

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”  
CÂMPUS EXPERIMENTAL DE SÃO JOÃO DA BOA VISTA  
BACHARELADO EM ENGENHARIA AERONÁUTICA

**SÉRVIO TÚLIO SUENAI HARAMURA BASTOS**

**MODELO SEMI-EMPÍRICO PARA REPRESENTAÇÃO DE COMPORTAMENTOS  
COMPLEXOS EM VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICE**

SÃO JOÃO DA BOA VISTA

2021

**SÉRVIO TÚLIO SUENAI HARAMURA BASTOS**

**MODELO SEMI-EMPÍRICO PARA REPRESENTAÇÃO DE COMPORTAMENTOS  
COMPLEXOS EM VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à  
Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita  
Filho” como requisito para obtenção de título de  
Bacharel em Engenharia Aeronáutica

Orientador: Prof. Dr. Rui Marcos Grombone de  
Vasconcellos

**SÃO JOÃO DA BOA VISTA**

**2021**

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada à fonte.

B327m

Bastos, Sérgio Túlio Suenai Haramura

Modelo semi-empírico para representação de comportamentos complexos em vibrações induzidas por vórtice / Sérgio Túlio Suenai Haramura Bastos. -- São João da Boa Vista, 2021

66 p. : il., tabs.

Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado - Engenharia Aeronáutica) - Universidade Estadual Paulista (Unesp), Câmpus Experimental de São João da Boa Vista, São João da Boa Vista  
Orientador: Rui Marcos Grombone de Vasconcellos

1. Aeroelasticidade. 2. Dinâmica estrutural. 3. Turbulência. 4. Cilindros. I. Título.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA**  
**“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”**  
**CÂMPUS EXPERIMENTAL DE SÃO JOÃO DA BOA VISTA**  
**GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA AERONÁUTICA**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**MODELO SEMI-EMPÍRICO PARA REPRESENTAÇÃO DE COMPORTAMENTOS**  
**COMPLEXOS EM VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICE**

Aluno: Sérvio Túlio Suenai Haramura Bastos

Orientador: Prof. Dr. Rui Marcos Grombone de Vasconcellos

Banca Examinadora:

- Rui Marcos Grombone de Vasconcellos (Orientador)
- Daniel Sampaio Souza (Examinador)
- José Augusto de Oliveira (Examinador)

|                                                                                                                        |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| A ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no prontuário do aluno (Expediente nº 003/2021) |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|

São João da Boa Vista, 23 de abril de 2021

*A todos que me ajudaram a alcançar esse sonho,  
em especial a minha querida mãe, Suely  
Haramura, que esteve ao meu lado em todos os  
momentos.*

## **AGRADECIMENTOS**

Após uma extensa jornada e de bastante crescimento, através desse se termina um grande ciclo, com a presença de muitas pessoas que mesmo não tendo contribuído de forma direta para o presente intento tenho profunda gratidão e muito agradecimento.

Agradeço inicialmente a todos os professores anteriores à universidade que contribuíram com algum silogismo para minha formação e que me proveram os alicerces mais básicos para que o presente intento pudesse começar a ser imaginado. Destaco, em especial, os professores Edmilson Rodrigues Motta, Simone Motta, Atsuko Goto, Sérgio T. Goto, sensei Elza e D. Salma. Não apenas por todos os ensinamentos que possibilitaram o ingresso na universidade, mas também apoio e dedicação durante vários anos inclusive após o ingresso na mesma.

Agradeço também a todos os professores e profissionais da universidade que me acompanharam durante a graduação, em especial aos professores Dr. Carlos do Carmo Pagani Júnior, Dr. Julian Arnaldo Ávila Diaz e Dr. Juliano Antônio de Oliveira por todo apoio e dedicação, bem como ao bibliotecário João Pedro Alves Cardoso por todas as revisões de trabalhos e ensinamentos. Agradeço também ao Professor Dr. Flávio Donizeti Marques pelo suporte no desenvolvimento das pesquisas anteriores. Mas, sem dúvida nenhuma, o meu maior agradecimento vai para uma pessoa que desde que conheci sempre me orientou, incentivou, motivou e que me ajudou a conquistar grandes vitórias. A pessoa que me lapidou como profissional e que me fez crescer como pessoa. Aqui ficam os meus mais sinceros agradecimentos a esse professor fantástico que tive e tenho o prazer de trabalhar e que sem suas orientações esse trabalho jamais teria sido desenvolvido, muito obrigado Professor Dr. Rui Marcos Grombone de Vasconcellos.

Agradeço ainda a ela que não é professora, mas que foi o grande exemplo de pessoa e o espelho de ser humano que busquei sempre ser. Aquela que me provia o apoio dentro de casa e que sempre me incentivava a buscar mais e mais. Aqui não sei muito que falar, pois para ela não há palavras que bastam para descrever a minha mais profunda gratidão. A essa grande parceira de todos os momentos, agradeço à Suely Haramura, bem como faço como homenagem a dedicação deste trabalho.

Por fim, ficam os meus agradecimentos ao apoio financeiro aos processos nº 2018/00318-4 e 2019/26929-2, Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP) que foram à base para o desenvolvimento do presente trabalho.

*O cientista não estuda a natureza porque tal é útil. Estuda-a porque tem prazer nisso; e tem prazer nisso porque ela é bela. Se a natureza não fosse bela, não valeria a pena o conhecimento nem a vida não valeria a pena ser vivida...*

*Henry Poincaré*

*Quando me examino a mim mesmo e aos meus métodos de pensamento, chego quase à conclusão de que o dom da imaginação teve para mim maior significado do que o talento para absorver o conhecimento absoluto.*

*Albert Einstein*

## RESUMO

Vibrações induzidas pelo movimento de um fluido ao redor de estruturas são comuns e muitas vezes prejudiciais, tanto em termos financeiros, devido à necessidade de aplicação de materiais e estruturas mais resistentes, como também em termos ambientais, visto que falhas estruturais graves podem ocorrer mesmo em estruturas superdimensionadas. Particularmente, estruturas de formato cilíndrico são amplamente empregadas em engenharia, seja em trem de pouso em aeronaves, pilares de pontes, chaminés, linhas de transmissão ou especialmente na extração de petróleo em alto mar. Tubulações para extração de petróleo e gás em plataformas marítimas estão expostas a inúmeras condições de agitação da água do mar e principalmente, correntes marítimas intensas e contínuas. Tais tubulações, conhecidas no meio como *risers*, apresentam em certas condições de velocidade da corrente marítima, vibrações que podem atingir altas amplitudes, de maneira que danos graves podem ocorrer implicando em prejuízos materiais e principalmente ambientais, caso vazamento de petróleo ocorra. O entendimento do fenômeno aeroelástico que leva ao surgimento dessas vibrações têm sido alvo de grande interesse da comunidade científica nos últimos anos. Modelos matemáticos baseados em dinâmica dos fluidos computacional continuam sendo desafiantes, mesmo com o desenvolvimento computacional das últimas décadas. Modelos de ordem reduzida tornam-se, portanto, importantes tanto para o entendimento quanto para o desenvolvimento de técnicas de controle dessas vibrações. Nesta pesquisa, propõe-se a implementação de um modelo de ordem reduzida de um cilindro com um grau de liberdade, perpendicular à velocidade do escoamento, para os casos nos quais há uma baixa massa-amortecimento para a descrição de comportamentos complexos do fenômeno das vibrações induzidas por vórtice (*VIV*). De tal forma que se possa descrever o *upper* e o *lower branches* de maneira mais efetiva, seja em termos de região de *lock-in* ou em termos da amplitude de oscilação. Tal melhoria será realizada a partir da análise e identificação de possíveis funções para variação de alguns parâmetros como o número de Strouhal, o coeficiente de massa adicional e o coeficiente de arrasto. A validação de tal modelo foi realizada através de comparações com resultados experimentais na literatura de forma que se obteve boa conformidade entre ambos.

**Palavras-chave:** *Vibrações induzidas por vórtice. Cilindro. VIV. Upper e lower branches. Strouhal variável. Coeficiente de arrasto variável. Coeficiente de massa adicional variável.*

## ABSTRACT

Induced-vibration provided by the interaction between the fluid and the structure are so common and harmful, both for financial terms, because of the application of material and strength structures, and environmental ones, by the possibility of serious structural failure even in oversized structures. Particularly, cylinder shaped structures are widely employed in engineering, for example, landing gear in aircrafts, bridge pillars, chimneys, transmission lines and oil extraction pipelines. The oil extraction pipelines and maritime gas platforms are exposed to diverse turbulence conditions, especially caused by intense and continuous sea currents. These pipes, known as risers, can present vibrations with high amplitudes depending on the maritime current speed conditions. This can imply in serious damages, material losses and the occurrence of leak of oil. Therefore, the understanding of this aeroelastic phenomenon and the emergence of those vibrations have been investigated by the scientific community in the last years. The CFD models are challenged, even the computation development in the last decades. Thus, reduced order models are so important for both the understanding and developing vibration controls techniques. The present research search the implementation of a reduced order model to a cylinder with a single degree of freedom, perpendicular of the stream flow velocity, to the cases of low mass-damping presenting vortex-induced vibration (VIV) presenting complex behaviors. The main aim is describing the upper and lower branches with effective matter, either in terms of lock-in region or amplitudes of oscillation. This improvement is done by the analyses and identification of possible functions, varying some parameters such as Strouhal number, additional mass coefficient and the drag coefficient. The results showed a good agreement with experimental results presenting at the literature.

**Keywords:** *Vortex-induced vibration. Cylinder. VIV. Upper and lower branches. Variable strouhal. Variable drag coefficient. Variable additional mass coefficient.*

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Figura 1</b> - Cilindro circular: diferentes regimes de fluxo .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 21 |
| <b>Figura 2</b> - Esquema para representação do aparato experimental utilizado por Khalak e Williamson (1996).....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                    | 24 |
| <b>Figura 3</b> - Comparação entre os experimentos de Khalak e Williamson (1996) e os experimentos de Feng (1968). • representam os resultados experimentais de Khalak e Williamson (1996) para o caso no qual a massa reduzida é $m^* = 2,4$ e os $\diamond$ são os resultados apresentados por Feng (1968) para o caso no qual a massa reduzida é $m^* = 248$ .....                                                                                                                                                                                 | 24 |
| <b>Figura 4</b> - Dois tipos de respostas representadas esquematicamente .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        | 27 |
| <b>Figura 5</b> - Comparação entre o modelo de Facchinetti, De Langre e Biolley (2004) e os resultados experimentais de Govardhan e Williamson (2000). Sendo o gráfico à esquerda a resposta da amplitude reduzida, $y_o = Y/D$ , pela velocidade reduzida, $Ur = U^*$ , e o gráfico à direita a resposta da frequência reduzida, $f^*$ , pela velocidade reduzida, $Ur = U^*$ . Sendo que os pontos são os dados experimentais; a linha contínua o modelo com acoplamento na aceleração e a linha tracejada o acoplamento é feito na velocidade..... | 29 |
| <b>Figura 6</b> - Comparação entre a resposta da amplitude de oscilação em função da velocidade reduzida para os modelos de Facchinetti, De Langre e Biolley (2004), Xu et al. (2010) e os resultados experimentais de Khalak e Williamson (1997) .....                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 30 |
| <b>Figura 7</b> - Comparação entre a resposta da frequência reduzida em função da velocidade reduzida para os modelos de Facchinetti, De Langre e Biolley (2004), Xu et al. (2010) e os resultados experimentais de Khalak e Williamson (1997) .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                  | 31 |
| <b>Figura 8</b> - Comparação de resultados em CFD para a representação do upper e lower branches .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 33 |
| <b>Figura 9</b> - Comparação dos resultados de Canilho, Fael e Páscoa (2020) com os experimentos de Khalak e Williamson (1996) para a resposta em amplitude .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                     | 34 |
| <b>Figura 10</b> - Representação da resposta da frequência reduzida para um cilindro fixo e móvel .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 35 |
| <b>Figura 11</b> - Esquema convencional de um sistema VIV.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        | 37 |
| <b>Figura 12</b> - Validação do modelo inicial implementado.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                      | 40 |
| <b>Figura 13</b> - Resposta da amplitude para o caso com $m^* = 1,19$ , $\zeta = 0,00502$ e $f_n = 0,3595$ Hz .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                   | 42 |

|                                                                                                                                                              |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Figura 14</b> - Resposta em frequência para o caso com $m^* = 1,19$ , $\zeta = 0,00502$ e $f_n = 0,3595$ Hz .....                                         | 43 |
| <b>Figura 15</b> - Resposta da amplitude para o caso com $m^* = 2,4$ , $\zeta = 0,00583$ e $f_n = 0,48$ Hz....                                               | 43 |
| <b>Figura 16</b> - Resposta em frequência para o caso com $m^* = 2,4$ , $\zeta = 0,00583$ e $f_n = 0,48$ Hz..                                                | 44 |
| <b>Figura 17</b> - Resposta da amplitude para o caso com $m^* = 10,3$ , $\zeta = 0,000097$ e $f_n = 0,55$ Hz                                                 | 44 |
| <b>Figura 18</b> - Resposta em frequência para o caso com $m^* = 10,3$ , $\zeta = 0,000097$ e $f_n = 0,55$ Hz .....                                          | 45 |
| <b>Figura 19</b> - St e Cd para diferentes tipos de corpos estáticos .....                                                                                   | 48 |
| <b>Figura 20</b> - Função para a descrição do Cd no upper branch .....                                                                                       | 53 |
| <b>Figura 21</b> - Cd em função de St para o lower branch .....                                                                                              | 54 |
| <b>Figura 22</b> - Amplitude de oscilação reduzida por velocidade reduzida .....                                                                             | 55 |
| <b>Figura 23</b> - Frequência reduzida por velocidade reduzida .....                                                                                         | 56 |
| <b>Figura 24</b> - Comparação da resposta em amplitude entre o modelo implementado e os resultados de Zhao et al. (2012) e Khalak e Williamson (1997) .....  | 58 |
| <b>Figura 25</b> - Comparação da resposta em frequência entre o modelo implementado e os resultados de Zhao et al. (2012) e Khalak e Williamson (1997) ..... | 58 |

## LISTA DE TABELAS

|                                                                                                             |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Tabela 1</b> - Parâmetros físicos e empíricos .....                                                      | 39 |
| <b>Tabela 2</b> - Parâmetros físicos e empíricos para comparação dos resultados de Zhao et al. (2012) ..... | 56 |
| <b>Tabela 3</b> - Características do computador utilizado .....                                             | 60 |

## LISTA DE SÍMBOLOS

$f_s$  acoplamento entre o desenvolvimento da esteira e a oscilação do cilindro

$y_o$  amplitude reduzida

$c$  coeficiente de amortecimento total

$c_s$  coeficiente de amortecimento da estrutura

$c_f$  coeficiente de amortecimento provocado pelo fluido

$Cd$  coeficiente de arrasto amplificado

$Cm$  coeficiente de massa adicional

$C_{L0}$  coeficiente de sustentação

$L$  Comprimento do cilindro

$D$  diâmetro do cilindro

$\rho$  densidade do fluido

$Y$  deslocamento dimensional

$Y'$  derivada primeira do deslocamento dimensional

$Y''$  derivada segunda do deslocamento dimensional

$q$  evolução da esteira de turbulência

$q(t)$  evolução da esteira de turbulência

$q'$  derivada primeira da evolução da esteira de turbulência

$q''$  derivada segunda da evolução da esteira de turbulência

$\omega_0$  frequência natural angular do sistema no meio analisado

$\omega_s$  frequência angular de desprendimento de vórtice

$f_n$  frequência natural da estrutura no meio

$f$  frequência de vibração ou de oscilação

$f_{osc}$  frequência de vibração ou de oscilação

$f^*$  frequência reduzida

$f_{\text{lower}}^*$  frequência reduzida no lower branch

$F$  forçante

$F[Y, q(t)]$  forçante que inclui as não linearidades do oscilador de Van Der Pol

$m_f$  massa adicional do fluido

$m_s$  massa da estrutura

$m$  massa total do sistema

$m^*$  massa reduzida

$Re$  número de Reynolds

$S_t$  número de Strouhal

$\gamma$  parâmetro de estol

$\lambda$  parâmetro empírico

$P$  parâmetro empírico

$\zeta$  razão de amortecimento do sistema

$k$  rigidez estrutural

$U$  velocidade do escoamento

$U_r$  velocidade reduzida

$U^*$  velocidade reduzida

$U_{\text{início}}^*$  velocidade reduzida do início do lower branch

$U_{\text{fim}}^*$  velocidade reduzida do fim do lower branch

$\nu$  viscosidade cinemática do meio

## Sumário

|                                                                                                            |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 1 INTRODUÇÃO.....                                                                                          | 15 |
| 1.1 A IMPORTÂNCIA DAS ESTRUTURAS CILINDRICAS.....                                                          | 16 |
| 1.2 INSTABILIDADES AEROELÁSTICAS EM CORPOS ROMBUDOS E AS VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICE .....             | 19 |
| 1.3 UMA BREVE REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....                                                                  | 22 |
| 2 OBJETIVOS .....                                                                                          | 36 |
| 3 DESCRIÇÃO DO MODELO ORIGINAL FACCHINETTI, DE LANGRE E BIELLEY (2004).....                                | 36 |
| 4 VALIDAÇÃO DO MODELO IMPLEMENTADO E PROBLEMAS ENCONTRADOS .....                                           | 38 |
| 4.1 VALIDAÇÃO DO MODELO IMPLEMENTADO DE FACCHINETTI, DE LANGRE E BIELLEY (2004) .....                      | 38 |
| 4.2 REPRESENTAÇÃO DOS UPPER E LOWER BRANCHES COM O MODELO FACCHINETTI, DE LANGRE E BIELLEY (2004) .....    | 41 |
| 5 UMA NOVA ABORDAGEM PARA A REPRESENTAÇÃO DE COMPORTAMENTOS COMPLEXOS .....                                | 46 |
| 5.1 IDENTIFICAÇÃO DO NÚMERO DE STROUHAL .....                                                              | 49 |
| 5.2 IDENTIFICAÇÃO DO COEFICIENTE DE MASSA ADICIONAL E DO COEFICIENTE DE ARRASTO AMPLIFICADO ( $C_d$ )..... | 50 |
| 5.3 O MODELO MELHORADO E RESULTADOS COMPARATIVOS COM OS EXPERIMENTOS .....                                 | 52 |
| 5.4 VANTAGENS E DESVANTAGENS DO NOVO MODELO .....                                                          | 59 |
| 6 CONCLUSÕES .....                                                                                         | 60 |

|                                  |    |
|----------------------------------|----|
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS ..... | 63 |
|----------------------------------|----|

## 1 INTRODUÇÃO

As diversas estruturas empregadas em engenharia, tais como pontes, pilares, chaminés, linha de transmissão de energia, trens de pouso, dutos de extração de petróleo (do inglês - *risers*), dentre outras, devem ser capazes de suportar as diversas forças provenientes de condições atmosféricas, fluviais ou marítimas adversas. Contudo, sob certas condições, tais estruturas podem não ser suficientemente seguras, considerando o efeito do movimento do fluido ao redor delas. Dessa forma, é de suma importância à análise de duas características críticas estruturais, a flexibilidade, provocada pelas grandes dimensões e pelo uso de novos materiais para que haja a redução do peso de tais estruturas, bem com as características do corpo rombudo (do inglês – *bluff body*). Esses dois fatores compõem o ramo denotado de aeroelasticidade de corpos rombudos (do inglês – *bluff body aeroelasticity*) (ANDRIANNE, 2012). É dentro desse ramo que se concentra o interesse do presente trabalho.

Meneghini et al. (2010) define como um corpo rombudo aquele que, quando é inserido em um escoamento, gera separação da camada limite em uma porção considerável da sua superfície. Essa separação resulta em uma esteira turbulenta que, para o caso no qual o corpo é estático, possui a mesma ordem de magnitude que o corpo analisado. Vale ainda notar que a maior parte da força de arrasto provocada no corpo é causada pela componente de pressão, ao passo que as forças de fricção possuem uma menor importância (ANDRIANNE, 2012).

Já a aeroelasticidade é definida como ramo da engenharia que estuda a interação entre as forças inerciais, elásticas e aerodinâmicas (COLLAR, 1978). Dessa forma, é possível realizar análises acerca da deformação elástica de uma dada estrutura submetida a um escoamento aerodinâmico e um esforço inercial resultante (VASCONCELLOS, 2012). Os fenômenos relacionados a essa área podem causar instabilidades, deformações e oscilações de grandes amplitudes que podem ser extremamente danosas às diversas estruturas de diferentes ramos da engenharia. Destaca-se como grande problemática para o modelamento de fenômenos aeroelásticos a determinação do comportamento aerodinâmico (VASCONCELLOS, 2012).

Do ponto de vista aerodinâmico, um escoamento pode ser expresso por meio de um conjunto de equações diferenciais parciais ou um conjunto de equações integrais, para que seja possível expressar três aspectos físicos fundamentais, ou seja, a conservação da quantidade de movimento, da massa e energia. Para que se possa realizar a solução de tais equações atualmente utiliza-se a dinâmica dos fluidos computacional (*CFD* - do inglês

*Computational Fluid Dynamics*) (VASCONCELLOS, 2012). Essa última pode ser entendida como a ciência que realiza a determinação de soluções numéricas para as equações de mecânica dos fluidos (ANDERSON, 1995). Com o aumento do desempenho dos computadores mais modernos há o aumento de interesse nesses métodos e, por conseguinte, a aplicação do *CFD* em engenharia tem crescido muito. Contudo, quando se fala de um problema altamente não linear e complexo, deve-se perceber que os modelos *CFD* de alta fidelidade são ainda impraticáveis, visto que a análise de escoamentos ao redor de estruturas rombudas que sejam flexíveis ou que tenham a liberdade de oscilar ainda são desafiadoras para o *CFD* devido ao tempo de processamento e validação dos resultados (BREUER, 2012). Dessa forma, diversas pesquisas acabam por buscar formas experimentais, através de ensaios em túnel de vento ou de água, para o entendimento do problema analisado (RAE e POPE, 1984); e a partir desses se realiza modelos matemáticos, estatísticos e de ordem reduzida para o modelamento do comportamento dinâmico dos fluidos (MARQUES, 1997).

Em seu trabalho Vasconcellos (2012) afirma que como alternativa pode-se realizar o uso de ensaios experimentais que trazem consigo a possibilidade de se observar de forma direta o comportamento de um sistema observando todos os efeitos importantes para a caracterização do fenômeno. Para a análise de sistemas dinâmicos não lineares, que é o caso do presente trabalho, os ensaios experimentais representam a melhor forma de resgatar características importantes do sistema, por meio de respostas no tempo de variáveis significativas. Para isso se faz o uso de técnicas e métodos de identificação de sistemas, já que se possui um modelo estrutural e aerodinâmico já unificado, de tal forma que os efeitos da interação fluido-estrutura podem ser angariados diretamente de uma base de dados experimental. Porém, é necessário perceber que experimentos aeroelásticos necessitam de muitas medidas simultâneas de sinais, tais como: aceleração em pontos da estrutura, variações de pressões não estacionárias nas superfícies aerodinâmicas, etc. Dessa forma, muitas medidas podem ser complicadas e acabam por elevar os custos dos experimentos.

## **1.1 A IMPORTÂNCIA DAS ESTRUTURAS CILÍNDRICAS**

O interesse acerca dos fenômenos envolvendo a interação fluido-estrutura em corpos em vibração pode ser encontrado desde a antiguidade (PINTO, 2012). Exemplos disso são as descrições dos gregos que perceberam a existência de tons distintos de músicas eólicas

oriundas da vibração das arpas que eram expostas ao vento (BLEVINS, 1990). Leonardo Da Vinci, há mais de 500 anos, no século XV, realizou esboços acerca de escoamentos atrás de estruturas retangulares. Isso demonstra o interesse desde aquela época sobre os diversos problemas que poderiam ser gerados pela interação entre as estruturas e o fluido analisados (ANDRIANNE, 2012; PINTO, 2012). Ressalta-se que Da Vinci realizou comentários baseados em observações científicas e possivelmente esses foram às primeiras descrições acerca do conceito de turbulência e do processo de desprendimento de vórtices em um corpo rombudo (HOLMES, LUMLEY e BERKOOZ, 1998). Além disso, ele também observou um dos maiores problemas existentes na modelagem do escoamento ao redor de corpos rombudos, o aparecimento de vorticidades de grandes escalas energéticas e pequenos redemoinhos de turbulências, ou seja, o efeito de escalas no escoamento transiente ao redor de tais corpos (ANDRIANNE, 2012).

Observando especificamente as estruturas de formato cilíndrico, deve-se notar que essas são amplamente empregadas na engenharia atualmente, seja em pilares, chaminés, linha de transmissão de energia, trens de pouso, dutos de extração de petróleo (do inglês - *risers*) e em diversas outras situações em que ficam expostas a um fluido em movimento. A separação da camada limite em corpos cilíndricos pode levar a uma situação de acoplamento fluido-estrutural, que pode ocasionar o surgimento de vibrações de amplitude considerável. Tais vibrações podem vir a causar sérios problemas ambientais bem como grandes perdas financeiras.

Para que se possa reduzir tais problemas ambientais, além de se realizar a melhor modelagem a cerca de fenômenos que podem atingir tais estruturas, pode-se realizar a avaliação do ciclo de vida (ACV). A ACV é uma técnica de gestão ambiental para avaliar o desempenho ambiental de um determinado produto, processo ou serviço ao longo de toda sua vida. No fundo o estudo de ACV busca a compreensão da identificação e quantificação das interações do ciclo de vida de um produto ou serviço com o ambiente avaliando os potenciais impactos ambientais associados a essas interações (RIBEIRO, 2009; CUNHA, 2014).

Cunha (2014) apresenta a pesquisa realizada por Cooper e Fava (2006). Nessa a ACV foi considerada uma boa técnica para a análise dos impactos ambientais de um determinado produto, de forma que pode estimar de maneira quantitativa os recursos do ciclo de vida e dos custos visando buscar formas alternativas em sistemas e produtos agregando, portanto, um maior valor aos mesmos.

Hoje em dia, por exemplo, com o intuito de se aproveitar vibrações, reduzir custos e

impactos ambientais tem sido buscadas diversas formas de conversão de energia mecânica em elétrica, visto que a primeira é encontrada em diversos lugares mesmo quando a energia térmica ou luminosa não se fazem presentes (ABDELKEFI, 2016). Uma das formas mais utilizadas é a conversão das vibrações provocadas por fenômenos aeroelásticos, tais como o *flutter*, o *buffeting*, o *galloping*, e as vibrações induzidas por vórtice (do inglês – *Vortex-Induced Vibration - VIV*), um dos fenômenos mais comuns e danosos e que será explicado em detalhes na próxima seção. Tais fenômenos são especialmente interessantes para a obtenção de energia elétrica, pois o acoplamento acaba servindo para o controle e redução/supressão de vibrações e a energia convertida pode ser utilizada para a auto alimentação de sensores de monitoramento, gerando dados úteis para a avaliação do ciclo de vida ao mesmo tempo em que permite controle ou redução de danos estruturais que podem levar à acidentes. Diversos estudos utilizando os fenômenos descritos acima tem sido realizados por diversos autores tais como Erturk, Renno e Inman (2009); De Marqui Júnior, Erturk e Inman (2010); Erturk et al. (2010); Cunefare et al. (2013); Abdelkefi (2012); Harne e Wang (2013); Dai, Abdelkefi e Wang (2014); Dias, De Marqui Júnior e Erturk (2013); Javed, Dai e Abdelkefi (2015); Abdelkefi (2016); De Marqui Júnior, Tan e Erturk (2018).

Ressalta-se ainda que o acoplamento elétrico não se restringe apenas a sensores de monitoramento, redução e controle de amplitudes de oscilação dos fenômenos supracitados, mas pode ser aplicado com outros fins como são os casos dos estudos de Karami e Inman (2012) acerca de marca-passos, de forma que a energia gerada pelo batimento cardíaco pode ser usada para alimentar um marca-passo sem chumbo, e de Abdelkefi e Ghommam (2013) que estudaram a coleta de energia de *morphing wing* para alimentar câmeras, sensores ou dispositivos de comunicação de micro-veículos aéreos e auxiliar no gerenciamento de sua energia.

Retornando especificamente às estruturas de formato cilíndrico como é o caso dos dutos de extração de petróleo, os *risers*, o fenômeno de desprendimento de vórtice é um dos maiores óbices para a produção de petróleo. Como afirmado por Santos (2005), esse fenômeno torna-se vital em lâminas d'água ultra profundas, ou seja, acima de 2000 m. Nessa profundidade não é possível à utilização de *risers* do tipo flexível, sendo a única opção aqueles denominados rígidos. Para o Brasil, o estudo de fenômenos que envolvem o desprendimento de vórtice em plataformas *offshore* é de suma importância, visto que o país possui cerca de 90% de todas as suas reservas situadas em alto mar (ANP, 2009). Dessa forma, passa a ser necessário tanto o desenvolvimento de modelos e técnicas cada vez mais

apuradas para a previsão correta dos fenômenos que podem vir a causar grandes amplitudes de oscilações e consequentemente a falha estrutural quanto à ACV de tais estruturas de forma a se evitar sérios problemas ambientais. Assim, pode-se utilizar, por exemplo, um acoplamento elétrico, convertendo a vibração mecânica em energia elétrica, alimentando sensores de monitoramento remotos colocados na estrutura bem como reduzindo e controlando as amplitudes de oscilação de forma a diminuir o risco de falha estrutural e consequentemente vazamentos de petróleo.

Ressalta-se aqui que, embora o acoplamento elétrico seja de suma importância para o controle e supressão de vibrações e monitoramento estrutural, no presente trabalho concentrar-se-á na melhoria da modelagem para a previsão de um fenômeno específico, o *IVV*. Sendo que, futuramente, será possível a realização de análises considerando os efeitos elétricos e suas vantagens com o modelo aqui apresentado.

## **1.2 INSTABILIDADES AEROELÁSTICAS EM CORPOS ROMBUDOS E AS VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICE**

Para que seja possível lidar com as vibrações induzidas pelos escoamentos, primeiro é de suma importância definir três elementos básicos para que se possa entender as interações aeroelásticas entre fluido e estrutura. Andrianne (2012), Naudascher e Rockwell (1994) realizam as seguintes definições:

- *Oscilador estrutural* (do inglês – *Body oscillator*): é a estrutura analisada que possui um ou mais graus de liberdade. As equações que governam o seu movimento são baseadas em leis físicas de dinâmica estrutural;
- *Oscilador fluídico* (do inglês – *Fluid oscillator*): corresponde ao escoamento transiente ao redor do oscilador estrutural. Nesse caso, as equações que governam seu comportamento são baseadas nas equações completas de Navier-Stokes;
- *Fontes de excitação* (do inglês – *sources of excitation*): esse é o elemento que realiza o acoplamento entre os dois elementos acima. Contudo, essas fontes de excitação podem ser ainda caracterizada em três tipos. A primeira, denotada por Excitação Induzida Extrema (do inglês – *Extraneously Induced Excitation* -

*EIE*), é independente da instabilidade do fluido e é devida à estrutura e seu movimento. A segunda é a Excitação Induzida por Instabilidade (do inglês – *Instability Induced Excitation - IIE*) que ocorre devido ao desprendimento de vórtice alternado ou carregamento de *buffeting*. Por fim, há ainda a Excitação Induzida pelo Movimento (do inglês – *Motion Induced Excitation - MIE*) na qual são geradas forças flutuantes a partir do movimento da estrutura, ou seja, há a auto-excitação da estrutura com a transferência de energia do escoamento para a estrutura.

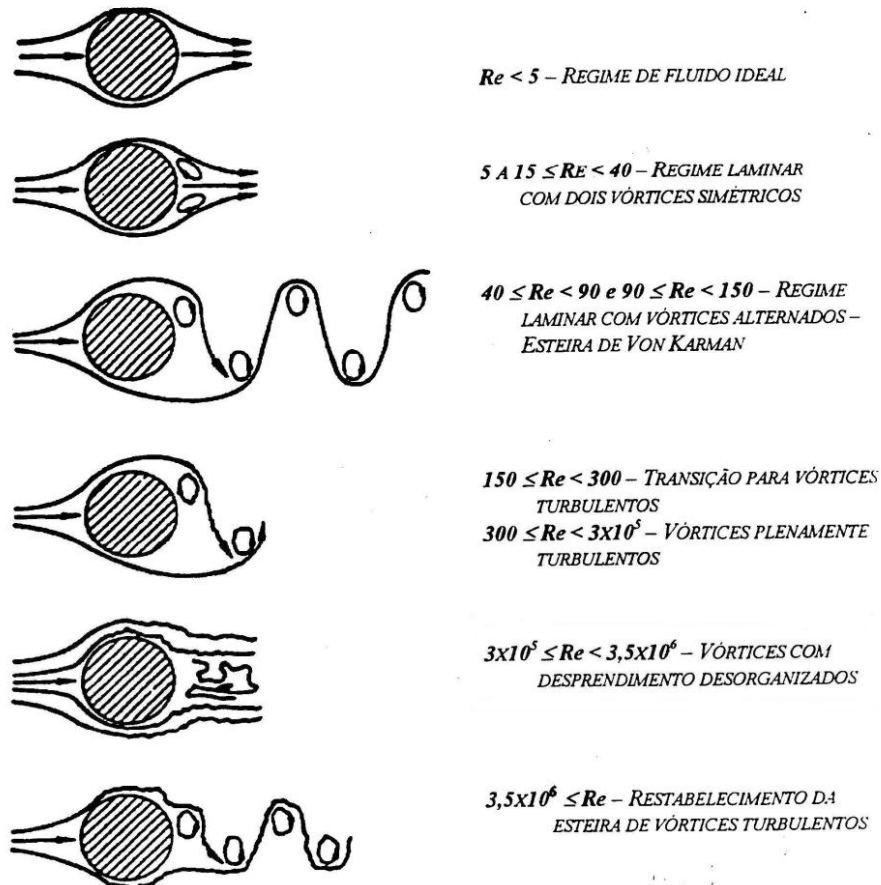
Dentre os diversos fenômenos aerolásticos, as Vibrações Induzidas por Vórtice (*VIV*) em *corpos rombudos* talvez seja aquele mais comum, mas também o mais complicado dentre todos os tipos de instabilidades, graças a constante interação entre o desprendimento de vórtice e a oscilação da estrutura (NAKAMURA, 1990). Devido à grande aplicabilidade das estruturas cilíndricas, tal fenômeno surge como um problema sério não linear que pode causar sérios problemas ambientais e financeiros. O *VIV* é classificado como uma excitação do tipo *IIE*, visto que possui seu germe em forças aerodinâmicas periódicas que fazem a excitação do oscilador estrutural. (ANDRIANNE, 2012).

Todavia, o desprendimento da camada limite não garante que irá ocorrer o *VIV*. Além de tal desprendimento é necessário que haja uma determinada faixa de valores do número de Reynolds (indicador dos fatores aerodinâmicos) dado por:

$$Re = (U D) / \nu \quad (1)$$

onde,  $U$  é a velocidade de escoamento,  $D$  é a referência de comprimento do sistema, no caso o diâmetro da estrutura cilíndrica, e  $\nu$  é a viscosidade cinemática do meio (LOPES, 2006). Dessa forma, caso esse número indique uma região de turbulência e que seja possível obter-se os vórtices de Von Karmàn, como mostrado na Fig. 1, passa-se a ter uma região na qual se possui oscilações, e, portanto, passa-se a fazer sentido analisar outro indicador, o número de Strouhal.

**Figura 1-** Cilindro circular: diferentes regimes de fluxo



Fonte: Adaptado de Dimitriadis (2010) e retirado de Blevins (1990)

Esse por sua vez possui uma relação direta com a geometria do corpo estudado e fornece a frequência de desprendimento de vórtice. Vale notar ainda que esse pode ser entendido como um número que define uma frequência adimensional. Dessa forma, define-se, matematicamente, tal indicador como:

$$S_t = (\omega_s D) / (2\pi U) \quad (2)$$

onde  $D$  é o diâmetro da estrutura cilíndrica,  $U$  é a velocidade de escoamento e  $\omega_s$  é a frequência angular de desprendimento de vórtice ou *shedding*.

Dessa forma, pode-se verificar que o *VIV* é decorrente da aproximação entre as frequências de desprendimento de vórtice e algum harmônico da frequência natural da estrutura no meio analisado (KHALAK; WILLIAMSON, 1999). Assim, quando ocorre esse

acoplamento entre tais frequências, o corpo passa a oscilar com alta amplitude e a região em que isso ocorre é denominada de *lock-in* ou *synchronization* (KAERCHER, 2007).

Naturalmente por se tratar de um fenômeno ainda difícil de ser modelado, faz-se o uso de modelos semi-empíricos para prever e evitar tais vibrações. Contudo, modelos semi-empíricos amplamente utilizados e várias análises que utilizam *CFD* acabam por falhar quando se possui comportamentos complexos dentro da região de *lock-in*, como será visto na seção a seguir.

### 1.3 UMA BREVE REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nessa seção serão abordados os principais estudos que nortearam e fomentaram a metodologia e abordagem que serão implementadas em seções subsequentes.

Como já mencionado anteriormente o *VIV* é um fenômeno que pode vir a causar grandes problemas em diversas estruturas e mesmo sendo muito comum, esse ainda engendra grandes dificuldades para o seu modelamento. Devido a isso, tal fenômeno possui grande interesse na comunidade científica e ainda tem muito espaço para o desenvolvimento de técnicas e análises para a melhor predição do mesmo.

Contudo, aqui se faz necessária a definição de alguns parâmetros adimensionais para a melhor compreensão das análises subsequentes.

O primeiro é a velocidade reduzida ( $U^*$  ou  $U_r$ ), que é definida como a razão entre a velocidade do escoamento e o produto do diâmetro e a frequência natural do sistema no meio analisado (KAERCHER, 2007). Dessa forma, pode-se escrever:

$$U^* = U_r = \frac{U}{f_n D} \quad (3)$$

com  $f_n$  a frequência natural no meio analisado, ou seja, a frequência natural da estrutura considerando os efeitos decorrentes da presença do fluido,  $D$  o diâmetro e  $U$  a velocidade escoamento.

Outro parâmetro de suma importância é a massa reduzida ( $m^*$ ). Esse é adotado por diversos autores como Khalak e Williamson (1996, 1997, 1999), Fujarra (1997, 2002), Gorvardan e Williamson (2000), Jauvtis e Williamson (2004) e Kaercher (2007) e é definido como a razão entre a massa do sistema e a massa deslocada de fluido provocada pela

estrutura. Dessa forma pode-se escrever:

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

onde  $m_s$  é a massa da estrutura,  $\rho$  é a densidade do fluido analisado e  $L$  é o comprimento do cilindro.

Além desses, outros parâmetros adimensionais são utilizados em diversos estudos, como os de Khalak e Williamson (1997, 1999), Gorvardan e Williamson (2000), Jauvtis e Williamson (2004), podendo ser descritos como:

$$y_0 = \frac{Y}{D} \quad (\textit{Amplitude Reduzida}) \quad (5)$$

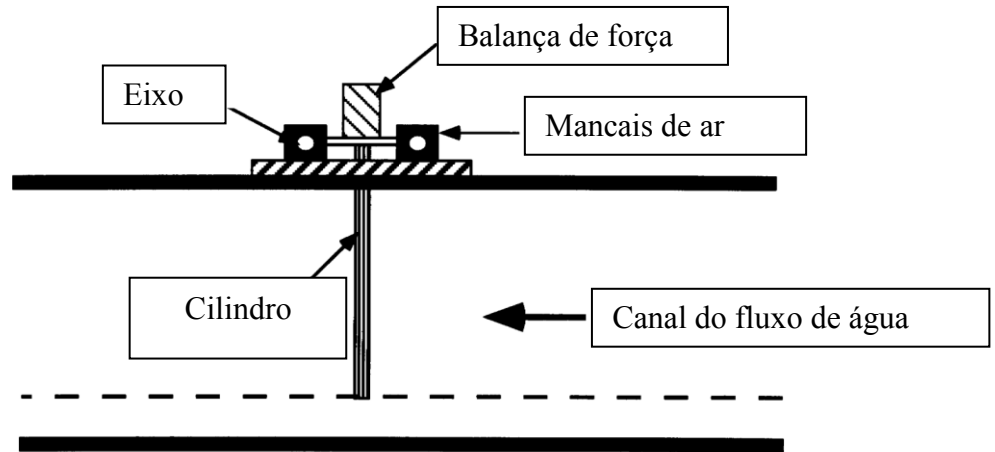
$$f^* = f_r = \frac{f_{osc}}{f_n} \quad (\textit{Frequência Reduzida}) \quad (6)$$

onde  $Y$  é a amplitude de oscilação dimensional e  $f_{osc}$  é frequência de oscilação durante a vibração induzida.

Após tais definições pode-se então começar a realizar a análise dos estudos que foram os cernes para o desenvolvimento do presente trabalho. Inicialmente foram analisados os resultados experimentais apresentados por Khalak e Williamson (1996, 1997, 1999) e Govardhan e Williamson (2000).

Durante as análises, Khalak e Williamson (1996, 1997, 1999) realizaram a construção de um aparato experimental para que se pudesse mapear o comportamento dos possíveis efeitos provocados pelo fenômeno do *VIV* em um cilindro, como o esquemático apresentado na Fig. 2.

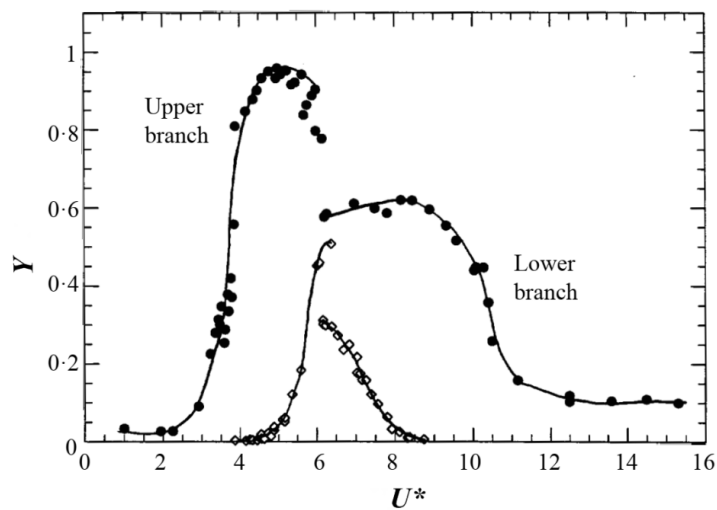
**Figura 2** - Esquema para representação do aparato experimental utilizado por Khalak e Williamson (1996)



Fonte: Adaptado de Khalak e Williamson (1996)

E a partir de suas análises experimentais foram realizadas comparações com outros autores que apresentaram resultados experimentais prévios como é o caso de Feng (1968), como mostrado na Fig. 3.

**Figura 3** - Comparação entre os experimentos de Khalak e Williamson (1996) e os experimentos de Feng (1968). • representam os resultados experimentais de Khalak e Williamson (1996) para o caso no qual a massa reduzida é  $m^* = 2,4$  e os  $\diamond$  são os resultados apresentados por Feng (1968) para o caso no qual a massa reduzida é  $m^* = 248$



Fonte: Adaptado de Khalak e Williamson (1996)

Khalak e Williamson (1996) realizaram diversas medições de forma que puderam ser analisadas a sustentação, o arrasto e a posição do cilindro, bem como o controle das condições de contorno. Como conclusão de tal trabalho percebeu-se que a resposta do cilindro em tal situação era ocasionada em dois diferentes *branches* e a esses era associado a uma histerese, como observado por Feng (1968) e Brika e Laneville (1993). Foi observado ainda que a massa reduzida  $m^*$  possuía um importante efeito aumentando a faixa de velocidades e a amplitude máxima de oscilação como observado na Fig. 3.

Khalak e Williamson (1997) continuaram a realizar as análises experimentais acerca do cilindro elasticamente suportado analisando a dinâmica e as forças do fluido sobre a estrutura. Ademais, identificaram e classificaram a região de *lock-in* em quatro distintas regiões denominadas de:

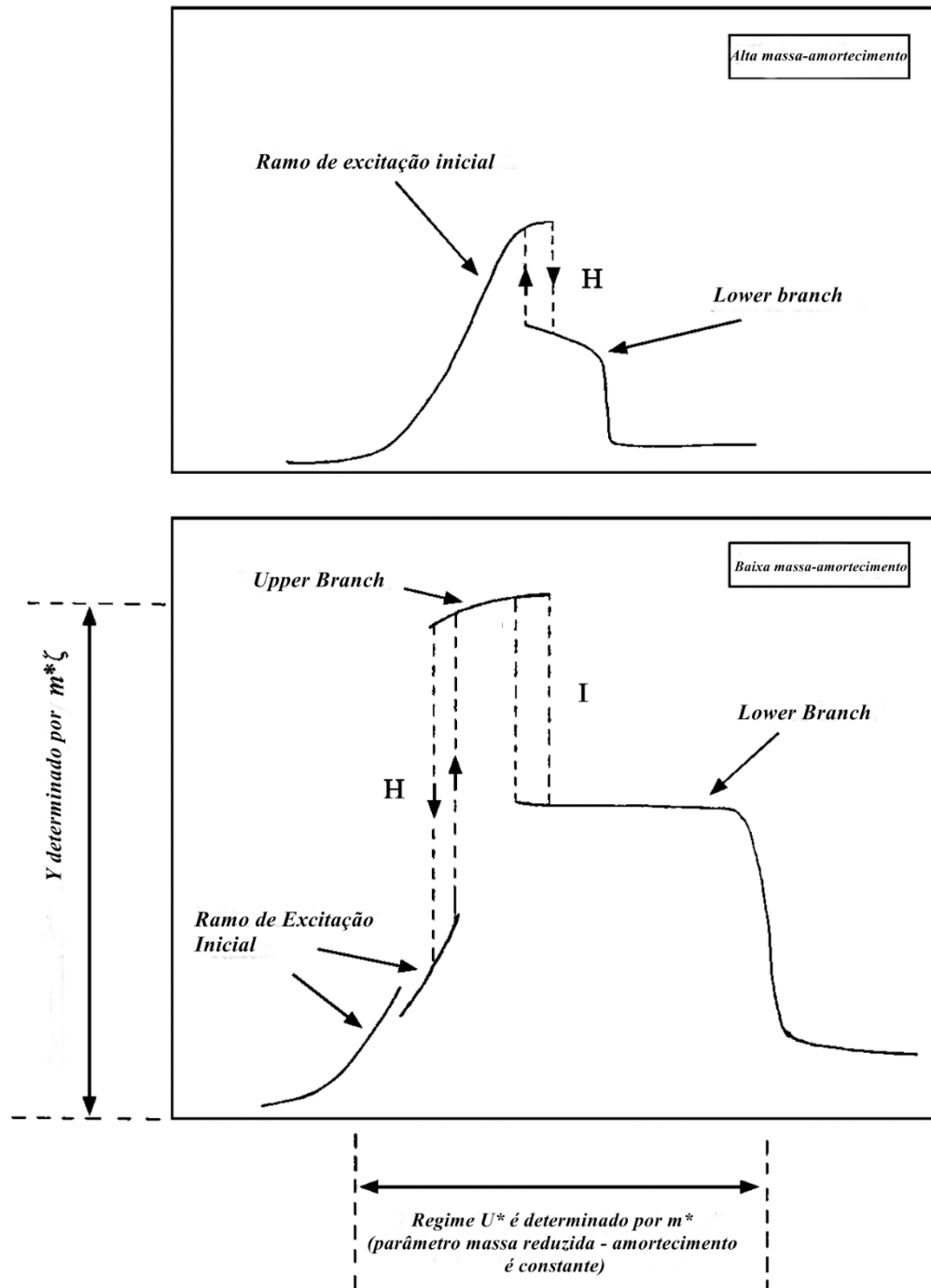
- **Região de Excitação Inicial** (do inglês – *Initial excitation region*): região em que se inicia a oscilação de grande amplitude;
- ***Upper Branch***: região na qual são alcançadas amplitudes de oscilação muito elevadas;
- ***Lower Branch***: região na qual são alcançadas amplitudes de oscilação moderadas;
- **Região de Dessincronização** (do inglês – *Desynchronization region*): região na qual ocorre a dessincronização entre a frequência de desprendimento de vórtice e a frequência natural da estrutura no meio.

Além disso, como conclusões importantes desse trabalho está o fato de que, ao contrário do que se passa com o *lock-in* clássico, ou seja, aquele em que a frequência de oscilação é a mesma que a frequência natural da estrutura, Khalak e Williamson (1997) perceberam que a frequência de oscilação aumenta acima da frequência natural durante o regime de excitação, soma-se a isso o fato de que com o aumento da faixa de velocidades em que ocorre o fenômeno passa-se a ter um *jump* histerético entre o regime de excitação inicial e o *upper branch*, ao passo que a transição entre o último e o *lower branch* ocorre a partir de uma transição intermitente, que é demonstrada em detalhe no artigo através da mudança de fase instantânea entre a sustentação e a amplitude de oscilação usando a transformada de Hilbert.

Em Khalak e Williamson (1999) por sua vez percebe-se que a resposta do sistema

analisado depende do parâmetro combinado massa reduzida-amortecimento ( $m^*\zeta$ ). Quando tal parâmetro é elevado há a existência de apenas dois *branches*, o ramo inicial e o *lower branch*. Esse caso é o apresentado por Feng (1968), como apresentado na Fig. 3. Já quando tal parâmetro é baixo, caso correspondente aos casos analisados por Khalak e Williamson (1996, 1997) e o foco do presente trabalho, a resposta do sistema pode ser descrita por um ramo inicial, o *upper branch* e o *lower branch*. Além disso, é percebido que a amplitude de pico alcançada pelo sistema depende do parâmetro  $m^*\zeta$ , ao passo que a faixa de velocidades depende principalmente do parâmetro  $m^*$ , e ambos os sistemas acabam por apresentar um comportamento histerético, como mostrado na Fig. 4. Por fim são determinados e explicados em detalhes os modos de desprendimento de vórtice do ramo inicial e no *lower branch* sendo que há uma mudança no padrão de desprendimento quando se transita do primeiro para o segundo.

**Figura 4** - Dois tipos de respostas representadas esquematicamente



Fonte: Adaptado de Khalak e Williamson (1999)

Por fim, para que se possa finalizar o cerne do escopo experimental aqui utilizado, deve-se ressaltar os resultados obtidos por Gorvardan e Williamson (2000). Como principal contribuição para o presente trabalho pode-se dizer que é a obtenção da variação da frequência reduzida na região do *lower branch*. Em seu trabalho é afirmado que para uma ampla faixa de massas reduzidas, com  $m^* = O(100)$ , a frequência de vibração dentro do *lock-in* fica próxima da frequência natural da estrutura no meio, ou seja,  $f^* = f/f_n = 1$ . Contudo, quando  $m^* = O(1)$ ,  $f^*$  pode alcançar valores relativamente altos. Dessa forma, eles acabaram por deduzir a expressão para a frequência no *lower branch*, dada por:

$$f_{lower}^* = \sqrt{\frac{m^* + C_m}{m^* - 0,54}} \quad (7)$$

onde  $C_m$  é o coeficiente de massa adicional, cujo valor é unitário. Vale notar que tal equação fornece a frequência mais elevada dentro do regime de sincronização para um movimento harmônico, além de mostrar a existência da denominada massa crítica reduzida cujo valor é de  $m_{crítica}^* = 0,54$ . Assim, pode-se afirmar que quando:

- **$m^* < m_{crítica}^*$** : nesse caso não há a existência do *lower branch*. O *upper branch*, por sua vez, apresenta grandes amplitudes de oscilação e persiste para toda a faixa de velocidades, não importando o quão grande ela seja; a frequência cresce indefinidamente com o aumento da velocidade do escoamento.
- **$m^* > m_{crítica}^*$** : nesse caso há a existência do *lower branch* e a faixa de velocidades para ocorrer às oscilações possui um valor finito.

Diante do exposto percebe-se que a abordagem experimental é muitas vezes adotada, pois a obtenção de tais comportamentos ainda é difícil de ser modelado devido à complexidade dos comportamentos que podem ocorrer dentro da região de *lock-in*. Inúmeros ensaios experimentais para o mapeamento de tais comportamentos foram realizados por outros autores para o melhor entendimento do fenômeno e validação dos resultados obtidos pelos autores acima, como é o caso dos estudos realizados por Zhao et al. (2012).

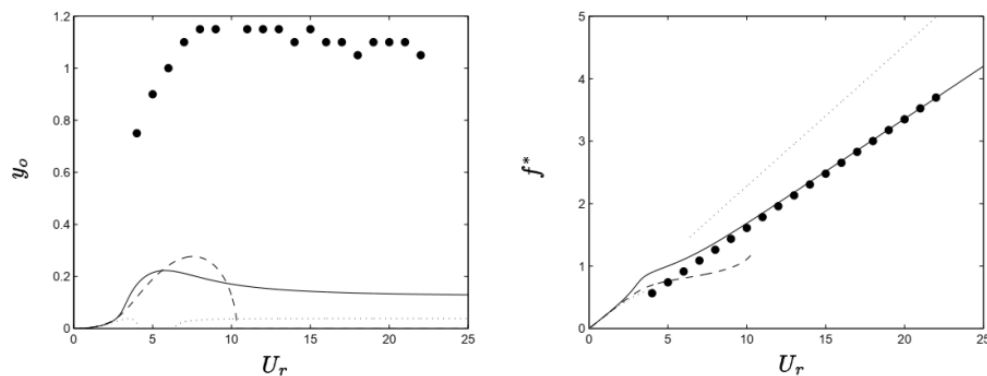
Com tais experimentos, assim como outros mais, diversos autores buscaram formas semi-empíricas ou via *CFD* para realizar a modelagem, aplicação de controle, análises acerca de efeitos não lineares e estudos de coleta de energia para a melhor predição de tal fenômeno,

suas especificidades e ainda formas de realizar a supressão das vibrações.

Quando se observa a abordagem semi-empírica, um dos modelos mais consolidados e utilizados, e aqui adotado, é o modelo de Facchinetti, De Langre e Biolley (2004). Esse modelo é baseado nas equações clássicas de Van der Pol para a descrição da esteira de turbulência próxima, de forma a descrever o desprendimento de vórtice. A partir dessas equações são buscados parâmetros semi-empíricos para a obtenção de termos de acoplamento lineares. Como conclusão de tal modelo surge que o acoplamento pela aceleração permite que sejam obtidas boas conformidades para a descrição da faixa de velocidades, contudo o modelo acaba por ser falho na descrição da amplitude de oscilação.

Isso fica claro durante a comparação realizada por Facchinetti, De Langre e Biolley (2004) entre seu modelo e os resultados experimentais de Govardhan e Williamson (2000), como mostrado na Fig. 5. Adiciona-se a tal limitação o fato de que o presente modelo não é capaz de reproduzir com fidelidade o experimento Govardhan e Williamson (2000) na representação do *upper* e *lower branches* para o caso de baixa massa-amortecimento.

**Figura 5** - Comparação entre o modelo de Facchinetti, De Langre e Biolley (2004) e os resultados experimentais de Govardhan e Williamson (2000). Sendo o gráfico à esquerda a resposta da amplitude reduzida,  $y_o = Y/D$ , pela velocidade reduzida,  $U_r = U/U^*$ , e o gráfico à direita a resposta da frequência reduzida,  $f^*$ , pela velocidade reduzida,  $U_r = U/U^*$ . Sendo que os pontos são os dados experimentais; a linha contínua o modelo com acoplamento na aceleração e a linha tracejada o acoplamento é feito na velocidade



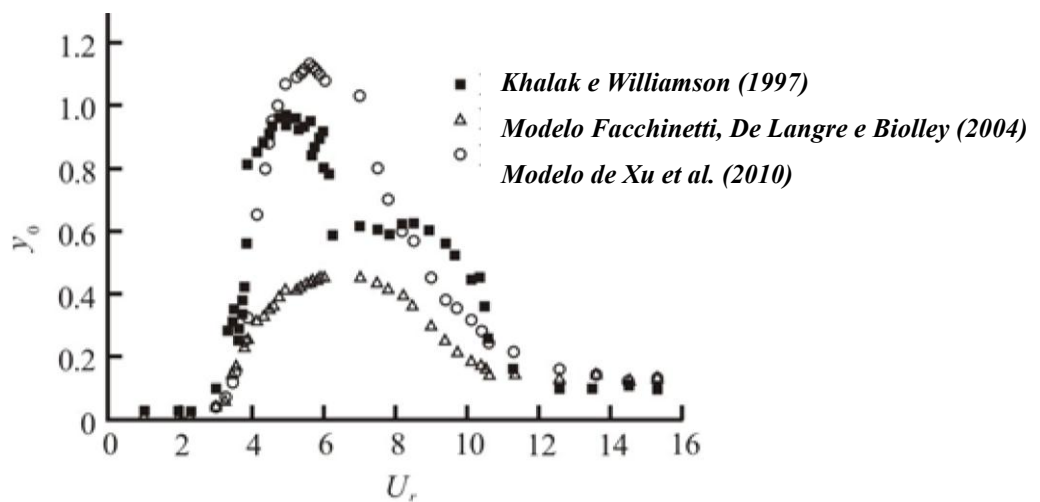
Fonte: Retirado de Facchinetti, De Langre e Biolley (2004)

Contudo, mesmo com tal limitação vários autores passaram a utilizar tal modelo para a previsão do comportamento do *VIV*, visto que mesmo possuindo uma tendência em capturar uma amplitude menor do que a esperada, esse modelo apresenta a tendência a ser obtida para o regime de velocidades.

Devido a isso o modelo de Facchinetti, De Langre e Biolley (2004) é utilizado por diversos autores, tais como Xu et al. (2010), Rosetti et al. (2011), Dai et al. (2014), Bastos, Vasconcellos, Marques (2019a, b) entre outros.

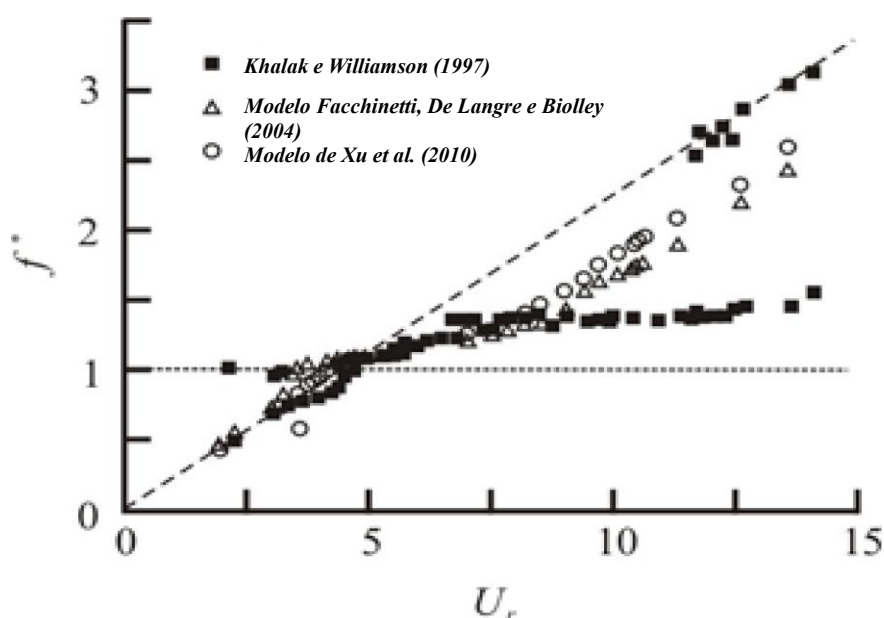
Xu et al. (2010) buscaram realizar modificações no modelo de Facchinetti, De Langre e Biolley (2004) com o fim de representar com maior fidelidade os casos apresentados por Khalak e Williamson (1997), sendo foram realizadas modificações em um parâmetro semi-empírico,  $P$ , determinado por Facchinetti, De Langre e Biolley (2004), que passou a ser variável de acordo com a variação da frequência dentro da região de *lock-in*. Além disso, eles adotam o acoplamento via velocidade diferentemente do adotado por Facchinetti, De Langre e Biolley (2004), que é via aceleração. Os resultados obtidos por Xu et al. (2010) são mostrados nas Fig. 6 e Fig. 7.

**Figura 6** - Comparação entre a resposta da amplitude de oscilação em função da velocidade reduzida para os modelos de Facchinetti, De Langre e Biolley (2004), Xu et al. (2010) e os resultados experimentais de Khalak e Williamson (1997)



Fonte: Adaptado de Xu et al. (2010)

**Figura 7** - Comparação entre a resposta da frequência reduzida em função da velocidade reduzida para os modelos de Facchinetti, De Langre e Biolley (2004), Xu et al. (2010) e os resultados experimentais de Khalak e Williamson (1997)



Fonte: Adaptado de Xu et al. (2010)

Embora Xu et al. (2010) tenham obtido resultados melhores em termos de amplitude do que os apresentados pelo modelo de Facchinetti, De Langre e Biolley (2004), de forma que a amplitude máxima de pico ficou próxima da amplitude máxima do *upper branch* do experimento de Khalak e Williamson (1997), tal modelo ainda falha na descrição do *lower branch* bem como na descrição da resposta da frequência reduzida. Contudo, aqui é necessário realizar uma ressalva acerca dos resultados obtidos por Xu et al. (2010). O modelo de Facchinetti, De Langre e Biolley (2004) exige a utilização da frequência natural da estrutura no meio analisado e nesse artigo em nenhum momento é descrito qual é tal frequência utilizada para a obtenção de tais resultados da simulação. Tal fato pode contribuir com possíveis diferenças em distintas simulações seja em termos de amplitude ou em faixa de velocidades, visto que a massa reduzida é um parâmetro que contribui para a variação de ambos e a massa do sistema influencia diretamente na frequência estrutural.

Outra análise interessante para o presente trabalho é a realizada por Rosetti (2011). Em seu trabalho novamente é utilizado o modelo de Facchinetti, De Langre e Biolley (2004).

Contudo, diferentemente da abordagem de Xu et al. (2010), Rosetti (2011) busca realizar uma análise paramétrica em um cilindro de 2GDL com o foco no significado físico dos parâmetros que podem ser modificados no modelo de Facchinetti, De Langre e Biolley (2004). Dentre as análises abarcadas na pesquisa, destacam-se alguns fatos acerca do número de Strouhal, a razão de aspecto  $L/D$  (razão do comprimento do cilindro pelo seu diâmetro) e coeficiente de massa adicional ( $C_m$ ), que pode ser entendido como a razão entre a massa adicional real e a massa adicional calculada para o caso no qual se possui um cilindro com aceleração uniforme em um fluido ideal em repouso (KAERCHER, 2007). Dessa forma, pode-se destacar as seguintes constatações realizadas em tal pesquisa:

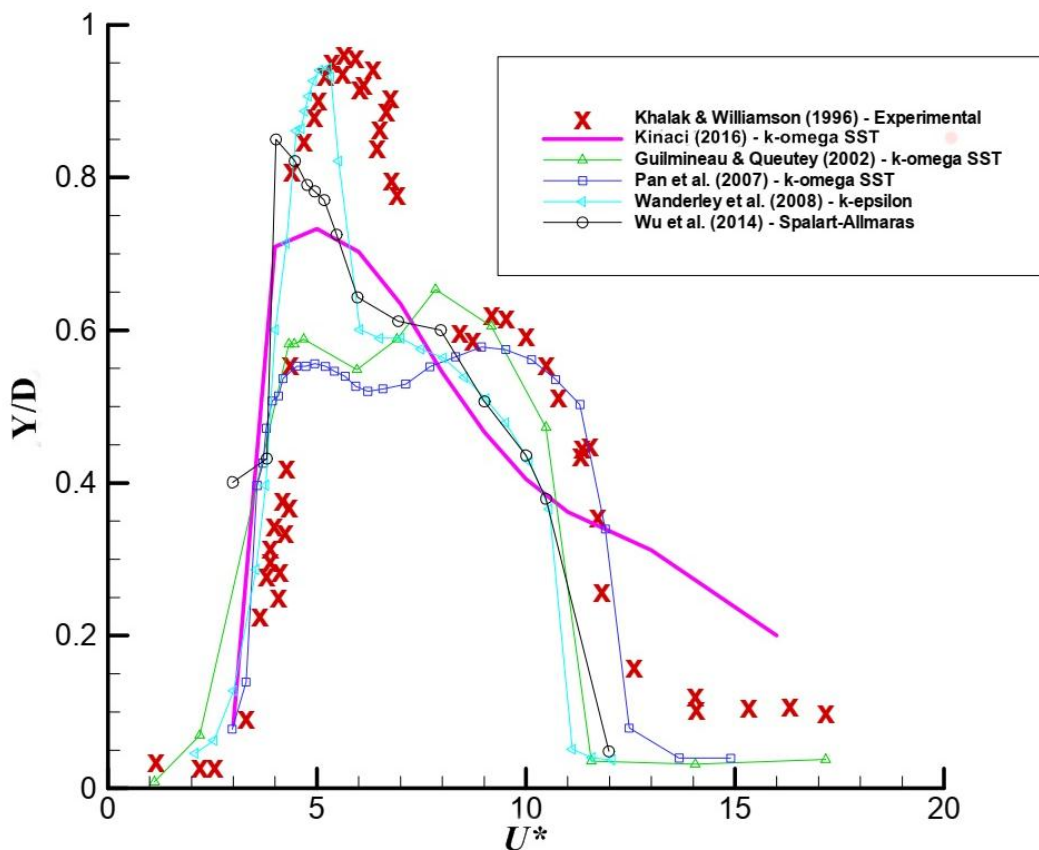
- Embora o número de Strouhal ( $St$ ) seja considerado com um valor de 0,2, tal parâmetro está relacionado com a razão de aspecto  $L/D$ , como já demonstrado por Fox e West (1993), de tal forma que é adotado em tal pesquisa um  $St = 0,078$ , o mesmo valor utilizado por Gonçalves et al. (2010);
- A frequência de desprendimento de vórtice pode não ser constante ao longo do comprimento do cilindro devido a efeitos 3D. Dessa forma, o número de Strouhal pode variar dentro da região de *lock-in*;
- É afirmado ainda que o  $C_m$  é função do número de  $St$ , ou seja, para um mesmo valor de  $St$  o coeficiente de massa adicional varia de maneira decrescente com o aumento da velocidade, de tal forma que ele pode variar até valores -1. Tais observações vão de acordo com o observado por Vikestad, Vandiver e Larsen (2000).

Com o exposto acima, percebe-se que existem alguns pontos contra intuitivos, como o fato do coeficiente de massa adicional tornar-se negativo, visto que em um primeiro momento seria como se a estrutura perdesse inércia durante as oscilações. Tal ponto é questionado por Rosetti (2011) e é afirmado por ele que são necessárias melhores análises para que se possa ter uma melhor compreensão dos motivos pelos quais isso ocorre. Quanto à variação do número de  $St$  dentro da região de *lock-in*, torna-se algo apreciável que desperta a atenção, visto que Gorvardan e Williamson (2000), como já dito acima, afirmam que dependendo da ordem do valor da massa reduzida, a frequência reduzida pode atingir valores relativamente altos e sua resposta torna-se constante para toda a região do *lower branch*, como pode ser observado pela eq. 7. Já em relação ao número de  $St$  possuir valores diferentes do valor usual

de 0,2, também é algo apreciável e que em muitos estudos acaba por ser ignorado.

Tomando por fim algumas análises realizadas via *CFD*, notou-se que mesmo com um custo computacional elevado é de interesse a modelagem de tais comportamentos complexos dentro da região de grandes oscilações. Mesmo com a utilização da dinâmica dos fluidos computacional a descrição do *upper* e *lower branches* ainda gera dificuldades. Kinaci (2016) compara seu modelo com os resultados de alguns autores, tais como Guilmineau e Queutey (2002), Pan et al. (2007), Wanderley et al. (2008) e Wu et al. (2014) e os compara com os seus resultados e os resultados experimentais de Khalak e Williamson (1996), como apresentado na Fig. 8. Em todos os casos a metodologia utilizada foi a *URANS* (do inglês – *Unsteady Reynolds Averaged Navier Stokes*).

**Figura 8** - Comparação de resultados em *CFD* para a representação do *upper* e *lower branches*



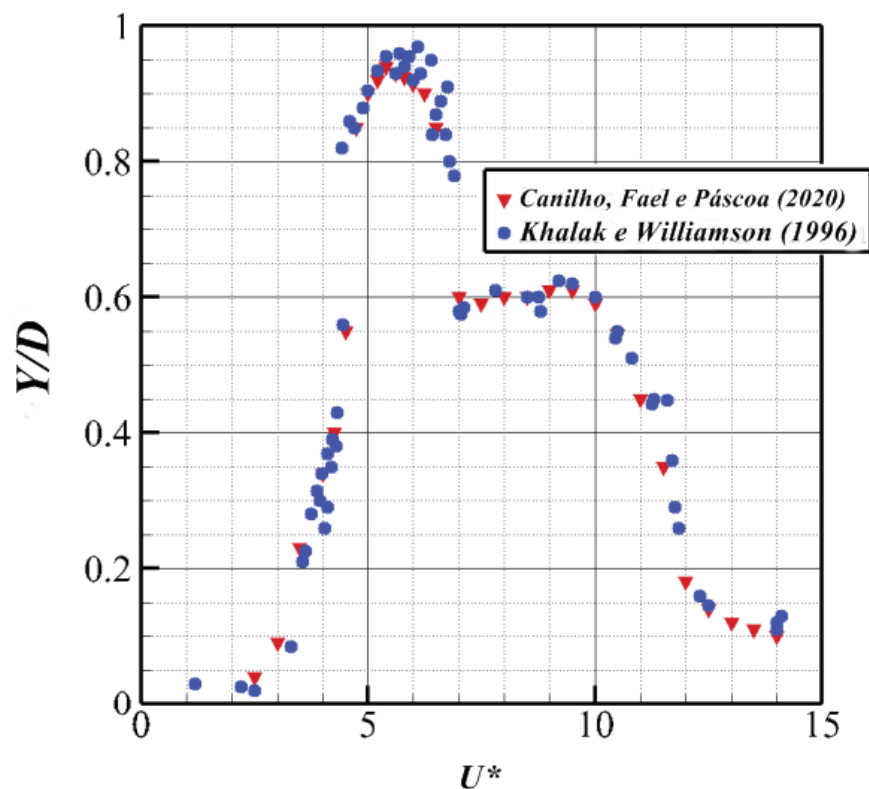
Fonte: Adaptado de Kinaci (2016)

Com a Fig. 8 se percebe que mesmo com a utilização da metodologia em *CFD* os

resultados obtidos ou não conseguem representar o *upper* e *lower branches* com efetividade ou quando se consegue, como é o caso dos resultados de Wanderley et al. (2008), tal representação acaba por ser aproximada. Reforça-se ainda que o custo computacional é elevado e nos casos acima não foi possível a obtenção com acurácia dos resultados experimentais de Khalak e Williamson (1996).

No entanto, existem modelos em *CFD* que conseguiram representar os resultados experimentais com acurácia. Canilho, Fael e Páscoa (2020), através do software OpenFOAM via metodologia a *URANS* (do inglês – *Unsteady Reynolds Averaged Navier Stokes*) e com o modelo de turbulência  $k-\omega$  SST para um cilindro bidimensional, obtiveram uma conformidade com os resultados de Khalak e Williamson (1996), como mostrado na Fig. 9.

**Figura 9** - Comparação dos resultados de Canilho, Fael e Páscoa (2020) com os experimentos de Khalak e Williamson (1996) para a resposta em amplitude

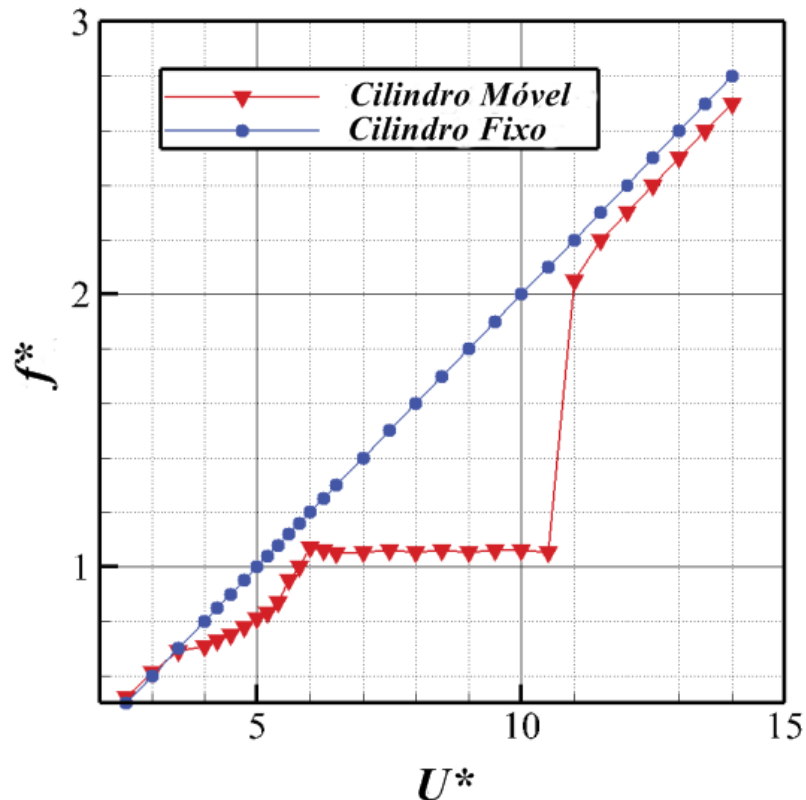


Fonte: Adaptado de Canilho, Fael e Páscoa (2020)

Vale ressaltar que Canilho, Fael e Páscoa (2020) realizam a resposta da frequência

reduzida para que se possa compreender como essa seria se o cilindro fosse fixo e móvel, esse último é o caso apresentado por Khalak e Williamson (1996), como mostrado na Fig. 10.

**Figura 10** - Representação da resposta da frequência reduzida para um cilindro fixo e móvel



Fonte: Adaptado de Canilho, Fael e Páscoa (2020)

O modelo de Canilho, Fael e Páscoa (2020), de todos os analisados até aqui, foi o que obteve a melhor resposta tanto no domínio das respostas em amplitude quanto nas respostas em frequência, seja para um cilindro fixo ou móvel. Contudo, como é afirmado na própria pesquisa, as dificuldades para a realização de simulações numéricas para reproduzir resultados experimentais no VIV são diversas, em especial quando se possui um poder computacional restrito e se necessita de resultados com maior agilidade.

Diante do exposto fica clara a dificuldade para a representação de comportamentos mais complexos, tais como o aparecimento do *upper* e *lower branches*, seja via metodologias semi-empíricas ou via metodologias via *CFD*, sendo necessário buscar formas alternativas

para que se possa representar tais comportamentos com melhor acurácia, em menor tempo e exigindo um menor custo computacional.

## 2 OBJETIVOS

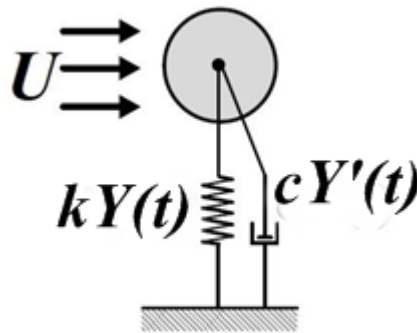
O presente trabalho propõe investigar alguns comportamentos complexos que podem vir a ocorrer dentro da região de oscilações provocadas a partir das vibrações induzidas por vórtices (*VIV*) em um cilindro com um grau de liberdade suportado elasticamente. Um estudo paramétrico deve visar ao menos dois aspectos fundamentais da representação de tais comportamentos: a melhor conformidade na representação dos *upper* e *lower branches* para os casos com baixa massa-amortecimento, com massa reduzida maior que a massa crítica, além de buscar boa conformidade na representação da resposta em frequência.

Espera-se como resultado da presente pesquisa realizar o aprimoramento do modelo implementado por Facchinetti, De Langre e Biolley (2004) para a melhor representação da amplitude de oscilação e da faixa de velocidades na qual o fenômeno do *VIV* ocorre. Tal modificação será realizada a partir da identificação de possíveis funções para a descrição do número de *St*, coeficiente de massa adicional e do coeficiente de arrasto amplificado pela amplitude de oscilação, de tal forma a descrever de maneira mais realística os fenômenos do *upper* e *lower branches*, seja na resposta em amplitude ou na resposta em frequência.

## 3 DESCRIÇÃO DO MODELO ORIGINAL FACCHINETTI, DE LANGRE E BIOLLEY (2004)

A abordagem utilizada por Facchinetti, De Langre e Biolley (2004) e por Dai et al. (2014), e adotada pela presente pesquisa, faz uso do modelo oscilatório de Van Der Pol. Utiliza-se um modelo de seção típica de um cilindro rígido, com diâmetro  $D$ , suportado elasticamente, habilitado a oscilar somente na direção transversal em relação ao fluxo uniforme e estacionário  $U$ , como mostrado na Fig. 11.

**Figura 11** - Esquema convencional de um sistema *VIV*



Fonte: Adaptado de Dai et al. (2014)

Dessa forma, o cilindro oscila linearmente com o deslocamento dimensional  $Y$ . Tal modelo é descrito por:

$$mY'' + cY' + kY = F \quad (8)$$

onde,  $k$  é a rigidez estrutural,  $F$  é o termo forçante e  $m = m_s + m_f$  é a massa do total, ou seja, a massa da estrutura ( $m_s$ ) com a massa adicional do fluido ( $m_f$ ) que se posta em movimento pela oscilação do cilindro e que é dada por:

$$m_f = \frac{C_m \pi \rho D^2}{4} \quad (9)$$

com  $C_m$  sendo o coeficiente de massa adicional. O parâmetro  $c = c_s + c_f$  é o coeficiente de amortecimento total, com  $c_s$  o coeficiente de amortecimento da estrutura dado por:

$$c_s = 2m\omega_0\zeta \quad (10)$$

com  $\zeta$  é a razão de amortecimento do sistema e  $\omega_0$  a frequência natural angular do sistema no meio analisado. Já o parâmetro  $c_f$  é o amortecimento provocado pelo fluido definido como:

$$c_f = \gamma \omega_s \rho D^2 \quad (11)$$

sendo  $\gamma$  o parâmetro de estol definido por Blevins (1990) como:

$$\gamma = \frac{Cd}{4\pi St} \quad (12)$$

onde  $Cd$  é o coeficiente de arrasto amplificado devido às amplitudes de oscilação. Para o

presente será considerado que o coeficiente de arrasto amplificado igual a 2 como é considerado por Facchinetti, De Langre e Biolley (2004).

A Eq. (8) pode ser reescrita em termos da frequência natural angular ( $\omega_0$ ) de modo que:

$$m(Y'' + 2\omega_0 \zeta Y' + \omega_0^2 Y) = F(t, \dots) = F[Y, q(t)] \quad (13)$$

onde  $F[Y, q(t)]$  é o termo forçante que inclui as não linearidades do oscilador de Van Der Pol. Esse é dado por:

$$F[Y, q(t)] = 0,25 \rho U^2 D C_{L0} q(t) \quad (14)$$

sendo que  $q(t)$  descreve a evolução da esteira e pode ser escrita como:

$$q'' + \lambda \omega_s (q^2 - 1) q' + \omega_s^2 q = f_s \quad (15)$$

com  $\omega_s$  sendo a frequência angular de desprendimento de vórtices,  $\lambda$  é um parâmetro empírico determinado por Facchinetti, De Langre e Biolley (2004) e  $f_s$  determina o acoplamento entre o desenvolvimento da esteira e a oscilação do cilindro. Além disso, segundo Facchinetti, De Langre e Biolley (2004), para que se possa aumentar a acurácia do modelo deve-se acoplar o sistema pela aceleração, de forma que:

$$f_s = P/DY'' \quad (16)$$

sendo  $P$  um coeficiente empírico também determinado por Facchinetti, De Langre e Biolley (2004).

## 4 VALIDAÇÃO DO MODELO IMPLEMENTADO E PROBLEMAS ENCONTRADOS

### 4.1 VALIDAÇÃO DO MODELO IMPLEMENTADO DE FACCHINETTI, DE LANGRE E BIOLLEY (2004)

Com o intuito de se garantir que o modelo aqui utilizado possui conformidade com os resultados apresentados no artigo Facchinetti, De Langre e Biolley (2004), foi inicialmente, realizado sua validação. Para tal definiu-se os parâmetros da mesma forma que os utilizados por Govardhan e Williamson (2000), como apresentado na Tab.1, e comparou-se os resultados

obtidos com os presentes na literatura.

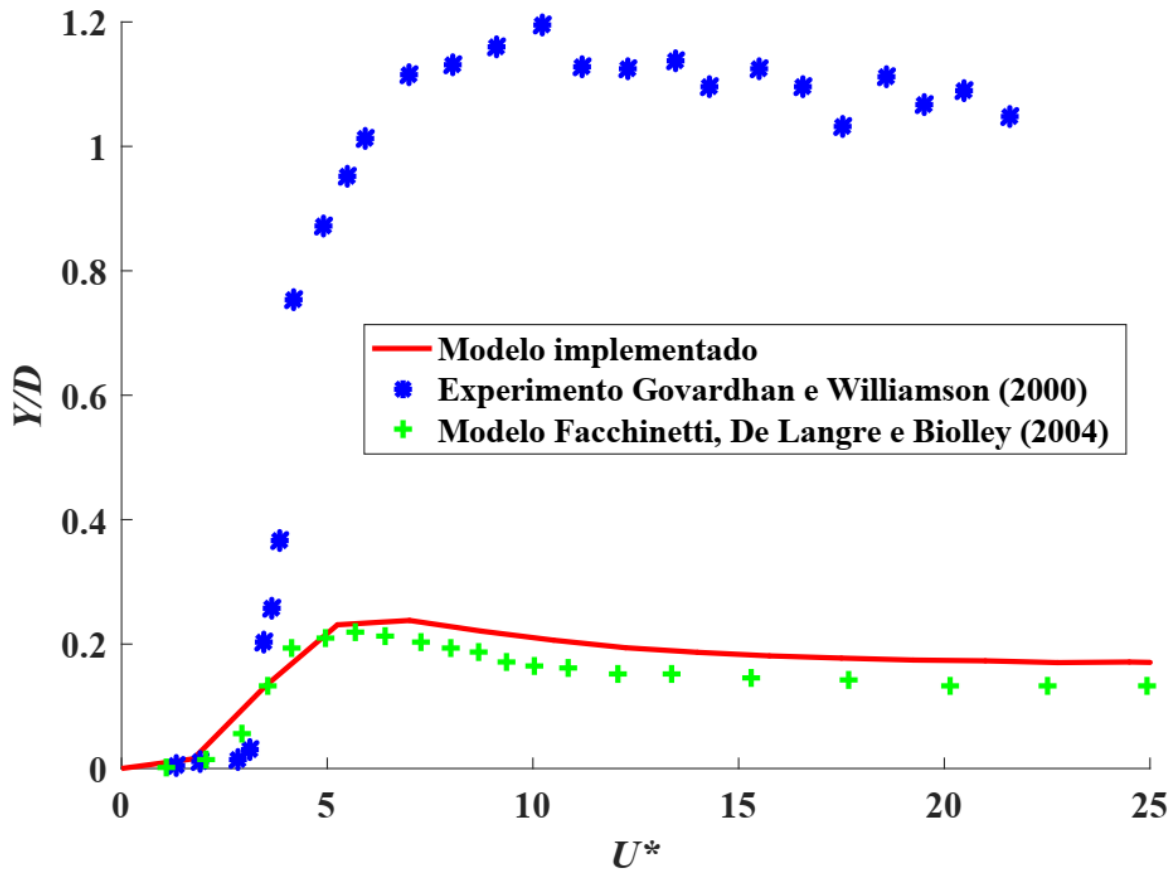
Dessa forma foi possível obter a Fig. 12, na qual é apresentada a comparação entre os resultados experimentais de Govardhan e Williamson (2000), os resultados apresentados pelo modelo implementado por Facchinetti, De Langre e Biotley (2004) e o modelo aqui implementado. Ressalta-se que a frequência natural utilizada foi estimada diretamente dos resultados experimentais de Govardhan e Williamson (2000).

**Tabela 1** - Parâmetros físicos e empíricos

| <b>Propriedades físicas e parâmetros</b>                               | <b>Valores</b> |
|------------------------------------------------------------------------|----------------|
| <b>Massa reduzida, <math>m^*</math></b>                                | 0,52           |
| <b>Diâmetro, <math>D</math> (m)</b>                                    | 0,0381         |
| <b>Comprimento do cilindro, <math>L</math> (m)</b>                     | $10 \cdot D$   |
| <b>Densidade do fluido, <math>\rho</math> (Água, kg/m<sup>3</sup>)</b> | 997            |
| <b>Coefficiente de amortecimento, <math>\zeta</math></b>               | 0,0052         |
| <b>Coefficiente empírico, <math>\lambda</math></b>                     | 0,3            |
| <b>Coefficiente empírico, <math>P</math></b>                           | 12             |
| <b>Coefficiente de sustentação (<math>C_{L0}</math>)</b>               | 0,3            |
| <b>Coefficiente de arrasto amplificado (<math>C_d</math>)</b>          | 2              |
| <b>Frequência natural (Hz)</b>                                         | 0,3            |
| <b>Número de Strouhal, <math>St</math></b>                             | 0,2            |

Fonte: Realizada pelo próprio autor

**Figura 12** - Validação do modelo inicial implementado



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Com o resultado da Fig. 12 é possível perceber que o modelo implementado está de acordo com o modelo implementado por Facchinetti, De Langre e Biolley (2004), conseguindo capturar tanto a região de *lock-in* quanto a amplitude de oscilação. Além disso, percebe-se que o modelo foi capaz de representar a extensão da região de *lock-in* para altas velocidades assim como descrito por Govardhan e Williamson (2000), devido ao fato de se analisar um caso em que a massa reduzida é inferior ao valor de massa crítica, definida como 0,54 por Govardhan e Williamson (2000).

Pode-se observar algumas disparidades, em termos de amplitude, no que diz respeito ao modelo ora implementado e o modelo apresentado pela literatura. Isso possivelmente é decorrente do integrador utilizado visto que aqui o processo de integração foi realizado utilizando o integrador ODE45 do software MATLAB R2016a, ao passo que no artigo de Facchinetti, De Langre e Biolley (2004) utiliza-se o método das diferenças finitas centradas.

Vale ressaltar ainda que os pontos do gráfico do presente modelo foram obtidos atingindo-se o estado estacionário para cada velocidade de escoamento analisada, sendo que o passo para tal variação foi de  $0,04 \text{ m/s}$ , variando-se da velocidade de escoamento de  $0 \text{ m/s}$  até  $0,32 \text{ m/s}$ . Dessa forma, selecionou-se, para cada variação de velocidade, o ponto máximo da série temporal da amplitude dimensional,  $Y$ . Em seguida, essa e a velocidade de escoamento foram adimensionalizadas obtendo-se a amplitude reduzida,  $Y/D$ , e a velocidade de escoamento reduzida,  $U^*$ , respectivamente.

Dessa forma, percebe-se que o modelo de Facchinetti, De Langre e Biotley (2004) e o implementado não são capazes de representar com fidelidade a realidade. Visto que as amplitudes obtidas pelo modelo são de no máximo de  $0,2$  e os resultados experimentais de Govardhan e Williamson (2000) são próximos de  $1,2$ .

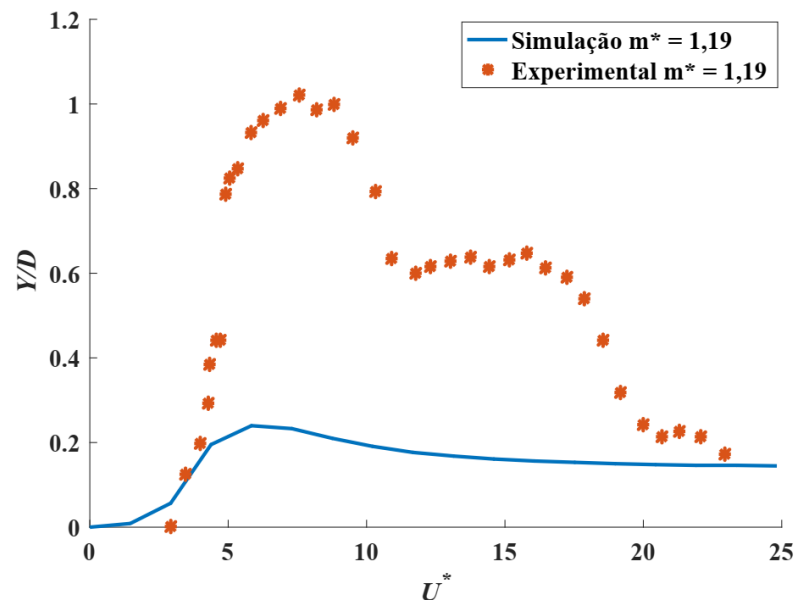
## **4.2 REPRESENTAÇÃO DOS UPPER E LOWER BRANCHES COM O MODELO FACCHINETTI, DE LANGRE E BLOTLEY (2004)**

Após a validação do modelo implementado com os resultados apresentados pelo modelo de Facchinetti, De Langre e Biotley (2004), passou-se a verificar se esse seria capaz de representar comportamentos mais complexos, como é o caso do aparecimento do *upper* e *lower branches*, mesmo que tal representação apenas seguisse as tendências com uma amplitude mais baixa. Dessa forma, mantiveram-se os parâmetros apresentados na Tab. 1 com exceção do valor da massa reduzida,  $m^*$ , a razão de amortecimento,  $\zeta$ , e a frequência natural da estrutura no meio,  $f_n$ . Assim comparou-se para alguns resultados experimentais apresentados por Khalak e Williamson (1996, 1997) e Govardhan e Williamson (2000).

Ressalta-se que todos os dados utilizados no modelo foram os mesmos apresentados pelos experimentos de Khalak e Williamson (1996, 1997) e Govardhan e Williamson (2000), com exceção das frequências naturais em água, que nos artigos não foram definidas com clareza. Dessa forma, tais frequências foram estimadas a partir do primeiro ponto que aparecesse, seja no domínio da frequência reduzida ou da resposta das amplitudes de oscilação. Foi suposto que para esse primeiro ponto a velocidade era a de início do túnel de água descrito por Govardhan e Williamson (2000), ou seja,  $0,04 \text{ m/s}$ . Com isso se utilizou a equação da velocidade reduzida para determinar a frequência natural dos sistemas em água. Assim, foi obtida para as massas de 10,3, 2,4 e 1,19 respectivamente as frequências de 0,55 Hz, 0,48 Hz e 0,3595 Hz.

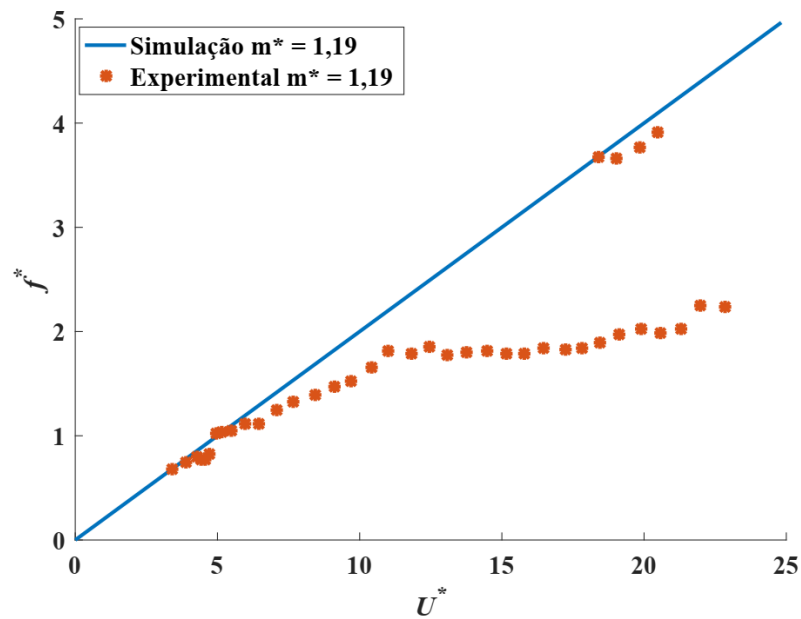
Tais resultados para as frequências podem parecer contra intuitivos em um primeiro momento, visto que com a redução da massa há a diminuição da frequência natural. Contudo, tal fato pode ser explicado pela variação da rigidez com a mudança do cilindro utilizado. Além disso, durante os estudos realizados por Jauvtis e Williamson (2004) para a análise com dois graus de liberdade, é afirmado pelos autores que a frequência natural do cilindro, em ambos os graus de liberdade, é próximo a 0,4 Hz para uma ampla faixa de  $m^*$  entre 5 e 25. Dessa forma, as estimativas aqui realizadas apresentam conformidade com o que é apresentado na literatura.

**Figura 13** - Resposta da amplitude para o caso com  $m^* = 1,19$ ,  $\zeta = 0,00502$  e  $f_n = 0,3595$  Hz



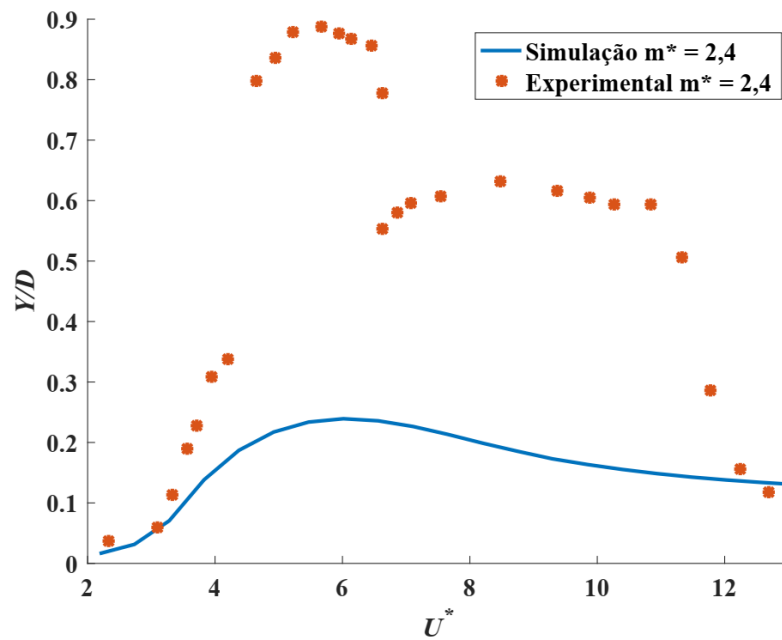
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

**Figura 14** - Resposta em frequência para o caso com  $m^* = 1,19$ ,  $\zeta = 0,00502$  e  $f_n = 0,3595$  Hz



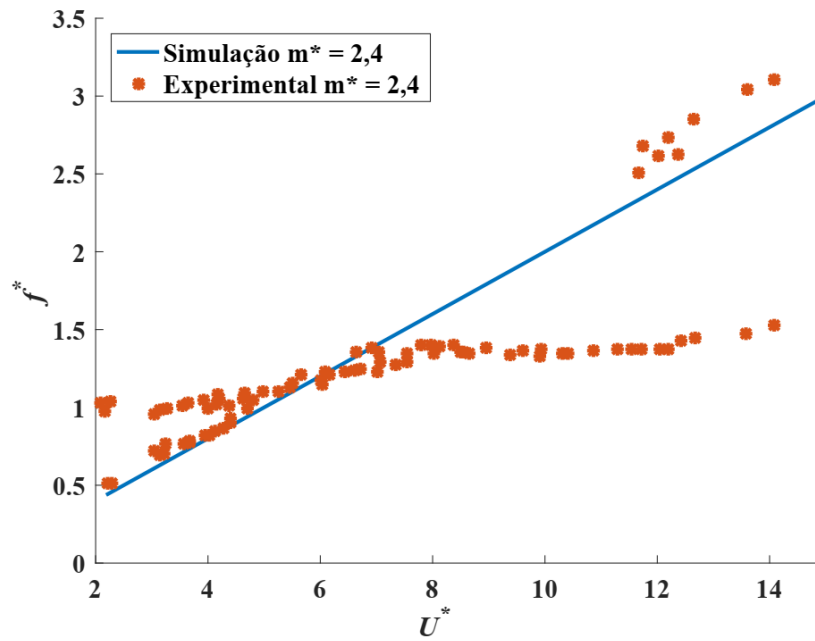
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

**Figura 15** - Resposta da amplitude para o caso com  $m^* = 2,4$ ,  $\zeta = 0,00583$  e  $f_n = 0,48$  Hz



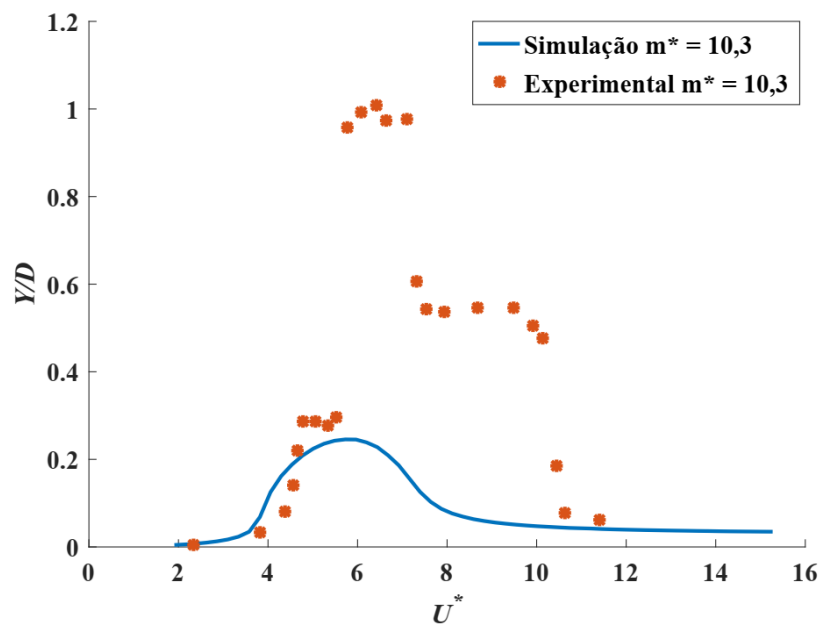
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

**Figura 16** - Resposta em frequência para o caso com  $m^* = 2,4$ ,  $\zeta = 0,00583$  e  $f_n = 0,48$  Hz



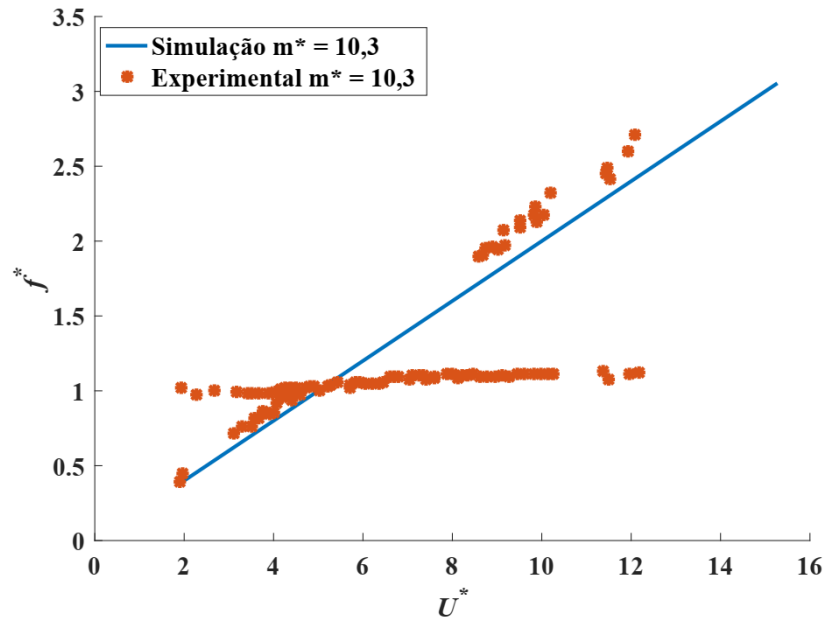
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

**Figura 17** - Resposta da amplitude para o caso com  $m^* = 10,3$ ,  $\zeta = 0,000097$  e  $f_n = 0,55$  Hz



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

**Figura 18** - Resposta em frequência para o caso com  $m^* = 10,3$ ,  $\zeta = 0,000097$  e  $f_n = 0,55$  Hz



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Percebe-se que independentemente do caso o modelo foi falho para a representação das respostas das amplitudes. Além disso, nota-se que o modelo não foi capaz de representar quaisquer tendências para a representação dos *upper* e *lower branches*. Apresentado apenas a tendência para a representação da faixa de velocidades. Uma ressalva aqui é necessária. As frequências aqui estimadas devem ser distintas da apresentada por Xu et al. (2010), visto que a amplitude para o caso de  $m^* = 2,4$  no trabalho dele é de  $0,4$ , já aqui é de  $0,2$ . Contudo, reforça-se que em nenhum momento são informadas as frequências utilizadas sejam nos experimentos Khalak e Williamson (1996, 1997, 1999) e Govardhan e Williamson (2000), ou nas análises numéricas de Facchinetti, De Langre e Biolley (2004) ou Xu et al. (2010).

Quando se observa a resposta em frequência o modelo novamente falha na representação do comportamento no domínio da frequência quando ocorre a mudança do *upper* para o *lower branch*. Contudo, em todos os casos o modelo foi capaz de representar de maneira efetiva, no domínio da frequência, o *upper branch* e a região final do *lock-in*. Os casos apresentados na resposta em frequência se assemelham ao caso de cilindro estático apresentado por Canilho, Fael e Páscoa (2020).

## 5 UMA NOVA ABORDAGEM PARA A REPRESENTAÇÃO DE COMPORTAMENTOS COMPLEXOS

Diante do exposto nas seções anteriores, nota-se que o modelo de Facchinetti, De Langre e Biolley (2004) é capaz de mostrar de forma satisfatória a tendência para a descrição da faixa de velocidades na qual a região de sincronização irá ocorrer. Como ponto positivo do mesmo, destaca-se ainda o fato de que a região de *lock-in* é aproximadamente simétrica quando se utiliza o acoplamento entre a esteira e a estrutura através da aceleração, em relação à velocidade reduzida de  $U_r = U^* = 1/St$ , com  $St$  de valor aproximadamente constante de 0,2 para a faixa de Reynolds na qual se insere o fenômeno, como mostrado por Norberg (2000). Tal fato é extremamente significativo, visto que tanto no início quanto no final da região de *lock-in* há uma baixa amplitude de oscilação e o cilindro em ambos os casos pode ser considerado aproximadamente estático, podendo-se considerar que os valores para  $St$ , do coeficiente de massa adicional,  $C_m$ , e o coeficiente de arrasto amplificado,  $C_d$ , são aproximadamente constantes. Tais observações ainda reforçam as curvas observadas na seção anterior para o domínio da frequência, visto que, como o  $St$  foi tomado como constante, espera-se que seja obtida uma reta para todo o domínio em que haja oscilação, uma vez que a frequência de desprendimento de vórtice pode ser escrita como:

$$\omega_s = 2\pi S_t U/D \quad (17)$$

Assim, com  $St$  e  $D$  sendo constantes, a frequência angular de desprendimento de vórtice irá variar linearmente com o aumento de  $U$  com uma inclinação de  $2\pi S_t /D$ . Dessa forma, logo de saída percebe-se que principalmente para o *lower branch* algum parâmetro deve ser variável. Como aqui se está considerando um cilindro rígido e que não apresenta deformação plástica, o valor do seu diâmetro  $D$  deve permanecer constante. Logo, o único valor que resta que pode ser variável é o número de  $St$ .

Contudo, vale lembrar que tanto o  $C_d$  como o  $St$  para o caso em que o cilindro é estacionário são dependentes da razão de aspecto  $L/D$ , com  $L$  sendo o comprimento do cilindro e  $D$  o diâmetro, como mostrado por Fox e West (1993). Portanto, podem ser diferentes dos valores de 0,2 e 1,2 usados comumente para o  $St$  e  $C_d$ , respectivamente quando se toma a estrutura cilíndrica estacionária. Akaydin, Elvin e Andreopoulos (2012), por exemplo, utilizam para a sua análise um valor constante de  $St$  de 0,105, obtendo boa conformidade entre os resultados experimentais e seu modelo.

Soma-se a esses fatos alguns problemas que o modelo implementado por Facchinetti, De Langre e Biolley (2004) apresenta. Como principal limitação destaca-se, novamente, a questão da amplitude que faz com que o modelo acabe por falhar. Durante a descrição de seu modelo, Facchinetti, De Langre e Biolley (2004) realizam a comparação com os experimentos de Govardhan e Williamson (2000), como mostrado na seção 4.2. Adiciona-se a tal limitação o fato de que tal modelo não é capaz de reproduzir com fidelidade o experimento Govardhan e Williamson (2000) na representação do *upper* e *lower branches*, descritos em detalhes no artigo, para o caso de baixa massa reduzida e amortecimento.

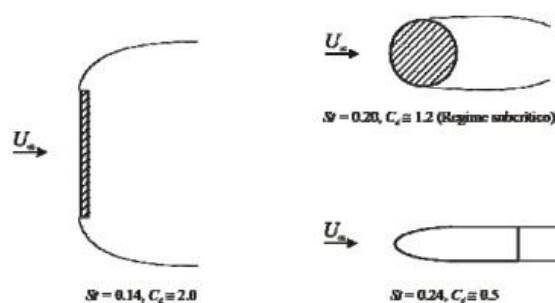
Dessa forma, para a melhor compreensão dos motivos pelos quais o modelo de Facchinetti, De Langre e Biolley (2004) é falho e como realizar melhorias para aprimorá-lo, passou-se a analisar outras referências que utilizavam a mesma abordagem.

Gonçalves et al. (2010) e Rosetti et al. (2011) utilizaram, basicamente, o mesmo modelo, contudo para 2GDL. No entanto, eles, durante a descrição do modelo, realizam algumas alterações para obter efeitos 3D, que aqui não serão consideradas. É afirmado por eles que tanto o  $St$  como o  $Cd$  são dependentes da razão de aspecto  $L/D$ , corroborando as observações de Fox e West (1993).

Ressalta-se ainda que Rosetti et al. (2011) afirma que possivelmente o valor constante de 0,2 para o número de Strouhal, utilizado usualmente, pode não ser correto, visto que tal parâmetro pode variar dentro da região de sincronização, como aqui já foi relatado a partir da análise da resposta em frequência para os casos analisados.

Meneghini et al. (2010) afirma que é de se esperar que o número de Strouhal varie inversamente com a largura da esteira transversal, de forma que quanto mais rombudo seja o corpo, considerando-o fixo, menor deve ser o seu valor do número de Strouhal, visto que a comunicação entre as camadas cisalhantes é dificultada, ao passo que o coeficiente médio de arrasto como utilizado por Dai et al. (2014) e por Facchinetti, De Langre e Biolley (2004), é diretamente proporcional a largura da esteira, como mostrado na Fig.19.

**Figura 19** -  $St$  e  $C_d$  para diferentes tipos de corpos estáticos



Fonte: Retirado de Meneghini et al. (2010)

Quanto ao coeficiente de massa  $C_m$ , Gonçalves et al. (2010) e Rosetti et al. (2011) realizam análises da variação desse com a variação do número de Strouhal. A partir de tais análises eles afirmam que o  $C_m$ , para um determinado valor fixo de  $St$ , varia de um valor unitário para um valor de até -1, com o aumento da velocidade, corroborando as observações de Vikestad, Vandiver e Larsen (2000). Contudo, como já dito em seções anteriores, eles afirmam que é necessária uma melhor investigação para o entendimento do motivo que leva a tais observações acontecer. Visto que a variação do  $C_m$  até -1 significa que há a perda de massa do sistema. Analisando a eq. (9) e a sua relação com a massa total do sistema pode-se perceber que se o  $C_m$  for negativo seria como se o cilindro estivesse perdendo inércia com as oscilações, até que em um caso limite em que o  $m_f$  for igual a  $m_s$  o cilindro seria desintegrado. Dessa forma, as análises devem ser cuidadosas quanto à variação desse parâmetro.

Com o exposto, torna-se plausível interpretar que com o aumento da oscilação do cilindro irá aumentar a largura da esteira turbulenta. Inicialmente o número de Strouhal e o coeficiente de arrasto amplificado devem ser próximos dos valores medidos para o caso estático, lembrando que há a dependência da razão de aspecto. Com o aumento da amplitude de oscilação será criada uma região de baixa pressão entre dois desprendimentos consecutivos. Assim a esteira turbulenta ficará mais esparsa e consequentemente o valor do número de Strouhal irá diminuir, ao passo que o coeficiente de arrasto irá aumentar. Por conseguinte, observando Rosetti et al. (2011) e Vikestad, Vandiver e Larsen (2000) o coeficiente de massa adicional irá variar nas regiões dentro da região de *lock-in* nas quais o valor de Strouhal permanecer constante. Por fim, devido ao término da região de sincronização, os valores iniciais de  $St$ ,  $C_d$  e  $C_m$  devem se reestabelecer, visto que o cilindro

volta a se tornar estático.

Tais observações podem ser corroboradas pelos experimentos de Govardhan e Williamson (2000). Para o caso dos experimentos para uma baixa massa-amortecimento notou-se que para baixas amplitudes, início do *lock-in*, a frequência reduzida,  $f^*$ , apresentada pelo sistema é uma reta de inclinação próxima ao valor de 0,2. Com o aumento da velocidade reduzida,  $U^*$ , percebe-se que para o *upper branch* já existe uma pequena variação do número de Strouhal, contudo tal variação pode, em um primeiro momento, ser desconsiderada por efeito de simplicidade e assim tal indicador pode ser considerado constante até o início do *lower branch*. A partir desse último, o número de Strouhal passa a variar para cada uma das medições. Tais variações vão ocorrendo até o fim da região de *lock-in*, momento no qual o cilindro volta a ficar praticamente estático e o número de Strouhal volta a seu valor inicial.

De posse de tais constatações pensou-se em realizar a variação do coeficiente de arrasto, do coeficiente de massa adicional e do número de Strouhal, com o fim de identificar tais parâmetros, a partir dos experimentos de Govardhan e Williamson (2000), gerando-se assim funções que fossem válidas para uma determinada faixa de valores de Reynolds correspondentes aos experimentos de Govardhan e Williamson (2000). Dessa forma, seria possível realizar o refinamento do modelo de Facchinetti, De Langre e Biolley (2004), no que se diz respeito da representação da amplitude de oscilação e da representação do *upper* e *lower branches* para os casos com massa-amortecimento baixo. Ressalta-se que todos os dados utilizados no modelo foram os mesmos apresentados pelos experimentos de Khalak e Williamson (1996, 1997) e Govardhan e Williamson (2000), com exceção das frequências naturais em água, que nos artigos não foram definidas com clareza, mas que já foram definidas anteriormente na seção 4.2.

## 5.1 IDENTIFICAÇÃO DO NÚMERO DE STROUHAL

Para iniciar a identificação dos parâmetros desejados, inicialmente foi realizada uma análise dos resultados experimentais de Govardhan e Williamson (2000). Tomando a eq. (6), a frequência reduzida,  $f^*$ , é dada por:

$$f^* = \frac{f_{osc}}{f_n}$$

onde  $f_{osc}$  é a frequência de oscilação e  $f_n$  é a frequência natural da estrutura no meio. No

caso, seria a frequência natural em água.

Contudo, é de se esperar que dentro da região de *lock-in* a frequência de oscilação da estrutura seja igual à frequência de desprendimento de vórtice. Dessa forma, a equação (6) pode ser reescrita como:

$$f^* = \frac{StU}{f_n D} = St * U^* \leftrightarrow St = \frac{f^*}{U^*} \quad (18)$$

com  $U^*$  sendo a velocidade reduzida.

Dessa forma, percebe-se que a inclinação das infinitas retas, que aqui serão consideradas passando pela origem do plano  $f^* \times U^*$ , indica os valores do número de Strouhal para dentro da região de *lock-in*. Tal fato corrobora o descrito na seção 5 a partir dos resultados apresentados na seção 4.2.

Ressalta-se que a obtenção do número de Strouhal torna-se direta a partir dos dados apresentados por Govardhan e Williamson (2000), sendo que para o *upper branch* esse número pode ser aproximado por um valor constante definido entre o início do *lower branch* e a origem do sistema supracitado. Além disso, a variação de tal parâmetro ocorre de maneira mais significativa a partir do início do *lower branch*.

## 5.2 IDENTIFICAÇÃO DO COEFICIENTE DE MASSA ADICIONAL E DO COEFICIENTE DE ARRASTO AMPLIFICADO ( $C_d$ )

Como descrito em seções anteriores, Gonçalves et al. (2010), Rosetti et al. (2011) e Vikestad, Vandiver e Larsen (2000) notaram que o  $C_m$  possui dependência do número de Strouhal e que o  $C_m$  varia com o aumento da velocidade.

Govardhan e Williamson (2000) apresentam em seu trabalho que no momento em que se atinge o *lower branch* a frequência reduzida  $f^*$  varia de acordo com a Eq. (7) dada por:

$$f_{lower}^* = \sqrt{\frac{(m^* + C_m)}{(m^* - 0,54)}}$$

Isolando o coeficiente de massa adicional na equação acima pode-se obter que:

$$C_m = f_{lower}^{*2} (m^* - 0,54) - m^* \quad (19)$$

A partir das análises dos casos nos quais as massas reduzidas eram 1,19 e 10,3 pode-se observar que o  $C_m$  varia dentro do *lower branch*. Contudo, essa é muito pequena, de forma que esse parâmetro possui seus valores muito próximos ao valor unitário. Ou seja, por simplicidade, o  $C_m$  para o *lower branch* foi considerado como constante e de valor unitário, corroborando o que é afirmado por Govardhan e Williamson (2000). Além disso, tal escolha corrobora a descrição de Rosetti et al. (2011), visto que em seu artigo mostra que o  $C_m$  varia apenas quando o  $St$  é constante. Contudo, quando esse último varia, a curva do  $C_m$  é deslocada, assim para diferentes valores de  $St$  pode-se ter valores próximos de  $C_m$ , de tal forma que se pode considerá-lo constante.

Para o *upper branch*, deve-se possuir variação no coeficiente de massa adicional, de forma a concordar com Gonçalves et al. (2010), Rosetti et al. (2011) e Vikestad, Vandiver e Larsen (2000). Contudo, como é afirmado anteriormente e por Gonçalves et al. (2010), é necessária uma análise mais refinada para prever seu comportamento, haja vista que ao assumir um valor negativo seria como se houvesse a perda de massa da estrutura com os movimentos oscilatórios, algo que não faz muito sentido em um primeiro momento. Dessa forma, mesmo que o  $St$  seja praticamente constante durante a ocorrência do *upper branch*, o  $C_m$  será considerado praticamente constante. Ressalta-se que todo o equacionamento utilizado por Govardhan e Williamson (2000), e que foi aqui utilizado para a nova modelagem, considera que o  $C_m$  possui valor unitário. Desse modo, em um primeiro momento esse parâmetro será mantido como unitário para toda a faixa de velocidades, assim como é utilizado e adotado por diversos autores, tais como Govardhan e Williamson (2000), Facchinetti, De Langre e Biolley (2004), Dai et al. (2014) e Canilho, Fael e Páscoa (2020).

Por fim, coeficiente de arrasto será buscado mediante as respostas da amplitude de oscilação com a variação da velocidade. Visto que para o  $C_d$  há a dificuldade de previsão do seu comportamento. Contudo, espera-se que com a diminuição de  $St$  e o aumento da velocidade de escoamento haja o aumento do  $C_d$ , corroborando o exposto por Meneghini et al. (2010).

### 5.3 O MODELO MELHORADO E RESULTADOS COMPARATIVOS COM OS EXPERIMENTOS

Inicialmente foi realizada uma análise comparativa dos casos apresentados por Govardhan e Williamson (2000).

Para realizar a análise da variação do número de Strouhal, fez-se a comparação dos gráficos de frequência reduzida por velocidade reduzida. A partir de tal análise notou-se nos casos apresentados por Govardhan e Williamson (2000) que a variação da frequência reduzida para a descrição do *upper branch* seguem retas de inclinações distintas as que corresponderiam a um  $St$  de 0,2, descritas por Govardhan e Williamson (2000).

Sendo assim, durante a implementação de um novo modelo percebeu-se que para cada massa reduzida à inclinação no domínio da frequência era mudada, de tal forma que não se encontrou, até o momento, um padrão para que se pudesse encontrar uma função única para a descrição efetiva do *upper branch*. Assim, fez-se o uso de dados apresentados Govardhan e Williamson (2000) para a descrição do início e término do *lower branch* para aproximar o comportamento do *upper branch*. Segundo Govardhan e Williamson (2000) independentemente da massa reduzida utilizada, o *lower branch* irá sempre iniciar e terminar quando as seguintes condições forem alcançadas:

$$\left(\frac{U^*}{f^*}\right)_{início} = 5,75 \leftrightarrow U^*_{início} = 5,75 \sqrt{\frac{(m^* + C_m)}{(m^* - 0,54)}} \quad (20)$$

$$\left(\frac{U^*}{f^*}\right)_{fim} = 9,25 \leftrightarrow U^*_{fim} = 9,25 \sqrt{\frac{(m^* + C_m)}{(m^* - 0,54)}} \quad (21)$$

onde  $C_m$  irá possuir um valor próximo do unitário.

A partir do ponto de início do *lower branch*, e lembrando que a frequência de oscilação deve ser a mesma que a frequência de desprendimento de vórtice, equação (18), por simplicidade aproximou-se que o número de  $St$  para o *upper branch* seria constante e esse dependeria da inclinação da reta que passa pela origem e ao mesmo tempo pelo ponto no qual se inicia o *lower branch*.

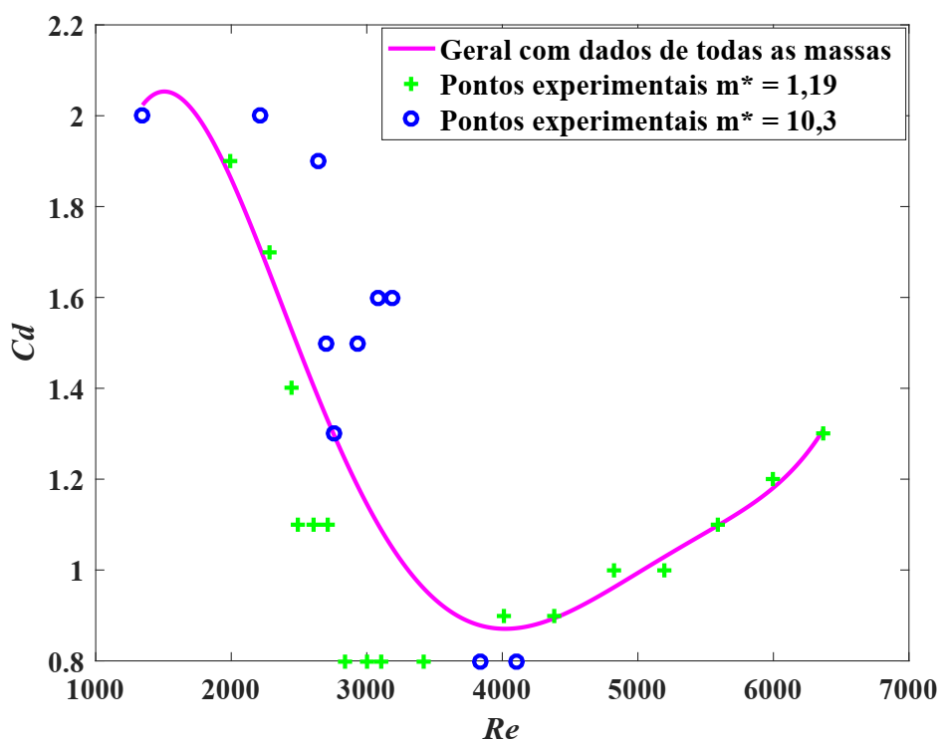
Uma vez alcançado o último, seriam recalculados os valores de  $St$  ponto a ponto a partir da inclinação da reta que passa pela origem. Dessa forma, seria possível representar a variação do  $St$  dentro do *lower branch*. Ao final desse, o valor de  $St$  assumido seria o mesmo

que o  $St$  para o cilindro estacionário seguindo os estudos de Fox e West (1993).

Uma vez definidos os valores de  $St$  a partir dos dados experimentais de Govardhan e Williamson (2000), e com a definição de que o  $C_m$  seria constante com valor unitário para toda a região de *lock-in*, passou-se a identificar os valores de  $C_d$  correspondentes para que se pudesse alcançar as amplitudes apresentadas também pelos resultados experimentais de Govardhan e Williamson (2000).

Com a identificação de todos os parâmetros, passou-se a buscar as respectivas funções para a descrição do  $C_d$  para o *upper* e *lower branches*. Tais foram identificadas a partir das respostas em amplitude dos experimentos de Govardhan e Williamson (2000) para as massas de 1,19 e 10,3. Sendo que simulou-se cada um dos casos considerando-se a variação do número de Strouhal e com o  $C_m$  unitário. Dessa forma, foi possível identificar quais eram os valores do  $C_d$  que corresponderiam ao valor da amplitude obtida no experimento. Dessa forma, interpolou-se os resultados obtidos para ambas as massas encontrando-se uma função média. Assim, para o *upper branch* obteve-se a função como apresentado na Fig. 20, para a descrição do  $C_d$ .

**Figura 20** - Função para a descrição do  $C_d$  no *upper branch*



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

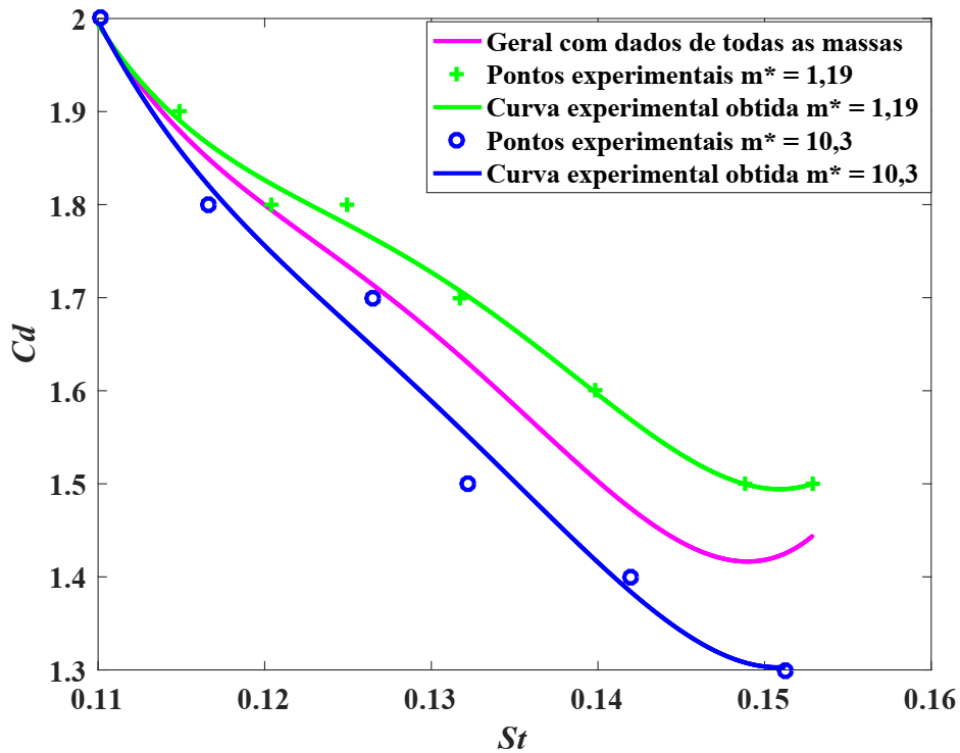
A função média encontrada é dada por:

$$Cd = p_1 * Re^5 + p_2 * Re^4 + p_3 * Re^3 + p_4 * Re^2 + p_5 * Re + p_6 \quad (22)$$

onde  $p_1 = 8,94 * 10^{-18}$ ,  $p_2 = -1,909 * 10^{-13}$ ,  $p_3 = 1,548 * 10^{-09}$ ,  $p_4 = -5,76 * 10^{-06}$ ,  $p_5 = 0,009196$  e  $p_6 = -3,106$ .

O mesmo foi feito para o *lower branch*. Contudo, devido ao fato de que tal região pode ocorrer em diferentes faixas de velocidade optou-se por escrevê-la em função do número de  $St$ , para que se pudesse encontrar uma função única, como apresentado na Fig. 21. Vale perceber que com a diminuição de  $St$  há o aumento do  $Cd$  assim como descrito anteriormente, corroborando novamente o descrito por Meneghini et al. (2010).

**Figura 21** -  $Cd$  em função de  $St$  para o *lower branch*



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

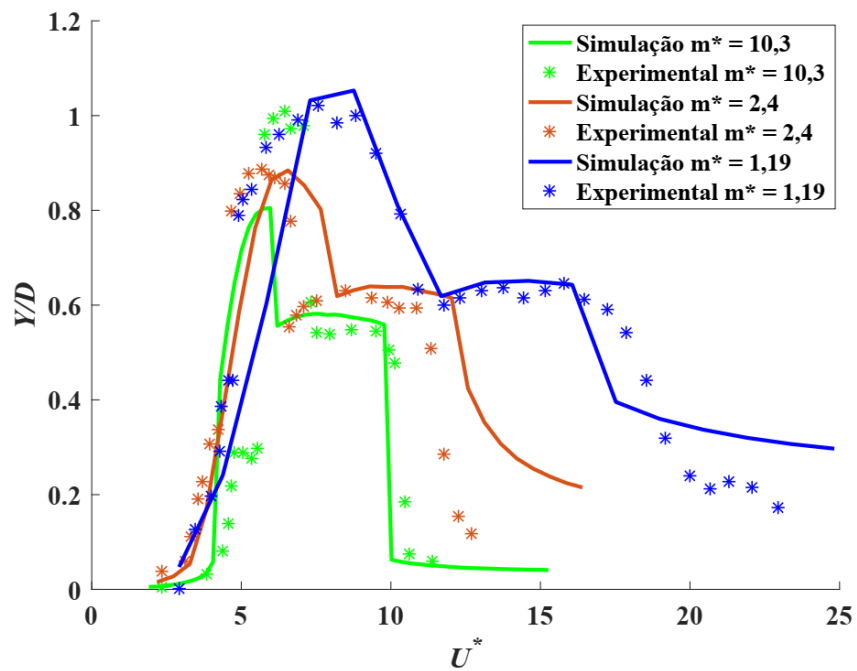
Para o *lower branch* a função obtida foi:

$$Cd = p_1 * St^3 + p_2 * St^2 + p_3 * St + p_4 \quad (23)$$

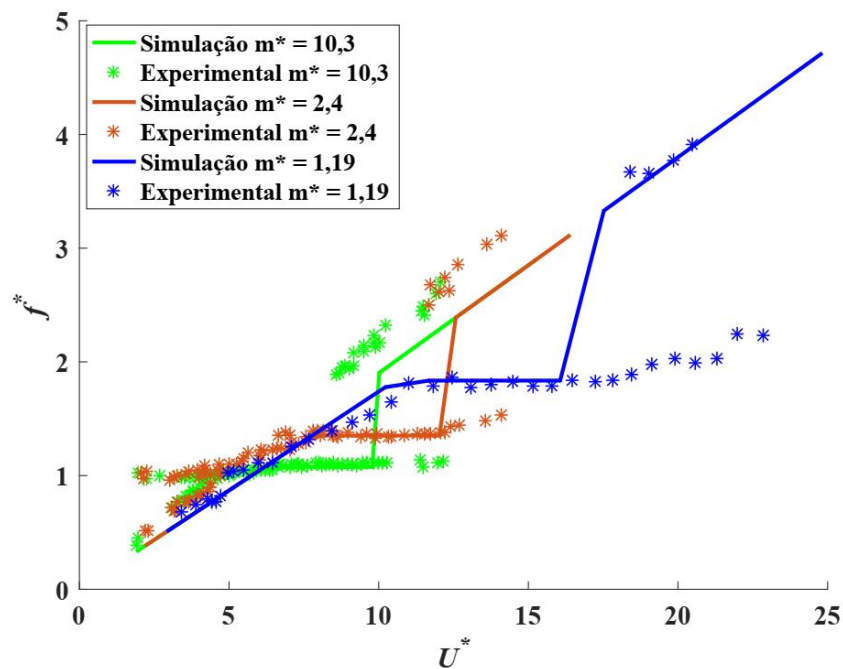
onde  $p_1 = -761,7$ ,  $p_2 = 446,4$ ,  $p_3 = -91,2$  e  $p_4 = 7,634$ .

Assim, com a definição de todos os parâmetros e assumindo que o  $St$  para o cilindro estático é de  $0,2$  com o respectivo  $Cd$ , aproximadamente, de  $0,8$ , a partir dos resultados de Fox e West (1993), obteve-se os resultados apresentados nas Fig. 22 e 23.

**Figura 22** - Amplitude de oscilação reduzida por velocidade reduzida



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

**Figura 23** - Frequência reduzida por velocidade reduzida

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

A partir da análise das Figs. 22 e 23 percebe-se que houve uma boa conformidade entre os resultados experimentais de Khalak e Williamson (1997) e Govardhan e Williamson (2000) e as simulações com o novo modelo, tanto para as repostas no domínio da frequência quanto para as respostas da amplitude de oscilação para as massas reduzidas analisadas.

Ressalta-se que a validade do presente modelo ocorre para a faixa de massas reduzidas de  $1,19 \leq m^* \leq 10,3$  e uma faixa de número de Reynolds equivalente ao apresentado pelos estudos de Khalak e Williamson (1997) e Govardhan e Williamson (2000), ou seja,  $1000 \leq Re \leq 6000$ .

Na tentativa de se confirmar a validade do modelo aprimorado, passou-se a realizar análises para outros experimentos que aproximavam os resultados obtidos por Khalak e Williamson (1997). Em tais experimentos eram apresentados massa reduzida, diâmetro, amortecimento e frequência natural distintas das utilizadas por Khalak e Williamson (1997), no entanto, os resultados possuíam boa conformidade com os resultados apresentados pelos últimos. Um exemplo disso são os estudos experimentais realizados por Zhao et al. (2012), cujos parâmetros são apresentados na Tab 2.

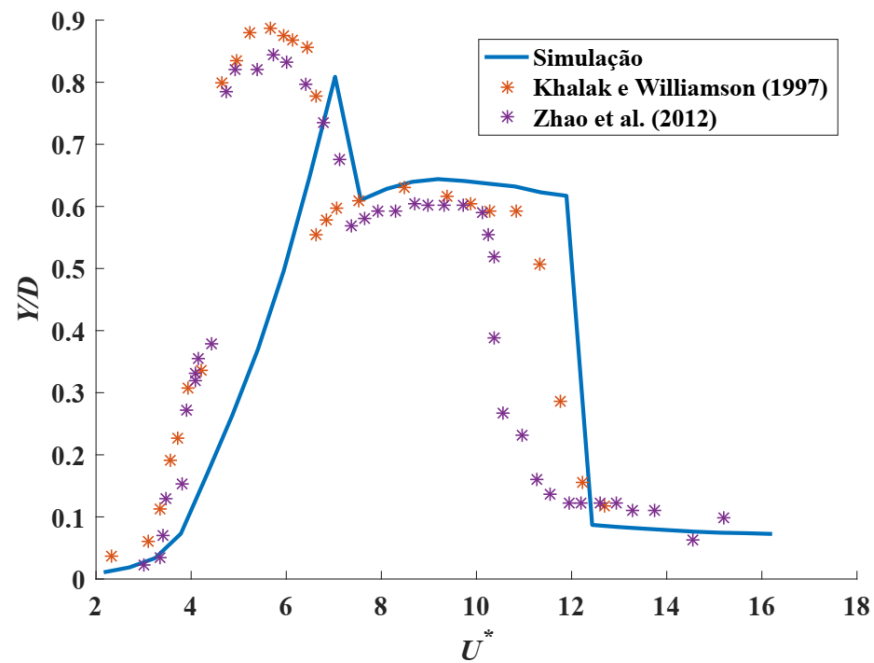
**Tabela 2** - Parâmetros físicos e empíricos para comparação dos resultados de Zhao et al. (2012)

| Propriedades físicas e parâmetros                      | Valores |
|--------------------------------------------------------|---------|
| Massa reduzida, $m^*$                                  | 2,66    |
| Diâmetro, $D$ (m)                                      | 0,025   |
| Comprimento do cilindro, $L$ (m)                       | 0,62    |
| Densidade do fluido, $\rho$ (Água, kg/m <sup>3</sup> ) | 997     |
| Coefficiente de amortecimento, $\zeta$                 | 0,00728 |
| Coefficiente empírico, $\lambda$                       | 0,3     |
| Coefficiente empírico, $P$                             | 12      |
| Coefficiente de sustentação ( $C_{L0}$ )               | 0,3     |
| Frequência natural em água (Hz)                        | 0,74    |

Fonte: Realizada pelo próprio autor

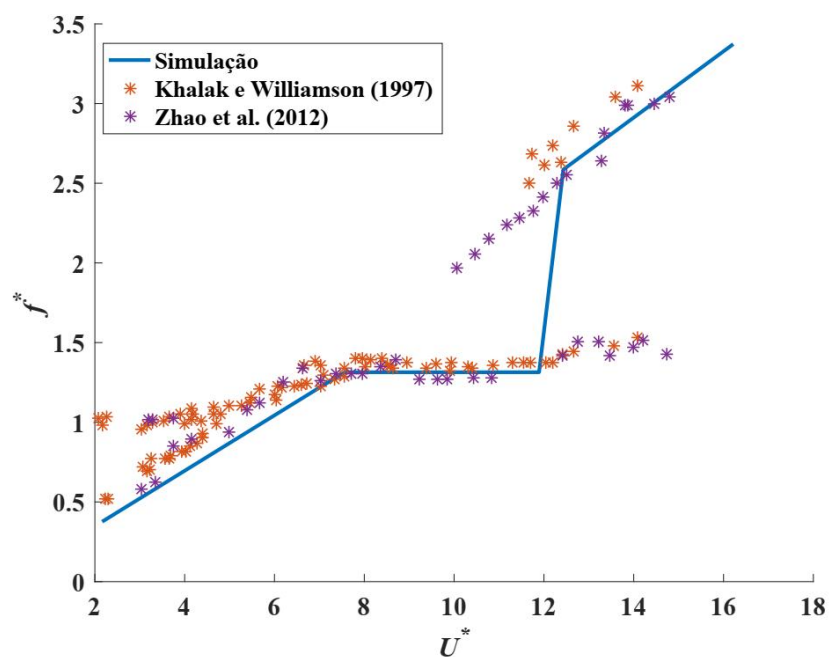
Dessa forma, utilizando os dados da Tab. 2, foi realizada uma nova comparação, como apresentado nas Fig. 24 e Fig. 25.

**Figura 24** - Comparação da resposta em amplitude entre o modelo implementado e os resultados de Zhao et al. (2012) e Khalak e Williamson (1997)



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

**Figura 25** - Comparação da resposta em frequência entre o modelo implementado e os resultados de Zhao et al. (2012) e Khalak e Williamson (1997)



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Embora a resposta obtida pelo modelo implementado não possua a mesma conformidade que os resultados apresentados no início da presente seção, pode-se perceber que tal resposta ainda é capaz de descrever os principais efeitos complexos que ocorrem na região de *lock-in*.

Em termos da descrição das amplitudes, o modelo foi capaz de descrever com efetividade as amplitudes máximas tanto no *upper branch* quanto no *lower branch*. O experimento de Zhao et al. (2012) apresentou uma amplitude reduzida máxima no *upper branch* de cerca de 0,844, já o modelo previu uma amplitude reduzida máxima de aproximadamente 0,809. Já na representação do *lower branch* a amplitude reduzida apresentada no experimento foi de cerca de 0,6, já o modelo apresentou no máximo 0,644.

Já quando se observa a resposta em frequência percebe-se que há uma boa conformidade entre o experimento e o modelo. Contudo, o modelo nesse caso apresentou um atraso no momento em que se sai do *lower branch* e se inicia o ramo de dessincronização. Tal fato influencia diretamente na questão da faixa de velocidades descrita pelo modelo. Percebe-se, pela Fig. 24, que o modelo apresentou uma faixa de velocidades maiores que a do experimento. O modelo possuiu um *lock-in* entre 3,24 até 12,43, ao passo que o experimento de Zhao et al. (2012) o *lock-in* ocorreu entre 3,34 até 11,94. Contudo, a descrição da faixa de velocidades ainda é bem próxima do descrito no experimento, possuindo, portanto uma boa conformidade.

## 5.4 VANTAGENS E DESVANTAGENS DO NOVO MODELO

O novo modelo semi-empírico aqui implementado foi capaz de representar os principais efeitos decorrentes de casos com uma baixa massa-amortecimento.

Destacam-se como vantagens do presente:

- Boa conformidade em termos de amplitude de oscilação, descrição do *upper* e *lower branches*, faixa de velocidades e resposta em frequência;
- Baixa exigência computacional;
- Modelo possui alta velocidade.

Aqui cabem alguns comentários acerca das duas últimas afirmativas. As características do computador utilizado para o presente trabalho foram:

**Tabela 3** - Características do computador utilizado

| Componentes        | Características                                             |
|--------------------|-------------------------------------------------------------|
| Processador        | Intel®Core™ i5-2410M 2.3 GHz                                |
| Memória <i>RAM</i> | 2 GB DDR3                                                   |
| Placa de Vídeo     | Intel® HD Graphics 3000, até 821 MB<br>Dynamic Video Memory |

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Mesmo com um computador que apresenta baixa memória *RAM* foram obtidos resultados satisfatórios com o modelo. Adiciona-se a isso o fato de que mesmo com tais restrições computacionais foi possível obter os resultados para cada configuração testada em tempo estimado que reside entre 20 min até 60 min, dependendo do caso e do passo utilizado. Mostrando que todos os casos puderam ser gerados em pouco tempo e com um poder computacional baixo, em especial quando se compara com o tempo e a necessidade de capacidade computacional demandadas em simulações em *CFD*.

Obviamente são necessárias melhorias para torná-lo mais robusto, dentre elas destacam-se:

- Ampliação da faixa de valores para as massas reduzidas para a descrição de casos com massa reduzida menor que a crítica e para casos com massas reduzidas mais elevadas;
- Ampliação da faixa de valores do número de *Re*;
- Avaliação da variação do *Cm*, em especial na descrição do *upper branch*.

## 6 CONCLUSÕES

Com a realização da presente pesquisa foi possível obter resultados promissores para a descrição de comportamentos complexos dentro da região de *lock-in*, tanto em termos de faixa de velocidades quanto em termos de amplitudes oscilação e na resposta em frequência.

Inicialmente implementou-se o modelo de Facchinetti, De Langre e Biolley (2004), que mantem os coeficientes de massa adicional, o número de Strouhal e o coeficiente de arrasto amplificado constantes. Contudo, ao se comparar com os resultados experimentais notou-se que esse modelo apenas possuía a tendência para a descrição da faixa de velocidades. No entanto, ele falhava na descrição da amplitude de oscilação, na descrição do domínio da frequência e na representação do *upper* e *lower branches*.

Dessa forma, foram buscadas constatações de outros autores para a descrição de tais comportamentos. A partir da análise de tais referências percebeu-se que uma possível solução seria a variação do número de Strouhal e do coeficiente de arrasto amplificado. No caso do coeficiente de massa adicional, que provavelmente varia dentro da região de *lock-in*, foi mantido, em um primeiro momento, constante e com o valor unitário. Tal escolha decorreu do fato de que experimentos demonstraram que esse poderia atingir valores negativos, algo que, em um primeiro momento, não foi encontrado um sentido físico adequado sendo necessária uma análise mais refinada para seu entendimento. Destaca-se ainda que inúmeros autores mantêm o  $C_m$  como constante para toda a faixa de velocidades analisadas.

Assim sendo, foi possível obter funções para o coeficiente de arrasto amplificado para o *upper* e *lower branches*. Ao mesmo tempo, para a descrição da variação do número de Strouhal foi pensado em tirá-lo a partir da inclinação das retas da resposta em frequência do sistema. Desse modo, a partir da determinação experimental do início e do fim do *lower branch* foi possível determinar que o  $St$  permanece, aproximadamente, constante durante a ocorrência do *upper branch* e possui diferentes valores durante a ocorrência do *lower branch*.

Com tais funções identificadas e com essa metodologia para a determinação do  $St$  obteve-se um modelo aprimorado que forneceu resultados com boa conformidade em relação aos resultados experimentais na descrição do *upper* e *lower branches*, para uma faixa de massas reduzidas entre 1,19 e 10,3 e uma faixa de número de  $Re$  entre 1000 e 6000.

Destacam-se como grandes vantagens do modelo aprimorado:

- Boa conformidade na representação da faixa de velocidades, amplitude de oscilação, resposta em frequência e a descrição e previsão dos *upper* e *lower branches*;
- O método empregado necessita de baixo custo computacional;
- Permite a realização de diferentes casos em um curto espaço de tempo.

Como desvantagens pode-se afirmar:

- Limitação à faixa de  $Re$  dos experimentos analisados e a faixa de massas reduzidas;
- A necessidade de melhorias para a melhor descrição do *upper branch*;
- Necessidade de descrição do coeficiente de massa adicional;

Como passos futuros estão a ampliação da validade do modelo seja em termos de faixa do número de  $Re$  ou em termos de massa reduzida. Adicionalmente estão a melhor avaliação da variação de massa adicional, a análise de controle de vibrações e a avaliação do ACV de estruturas submetidas às vibrações induzidas por vórtice.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABDELKEFI, A. Aeroelastic energy harvesting: a review. *Int. J. Eng. Sci.*, v. 100, p. 112-135, 2016.

ABDELKEFI, A. *Global nonlinear analysis of piezoelectric energy harvesting from ambient and aeroelastic vibration*. 2012. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, 2012.

ABDELKEFI, A.; GHOMMEM, M. Piezoelectric energy harvesting from morphing wings for micro air vehicles. *TAML*, v. 3, 2013.

ANDERSON, J. D. *Computational Fluid Dynamics: the basics with applications*. [S. l.]: McGraw-Hill, 1995. (McGraw-Hill series in mechanical engineering).

ANDRIANNE, T. *Experimental and numerical investigations of the aeroelastic stability of bluff structures*. 2012. Tese (Doutorado em Ciências da Engenharia) - department of Aerospace and Mechanics, University of Liège, Liège, 2012.

ANP – AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. *Anuário estatístico brasileiro do petróleo, gás natural e biocombustíveis*. Rio de Janeiro: 2009.

BASTOS, S. T. S. H.; VASCONCELLOS, R. M. G.; MARQUES, F. D. Vortex induced vibration in a single degree of freedom cylinder with structural nonlinearities. 2019.

BASTOS, S. T. S. H.; VASCONCELLOS, R. M. G.; MARQUES, F. D. Vibrações induzidas por vórtice em um cilindro com um grau de liberdade e rigidez não linear. 2019b.

BLEVINS, R. D. *Flow-induced vibration*. Malabar, Florida: Krieger, 1990.

BREUER, M. et al. Fluid structure interaction using a partitioned semi-implicit predictor-corrector coupling scheme for the application of large-eddy simulation. *J. Fluids Struct.*, v. 29, p. 107-130, 2012.

BRIKA, D.; LANEVILLE, A. Vortex-induced vibrations of a long flexible circular cylinder. *J. Fluid Mech.*, v. 250, p. 481-508, 1993.

CANILHO, H.; FAEL, C.; PÁSCOA, J. A numerical study of the effect of vortex-induced vibrations on a circular cylinder mounted under elastic support. *In: STARTCON19 - INTERNATIONAL DOCTORATE STUDENTS CONFERENCE + LAB WORKSHOP IN CIVIL ENGINEERING*, 2019, Covilhã. *Anais [...]*. 2020. p. 100-112. 2020.

COLLAR, A. The first fifty years of aeroelasticity. *Aerospace, Royal Aeronautical Society*, v. 545, 1978.

COOPER, J. S.; FAVA, J. A. Life Cycle Assessment Practitioner Survey: summary of results. *Journal of Industrial Ecology*, v. 10, n. 4, p. 12-14, 2006.

CUNEFARE, K. A. et al. Energy harvesting from hydraulic pressure fluctuations. *Smart Mater. Struct.*, v. 22, 2013.

CUNHA, R. N. *Inventário do ciclo de vida do filme BOPP produzido no Brasil*. 2014. Dissertação (Mestrado Engenharia de Produção) - Campus Sorocaba, Universidade Federal de São Carlos, Sorocaba, 2014. Disponível em: <https://www.repositorio.ufscar.br/handle/ufscar/8346>. Acesso em: 22 mar. 2021.

DAI, H. L.; ABDELKEFI, A.; WANG, L. Theoretical modeling and nonlinear analysis of piezoelectric energy harvesting from vortex-induced vibrations. *J. Intell. Mater. Syst. Struct.*, v. 25, 2014.

DAI, H. L. et al. Time-delay feedback controller for amplitude reduction in vortex-induced vibrations. *Nonlinear Dyn.*, Dordrecht, v. 80, n. 1/2, p. 59-70, 2014.

DE MARQUI JÚNIOR, C.; ERTURK, A.; INMAN, D. J. Piezoaeroelastic modeling and analysis of a generator wing with continuous and segmented electrodes. *J. Intell. Mater. Syst. Struct.*, v. 21, p. 983-993, 2010.

DE MARQUI JÚNIOR, C.; TAN, D.; ERTURK, A. On the electrode segmentation for piezoelectric energy harvesting from nonlinear limit cycle oscillations in axial flow. *J. Fluids Struct.*, v. 82, p. 492-504, 2018.

DIAS, J. A. C.; DE MARQUI JÚNIOR, C.; ERTURK, A. Hybrid piezoelectric-inductive flow energy harvesting and dimensionless electroaeroelastic analysis for scaling. *Appl. Phys. Lett.*,

College Park, v. 102, p. 1-5, 2013.

DIMITRIADIS, G. *Vortex shedding and buffeting*. 2010. 28 eslaides.

ERTURK, A. et al. On the energy harvesting potential of piezoaeroelastic systems. *Appl. Phys. Lett.*, v. 96, n. 18, 2010.

ERTURK, A.; RENNO, J. M.; INMAN, D. J. Modeling of piezoelectric energy harvesting from an l-shaped beam-mass structure with an application to UAVs. *J. Intell. Mater. Syst. Struct.*, v. 20, p. 529-544, 2009.

FACCHINETTI, M.; DE LANGRE, E.; BLOLLEY, F. Coupling of structure and wake oscillators in vortex-induced vibrations. *J. Fluid. Struct.*, London, v. 19, n. 2, p. 123-140, 2004. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0889974603001853>. Acesso em: 13 fev. 2019.

FENG, C. C. *The measurement of vortex induced effects in flow past stationary and oscillating circular and D-section cylinders*. 1968. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – University of British Columbia, Vancouver, 1969.

FOX, T. A.; WEST, G. S. Fluid-induced loading of cantilevered circular cylinders in a low-turbulence uniform flow. Part 1: mean loading with aspect ratios in the range 4 to 30. *J. Fluids Struct.*, v. 7, p. 1-14, 1993.

FUJARRA, A. L. C. *Estudo em modelo reduzido de tubo, flexível e liso, submetido ao fenômeno de vibração induzida pela vorticidade “Vortex Induced Vibration”*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Naval e Oceânica) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 1997.

FUJARRA, A. L. C. *Estudos experimentais e analíticos das vibrações induzidas pela emissão de vórtices em cilindros flexíveis e rígidos*. Dissertação (Doutorado em Engenharia Naval e Oceânica) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 2002.

GUILMINEAU, E.; QUEUTEY, P. A numerical simulation of vortex shedding from an oscillating circular cylinder. *J. Fluid. Struct.*, v. 16, n. 6, p.773-794, 2002.

GONÇALVES, R. T. et al. Mitigation on vortex-induced motions (vim) on a monocolumn platform: forces and movements. *J. Offshore Mech. Arct.Eng.*, v. 132, n. 4, 2010.

GOVARDHAN, R.; WILLIAMSON, C. H. K. Modes of vortex formation and frequency response of a freely vibrating cylinder. *J. Fluid Mec.*, v. 420, p. 85-130, 2000.

HARNE, R. L.; WANG, K. W. A review of the recent research on vibration energy harvesting via bistable systems. *Smart Mater. Struct.*, v. 22, 2013.

HOLMES, P.; LUMLEY, J. L.; BERKOOZ, G. *Turbulence, coherent structures, dynamical systems and symmetry*. Cambridge University Press. 1998.

JAVED, U.; DAI, H. L.; ABDELKEFI, A. Nonlinear dynamics and comparative analysis of hybrid piezoelectric-inductive energy harvesters subjected to galloping vibrations. *Eur. Phys. J. Spec. Top.*, v. 224, p. 2929-2948, 2015.

JAUVTIS, N.; WILLIAMSON, C. H. K. The effect of two degrees of freedom on VIV at low mass and damping. *J. Fluid Mech*, v. 509, p. 23-62, 2004.

KAERCHER, A. L. *Estudo de vibrações induzidas por vórtice em estruturas cilíndricas submetidas a escoamento permanente*. 2007. Dissertação (Mestrado em Recursos Hídricos e Saneamento Ambiental) – Instituto de Pesquisas Hidráulicas, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2007. Disponível em: <https://www.lume.ufrgs.br/handle/10183/12686>. Acesso em: 26 fev. 2019.

KHALAK, A.; WILLIAMSON, C. H. K. Dynamics of a hydroelastic cylinder with very low mass and damping. *J. Fluids Struct.*, Orlando, v. 10, p. 455-472, 1996.

KHALAK, A.; WILLIAMSON, C. H. K. Fluid forces and dynamics of a hydroelastic structures with very low mass and damping. *J. Fluids Struct.*, Orlando, v. 11, p. 973-982, 1997.

KHALAK, A.; WILLIAMSON, C. H. K. Motions, forces and mode transitions in vortex-induced vibration at low mass-damping. *J. Fluids Struct.*, Orlando, v. 13, n. 7/8, p. 813-851, 1999. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0889974699902360>. Acesso em: 14 abr. 2019.

KINACI, O. K. 2-D urans simulations of vortex induced vibrations of circular cylinder at trsl3 flow regime. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, v. 9, n. 5, p. 2537-2544, 2016. Disponível em: [www.jafmonline.net](http://www.jafmonline.net). Acesso em: 15 jul. 2020.

- LOPES, R. K. D. *Análise de estruturas sujeitas a vibrações induzidas por vórtices*. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2006.
- MARQUES, F. D. *Multi-layer functional approximation of non-linear unsteady aerodynamic response*. Tese (Doutorado em Engenharia Aeroespacial) – University of Glasgow, Escócia, 1997.
- MENEZHINI, J. et al. Ruído e vibração induzidos por vórtice. In: MANSUR, S. S. (ed.); VIEIRA, E. R. (ed.); SILVEIRA NETO, A (ed.). *Turbulência*. Rio de Janeiro: ABCM, 2010. cap. 7. (Cadernos de turbulência, v. 7).
- NAKAMURA, Y. Recent research into bluff-body flutter. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 33, n. 1-2, p. 1-10, 1990..
- NAUDASCHER, E.; ROCKWELL, D. *Flow-induced vibrations: an engineering guide*. Mineola, NY: Dover, 1994.
- PAN, Z.; CUI, W.; MIAO, Q. Numerical simulation of vortex-induced vibration of a circular cylinder at low mass-damping using RANS code. *Journal of Fluids and Structures*, v. 23, n. 1, p. 23-37, 2007.
- PINTO, L.C. *Análise por simulação numérica direta do escoamento ao redor de um cilindro submetido por vibração induzida por vórtice*. Tese (Doutorado em Recursos Hídricos e Saneamento Ambiental) — Instituto de pesquisas hídricas da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2012.
- RAE, W. H. JR.; POPE, A. *Low speed wind tunnel testing*. 2 ed. New York: John Wiley & Sons, 1984.
- RIBEIRO, P. H. *Contribuição ao banco de dados brasileiro para apoio à avaliação do ciclo de vida: fertilizantes nitrogenados*. 2009. Tese (Doutorado em Engenharia Química) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009. Disponível em: <http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3137/tde-31032010-114700/>. Acesso em: 22 mar. 2021.

ROSETTI, G. F. et al. Parametric analysis of a phenomenological model for vortex-induced motions of monocolumn platforms. *J. of Braz. Soc. of Mech. Sci. & amp. Eng.*, Rio de Janeiro, v. 33, n. 2, 2011. Disponível em: [https://www.scielo.br/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S1678-58782011000200004](https://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1678-58782011000200004). Acesso em: 24 set. 2020.

SANTOS, C. M. P. M. *Análise de estruturas esbeltas offshore sujeitas a vibrações induzidas por vórtices (viv)*. Tese (Doutorado em Ciências em Engenharia Civil) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2005.

VASCONCELLOS, R. M. G. *Caracterização e detecção da não linearidade associada à folga em sistemas aeroelásticos*. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) — Universidade de São Paulo, São Carlos, 2012.

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

XU, W. et al. A new wake oscillator model for predicting vortex induced vibration of a circular cylinder. *Journal of Hydrodynamics*, v. 22, n. 3, p. 381-386, 2010.

WANDERLEY, B.; SOUZA, G.; SPHAIER, C. L. S. Vortex-induced vibration of an elastically mounted circular cylinder using an upwind TVD two-dimensional numerical scheme. *Ocean Engineering*, v. 35, n. 14-15 p. 1533-1544, 2008.

WU, W.; BERNITSAS, M.; MAKI, K. RANS simulation versus experiments of flow induced motion of circular cylinder with passive turbulence control at  $35,000 < Re < 130,000$ . *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, v. 136, n. 4, p. 733-744, 2014.

ZHAO, J. et al. Comparison of fluid forces and wake modes between free vibration and tracking motion of a circular cylinder. *Anais [...]. In: AUSTRALASIAN FLUID MECHANICS CONFERENCE*, 18.