

Luiz Eduardo Bueno Minioli

**EFEITOS DA RESTAURAÇÃO DIFERENCIADA NAS  
VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES EM CILINDROS  
CURTOS FLUTUANTES**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas.  
Orientador: Prof. Dr. André Luís Condino Fugarra

Joinville  
2019

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Minioli, Luiz Eduardo Bueno  
Efeitos da restauração diferenciada nas vibrações  
induzidas por vórtices em cilindros curtos  
flutuantes / Luiz Eduardo Bueno Minioli ;  
orientador, André Luís Condino Fajarra, 2019.  
106 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de  
Santa Catarina, Campus Joinville, Programa de Pós  
Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas,  
Joinville, 2019.

Inclui referências.

1. Engenharia e Ciências Mecânicas. 2. Rigidez.  
3. VIV. 4. Baixa razão de aspecto. 5. Cilindro. I.  
Fajarra, André Luís Condino . II. Universidade  
Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação  
em Engenharia e Ciências Mecânicas. III. Título.

Luiz Eduardo Bueno Minioli

**EFEITOS DA RESTAURAÇÃO DIFERENCIADA NAS  
VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES EM CILINDROS  
CURTOS FLUTUANTES**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de Mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas.

Joinville, 27 de fevereiro de 2019.

---

Prof. Régis Kovacs Scalice, Dr.  
Coordenador do Programa de  
Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas

**Banca Examinadora:**

---

Prof. André Luís Condino Fajarra, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina - Orientador

---

Profa. Talita Sauter Possamai, Dra.  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Marcos Alves Rabelo, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Guilherme Rosa Franzini, Dr. (Videoconferência)  
Universidade de São Paulo



## AGRADECIMENTOS

Aos meus pais Álvaro e Alda Maria e à minha irmã Alda Regina por todo o apoio, amor incondicional e oportunidades que me proporcionaram durante toda a minha vida.

À minha querida esposa Paula que nesses anos de relacionamento me inspira e motiva a ser uma pessoa e um profissional melhor, por me apoiar nos momentos de dificuldade e por me acompanhar nos momentos felizes.

Às minhas filhas Helena e Marília pelo apoio, carinho e motivação para seguir em frente. Obrigado pela compreensão e paciência ao longo desse período.

Ao meu orientador, Prof. Dr. André Luis Condino Fajarra, por todo o suporte, dedicação, disponibilidade e confiança empregados para que eu pudesse cumprir as etapas do trabalho, “não abandonando o soldado no campo de batalha”.

À Luis Orlando Emerich dos Santos, Marcos Alves Rabelo, Talita Sauter Possamai e Guilherme Rosa Franzini, professores que participaram da qualificação e/ou defesa de mestrado, pela leitura, apontamentos e comentários que ajudaram no aperfeiçoamento desse trabalho.

À todos os colegas docentes da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) – Campus Joinville e especialmente aos colegas do curso de Engenharia Naval pelo apoio e incentivo na realização de mais essa etapa na minha formação. Obrigado por assumirem algumas atividades por mim durante esse período, pelo companheirismo e pela torcida.

À Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) – Campus Joinville, que me deu oportunidade de realizar esse mestrado dentro do programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas e permitiu meu afastamento parcial da função de docente para que pudesse me dedicar melhor às atividades da pós-graduação.

Aos amigos-colegas docentes Adriano Fagali, James Eger, Helton Gaspar e Vitor Endo que me ajudaram a recarregar as baterias enquanto tocávamos sucessos do bom e velho *rock and roll*.

Às dificuldades, pois elas me fizeram crescer, superando os meus limites e mostrando que é sempre possível ir além.

E a todas aquelas pessoas que me ajudaram de alguma forma a concluir esse trabalho e a chegar a esse momento especial. Meu muito obrigado!



## RESUMO

Esta dissertação buscou investigar os efeitos da restauração diferenciada nas vibrações induzidas por vórtices (VIV) em cilindros curtos flutuantes. O fenômeno do VIV é de grande importância para a engenharia, uma vez que ocorre quando grandes estruturas são expostas a um escoamento fluido, podendo causar vibrações indesejadas. O texto está estruturado em 5 capítulos, iniciando pela contextualização e definição do objetivo do trabalho. A revisão bibliográfica tratou da emissão de vórtices em cilindro fixo, do VIV em cilindro livre para oscilar com dois graus de liberdade (2GL) e dos efeitos da restauração diferenciada em VIV. A metodologia experimental descreveu o cilindro, a infraestrutura e a instrumentação utilizados. Os resultados dos ensaios experimentais foram analisados e discutidos em resultados e discussões. A última parte abordou as conclusões e perspectivas sobre o tema. Utilizou-se uma abordagem experimental e, para isso, foi construído um cilindro com diâmetro igual a 125mm, razão de aspecto igual a 2,0 e massa reduzida igual a 1,0. Ele foi conectado a um suporte elástico que proporcionava movimentos nos seis graus de liberdade (6GL), permitia a troca das molas, na direção longitudinal e transversal ao escoamento, alterando a restauração do sistema. A matriz de ensaios contou com as razões entre as frequências naturais nas direções longitudinal e transversal  $f_{0x}/f_{0y}$  iguais a 0,7016, 0,7886, 1,0270, 1,3333 e 1,5. A faixa de velocidades reduzidas  $V_r$  foi entre 2,0 e 13,0. As análises abordaram as amplitudes adimensionais de resposta, frequências adimensionais de resposta, estudo do formato, ângulos de fase e rotações das trajetórias no plano devido ao VIV. A restauração diferenciada influenciou nas respostas do sistema, para as condições consideradas nos experimentos, porém com influência maior em algumas análises, como nas amplitudes adimensionais longitudinais entre  $2,0 \leq V_r \leq 5,5$ , nas frequências de resposta na direção longitudinal  $f_x/f_{0y}$  e na direção transversal  $f_y/f_{0y}$ , com a presença de dois níveis de resultados diferentes em ambos.

**Palavras-chave:** Rigidez. VIV. Baixa razão de aspecto. Cilindro. Experimental.





## ABSTRACT

The present work dedicate to study of the effects of the variable stiffness ratio on vortex induced vibrations (VIV) in floating short cylinders. The VIV phenomenon has been studied, because of engineering applications, since it occurs in structures such as bridges, buildings, structures and offshore platforms are exposed to a fluid flow and may cause undesired vibrations. The text is structured in 5 chapters, starting with the contextualization and definition of the objective of the study. A bibliographic review was carried out that dealt with the vortex-shedding in stationary cylinders, two-degrees-of-freedom VIV in free vibration of a cylinder and the effects of variable stiffness in VIV. The experimental methodology was divided into three sections, dealing with the cylinder specifications, the experimental setup and the motion capture system. The experimental results were analyzed and discussed in results and discussion chapter. The last chapter ends with the conclusions and recommendations for future work. This work was developed based on the experimental approach. A floating cylinder was made with external diameter equals to 125mm, an aspect ratio of 2,0 and a reduced mass of 1,0. This cylinder was connected in an elastic support that provides movements in 6-DOF. The elastic support allows changing the springs in the in-line and cross direction to variate the stiffness ratio. The test matrix had five different ratios between the in-line natural frequency and the transverse natural frequency equal to 0,7016, 0,7886, 1,0270, 1,3333 e 1,5. The reduced velocity  $V_r$  range was about  $2,0 < V_r < 13,0$ . The analysis discussed about nondimensional amplitudes, nondimensional frequency, shape trajectories, phase between transverse and in-line motions and trajectories directions. This study shows distinct cylinder responses when the stiffness ratio was changed for the condition used in the tests.

**Keywords:** Stiffness ratio. Vortex-induced vibration. Low aspect ratio. Floating circular cylinder. Experimental.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Regimes de escoamento ao redor de cilindros circulares.....	27
Figura 2 – Regiões do escoamento ao redor do cilindro. ....	28
Figura 3 – Variação do Número de Strouhal $St$ em função do Número de Reynolds $Re$ para cilindros circulares. ....	29
Figura 4 – Densidade espectral da força de sustentação em função do Número de Strouhal $St$ .....	30
Figura 5 – Distribuição simétrica de pressão na parede de um cilindro com componente de sustentação nula. Identificação dos pontos $PO$ e $PB$ . ....	30
Figura 6 – Sequência de distribuições de campos de pressões e padrões de esteira em um escoamento cujo número de Reynolds é igual a 112.000.....	32
Figura 7 – Gráficos dos coeficientes de arrasto e de sustentação obtidos por meio da distribuição de pressões medida ao redor do cilindro.....	33
Figura 8 – Valores RMS dos coeficientes de oscilação $C'_D$ e $C'_L$ em função do número de Reynolds. ....	34
Figura 9 – Exemplo do fenômeno de <i>lock-in</i> no escoamento de ar ao redor de um cilindro livre para vibrar. ....	36
Figura 10 – Esquema do sistema livre para oscilar. (a) 1GL e (b) 2GL.	37
Figura 11 – Vista superior da trajetória do cilindro sob o efeito do VIV. ....	38
Figura 12 – Comparação das respostas do sistema em 2GL para dois valores de massa reduzida $m^*$ (linha grossa, $m^* = 2,6$ ; linha fina, $m^* = 7,0$ ) encontradas por Jauvtis e Williamson (2004). ....	39
Figura 13 – Formato de trajetórias do cilindro encontrado em Jauvtis e Williamson (2004) (a) $U^* = 5,06$ ; (b) $U^* = 5,69$ ; (c) $U^* = 6,52$ . ....	40
Figura 14 – Sistema massa-mola-amortecedor aplicado no cilindro em 2GL em um escoamento uniforme. ....	41
Figura 15 – Amplitude adimensional $A_y/D$ em função da velocidade reduzida $V_r$ comparando diferentes situações.....	43
Figura 16 – Amplitudes do movimento e oscilações para diferentes razões entre as frequências naturais (●) $A_y/D$ , (×) $A_x/D$ , (*) $f_x/f_{0y}$ e (+) $f_y/f_{0y}$ . ....	45
Figura 17 – Orbitas do cilindro para diferentes razões de frequência. O asterisco indica que a amplitude adimensional é maior que $1,35D$ . ....	46
Figura 18 - Comparação entre os resultados obtidos por Dahl et al (2006) (●), Sarpkaya (1995) (*) e Jauvtis e Williamson (2004) (×). (a)	

Razão entre frequências igual a 1,0. (b) Razão entre frequências igual a 2,0. ....	48
Figura 19 – (a) Esquema da plataforma <i>Spar</i> com as linhas de ancoragem. (b) Montagem Experimental.....	50
Figura 20 – (a) Medidas externas do cilindro. (b) Foto do cilindro depois de fabricado.....	51
Figura 21 – Vista do Tanque de Provas do IPT. ....	53
Figura 22 – Carros principal e secundário do Tanque de Provas do IPT. ....	54
Figura 23 – Alguns tipos de plataforma usados em alto mar e seus sistemas de amarração.....	55
Figura 24 – Esquemas da vista superior e lateral da montagem do suporte elástico.....	56
Figura 25 – Fotos de diferentes posições mostrando a montagem experimental completa. ....	57
Figura 26 – Esquema da montagem experimental em 2GL. ....	57
Figura 27 – Exemplo de posição em que ocorrem não linearidades no cálculo da restauração resultante.....	58
Figura 28 – Posicionamento das câmeras na região de monitoramento.....	59
Figura 29 – Posição dos alvos no topo do cilindro. ....	60
Figura 30 – Ensaio de decaimento na direção $X$ para $f_{0x}/f_{0y} = 0,7886$ . ....	63
Figura 31 – Análise FFT para deslocamento na direção $X$ para $f_{0x}/f_{0y} = 0,7886$ . ....	63
Figura 32 – Gráfico com os deslocamentos em $X$ e $Y$ para razão $f_{0x}/f_{0y}$ igual a 1,0270 e $V_r$ igual a 7,40.....	66
Figura 33 – Gráfico da velocidade dimensional em função do tempo para razão $f_{0x}/f_{0y}$ igual a 1,0270.....	66
Figura 34 – Seleção de parte do deslocamento longitudinal $X$ para razão $f_{0x}/f_{0y}$ igual a 1,0270 e $V_r$ igual a 7,40. ....	67
Figura 35 – Seleção de parte do deslocamento transversal $Y$ para razão $f_{0x}/f_{0y}$ igual a 1,0270 e $V_r$ igual a 7,40. ....	68
Figura 36 – Seleção de parte da velocidade para razão $f_{0x}/f_{0y}$ igual a 1,0270 e $V_r$ igual a 7,40.....	68
Figura 37 – Picos no sinal do deslocamento na direção longitudinal $X$ para razão $f_{0x}/f_{0y}$ igual a 1,0270 e $V_r$ igual a 7,40.....	70
Figura 38 – Picos no sinal do deslocamento na direção transversal $Y$ para razão $f_{0x}/f_{0y}$ igual a 1,0270 e $V_r$ igual a 7,40.....	70

Figura 39 – Análise FFT do deslocamento na direção longitudinal $X$ para razão $f_{0x}/f_{0y}$ igual a 1,0270 e $V_r$ igual a 7,40. ....	71
Figura 40 – Análise FFT do deslocamento na direção transversal $Y$ para razão $f_{0x}/f_{0y}$ igual a 1,0270 e $V_r$ igual a 7,40. ....	71
Figura 41 – Amplitude adimensional longitudinal $A_x/D$ em função da velocidade reduzida $V_r$ . ....	72
Figura 42 – Amplitude adimensional transversal $A_y/D$ em função da velocidade reduzida $V_r$ . ....	74
Figura 43 – Razão entre a frequência de resposta longitudinal e a frequência natural em águas paradas transversal $f_x/f_{0y}$ em função da velocidade reduzida $V_r$ . ....	76
Figura 44 – Frequências em função da velocidade reduzida para diferentes razões, (*) para frequência longitudinal e (+) para a frequência transversal. ....	77
Figura 45 – Razão entre a frequência de resposta transversal e a frequência natural em águas paradas transversal $f_y/f_{0y}$ em função da velocidade reduzida $V_r$ . ....	78
Figura 46 – Frequência de resposta $f^*$ em função da velocidade reduzida para um sistema com massa reduzida igual a 1,2, ( $\Delta$ ) trecho inicial, ( $\circ$ ) trecho superior e ( $\bullet$ ) trecho inferior das amplitudes adimensionais. ....	79
Figura 47 – Razão entre as frequências de resposta transversal e a longitudinal $f_y/f_x$ em função da velocidade reduzida $V_r$ . ....	80
Figura 48 – Trajetórias do cilindro no plano $XY$ em função da velocidade reduzida. ....	82
Figura 49 – Histograma da análise de fase e trajetória (sem escala) para razão $f_{0x}/f_{0y}$ igual a 1,0270 e $V_r$ igual a 7,40. ....	84
Figura 50 – Ângulos de fase dos deslocamentos $X$ e $Y$ em função da velocidade reduzida. ....	85
Figura 51 – Desvio-padrão dos ângulos de fase em função da velocidade reduzida. ....	86
Figura 52 – Ângulos de fase para a razão $f_{0x}/f_{0y}$ igual a 1,0270 junto com algumas trajetórias (em vermelho) em função da velocidade reduzida. ....	87
Figura 53 – Trajetórias típicas em função do ângulo de fase médio $\theta_{med}$ entre os deslocamentos longitudinais e transversais. ....	89
Figura 54 – Série temporal da formação da trajetória para a razão $f_{0x}/f_{0y}$ igual a 1,0270 e $V_r$ igual a 7,40. ....	91

Figura 55 – Trajetórias do cilindro no plano XY em função da velocidade reduzida, com rotações horárias (azul) e anti-horárias (vermelho).....	92
Figura 56 – Ângulos de fase para a razão $f_{0x}/f_{0y}$ igual a 0,7016 junto com algumas trajetórias (em vermelho) em função da velocidade reduzida.....	103
Figura 57 – Ângulos de fase para a razão $f_{0x}/f_{0y}$ igual a 0,7886 junto com algumas trajetórias (em vermelho) em função da velocidade reduzida.....	104
Figura 58 – Ângulos de fase para a razão $f_{0x}/f_{0y}$ igual a 1,3333 junto com algumas trajetórias (em vermelho) em função da velocidade reduzida.....	105
Figura 59 – Ângulos de fase para a razão $f_{0x}/f_{0y}$ igual a 1,5000 junto com algumas trajetórias (em vermelho) em função da velocidade reduzida.....	106

## LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Características analisadas do experimento. ....	52
Quadro 2 – Rigidezes individuais, resultantes e razões entre a direção longitudinal e transversal. ....	59
Quadro 3 – Rigidezes na direção $X$ e $Y$ e a razão entre elas para os casos experimentais. ....	61
Quadro 4 – Matriz de ensaios: Valores iniciais e finais de $V_r$ e número de corridas realizadas para os 5 casos. ....	61
Quadro 5 – Resultados dos ensaios de decaimento na direção $X$ e $Y$ para os casos experimentais. ....	64





## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

*1GL* – Um Grau de Liberdade

*2GL* – Dois Graus de Liberdade

*6GL* – Seis Graus de Liberdade

*IPT* – Instituto de Pesquisas Tecnológicas

*FFT* – Transformada Rápida de Fourier

*PDF* – Função distribuição de probabilidade

*PIV* – *Particle Image Velocimetry*

*PVC* – Policloreto de vinila

*RMS* – Raiz do valor quadrático médio

*TPN* – Tanque de provas numérico

*VIV* – Vibração induzida por vórtices



## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Amplitude de deslocamento
$A^*$	Amplitude adimensional
$b$	Constante de amortecimento
$C_a$	Coefficiente de massa adicional
$C_D$	Coefficiente de arrasto
$C_F$	Coefficiente da resultante
$C_L$	Coefficiente de sustentação
$D$	Diâmetro do cilindro
$F_D$	Força de arrasto
$f_n$ ou $f_0$	Frequência natural
$f_{0x}$	Frequência natural na direção longitudinal
$f_{0y}$	Frequência natural na direção transversal
$F_L$	Força de sustentação
$F$ ou $F_R$	Força resultante
$f_v$	Frequência de emissão de vórtices
$k_x$	Constante elástica na direção longitudinal
$k_y$	Constante elástica na direção transversal
$L$	Comprimento de interesse
$m$	Massa por unidade de comprimento
$m^*$	Massa reduzida
$m_a$	Massa adicional
$Re$	Número de Reynolds
$St$	Número de Strouhal
$t$	Variável de tempo
$T_0$	Período natural
$T_v$	Período de emissão de vórtices
$U$	Velocidade do escoamento
$U^*$ ou $V_r$	Velocidade reduzida
$X$	Direção Longitudinal
$X_C$	Coordenada do centro do cilindro na direção longitudinal
$Y$	Direção Transversal
$Y_C$	Coordenada do centro do cilindro na direção transversal
$Z$	Direção Vertical
$\theta$	Diferença instantânea de fase
$\theta_{med}$	Ângulo de fase médio
$\sigma$	Desvio-padrão dos ângulos de fase
$\rho$ ou $\rho_f$	Densidade do fluido

$\nu$  Viscosidade cinemática  
 $\zeta$  Coeficiente de amortecimento

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>23</b>
1.1	OBJETIVOS .....	26
1.2	ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO .....	26
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>27</b>
2.1	EMISSÃO DE VÓRTICES EM CILINDRO FIXO .....	27
2.2	VIV EM CILINDRO LIVRE PARA OSCILAR COM 2GL .....	35
2.3	PUBLICAÇÕES SOBRE OS EFEITOS DA RESTAURAÇÃO DIFERENCIADA EM VIV .....	42
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....</b>	<b>49</b>
3.1	CILINDRO EM ESCALA REDUZIDA.....	51
3.2	INFRAESTRUTURA .....	52
<b>3.2.1</b>	<b>TANQUE DE PROVAS DO IPT .....</b>	<b>52</b>
<b>3.2.2</b>	<b>SUPORTE ELÁSTICO .....</b>	<b>54</b>
<b>3.2.3</b>	<b>MOLAS.....</b>	<b>57</b>
3.3	MONITORAMENTO E AQUISIÇÃO DE DADOS.....	59
<b>3.3.1</b>	<b>MONITORAMENTO DOS MOVIMENTOS DO CILINDRO .....</b>	<b>59</b>
<b>3.3.2</b>	<b>AQUISIÇÃO DA VELOCIDADE.....</b>	<b>60</b>
3.4	DESCRIÇÃO DO MÉTODO EXPERIMENTAL.....	60
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>62</b>
4.1	FREQUÊNCIA NATURAL DO SISTEMA.....	62
4.2	AMPLITUDES ADIMENSIONAIS DE RESPOSTA.....	64
4.3	FREQUÊNCIAS ADIMENSIONAIS DE RESPOSTA .....	75
4.4	ANÁLISE DAS TRAJETÓRIAS NO PLANO XY.....	81
4.5	ÂNGULOS DE FASE ENTRE DESLOCAMENTOS .....	83
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS .....</b>	<b>94</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>99</b>
	<b>APÊNDICE A – Demais gráficos dos ângulos de fase junto com as trajetórias em função da velocidade reduzida. ..</b>	<b>103</b>



## 1 INTRODUÇÃO

O escoamento fluido ao redor de corpos está presente em diversas circunstâncias na natureza e também em aplicações de engenharia, sendo um assunto discutido e estudado nas áreas de mecânica dos fluidos, mecânica dos sólidos e dinâmica de sistemas. Muitas estruturas utilizadas na engenharia apresentam este tipo de escoamento durante as suas operações, por exemplo: pontes e seus pilares, prédios, cabos de transmissão e amarração, linhas de ancoragem de embarcações, estruturas e plataformas oceânicas.

O contato do escoamento fluido com estas estruturas é um caso de interação fluido-estrutural. O escoamento pode produzir uma perturbação na estrutura, cuja intensidade dependerá de grandezas como a velocidade do escoamento, densidade do fluido, características geométricas do corpo, entre outras.

Uma das formas de apresentação da perturbação em um corpo é pela indução de vibrações. O fenômeno decorrente dessa perturbação é chamado de Vibrações Induzidas por Vórtices (VIV). O VIV pode representar um efeito desejado, como nos sistemas de conversão de energia cinética do fluido em energia renovável, que tem mostrado um interesse crescente pelo número de estudos recentes publicados. Em outras situações, esta vibração pode gerar efeitos indesejados, podendo causar até falhas por fadiga, como ruptura da estrutura, devido aos ciclos repetitivos de tensão e deformação resultante da vibração em longo prazo.

Os efeitos do VIV podem trazer e aumentar riscos, acarretando altos custos de projeto e diminuição da vida útil de estruturas que possuem um grande valor econômico. O estudo do VIV presente em estruturas é de interesse em diversos campos e tem tido seus estudos aprofundados nos últimos 20 anos.

No cenário da Engenharia Oceânica, a existência dessas vibrações impacta diretamente nos custos de operação e de extração de petróleo, podendo provocar acidentes ambientais, caso a integridade estrutural não seja preservada. Busca-se com o estudo do fenômeno uma maior compreensão das suas características e alternativas para que possa ser minimizado ou eliminado. Algumas possibilidades têm sido aplicadas, porém elas têm se mostrado de alto custo e de difícil execução.

Mesmo com o número de estudos realizados nos últimos anos, aspectos fenomenológicos ainda buscam esclarecimento, por isso, justifica-se a necessidade de pesquisas complementares nesta área.

O fenômeno do VIV pode ocorrer em estruturas de diferentes perfis de seção, sendo as mais comuns às estruturas com seção circular. Este tipo de seção é encontrado em diversas estruturas de engenharia. Como por exemplo, em tubulações submersas no oceano, onde se busca identificar as vibrações de alta amplitude induzidas pelo escoamento ao seu redor, ou então em alguns tipos de plataformas oceânicas de extração de petróleo, que podem apresentar nas suas estruturas a forma cilíndrica, como no caso das monocolunas e *Spar*.

O primeiro estudo que tentou descrever quantitativamente o fenômeno do escoamento ao redor de um cilindro circular foi desenvolvido por Strouhal ainda no final do século XIX. Já em relação ao VIV, os estudos iniciais ocorreram na década de 70, motivados pelas aplicações de engenharia, como na resposta de estruturas excitadas pela geração de vórtices realizados por IWAN e BLEVINS (1974), pela instalação de cabos submarinos feitos por KENNEDY e VANDIVER (1979) e pilares de sustentação imersos em água, executados por KING et al (1973). Pode-se perceber que neste período as pesquisas estudavam os sistemas com apenas um grau de liberdade (1GL), capazes de oscilar na direção transversal ao escoamento e possuindo altas razões de aspecto  $L/D$ , na qual  $L$  representa o comprimento de interesse e  $D$  é o diâmetro da seção estudada.

Novas estruturas de engenharia foram desenvolvidas, como as usadas na exploração de petróleo, que operam em lâminas d'água cada vez maiores, inserindo novos desafios aos projetistas na elaboração de sistemas mais eficientes, buscando menores custos de produção, operação e manutenção.

Por esses e outros motivos, os estudos vêm sendo desenvolvidos visando o aprimoramento de ferramentas matemáticas, experimentais e computacionais que investigam o fenômeno do VIV. Nos últimos anos, os estudos têm ampliado a abordagem incluindo aspectos como: sistemas de 2 graus de liberdade; escoamento na extremidade livre de cilindros; diferentes razões de aspecto; efeito de parede na emissão de vórtices; sistemas com cilindros flexíveis; variação do parâmetro de restauração nas direções longitudinal e transversal ao escoamento, entre outros.

Grande parte dos estudos sobre o VIV até o fim do século XX contava apenas a oscilação na direção transversal ao escoamento (1GL) e utilizava cilindros longos, que apresentam o comprimento submerso  $L$  bem superior ao diâmetro  $D$ , tipicamente com uma razão de aspecto  $L/D$  maior que 13, quando os efeitos do escoamento na extremidade



submersa são desprezíveis e  $L/D$  maior que 30, para o cilindro ser considerado “infinito”, caracterizando um escoamento bidimensional.

Estudos mais recentes têm abordado os movimentos nas direções transversal e longitudinal (2GL), porém ainda considerando em sua maioria cilindros longos. O interesse por estudos complementares se deve pela presença desse tipo de geometria em diversas estruturas como nas plataformas semi-submersíveis, amarrações e tubulações, como os *risers*, linhas de completação de poços e cabos de comando.

Os cilindros curtos foram pouco estudados até a década de 1990, como pôde ser visto pelo pequeno número de pesquisas encontradas. A utilização de plataformas de extração de petróleo de maior porte em profundidades maiores trouxe novos desafios de projeto e operação, pois as estruturas ficam expostas a condições de onda e correnteza mais severas, surgindo novas necessidades de estudo. Nesse caso, as plataformas possuem baixas razões de aspecto e de massa, aumentando a necessidade de estudos em corpos cilíndricos com  $L/D < 6$ .

As grandes profundidades influenciam também os sistemas de amarração, que têm apresentado períodos naturais maiores para os movimentos no plano horizontal. Somado a isso, as correntezas com velocidades menores são capazes de deixar o sistema na região de ressonância, que é uma condição favorável ao VIV. Por isso, as correntezas marinhas de baixa velocidade podem gerar riscos aos sistemas flutuantes devido ao VIV.

Os estudos desenvolvidos sobre o fenômeno do VIV podem utilizar as abordagens analítica, experimental e numérica para estender o conhecimento e gerar resultados. Estas abordagens são complementares e permitem equilibrar tempo, recursos e custo das pesquisas.

Algumas questões encontram-se sem respostas conclusivas sobre o VIV em cilindros curtos, como a interferência entre os movimentos longitudinal e transversal e a consequência desta interação na resposta do sistema. Estudos indicam que, a restauração diferenciada, representada pela relação entre as frequências naturais na direção longitudinal e transversal ao escoamento influencia a resposta do sistema, na trajetória e na vorticidade gerada.

Além disso, são necessários mais estudos fundamentais que permitam analisar os modelos fluidos próximos aos cilindros de baixa razão de aspecto que oscilam devido ao VIV, principalmente pela falta deste tipo de estudo na literatura.

Dentre os aspectos que ainda foram pouco explorados, a restauração diferenciada apresenta características que podem afetar as respostas de um sistema sob o efeito do VIV, por isso, mostra-se como

um tema relevante para o desenvolvimento deste trabalho, que faz parte de um conjunto de trabalhos já publicados e em andamento dentro do grupo de pesquisa da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (EPUSP) e da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) – Campus Joinville, que estudaram outros aspectos do VIV, como pode ser verificado em Gamberine (2017) e Momenti (2018).

## 1.1 OBJETIVOS

Com base na descrição feita anteriormente, esta dissertação de mestrado quer investigar os efeitos da restauração diferenciada na resposta de um sistema composto por um cilindro circular que possui baixa razão de aspecto ( $L/D$ ), igual a 2,0, e baixa razão de massa ( $m^*$ ), aproximadamente igual a 1,0, montado sobre um suporte elástico ligado por molas com dois graus de liberdade (2GL). Assim, têm-se os seguintes objetivos específicos:

1. Estudar sistemicamente como a restauração diferenciada influencia a resposta de sistemas com dois graus de liberdade (2GL).
2. Obter resultados da resposta dinâmica da montagem experimental de um cilindro com seção circular oscilando em 2GL montado em um suporte elástico.
3. Identificar os ramos de resposta de amplitude; a sincronização das frequências de oscilação e emissão de vórtices; as transições do ângulo de fase entre as oscilações do cilindro e a trajetória gerada pela excitação.

## 1.2 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

A presente dissertação está estruturada em 5 capítulos, sendo que o capítulo 1 apresenta uma contextualização e definição do objetivo do trabalho. O capítulo 2 traz uma revisão bibliográfica dividida em três seções: emissão de vórtices em cilindro fixo; VIV em cilindro livre para oscilar com 2GL e publicações avaliando os efeitos da restauração diferenciada em VIV. O capítulo 3 descreve a metodologia experimental empregada, dividida em quatro seções: cilindro; infraestrutura utilizada, instrumentação e método experimental. O capítulo 4 expõe os resultados e discussões, o capítulo 5 propõe alguns trabalhos futuros e apresenta a conclusão do desenvolvimento da dissertação.

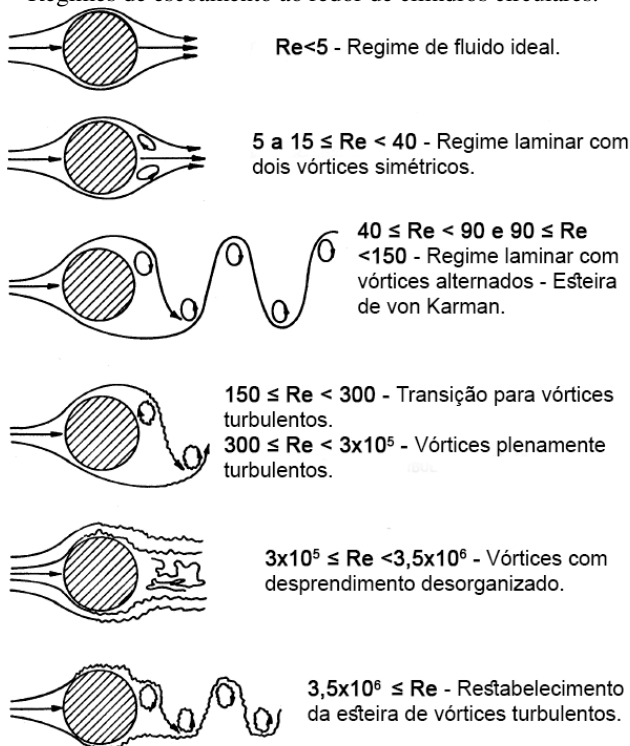
## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 EMISSÃO DE VÓRTICES EM CILINDRO FIXO

O escoamento apresenta grandes modificações em seu comportamento conforme o aumento do número de Reynolds  $Re$  ( $Re = DU/\nu$ ; onde  $D$  é o diâmetro do cilindro,  $U$  é a velocidade do escoamento e  $\nu$  é a viscosidade cinemática). Quando o escoamento entra em contato com o cilindro, aumenta a pressão nas partículas do fluido na vizinhança do cilindro do valor da pressão do escoamento livre para o de estagnação.

Lienhard (1966) foi um dos primeiros a estudar os regimes de escoamento ao redor de cilindros em função de  $Re$ . Os diferentes regimes podem ser vistos na Figura 1.

Figura 1 – Regimes de escoamento ao redor de cilindros circulares.



Fonte: Adaptado de Lienhard (1966).

Para valores bem baixos de Reynolds não há separação, o fluido se comporta como um fluido ideal. A separação ocorre a partir de  $Re$  maior que 5. Nesse momento inicia-se a formação de “bolhas” de recirculação. Assim, podem-se encontrar duas regiões do escoamento perturbado, a camada limite e a esteira. Elas podem ser observadas na Figura 2.

Figura 2 – Regiões do escoamento ao redor do cilindro.



Fonte: Adaptado de Sumer e Fredsoe (2006).

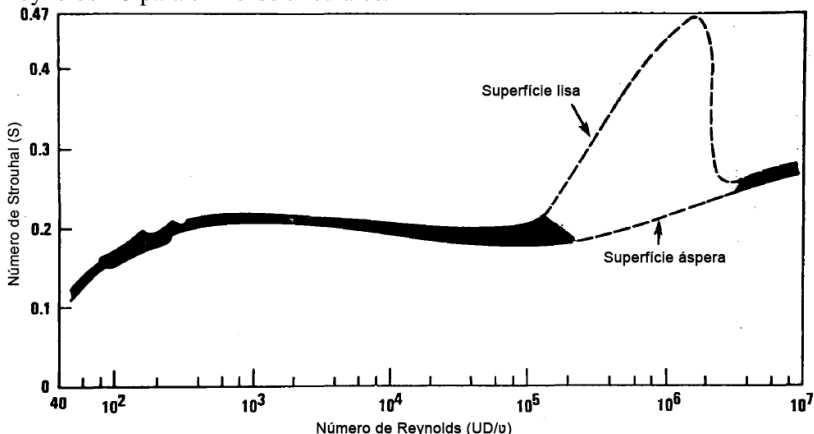
Na faixa do número de Reynolds entre 5 e 40 forma-se um par fixo de vórtices na esteira do cilindro, cujo comprimento aumenta proporcionalmente ao aumento de  $Re$ . A partir de  $Re$  maior que 40, a esteira se torna instável e a camada limite se separará da superfície do cilindro devido ao gradiente de pressão imposto pela geometria divergente do escoamento na região à jusante do cilindro, formando uma camada de cisalhamento.

A camada limite formada ao longo da superfície do cilindro contém uma quantidade significativa de vorticidade. Ela é introduzida depois do ponto de separação e faz com que a camada de cisalhamento se enrole em um vórtice com um sinal idêntico ao da vorticidade de entrada. Pelo mesmo princípio, um vórtice é formado no outro lado do cilindro, porém esse gira na direção oposta. Este fenômeno é chamado de emissão de vórtices, que são emitidos alternadamente em cada lado do cilindro com certa frequência.

Para um número de Reynolds maior que 300, a esteira se torna completamente turbulenta. Porém, a camada limite sobre a superfície do cilindro permanecerá laminar em uma faixa ampla de  $Re$  entre 300 e  $3 \times 10^5$ . Este regime é conhecido como escoamento subcrítico. A partir destes valores ocorre a transição da camada limite para o regime turbulento.

A frequência de emissão de vórtices  $f_v$  quando normalizada pela velocidade do escoamento  $U$  e o diâmetro do cilindro  $D$  gera um coeficiente adimensional, chamado número de Strouhal  $St$  ( $St = f_v D/U$ ), que em termos dimensionais pode ser visto como função do número de Reynolds  $Re$ . Assim, conforme apresentado por Lienhard (1966), resultados experimentais da variação do número de Strouhal  $St$  em função do número de Reynolds podem ser observado na Figura 3.

Figura 3 – Variação do Número de Strouhal  $St$  em função do Número de Reynolds  $Re$  para cilindros circulares.

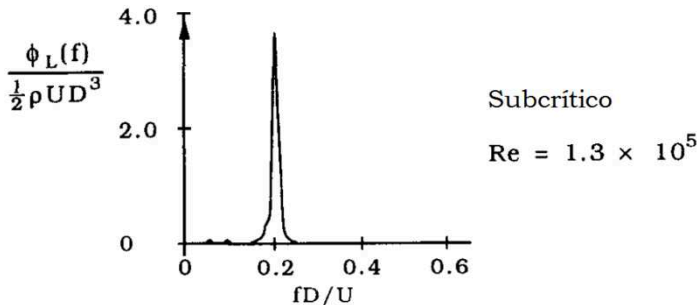


Fonte: Adaptado de Lienhard (1966).

Na faixa do escoamento subcrítico, para  $Re$  entre 300 e  $3 \times 10^5$ , o número de Strouhal  $St$  apresenta pouca variação permanecendo praticamente constante, o que pode ser confirmado pelo resultado da densidade espectral da força de sustentação em função do número de Strouhal, apresentado por Sumer e Fredsoe (2006) na Figura 4.

O comportamento apresentado na Figura 4 indica que a emissão de vórtices no escoamento subcrítico está relacionada com o surgimento de uma força de sustentação no cilindro. Como ocorre este processo e quais são as consequências serão explicadas a seguir.

Figura 4 – Densidade espectral da força de sustentação em função do Número de Strouhal  $St$ .

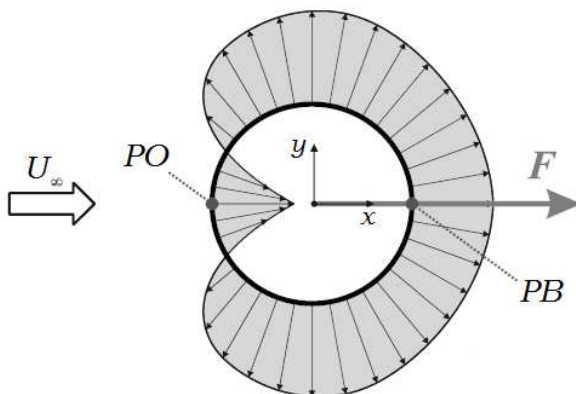


Fonte: Adaptado de Sumer e Fredsoe (2006).

O escoamento ao redor de um cilindro exerce neste uma força resultante  $F$ . Existem duas contribuições para esta força, uma devido à pressão e outra devido ao atrito. A somatória destas duas parcelas na direção do escoamento é chamada de força de arrasto  $F_D$ . Um exemplo de como varia a pressão na superfície de um cilindro é mostrado na Figura 5.

É possível identificar dois pontos importantes que são utilizados para avaliar o comportamento da interação fluido-estrutural que são o ponto de estagnação  $PO$  e o ponto base  $PB$ . Neles é possível calcular os respectivos coeficientes de pressão  $C_{po}$  e  $C_{pb}$  para diversas condições de escoamento e relacionar os resultados com a emissão de vórtices.

Figura 5 – Distribuição simétrica de pressão na parede de um cilindro com componente de sustentação nula. Identificação dos pontos  $PO$  e  $PB$ .



Fonte: Adaptado de Assi (2005).

Assi (2005) afirma que, dependendo do regime do escoamento, o campo de pressões mostrado na Figura 5 pode ser simétrico em relação à direção do escoamento, não apresentando nenhuma componente de força na direção transversal, chamada de força de sustentação; de modo que a resultante  $F$  é composta somente pela força de arrasto que está na direção do escoamento.

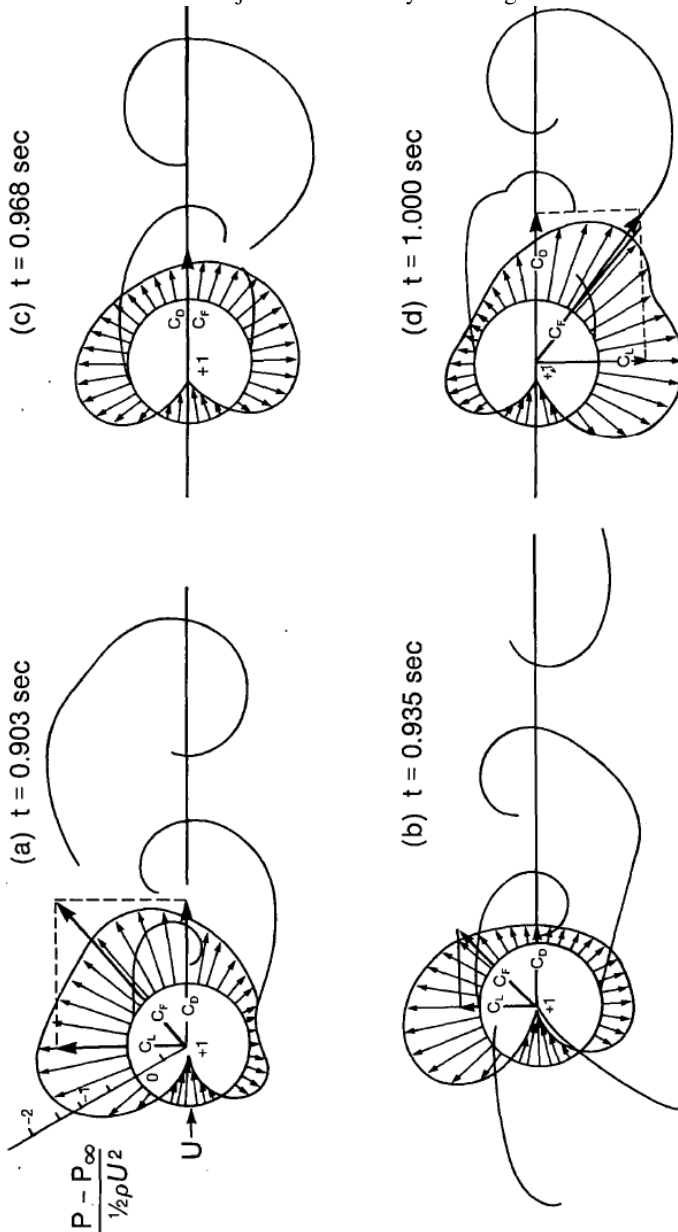
Porém, alterando-se o regime do escoamento, a resultante de forças no cilindro pode variar bastante. Neste caso, a distribuição de pressões ao redor do cilindro sofre mudanças periódicas devido à emissão de vórtices, resultando em uma variação periódica das componentes de força.

A Figura 6 apresenta uma sequência de distribuições de pressões juntamente com os perfis das esteiras em instantes de tempo diferentes para o mesmo regime de escoamento, cuja integração pode determinar a magnitude da força resultante em cada instante.

A variação das magnitudes das forças e seus respectivos coeficientes ( $C_D$  para o arrasto,  $C_L$  para a sustentação e  $C_F$  para a resultante) pode sugerir uma movimentação do cilindro pela variação da resultante. A força resultante é formada pela somatória das forças de arrasto  $F_D$  ( $F_D = \frac{1}{2} \rho D U^2 C_D$ ) e de sustentação  $F_L$  ( $F_L = \frac{1}{2} \rho D U^2 C_L$ ).

Sumer e Fredsoe (2006) mostram que o coeficiente de sustentação  $C_L$ , conseqüentemente  $F_L$ , em um cilindro oscila conforme a frequência de emissão de vórtices  $f_v$ . Já a força de arrasto  $F_D$  oscila com uma frequência igual ao dobro da frequência de emissão de vórtices  $f_v$ . Estes detalhes podem ser observados na Figura 7, onde  $T_v$  é o período de emissão de vórtices ( $T_v = 1/f_v$ ). Pode-se ver na figura, também, que os picos dos coeficientes variam ao longo do tempo.

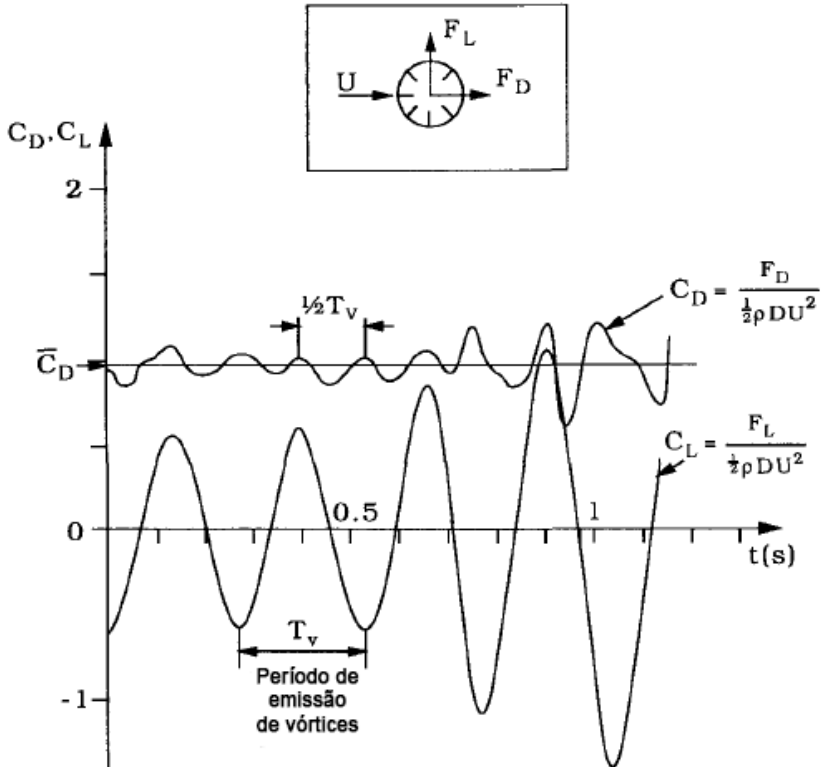
Figura 6 – Sequência de distribuições de campos de pressões e padrões de esteira em um escoamento cujo número de Reynolds é igual a 112.000.



Fonte: Adaptado de Blevins (2001).



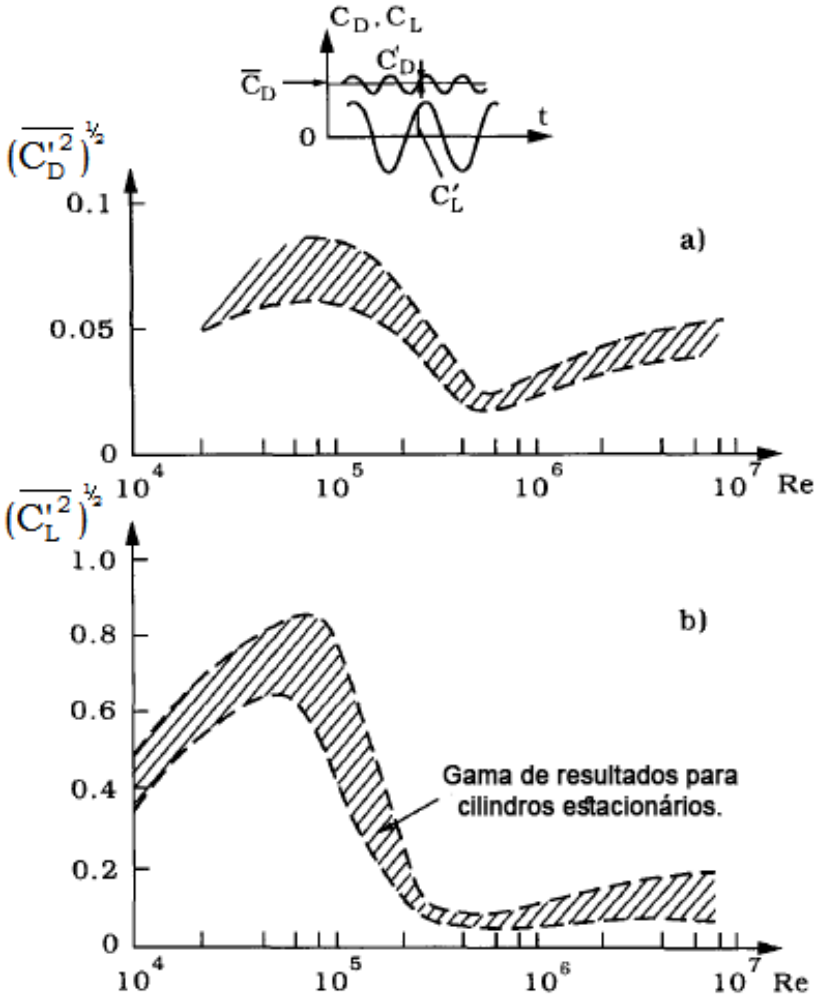
Figura 7 – Gráficos dos coeficientes de arrasto e de sustentação obtidos por meio da distribuição de pressões medida ao redor do cilindro.



Fonte: Adaptado de Sumer e Fredsoe (2006).

No entanto, a magnitude das oscilações pode ser caracterizada por suas propriedades estatísticas, como no cálculo da raiz do valor quadrático médio (RMS) das oscilações. Os valores em RMS para os coeficientes da oscilação de arrasto  $C'_D$  e de sustentação  $C'_L$  são definidos por  $(\overline{C_D'^2})^{1/2}$  e  $(\overline{C_L'^2})^{1/2}$  respectivamente. Dados experimentais da variação destes coeficientes em função do número de Reynolds são apresentados na Figura 8. Verifica-se que para cada condição de  $Re$  existe uma faixa de valores RMS para os coeficientes  $C'_D$  e  $C'_L$ .

Figura 8 – Valores RMS dos coeficientes de oscilação  $C'_D$  e  $C'_L$  em função do número de Reynolds.



Fonte: Adaptado de Sumer e Fredsoe (2006).

Estruturas emitem vórtices em um escoamento subsônico. Blevins (2001) afirma que a esteira de vórtices tende a ser muito parecida independentemente da geometria da estrutura. A vibração induzida apresenta um interesse prático por conta do seu impacto potencialmente destrutivo em estruturas como pontes, pilares, prédios, tubulações oceânicas e trocadores de calor.

Uma vez que a esteira de vórtices tem pouca variação por conta da geometria da estrutura, pode-se estudar a formação da esteira a partir de formas simples para depois extrapolar os resultados em geometrias mais complexas.

## 2.2 VIV EM CILINDRO LIVRE PARA OSCILAR COM 2GL

Na seção anterior foram apresentados alguns conceitos gerais da emissão de vórtices, que é uma característica fundamental para a existência do VIV. As informações encontradas sobre a emissão de vórtices são de pesquisas realizadas com cilindros rígidos e em um grau de liberdade 1GL, isto é, esses sistemas são livres para oscilar apenas na direção transversal ao escoamento.

Brika e Laneville (1993) estudaram a vibração livre para identificar padrões de emissão de vórtices e observaram a presença de modos diferentes que podem influenciar na resposta do sistema.

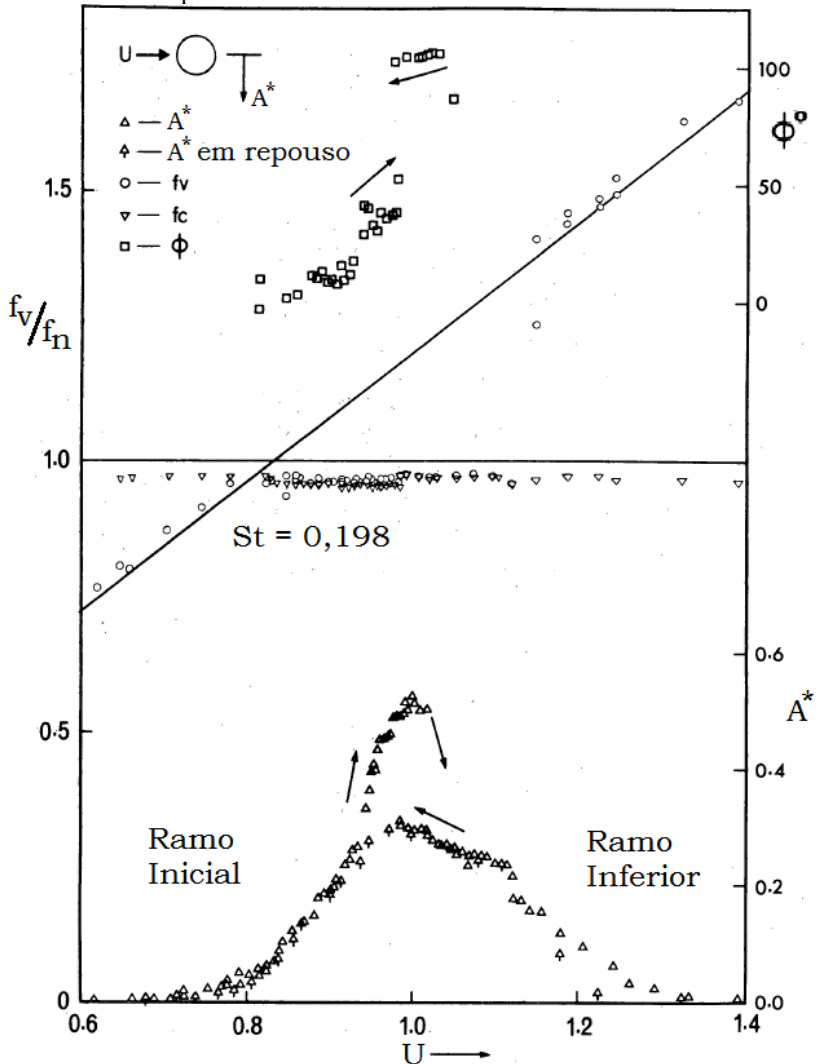
Anteriormente, Feng (1968) analisou a amplitude e a frequência de resposta do cilindro livre na direção transversal. Pode-se observar na Figura 9 que à medida que a velocidade reduzida  $U^*$  ( $U^* = U/f_n D$ ) aumenta, o cilindro permanece parado e a frequência de emissão de vórtices  $f_v$  segue a reta governada pelo número de Strouhal  $St$ , semelhante ao comportamento de um cilindro fixo.

Em um determinado valor da velocidade reduzida  $U^*$  a frequência de emissão de vórtices  $f_v$  aproxima-se da frequência natural  $f_n$  do sistema e próximo da igualdade ( $f_v \approx f_n$ ) o cilindro começa a oscilar na direção transversal, que pode ser confirmado pela variação da amplitude adimensional  $A^*$  ( $A^* = A/D$ ).

Na verdade, a frequência de emissão de vórtices fica presa à frequência natural do cilindro em um valor aproximadamente constante. Este fenômeno é chamado de *lock-in* ou sincronização, sendo fundamental no estudo do VIV.

O foco deste trabalho são estruturas livres para oscilar, com ao menos dois graus de liberdade (2GL). A oscilação do cilindro pode ser representada por sistemas massa-mola formada por um par de molas na direção transversal  $Y$  (1GL) ou dois pares de mola, sendo um par na direção transversal  $Y$  e um par de molas na direção longitudinal  $X$  (2GL). Um esquema representando a montagem descrita foi adaptado de Jauvtis e Williamson (2004) e mostrado na Figura 10.

Figura 9 – Exemplo do fenômeno de *lock-in* no escoamento de ar ao redor de um cilindro livre para vibrar.



Fonte: Adaptado de Feng (1968).

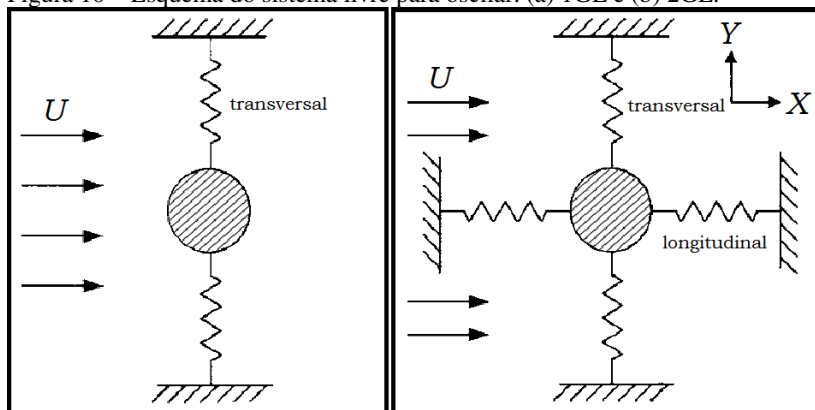
Os estudos iniciais sobre o VIV em cilindros longos com  $2GL$  foram produzidos na década de 70, motivados pela crescente construção de estruturas que operavam no mar, sofrendo a ação da correnteza marinha. Por exemplo, os pilares se comportavam como colunas

engastadas ao fundo do mar ficando na condição de balanço. Nesses sistemas, o carregamento cíclico gerado nas frequências ressonantes pode causar uma falha estrutural por fadiga.

King (1974), que foi um dos primeiros a estudar as oscilações em 2GL, observou que na água as oscilações poderiam ser excitadas nas direções longitudinal e transversal à correnteza. Esse é um dos motivos para se buscar mais conhecimento do comportamento do VIV em 2GL.

Chen e Jendrzejczyk (1979) realizaram experimentos em um cilindro simples, buscando características detalhadas de resposta do sistema por meio da variação da velocidade reduzida  $U^*$ . Duas faixas de velocidade reduzida em que a frequência de oscilação era muito próxima à frequência de emissão de vórtices foram utilizadas. A primeira faixa, com  $U^*$  entre 2,5 e 4,5 excitava movimentos na direção longitudinal acoplado aos transversais. Já a segunda faixa, que apresentou relação com os movimentos na direção transversal, estava numa faixa de  $U^*$  entre 5,0 e 7,0.

Figura 10 – Esquema do sistema livre para oscilar. (a) 1GL e (b) 2GL.



Fonte: Adaptado de Jauvtis e Williamson (2004).

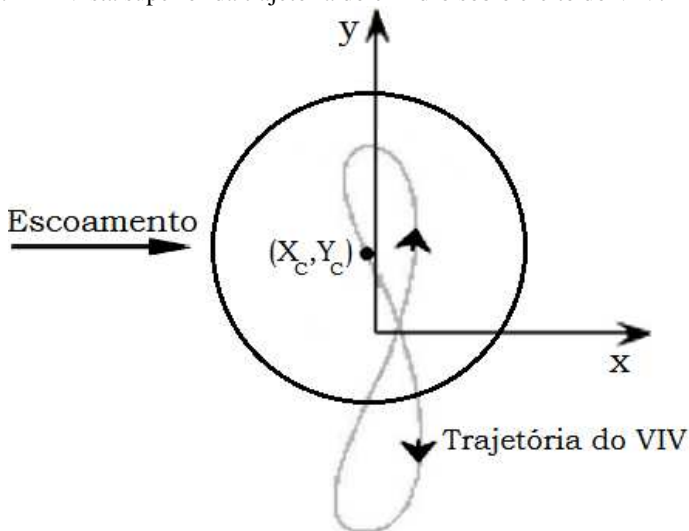
Moe e Wu (1990) estudaram os efeitos da vibração forçada e livre em ensaios com cilindros em 1GL e 2GL. Os objetivos eram medir a resposta na direção transversal e as forças hidrodinâmicas no cilindro. Foi observado um aumento na amplitude de resposta transversal e da faixa de sincronização quando o cilindro estava livre para oscilar na direção longitudinal.

Um estudo sobre a resposta de um cilindro rígido montado em um suporte elástico com dois graus de liberdade (2GL) foi apresentado

por Jauvtis e Williamson (2004), que utilizaram razões de massa e frequências naturais iguais em ambas às direções e um baixo amortecimento estrutural. A montagem experimental consistiu em um cilindro vertical suspenso por cabos longos como um pêndulo e a gravidade atuou como a força restauradora. O movimento em 2GL resultou em um aumento da resposta transversal para valores de massa reduzidas  $m^*$  moderadas, tipicamente maior que 6. A massa reduzida  $m^*$  ( $m^* = 4m/\rho_f\pi D^2$ ) é a razão entre a massa por unidade de comprimento do cilindro e a massa por unidade de comprimento do fluido deslocado.

Jauvtis e Williamson (2004) apresentaram as trajetórias em formato de “8” no cilindro com movimento em 2GL. Um esquema da formação da trajetória do cilindro sob o efeito do VIV é mostrado na Figura 11. A trajetória é obtida a partir do estudo do movimento do centro do cilindro, representado pelas coordenadas  $X_C$  (na direção longitudinal ao escoamento) e  $Y_C$  (na direção transversal).

Figura 11 – Vista superior da trajetória do cilindro sob o efeito do VIV.

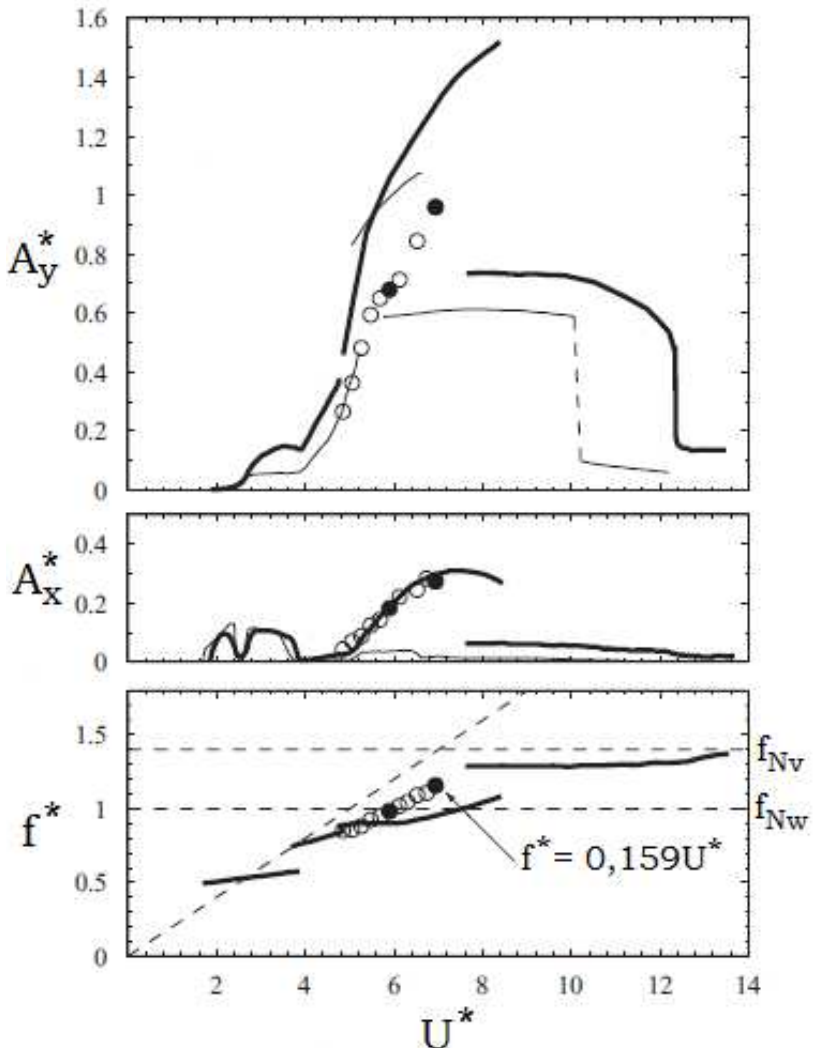


Fonte: Autor.

Jauvtis e Williamson (2004) mostraram que para valores de massa reduzida  $m^*$  menor que 6, a resposta do sistema se alterou completamente, o ramo superior esperado foi substituído por um novo, chamado ‘*super-upper*’ caracterizado por diferentes comportamentos

dos vórtices e amplitudes transversais atingindo até 3 diâmetros de pico a pico. Os resultados extraídos de Jauvtis e Williamson (2004) são mostrados na Figura 12.

Figura 12 – Comparação das respostas do sistema em 2GL para dois valores de massa reduzida  $m^*$  (linha grossa,  $m^* = 2,6$ ; linha fina,  $m^* = 7,0$ ) encontradas por Jauvtis e Williamson (2004).

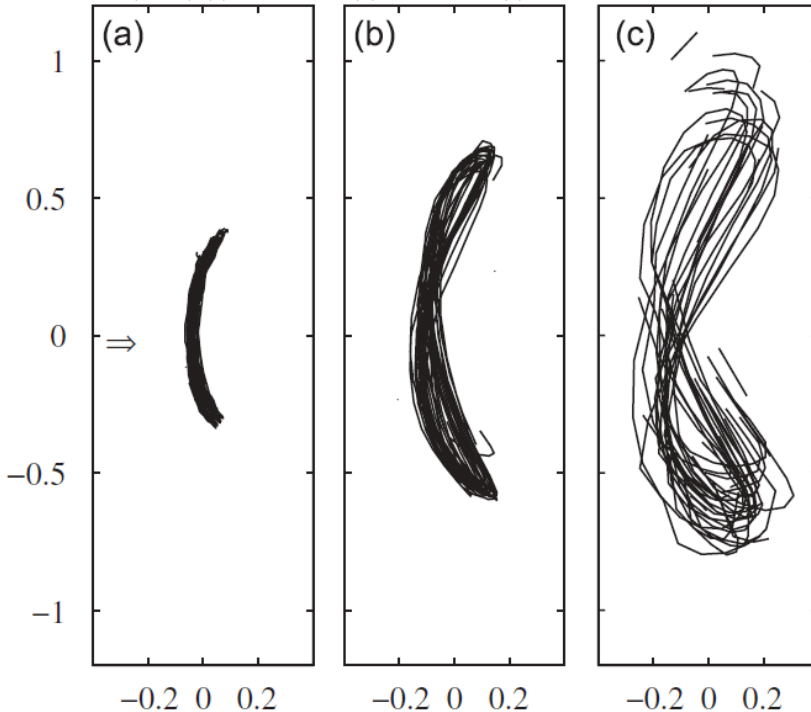


Fonte: Adaptado de Sanchis el al (2008).

Sanchis et al (2008) também estudaram o VIV em um cilindro rígido montado elasticamente em 2GL, com baixa massa reduzida  $m^*$  e frequências naturais iguais em ambas as direções. A montagem experimental foi feita a partir de molas de torção. Embora o valor da massa reduzida  $m^*$  fosse próximo a 1, o parâmetro de amortecimento foi alto o suficiente para que a resposta do sistema apresentasse duas ramificações.

Assim, o ramo "*super-upper*" não foi observado e a resposta transversal de pico não foi afetada em comparação com as oscilações somente transversais. As trajetórias do cilindro no plano apresentaram formatos diferentes conforme a variação de  $U^*$ , como pode ser visto na Figura 13. Além disso, foi observada uma diferença significativa no padrão dos vórtices em comparação ao estudo de Jauvtis e Williamson (2004).

Figura 13 – Formato de trajetórias do cilindro encontrado em Jauvtis e Williamson (2004) (a)  $U^* = 5,06$ ; (b)  $U^* = 5,69$ ; (c)  $U^* = 6,52$ .



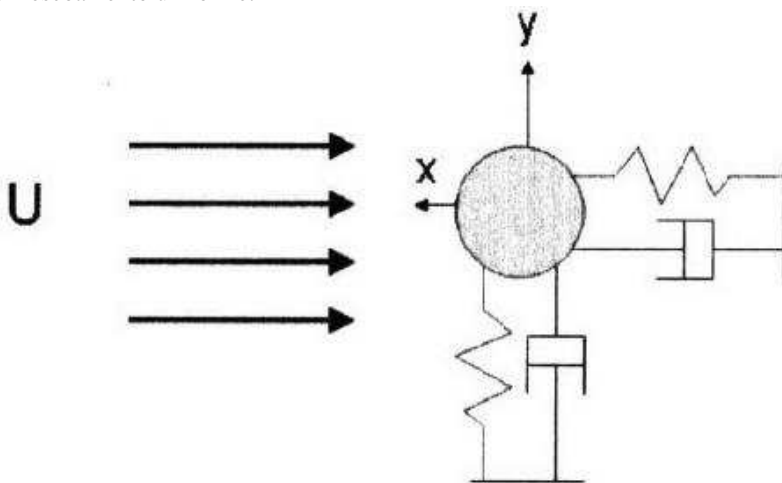
Fonte: Adaptado de Sanchis et al (2008).



Esses resultados afetaram os modelos de simulação numérica do VIV desenvolvidos até então. O trabalho realizado por Pesce e Fuarra (2005) confirmou o comportamento para baixos valores de massa reduzida  $m^*$ . Foram realizados experimentos utilizando um cilindro flexível em balanço com baixa massa reduzida  $m^*$  e baixo amortecimento estrutural.

Dahl (2008) explica que o amortecimento  $\zeta$ , que é outra propriedade da estrutura, relaciona o amortecimento estrutural com o amortecimento crítico ( $\zeta = b/4\pi m f_{0y}$ , onde  $b$  é uma constante de amortecimento,  $m$  é a massa do cilindro e  $f_{0y}$  é a frequência natural na direção transversal ao escoamento). Estruturas oceânicas são tipicamente pouco amortecidas, com um amortecimento estrutural muito baixo. O esquema de um sistema massa-mola-amortecedor para um cilindro em 2GL é apresentado na Figura 14.

Figura 14 – Sistema massa-mola-amortecedor aplicado no cilindro em 2GL em um escoamento uniforme.



Fonte: Adaptado de Dahl (2008).

O amortecimento estrutural deve ser corrigido pelos efeitos de massa adicional  $m_a$  quando submetidos à vibração em um fluido denso, uma vez que o amortecimento é função da massa  $m$  e da massa adicional  $m_a$  ( $m_a = \rho C_a \pi D^2 / 4$ , onde  $\rho$  é a densidade do fluido,  $C_a$  é o coeficiente de massa adicional e  $D$  é o diâmetro do cilindro), essa última apresenta um papel importante na dinâmica de sistemas oscilantes.

Neste caso, a massa e a frequência natural do cálculo do amortecimento devem refletir as mudanças na inércia das forças fluidas.

O parâmetro massa-amortecimento  $m^*\zeta$  é analisado no VIV, uma vez que afeta diretamente a amplitude de resposta do cilindro (Klamo et al, 2006). Govardhan e Williamson (2006) mostraram que o cilindro irá oscilar com maiores amplitudes de pico quando esse parâmetro diminuir.

A razão de aspecto do cilindro  $L/D$ , que relaciona o comprimento submerso do cilindro  $L$  com o seu diâmetro  $D$ , também é um parâmetro que pode influenciar a emissão de vórtices, a amplitude de resposta e a trajetória do cilindro no plano.

Gonçalves et al (2018) afirmam que devido a demanda de novas aplicações oceânicas, novos estudos são necessários para aumentar o conhecimento dos efeitos do VIV em estruturas com baixa razão de aspecto, tipicamente para  $L/D < 6,0$ , pelo aumento da interferência na emissão de vórtices e influência da extremidade livre.

### 2.3 PUBLICAÇÕES SOBRE OS EFEITOS DA RESTAURAÇÃO DIFERENCIADA EM VIV

Nesta seção são apresentados alguns experimentos importantes em que houve a variação dos efeitos da restauração nas direções transversal e longitudinal sobre o VIV nas estruturas cilíndricas. Embora existam muitos trabalhos sobre a vibração em cilindros que oscilam em 1GL e que novos têm sido publicados abordando as oscilações em 2GL, a variação das restaurações nas direções longitudinal e transversal ao escoamento não é muito estudada e/ou normalmente considerada igual nas duas direções. Alguns trabalhos que consideraram diferentes relações entre as restaurações serão apresentados.

Moe e Wu (1990) realizaram testes de vibração livre e forçada em um cilindro ligado a uma plataforma em duas situações: restringindo o movimento somente na direção transversal e suportado por molas. As massas reduzidas foram bem diferentes nas duas direções e a razão entre as frequências naturais  $f_{0x}/f_{0y}$  foi de 2,18. Foram encontradas amplitudes ligeiramente superiores na direção longitudinal e as medições da força de sustentação ao longo do cilindro indicaram uma melhor correlação.

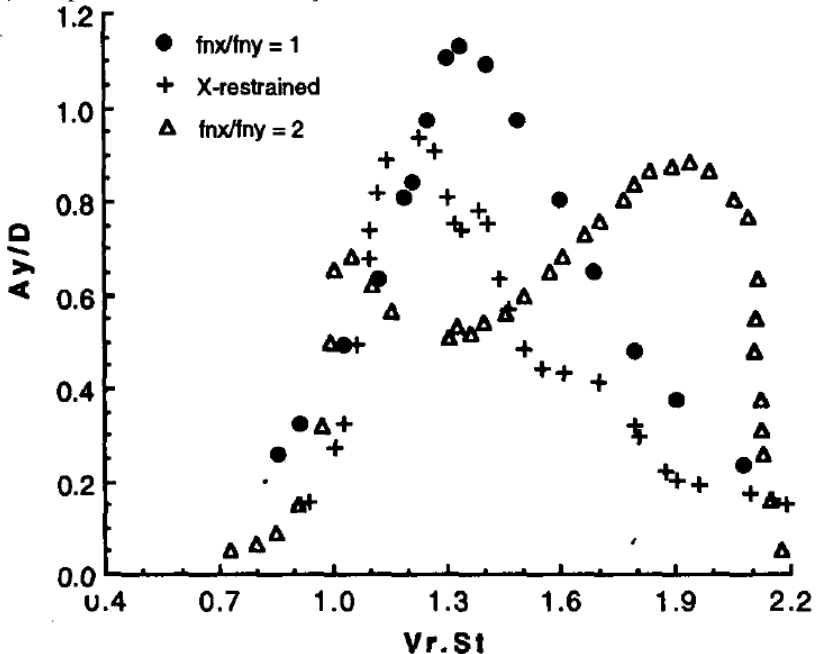
Sarpkaya (1995) estudou o efeito do movimento na direção do escoamento no movimento transversal por meio de ensaios de vibração livre em dois graus de liberdade para diferentes relações de frequência

$f_{0x}/f_{0y}$ , onde  $f_{0x}$  e  $f_{0y}$  são as frequências naturais nas direções longitudinal e transversal ao escoamento respectivamente.

Os resultados obtidos para  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1 e 2 foram comparados com os resultados do sistema 1GL. Verificou-se que a amplitude transversal máxima era cerca de 20% maior no cilindro com  $f_{0x}/f_{0y} \approx 1$ . A posição do pico de amplitude foi diferente, ocorreu em uma velocidade reduzida  $V_r \approx 7,0$  para o cilindro com 2GL, contra  $V_r \approx 6,0$  para o mesmo cilindro com apenas 1GL.

Além disso, apresentou resultados para  $f_{0x}/f_{0y} \approx 2$ , segundo os quais, a amplitude máxima transversal ocorreu para valores de  $V_r \approx 9,5$ , mostrando que, além do acoplamento, a razão entre as frequências naturais nas duas direções era importante para o problema. Foram observados também dois picos distintos na amplitude do movimento transversal. O gráfico contendo essas informações é mostrado na Figura 15.

Figura 15 – Amplitude adimensional  $A_y/D$  em função da velocidade reduzida  $V_r$  comparando diferentes situações.



Fonte: Adaptado de Sarpkaya (1995).

Um sistema com baixo amortecimento em 2GL foi utilizado por Pesce e Fuarra (2002), cujas frequências naturais  $f_{0x}$  e  $f_{0y}$  podiam ser ajustadas e a massa reduzida praticamente constante nas duas direções ( $m^*$  igual a 10 e 13). A amplitude de resposta apresentou diferentes rampas, que mais uma vez um pequeno aumento no movimento transversal limitou o efeito das oscilações do escoamento.

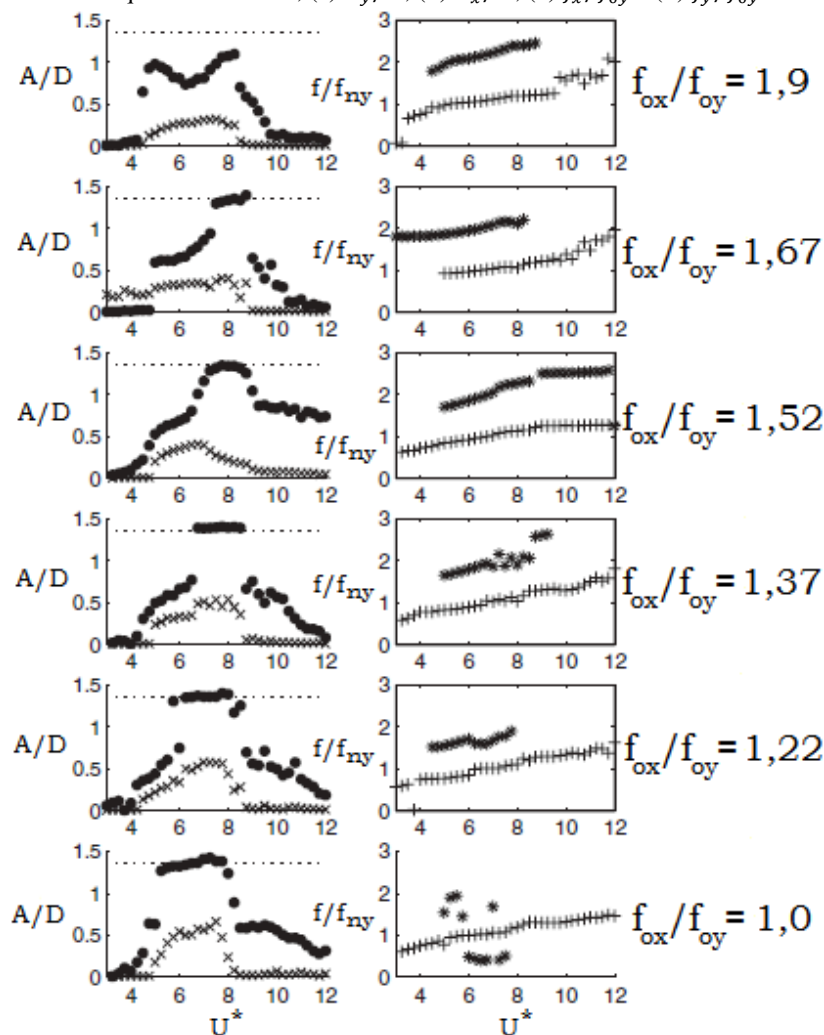
Dahl et al. (2006) realizaram testes em 2GL em um cilindro rígido e liso montado em um suporte elástico na direção transversal ao escoamento, com o número de Reynolds na faixa entre 11.000 a 60.000. Neste experimento, as razões das frequências naturais  $f_{0x}$  e  $f_{0y}$  variaram na faixa de 1,0 a 1,9 e as razões de massa foram inferiores a 6,0. Seus resultados mostraram que a amplitude transversal máxima excedeu  $1,5D$ , enquanto a resposta na direção do escoamento atingiu  $0,6D$ . Essas informações podem ser visualizadas na Figura 16.

Dahl et al. (2007) investigaram, experimentalmente e numericamente, as respostas de um sistema formado por um cilindro circular montado de forma flexível em um fluxo cruzado sob o efeito do VIV com uma razão entre as frequências naturais variando entre 1,0 e 2,0. Os resultados indicaram que a razão entre as frequências afetou significativamente a força de sustentação. Com o aumento dessa razão, a força de sustentação conteve componentes harmônicas cada vez maiores no regime de ressonância na resposta do cilindro. Além disso, as visualizações de *PIV* e as simulações numéricas diretas mostraram que os componentes harmônicos mais elevados estavam relacionados ao padrão multi-vórtice formado na esteira do cilindro.

Jauvtis e Williamson (2004) estudaram para uma condição de baixo amortecimento e baixa massa reduzida, a resposta de um sistema composto por um cilindro circular livre para vibrar em duas direções. Essa se mostrou com grande amplitude, na ordem de  $A_y/D$  igual a  $1,5D$ . Observou-se que o padrão de emissão de vórtices na esteira formava dois trios de vórtices por ciclos ( $2T$ ).

Sanchis (2009) utilizou um cilindro com razão de aspecto  $L/D \approx 12$ , baixo amortecimento  $\zeta = 0,01$  e razões entre frequências naturais  $f_{0x}/f_{0y}$  iguais a 0,42, 0,87, 1,16, 1,36 e 1,44. Foram utilizados dois cilindros diferentes com massas reduzidas iguais a 2,87 e 1,65 presos a um sistema com quatro molas em cada extremidade. Para  $f_{0x}/f_{0y}$  menor que a unidade os resultados da resposta do sistema foram semelhantes aos encontrados para  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1, com pequenas alterações na transição entre a rampa superior (*upper branch*) e inferior (*lower branch*).

Figura 16 – Amplitudes do movimento e frequências para diferentes razões entre as frequências naturais, ( $\bullet$ )  $A_y/D$ , ( $\times$ )  $A_x/D$ , ( $*$ )  $f_x/f_{0y}$  e ( $+$ )  $f_y/f_{0y}$ .

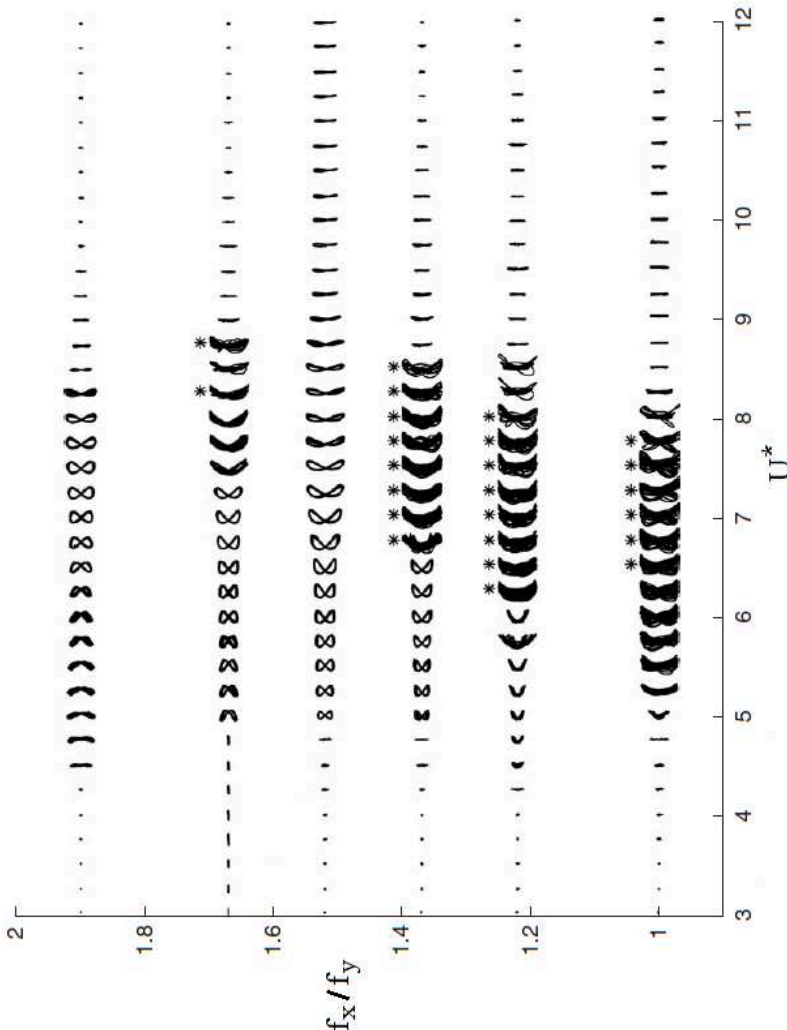


Fonte: Adaptado de Dahl et al (2006).

Já para  $f_{ox}/f_{0y}$  maior que 1 foram observadas mudanças significativas na amplitude, frequência e fase entre os movimentos horizontais e verticais, por exemplo, o aparecimento de um máximo local na rampa superior.

Dahl et al. (2006) estudaram as trajetórias do cilindro, apresentando-as em função da razão  $f_{0x}/f_{0y}$  e da velocidade reduzida. Foi possível observar os formatos de “lua crescente” e em “8” nas maiores respostas de amplitude adimensional em cada uma das razões estudadas, o que pode ser visto na Figura 17.

Figura 17 – Orbitas do cilindro para diferentes razões de frequência. O asterisco indica que a amplitude adimensional é maior que  $1,35D$ .



Fonte: Adaptado de Dahl et al (2006).

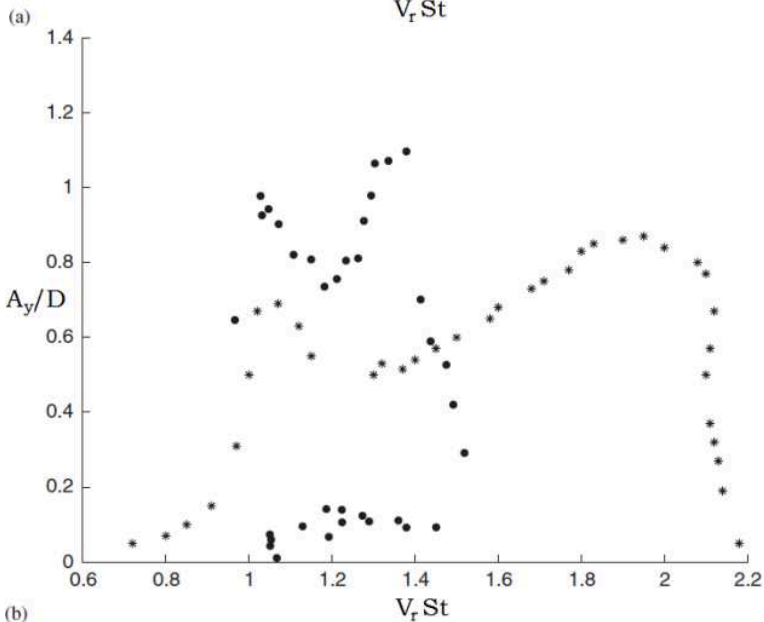
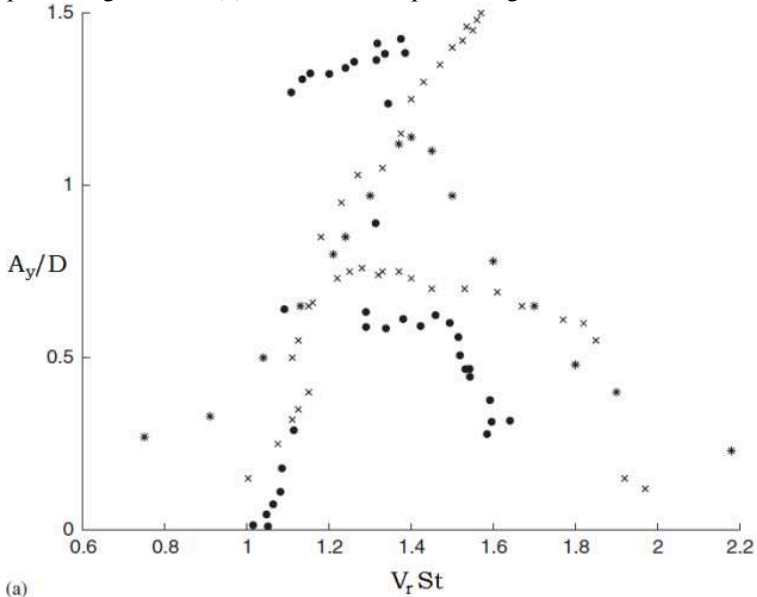
Dahl et al (2006) realizou uma comparação de seus resultados experimentais com os encontrados por Sarpkaya (1995) e Jauvtis e Williamson (2004) que utilizaram razões entre frequências naturais  $f_{0x}/f_{0y}$  iguais a 1,0 e 2,0. A amplitude do movimento transversal foi colocada em função da velocidade reduzida  $V_r$  multiplicada pelo número de Strouhal  $St$ .

Dahl et al (2006) e Sarpkaya (1995) utilizaram massas reduzidas diferentes em cada direção, enquanto Jauvtis e Williamson (2004) utilizaram massas reduzidas iguais. Esses resultados são apresentados na Figura 18.

Assim, finaliza-se o levantamento bibliográfico sobre os aspectos mais importantes dos estudos já realizados sobre o fenômeno do VIV em sistemas de 2GL e os efeitos conhecidos da restauração diferenciada, cujo presente trabalho pretende contribuir na ampliação do conhecimento sobre alguns aspectos decorrentes da restauração diferenciada.

Isso é realizado a partir de análises de dados experimentais que abordaram as amplitudes adimensionais de resposta, frequências adimensionais de resposta, estudo do formato, ângulos de fase entre os deslocamentos longitudinais e transversais e rotações das trajetórias no plano devido ao VIV, cujos resultados são apresentados e discutidos nos próximos capítulos.

Figura 18 – Comparação entre os resultados obtidos por Dahl et al (2006) (●), Sarpkaya (1995) (\*) e Jauvtis e Williamson (2004) (×). (a) Razão entre frequências igual a 1,0. (b) Razão entre frequências igual a 2,0.



Fonte: Adaptado de Dahl et al (2006).



### 3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

No capítulo anterior foi realizada a revisão bibliográfica com a teoria necessária para o desenvolvimento desta dissertação, abordando os aspectos da emissão de vórtices em cilindro fixo, a ocorrência do VIV em cilindro livre oscilando em 2GL e estudos que avaliam os efeitos da restauração diferenciada em VIV.

Ficou claro que o mecanismo do VIV, de uma maneira geral, está bem documentado na literatura, porém as situações práticas, em que existem diferentes condições ambientais de correnteza, juntamente com variações geométricas estruturais, particularmente as que apresentam razão de aspecto menor que 2, em conjunto com o sistema de amarração, estão longe de serem bem compreendidas, necessitando de trabalhos como este para ampliar o conhecimento sobre o assunto.

Neste capítulo serão descritos os procedimentos, técnicas e materiais utilizados nos ensaios cuja metodologia é eminentemente experimental, com o objetivo de avaliar os efeitos da restauração diferenciada em um cilindro flutuante com baixa razão de aspecto montado em um suporte elástico. A divisão dos tópicos deste capítulo aborda: os materiais empregados na construção do cilindro, a infraestrutura utilizada para a realização dos ensaios (tanque de reboque e suporte elástico), o sistema de aquisição de dados e os métodos experimentais utilizados para a obtenção dos dados que serão analisados no próximo capítulo.

As principais características da montagem experimental são:

- Cilindro com baixa razão de aspecto ( $L/D$ );
- Baixa razão de massa ( $m^*$ );
- 6 graus de liberdade (6GL);
- Correnteza incidente (velocidade  $U$ );
- Diferentes restaurações no plano, nas direções transversal e longitudinal ao escoamento.

As informações coletadas na revisão bibliográfica confirmam que as características listadas pertencem ao problema em estudo, sendo considerados no projeto da montagem experimental.

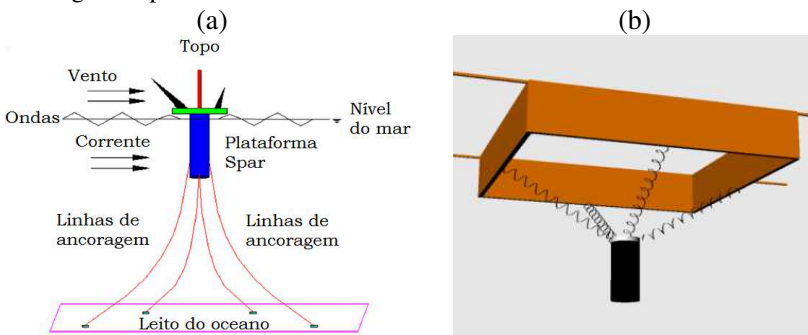
A situação prática do problema em estudo é composta, simplificadamente, das seguintes componentes:

- 1) Plataforma de extração de petróleo, particularmente as do tipo *Spar* e Monocoluna;
- 2) Linhas de amarração, que conectam a estrutura flutuante (plataforma) ao solo marinho;

- 3) O ambiente onde ocorre a interação, composto pelo mar (água, correnteza, maré), atmosfera, entre outros;
- 4) Fenômeno do VIV devido à interação fluido-estrutural composta do escoamento de água em contato com a estrutura submersa.

Para reproduzir a situação prática no ambiente experimental foi projetada uma montagem em escala reduzida levando-se em conta os componentes listados e assumindo algumas simplificações. Por isso, foi construído um cilindro que foi montado em uma estrutura formada de um suporte elástico para prender dois conjuntos de molas, um na direção transversal e outro na direção longitudinal ao escoamento, representando a amarração. O tanque de reboque proporciona a movimentação do conjunto, criando um efeito semelhante ao da correnteza incidindo na plataforma. A Figura 19 apresenta os esquemas com os componentes da situação prática e da montagem experimental.

Figura 19 – (a) Esquema da plataforma *Spar* com as linhas de ancoragem. (b) Montagem Experimental.



Fonte: Adaptado de Soeb et al (2017).

Fonte: Autor.

Assim, uma parceria entre o Departamento de Engenharia Naval e Oceânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, o Tanque de Provas Numérico (TPN) e o Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT) permitiu a execução do experimento que é descrito nos próximos tópicos. São detalhadas as partes que compõem a montagem experimental, sendo elas: cilindro em escala reduzida, infraestrutura, monitoramento e aquisição de dados e método experimental.

### 3.1 CILINDRO EM ESCALA REDUZIDA

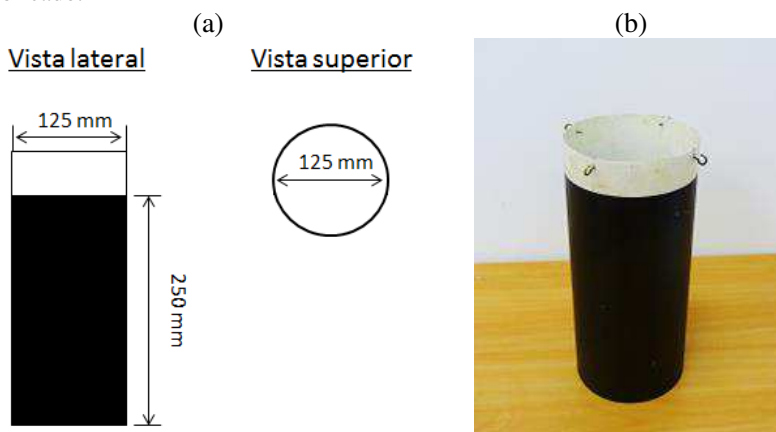
O cilindro construído para esta montagem experimental representa as plataformas flutuantes do tipo *Spar* ou Monocoluna. Estes tipos de plataforma apresentam a geometria de suas estruturas semelhante ao cilindro com seção circular, além de apresentar uma baixa razão de aspecto.

Por isso, construiu-se um corpo cilíndrico, rígido e com baixa razão de aspecto. Obviamente, fatores como o custo e especificações de projeto (dimensões, rigidez, massa, entre outros) serviram como referência para a especificação de materiais e métodos de construção empregados.

Para a fabricação do cilindro foi utilizado tubo de PVC para assegurar a forma cilíndrica. A extremidade imersa do cilindro foi fechada com chapa de PVC na parte interna do tubo com uma vedação de silicone para impedir a entrada de água.

O cilindro apresenta um diâmetro  $D$  igual a 125 mm e um comprimento submerso  $L$  igual a 250 mm (região de cor preta do cilindro apresentado na Figura 20), o que resulta na razão de aspecto  $L/D$  igual a 2. Este valor pertence a faixa considerada de baixa razão de aspecto, conforme classificação definida por Gonçalves (2013), levando em conta valores menores que 6. A Figura 20 mostra as medidas finais do cilindro, bem como uma foto do mesmo depois de fabricado.

Figura 20 – (a) Medidas externas do cilindro. (b) Foto do cilindro depois de fabricado.



Fonte: Autor.

Para à excitação do fenômeno do VIV em laboratório, a faixa de velocidades aplicada no carro de reboque é um fator determinante. Assim, pensando na região de sincronização das frequências de excitação, utilizando o diâmetro do cilindro e o período natural do sistema, chegou-se a uma faixa de velocidades reduzidas  $V_r$  entre 2 e 13, adequada para excitar o VIV. Com esse resultado, verificou-se que a faixa de velocidades reduzidas encontradas estavam dentro das velocidades de operação do carro de reboque, que apresenta uma velocidade máxima especificada igual a 5 m/s.

Outra característica importante observada foi o intervalo do número de Reynolds em que os ensaios foram realizados, pois o escoamento deve estar na faixa subcrítica, com o número de Reynolds  $Re$  variando entre 2.000 e 50.000.

Finalmente, com base no comprimento nominal para ensaios de aproximadamente 276 metros e uma velocidade de reboque não superior a 1,5m/s em uma corrida sem interrupções, definiu-se a duração da aquisição de dados de uma corrida de ensaio igual a 180 segundos para cada velocidade testada.

O Quadro 1 mostra as características relevantes discutidas neste tópico:

Quadro 1 – Características analisadas do experimento.

<b>Item</b>	<b>Valores</b>	<b>Atende?</b>
Velocidade Reduzida $V_r$	entre 2 e 13	SIM
Velocidade de Reboque $V$	entre 0,03 e 0,20 [m/s]	SIM
Número de Reynolds $Re$	entre 4000 e 26000	SIM

Fonte: O autor.

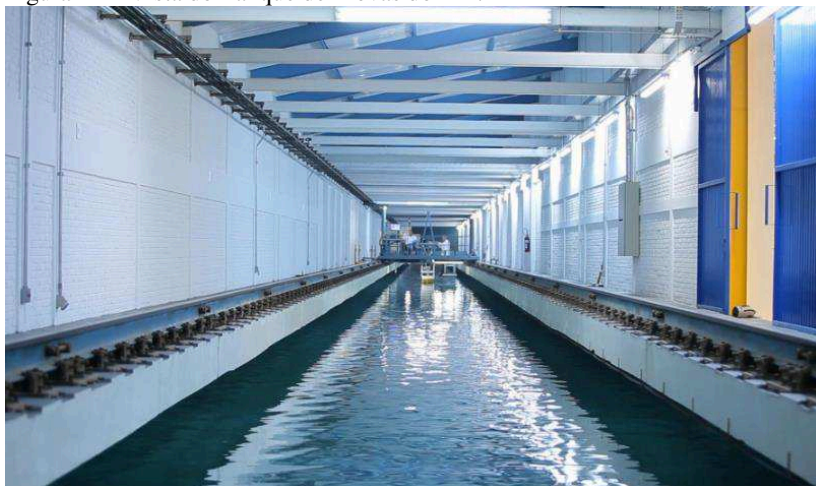
## 3.2 INFRAESTRUTURA

### 3.2.1 TANQUE DE PROVAS DO IPT

Como discutido anteriormente, um dos elementos que excita o fenômeno do VIV nas plataformas flutuantes é a correnteza marinha, cujo escoamento interage com a estrutura da plataforma. Para simular a correnteza em laboratório, o cilindro foi movimentado pelo carro de reboque com uma velocidade controlada, criando-se uma diferença de velocidade entre o cilindro e o fluido. Esse é o motivo do uso dos tanques de reboque, que mesmo que de maneira simplificada, possibilita o estudo de situações encontradas na escala real.

Foi utilizado o tanque de reboque do IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo). Ele possui 280 m de comprimento, 6 m de largura e 4 m de profundidade, com carro de reboque que atinge velocidades de até 5m/s. Além disso, possui um sistema de geração de ondas, para ensaios de comportamento no mar, porém este não foi utilizado neste projeto. O tanque pode ser visto na Figura 21.

Figura 21 – Vista do Tanque de Provas do IPT.



Fonte: Kogishi (2018).

O tanque de reboque possui dois carros projetados para rebocar modelos para ensaios. O carro secundário foi utilizado para fixar o cilindro, o suporte elástico e o sistema de aquisição de dados. O carro principal foi engatado ao secundário para fornecer a velocidade necessária para as corridas. Na Figura 22 é possível acompanhar como ficou a montagem experimental nos carros.

Figura 22 – Carros principal e secundário do Tanque de Provas do IPT.



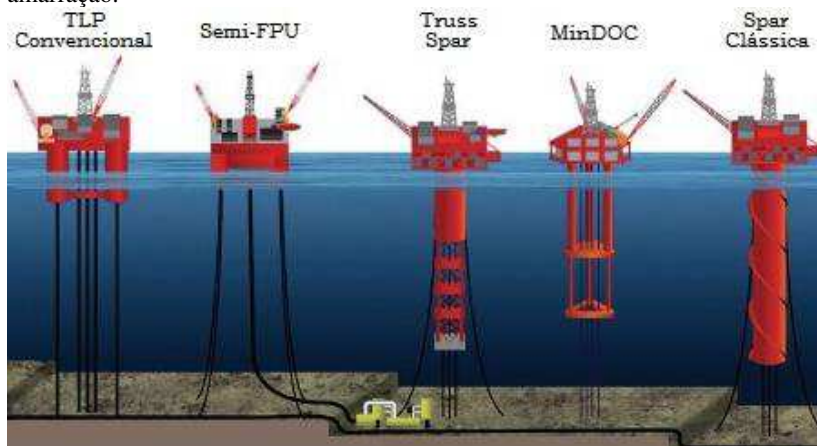
Fonte: O autor.

### 3.2.2 SUPORTE ELÁSTICO

Os sistemas flutuantes atuam, em alto mar, sujeitos a cargas externas em função do ambiente como vento, correnteza e ondas. Por isso, é obrigatória a aplicação de sistemas que atuem na dissipação destas cargas, limitando os movimentos destas embarcações a níveis admissíveis.

Os sistemas de amarração consistem em uma destas opções, que conectam fisicamente a plataforma ao solo marinho, visando à diminuição dos seus movimentos. O sistema de amarração mais praticado é o de ancoragem passiva que utiliza cabos ou correntes. Alguns tipos de sistema de amarração são apresentados na Figura 23.

Figura 23 – Alguns tipos de plataforma usados em alto mar e seus sistemas de amarração.



Fonte: Adaptado de Msttco (2018).

Estes sistemas fornecem forças contrárias ao movimento capazes de conservar e reposicionar os sistemas flutuantes próximos à posição ideal para a produção, evitando tensões e esforços excessivos nos *risers* e umbilicais. As propriedades do sistema de amarração influenciam nas respostas e frequências naturais da plataforma durante sua operação.

Por isso, para reproduzir o comportamento do sistema de amarração foi projetada uma estrutura que possui um suporte elástico contendo um par de molas na direção longitudinal ao movimento e um par de molas na direção transversal.

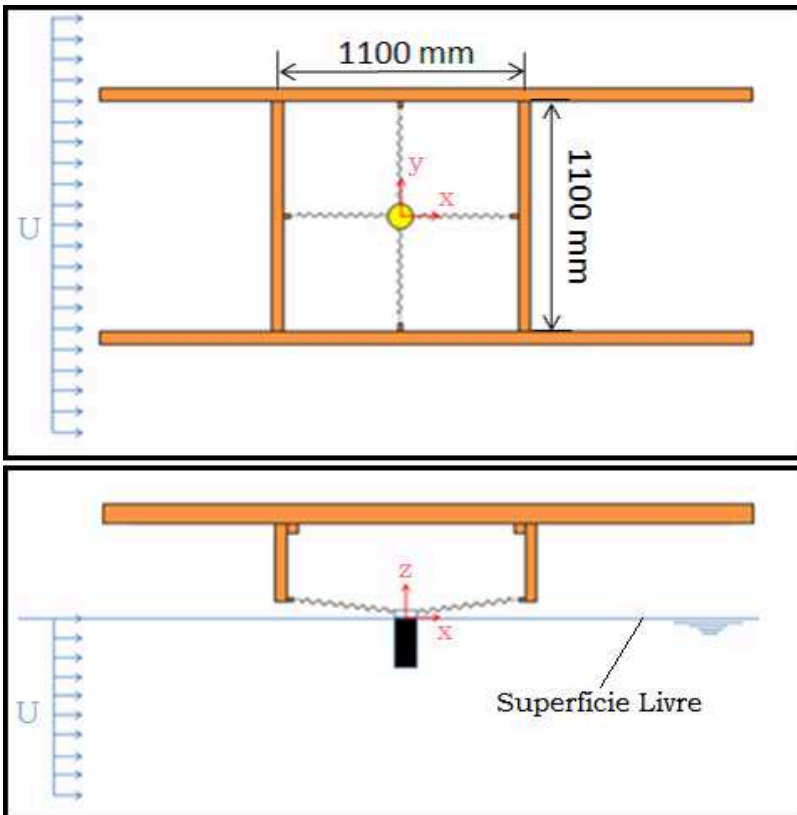
A redução do fator de escala e outras limitações impedem que os efeitos do suporte elástico sobre o cilindro sejam iguais aos de um sistema de amarração sobre um sistema flutuante em alto mar, pois o comportamento da restauração da amarração real é não linear. Essa característica é difícil de ser reproduzida em ensaios devido ao alto custo para se alcançar uma maior precisão.

O suporte elástico foi o mesmo proposto por Gonçalves (2013), a qual é formada por dois elementos principais: o quadro estrutural, responsável pela sustentação do conjunto, e molas, que atuam na restauração da posição do cilindro. Este tipo de aparato é bastante adequado para experimentos com cilindros, pois possui baixo amortecimento e permite os movimentos em 6GL. O projeto do suporte elástico simplifica a troca das molas, permitindo que sejam alteradas as

características da restauração da montagem experimental, o que auxiliou nas alterações do arranjo dos ensaios.

O quadro estrutural apresenta um perfil quadrado, com medidas iguais a 1110 mm. É fabricado com barras em aço, que possui alta rigidez e baixo amortecimento. Ainda contém barras verticais que permitem o posicionamento das molas mais próximas da superfície da água. A Figura 24 apresenta esquemas da vista superior e lateral da montagem do suporte elástico.

Figura 24 – Esquemas da vista superior e lateral da montagem do suporte elástico.



Fonte: O autor.

O suporte elástico completo foi posicionado sobre a estrutura circular do carro de reboque secundário, como pode ser visto na Figura 25.



Figura 25 – Fotos de diferentes posições mostrando a montagem experimental completa.



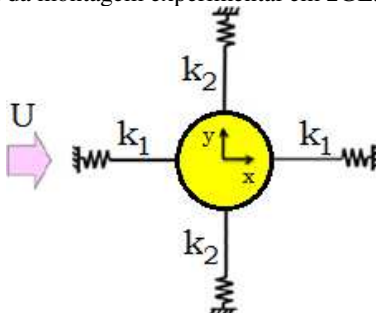
Fonte: O autor.

### 3.2.3 MOLAS

As molas desempenham uma função equivalente ao do sistema de amarração nas plataformas em alto mar. Assim, os coeficientes de rigidez flexional e amortecimento do sistema podem ser caracterizados pelas molas utilizadas no quadro estrutural do suporte elástico.

O posicionamento das molas foi feito de modo que houvesse um alinhamento entre as molas de uma mesma direção. Além disso, as molas de uma mesma direção possuíam a mesma rigidez, sendo definidas como  $k_1$  para as molas da direção longitudinal e  $k_2$  para as molas na direção transversal, conforme o esquema da Figura 26.

Figura 26 – Esquema da montagem experimental em 2GL.

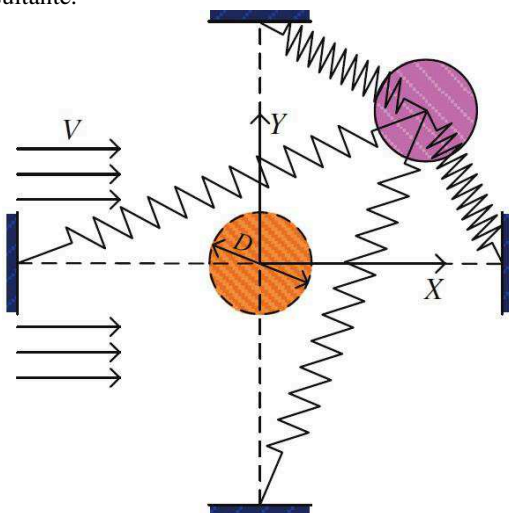


Fonte: O autor.

O cálculo da restauração resultante na direção longitudinal e transversal pode ser feito utilizando os coeficientes de restauração individual das molas. Nesse caso, movimentou-se o cilindro em uma das direções para se medir o alongamento das molas e calcular a força resultante nesta direção. Repetiu-se o procedimento na outra direção para se determinar a força resultante no outro eixo.

Esse processo de determinação da restauração resultante gera valores aproximados, pois na prática grandes alongamentos ou contrações das molas apresentam comportamentos não lineares na resposta do sistema. Um esquema dessa situação é mostrado na Figura 27. Em um estudo computacional, este tipo de não linearidade deve ser considerado. Porém, em uma abordagem experimental, pode-se supor um comportamento linear na resposta do sistema.

Figura 27 – Exemplo de posição em que ocorrem não linearidades no cálculo da restauração resultante.



Fonte: Adaptado de Srinil et al (2013).

Foram definidas cinco razões  $k_x/k_y$  entre a rigidez resultante longitudinal  $k_x$  e rigidez resultante transversal  $k_y$ . Na definição de  $k_x/k_y$ , foi mantida a rigidez resultante transversal  $k_y$  próxima a 3 e variou-se as rigidezes longitudinais  $k_x$ , obtendo-se  $k_x/k_y$  entre 1/3 e 3. Para isso, foram utilizados sete diferentes pares de molas, fabricados em aço inox AISI-302. O Quadro 2 mostra as restaurações individuais e resultantes das molas do experimento.

Quadro 2 – Rigidezes individuais, resultantes e razões entre a direção longitudinal e transversal.

Caso	$k_1$ [gf/cm]	$k_2$ [gf/cm]	$k_x$ [gf/cm]	$k_y$ [gf/cm]	$k_x/k_y$
1	0,43	1,3	1,1	3,3	0,33
2	0,43	1,2	1,6	3,18	0,52
3	1,20	1,2	3,1	3,1	1,00
4	2,50	0,9	6,5	3,2	2,03
5	4,50	0,43	9,6	3,2	3,00

Fonte: O autor.

### 3.3 MONITORAMENTO E AQUISIÇÃO DE DADOS

#### 3.3.1 MONITORAMENTO DOS MOVIMENTOS DO CILINDRO

Faz-se necessário o monitoramento dos movimentos do cilindro para observar como ocorre o VIV nos diferentes casos estudados.

Nesse tipo de experimento é muito comum a utilização de um sistema de câmeras aéreas. Elas têm a capacidade de registrar o movimento em toda a região do ensaio com ótima precisão e geram mínima interferência no comportamento dinâmico do sistema.

O sistema de aquisição permite o registro dos movimentos nos 6GL, possuindo câmeras de iluminação infravermelha, da empresa Qualisys, cuja disposição típica pode ser visto na Figura 28.

Figura 28 – Posicionamento das câmeras na região de monitoramento.

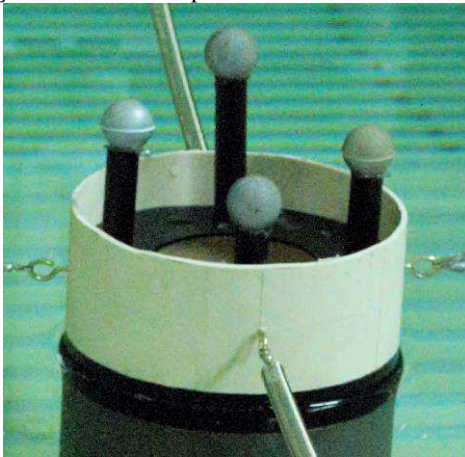


Fonte: O autor.

Foram utilizadas três câmeras para monitorar a região interna do quadro estrutural do suporte elástico. Essas câmeras têm a capacidade de capturar até 400 fps. A taxa de aquisição foi padronizada em 100 fps.

O sistema identifica a posição a partir de alvos refletivos fixados na estrutura que se deseja rastrear. Desta forma, quatro alvos foram posicionados na parte superior do cilindro utilizando uma placa de suporte. A fixação dos alvos no cilindro é mostrada na Figura 29.

Figura 29 – Posição dos alvos no topo do cilindro.



Fonte: O autor.

### 3.3.2 AQUISIÇÃO DA VELOCIDADE

A velocidade de reboque do cilindro foi registrada por sensores instalados no carro de reboque. A velocidade instantânea do carro foi medida por um transdutor óptico de rotação, instalado em uma de suas rodas. O transdutor é conectado a um computador do carro, de modo a permitir que a velocidade seja monitorada em tempo real e os dados armazenados no programa AqDados, da empresa Lynx.

### 3.4 DESCRIÇÃO DO MÉTODO EXPERIMENTAL

Para finalizar a apresentação da metodologia experimental utilizada no trabalho, nesta seção é descrito o método adotado para gerar a matriz de ensaios realizados no tanque de reboque.

Os ensaios de VIV foram definidos com base em dois parâmetros: a razão entre as rigidezes resultantes longitudinal e transversal ( $k_x/k_y$ ), definida na seção 3.2.3; e a velocidade reduzida  $V_r$ .

O primeiro parâmetro foi utilizado para definir o número de configurações de montagem, chamados de casos, considerando as diferentes razões entre rigidezes mencionadas anteriormente, que são obtidas por meio da mudança do par de molas de cada direção. Assim, pode-se avaliar o comportamento de um sistema de amarração com diferentes rigidezes na resposta do sistema. Lembrando que foi definido um intervalo de valores de  $k_x/k_y$  entre 1/3 e 3, o que gerou 5 combinações, ou casos, que foram investigados experimentalmente.

Quadro 3 – Rigidezes na direção X e Y e a razão entre elas para os casos experimentais.

Caso	$k_x$ [gf/cm]	$k_y$ [gf/cm]	$k_x/k_y$
1	1,1	3,3	0,33
2	1,6	3,18	0,52
3	3,1	3,1	1,00
4	6,5	3,2	2,03
5	9,6	3,2	3,00

Fonte: O autor.

O segundo parâmetro utilizado foi a velocidade reduzida  $V_r$ , que é importante para a excitação do VIV no cilindro curto flutuante da montagem experimental. Por isso, foram definidos o intervalo de velocidades e o número de corridas para gerar os dados para a análise. Esses parâmetros variaram a cada caso. Os resultados são apresentados no Quadro 4.

Quadro 4 – Matriz de ensaios: Valores iniciais e finais de  $V_r$  e número de corridas realizadas para os 5 casos.

Caso	$V_r$ inicial	$V_r$ final	nº de corridas
1	2,0	8,47	33
2	2,0	8,26	34
3	2,0	11,23	40
4	2,0	12,38	40
5	2,0	13,08	40

Fonte: O autor.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados, análises e discussões dos ensaios realizados. A apresentação é feita destacando-se os aspectos mais importantes de cada grandeza avaliada e sempre que possível comparando os resultados com estudos já publicados sobre o tema.

Buscou-se investigar os efeitos da restauração diferenciada nas direções longitudinal e transversal (2GL) do escoamento em um cilindro com baixa razão de aspecto, baixa razão de massa e baixo amortecimento.

Os métodos e resultados utilizados, que são abordados nesse capítulo, se referem às análises das frequências naturais, amplitudes adimensionais e frequências adimensionais de excitação no plano, ou seja, nas direções longitudinal e transversal do movimento do sistema, estudo das trajetórias e dos ângulos de fase relativa entre os deslocamentos longitudinal e transversal descritos pelo cilindro de acordo com a variação da razão  $f_{0x}/f_{0y}$  e da velocidade reduzida  $V_r$  dos experimentos.

### 4.1 FREQUÊNCIA NATURAL DO SISTEMA

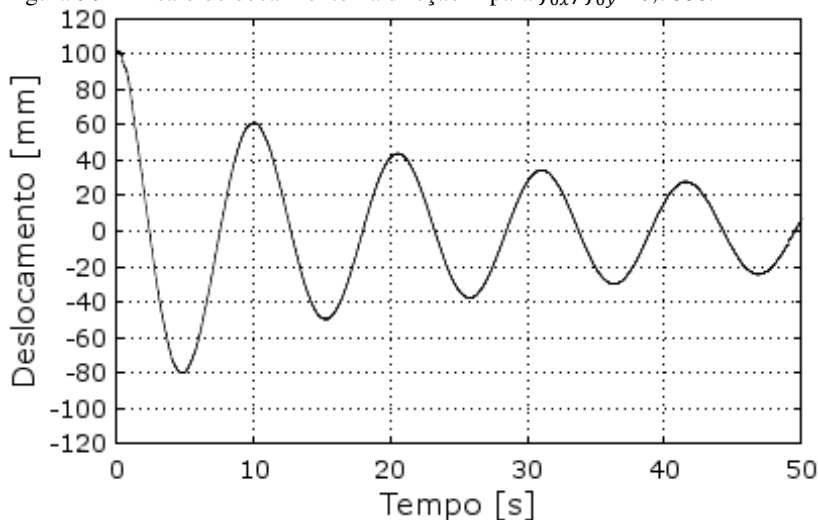
Antes do levantamento das características do movimento do cilindro sob a ação de uma correnteza, representado pela movimentação do sistema da montagem experimental ao longo do tanque de reboque, faz-se necessário conhecer o comportamento do sistema em águas calmas. Por isso, realizaram-se alguns ensaios de decaimento para cada grau de liberdade em que se quer saber a sua frequência natural.

Com o sistema completamente montado, induz-se o movimento no grau de liberdade de interesse. O sistema de aquisição registra este movimento e pode-se identificar o seu comportamento. Assim, foi possível identificar o sinal do movimento, seu amortecimento com o tempo  $t$  e a frequência em que isso ocorre. Utilizando a Transformada rápida de Fourier (em inglês FFT – *Fast Fourier Transform*) aplicada a cada sinal chegou-se às frequências naturais de cada grau de liberdade.

Foram registrados os sinais referentes aos três movimentos de translação ( $x$ ,  $y$  e  $z$ ) e aos três de rotação (*roll*, *pitch* e *yaw*). Os sinais precisaram ser identificados e recortados do sinal original para a realização dos cálculos das frequências naturais  $f_0$  e dos períodos naturais  $T_0$ . No presente estudo, necessitou-se somente dos resultados

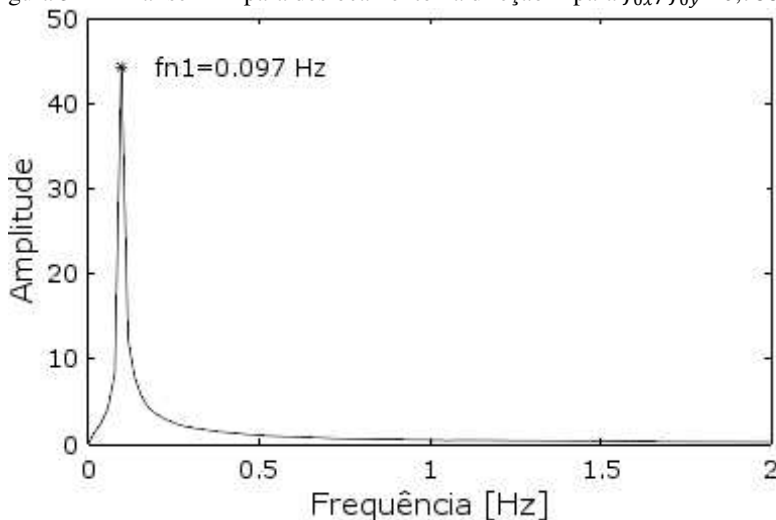
nas direções longitudinal  $X$  e transversal  $Y$  para cada caso da matriz de ensaios. Exemplos do sinal utilizado e do resultado da análise FFT são apresentados nas Figuras 30 e 31.

Figura 30 – Ensaio de decaimento na direção  $X$  para  $f_{0x}/f_{0y}=0,7886$ .



Fonte: O autor.

Figura 31 – Análise FFT para deslocamento na direção  $X$  para  $f_{0x}/f_{0y}=0,7886$ .



Fonte: O autor.

Os resultados dos períodos naturais  $T_0$  e frequências naturais  $f_0$  nos dois graus de liberdade, direção longitudinal  $X$  e direção transversal  $Y$  ao escoamento, e as razões entre as frequências naturais  $f_{0x}/f_{0y}$  para os casos estudados são apresentados no Quadro 5.

Quadro 5 – Resultados dos ensaios de decaimento na direção  $X$  e  $Y$  para os casos experimentais.

Caso	$k_x$ [gf/cm]	$k_y$ [gf/cm]	$k_x/k_y$	$T_{0x}$ [s]	$T_{0y}$ [s]	$f_{0x}$ [Hz]	$f_{0y}$ [Hz]	$f_{0x}/f_{0y}$
1	1,1	3,3	0,33	10,31	8,13	0,097	0,123	0,7886
2	1,6	3,18	0,52	11,49	8,06	0,087	0,124	0,7016
3	3,1	3,1	1,00	8,77	9,01	0,114	0,111	1,0270
4	6,5	3,2	2,03	6,76	9,01	0,148	0,111	1,3333
5	9,6	3,2	3,00	5,46	8,20	0,183	0,122	1,5000

Fonte: O autor.

Esses resultados servirão como referência para as análises seguintes, pois representam grandezas e relações importantes utilizadas na literatura que ajudam na padronização e comparação de resultados. As análises e discussões que se seguem são baseadas nas amplitudes, frequências e estudo das trajetórias devido ao VIV que ocorreram nas cinco razões entre as frequências naturais  $f_{0x}/f_{0y}$  variando-se a velocidade reduzida  $V_r$ .

## 4.2 AMPLITUDES ADIMENSIONAIS DE RESPOSTA

Os parâmetros adimensionais são considerados os mais adequados para a análise de vibrações em estruturas. Alguns desses parâmetros adimensionais estão sempre presentes e outros podem ser usados conforme a análise. Essa abordagem permite a comparação de resultados entre estudos sobre o VIV que apresentam escalas experimentais diferentes.

O diâmetro do cilindro  $D$  é normalmente usado na formação desses parâmetros por causa da sua influência nas características da esteira ao redor do cilindro. Assim, alguns desses parâmetros foram calculados e são apresentados ao longo desse capítulo.

Uma das análises mais importantes tem o objetivo de calcular a amplitude adimensional  $A^* = A/D$  gerada pela vibração induzida em função de alguns desses parâmetros adimensionais, como por exemplo, da velocidade reduzida  $V_r$ , do número de Reynolds  $Re$ , da massa



reduzida  $m^*$ , do coeficiente de amortecimento  $\zeta$  ou da razão de aspecto  $L/D$ .

Nesse trabalho, foram realizados os cálculos das amplitudes adimensionais  $A^*$  em função da velocidade reduzida  $V_r$ , nas direções longitudinal  $X$  e transversal  $Y$  em relação ao escoamento. Outros parâmetros foram mantidos constantes, como a massa reduzida  $m^*$ , o coeficiente de amortecimento  $\zeta$  e a razão de aspecto  $L/D$ , conforme descritos no procedimento experimental. Além disso, variou-se outro parâmetro, as razões entre as frequências naturais  $f_{0x}/f_{0y}$  conforme apresentadas no Quadro 5, resultando em 5 curvas para cada grau de liberdade estudado.

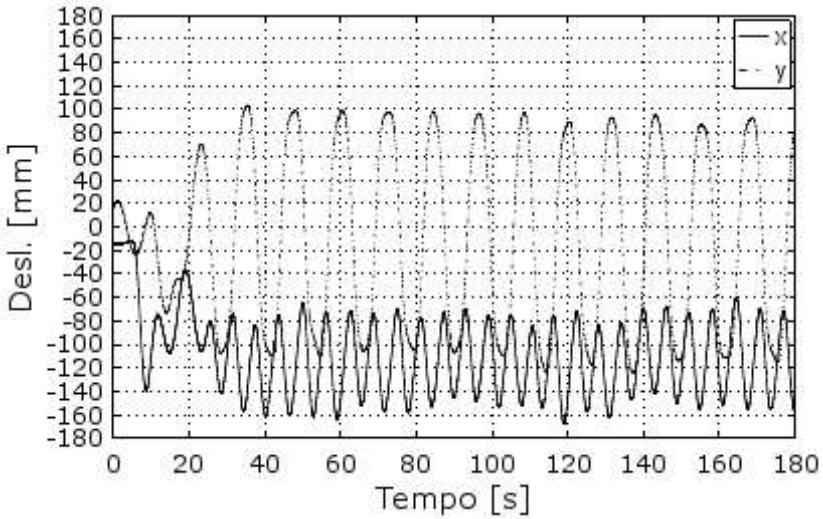
A amplitude representa o valor máximo do deslocamento do cilindro em relação a uma referência levando-se em conta um determinado grau de liberdade. O sistema de aquisição de dados descrito na seção 3.3.1 monitorou a posição de alvos fixados na base superior do cilindro e a velocidade de reboque da montagem experimental em cada instante de tempo durante o período de ensaio.

O tempo de realização de cada corrida foi padronizado em 180 segundos. Esse período englobou a etapa de aceleração do carro de reboque desde a condição de repouso até a chegada da velocidade planejada para o experimento e a manutenção dessa velocidade durante um intervalo de tempo suficiente para a ocorrência e observação da vibração induzida.

O sistema de aquisição de dados permitiu a medição da posição do cilindro nos seis graus de liberdade (6GL). Nesse trabalho, foram analisados os deslocamentos nas direções longitudinal  $X$  e transversal  $Y$  ao escoamento. Um exemplo do gráfico dos deslocamentos simultâneos do cilindro nessas direções é mostrado na Figura 32. O registro da velocidade de reboque utilizado no experimento pode ser visto na Figura 33. Nesse caso, utilizou-se a razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1,0270 e a velocidade reduzida  $V_r$  igual a 7,40. Pode-se observar no exemplo de registro de velocidade de reboque que a resolução da medição foi de aproximadamente 2 mm/s, não sendo possível identificar variações menores que esse valor.

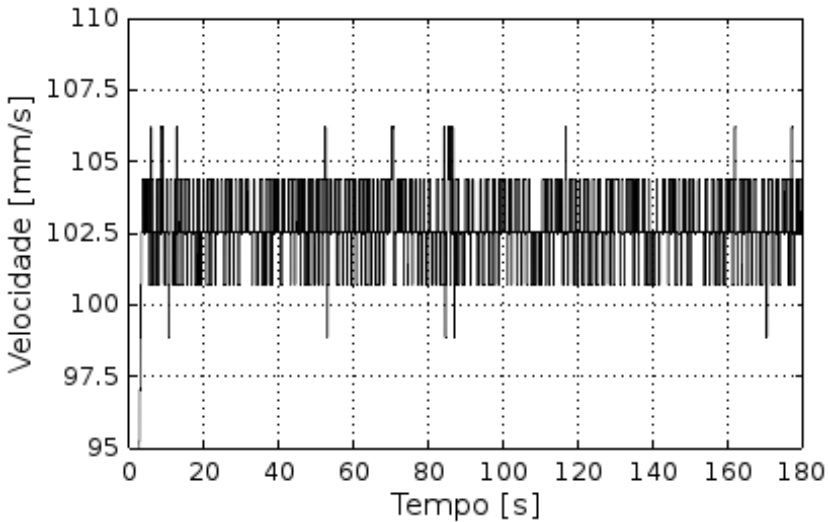
Durante cada condição de reboque, por conta das características descritas, o registro dos movimentos contemplou deslocamentos referentes aos regimes transientes e permanentes do fenômeno.

Figura 32 – Gráfico com os deslocamentos em  $X$  e  $Y$  para razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1,0270 e  $V_r$  igual a 7,40.



Fonte: O autor.

Figura 33 – Gráfico da velocidade dimensional em função do tempo para razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1,0270.



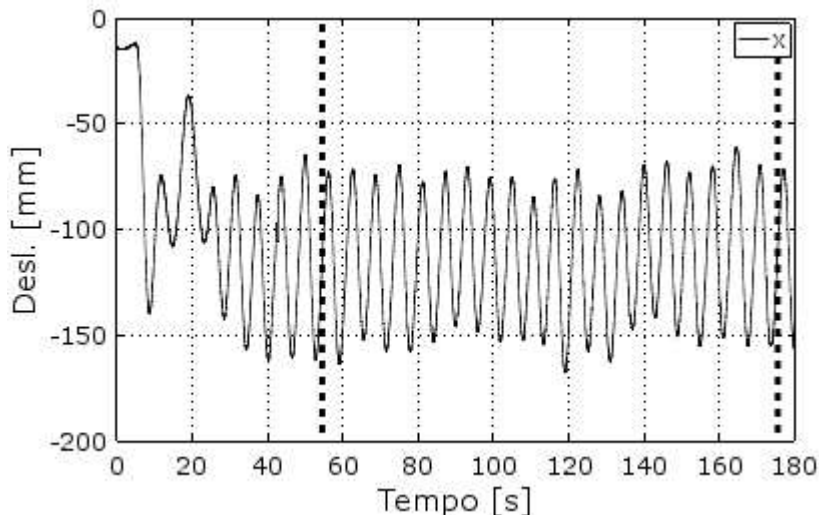
Fonte: O autor.

Para a análise das amplitudes foi necessário selecionar uma parte dos sinais obtidos, com base na variável tempo  $t$ , levando-se em conta o interesse pelo regime permanente do VIV apresentado pelo cilindro, descartando o restante do sinal.

Outros parâmetros que influenciaram na seleção foram o uso do sinal do deslocamento transversal  $Y$  como referência e que o intervalo de tempo selecionado formasse múltiplos inteiros de períodos nesse grau de liberdade. Isso é necessário, pois o deslocamento transversal é utilizado na literatura como referência nas análises de vibrações induzidas.

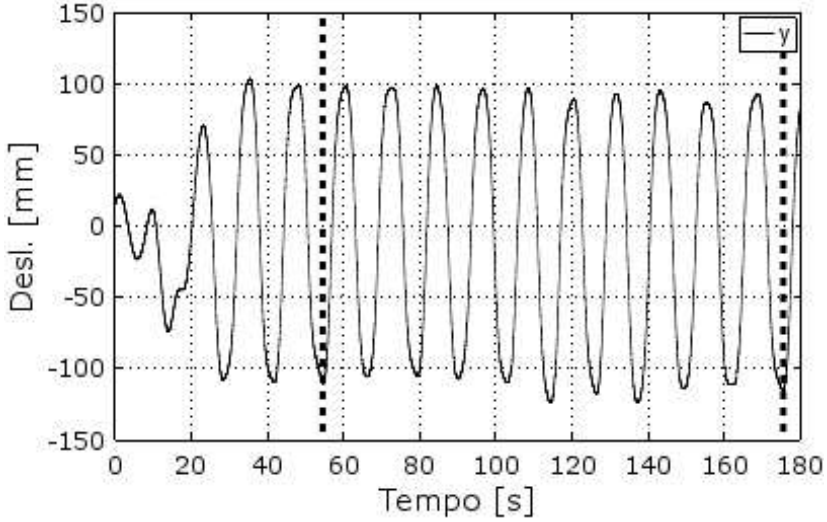
Esse procedimento foi realizado em todos os sinais de deslocamento ensaiados. Um exemplo é apresentado para o mesmo sinal utilizado anteriormente, ou seja, com a razão  $f_{0x}/f_{0y}$  é igual a 1,0270 e  $V_r$  é igual a 7,40 nas Figuras 34, 35 e 36, as regiões selecionadas estão limitadas entre as duas retas verticais tracejadas.

Figura 34 – Seleção de parte do deslocamento longitudinal  $X$  para razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1,0270 e  $V_r$  igual a 7,40.



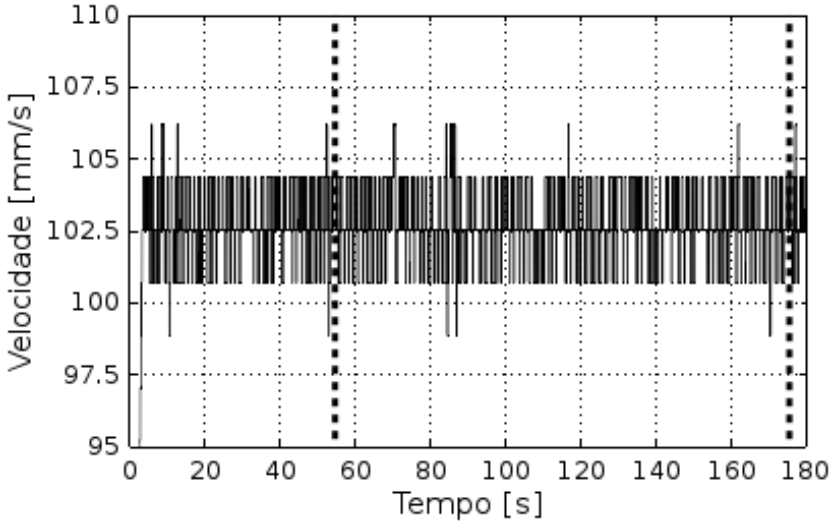
Fonte: O autor.

Figura 35 – Seleção de parte do deslocamento transversal  $Y$  para razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1,0270 e  $V_r$  igual a 7,40.



Fonte: O autor.

Figura 36 – Seleção de parte da velocidade para razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1,0270 e  $V_r$  igual a 7,40.



Fonte: O autor.

Depois de realizada a seleção, foi elaborada uma rotina para identificar as amplitudes máximas de deslocamento para cada grau de liberdade, buscando-se as posições máximas positivas (picos) e negativas (cavas) em relação ao valor médio de cada sinal. Um exemplo dos resultados alcançados pode ser visto nas Figuras 37 e 38. Os picos e cavas estão identificados com losangos e foram usados para calcular a amplitude significativa para cada velocidade reduzida  $V_r$ .

Outro resultado que pôde ser alcançado com o trecho selecionado de sinal consistiu na frequência de vibração de resposta por meio da análise que utilizou a Transformada Rápida de Fourier (*FFT*). Os sinais podem apresentar mais frequências de vibração dentro de uma determinada amostra, mas nesse caso a frequência de interesse foi aquela de maior magnitude, denominada frequência de vibração dominante. Os resultados da análise *FFT* para o sinal utilizado anteriormente são mostrados nas Figuras 39 e 40.

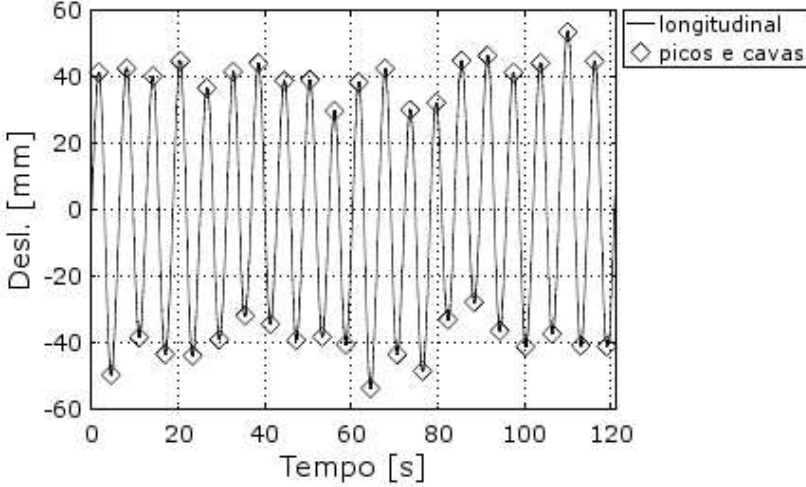
A partir do levantamento dos picos e cavas de um sinal pode-se realizar um tratamento estatístico dessas magnitudes utilizando, por exemplo, o método do valor eficaz da raiz do valor quadrático médio (em inglês *RMS - root mean square*) para uma série temporal ou pelo cálculo da média entre os 20% maiores magnitudes de resposta para cada velocidade reduzida  $V_r$ .

O método *RMS* foi escolhido dado às características da maioria dos sinais observados, que apresentaram baixa variação dos valores máximos dentro das amostras. O valor *RMS* de uma variável é calculado por  $\sqrt{(x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_N^2)/N}$  dentro do intervalo de tempo escolhido, onde  $x_i$  são as magnitudes da variável e  $N$  é a quantidade de valores. Esse é o cálculo para se chegar ao valor da amplitude significativa  $A$ , cujo índice ( $x$  ou  $y$ ) indicará qual o grau de liberdade utilizado. Quando a amplitude  $A$  é dividida pelo diâmetro do cilindro  $D$  chega-se ao valor de amplitude adimensional  $A^*$  para um determinado grau de liberdade.

Assim, foram calculadas as amplitudes adimensionais para as velocidades reduzidas  $V_r$  levando-se em conta as razões entre as frequências naturais  $f_{0x}/f_{0y}$ , mostradas no Quadro 5.

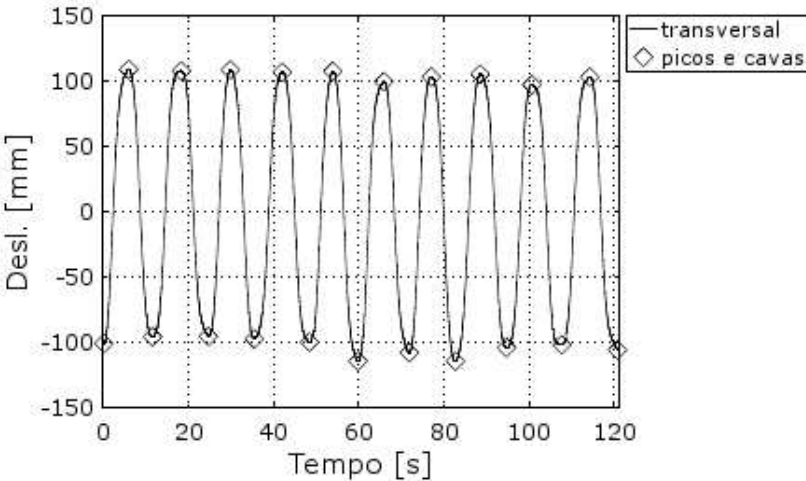
Os resultados alcançados para a direção longitudinal  $X$  e transversal  $Y$  ao escoamento são mostrados nas Figuras 41 e 42. As vibrações ocorreram na frequência natural do sistema utilizado no experimento.

Figura 37 – Picos no sinal do deslocamento na direção longitudinal  $X$  para razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1,0270 e  $V_r$  igual a 7,40.



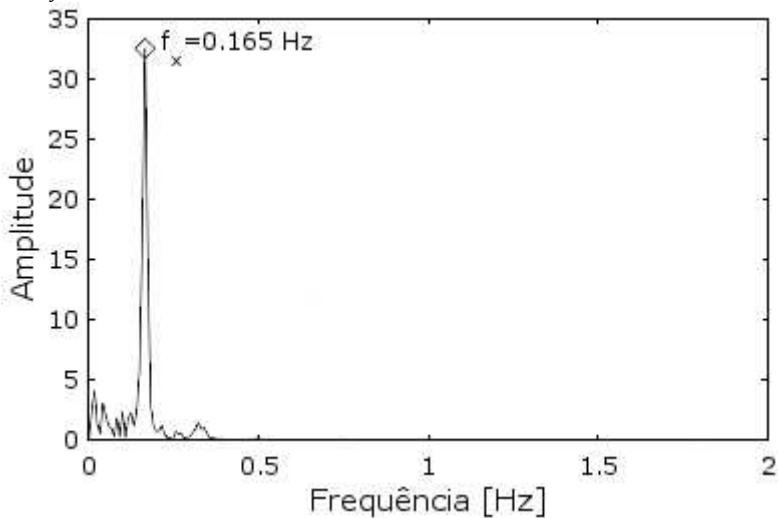
Fonte: O autor.

Figura 38 – Picos no sinal do deslocamento na direção transversal  $Y$  para razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1,0270 e  $V_r$  igual a 7,40.



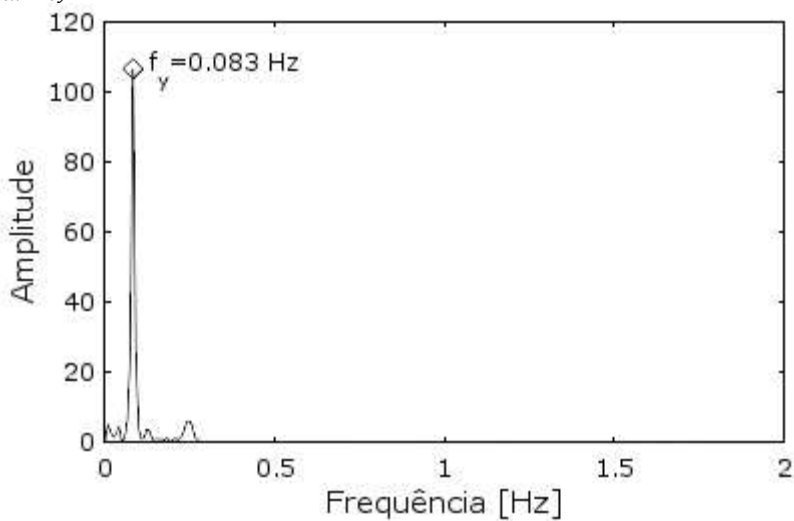
Fonte: O autor.

Figura 39 – Análise FFT do deslocamento na direção longitudinal  $X$  para razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1,0270 e  $V_r$  igual a 7,40.



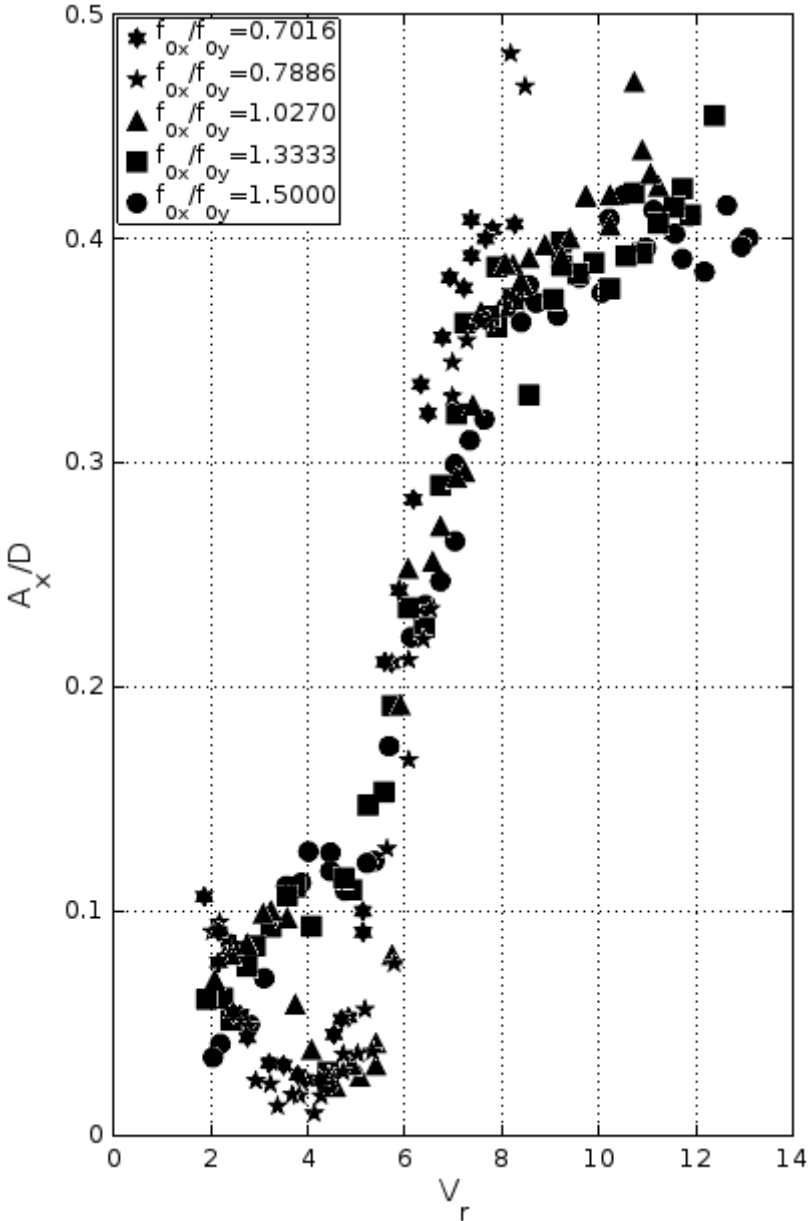
Fonte: O autor.

Figura 40 – Análise FFT do deslocamento na direção transversal  $Y$  para razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1,0270 e  $V_r$  igual a 7,40.



Fonte: O autor.

Figura 41 – Amplitude adimensional longitudinal  $A_x/D$  em função da velocidade reduzida  $V_r$ .



Fonte: O autor.



Analisando a Figura 41, foi possível observar que entre  $2,0 \leq V_r \leq 5,5$ , o comportamento dinâmico das amplitudes adimensionais  $A_x/D$  varia em função da razão  $f_{0x}/f_{0y}$ , sendo que para as razões  $f_{0x}/f_{0y}$  iguais a 0,7016 e 0,7886, cujas vibrações apresentaram amplitudes próximas a 0,1 no início dessa região, decresceram em seguida para valores praticamente nulos e apresentaram uma tendência de crescimento próximo à  $V_r \approx 5,5$ .

Já para as razões  $f_{0x}/f_{0y}$  iguais a 1,0270, 1,3333 e 1,5, as amplitudes adimensionais  $A_x/D$  iniciaram com valores próximos a 0,05 ou 0,06, apresentaram uma tendência de crescimento praticamente constante nesse intervalo e depois uma tendência de crescimento ainda maior a partir de  $V_r > 5,5$ .

No segundo trecho, entre  $5,5 \leq V_r \leq 9,0$  pôde-se verificar que as amplitudes adimensionais  $A_x/D$  cresceram para todas as razões  $f_{0x}/f_{0y}$ . Porém, ocorreu um aumento do espaçamento entre os resultados com o aumento de  $V_r$ , podendo ser avaliado, por exemplo, em  $V_r \approx 7,0$ , onde apresentou uma variação de 26% entre as amplitudes adimensionais encontradas para a razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1,5 e a razão igual a 0,7016.

Na parte final da curva, para  $V_r > 9,0$  as amplitudes adimensionais apresentaram resultados próximos a  $0,4D$  de oscilação para todas as razões  $f_{0x}/f_{0y}$ .

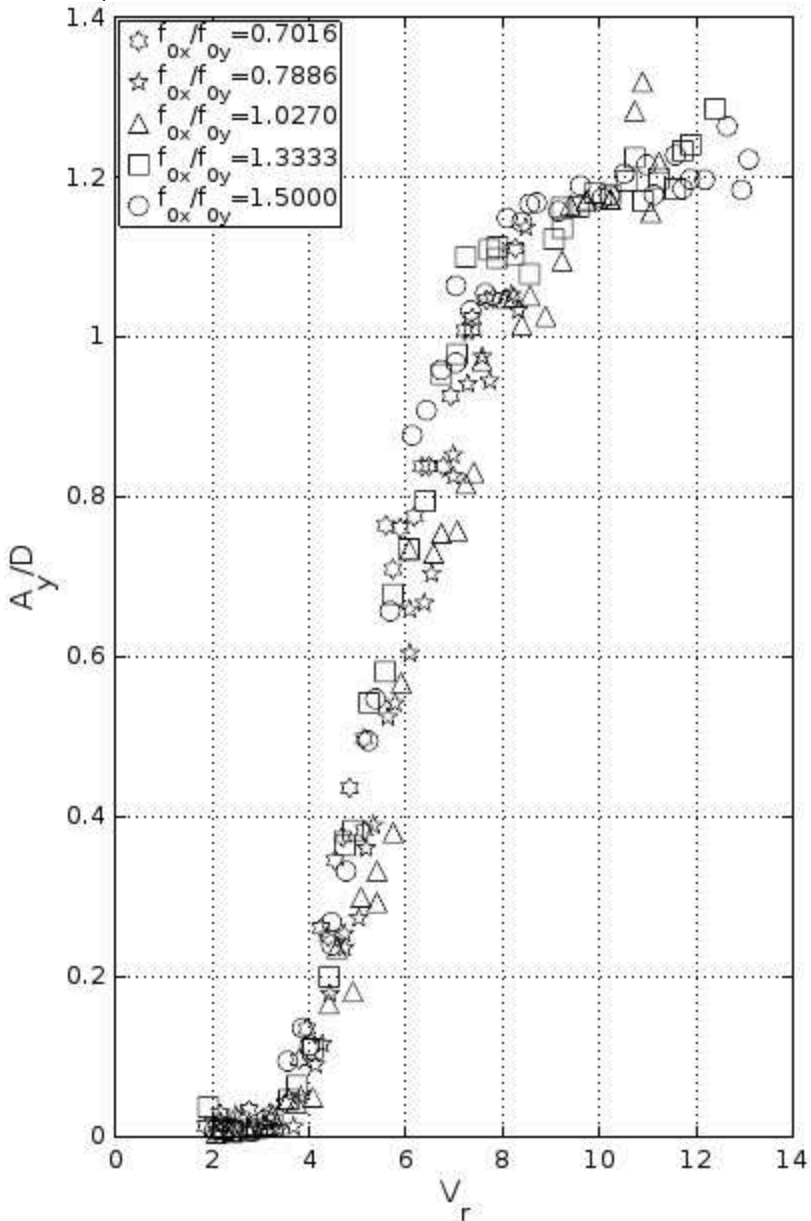
A Figura 42 apresenta os resultados da amplitude adimensional na direção transversal  $A_y/D$  em função da velocidade reduzida  $V_r$  para as cinco razões de frequências  $f_{0x}/f_{0y}$ .

Entre  $2,0 \leq V_r \leq 4,0$ , as amplitudes transversais apresentaram valores muito próximos à zero, para todas as razões de frequências  $f_{0x}/f_{0y}$ , o que indicou inexistência de vibração induzida nesse grau de liberdade para esse intervalo de velocidades reduzidas.

Já para valores entre  $4,0 \leq V_r \leq 10,0$ , as amplitudes adimensionais  $A_y/D$  apresentaram crescimento ao longo de todo o intervalo, também com certo espalhamento dos valores conforme o aumento de  $V_r$ , por volta de 10% quando avaliado em  $V_r \approx 8,0$ .

No trecho final, para valores de  $V_r > 10,0$ , as amplitudes adimensionais apresentaram valores máximos próximos a  $1,2D$  de oscilação. Essa oscilação pode indicar o máximo valor de  $A_y/D$  associado à ação do VIV atuando na ressonância estrutural do sistema no intervalo de velocidades reduzidas ensaiadas.

Figura 42 – Amplitude adimensional transversal  $A_y/D$  em função da velocidade reduzida  $V_r$ .



Fonte: O autor.

### 4.3 FREQUÊNCIAS ADIMENSIONAIS DE RESPOSTA

Nessa seção são apresentados os resultados da análise do comportamento das razões entre as frequências de resposta longitudinal e transversal e a frequência natural na direção transversal em águas paradas,  $f_x/f_{0y}$  e  $f_y/f_{0y}$  respectivamente, e da razão entre as frequências de resposta  $f_y/f_x$ , em função da velocidade reduzida  $V_r$ . A frequência natural na direção transversal  $f_{0y}$  foi calculada para cada montagem experimental, onde foram usados diferentes conjuntos de molas, por meio dos ensaios de decaimento descritos na seção 4.1.

Na Figura 43, pôde-se verificar que no geral os valores das razões  $f_x/f_{0y}$  apresentaram um crescimento constante ao longo de todo o intervalo de velocidades reduzidas ensaiadas, exceto em alguns pontos dispersos entre  $4,0 \leq V_r \leq 6,0$  para as razões  $f_{0x}/f_{0y}$  iguais a 0,7016 e 0,7886, devido à baixa excitação na direção longitudinal nesse intervalo de velocidades, como pode ser visto nos resultados das amplitudes. O comportamento geral está de acordo com resultados publicados em Dahl et al (2006), que apresentou as frequências de resposta para várias razões  $f_{0x}/f_{0y}$ , como pode ser visto na Figura 44.

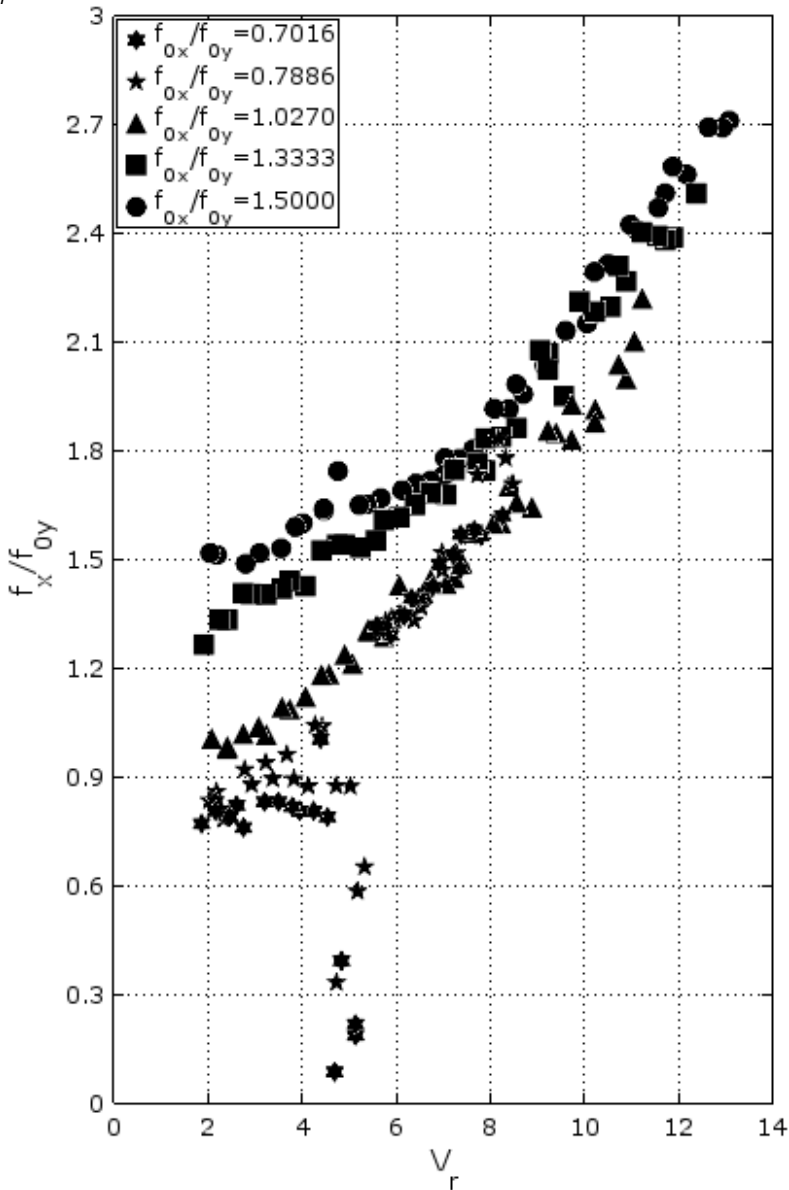
Além disso, observou-se que a razão  $f_{0x}/f_{0y}$  influenciou nos valores da razão  $f_x/f_{0y}$  criando praticamente dois níveis diferentes, um mais baixo, que conteve os valores das razões  $f_{0x}/f_{0y}$  iguais a 0,7016, 0,7886 e 1,0270 e um mais alto que conteve os valores das razões  $f_{0x}/f_{0y}$  iguais a 1,3333 e 1,5.

Para  $V_r \approx 2,0$ , a diferença entre as razões  $f_x/f_{0y}$  variou entre 25 e 100%, considerando os dois níveis. Já para  $V_r \approx 7,0$  essa diferença ficou entre 11 e 24%. Com isso, percebeu-se que a diferença entre os níveis diminuiu com o aumento da velocidade reduzida.

Já para a Figura 45, a razão  $f_y/f_{0y}$  calculada apresentou um comportamento ressonante ( $f_y/f_{0y} \approx 1,0$ ) entre  $2,0 \leq V_r \leq 3,0$  para as razões  $f_{0x}/f_{0y}$  iguais a 1,3333 e 1,5, enquanto que para as razões  $f_{0x}/f_{0y}$  iguais a 0,7016, 0,7886 apresentaram valores de  $f_y/f_{0y}$  próximos a 0,4 para o mesmo intervalo de  $V_r$ .

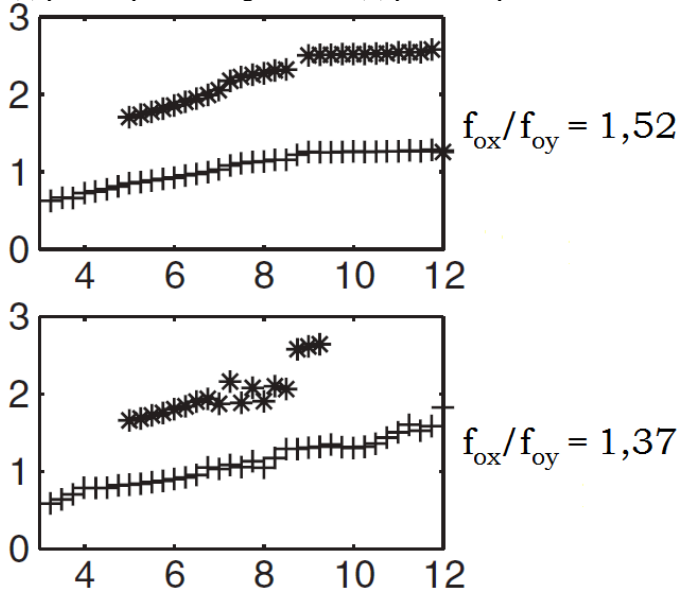
Os valores encontrados para a razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1,0270 ficaram distribuídos nas duas regiões descritas, indicando um comportamento de transição entre elas.

Figura 43 – Razão entre a frequência de resposta longitudinal e a frequência natural em águas paradas transversal  $f_x/f_{0y}$  em função da velocidade reduzida  $V_r$ .



Fonte: O autor.

Figura 44 – Frequências em função da velocidade reduzida para diferentes razões, (\*) para frequência longitudinal e (+) para a frequência transversal.



Fonte: Adaptado de Dahl et al, 2006.

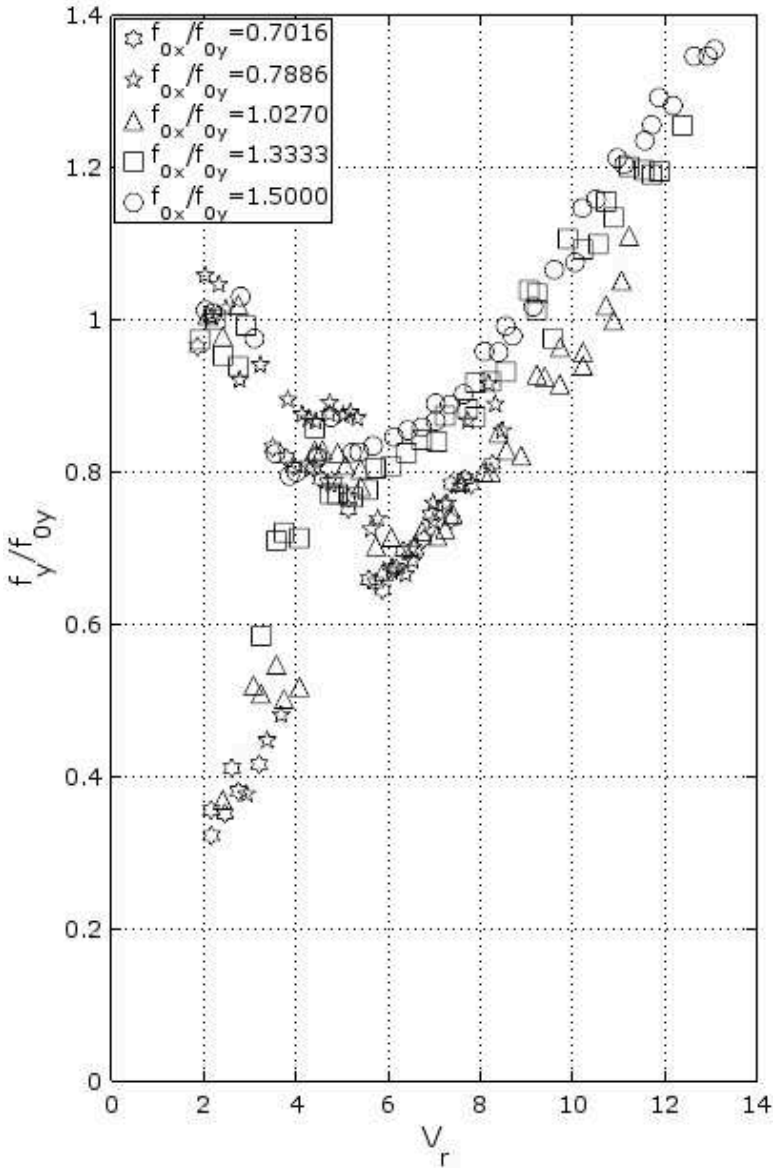
Para o intervalo entre  $3,0 \leq V_r \leq 6,0$ , todos os valores de  $f_y/f_{0y}$  permaneceram entre 0,7 e 0,8, e a partir de  $V_r > 6,0$  ocorreu à sincronização com a tendência de crescimento de  $f_y/f_{0y}$  para todas as razões  $f_{0x}/f_{0y}$  com o aumento da velocidade reduzida.

Entretanto, esperava-se, de acordo com a literatura, que os valores da razão  $f_y/f_{0y}$  na sincronização fossem unitários para uma faixa de valores de velocidades reduzidas, o que não foi verificado nos resultados.

Esse comportamento ocorre em sistemas que apresentam altos valores de massa reduzida, que representam a maioria de casos estudados nas publicações. Para sistemas que possuem baixa massa reduzida, com valores próximos da unidade, como é o caso do presente estudo, o comportamento de  $f_y/f_{0y}$  se altera, ficando semelhante ao encontrado na Figura 44.

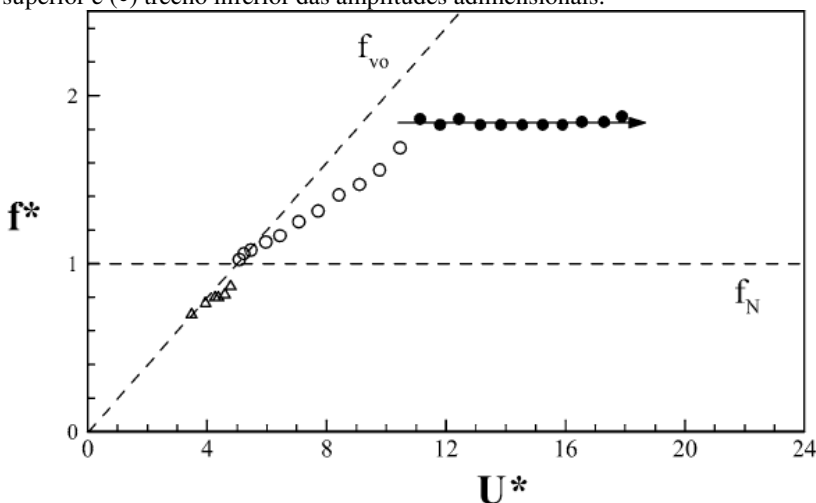
Essas informações podem ser encontradas em diversas publicações, como em Govardham e Williamson (2004), de onde foi retirada a Figura 46, onde  $f_{vo}$  é a frequência de emissão de vórtices e  $f_N$  é a frequência natural.

Figura 45 – Razão entre a frequência de resposta transversal e a frequência natural em águas paradas transversal  $f_y/f_{0y}$  em função da velocidade reduzida  $V_r$ .



Fonte: O autor.

Figura 46 – Frequência de resposta  $f^*$  em função da velocidade reduzida para um sistema com massa reduzida igual a 1,2, ( $\Delta$ ) trecho inicial, ( $\circ$ ) trecho superior e ( $\bullet$ ) trecho inferior das amplitudes adimensionais.



Fonte: Adaptado de Govardham e Williamson (2004).

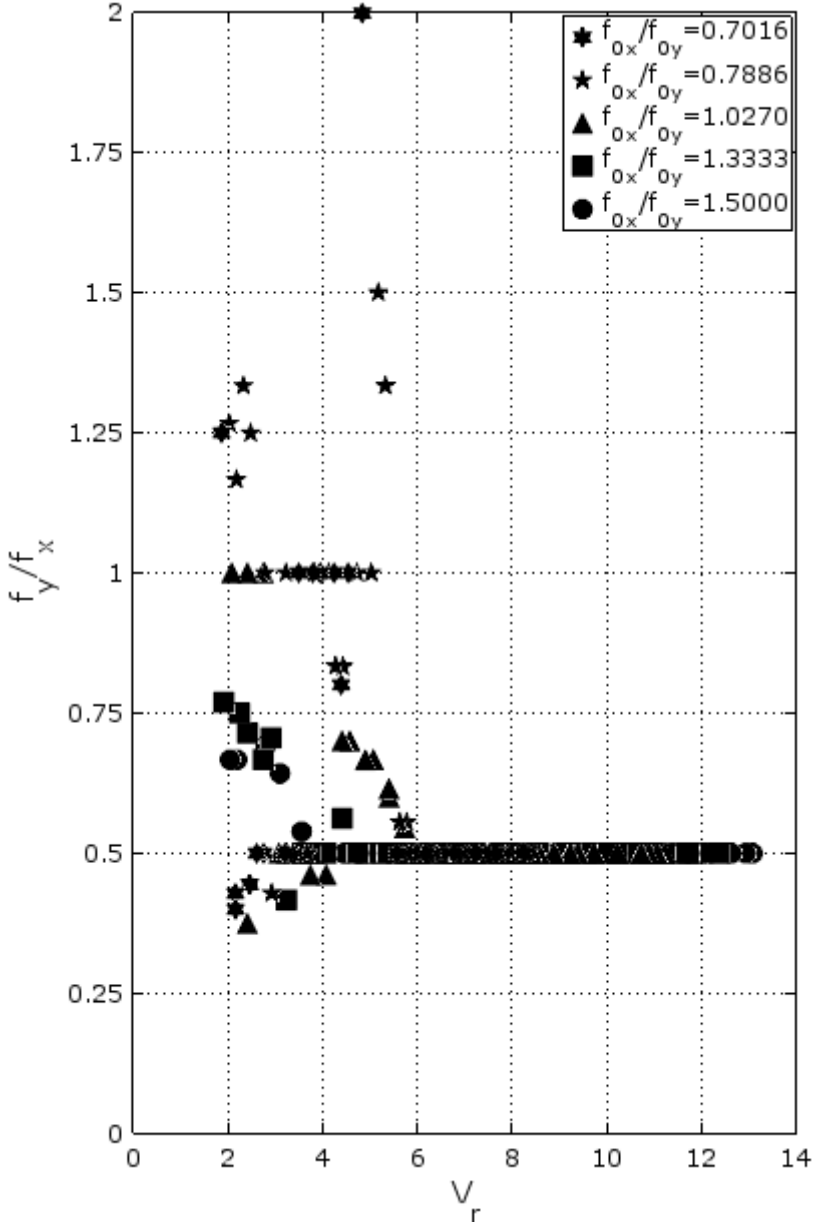
Não foi possível identificar o outro nível de valores de  $f_y/f_{0y}$  previsto na literatura, representado por ( $\bullet$ ) na Figura 46, pois aparentemente a faixa de velocidades reduzidas ensaiadas não foi suficiente para observar esses resultados.

Outra análise feita a partir dos resultados das frequências de resposta refere-se a avaliação do comportamento da razão entre elas  $f_y/f_x$  em função da velocidade reduzida, cujos resultados podem ser vistos na Figura 47.

Nesse caso, encontrou-se uma dispersão de valores entre  $2,0 \leq V_r \leq 5,5$ , mas a maioria deles apresentando proporções inteiras entre as frequências, como 1:2 (0,5), 1:1 (1,0), 3:2 (1,5) e 2:1 (2,0), independente da razão  $f_{0x}/f_{0y}$ .

A partir de  $V_r > 5,5$  os valores da razão entre as frequências  $f_y/f_x$  permaneceram constantes iguais a 0,5, ou seja, com  $f_x = 2f_y$ , novamente não variaram em função da razão  $f_{0x}/f_{0y}$ , mesmo com o aumento das amplitudes de resposta e da velocidade reduzida. Essa característica ocorre devido ao acoplamento pertencente à fenomenologia do VIV e confirma os resultados encontrados em estudos publicados.

Figura 47 – Razão entre as frequências de resposta transversal e a longitudinal  $f_y/f_x$  em função da velocidade reduzida  $V_r$ .



Fonte: O autor.



#### 4.4 ANÁLISE DAS TRAJETÓRIAS NO PLANO XY

A Figura 48 apresenta a progressão das trajetórias realizadas pelo cilindro, compostas pelo deslocamento longitudinal em função do deslocamento transversal, de cada experimento. As trajetórias foram analisadas e posicionadas de acordo com a razão  $f_{0x}/f_{0y}$ , localizadas no eixo das ordenadas, e da velocidade reduzida  $V_r$  no eixo das abscissas. O escoamento acontece da esquerda para a direita.

O desenho de cada trajetória foi gerado utilizando o intervalo de tempo escolhido nas análises anteriores, portanto cada trajetória apresenta um intervalo de tempo diferente, sempre considerando o regime permanente do movimento gerado pelo VIV.

Para a construção da Figura 48 foram selecionadas as trajetórias de acordo com a razão  $f_{0x}/f_{0y}$  e que apresentavam as velocidades reduzidas no intervalo  $2,0 \leq V_r \leq 13,0$  mais próximas dos valores inteiros e de cada valor médio entre dois inteiros sucessivos.

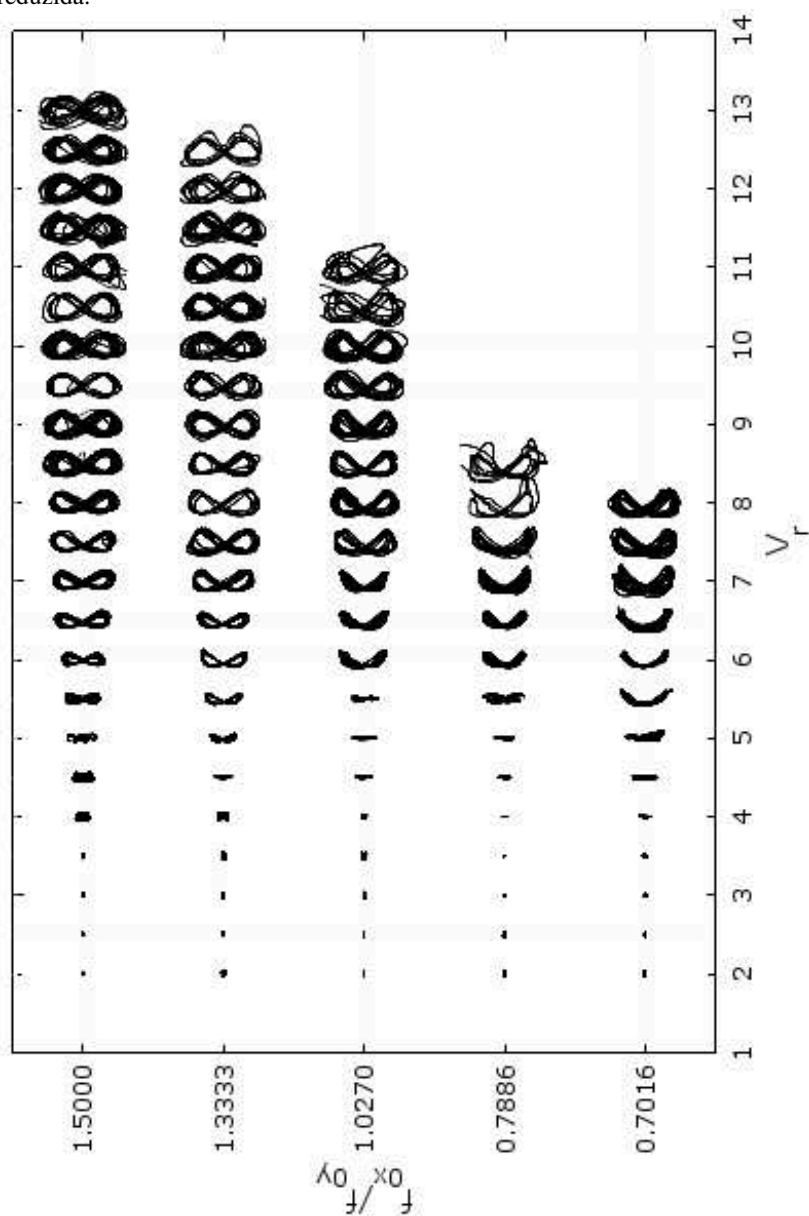
Como esperado, pôde-se observar que a forma das trajetórias variou bastante em função da razão  $f_{0x}/f_{0y}$  e da velocidade reduzida, apresentando diferentes padrões, atribuídos a diferentes comportamentos dinâmicos do sistema no conjunto de experimentos realizados. Certas trajetórias possuem formatos de difícil caracterização, enquanto que outras apresentaram formas mais bem definidas, sendo possível identificar a periodicidade dos movimentos.

Qualitativamente foi possível associar as trajetórias a outras informações já apresentadas anteriormente, como atribuir certas formas aos resultados obtidos das amplitudes adimensionais e frequências de resposta. Um exemplo consistiu em observar na Figura 42, que para  $V_r > 4,0$  as amplitudes na direção transversal começaram a apresentar valores significativos fazendo com que as trajetórias ficassem mais longas na vertical.

Já para  $V_r > 5,5$ , o deslocamento na direção longitudinal ganhou valores significativos em todas as razões  $f_{0x}/f_{0y}$ , surgindo às trajetórias em formato de “8”, previstas nos estudos sobre o VIV, decorrente das relações entre a frequência longitudinal e transversal,  $f_x = 2f_y$  e  $f_x = f_y$ , já apresentadas na seção 4.3. Geralmente, as trajetórias em “8” são as que apresentam maiores amplitudes de resposta.

Ainda assim ocorreram comportamentos que necessitam de novas investigações para compreender o seu formato e a ocorrência de uma deformação da trajetória, na região de montante do cilindro em várias velocidades reduzidas, particularmente nas formas “lua crescente” e “8”.

Figura 48 – Trajetórias do cilindro no plano XY em função da velocidade reduzida.



Fonte: O autor.

Os resultados encontrados nesse trabalho são semelhantes aos publicados por Dahl (2008), Dahl et al (2006) e Srinil et al (2013).

#### 4.5 ÂNGULOS DE FASE ENTRE DESLOCAMENTOS

Com o objetivo de compreender melhor o comportamento das trajetórias do cilindro, foram calculados os ângulos de fase médios  $\theta_{med}$  entre seus deslocamentos longitudinais e transversais.

Para isso, utilizaram-se as trajetórias encontradas nos experimentos e efetuaram-se cálculos para se chegar às diferenças de fase entre os deslocamentos. As diferenças instantâneas de fase  $\theta$  ( $\theta = \phi_x - 2\phi_y$ , sendo  $\phi_x$  e  $\phi_y$  as fases instantâneas longitudinais e transversais) foram calculadas por meio da transformada de Hilbert em cada um dos sinais de deslocamento, gerando uma amostragem de diferenças instantâneas de fase para cada trajetória. A hipótese para o cálculo das diferenças instantâneas  $\theta$  considera o resultado da relação entre a frequência longitudinal e transversal ( $f_x = 2f_y$ ) apontado na seção 4.4.

Com essa amostragem, foi criado um histograma tendo a função distribuição de probabilidade (*PDF*) no eixo das ordenadas e os ângulos de fase instantâneos, em graus, no eixo das abscissas. Assim, chegou-se a média  $\theta_{med}$  e ao desvio padrão  $\sigma$  de cada distribuição.

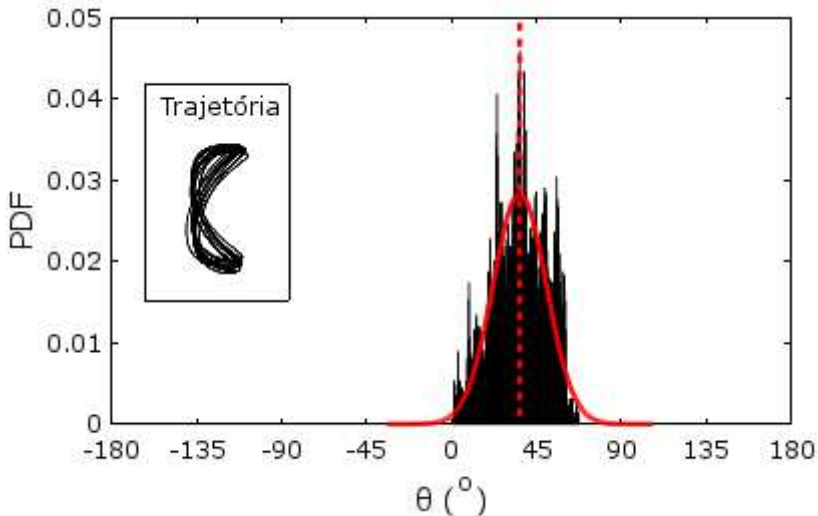
Esses resultados foram inseridos no histograma como parâmetros de uma função distribuição normal para se verificar se a amostragem seguia uma distribuição deste tipo.

Apesar da variação das distribuições encontradas com esse procedimento, ele se mostrou adequado para essa análise, alcançando resultados vistos na literatura. Um exemplo da sua utilização pode ser observado na Figura 49.

Nela pôde-se observar a distribuição de probabilidades representada pelas barras verticais, referente às diferenças instantâneas de fase. A linha vertical tracejada representa a média das diferenças instantâneas, chamada de ângulo de fase  $\theta_{med}$ . Como dito anteriormente, com os valores da média e do desvio padrão da distribuição foi gerada a curva de uma distribuição normal, representada pela linha contínua do gráfico.

Esse procedimento de cálculo do ângulo de fase  $\theta_{med}$  foi repetido para todas as trajetórias e com isso foi possível completar a análise. Assim, pôde-se verificar a variação dos ângulos de fase dos deslocamentos e relacioná-los com os formatos das trajetórias.

Figura 49 – Histograma da análise de fase e trajetória (sem escala) para razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1,0270 e  $V_r$  igual a 7,40.



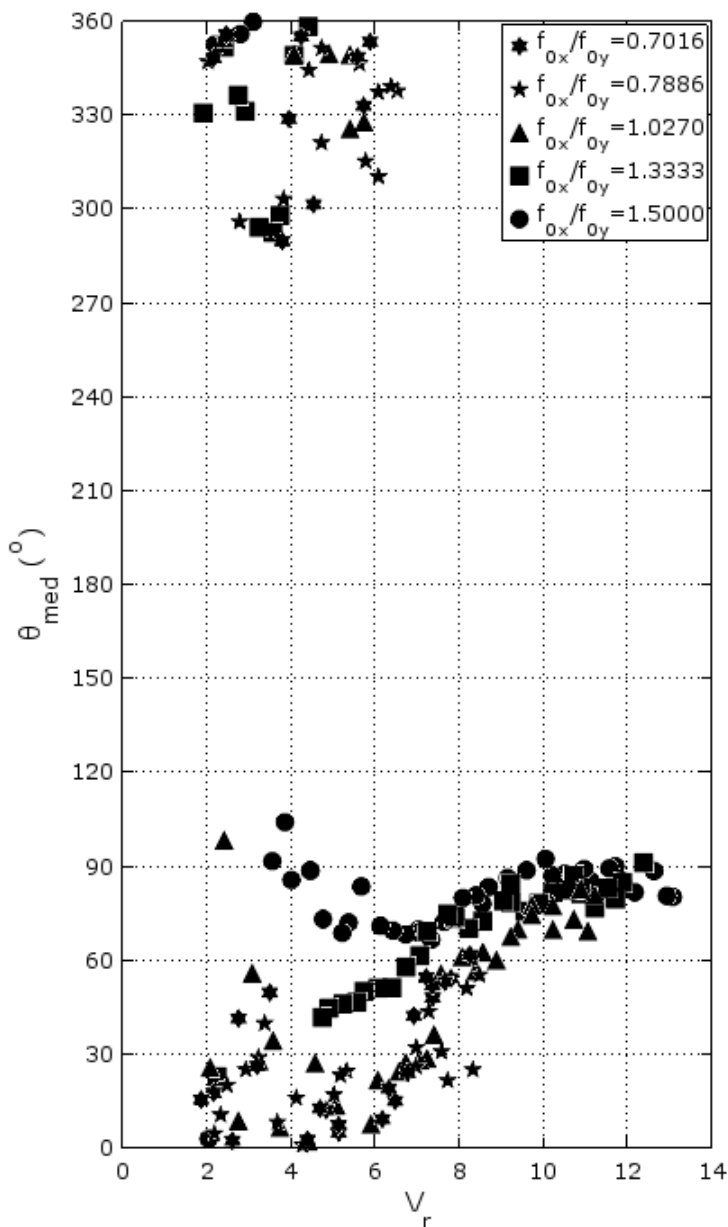
Fonte: O autor.

Os valores negativos dos ângulos de fase  $\theta_{med}$  foram transformados em valores positivos de forma que o intervalo analisado fosse de  $0^\circ \leq \theta_{med} \leq 360^\circ$ . Os resultados dos ângulos de fase para todas as razões  $f_{0x}/f_{0y}$  são apresentados em função da velocidade reduzida na Figura 50.

Foram identificadas duas grandes dispersões dos ângulos de fase para velocidades reduzidas entre  $2,0 \leq V_r \leq 6,0$ , formando duas regiões de resposta, nas faixas de ângulos  $\theta_{med} \in [360^\circ, 290^\circ[$  e  $\theta_{med} \in [0^\circ, 90^\circ[$ , com alguns poucos pontos acima de  $90^\circ$ , para todas as razões  $f_{0x}/f_{0y}$ . Este comportamento pode ser atribuído à variação da relação entre a frequência longitudinal e transversal nesse intervalo de  $V_r$ , como pode ser visto na Figura 47, o que contraria a hipótese utilizada no cálculo de  $\theta$  e  $\theta_{med}$ .

A partir de  $V_r \approx 6,0$ , a região de ângulos  $\theta_{med} \in [360^\circ, 290^\circ[$  apresentou uma interrupção. Já na outra região foi observada uma progressão dos resultados dos ângulos de fase, na qual o distanciamento desses resultados para uma dada velocidade reduzida foi diminuindo conforme o aumento de  $V_r$ , apresentando valores próximos a  $90^\circ$  no final do intervalo de  $V_r$  ensaiado.

Figura 50 – Ângulos de fase dos deslocamentos  $X$  e  $Y$  em função da velocidade reduzida.



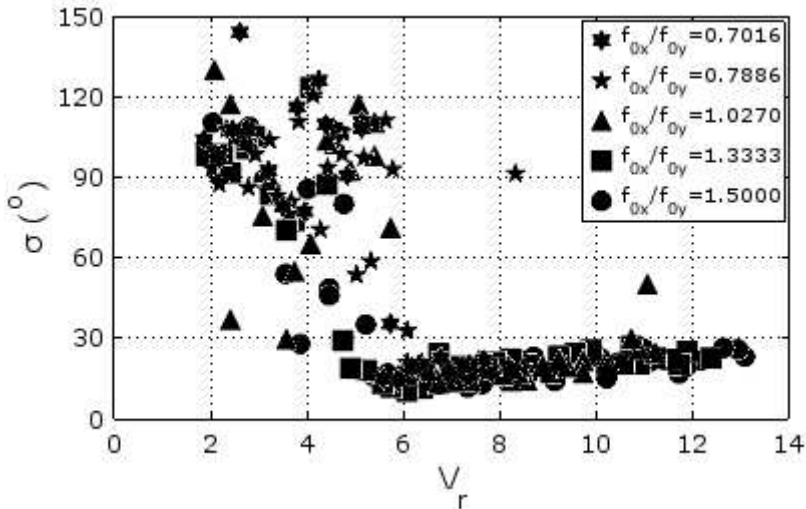
Fonte: O autor.

Os desvios-padrão calculados são mostrados na Figura 51. Pôde-se observar que nas regiões em que ocorreram as dispersões dos ângulos de fase, os valores de desvio-padrão das distribuições instantâneas de fase foram altos, isso se deve a pequena magnitude dos deslocamentos nessa região e a variação da relação entre a frequência longitudinal e transversal nesse intervalo de  $V_r$ , que como descrito anteriormente, influencia no cálculo de  $\theta$  e  $\theta_{med}$ .

A partir de  $V_r > 6,0$ , os valores de desvio-padrão apresentaram uma convergência, com valores bem mais baixos comparados com a região anterior. Esse comportamento é atribuído ao acoplamento dos deslocamentos longitudinais e transversais que ocorreram a partir desse valor de  $V_r$ .

Não foram encontradas diferenças significativas dos valores gerais do desvio-padrão devido à variação da razão  $f_{0x}/f_{0y}$ .

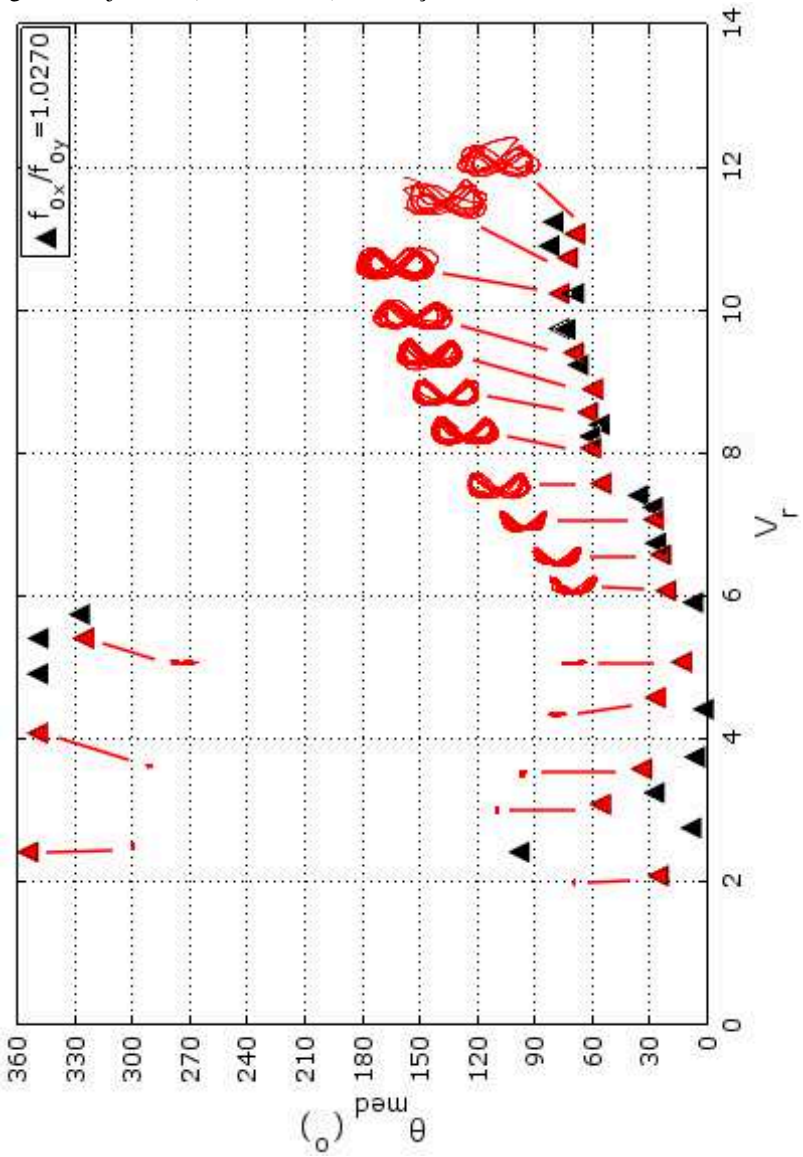
Figura 51 – Desvio-padrão dos ângulos de fase em função da velocidade reduzida.



Fonte: O autor.

A maneira como os resultados da Figura 50 estão sendo apresentados dificulta um pouco a compreensão do que está acontecendo com as trajetórias. Na Figura 52 buscou-se melhorar a relação entre os resultados das duas análises.

Figura 52 – Ângulos de fase para a razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1,0270 junto com algumas trajetórias (em vermelho) em função da velocidade reduzida.



Fonte: O autor.

Para isso, foram separados os ângulos de fase para cada razão  $f_{0x}/f_{0y}$  em função de  $V_r$  e incluídas as trajetórias nos valores de  $V_r$  utilizados na análise das trajetórias. Um exemplo dessa estratégia pode ser visualizado na Figura 52, onde foi utilizada a razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1,0270.

Nessa figura, observam-se as trajetórias (em vermelho) colocadas próximas aos valores dos ângulos de fase nas relativas velocidades reduzidas (também indicados em vermelho). Como na análise do ângulo de fase para todas as razões  $f_{0x}/f_{0y}$ , identificaram-se duas regiões de resultados dos ângulos de fase.

Nesse caso, a primeira região apresentou variação do ângulo de fase entre  $\theta_{med} \in [360^\circ, 320^\circ]$  e a segunda entre  $\theta_{med} \in [0^\circ, 90^\circ]$ . Nas duas regiões entre  $2,0 \leq V_r \leq 6,0$ , as trajetórias apresentaram pequenas amplitudes, não representando informações significativas ao estudo.

A partir de  $V_r > 6,0$ , observou-se que as trajetórias possuíam maiores amplitudes, tanto longitudinal, mas principalmente transversal, onde foram encontrados os formatos em “lua crescente” e “8”. Os valores dos ângulos de fase  $\theta_{med} \in [0^\circ, 90^\circ]$  progrediram até aproximadamente  $V_r \approx 10,0$ , sendo que a partir dessa velocidade apresentaram resultados um pouco abaixo de  $90^\circ$ .

As trajetórias em “lua crescente” puderam ser encontradas entre  $6,0 \leq V_r \leq 7,0$ . A partir de  $V_r > 7,0$ , apareceram as trajetórias em “8”, que apresentaram um crescimento de amplitude conforme o aumento de  $V_r$ . As trajetórias em “8” apresentaram uma deformação à montante do cilindro cujos motivos precisam de outras investigações.

Jauvtis e Williamson (2004) apresentaram um esquema relacionando os formatos, suas deformações e as rotações descritas pelas trajetórias para várias faixas de ângulos de fase entre os deslocamentos, reproduzidos na Figura 53.

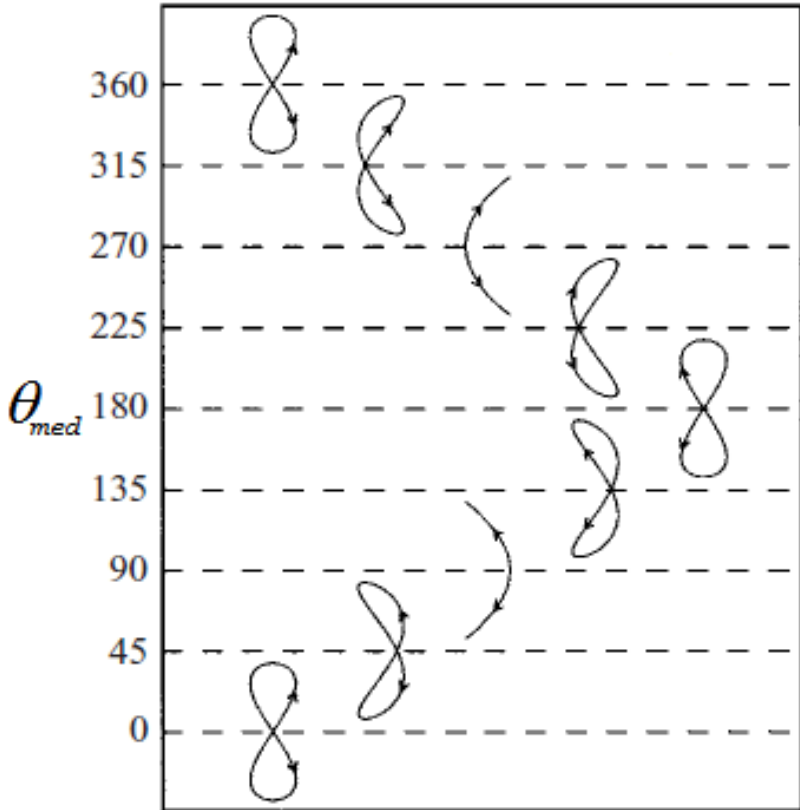
Comparando os resultados encontrados com esse estudo, notou-se que a tendência de deformação das trajetórias estava de acordo com o esperado, porém a deformação encontrada apresentou uma inversão em relação aos resultados de Jauvtis e Williamson (2004).

Isso pode ser atribuído à diferença entre os experimentos que deram origem aos dois resultados. Jauvtis e Williamson (2004) utilizaram uma montagem experimental com um cilindro de alta razão de aspecto  $L/D$ , bem diferente da montagem utilizada no presente trabalho, que contou com um cilindro de baixa razão de aspecto ( $L/D = 2,0$ ) e baixa massa reduzida (aproximadamente igual a 1,0), que



sabidamente possui respostas do sistema diferentes. Porém, serão necessários outros estudos para confirmar essas informações.

Figura 53 – Trajetórias típicas em função do ângulo de fase médio  $\theta_{med}$  entre os deslocamentos longitudinais e transversais.



Fonte: Adaptado de Jauvtis e Williamson (2004).

Outra característica que pôde ser avaliada com base na análise dos ângulos de fase tratou do sentido de rotação da trajetória. Ela representa de que forma a trajetória está sendo construída, mostrando a progressão do movimento no plano para formá-la.

Estudos mostram uma relação entre o ângulo de fase e a rotação da trajetória. Ainda com base na Figura 53, Jauvtis e Williamson (2004) revelaram que as trajetórias em formato de “8” podem ter rotação horária, no intervalo  $\theta_{med} \in ]90^\circ, 270^\circ[$ , rotação anti-horária no

intervalo  $\theta_{med} \in [0^\circ, 90^\circ[ \cup ]270^\circ, 360^\circ]$  e formato de “lua crescente” quando  $\theta_{med} = 90^\circ$  e  $\theta_{med} = 270^\circ$ .

Utilizando essa classificação juntamente com os resultados obtidos dos ângulos de fase do presente trabalho, seria possível identificar as rotações das trajetórias e complementar sua análise. Porém foi necessária a utilização de outra abordagem para confirmar essa possibilidade.

Assim, foi realizada uma observação temporal da formação de cada uma das trajetórias para conhecer qual era o tipo de rotação que estava ocorrendo, para posteriormente comparar aos resultados utilizando a classificação teórica. Uma sequência de imagens resultante dessa análise é apresentada na Figura 54.

Para exemplificar essa abordagem, na Figura 54 foram colocados quatro instantes diferentes de tempo da mesma trajetória, representadas por uma vista superior onde pode ser visto o cilindro (em vermelho) e a progressão da trajetória (em azul).

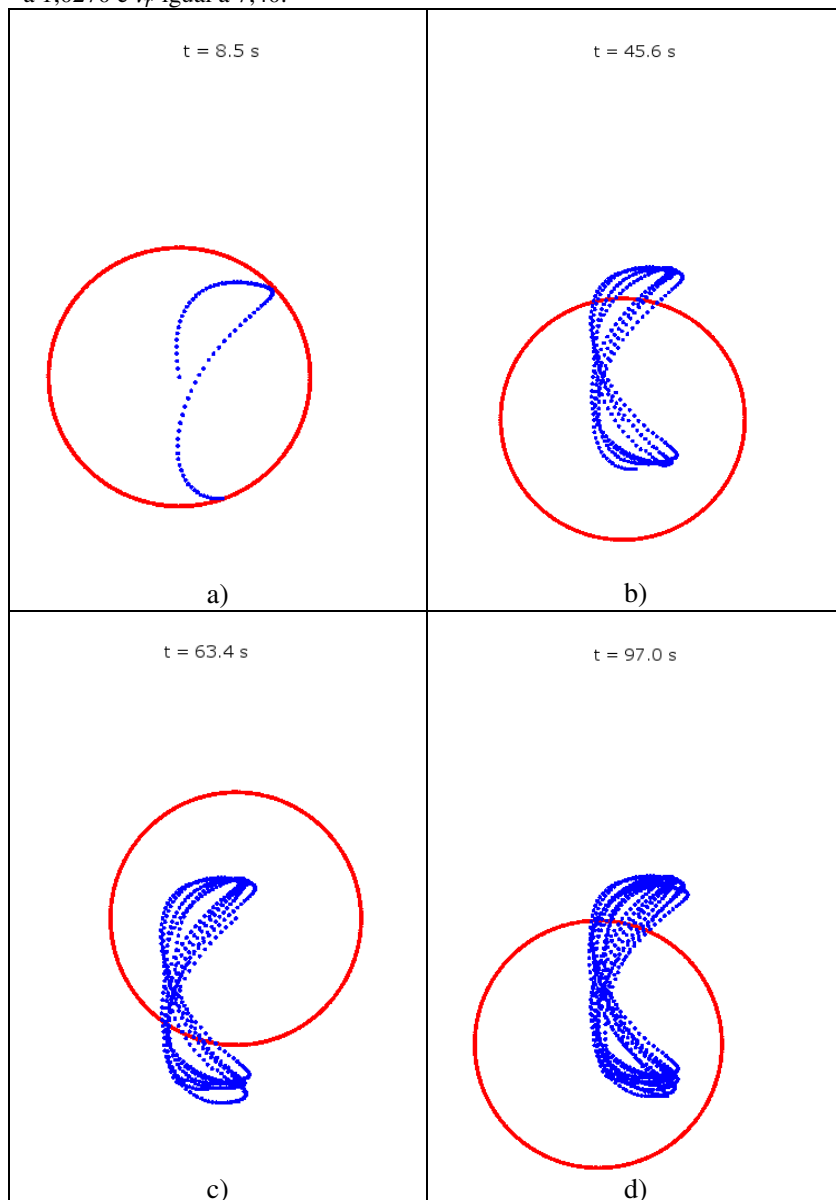
As trajetórias formadas entre  $2,0 \leq V_r \leq 5,5$  não permitiram identificar com clareza o padrão de suas rotações. Já a partir de  $V_r > 5,5$ , foram identificados os padrões das rotações de todas as trajetórias. A grande maioria da classificação das trajetórias, efetuadas pela observação da formação de cada trajetória, obteve o mesmo resultado da classificação da literatura.

Os resultados discrepantes ocorreram nas razões  $f_{0x}/f_{0y}$  iguais a 0,7016 e 0,7886 entre  $5,5 \leq V_r \leq 6,5$ . De posse das rotações, atualizou-se a análise das trajetórias, incluindo a informação da rotação de cada uma, mostrada na Figura 55.

Nela foi possível observar as ocorrências das trajetórias com rotações horárias (azul) e anti-horárias (vermelho) com a variação da razão  $f_{0x}/f_{0y}$  e da velocidade reduzida.

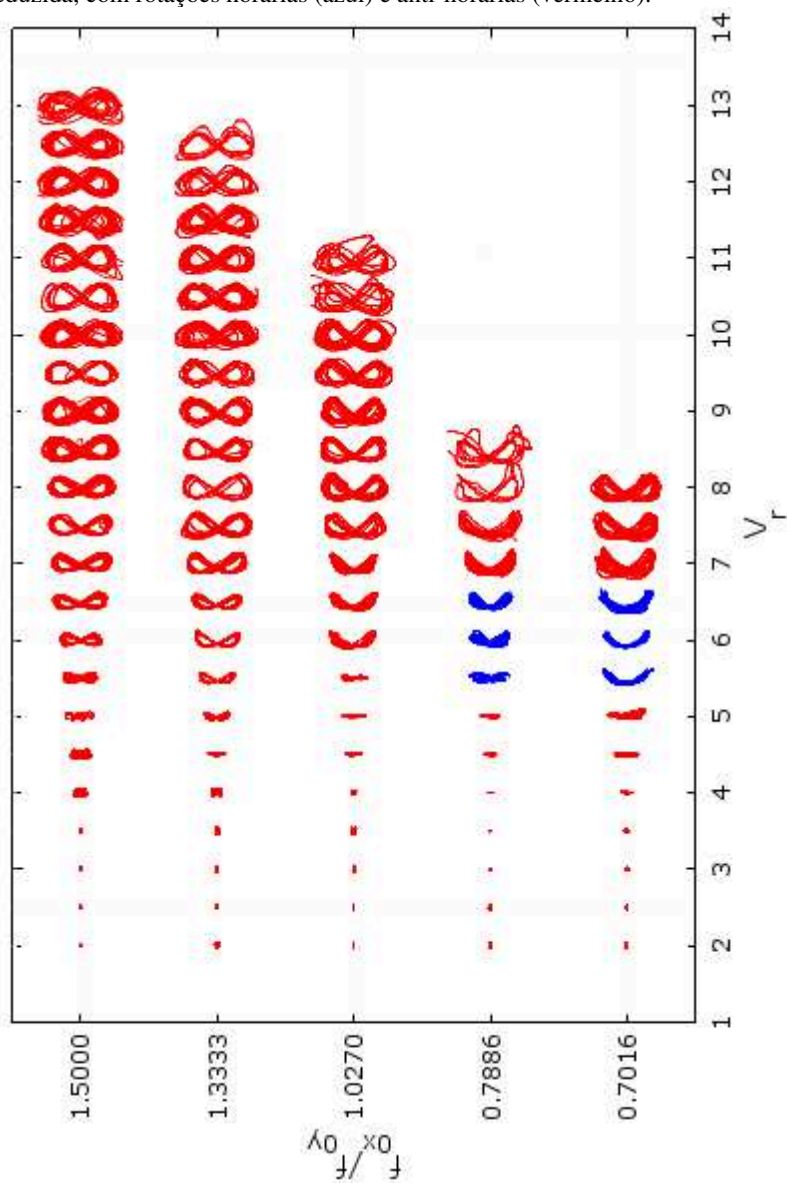
Confirmando o que foi dito anteriormente, as trajetórias entre  $2,0 \leq V_r \leq 5,5$  não possuíam formatos que permitiram identificar o tipo de suas rotações. Por isso, as trajetórias que apresentaram esse comportamento foram classificadas como rotação anti-horária de acordo com a abordagem teórica, com base nos resultados da análise dos ângulos de fase.

Figura 54 – Série temporal da formação da trajetória para a razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1,0270 e  $V_r$  igual a 7,40.



Fonte: O autor.

Figura 55 – Trajetórias do cilindro no plano XY em função da velocidade reduzida, com rotações horárias (azul) e anti-horárias (vermelho).



Fonte: O autor.

A partir de  $V_r > 5,5$ , a diferenciação das trajetórias foi realizada pelo resultado da observação da formação de cada uma. Os resultados das rotações comprovaram que as deformações identificadas tem relação com os resultados dos ângulos de fase, exceto em alguns poucos resultados nas razões  $f_{0x}/f_{0y}$  iguais a 0,7016 e 0,7886, onde as rotações não atenderam os resultados esperados com a deformação.

Esperava-se que a deformação das trajetórias fosse a jusante do cilindro de acordo com os resultados dos ângulos de fase encontrados e a literatura, fato que não foi observado nesse caso. Como apresentado anteriormente, este comportamento pode ser atribuído às diferenças entre o experimento de Jauvtis e Williamson (2004) e do presente trabalho. Mais uma vez, deverão ser realizados outros estudos para confirmar essa hipótese.

## 5 CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

O presente trabalho visou estudar os efeitos de diferentes restaurações em cilindros curtos flutuantes sob o efeito das Vibrações Induzidas por Vórtices (VIV).

Inicialmente foi realizada uma revisão bibliográfica sobre o VIV buscando o entendimento dos principais aspectos do fenômeno, primeiramente da abordagem para cilindros longos e depois se concentrou na teoria sobre cilindros curtos, com baixa razão de aspecto  $L/D$ , montados em um suporte elástico. Essa pesquisa permitiu identificar que a variação entre as frequências naturais nas direções longitudinal e transversal poderia influenciar nas respostas do sistema sob o efeito do VIV e que essas condições ainda precisavam ser mais bem exploradas cientificamente.

Para isso, foram realizados experimentos para investigação do VIV no tanque de reboque do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT), considerando cinco diferentes arranjos de rigidezes dos pares de molas pertencentes à montagem experimental, resultando em cinco razões entre as frequências naturais longitudinais e transversais  $f_{0x}/f_{0y}$ .

A montagem experimental consistiu em um cilindro flutuante elasticamente suportado na posição vertical por meio de dois pares de molas, posicionadas duas a duas alinhadas às direções longitudinal e transversal ao movimento do carro de reboque. O sistema de molas era ligado a um suporte elástico movimentado ao longo do tanque de reboque para a realização dos experimentos.

O cilindro possuía 125mm de diâmetro e com razão de aspecto  $L/D$  igual a 2,0. Os movimentos do cilindro eram livres para oscilar em 6GL e foram capturados por um sistema de aquisição, composto por três câmeras de iluminação infravermelha, da empresa *Qualisys*, e para o registro da velocidade foi usado o sistema *Lynx*.

A primeira parte dos resultados desse trabalho consistiu na identificação das frequências naturais de oscilação nas direções longitudinal  $X$  e transversal  $Y$  para todas as combinações de rigidezes das molas escolhidas. Assim, chegaram-se as razões entre as frequências naturais  $f_{0x}/f_{0y}$  iguais a 0,7016, 0,7886, 1,0270, 1,3333 e 1,5.

As amplitudes adimensionais na direção longitudinal, no intervalo entre  $2,0 \leq V_r \leq 5,5$ , apresentaram comportamentos dinâmicos diferentes em função da razão  $f_{0x}/f_{0y}$ , sendo que para as razões  $f_{0x}/f_{0y}$  iguais a 0,7016 e 0,7886, as amplitudes iniciaram em

0,1, decresceram a valores praticamente nulos e tenderam a crescer em  $V_r \approx 5,0$ . Para as razões  $f_{0x}/f_{0y}$  iguais a 1,0270, 1,3333 e 1,5, as amplitudes iniciaram em 0,05 ou 0,06, apresentaram uma tendência de crescimento praticamente constante nesse intervalo.

No segundo trecho, entre  $5,5 \leq V_r \leq 9,0$ , as amplitudes adimensionais longitudinais cresceram para todas as razões  $f_{0x}/f_{0y}$ , mostrando um espalhamento nos resultados com o aumento de  $V_r$ , mas a partir de  $V_r > 9,0$  as amplitudes adimensionais apresentaram resultados próximos a  $0,4D$  de oscilação.

Para as amplitudes adimensionais na direção transversal  $A_y/D$  em função da velocidade reduzida  $V_r$ , no intervalo de  $2,0 \leq V_r \leq 4,0$ , as amplitudes transversais se comportaram igualmente para todas as razões de frequências  $f_{0x}/f_{0y}$  com valores muito próximos à zero.

Para  $4,0 \leq V_r \leq 10,0$ , as amplitudes adimensionais  $A_y/D$  cresceram em todo o intervalo, também com certo espalhamento dos valores. A partir de  $V_r > 10,0$ , as amplitudes adimensionais chegaram a valores máximos próximos a  $1,2D$  de oscilação.

As frequências adimensionais de resposta na direção longitudinal  $f_x/f_{0y}$  apresentaram uma tendência de crescimento em todo intervalo de velocidades reduzidas ensaiadas. A razão  $f_{0x}/f_{0y}$  influenciou nos resultados de  $f_x/f_{0y}$  criando dois níveis, um contendo os valores das razões  $f_{0x}/f_{0y}$  iguais a 0,7016, 0,7886 e 1,0270 e outro que conteve os valores das razões  $f_{0x}/f_{0y}$  iguais a 1,3333 e 1,5. A diferença entre os níveis diminuiu com o aumento da velocidade reduzida.

Já as frequências adimensionais de resposta na direção transversal  $f_y/f_{0y}$  apresentaram um comportamento ressonante ( $f_y/f_{0y} \approx 1,0$ ) entre  $2,0 \leq V_r \leq 3,0$  para as razões  $f_{0x}/f_{0y}$  iguais a 1,3333 e 1,5, sendo que para as outras razões os valores foram próximos a  $f_y/f_{0y} \approx 0,4$ . Os valores da razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1,0270 ficaram distribuídos parcialmente nas duas regiões.

No intervalo  $3,0 \leq V_r \leq 6,0$ , os resultados de  $f_y/f_{0y}$  estiveram entre 0,7 e 0,8, e a partir de  $V_r > 6,0$  ocorreu à sincronização juntamente com o crescimento de  $f_y/f_{0y}$  em todas as razões  $f_{0x}/f_{0y}$  com o aumento da velocidade reduzida. Esse resultado foi diferente dos encontrados na literatura, o que pode ser atribuído à baixa massa reduzida (aproximadamente igual a 1,0) do sistema ensaiado.

O comportamento da razão entre frequências de resposta  $f_y/f_x$  apresentou uma dispersão de valores entre  $2,0 \leq V_r \leq 5,5$ , com a

maioria deles apresentando proporções inteiras entre as frequências, como 1:2 (0,5), 1:1 (1,0), 3:2 (1,5) e 2:1 (2,0), independente da razão  $f_{0x}/f_{0y}$ .

Para  $V_r > 5,5$  os valores da razão entre as frequências  $f_y/f_x$  se mantiveram constantes iguais a 0,5, ou seja, com  $f_x = 2f_y$ , devido ao acoplamento pertencente ao VIV, que está de acordo com os resultados publicados.

As trajetórias do cilindro foram organizadas e caracterizadas de forma a visualizar a progressão de acordo com a razão  $f_{0x}/f_{0y}$  e da velocidade reduzida  $V_r$ . Elas foram analisadas no intervalo  $2,0 \leq V_r \leq 13,0$ , onde foi constatada uma variação grande em função da razão  $f_{0x}/f_{0y}$  e da velocidade reduzida, com diferentes padrões, algumas delas com formatos de difícil identificação e outras com formas mais bem definidas.

Foi possível relacionar as trajetórias a resultados de outras análises, como as de amplitudes adimensionais e frequências de resposta. Variações das trajetórias com o aumento da velocidade reduzida estimularam novas investigações para compreender o seu formato e aparecimento de deformação a montante do cilindro, particularmente para as formas “lua crescente” e “8”.

Para atender essa necessidade foram calculados os ângulos de fase média  $\theta_{med}$  entre seus deslocamentos longitudinais e transversais. Os resultados apontaram a formação de duas regiões de ângulos de fase. Os ângulos de fase apresentaram dispersão em ambas as regiões até  $V_r \approx 6,0$ . Depois disso, a região de ângulos de fase mais altos apresentou uma interrupção, enquanto que na outra houve uma progressão dos valores, em todas as razões  $f_{0x}/f_{0y}$ , os ângulos de fase apresentaram valores próximos a  $90^\circ$  no final do intervalo de  $V_r$  testado.

Com isso, foi possível visualizar a relação entre os ângulos de fase e as trajetórias, onde as trajetórias indefinidas ocorreram na região até  $V_r \approx 5,5$  e as trajetórias em formato de “lua crescente” e “8” apareceram acima desse valor de  $V_r$ , sendo que essas apresentaram uma deformação a montante do cilindro.

Esses resultados apresentaram uma tendência de deformação inversa em relação a outros trabalhos publicados. Isso pode ser atribuído à baixa razão de aspecto ( $L/D = 2,0$ ) e baixa massa reduzida (aproximadamente igual a 1,0) utilizada na montagem experimental, que sabidamente influencia nas respostas do sistema.



Outra característica que foi analisada foi o sentido de rotação das trajetórias com base no seu ângulo de fase. Foram utilizadas duas abordagens para essa análise: a encontrada na teoria e uma por meio da observação da formação de cada trajetória, cujos resultados foram posteriormente comparados. As trajetórias encontradas entre  $2,0 \leq V_r \leq 5,5$  não possuíam um padrão claro nas rotações.

Para  $V_r > 5,5$  foram identificadas as rotações de todas as trajetórias pela observação da formação de cada uma, cuja grande maioria teve a mesma classificação em relação à abordagem encontrada na literatura. Alguns poucos resultados discrepantes ocorreram nas razões  $f_{0x}/f_{0y}$  iguais a 0,7016 e 0,7886 para velocidades reduzidas entre  $5,5 \leq V_r \leq 6,5$ .

Os resultados das rotações comprovaram que as deformações identificadas na análise das trajetórias tem relação com os ângulos de fase, exceto em alguns poucos resultados nas razões  $f_{0x}/f_{0y}$  iguais a 0,7016 e 0,7886, onde as deformações não atenderam aos comportamentos esperados com a rotação observada.

Portanto, como um resultado geral é possível afirmar que a restauração diferenciada, representada pela razão entre as frequências naturais influencia nas respostas do sistema sujeito a ação do VIV, para as condições e velocidades reduzidas consideradas nos experimentos, conforme as explicações realizadas nos parágrafos anteriores dessa seção.

Em algumas análises, a influência foi maior de que em outras, como nas amplitudes adimensionais longitudinais entre  $2,0 \leq V_r \leq 5,5$ , nas frequências adimensionais de resposta na direção longitudinal  $f_x/f_{0y}$ , criando dois níveis de resultados diferentes, nas frequências adimensionais de resposta na direção transversal  $f_x/f_{0y}$ , com a presença de dois níveis diferentes também, entre outros.

Existem várias perspectivas de continuidade do estudo da restauração diferenciada em cilindros curtos flutuantes. Dentre elas sugere-se: ensaiar a mesma montagem experimental para maiores velocidades para a ampliação das análises realizadas nesse trabalho; realizar o cálculo da massa adicional presente na interação fluido-estrutural e utilizar esse resultado para atualizar a análise das frequências de resposta, com o objetivo de alcançar resultados semelhantes aos de outras publicações; calcular as forças de arrasto e sustentação nas direções  $X$  e  $Y$  ao longo do tempo para gerar uma curva da força de restauração; estudar o comportamento dos movimentos nos outros graus de liberdade para verificar se há influência da restauração

diferenciada; estudar o mesmo problema utilizando simulações em CFD; ampliar os estudos sobre os dispositivos de supressão do VIV, com base nos resultados obtidos nesse trabalho.

## REFERÊNCIAS

- ASSI, Gustavo Roque da Silva. **Estudo experimental do efeito de interferência no escoamento ao redor de cilindros alinhados**. 2005. 302 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Naval, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.
- BLEVINS, Robert Dilworth. **Flow-Induced Vibration**. 2. ed. Nova Iorque: Krieger Publishing Company, 2001. 477 p.
- BRIKA, Douadi; LANEVILLE, Andre. Vortex-induced vibrations of a long flexible circular cylinder. **Journal Of Fluid Mechanics**. Cambridge, p. 481-508. maio 1993.
- CHEN, S. S.; JENDRZEJCZYK, J. A.. Dynamic Response of a Circular Cylinder Subjected to Liquid Cross Flow. **Journal Of Pressure Vessel Technology**. Nova Iorque, vol. 101, n. 2, p. 106-112. maio 1979.
- DAHL, J. M.; HOVER, F. S.; TRIANTAFYLLOU, M. S.. Two-degree-of-freedom vortex-induced vibrations using a force assisted apparatus. **Journal Of Fluids And Structures**. Londres, vol. 22, p. 807-818. ago. 2006.
- DAHL, J. M.; HOVER, F. S.; TRIANTAFYLLOU, M. S.. Resonant vibrations of bluff bodies cause multivortex shedding and high frequency forces. **Physical Review Letters**. College Park, vol. 99, 144503. out. 2007.
- DAHL, Jason Michael. **Vortex-induced vibration of a circular cylinder with combined in-line and cross-flow motion**. 2008. 313 f. Tese (Doutorado) - Curso de Naval Architecture And Marine Engineering, Massachusetts Institute Of Technology, Massachusetts, 2008.
- FENG, C. C.. **The measurement of vortex-induced effects in flow past a stationary and oscillating circular and D-section cylinders**. 1968. 100 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Mechanical Engineering, The University Of British Columbia, Vancouver, 1968.

GAMBERINE, Dênnis Maluf. **Vibração induzida por vórtices em cilindros flutuantes com baixa razão de aspecto e diferentes condições de geometria na extremidade imersa.** 2017. Dissertação (Mestrado em Engenharia Naval e Oceânica) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2017.

GONÇALVES, Rodolfo Trentin. **Vibrações induzidas pela emissão de vórtices em cilindros com baixa razão de aspecto.** 2013. Tese (Doutorado em Engenharia Naval e Oceânica) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2013.

GONÇALVES, Rodolfo Trentin; MENEGHINI, Júlio Romano; FUJARRA, André Luis Condino. Vortex-induced vibration of floating circular cylinders with very low aspect ratio. **Ocean Engineering.** Londres, vol. 154, p. 234-251. abr. 2018.

GOVARDHAN, Rutuja; WILLIAMSON, C. H. K.. Critical mass in vortex-induced vibration of a cylinder. **European Journal Of Mechanics - B/fluids.** Paris, vol. 23, p. 17-27. jan. 2004.

GOVARDHAN, Rutuja; WILLIAMSON, C. H. K.. Defining the 'modified Griffin plot' in vortex-induced vibration: revealing the effect of Reynolds number using controlled damping. **Journal Of Fluid Mechanics.** Cambridge, vol. 561, p. 147-180. ago. 2006.

IWAN, W. D.; BLEVINS, R. D.. A Model for Vortex Induced Oscillation of Structures. **Journal Of Applied Mechanics.** Nova Iorque, p. 581-586. set. 1974.

JAUVTIS, N.; WILLIAMSON, C. H. K.. The effect of two degrees of freedom on vortex-induced vibration at low mass and damping. **Journal Of Fluid Mechanics.** Cambridge, vol. 509, p. 23-62. jun. 2004.

KENNEDY, Michael; VANDIVER, J. Kim. A random vibration model for cable strumming predictions. **Civil Engineering In The Ocean.** Cambridge, n. IV, p. 273-292. jan. 1979.

KING, Roger; PROSSER, M. J.; JOHNS, D. J.. On vortex excitation of model piles in water. **Journal Of Sound And Vibration.** Londres, vol. 29, n. 2, p. 169-188. set. 1973.

KING, Roger. **Vortex excited structural oscillations of a circular cylinder in flowing water**. 1974. 320 f. Tese (Doutorado) - Curso de Filosofia, Loughborough University, Loughborough, 1974.

KLAMO, J. T.; LEONARD, A.; ROSHKO, A.. The effects of damping on the amplitude and frequency response of a freely vibrating cylinder in cross-flow. **Journal Of Fluids And Structures**. Londres, vol. 22 , p. 845-856. abr. 2006.

KOGISHI, André Mitsuo. **Engenharia naval no IPT**. Joinville: Semana da Engenharia Naval, 2018. 31 slides, color.

LIENHARD, John H.. **Synopsis of Lift, Drag, and Vortex Frequency Data for Rigid Circular Cylinders**. Washington: Technical Extension Service, 1966.

MSTTCO. **Tipos de Plataformas**. Disponível em: <<http://msttco.com>>. Acesso em: 01 ago. 2018.

MOE, G. G.; WU, Z. J.. The Lift Force on a Cylinder Vibrating in a Current. **Journal Of Offshore Mechanics And Arctic Engineering**. Londres, p. 297-303. nov. 1990.

MOMENTI, Aline Massabni. **Movimentos induzidos pelo escoamento ao redor de cilindros com alterações de geometria na extremidade livre**. 2018. Dissertação (Mestrado em Engenharia Naval e Oceânica) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2018.

PESCE, Celso Pupo; FUJARRA, André Luis Condino. Vortex Induced Vibrations Experiments With an Elastically Mounted Cylinder In Water. **International Society of Offshore and Polar Engineers**, 2002.

PESCE, C. P.; FUJARRA, A. L. C. The ‘super upper branch’ VIV response of flexible cylinders, **Proceedings of the 4th Symposium on Bluff Body Wakes and Vortex-Induced Vibrations (BBVIV-4)**, Santorini, Grécia, pág. 275–276, 2005.

SANCHIS, Arnaud; SÆLEVIK, G.; GRUE, J. Two-degree-of-freedom vortex-induced vibrations of a spring-mounted rigid cylinder with low mass ratio. **Journal of Fluids and Structures**, vol. 24(6), pág. 907–919. 2008.

SANCHIS, Arnaud. Two degrees of freedom vortex-induced vibrations of a rigid circular cylinder with varying natural frequencies in the X and Y directions. **ASME 28<sup>th</sup> International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering**. Honolulu, p. 889-894. 2009.

SARPKAYA, T., Hydrodynamic damping, flow-induced oscillations, and biharmonic response. **Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering**, v. 117, pág. 232-238, 1995.

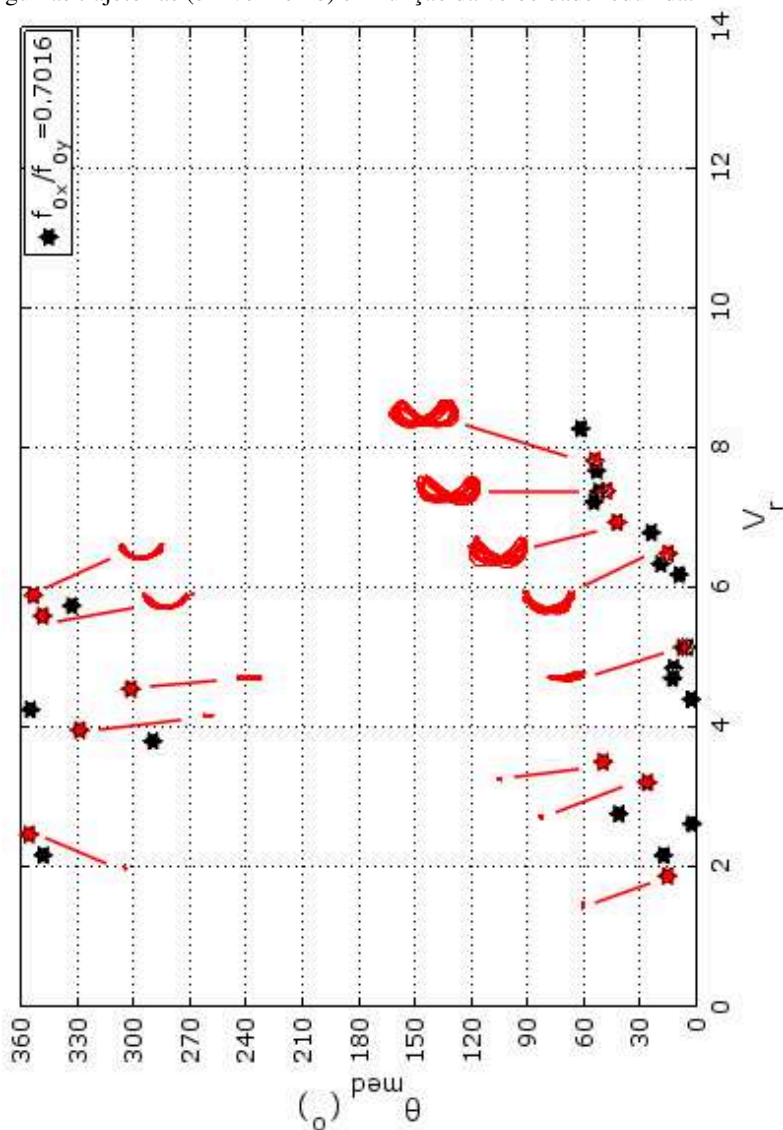
SOEB, M. R., ISLAM, A. B. M. S., JUMAAT, M. Z., HUDA, N., ARZU, F., Response of nonlinear offshore spar platform under wave and current, **Ocean Engineering**, vol. 144, 2017, pág. 296-304, 2017.

SRINIL, N., ZANGANEH, H., DAY, A., Two-degree-of-freedom VIV of circular cylinder with variable natural frequency ratio: Experimental and numerical investigations, **Ocean Engineering**, vol. 73, pág. 179-194, 2013.

SUMER B. M.; FREDSOE J., **Hydrodynamics Around Cylindrical Structures**, Advanced Series on Ocean Engineering, Singapore, v. 26, 2006.

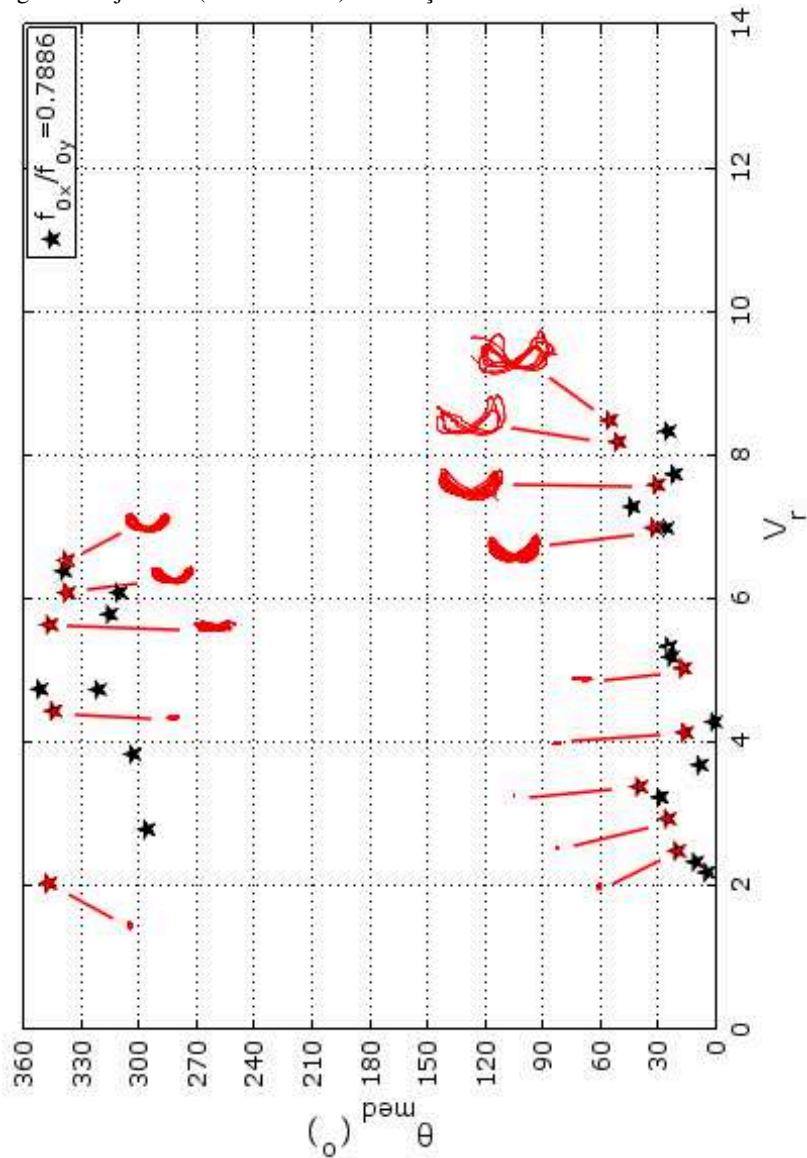
## APÊNDICE A – Demais gráficos dos ângulos de fase junto com as trajetórias em função da velocidade reduzida.

Figura 56 – Ângulos de fase para a razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 0,7016 junto com algumas trajetórias (em vermelho) em função da velocidade reduzida.



Fonte: O autor.

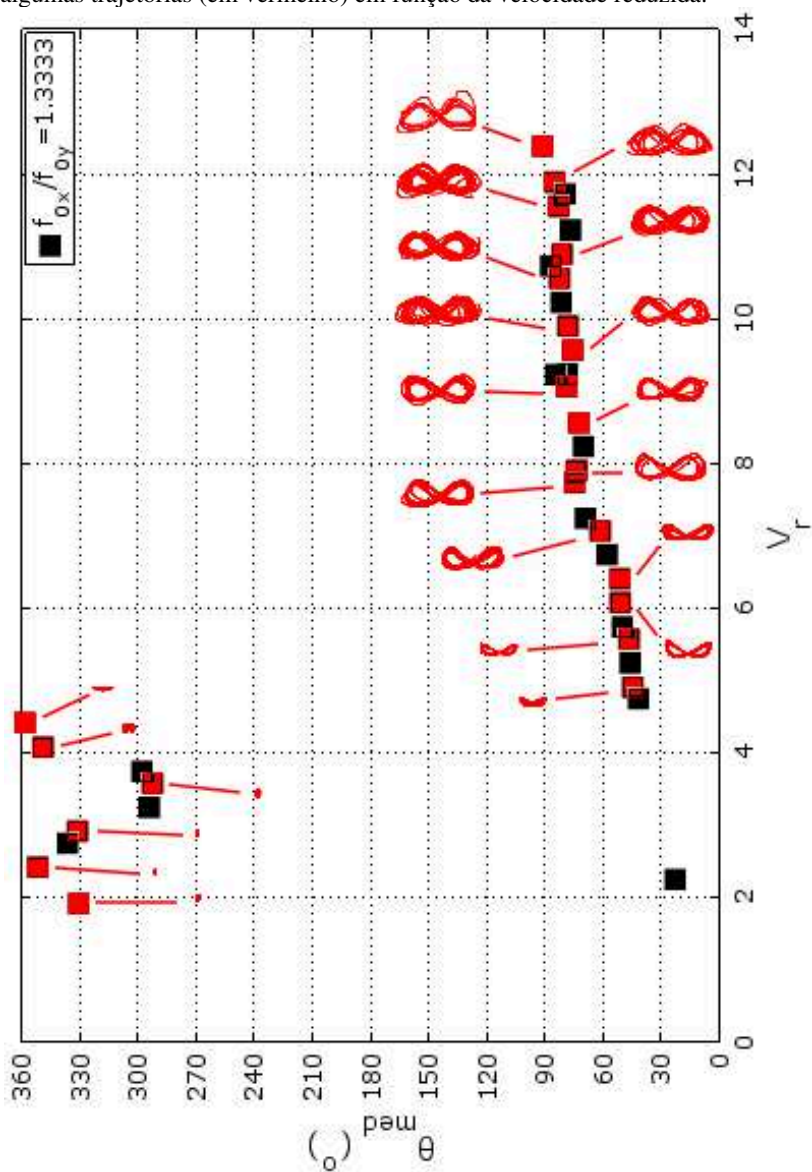
Figura 57 – Ângulos de fase para a razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 0,7886 junto com algumas trajetórias (em vermelho) em função da velocidade reduzida.



Fonte: O autor.

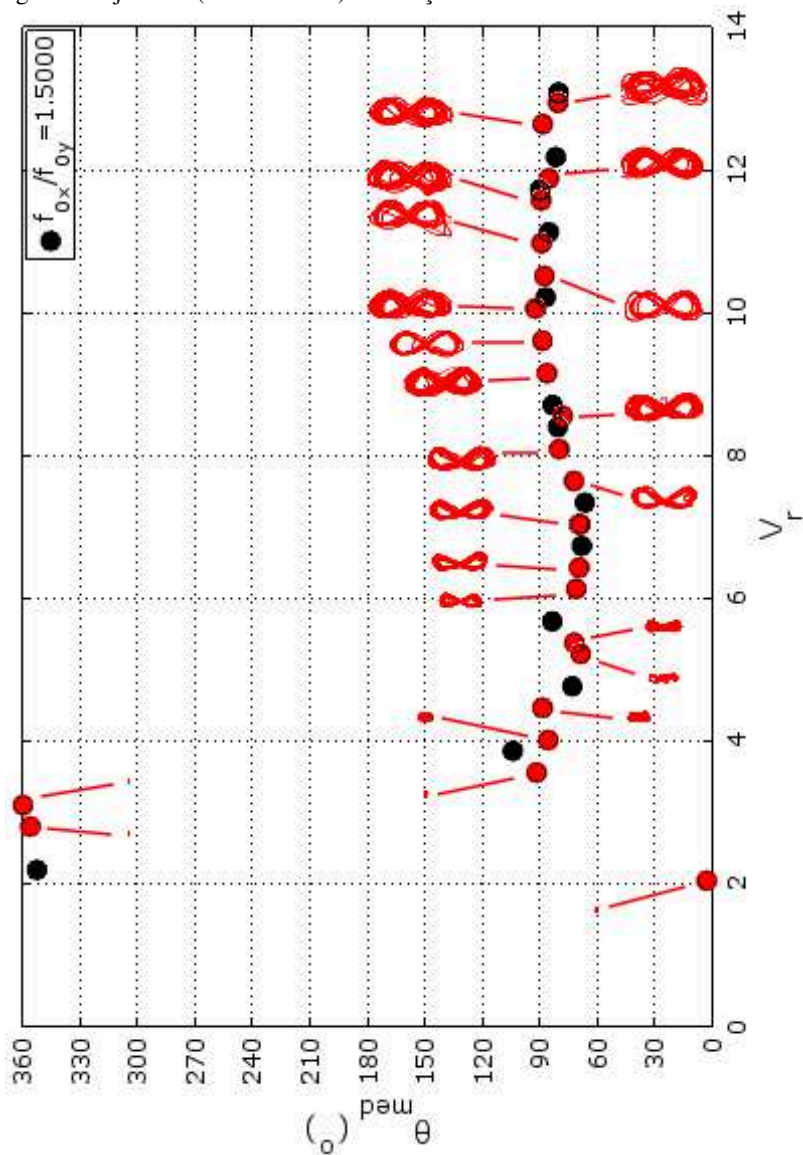


Figura 58 – Ângulos de fase para a razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1,3333 junto com algumas trajetórias (em vermelho) em função da velocidade reduzida.



Fonte: O autor.

Figura 59 – Ângulos de fase para a razão  $f_{0x}/f_{0y}$  igual a 1,5000 junto com algumas trajetórias (em vermelho) em função da velocidade reduzida.



Fonte: O autor.