TRNS-UN13 e TRNS-UN14 mostram as trajetórias na região de transição entre o $2^{\circ}\mathcal{M}$ e o $4^{\circ}\mathcal{M}$. No primeiro persiste o nó próximo ao alvo 25, já no segundo observa-se a formação de um novo nó junto ao alvo 14. De fato, o gráfico do ensaio TRNS-UN18, que representa o pico ressonante do $4^{\circ}\mathcal{M}$ de vibrar, confirma esta observação.

Como comentado, por limitações do sistema de monitoração, não foi possível rastrear alvos em parte da catenária transversal. Por este motivo, o segundo nó, que caracteriza o $4^{\circ}\mathcal{M}$ de vibrar, não aparece na Figura 171. Lembrar que os três últimos alvos foram monitorados pelo sistema de aquisição emerso.

Figura 172 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios TRNS-UN20, à esquerda, e TRNS-UN21, à direita.

De acordo com a Figura 159 e a Figura 172, os ensaios TRNS-UN20 e TRNS-UN21 representam a região de transição entre o $4^{\circ}\mathcal{M}$ e o $7^{\circ}\mathcal{M}$ de vibrar. O primeiro nó, característico do comportamento em $4^{\circ}\mathcal{M}$ e que anteriormente se encontrava próximo ao alvo

14, na Figura 171, muda de posição, passando para a região limite da monitoração pelo sistema imerso.

Para o último ensaio desta seção, o TRNS-UN21, observa-se a formação de um terceiro nó, próximo ao alvo 17, caracterizando a resposta em $7^{\circ}\mathcal{M}$. Este terceiro nó fica mais evidente nos ensaios TRNS-UN23 e TRNS-UN25, junto ao alvo de número 11.

Figura 173 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios TRNS-UN23, à esquerda, e TRNS-UN25, à direita.

7.3. CORRENTEZA ATUANDO NO SENTIDO POSITIVO (UP)

7.3.1. Análises de Excitação Modal Promovida pelo VIV

O último conjunto de resultados analisados diz respeito ao VIV agindo na catenária transversal com correnteza incidindo no sentido positivo, conforme o sistema de coordenadas apresentado na Figura 144. Diferente do lançamento longitudinal, na catenária transversal não devem haver diferenças significativas devido ao sentido da correnteza, visto que, em tese, ambas incidências tratam da mesma condição de ensaio. No caso desta pesquisa, a única diferença que houvesse poderia, em princípio, ser atribuída a uma possível interferência do sistema de monitoração imerso, que na incidência positiva se mantém à montante da catenária transversal.

A esse respeito, no entanto, verificações de interferência realizadas já no início deste conjunto de condições com correnteza positiva mostraram que a esteira gerada pelas câmeras à montante da catenária não alteram os resultados de maneira significativa, visto que sua influência se restringe às proximidades da superfície livre, onde elas se encontram.

Figura 174 Amplitudes modais de VIV como função das velocidades reduzidas V_{r2} incidindo na direção negativa da catenária transversal (UP).

Sendo assim, a Figura 174 apresenta os resultados de amplitude modal do VIV, como função da velocidade reduzida na catenária transversal sob incidência positiva da correnteza. Nesta figura, fica evidente a maior amplitude de movimento nos modos contidos no plano da catenária, indicados com o padrão “●”. Além disso, como nos conjuntos anteriores, a Figura 174 serve de base para identificação e análise das regiões de interesse, novamente aquelas próximas aos picos ressonantes dos modos excitados pelo VIV e aquelas nas transições modais.

Portanto, as quatro figuras seguintes referem-se à na região de excitação do $2^{\circ}\mathcal{M}$ e do $4^{\circ}\mathcal{M}$ de vibrar. Na Figura 175, observam-se os históricos de amplitude modal do ensaio TRNS-UP09, em $V_r = 6,0$, onde mais uma vez o $2^{\circ}\mathcal{M}$ apresenta as maiores amplitudes durante todo o ensaio, ainda que uma pequena contribuição em $4^{\circ}\mathcal{M}$ também seja identificada.

Figura 175 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UP09 – $V_r = 6,0$.

Figura 176 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UP12 – $V_r = 7,6$.

Figura 177 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UP13 – $V_r = 8,2$.

Por outro lado, competição entre contribuições nesses dois primeiros modos, ambos no plano da catenária transversal, são percebidas nos históricos de amplitude modal da Figura 176 e também da Figura 177.

Figura 178 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UP16 – $V_r = 9,8$.

Na Figura 178, o ensaio TRNS-UP16 em $V_r = 9,8$ próxima ao pico ressonante de VIV em $4^\circ\mathcal{M}$ tem seus históricos de amplitude modal ilustrados, segundo os quais, observam-se pequenos intervalos de alternância deste $4^\circ\mathcal{M}$ com o $2^\circ\mathcal{M}$, ou mesmo com os modos 6 e 7, porém, em menor grau.

Para análise da geometria predominante nestes ensaios, a Figura 179 apresenta as respectivas evoluções temporais de deslocamento na direção normal à catenária nos pontos ao longo do comprimento.

Como se pode notar, a resposta modal é bastante parecida com aquelas observadas nos ensaios com correnteza negativa, apresentadas na Figura 151; o que reafirma a hipótese de equivalência entre as incidências nos dois sentidos considerados.

Todavia, vale relembrar um fato descrito na seção anterior, o de que não foi possível obter um trecho importante da linha transversal com o sistema de aquisição imerso, fazendo com que as evoluções temporais desta seção também sejam apresentadas como resultado da reconstrução do comportamento global a partir das contribuições modais.

Observações idênticas podem ser feitas com base nas evoluções temporais de deslocamento normal dos ensaios TRNS-UP09, TRNS-UP12, TRNS-UP13 e TRNS-UP16.

Figura 179 Evolução temporal dos deslocamentos na direção normal dos ensaios TRNS-UP09, 12, 13 e 16.

A seguir são apresentados os resultados das análises em frequência desses quatro últimos casos. A Figura 180 mostra o resultado do ensaio TRNS-UP09, em $V_r = 6,0$, no qual foi observado o pico de resposta ressonante em $2^\circ M$. Observe que há uma maior intensidade de movimentos neste modo de vibrar, em frequência muito parecida com a natural própria. Nota-se, no entanto, que esse pico ressonante foi ligeiramente antecipado em relação à velocidade reduzida do ensaio TRNS-UN11, com $V_r = 7,1$, o que pode ter alguma relação com a influência das câmeras a montante da catenária transversal.

Além disso, a amplitude máxima verificada no ensaio com correnteza positiva, TRNS-UP09, foi de $a_{rms}/D = 0,66$, enquanto no caso com correnteza negativa, TRNS-UN11, foi de $a_{rms}/D = 0,76$.

Figura 180 Análise de frequência do ensaio TRNS-UP09 – $V_r = 6,0$.

Resultados das análises em frequência do ensaio TRNS-UP12 são apresentados na Figura 181 e resultados análogos para o ensaio TRNS-UP13 na Figura 182. De acordo com os gráficos, os comportamentos característicos da região de transição do $2^{\circ}\mathcal{M}$ para o $4^{\circ}\mathcal{M}$, no entanto, são também antecipados em relação aos mesmos comportamentos nos ensaios com correnteza negativa, TRNS-UN13 e TRNS-UN14.

Além da eventual influência da esteira formada pelas câmeras à montante da catenária transversal durante os reboques com velocidade positiva (UP), outro aspecto pode ser levado em consideração na busca por justificativas para as pequenas diferenças identificadas. Em velocidades muito baixas como as ensaiadas nesta pesquisa, pode haver uma pequena diferença na condição de controle do carro de reboque do tanque de provas quando operando em um e outro sentido, o que justificaria parte das diferenças nas velocidades reduzidas onde as regiões características aconteceram, da ordem de 10 a 15% em V_r .

Figura 181 Análise de frequência do ensaio TRNS-UP12 – $V_r = 7,6$.

Figura 182 Análise de frequência do ensaio TRNS-UP13 – $V_r = 8,2$.

A Figura 183 mostra os resultados da análise em frequência para o ensaio próximo ao pico de resposta ressonante de VIV, ensaio TRNS-UP16. Como vem sistematicamente ocorrendo nesta seção, este pico também foi antecipado em termos da velocidade reduzida, agora em $V_r = 9,8$, enquanto na catenária transversal sob correnteza negativa aconteceu no ensaio TRNS-UN18, com $V_r = 10,9$.

Figura 183 Análise de frequência do ensaio TRNS-UP16 – $V_r = 9,8$.

Dando sequência às análises em frequência das regiões de interesse, as próximas figuras apresentam os comportamentos de VIV da catenária transversal na transição do 4ºM para o 7ºM de vibrar, ambos no plano da catenária; além do 6ºM, também nesse plano, mas referindo-se a um modo axial.

A Figura 184, que descreve o comportamento de amplitude modal do ensaio TRNS-UP19, apresenta uma grande alternância entre o 4ºM e o 7ºM de vibrar. Já no ensaio TRNS-UP20, Figura 185, tem-se dois históricos mais estáveis e de interesse: um com amplitudes significativas em 7ºM, e o outro com menores amplitudes de resposta em 4ºM.

Figura 184 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UP19 – $V_r = 11,5$.

Figura 185 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UP20 – $V_r = 12,0$.

A Figura 186 apresenta os históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UP25, segundo os quais é possível observar o predomínio do 7ºM de vibrar na dinâmica global da linha, ainda que os modos anteriores também se façam presentes com menores amplitudes.

Figura 186 Históricos de amplitude modal no ensaio TRNS-UP25 – $V_r = 14,7$.

A evidência de configuração em 7ºM pode ser visualizada no último gráfico da Figura 187, que apresenta a evolução temporal para os três últimos ensaios: TRNS-UP19, TRNS-UP20 e TRNS-UP25. Destes, os dois primeiros referem-se à região de transição e o último ao pico de resposta ressonante de VIV em 7ºM, como já discutido.

Ainda de acordo com este último gráfico, observa-se no transcórre de todo o ensaio a presença de três nós entre as extremidades da linha, confirmação da predominância da vibração em 7ºM.

No entanto, próximo ao instante de tempo 1250s, a presença destes três nós é ainda mais perceptível. Voltando para a análise dos respectivos históricos de amplitude modal, Figura 186, esta caracterização mais precisa dos três nós coincide com uma drástica redução da amplitude do 4ºM, e o aumento de amplitude do 9ºM. Portanto, pode-se inferir que,

provavelmente, o pico ressonante em $7^{\circ}\mathcal{M}$ esteja realmente em velocidades maiores, as quais não foram atingidas neste conjunto de ensaios.

Figura 187 Evolução temporal dos deslocamentos na direção normal dos ensaios TRNS-UP19, 20 e 25.

No entanto, estes pequenos trechos de maior predominância dos três nós servem também para validar o processo de apresentação dos gráficos de evolução temporal, feitos a partir da reconstrução da dinâmica global baseada nas componentes modais identificadas pelos alvos monitorados (em menor quantidade que na catenária longitudinal).

Como novo exemplo para esta validação, a Figura 188 apresenta comparação entre os dois possíveis procedimentos para obtenção do gráfico de evolução temporal no ensaio TRNS-UP25. No gráfico acima, tem-se o resultado calculado via reconstrução a partir das componentes modais, enquanto no gráfico abaixo apresenta-se o resultado bruto, obtido apenas com as informações dos alvos monitorados.

Como é possível observar, há uma boa melhora na identificação modal e uma concordância de resultados na região monitorada.

Figura 188 Comparação da evolução temporal dos deslocamentos na direção normal dos ensaios TRNS-UP25.

A Figura 189 apresenta o resultado das análises em frequência do ensaio TRNS-UP19. Como esperado, o resultado é similar ao apresentado na Figura 160, referente ao ensaio TRNS-UN20. Observa-se, novamente, uma alternância entre o $4^{\circ}\mathcal{M}$ e o $7^{\circ}\mathcal{M}$; sendo o primeiro, aquele predominante na caracterização da dinâmica global da resposta de VIV.

Figura 189 Análise de frequência do ensaio TRNS-UP19 – $V_r = 11,5$.

A Figura 189, juntamente com a Figura 190, representam a região de transição entre o $4^{\circ}\mathcal{M}$ e o $7^{\circ}\mathcal{M}$. Sendo assim, esta última, referente ao ensaio TRNS-UP20, já mostra uma maior concentração das amplitudes de movimento no $7^{\circ}\mathcal{M}$, apesar de haver uma amplitude significativa ainda em quarto modo, vibrando na frequência do sétimo modo, $4^{\circ}\mathcal{M}\langle f \approx f_{n7} \rangle$.

Figura 190 Análise de frequência do ensaio TRNS-UP20 – $V_r = 12,0$.

Por fim, a Figura 191 apresenta o resultado do ensaio TRNS-UP25 com as maiores amplitudes identificadas em $7^{\circ}\mathcal{M}\langle f \approx f_{n7} \rangle$. Note que contribuições nos modos 2, 4 e 9 também são percebidas nesta última condição de velocidade positiva ensaiada.

Figura 191 Análise de frequência do ensaio TRNS-UP25 – $V_r = 14,7$.

7.3.1. Análises de Síntese e Comparações

A Figura 192 traz, então, o resultado das amplitudes modais adimensionalizadas pela frequência de cada um dos respectivos modos de vibração, V_{rn} .

Também na catenária transversal em correnteza positiva pode-se observar a sobreposição das faixas de sincronização dos principais modos na região de $3 \leq V_{rn} < 10$; embora haja um aumento das amplitudes em $4^{\circ}\mathcal{M}$ após este intervalo. Este aumento também foi identificado nos ensaios com correnteza negativa, mas de forma menos expressiva.

Reanalizando este último comportamento em conjunto com a Figura 174, nota-se que o aumento das amplitudes em $4^{\circ}\mathcal{M}$ ocorre em conjunto com os modos 6 e 7, caracterizando uma resposta multimodal típica, não observada nos ensaios da catenária longitudinal. Além disso, destaca-se a ausência do *Lower branch* do primeiro modo, claramente observado nos ensaios do capítulo anterior (UD e UI).

Ainda com relação às análises de síntese, observa-se que houve uma redução dos picos de amplitude de resposta ao VIV, particularmente com relação aos valores de rms máximo, que passaram $a_{rms}/D = 0,76$, no caso negativo, para $a_{rms}/D = 0,66$ no das correntezas positivas. Além disso, a ocorrência destes picos em valores menores de velocidade reduzida pode ser observada de maneira mais clara na Figura 192.

A Figura 193 apresenta a comparação com os resultados apresentados por Vandiver (1993). Confirma-se, nesta comparação, os menores valores de pico de amplitude de VIV em comparação com os obtidos nos cilindros flexíveis longos. No entanto, as faixas de sincronização modal parecem comparar melhor com os resultados para o cilindro flexível com $m/\rho D^2 = 1,77$, curva com o indicador “✕”. A exceção fica por conta do segundo pico na curva do $4^{\circ}\mathcal{M}$.

Conforme comentado na seção anterior, não há necessidade de correção da velocidade incidente com base no Princípio da Independência, pois a mesma atua no sentido positivo da direção perpendicular ao plano de lançamento da catenária. Sendo assim a velocidade nominal dos experimentos são iguais à velocidade incidente no *riser*.

Figura 192 Amplitude modais de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida, V_{rn} , calculada com base nas respectivas frequências naturais de cada modo natural da catenária transversal. Velocidades incidindo na direção positiva (UP).

Figura 193 Comparação entre as amplitudes modais no plano da catenária transversal (UP), $M_n/\rho D^2 = 1,40$, e as amplitudes experimentais de cilindros flexíveis encontradas em Chung (1987 apud Vandiver, 1993), onde: ■, $m/\rho D^2 = 0,78$; ✕, $m/\rho D^2 = 1,77$; Δ, $m/\rho D^2 = 3,8$; ◇, $m/\rho D^2 = 34$.

A Figura 194 e a Figura 195 apresentam, respectivamente, os resultados das amplitudes modais para os casos fora do plano e no plano da catenária transversal. Vários comentários referentes à amplitude de VIV *cross*, ou no plano da catenária, já foram tecidos.

De maneira complementar, a Figura 194 traz a informação da amplitude de VIV *inline*, ou fora do plano da catenária. Nesta figura é possível observar os níveis menores de amplitude, passando de um valor rms máximo $a_{rms}/D = 0,17$, no caso da velocidade negativa, para $a_{rms}/D = 0,11$ na velocidade positiva incidindo perpendicular ao plano de lançamento da catenária. Ainda assim, os formatos das curvas de resposta são muito parecidos.

No que diz respeito à relação entre frequências, os ensaios com correnteza positiva também apresentam valores muito parecidos com aqueles referentes à incidência da correnteza em sentido negativo.

Figura 194 Amplitudes modais e frequências dominantes de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida V_{rn} para cada um dos modos de vibrar fora do plano da catenária transversal (UP).

Figura 195 Amplitudes modais e frequências dominantes de VIV, apresentadas como função da velocidade reduzida V_{rn} para cada um dos modos de vibrar no plano da catenária transversal (UP).

Finalizando as análises dos experimentos desta pesquisa, as figuras seguintes trazem as trajetórias dos movimentos dos alvos monitorados no decorrer dos ensaios com correnteza positiva.

Diferente dos ensaios apresentados no capítulo 6, a geometria que descreve a trajetória dos alvos nos ensaios com correnteza transversal é apresentada no plano bi-normal-normal.

A Figura 196 mostra trajetórias associadas ao comportamento global da catenária transversal, em velocidade reduzida próxima ao pico ressoante do 4ºM de vibrar. Mais uma vez, vale o alerta de que os três primeiros alvos destes gráficos estão fora d'água e a totalidade da geometria deve ser analisada em conjunto com os gráficos de evolução temporal dos deslocamentos no plano normal à linha em cada ponto considerado.

Figura 196 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios TRNS-UP09, à esquerda, e TRNS-UP12, à direita.

Apresentação análoga a do ensaio TRNS-UP12 é feita para o ensaio TRNS-UP13, nos gráficos à esquerda da Figura 197, que dizem respeito ao comportamento na região de transição do $2^{\circ}\mathcal{M}$ para o $4^{\circ}\mathcal{M}$ de vibrar.

Além disso, os gráficos da direita na Figura 197 trazem o comportamento da catenária transversal na região próxima ao pico ressoante do $4^{\circ}\mathcal{M}$, segundo a qual é possível observar a formação de um nó junto ao alvo 14. O segundo nó, no entanto, aquele que permite a

caracterização efetiva do $4^{\circ}\mathcal{M}$ não pôde ser visualizado na Figura 197, apenas com base no gráfico da evolução temporal dos deslocamentos normais apresentados na Figura 179.

Figura 197 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios TRNS-UP13, à esquerda, e TRNS-UP16, à direita.

A Figura 198 traz as trajetórias dos alvos nos dois ensaios que foram identificados como representativos da transição entre o $4^{\circ}\mathcal{M}$ e o $7^{\circ}\mathcal{M}$ de vibrar. No ensaio TRNS-UP19, gráficos à esquerda, já é possível observar os dois nós, que junto com o terceiro que não foi

monitorado, caracterizam o $7^{\circ}\mathcal{M}$ dominante neste ensaio. Estes dois nós ficam próximos dos alvos 14 e 27, que também podem ser visualizados na Figura 199, referente ao comportamento dinâmico junto ao pico ressoante de VIV em $7^{\circ}\mathcal{M}$, ensaio TRNS-UP25.

Figura 198 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios TRNS-UP19, à esquerda, e TRNS-UP20, à direita.

Figura 199 Gráfico das trajetórias dos alvos no plano normal-binormal dos ensaios TRNS-UP25.

Estes últimos gráficos põem fim à apresentação dos resultados obtidos nesta pesquisa de investigação do fenômeno de VIV ocorrendo em catenárias submetidas a perfis constantes de velocidade ao longo da profundidade.

O próximo capítulo traz as conclusões do trabalho como um todo, construídas com base nas observações e discussões conduzidas nos capítulos 4, 6 e 7 desta tese.

8. CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS

Conforme descrito nesta tese, o problema de vibrações em cilindros por conta da emissão de vórtices do escoamento incidente é um problema extensamente estudado no campo da engenharia. No entanto, ainda não se tem um entendimento completo desse problema, particularmente quando são consideradas linhas em configuração de catenária. Sendo assim, esta pesquisa trouxe aspectos que podem contribuir para o melhor entendimento da dinâmica de um *riser* nesta configuração.

Estudos de vibrações induzidas pela emissão de vórtices em linhas flexíveis verticais têm sido gradativamente encontrados na literatura. Neste sentido, este texto apresenta resultados obtidos em uma extensa campanha de investigação experimental com modelos de *riser* lançados em catenária que podem ser comparados mediante considerações pertinentes e, portanto, contribuir com o entendimento mais abrangente deste fenômeno.

Para a realização dos experimentos contidos nesta tese e o posterior processamento e análise de seus resultados, dois procedimentos adotados foram de fundamental importância e merecem destaque como contribuições.

O primeiro diz respeito ao projeto do modelo de *riser* em escala reduzida. Como descrito ao longo do texto, foi desenvolvido um procedimento para confecção de um modelo que mantivesse similaridade com parâmetros da dinâmica global de um *riser* real. Sendo assim, rigidez axial, comportamento em flexão, frequências e modos naturais foram mantidos na proporção da escala. Assim, conforme apresentado no capítulo 4, foram obtidos ótimos resultados na comparação entre os resultados numéricos do modelo projetado e aqueles do *riser* em escala real. Isso viabilizou a construção de um modelo reduzido a partir de um tubo de silicone preenchido com microesferas de aço, que posteriormente se mostrou bastante aderente aos comportamentos dinâmicos esperados.

O segundo procedimento diz respeito à utilização da metodologia de decomposição modal para interpretação dos resultados experimentais. Tal procedimento foi originalmente proposto pelo grupo de pesquisa para análise de resultados de modelos na configuração vertical, mostrando ótimos resultados, e aqui adaptado para o caso das catenárias. Leve-se em consideração a difícil tarefa de interpretar os dados da dinâmica global de uma linha flexível em catenária, caracterizada pela sobreposição de contribuições modais, resultado de um fenômeno altamente não-linear, de excitação multimodal e tridimensional. Esta dificuldade

não seria vencida sem a aplicação da decomposição modal que se mostrou extremamente adequada e fundamental para o entendimento do comportamento do VIV na catenária.

Com base nestes procedimentos, após uma descrição detalhada dos arranjos experimentais, no capítulo 5, resultados de VIV nas catenárias longitudinal e transversal são respectivamente apresentados, discutidos e comparados nos capítulos 6 e 7, em cada um dos quais, é feita uma divisão quanto ao sentido da correnteza, configurando, portanto, quatro grandes grupos de resultados.

Para cada uma destes grupos, apresentou-se primeiramente o gráfico das respostas de VIV por velocidade reduzida, sendo estas calculadas com base nas respectivas séries temporais de amplitude modal, o que possibilita a análise da contribuição destes modos no comportamento dinâmico global das catenárias. Nos dois casos longitudinais utilizou-se a frequência do primeiro modo natural para o cálculo das velocidades reduzidas, enquanto para os casos transversais o procedimento foi executado com base na frequência do segundo modo natural. Considerando que o primeiro modo natural se dá fora do plano da catenária e o segundo no plano da catenária, este procedimento foi adotado, pois as respostas com amplitudes mais relevantes estão sempre concentradas na direção transversal à correnteza. De fato, no caso da catenária longitudinal, as maiores amplitudes de VIV aconteceram fora do plano, enquanto na catenária transversal foram as vibrações no próprio plano de lançamento que apresentaram as maiores amplitudes. Em ambos os casos, a construção dos gráficos de resposta de VIV por velocidade reduzida possibilitou análise aprofundada das chamadas regiões de interesse, neste texto relacionadas: (a) ao entorno dos picos ressonantes de cada componente modal identificada e (b) às proximidades da transição entre modos adjacentes, estas sempre associadas a um quadro dinâmico caracterizado pela coexistência modal.

O aprofundamento das análises consistiu, então, na apresentação de três tipos de resultados distintos para as regiões de interesse, quais sejam: (i) aqueles referentes às séries temporais de amplitude modal, segundo as quais foi possível observar a contribuição de cada um dos modos de vibrar durante os ensaios; (ii) aqueles referentes às evoluções temporais, com as quais foi possível identificar a forma modal dominante em cada comportamento dinâmico da linha; e (iii) aqueles referentes às séries temporais de frequência instantânea, com as quais foi possível avaliar os respectivos conteúdos de frequência em cada contribuição modal.

Independente da direção de lançamento das catenárias, nas velocidades reduzidas próximas aos picos ressonantes de VIV as respostas se mostram dominadas pelos respectivos

modos naturais excitados. Já para as regiões de transição, de fato, se observa em quase todos os ensaios certa coexistência dos modos adjacentes. Esta coexistência se dá de duas maneiras distintas: em alguns ensaios, há uma grande alternância entre os modos; em outros as séries temporais são mais regulares, e os modos da região de transição convivem simultaneamente, ambos com amplitude apreciável.

Os gráficos de evolução temporal dos deslocamentos cumpriram o papel esperado e possibilitaram a identificação da quantidade de nós, ou ventres, ao longo das catenárias, confirmando a geometria modal dominante na dinâmica global. Além disso, nos ensaios com a catenária transversal, a reconstrução da dinâmica global com base nas componentes modais monitoradas, associada aos gráficos de evolução temporal dos deslocamentos normais à catenária ao longo do comprimento, compuseram um método de análise muito eficiente, mesmo considerando o menor número de alvos disponíveis. Assim, independente da direção de lançamento, longitudinal ou transversal, foram observados no máximo três nós entre as extremidades da catenária no intervalo de velocidades consideradas para os ensaios de VIV desta tese.

Complementando esta compreensão, as análises em frequência das séries temporais modais confirmaram a natureza das componentes de frequência em cada regime de VIV das catenárias. Na maioria dos ensaios, a frequência de vibração se estabeleceu no patamar de sincronização, segundo as frequências naturais identificadas pela análise numérica e também pelos ensaios de decaimento. Em alguns casos, no entanto, principalmente nas regiões de transição, modos exercem influência decisiva entre si, sendo possível a identificação de contribuições modais em frequências distintas da sua natural própria. Comportamento deste tipo pode ser observado, por exemplo, na Figura 99, onde a contribuição dominante em quinto modo, $5^{\circ}\mathcal{M}$, acaba influenciando as contribuições em $1^{\circ}\mathcal{M}$, $3^{\circ}\mathcal{M}$ e $8^{\circ}\mathcal{M}$; estas menos expressivas, mas presentes.

Após análise aprofundada segundo estes conjuntos de gráficos, cada grupo de resultados foi sintetizado e comparado com resultado da literatura. No processo de síntese, o primeiro gráfico apresentado diz respeito ao mesmo resultado de amplitude modal, no entanto, com a velocidade reduzida calculada para cada um dos respectivos modos de vibrar. Segundo esta apresentação, é possível observar que nos quatro grupos de ensaios (UD, UI, UN e UP), há uma sobreposição das respostas modais de VIV em uma região de $4 \lesssim V_r \lesssim 10$, semelhante ao que acontece nos cilindros flexíveis verticais. Isto comprova que a decomposição modal do resultado experimental na catenária, atrelada a adimensionanlização

do V_r pela frequência de cada um dos modos presentes, reproduz perfeitamente o resultado típico da resposta de VIV e, portanto, abre espaço para que análises e proposições futuras sejam feitas com base nos resultados assim obtidos. Importante destacar que a eficiência da decomposição modal e análises propostas nesta tese é intrinsecamente associada à boa identificação das frequências e modos naturais da estrutura sob investigação dinâmica.

Outro resultado interessante foi obtido nos ensaios com a catenária lançada longitudinalmente ao reboque, segundo os quais: o primeiro modo de vibrar, $1^\circ \mathcal{M}(f \approx f_{n1})$, teve um comportamento típico de sistemas com baixo valor de massa reduzida, $m^* < 6$, exibindo um nítido ramo inferior de resposta ressonante; o conhecido *Lower branch*. Apesar de a massa reduzida estar efetivamente abaixo deste valor, não se observou o mesmo comportamento para os demais modos de vibrar do caso longitudinal, nem mesmo para as componentes da resposta nos ensaios com a catenária transversal. Este comportamento pode estar associado a baixa frequência de vibração do primeiro modo da catenária, sendo que em modos mais altos a contribuição da massa adicional não deve exercer o mesmo efeito no mecanismo de sincronização.

Para confirmação destes resultados, foram feitas comparações com os resultados apresentados por Vandiver (1993), referentes à resposta de VIV em cilindros flexíveis verticais. Segundo essas comparações, de fato, os resultados aqui documentados e discutidos se assemelham bastante com aqueles apresentados por Vandiver, porém, abrindo destaque para duas observações importantes:

As amplitudes obtidas são ligeiramente menores do que as apresentadas em Vandiver (1993); no entanto, confirmadas pelas observações feitas em Assi *et al.* (2014), tecidas com base nas respostas de VIV em cilindros curvos. Segundo os autores deste último trabalho, há uma clara demonstração de que a curvatura modifica o mecanismo de emissão de vórtices, de modo que a estrutura é exposta a forças de excitação de menor magnitude. Além disso, observam que a configuração côncava apresenta maiores amplitudes de resposta de VIV. Curiosamente, esta configuração côncava corresponde à correnteza atuando pelo Intradorso na presente pesquisa, geometria que, de maneira semelhante, também apresenta as maiores amplitudes de VIV transversal à correnteza incidente nas catenárias.

A segunda observação diz respeito à faixa de amplitude de VIV em função da velocidade reduzida. Nos gráficos de comparação com Vandiver (1993), os ensaios com a catenária longitudinal mostram faixas de sincronização em velocidades reduzidas ligeiramente

maiores. Esta diferença pode ser atribuída ao ângulo de inclinação da catenária em relação ao escoamento incidente. Apesar deste ângulo ser variável ao longo do comprimento, foi feita uma correção constante de $\theta = 60^\circ$ para o caso com correnteza atuando pelo Dorso e de $\theta = 55^\circ$ para o caso pelo Intradorso. Conforme citado ao longo do texto, a utilização de tais ângulos teve como objetivo único e exclusivo a identificação da ordem de grandeza de um ângulo típico suficiente à interpretação via princípio da independência. Ao menos por enquanto, não há uma definição de ângulo que permita uma equivalência global dos resultados da catenária com aqueles encontrados em cilindros flexíveis longos. Por outro lado, não faz sentido utilizar o princípio da independência para os ensaios da catenária transversal, já que nesta configuração o escoamento se apresenta de forma transversal ao plano de lançamento. De fato, nos ensaios com a catenária transversal intervalos de sincronização ficaram mais próximos dos gráficos apresentados por Vandiver (1993).

Quanto às análises de síntese em termos das frequências, a decomposição modal também permitiu a identificação isolada das respostas de *VIV cross* e *VIV inline*.

Para todas as respostas de *VIV cross* observou-se que as frequências de vibração se dispõem em patamares bem definidos, que acompanham e caracterizam perfeitamente as regiões de sincronização dos respectivos modos de vibrar. Além disso, a apresentação da relação segundo Strouhal, $S_t = 0,2$, reflete uma boa coerência dos resultados em relação à teoria, conforme resultados apresentados por Williamson & Govardhan (2004) e Govardhan & Williamson (2000).

Já para nos gráficos de *VIV inline*, destaca-se que as amplitudes puderam ser melhor visualizadas, pois puderam ser isoladas dos gráficos de *VIV cross*. Sendo assim, as amplitudes obtidas chegaram a no máximo $a_{rms}/D \cong 0,20$. Concomitantemente, no que se refere às frequências de vibração, há um evidente alinhamento de quase todos os casos para relações de igualdade e duplicidade entre frequências nos dois planos, $N = 1$ e $N = 2$; entenda-se que esta relação representa o número de oscilações na direção do plano da catenária durante um único ciclo de oscilação fora do plano da mesma.

Com base nas análises dos gráficos das trajetórias de movimento nos alvos e os respectivos gráficos da velocidade reduzida corrigida com o ângulo da catenária nas posições monitoradas, confirmou-se a geometria de cada modo dominante nos vários ensaios, permitindo entendimento de como se processa a transição dos nós, análise geométrica conduzida sob o ponto de vista da influência da velocidade reduzida calculada pela correnteza

que atua na linha. Além disso, de uma maneira geral, trajetórias “em forma de oito” foram identificadas nos ensaios com a catenária transversal, onde o acoplamento modal se estabeleceu de maneira mais clara, o que se refletiu também nas maiores amplitudes de resposta.

Como comentário final, espera-se ter criado condições para que em trabalhos futuros seja possível expandir os resultados desta pesquisa, considerando outros modelos em escala reduzida, com diferentes propriedades físicas e outras configurações geométricas de lançamento. Antes disso, porém, acredita-se também que a riqueza de comportamentos identificados nos ensaios desta tese por si só já represente um estímulo a outros trabalhos de análise e comparação numérico-experimental, que contribuam ainda mais para a compreensão do fenômeno de VIV agindo nos *risers*. Neste sentido, destaca-se o aprofundamento e investigação da ocorrência do sexto modo, $6^{\circ}\mathcal{M}$, no modelo numérico, além da correlação da tração no topo monitorada com os resultados de VIV.

BIBLIOGRAFIA

- Aranha, J. A., Martins, C. A., & Pesce, C. P. (1997). Analytic approximation for the dynamic bending moment at the touchdown point of a catenary riser. *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, 7(4), 241-249.
- Assi, G. R. (2009). *Mechanisms for flow-induced vibration of interfering bluff bodies*. Ph.D., Imperial College London. Fonte: <http://ethos.bl.uk/OrderDetails.do?uin=uk.bl.ethos.508992>
- Assi, G. R., Srinil, N., Freire, C. M., & Korkischko, I. (2014). Experimental investigation of the flow-induced vibration of a curved cylinder in convex and concave configurations. *Journal of Fluids and Structures*, 44, 52-66.
- Averbuch, D., Le Cunff, C., Martins, A., & Biolley, F. (2004). Analytical methods for calculation of in plane and out-of plane eigenmodes and eigenfrequencies of SCRs. *International Offshore and Polar Engineering Conference, ISOPE*, (pp. 551-556). Toulon, França.
- Bearman, P. W. (1984). Vortex shedding from oscillating bluff bodies. *Annual review of fluid mechanics*. Vol. 16, 195-222.
- Bin Tofa, M. M., Maimun, A., Ahmed, Y. M., Jamei, S., Kader, S., & Abyn, H. (2014). Two degree of freedom vortex induced vibration tests of a riser model using spring bars. *Applied Mechanics and Materials*, 465-466, 1339-1346.
- Blevins, R. D. (1977). Flow-induced vibration. *Van Nostrand Reinhold Co.*, 377. Fonte: <http://adsabs.harvard.edu/abs/1977vnr..book....B>
- Chatjigeorgiou, I. K. (2008). Application of the WKB method to catenary-shaped slender structures. *Mathematical and Computer Modelling*, 48(1-2), 249-257.
- Chatjigeorgiou, I. K. (2008). Solution of the boundary layer problems for calculating the natural modes of riser-type slender structures. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 130(1).
- Chucheepsakul, S., & Huang, T. (1997). Effect of axial deformation on natural frequencies of marine cables. *Offshore and Polar Engineering Conference*, 2, pp. 131-136. Honolulu, EUA.
- Da Silveira, L. M., Cunha, L. D., Martins, C. A., & Pesce, C. P. (2007). An investigation on the effect of tension variation on VIV of risers. *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 1, pp. 267-275. San Diego, EUA.
- Dale, N. M., & Bridge, C. D. (2007). Measured VIV response of a deepwater SCR. *International Offshore and Polar Engineering Conference*, (pp. 796-802). Lisboa, Portugal.
- Fernandes, A. C., Mourelle, M. M., Serta, O. B., da Silva, S., & Parra, P. H. (1997). Hydrodynamic coefficients in the design of steel catenary risers. *International Symposium on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 1, pp. 271-278. Yokohama, Japão.
- Fernandes, A. C., Sefat, S. M., Cascão, L. V., Boas, P. V., & Francis, R. (2011). Further investigations on vortex self induced vibration (VSIV). *International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, 7, pp. 651-656. Rotterdam, Holanda.
- Fernandes, A. C., Silva, E. M., Franciss, R., Coelho, F. M., & Neto, S. F. (2008). VSIV (Vortex Self-Induced Vibration) kinematics. *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 5, pp. 847-854. Estoril, Portugal.

- Franciss, R. (2001). Vortex induced vibration monitoring system in the steel catenary riser of P-18 semi-submersible platform. *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 1, pp. 435-439. Rio de Janeiro, Brasil.
- Franciss, R., & Santos, C. P. (2004). Understanding the measured VIV data of a steel catenary riser installed at P-18 platform in Campos Basin. *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 1 A, pp. 363-368. Columbia, Canada.
- Franzini, G. R. (2012). *Investigação experimental do escoamento ao redor de cilindros inclinados, sujeitos a condições de contorno assimétricas nas extremidades*. Tese de Doutorado. São Paulo, Brasil: Universidade de São Paulo. Fonte: <http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3135/tde-26072013-165702/>
- Franzini, G. R., Fajarra, A. L., Meneghini, J. R., Korkischko, I., & Franciss, R. (2009). Experimental investigation of Vortex-Induced Vibration on rigid, smooth and inclined cylinders. *Journal of Fluids and Structures*, 25(4), 742-750.
- Fajarra, A. L. (2002). *Estudos Experimentais e Analíticos das Vibrações Induzidas pela Emissão de Vórtices em Cilindros Flexíveis e Rígidos*. Tese de Doutorado. São Paulo, Brasil: Universidade de São Paulo.
- Fajarra, A. L., Meneghini, J. R., Franciss, R., Franzini, G. R., & Korkischko, I. (2007). Experimental investigation of vortex-induced vibration on an inclined circular cylinder. *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 3, pp. 675-683. San Diego, EUA.
- Fajarra, A. L., Pesce, C. P., Flemming, F., & Williamson, C. H. (2001). Vortex-induced vibration of a flexible cantilever. *Journal of Fluids and Structures*, 15(3-4), 651-658.
- Govardhan, R., & Williamson, C. H. (2000). Modes of vortex formation and frequency response of a freely vibrating cylinder. *Journal of Fluid Mechanics*, 420, 85-130.
- Huang, N. E., Shen, Z., Long, S. R., Wu, M. C., Snin, H. H., Zheng, Q., . . . Liu, H. H. (1998). The empirical mode decomposition and the Hubert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis. *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 454(1971), 903-995.
- Huera-Huarte, F. J., & Bearman, P. W. (2009). Wake structures and vortex-induced vibrations of a long flexible cylinder-Part 1: Dynamic response. *Journal of Fluids and Structures*, 25(6), 969-990.
- Itoh, Y., & Tamura, T. (2008). Large eddy simulation of turbulent flows around bluff bodies in overlaid grid systems. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 96(10-11), 1938-1946.
- Jain, A., & Modarres-Sadeghi, Y. (2013). Vortex-induced vibrations of a flexibly-mounted inclined cylinder. *Journal of Fluids and Structures*, 43, 28-40.
- Jauvtis, N., & Williamson, C. H. (2003). Vortex-induced vibration of a cylinder with two degrees of freedom. *Journal of Fluids and Structures*, 17(7), 1035-1042. Fonte: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0889974603000513>
- Jung, D., Lee, H., Kim, H., & Moon, D. (2012). Study of vortex-induced vibrations in a riser under low Keulegan-Carpenter numbers. *International Ocean and Polar Engineering Conference*, (pp. 559-564). Rhodes, Grécia.
- Le Cunff, C., Averbuch, D., & Biolley, F. (2004). Influence of current direction on VIV of a steel catenary riser. *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 1 A, pp. 23-30. Vancouver, Canada.

- Le Cunff, C., Biolley, F., & Damy, G. (2005). Experimental and numerical study of Heave-Induced Lateral Motion (HILM). *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 3, pp. 757-765. Halkidiki, Grécia.
- Leira, B. J., Karunakaran, D., Giertsen, E., Passano, E., & Farnes, K. A. (2004). Analysis guidelines and application of a riser-soil interaction model including trench effects. *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 1 B, pp. 955-962. Vancouver, Canada.
- Lewis, E. V. (1988). *Principles of Naval Architecture Volume II: Resistance, Propulsion and Vibration*. Jersey, EUA: Society of Naval Architects & Marine Engineers.
- LIFE&MO. (2011). *Experimentos hidro-elásticos com cilindros flexíveis – concepção e técnicas experimentais RT-1, Módulo 4*. São Paulo, Brasil: Laboratório de Interação Fluido-Estrutura & Mecânica Offshore (LIFE&MO) – EPUSP.
- LIFE&MO. (2011). *Experimentos hidro-elásticos com cilindros flexíveis e modelos de risers construção, caracterização de modelos e planejamento de ensaios RT-2, Módulo 4*. São Paulo, Brasil: Laboratório de Interação Fluido-Estrutura & Mecânica Offshore (LIFE&MO) – EPUSP.
- LIFE&MO. (2011). *Modelagem matemática da dinâmica de risers através de técnicas de redução fazendo uso de representação por modos não-lineares de natureza hidro-elástica e de contato (versão revisada, com apêndices) RT-1, Módulo 1*. São Paulo, Brasil: Laboratório de Interação Fluido-Estrutura & Mecânica Offshore (LIFE&MO) – EPUSP.
- LIFE&MO. (2011). *Modelagem matemática da dinâmica de risers através de técnicas de redução fazendo uso de representação por modos não-lineares RT-2, Módulo 1*. São Paulo, Brasil: Laboratório de Interação Fluido-Estrutura & Mecânica Offshore (LIFE&MO) – EPUSP.
- LIFE&MO. (2011). *Modelagem no domínio do tempo com modelos fenomenológicos de VIV RT-1, Módulo 2*. São Paulo, Brasil: Laboratório de Interação Fluido-Estrutura & Mecânica Offshore (LIFE&MO) – EPUSP.
- LIFE&MO. (2012). *Experimentos hidro-elásticos com cilindro flexível vertical em canal de água circulante (NDF) RT-3.1, Módulo 4*. São Paulo, Brasil: Laboratório de Interação Fluido-Estrutura & Mecânica Offshore (LIFE&MO) – EPUSP.
- LIFE&MO. (2012). *Experimentos hidro-elásticos com modelo de riser em catenária RT-3.3, Módulo 4*. São Paulo, Brasil: Laboratório de Interação Fluido-Estrutura & Mecânica Offshore (LIFE&MO) – EPUSP.
- LIFE&MO. (2012). *Experimentos hidro-elásticos com modelo de riser vertical RT-3.4, Módulo 4*. São Paulo, Brasil: Laboratório de Interação Fluido-Estrutura & Mecânica Offshore (LIFE&MO) – EPUSP.
- LIFE&MO. (2012). *Experimentos hidro-elásticos com modelo imerso de riser em catenária, sujeito à imposição de movimentos verticais no topo RT-3.2, Módulo 4*. São Paulo, Brasil: Laboratório de Interação Fluido-Estrutura & Mecânica Offshore (LIFE&MO) – EPUSP.
- Malta, E. B. (2010). *Métodos e processos para a análise experimental de sistemas oceânicos de produção de petróleo e gás*. Dissertação de Mestrado. São Paulo, Brasil: Universidade de São Paulo. Fonte: <http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3135/tde-17082010-113906/>
- Martins, C. A. (2008). *Manual Poliflex3D*. Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil.

- Mazzilli, C. E., & Sanches, C. T. (2009). Non-linear normal modes of a fixed-moored offshore catenary riser. *Congresso dell'Associazione Italiana di Meccanica Teorica e Applicata*. Ancona, Italia: Aras Edizioni.
- McDermott International, Inc. (2014). Acesso em 10 de 2014, disponível em <https://www.flickr.com/photos/66500704@N04/6215892849/in/photostream/>
- Miliou, A., De Vecchi, A., Sherwin, S. J., & Graham, J. M. (2007). Wake dynamics of external flow past a curved circular cylinder with the free stream aligned with the plane of curvature. *Journal of Fluid Mechanics*, 592, 89-115.
- MIT. (2014). *Flickrriver*. Acesso em 10 de 2014, disponível em Open Courseware: <http://www.flickrriver.com/photos/mitopencourseware/4150128499/>
- Moe, G., Teigen, T., Simantiras, P., Willis, N., & Lie, H. (2004). Predictions and model tests of a SCR undergoing VIV in flow at oblique angles. *International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, 1 B, pp. 1023-1034. Vancouver, Canada.
- Morooka, C. K., & Tsukada, R. I. (2013). Experiments with a steel catenary riser model in a towing tank. *Applied Ocean Research*, 43, 244-255.
- Morooka, C. K., Tsukada, R. I., Da Silva, S., Franciss, R., & Matt, C. G. (2009). Model test of a steel catenary riser in a towing tank. *International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, 3, pp. 393-400. Honolulu, EUA.
- Nakhaee, A., & Zhang, J. (2010). Trenching effects on dynamic behavior of a steel catenary riser. *Ocean Engineering*, 37(2-3), 277-288.
- Pereira, F. R. (2010). *Confrontação numérico-experimental da dinâmica de sistema flutuante, considerando seu acoplamento com linhas de produção*. Dissertação de Mestrado. São Paulo, Brasil: Universidade de São Paulo. Fonte: <http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3135/tde-17082010-114913/>
- Pesce, C. P. (1997). *Mecânica de Cabos e Tubos Submersos em Catenária: uma abordagem analítica e experimental*. Tese de Livre-Docência. São Paulo: Universidade de São Paulo.
- Pesce, C. P., & Fajarra, A. L. (2005). The 'super-upper branch' VIV response of flexible cylinders. *Bluff-Bodies Wakes and Vortex-Induced Vibrations Conference*. Santorini, Grécia.
- Pesce, C. P., & Martins, C. A. (2005). Numerical computation of riser dynamics. In: S. K. Chakrabarti (Ed.), *WIT Transactions on State of the Art in Science and Engineering* (1 ed., Vol. 1, pp. 253-309). WIT Press. Fonte: <http://www.witpress.com/elibrary/wit-transactions-on-state-of-the-art-in-science-and-engineering/18/18562>
- Pesce, C. P., Fajarra, A. L., Simos, A. N., & Tannuri, E. A. (1999). Analytical and closed form solutions for deep water riser-like eigenvalue problem. *International Offshore and Polar Engineering Conference*, 2, pp. 255-264. Brest, França.
- Pesce, C. P., Martins, C. A., & Da Silveira, L. M. (2005). Riser-Soil Interaction: Local Dynamics at TDP and a Discussion on the Eigenvalue and the VIV Problems. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 128(1), 39-55. Fonte: <http://dx.doi.org/10.1115/1.2151205>
- Pesce, C., & Fajarra, A. (2000). Vortex-Induced Vibrations and jump phenomenon: Experiments with a clamped flexible cylinder in water. *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, 10(1), 26-33.

- Pesce, C., Fajarra, A., & Kubota, L. (2006). The Hilbert-Huang Spectral Analysis Method Applied to VIV. *Proceedings of the 25th (2006) International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*.
- Petrobras. (2010). *Casos de referência para análises globais de risers*. Rio de Janeiro, Brasil: CENPES/PDP/TS.
- Petroleo Energia. (2014). Acesso em 06 de 2014, disponível em www.petroleoenergia.com.br
- Pimenta, P. M., & Mazzili, C. E. (1986). Minima correctio methodi inveniendi lineas curvas elasticii. *Boletim técnico da Escola Politécnica*. São Paulo, Brasil: Universidade de São Paulo.
- Rateiro, F., Gonçalves, R. T., Pesce, C. P., Fajarra, A. L., Franzini, G. R., & Mendes, P. (2013). A model scale experimental investigation on vortex-self induced vibrations (VSIV) of catenary risers. *International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, 7. Nantes, France.
- Rateiro, F., Pesce, C. P., Gonçalves, R. T., Franzini, G. R., Fajarra, A. L., Salles, R., & Mendes, P. (2012). Risers model tests: Scaling methodology and dynamic similarity. *International Ocean and Polar Engineering Conference*, (pp. 439-445). Rhodes, Grécia.
- Sanches, C. T., Mazzilli, C. E., Cunha, L. D., & Pesce, C. P. (2007). Non-linear modal analysis applied to riser dynamics. *International Offshore and Polar Engineering Conference*, (pp. 820-826). Lisboa, Portugal.
- Sarpkaya, T. (1976). In-line and transverse forces on smooth and sand-roughened cylinders in oscillatory flow at high Reynolds numbers. *Naval Postgraduate School Technical Report No. NPS-69SL 76062*. Monterey, EUA.
- Sarpkaya, T. (2004). A critical review of the intrinsic nature of vortex-induced vibrations. *Journal of Fluids and Structures*, 19(4), 389-447.
- Schlichting, H. (1979). *Boundary layer theory: Seventh edition*. Nova Iorque, EUA: McGraw-Hill.
- Simos, A. N., & Fajarra, A. L. (2006). Dynamic compression of rigid and flexible risers: Experimental and numerical results. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 128(3), 233-240.
- Srinil, N. (2010). Multi-mode interactions in vortex-induced vibrations of flexible curved/straight structures with geometric nonlinearities. *Journal of Fluids and Structures*, 26(7-8), 1098-1122.
- Sumer, B. M., & Fredsoe, J. (1988). Transverse vibrations of an elastically mounted cylinder exposed to an oscillating flow. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 110(4), 387-394.
- Swithenbank, S. B., & Vandiver, J. K. (2007). Identifying the power-in region for vortex-induced vibrations of long flexible cylinders. *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 3, pp. 723-730. California, EUA.
- Triantafyllou, M. S. (1984). The dynamics of taut inclined cables. *Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, 37(3), 421-440.
- Vandiver, J. K. (1993). Dimensionless Parameters Important to the Prediction of Vortex-Induced Vibration of Long, Flexible Cylinders in Ocean Currents. *Journal of Fluids and Structures*, 7(5), 423-455.
- Vandiver, J. K., Jaiswal, V., Swithenbank, S. B., & Jhingran, V. (2006). Fatigue damage from high mode number vortex-induced vibration. *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 2006. Hamburgo, Alemanha.

- Vandiver, J. K., Marcollo, H., Swithenbank, S., & Jhingran, V. (2006). High-mode-number vortex-induced-vibration field experiments. *Journal of Petroleum Technology*, 58(2), 69-70.
- Williamson, C. H. (1985). Sinusoidal flow relative to circular cylinders. *Journal of Fluid Mechanics*, 155, 141-174.
- Williamson, C. H., & Govardhan, R. (2004). Vortex-induced vibrations. *Annual Review. Fluid Mechanics*, 36.
- Williamson, C. H., & Roshko, A. (1988). Vortex formation in the wake of an oscillating cylinder. *Journal of Fluids and Structures*, 2(4), 355-381.
- Zhang, J., & Nakhaee, A. (2010). Trenching effects on Dynamic Behavior of a Steel Catenary Riser. *Ocean Engineering*(37), pp. 277-288.