



COPPE/UFRJ

**POROSIDADE DIRIGIDA NO CONTROLE DE VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR
VÓRTICE EM APLICAÇÕES COM UM E DOIS GRAUS DE LIBERDADE**

Fábio Moreira Coelho

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Oceânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Orientador: Antonio Carlos Fernandes

Rio de Janeiro

Julho de 2010

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

POROSIDADE DIRIGIDA NO CONTROLE DE VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR
VÓRTICE EM APLICAÇÕES COM UM E DOIS GRAUS DE LIBERDADE

Fábio Moreira Coelho

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO
LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA
(COPPE) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE
DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE
EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA OCEÂNICA.

Examinada por:



Prof. Antonio Carlos Fernandes, Ph.D.



Prof. Juan Bautista Villa Wanderley, Ph.D.



Prof. Nelson Szilard Galgoul, Ph.D.



Prof. Ricardo Franciss, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

JULHO DE 2010

Coelho, Fábio Moreira

Porosidade Dirigida no Controle de Vibrações Induzidas por Vórtice em Aplicações com Um e Dois Graus de Liberdade/ Fábio Moreira Coelho. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2010.

VIII, 121 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Antonio Carlos Fernandes

Dissertação (mestrado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Engenharia Oceânica, 2010.

Referencias Bibliográficas: p. 112-114.

1. Vibrações Induzidas por Vórtice. 2. Hidrodinâmica. 3. Porosidade Dirigida. I. Fernandes, Antonio Carlos. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Oceânica. III. Título.

*No trabalho não somente surpreenderás
o caminho do aprimoramento próprio,
mas igualmente a ginástica do espírito
conferindo-te sustentação e segurança (Emmanuel).*

AGRADECIMENTOS

À minha família, pela vida e pelo amor; e a Deus por tê-los concedido.

Ao professor Antonio Carlos Fernandes, pela orientação, pelo incentivo, pela empolgação, pelo complemento financeiro fundamental para minha dedicação integral à pesquisa, e pelo apoio técnico e moral para a realização deste trabalho.

Aos amigos do LOC, pela dedicação conjunta nos ensaios realizados, em especial ao amigo Luiz Antônio Ferreira, que além de um excelente profissional, é também um ser humano exemplar. E também, ao esforço e companheirismo dos colegas Ivan Falcão, Anderson Araújo, Rubem Caetano, Rodrigo Basileu, Felipe Naghar, Alan Vallois, Filipe Pinheiro, Henrique Vaz, Victor Cascão, Pedro Vilas Boas e Anderson Webler.

Aos professores e funcionários do Programa de Engenharia Oceânica, pelo conhecimento transmitido em Hidrodinâmica e pela agradável convivência, em especial ao Prof. Severino Fonseca e seus colegas do LEME pelo conhecimento compartilhado.

À Agência Nacional de Petróleo – ANP pelo apoio financeiro através da bolsa vinculada ao PRH-03. Dedico também aos professores coordenadores deste programa (PRH-03) pelo suporte financeiro para a divulgação deste trabalho em dois eventos internacionais realizados em 2007.

À PETROBRAS, pelo apoio à pesquisa que levou ao aprofundamento da investigação experimental.

Aos colegas das empresas Symmetry, Oceaneering DTS e Suporte Consultoria e Projetos, pela experiência e conhecimento compartilhados na convivência diária enquanto estivemos em contato durante minhas últimas experiências profissionais.

A todos os amigos, visíveis e invisíveis, pelo incentivo nas horas difíceis e pela dedicação empregada em motivar meu progresso. Destaco, em especial, os amigos Saon Crispim, Edson Mesquita, Daniel Augusto, Carlos Marques, Marcelo Hertz, Mateus Lima e sua família.

À minha doce Camila e sua família, pelo amor, dedicação e carinho.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

POROSIDADE DIRIGIDA NO CONTROLE DE VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR
VÓRTICE EM APLICAÇÕES COM UM E DOIS GRAUS DE LIBERDADE

Fábio Moreira Coelho

Julho/2010

Orientador: Antonio Carlos Fernandes

Programa: Engenharia Oceânica

A presente dissertação visa investigar um novo conceito de controlador passivo de VIV (supressor de Vibrações Induzidas por Vórtice) e redução das forças de arrasto. O conceito de porosidade dirigida foi testado através de ensaios experimentais conduzidos para modelos cilíndricos com baixa razão de massa com um e dois graus de liberdade. O arranjo experimental foi projetado para a execução do trabalho.

A vantagem principal do conceito é reduzir a amplitude de VIV significativamente com redução simultânea das forças de arrasto em contraste com os *strakes*, e sem a necessidade da introdução de partes móveis em contraste com *fairings*.

Inicialmente, o conceito é discutido em termos da vantagem apresentada pela Teoria do Escoamento Potencial. Os resultados são apresentados em termos de deslocamentos e forças para VIV com um e dois graus de liberdade.

Uma investigação da viabilidade técnica do conceito em aplicações reais é apresentada através de variações no ângulo da incidência do escoamento uniforme e uma solução *omni* direcional é sugerida. E por fim, testes para obtenção de imagens do padrão de vórtice para os cilindros com porosidade são apresentados em comparação com os padrões para cilindros lisos.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

GUIDED POROSITY FOR THE CONTROL OF VORTEX INDUCED VIBRATIONS
IN APPLICATIONS WITH ONE AND TWO DEGREES OF FREEDOM

Fábio Moreira Coelho

July/2010

Advisor: Antonio Carlos Fernandes

Department: Ocean Engineering

This dissertation aims to investigate a new passive kind of VIV (Vortex Induced Vibrations) suppressor that yields simultaneously a drag reduction. The concept of guided porosity was tested by experimental tests conducted for low mass ratio cylindrical models with one and two degrees of freedom. The experimental setup was designed for the present work.

The main advantage of the concept is to reduce significantly VIV amplitude with simultaneous reduction of drag forces in contrast to *strakes*, without the introduction of moving parts as fairings.

Initially, the concept is discussed taking advantage of the potential flow theory. Results are presented in terms of displacements and forces for VIV with one and two degrees of freedom.

A feasibility investigation is presented for variations of the angle of uniform flow incidence and an *omni* directional solution is suggested. And finally figures of the vortex pattern for cylinders with porosity are presented in comparison with smooth cylinders.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	v
SUMÁRIO	viii
CAPÍTULO I – INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO II – O FENÔMENO DAS VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICE E O CONCEITO DE POROSIDADE DIRIGIDA	6
2.1. Fundamentos da hidrodinâmica de cilindros	6
2.2. Vibrações induzidas por vórtice em cilindros com um grau de liberdade	17
2.3. Vibrações induzidas por vórtice em cilindros com dois graus de liberdade	24
2.4. Porosidade dirigida como mecanismo de supressão	27
CAPÍTULO III – APARATO EXPERIMENTAL E MODELOS	29
3.1. Aparato experimental para o estudo com um grau de liberdade	29
3.2. Aparato experimental para o estudo com dois graus de liberdade	32
3.3. Descrição dos modelos com porosidade	35
CAPÍTULO IV – ESTUDO DO EFEITO DE POROSIDADE PARA CILINDRO COM UM GRAU DE LIBERDADE	52
4.1. Resultados do estudo da cinemática	52
4.2. Resultados do estudo das forças de arrasto	66
4.3. Resultados do estudo dos padrões de escoamento	81
CAPÍTULO V – ESTUDO DO EFEITO DE POROSIDADE PARA CILINDRO COM DOIS GRAUS DE LIBERDADE	85
5.1. Resultados do estudo da cinemática do cilindro liso	85
5.2. Resultados do estudo das forças para o cilindro liso	98
5.3. Resultados do efeito da porosidade dirigida	101
CAPÍTULO V – CONCLUSÕES	108
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	112
APÊNDICE I	115
A1.1. Sistema de aquisição de forças	115
A1.2. Sistema de aquisição de movimentos	118

CAPÍTULO I – INTRODUÇÃO

Na exploração, na produção e no transporte de petróleo e gás natural em ambiente marítimo, é necessária a utilização de tubulações cilíndricas que fazem a conexão entre a plataforma e o poço. Esses elementos são denominados *risers* (Ver Figura 1.1) e são utilizados nas fases de perfuração, completção e produção do poço. São também utilizados para a exportação da produção, quando o sistema de exportação é feito por dutos submarinos.

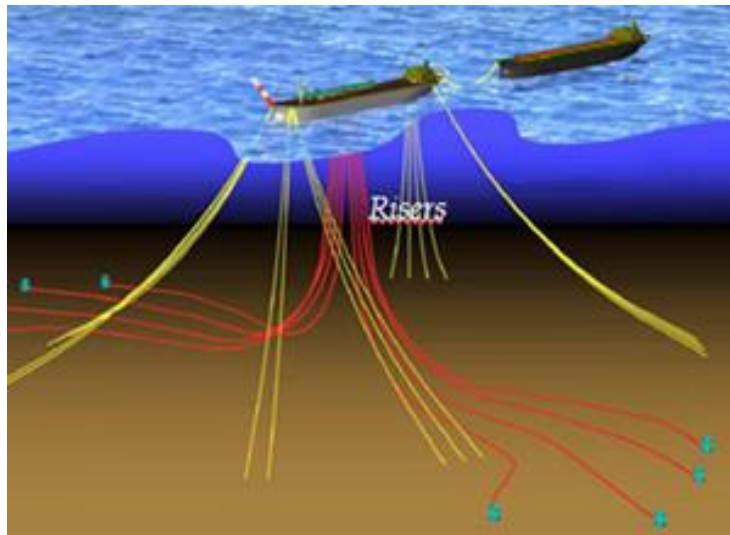


Figura 1.1 – Sistemas Marítimos de Produção e Exportação de Petróleo [1].

Os tipos mais comuns de *risers* (Ver Figura 1.2) são: o *riser* vertical rígido com tração no topo (TTR – *Top Tensioned Riser*), que é o mais utilizado em perfuração; o SCR (*Steel Catenary Riser*), que é o mais utilizado em produção no Brasil e possui a geometria de uma catenária livre; e o *riser* flexível em catenária livre que apresenta a vantagem de possuir baixa rigidez à flexão, alta rigidez à tração e apresenta a desvantagem de ser de alto custo em comparação com o SCR.

O projeto de *risers* rígidos e de dutos submarinos leva em consideração, dentre vários fatores, a vida útil à fadiga dos seus elementos e a força lateral máxima à qual as linhas podem ser submetidas de forma a garantir que a deriva da plataforma não seja maior que o limite estabelecido. O projeto das amarras da plataforma também leva em consideração esta força lateral. A força máxima lateral, no caso do SCR, influencia

também no seu projeto de extremos, em termos das tensões máximas às quais pode ser submetido no topo e na região do TDP (*touch-down point*).

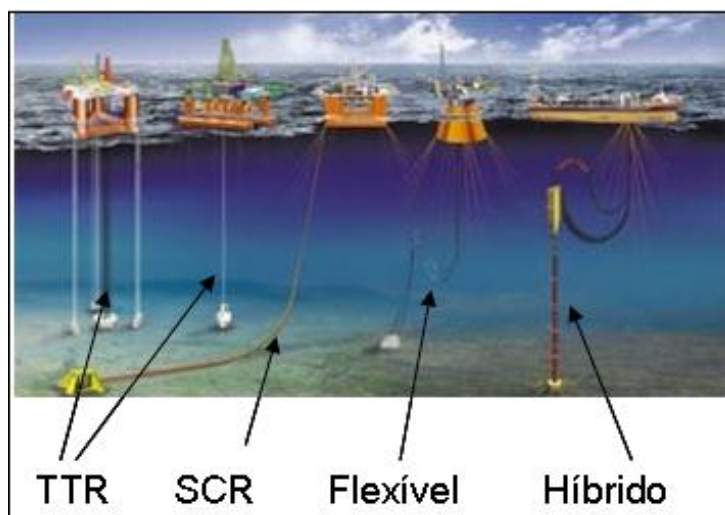


Figura 1.2 – Tipos mais comuns de *Risers* [2].

No projeto de vida útil à fadiga são levados em consideração, principalmente, o efeito das ondas, o movimento da plataforma e o efeito das Vibrações Induzidas por Vórtice (VIV). A força lateral existente em *risers* e em linhas de ancoragem deve-se principalmente à força de arrasto que as correntezas marítimas exercem sobre os mesmos. O efeito das ondas na força de arrasto também existe, limitando-se a uma região próxima à superfície.

A VIV, conforme apresentado no Capítulo II é devida ao efeito da separação do escoamento. Pode-se dizer o mesmo da força de arrasto para estruturas esbeltas como *risers* e amarras. A VIV influencia também no aumento da força de arrasto, devido ao aumento do diâmetro aparente da estrutura. O aumento da força de arrasto leva também a um aumento nos níveis de tensão às quais a estrutura é submetida fazendo com que haja também uma redução da vida útil à fadiga.

No que se refere às plataformas, na perfuração em águas rasas, utilizam-se sondas fixas devido à necessidade de se evitar grandes movimentos no topo do sistema. Na medida em que os navios de posicionamento dinâmico foram se desenvolvendo, foram atingindo os requisitos de segurança e operação e passaram a ser utilizados para a perfuração em águas profundas e ultra - profundas. As plataformas mais utilizadas para a fase da produção são as plataformas Semi – Submersíveis (SS) (ver Figura 1.3). A SS

é uma plataforma flutuante que possui a limitação de se movimentar consideravelmente sob a influência das ondas não permitindo completação seca. Possui também a desvantagem de não possuir sistema de armazenamento compatível com o volume diário produzido.



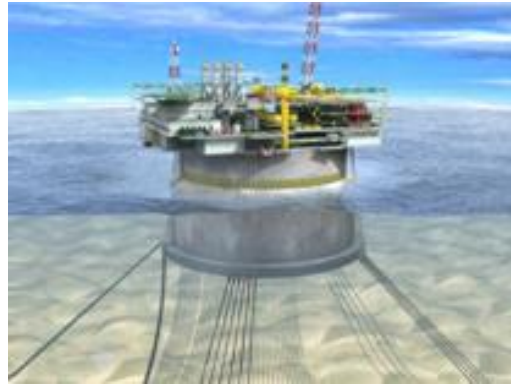
Figura 1.3 – Plataforma Semi – Submersível [3].

Uma solução interessante para o problema da influência das ondas, do armazenamento, e da completação seca foi o desenvolvimento das plataformas cilíndricas (*Spar – Buoys, Monocolunas, etc.*) (Ver Figura 1.4). Em plataformas cilíndricas, a separação do escoamento leva também a um movimento induzido por vórtice denominado VIM (*Vortex Induced Motion*). As plataformas cilíndricas são vantajosas por possuírem inércia considerável, permitindo completação seca mesmo sendo flutuantes, além de possuírem grande capacidade de armazenamento e permitirem a utilização de *risers* verticais rígidos para a produção em contraste com plataformas Semi-Submersíveis (SS). O *riser* vertical é de custo menor e de projeto mais simples em comparação com risers rígidos em forma de catenária livre (SCR).

De forma a resolver o problema da VIV e da VIM de forma pragmática, diversas soluções têm sido testadas ao longo dos últimos anos, sendo que a solução com *strakes* é a mais largamente utilizada. Os *strakes* (Ver Figura 1.5) são um conjunto de três ou quatro aletas distribuídas de forma helicoidal que visam distribuir a direção da separação fazendo com que a resultante de forças ao longo do comprimento da estrutura não seja adequada para excitar a VIV. Esta solução é empregada tanto em *risers* quanto em plataformas cilíndricas, sendo que a idéia de sua aplicação em estruturas marítimas foi estimulada por sua aplicação com sucesso em chaminés industriais.



(a)



(b)

Figura 1.4 – (a) Plataforma *Spar Buoy* [4] e (b) Plataforma *Monocoluna* [5].

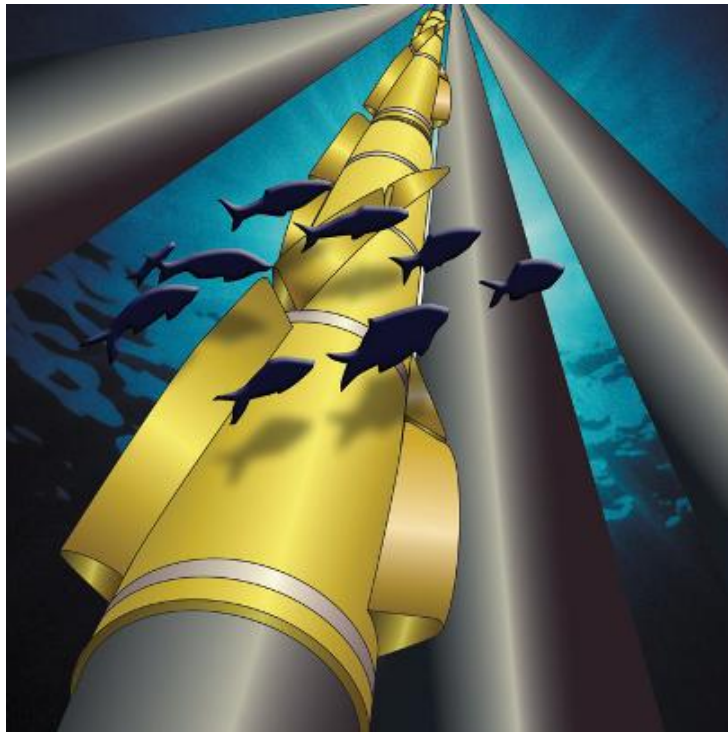


Figura 1.5 – Solução por *strakes* para redução da VIV [6].

O problema principal da utilização de *strakes* é o aumento significativo da força de arrasto. O estudo desta influência é feito através da utilização de modelos em escala reduzida submetidos a escoamento de correntes com velocidade uniforme. Em geral, o aumento da força de arrasto gira em torno de 2 ~ 2,5 vezes o valor desta força para cilindros fixos. Em contrapartida, dependendo da geometria de *strakes* utilizada, a redução de VIV é significativa e pode chegar a 90%.

De forma a contrastar a utilização de *strakes*, o presente estudo propõe a utilização de um dispositivo baseado em porosidade dirigida que visa reduzir a VIV em conjunto com uma redução da força de arrasto em estruturas cilíndricas. O estudo aqui apresentado é puramente experimental. O dispositivo de porosidade dirigida, no entanto, é desenvolvido a partir de uma motivação teórica baseada na Teoria do escoamento Potencial.

As bases para o desenvolvimento do dispositivo aqui proposto são apresentadas no Capítulo II. São apresentados os fundamentos da hidrodinâmica de cilindros de forma a permitir uma compreensão da separação do escoamento e de seus efeitos (VIV) para cilindros com um grau e dois graus de liberdade. O Conceito de porosidade dirigida é apresentado com base na motivação apresentada pela Teoria do escoamento Potencial.

O Capítulo III apresenta os aparatos experimentais utilizados para o estudo com um e dois graus de liberdade, tão bem como os modelos utilizados neste estudo.

O estudo de supressão da VIV com um grau de liberdade é apresentado no Capítulo IV em termos de redução da amplitude de VIV e da redução da força de arrasto apresentada pela porosidade dirigida, e das formas que os padrões de vórtice assumem para o cilindro com porosidade dirigida. Um estudo comparativo com a literatura também é apresentado de forma a validar o aparato experimental e os procedimentos utilizados.

O estudo com dois graus de liberdade é apresentado no Capítulo V e visa estudar a redução da VIV e da força de arrasto para cilindros com dois graus de liberdade. Tem também por objetivo validar o aparato experimental desenvolvido através de um estudo comparativo com a literatura para deslocamentos e forças em um cilindro liso sofrendo VIV com dois graus de liberdade.

Os Apêndices I e II apresentam os instrumentos medidores de forças e deslocamentos. São apresentados também os sistemas de aquisição utilizados nos estudos com um grau e dois graus de liberdade.

CAPÍTULO II – O FENÔMENO DAS VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICE E O CONCEITO DE POROSIDADE DIRIGIDA

2.1. FUNDAMENTOS DA HIDRODINÂMICA DE CILINDROS

O estudo das Vibrações Induzidas por Vórtice em cilindros (VIV) tem sua origem na compreensão dos efeitos que causam a separação do escoamento de forma alternada levando o cilindro a vibrar na frequência com que os vórtices são gerados em torno da estrutura. Com o intuito de situar o problema, a revisão que segue visa apresentar os conceitos de regimes de escoamento, camada limite, separação do escoamento e a explanação acerca dos efeitos relacionados com cada um destes conceitos.

A experiência de Reynolds realizada em 1883 tinha por objetivo observar e definir os regimes de escoamento observados em um fluido escoando em ambiente confinado. A experiência foi realizada com o auxílio de um reservatório de água que continha um tubo transparente para escoamento conectado em sua extremidade inferior. Na medida em que o fluido escoava devido à abertura da válvula, como apresentado na Figura 2.1.1 (a) [7], era realizada uma injeção de permanganato de potássio que permitia a visualização dos padrões de escoamento conforme apresentado na Figura 2.1.1 (b) [8].

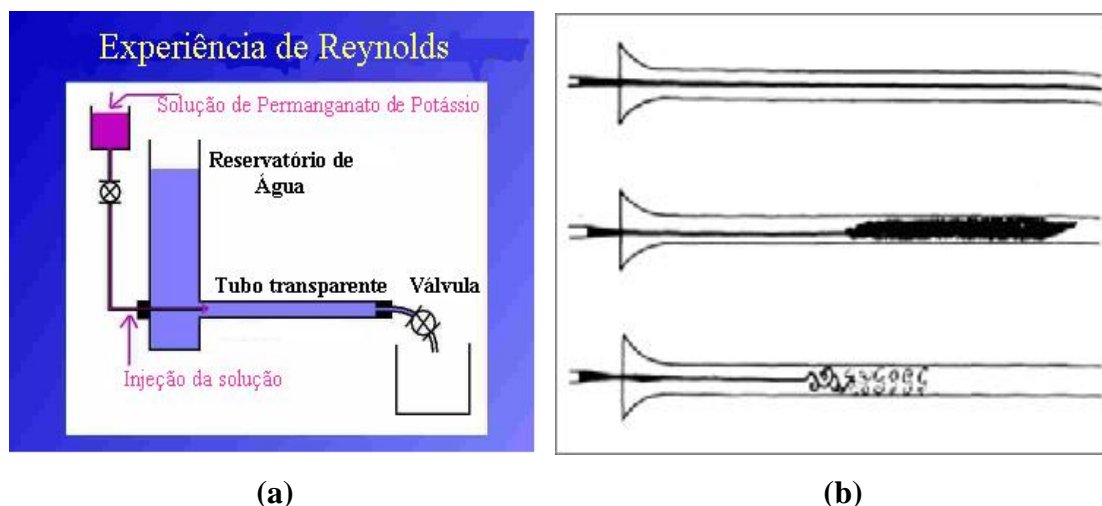


Figura 2.1.1 – (a) Esquema representativo da experiência de Reynolds [7] (b) Padrões de escoamento observados [8].

O experimento foi realizado para diversas velocidades de escoamento controladas pela válvula. Para baixas velocidades, observou-se que a solução de permanganato de potássio na água escoava sem perturbações em linha reta ao longo de

todo o comprimento do tubo transparente. O escoamento observado foi nomeado escoamento laminar inspirado na idéia de que as camadas de fluido escoavam como lâminas paralelas com velocidades iguais. À medida que se permitia um aumento na velocidade do escoamento era observado que a partir de um determinado ponto ao longo do comprimento do tubo, o fluido passava a sofrer perturbações que se tornavam tão evidentes quanto maior fosse a velocidade de escoamento permitida. O ponto em que as perturbações começavam a ocorrer ao longo do tubo também era função da velocidade de escoamento permitida. Foi observado que as perturbações começavam com um regime de escoamento chamado de transição até atingirem um padrão bem definido com formação de vórtices denominado regime turbulento.

Quando em regime laminar, o escoamento é dominado por forças ordenadoras de origem viscosa, que são provenientes da tensão de cisalhamento existente entre as camadas do fluido em movimento. À medida que a velocidade do escoamento aumenta, as forças inerciais passam a prevalecer sobre as forças de origem viscosa fazendo com que o regime de escoamento seja desordenado.

Após a apresentação dos regimes de escoamento, é necessário que se introduza o conceito de camada limite para um entendimento da geometria do escoamento que é função do balanço dos efeitos que levam o escoamento a separar quando em contato com estruturas imersas. A Figura 2.1.2 [9] apresenta um esquema representativo do conceito que será exposto. Todos os conceitos a serem apresentados são válidos para fluidos incompressíveis.

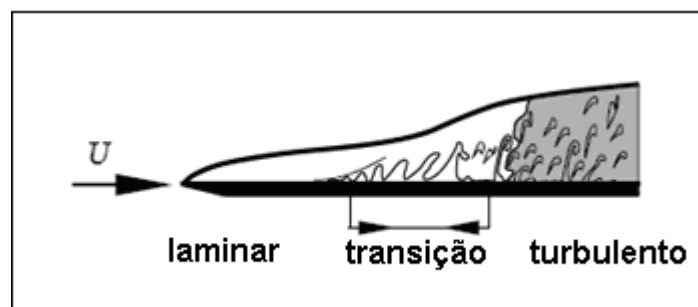


Figura 2.1.2 – O conceito de Camada limite [9].

A melhor forma de visualizar o conceito de camada limite é a consideração de um escoamento entre duas placas paralelas, de comprimento infinito na direção do escoamento, conforme Figura 2.1.3.

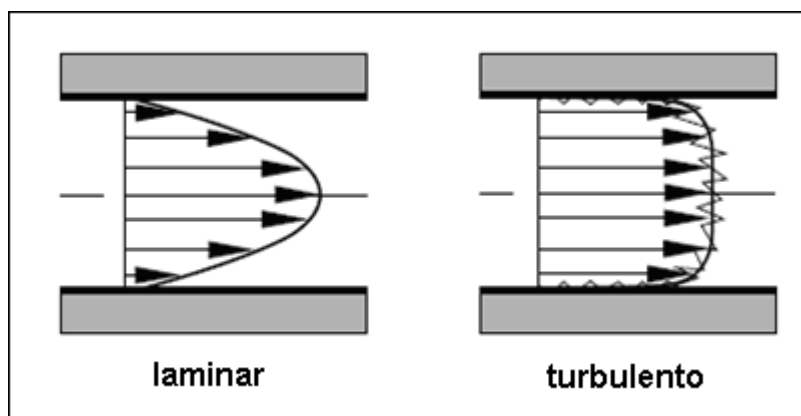


Figura 2.1.3 – Escoamento entre duas placas paralelas [9].

O atrito existente entre as placas e o fluido, faz com que a velocidade do escoamento seja igual à velocidade das placas nos respectivos contatos fluido - placa. Supondo agora que uma das placas esteja em movimento com velocidade constante, pode-se afirmar que o fluido no ponto de contato com esta placa possuirá velocidade igual à da placa. O resultado pode ser visualizado na Figura 2.1.4.

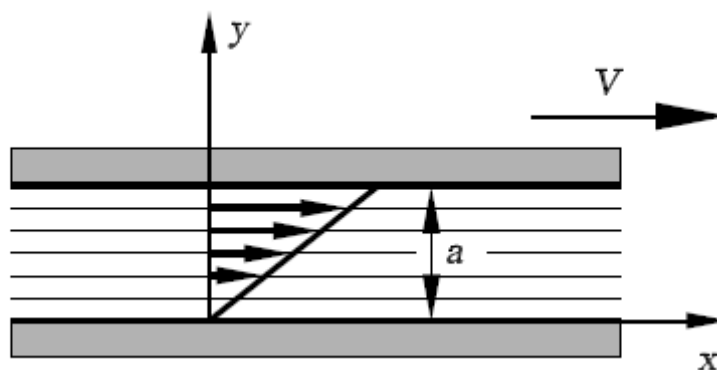


Figura 2.1.4 – Geometria do escoamento entre duas placas: fixa abaixo e em movimento acima [9].

O escoamento se comporta segundo o perfil de velocidades da Figura 2.1.4 devido à viscosidade existente entre as camadas de fluido que faz com que a velocidade do escoamento aumente gradativamente, partindo de zero junto à placa fixa, até alcançar a velocidade V da placa em movimento na outra extremidade.

Considerando-se um escoamento similar ao da Figura 2.1.4, sem a placa em movimento, mas com velocidade V a certa distância vertical da placa fixa; a região do

escoamento próximo à placa fixa possuirá uma variação de velocidade ao longo do eixo y da Figura 2.1.4. Tal variação de velocidade se inicia com valor zero na linha de contato com a placa fixa até atingir o valor de velocidade V do escoamento na medida em que se distancia da placa ao longo do eixo y . Esta região de variação do perfil de velocidades que caracteriza o escoamento nas proximidades da placa fixa para um determinado instante de tempo é denominada camada limite.

De uma forma simplificada, pode-se afirmar que a camada limite é então a região onde o efeito das forças de origem viscosa faz com que o escoamento escoamento se altere em função da presença de um corpo imerso.

Para um corpo qualquer imerso em um escoamento de fluido real (fluido viscoso) incompressível e em regime permanente, pode ser adotado um raciocínio análogo ao apresentado acima. O escoamento possuirá uma alteração no perfil de velocidades na região da camada limite. Para escoamento uniforme de fluido viscoso e incompressível, a forma como esta variação no perfil de velocidades ocorre no espaço para um determinado instante de tempo é função da geometria do corpo imerso, da pressão dinâmica do escoamento, da viscosidade e da densidade do fluido, da rugosidade da superfície do corpo imerso e da velocidade do escoamento a montante do corpo.

O conceito de camada limite está intrinsecamente ligado à viscosidade do fluido. No entanto, de forma a compreender o equilíbrio de forças que provoca o efeito da separação do escoamento em torno de uma estrutura cilíndrica, sob a ótica da conservação da quantidade de movimento, torna-se útil estudar o escoamento no plano em torno de um cilindro adotando-se um modelo de fluido ideal (invíscito) conforme apresentado na Figura 2.1.5 [10]. O escoamento de um fluido ideal em torno de um cilindro é obtido a partir da solução da Equação da Teoria do Escoamento Potencial [9] para fluidos incompressíveis e irrotacionais.

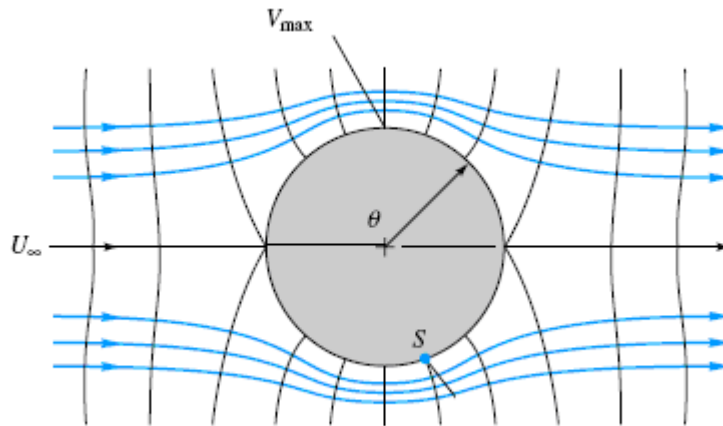


Figura 2.1.5 – Linhas do escoamento de fluido ideal em torno de um cilindro [10].

A compreensão do balanço entre forças inerciais e de pressão do escoamento de um fluido ideal no contorno de uma estrutura imersa é fundamental para a compreensão da separação do escoamento que ocorre em fluidos reais, tão bem como para a introdução do conceito de porosidade dirigida a ser apresentado mais a frente.

Para o escoamento potencial da Figura 2.1.5, o ponto onde ocorre o primeiro encontro entre as partículas de fluido e a superfície do cilindro é o ponto onde o escoamento incide a 0° . Este ponto é conhecido como ponto de estagnação, onde a velocidade do escoamento é nula e a pressão associada à dinâmica do escoamento é máxima. No caso do fluido ideal, o ponto de estagnação ocorre tanto para $\vartheta=0^\circ$, como para $\vartheta=180^\circ$. Na trajetória do escoamento a partir de 0° até 90° , ocorre um aumento de velocidade e conseqüentemente uma diminuição de pressão. Em 90° , a velocidade é máxima e a pressão dinâmica do escoamento é mínima.

No percurso do escoamento de 0° para 90° , o gradiente de pressão é favorável fazendo com que haja um ganho de velocidade, conforme a pressão tende a diminuir. Quando o escoamento atinge 90° , a velocidade é máxima e o fluido desloca-se em direção a 180° com o gradiente de pressão desfavorável, mas com energia cinética suficiente para vencer o gradiente adverso.

Voltando a considerar o fluido real, vemos que as premissas para o fluido ideal são úteis para a compreensão do balanço entre forças inerciais e de pressão. No entanto, para o fluido real, caracterizado pela camada limite relacionada com a viscosidade do fluido, ocorrem perdas de carga pela fricção existente entre o fluido e a superfície do cilindro fazendo com que o escoamento na camada limite não acumule a energia

cinética suficiente para superar o gradiente adverso. No percurso de 0° a 90° ocorre então uma redução no ganho de velocidade até que ocorra dentro da camada limite um movimento de fluido contrário ao da direção do escoamento (Figura 2.1.7), fazendo com que o mesmo venha a separar (Figura 2.1.6). O ponto ao longo do cilindro onde ocorre a separação é função da densidade e da viscosidade do fluido, da velocidade do escoamento, da geometria e rugosidade da superfície do corpo imerso.

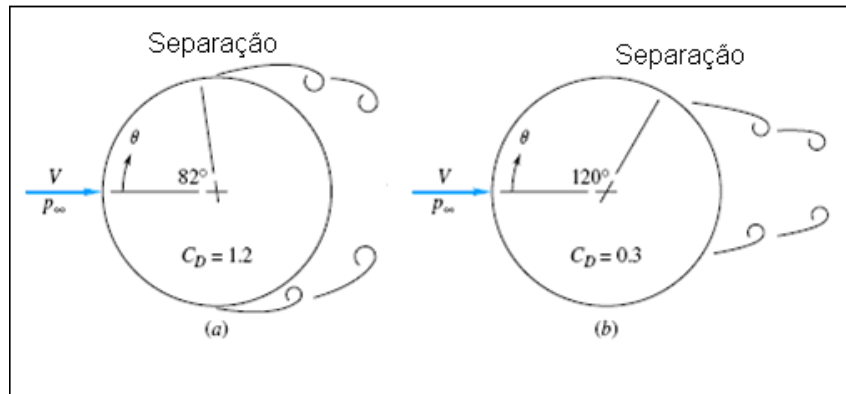


Figura 2.1.6 – Separação do escoamento de um fluido real ao redor de um cilindro para camada limite laminar (a) e turbulenta (b) [10].

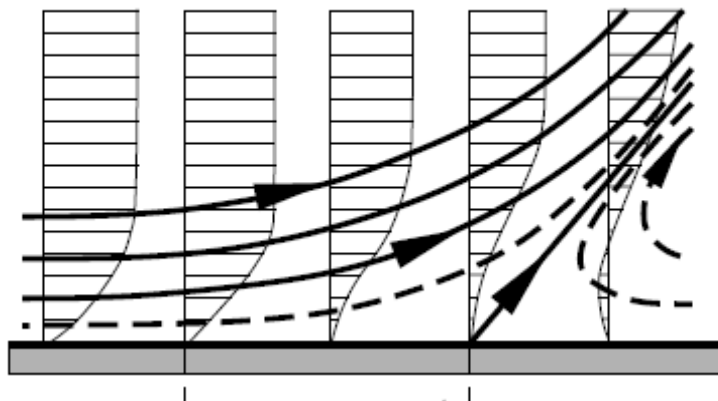


Figura 2.1.7 – Perfil de velocidade na camada limite com destaque para o refluxo causador da separação [9].

A Figura 2.1.8 apresenta a distribuição do coeficiente de pressão em função da posição ao redor do cilindro. São apresentados três casos: camada limite laminar, camada limite turbulenta e escoamento de fluido ideal. Para os três casos, na região próxima a 90° as pressões são mínimas. Nota-se que no ponto de estagnação (0°) a pressão é igual para os três casos apresentados, porém deste ponto em diante a distribuição de pressão para o escoamento de fluido ideal passa a ser diferente da

distribuição de pressão para escoamento de fluido real, uma vez que há perda de carga devido à viscosidade do fluido.

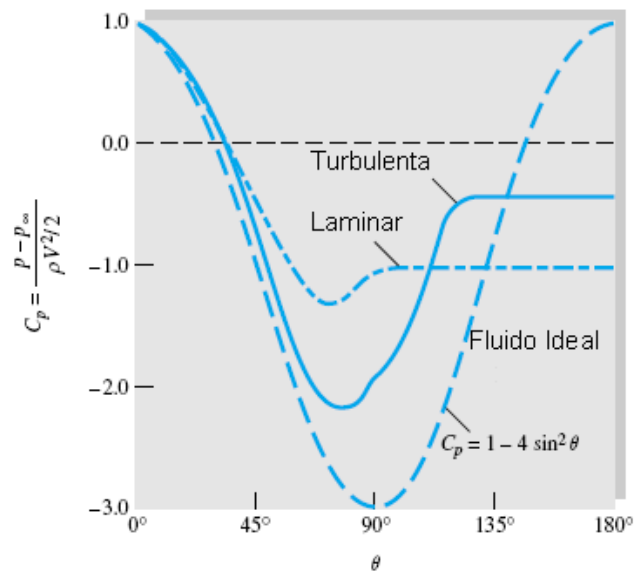


Figura 2.1.8 – Distribuição de pressão do escoamento em torno de um cilindro (fluido ideal versus fluido real) [10].

Nota-se também que devido à separação, a distribuição de pressão, para o fluido real, deixa de ser simétrica em relação à direção perpendicular ao escoamento, fazendo com que passe a surgir uma força de arrasto na direção do escoamento. O comportamento da pressão ao redor do cilindro para o fluido real varia também em função do N° de Reynolds, que é definido na Equação 2.1.1, onde ρ é a densidade do fluido, μ é a viscosidade dinâmica do fluido, D é o diâmetro do cilindro e U é a velocidade do escoamento fora da região de influência do cilindro.

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \tag{2.1.1}$$

O Número de Reynolds é o adimensional que relaciona as forças inerciais e as forças viscosas presentes em um determinado escoamento.

O desprendimento de vórtices tem origem na separação do escoamento, que ocorre na camada limite. Observa-se experimentalmente, que o padrão de escoamento

na camada limite, tão bem como na esteira de vórtices é função do Número de Reynolds, conforme apresentado na Figura 2.1.9 [11].

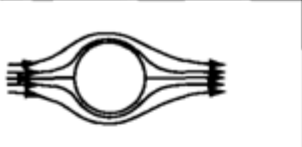
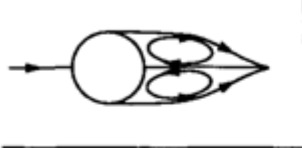

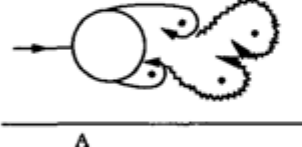
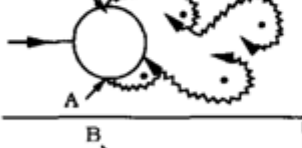
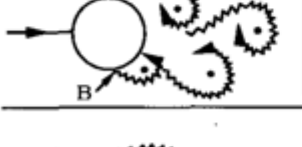

	Sem separação	$Re < 5$
	Par fixo de vórtices simétricos	$5 < Re < 40$
	Desprendimento de Vórtices laminares	$40 < Re < 200$
	Transição na esteira de vórtices	$200 < Re < 300$
	Esteira totalmente Turbulenta A: Camada Limite Laminar	$300 < Re < 3 \times 10^5$ Subcrítico
	B: Camada Limite parcialmente Laminar e parcialmente Turbulenta	$3.0 \times 10^5 < Re < 4.0 \times 10^5$ Supercrítico
	C: Camada Limite completamente Turbulenta	$4 \times 10^6 < Re$ Transcrítico

Figura 2.1.9 – Regimes de escoamento na esteira de vórtices e na camada limite para diferentes Números de Reynolds [11]

Para valores de Re menores que 5 o escoamento é predominantemente regido por forças viscosas que caracterizam o regime laminar, de forma que não há separação. À medida que se aumenta o Re para valores até 40, surge um par de vórtices estáveis a jusante do cilindro. Para Re entre 40 e 200, os vórtices deixam de ser estáveis, ou seja, um vórtice cresce mais do que o outro expulsando-o da esteira, fazendo com que haja desprendimento deste vórtice. O desprendimento é alternado no tempo e a esteira de vórtices formada é ainda laminar. Para Re entre 200 e 300, ocorre uma transição do tipo

de escoamento na esteira até que a partir de Re iguais a 300, o escoamento na esteira se torna turbulento, embora a camada limite permaneça caracterizada por escoamento laminar até Re iguais a 300000. No intervalo que compreende Re entre 300000 e 4000000, ocorre uma transição na camada limite que se torna parcialmente laminar e parcialmente turbulenta. Também nesta faixa de Re , a esteira de vórtices turbulenta apresenta uma desorganização com relação à frequência com que os vórtices são desprendidos, sendo que esta varia de acordo com a rugosidade da superfície do cilindro. Para Re maiores que 4000000, a camada limite torna-se completamente turbulenta e o desprendimento de vórtices volta a se apresentar com uma frequência bem definida.

O desprendimento de vórtices ocorre de forma alternada segundo uma frequência observada experimentalmente por STROUHAL em 1878 [13]. A frequência de desprendimento de vórtices (f_s) relaciona-se com a velocidade do escoamento incidente (U) e com o diâmetro do cilindro (D) segundo a relação apresentada na Equação 2.1.2.

$$f_s = \frac{StU}{D} \quad (2.1.2)$$

O número St é denominado Número de Strouhal e varia, para um cilindro fixo, em função do Re como apresentado na Figura 2.1.10 [12]. Conforme mencionado anteriormente, percebe-se uma dispersão na relação para valores do Re entre 300000 e 4000000. A dispersão é relacionada com o nível de rugosidade da superfície do cilindro, sendo que o cilindro liso é o que apresenta valores mais altos para o valor de St . Os valores de St vão diminuindo nesta faixa na medida em que a rugosidade da superfície do cilindro vai aumentando.

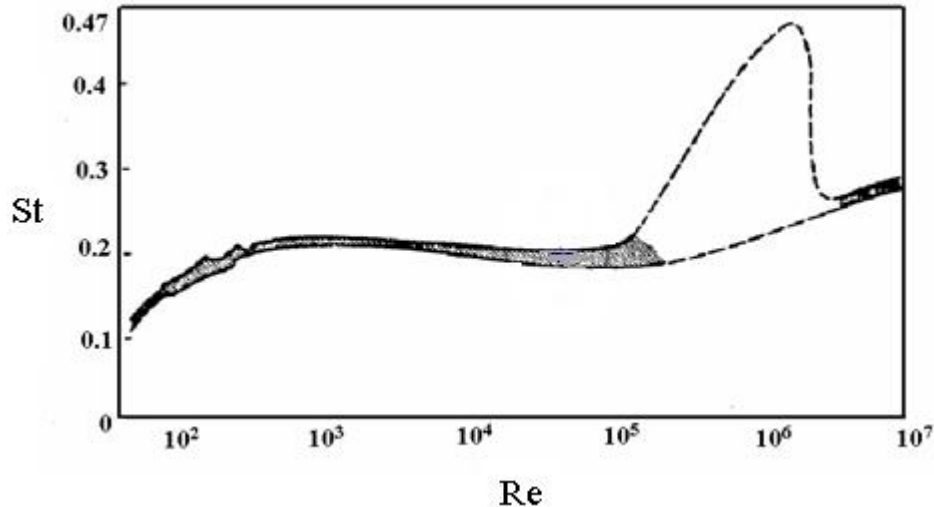


Figura 2.1.10 – Relação experimental entre o Número de Strouhal e o de Reynolds para um cilindro [12].

O desprendimento alternado de vórtices faz com que apareça uma força transversal ao escoamento. Tal força é de caráter oscilatório devido à oscilação do campo de pressões na direção transversal ao escoamento e será referenciada neste texto como força transversal caracterizada pelo adimensional C_L .

Também devido à separação, ocorre uma diferença de pressão entre o ponto de estagnação (0°) e o ponto do cilindro mais a jusante do escoamento (180°). Esta diferença de pressão gera uma força na direção do escoamento referenciada neste texto como força de arrasto e caracterizada pelo adimensional C_D . Vale mencionar que há também uma componente da força devido à tensão tangencial oriunda da interação viscosa entre o fluido e o cilindro. No entanto, para cilindros, a força de arrasto devido à fricção corresponde a menos de 3% do total [11]. A Figura 2.1.11 apresenta a variação do coeficiente de arrasto em função do Número de Reynolds através de observações experimentais. Vale mencionar a queda no valor deste coeficiente na faixa do Número de Reynolds onde ocorre a transição do regime de escoamento laminar para turbulento na camada limite.

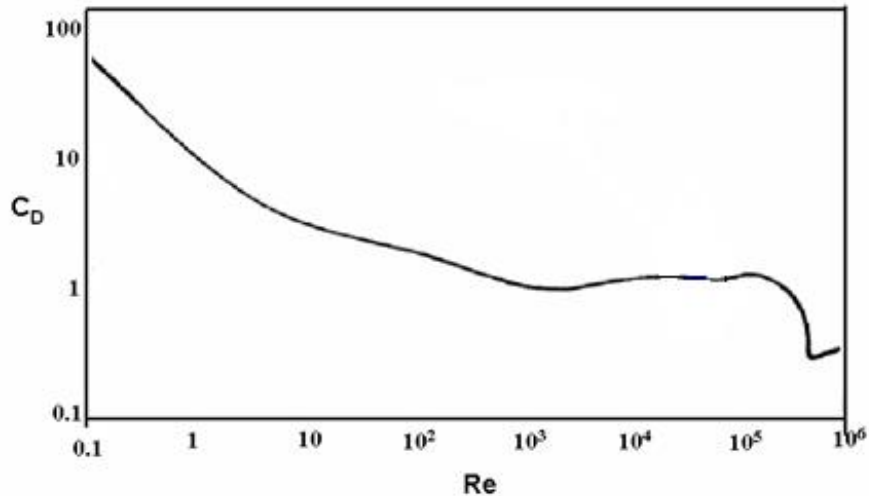


Figura 2.1.11 – Coeficiente de arrasto (C_D) e sua relação experimental com o Número de Reynolds (Re) para um cilindro [14].

Até então, foram introduzidos os conceitos de camada limite, escoamento real e separação do escoamento, bem como as forças resultantes da separação. Todas as considerações anteriores são válidas para cilindros fixos.

Para cilindros elasticamente montados que visam representar a restauração natural devido à elasticidade da maioria das estruturas aplicadas em exploração e exploração de petróleo (risers, umbilicais, linhas de ancoragem), várias das propriedades mencionadas até aqui são alteradas.

Uma vez que o cilindro é montado elasticamente e livre para vibrar na direção transversal e/ou na direção de incidência do escoamento, a força oscilatória transversal, oriunda da oscilação da distribuição de pressão ao longo da superfície do cilindro devida ao desprendimento de vórtices, faz com que o cilindro vibre tanto na direção transversal quanto na direção de incidência do escoamento. Tais vibrações são referenciadas neste texto como Vibrações Induzidas por Vórtice (VIV).

A partir de observações experimentais, pode-se concluir que há variações significativas da força de arrasto em função da amplitude de oscilação do cilindro. A força transversal que a princípio seria somente uma causa, passa a ser também uma conseqüência da vibração transversal ao escoamento. A relação de Strouhal também deixa de ser válida e o fenômeno que altera esta relação também é de importante definição. Tais observações são o objetivo das Seções 2.2 e 2.3 deste texto.

2.2. VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICE EM CILINDROS COM UM GRAU DE LIBERDADE

O cilindro montado elasticamente referenciado na Seção anterior, para fins experimentais, pode ser obtido através de uma montagem em um canal que forneça velocidade ao fluido no qual o cilindro está imerso. Nesta montagem, o cilindro é apoiado em mancais com atrito conhecido e conectado a molas que visam reproduzir as propriedades de restauração das estruturas com aplicação real mencionadas anteriormente. A Figura 2.2.1 apresenta um esquema do cilindro elasticamente montado visto pelo topo. O sistema assemelha-se a um “massa – mola – amortecedor” com excitação não linear devido a não linearidades presentes na excitação pelo fluido.

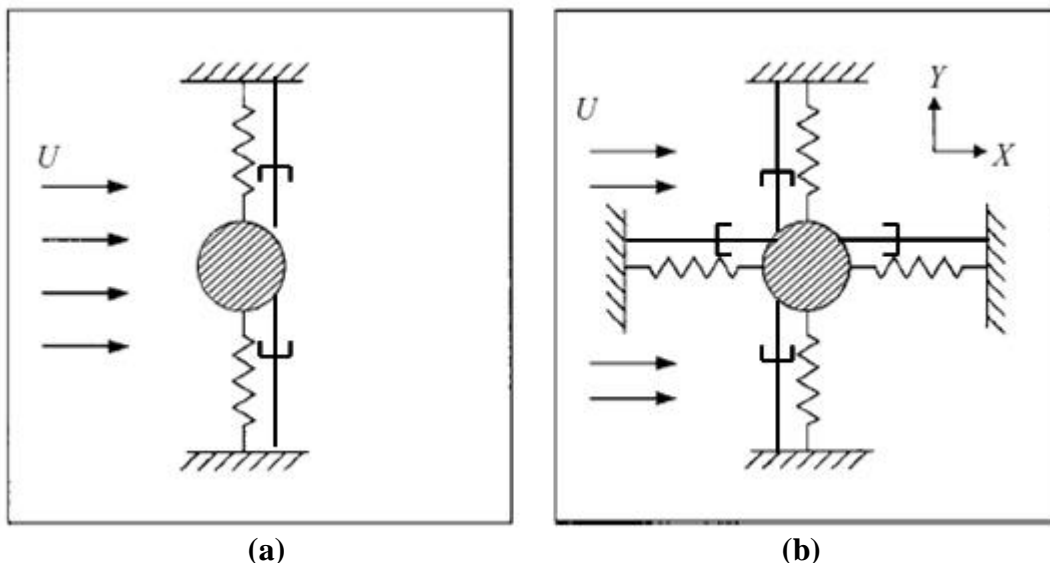


Figura 2.2.1 – Cilindro elasticamente montado com um (a) e dois (b) graus de liberdade.

Nesta Seção, será feita uma revisão dos estudos experimentais realizados até então para um cilindro elasticamente montado. O problema com um grau de liberdade será primeiramente abordado. A revisão experimental para dois graus de liberdade será apresentada na Seção 2.3 deste texto.

A Figura 2.2.2 [15] apresenta um resultado típico de resposta de um sistema elasticamente montado submetido à VIV.

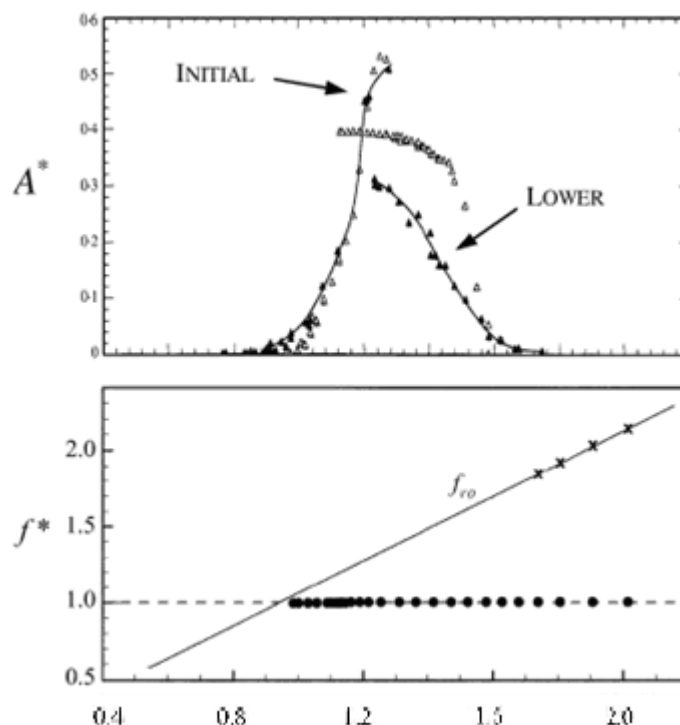


Figura 2.2.2 – Resultados característicos de VIV para altas razões de massa.

Nos resultados da Figura 2.2.2, A^* representa a razão entre o harmônico equivalente da amplitude de vibração do cilindro e seu diâmetro, f^* representa a relação entre a frequência de oscilação do cilindro e sua frequência natural no meio em que foi realizado o teste (ar, para a Figura 2.2.2) e f_{x0} representa a razão entre a frequência de desprendimento de vórtices para o cilindro fixo e a frequência natural do cilindro elasticamente montado.

Nos resultados para A^* da Figura 2.2.2, os resultados representados por triângulos preenchidos foram obtidos por FENG em 1968 [16] e os representados por triângulos vazios foram obtidos por BRIKA *et al.* em 1993 [17]. Os resultados para f^* foram obtidos por GOVARDHAN *et al.* em 2000 [18].

Todos os resultados apresentados foram conduzidos sob as mesmas condições, ou seja, para mesma razão de massa (razão entre a massa estrutural do sistema e a massa de fluido deslocada) e mesmo fator de amortecimento estrutural. O que diferencia os três ensaios é o aparato experimental utilizado. Os experimentos foram conduzidos no ar e os respectivos valores para a razão de massa e o fator de amortecimento foram $m^* = 251$ e $\zeta = 0,001$.

O eixo das abscissas em ambos os gráficos corresponde à razão $(V_R St) / f^*$, onde St é o número de Strouhal correspondente à faixa do Número de Reynolds que compreendia os testes realizados. O adimensional V_R é chamado de velocidade reduzida que é representado na Equação 2.2.1, onde U é a velocidade do escoamento incidente, D é o diâmetro do cilindro e f_N é a frequência natural do sistema no meio em que foi realizado o teste.

$$V_R = \frac{U}{f_N D} \quad (2.2.1)$$

Observa-se nos resultados da Figura 2.2.2 que o gráfico das amplitudes é dividido em duas regiões bem definidas denominadas *initial* e *lower branch*. O gráfico assume a forma de uma bifurcação caracterizada por descontinuidade e histerese entre as duas regiões definidas.

Foi observado que a descontinuidade ocorre para um valor de frequência de desprendimento de vórtices igual à frequência natural do sistema no meio (αr) [16]. Observa-se também que as frequências de oscilação estacionam em torno de um valor que coincide com a frequência natural do sistema ao longo de uma grande faixa das medidas obtidas. Este fenômeno que desobedece à relação de Strouhal para cilindros fixos foi referenciado como *lock-in*, onde a frequência de oscilação do cilindro governa a frequência de desprendimento de vórtices.

Percebe-se que para estes resultados, o *lock-in* ocorre para uma grande faixa das medições obtidas, deixando de ocorrer a partir do momento em que as amplitudes de vibração são reduzidas quase a zero. Quando isso ocorre, as frequências de oscilação voltam a coincidir com a relação de Strouhal para o cilindro fixo conforme observado na reta f_{x0} .

O *lock-in* pode ser compreendido como a sincronização entre a frequência de oscilação e a frequência de desprendimento de vórtices, sendo que a frequência de oscilação governa a frequência de desprendimento de vórtices. Para sistemas com alta razão de massa, a frequência de oscilação permanece, como mencionado anteriormente, em torno da frequência natural do sistema para uma grande faixa das medições obtidas. Este fato não permanece, no entanto, para sistemas com razões de massa menores, como será apresentado na seqüência.

A Figura 2.2.3 apresenta resultados para baixa razão de massa [19] em comparação com os resultados apresentados por FENG [16].

O sistema foi testado na água, com razão de massa baixa ($m^* = 2,4$) e fator de amortecimento um pouco maior do que o apresentado por Feng ($z = 0,006$).

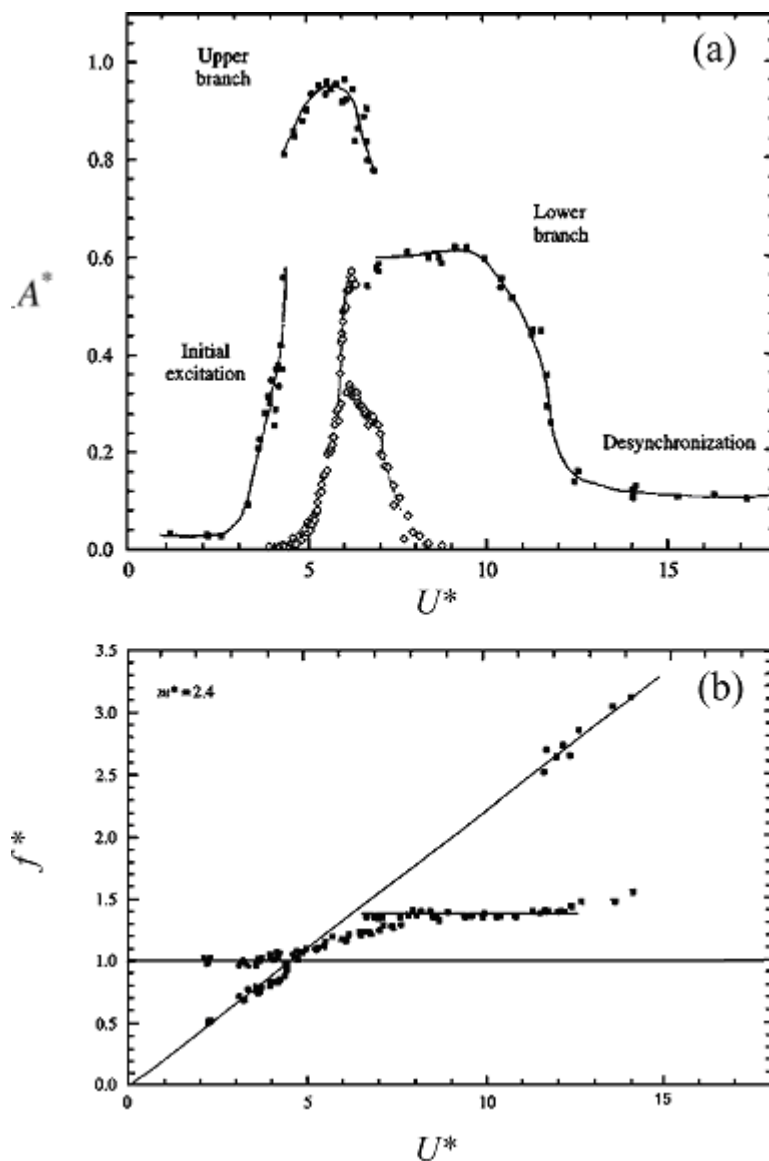


Figura 2.2.3 – Resultados característicos de VIV para baixas razões de massa [19].

Na Figura 2.2.3, a abscissa representada pela terminologia U^* se refere aos valores para a velocidade reduzida (V_R).

Em contraste com o salto repentino que ocorre na interface entre as regiões de *initial* e *lower branch* no ensaio realizado por FENG [16], no ensaio com a relação ($m^* z$) menor (pontos preenchidos) [19], a transição dos *branches* não ocorre de

maneira repentina, mas sim com o surgimento de uma nova região denominada de *upper branch* .

Foi observado que a transição entre o *initial* e o *upper branch* ocorre quando a frequência de oscilação do cilindro se aproxima do valor da frequência natural do sistema no meio onde se realizou o ensaio (água) [18] e a transição entre o *upper* e o *lower branch* ocorre quando a frequência de oscilação do cilindro se aproxima da frequência natural do sistema no ar [18].

Observou-se ainda pelos resultados, que durante a ocorrência do *lock-in*, a frequência de oscilação do cilindro tende a não mais estacionar em torno de um valor igual ao da frequência natural do sistema no ar, apesar de o autor [19] afirmar que a frequência de oscilação do cilindro estaciona em torno de um valor equivalente a 1,4 vezes o valor da frequência natural no ar.

Percebe-se a partir dos trabalhos que fazem parte desta revisão bibliográfica [19, 23, 24], além dos resultados do presente trabalho que serão apresentados no Capítulo IV, que com a redução da razão de massa, além da ocorrência do *upper branch*, há também uma diminuição da tendência de que a frequência de oscilação estacione em torno de um valor fixo para as medições realizadas dentro da faixa de velocidade reduzida em que ocorre o *lock-in*.

Os resultados referentes à máxima amplitude de VIV observada acima e obtidos por diversos grupos de pesquisa com diferentes aparatos experimentais podem ser reunidos em um único gráfico em função da razão de massa e do fator de amortecimento do sistema testado. A reunião destes dados é muito útil no intuito de formar um conjunto de dados significativo que permita a sua utilização em projetos de fadiga de estruturas submetidas a VIV. O *Griffin Plot* [21] apresentado na Figura 2.2.4 [15] é um exemplo de gráfico com esta característica.

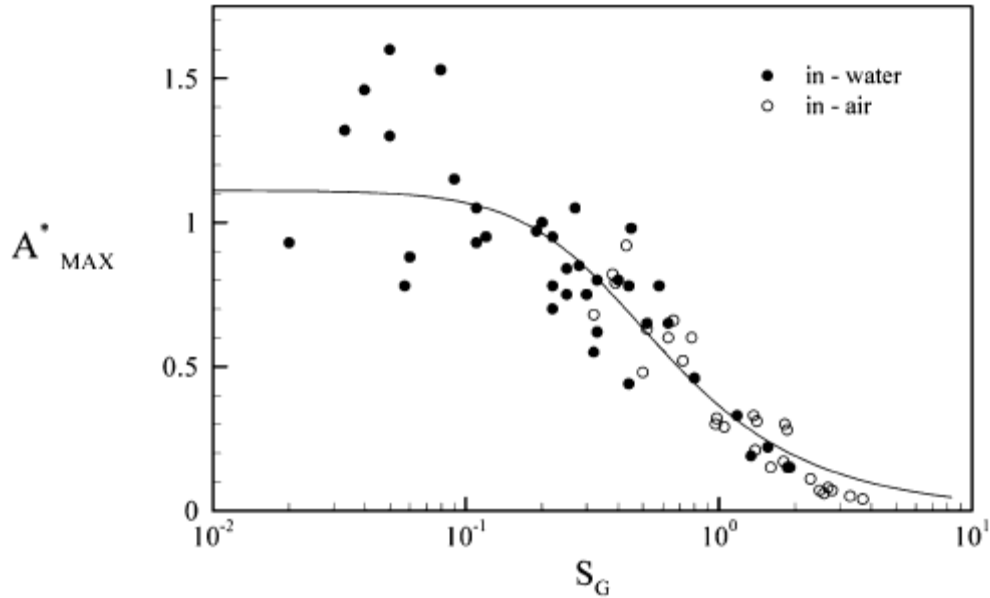


Figura 2.2.4 – Griffin Plot: apresenta a relação entre o A^* máximo obtido para cada ensaio versus o parâmetro ($S_G = 2\rho^3 St^2 m^* z$) correspondente do ensaio [15].

O valor máximo de A^* obtido em cada ensaio é representado em função do parâmetro de SKOP-GRIFFIN [21] que é uma combinação entre a razão de massa e o fator de amortecimento apresentados em cada ensaio segundo a Equação 2.2.2.

$$S_G = 2\rho^3 St^2 m^* z \quad (2.2.2)$$

No que se referem à forma da esteira de vórtices, as regiões definidas como *initial*, *upper* e *lower branch* correspondem ainda a padrões de vórtice bem definidos para o cilindro rígido elasticamente montado [18]. A nomenclatura para estes padrões de vórtice está relacionada com a geometria formada na esteira de vórtices para cada uma destas três regiões bem definidas no gráfico de amplitudes de VIV.

A Figura 2.2.5 [15] apresenta uma compilação de resultados obtidos por GOVARDHAN *et al.* [18] para as três regiões mencionadas em comparação com resultados de simulação obtidos por BLACKBURN *et al.* [20] para o padrão de vórtice apresentado no *lower branch*

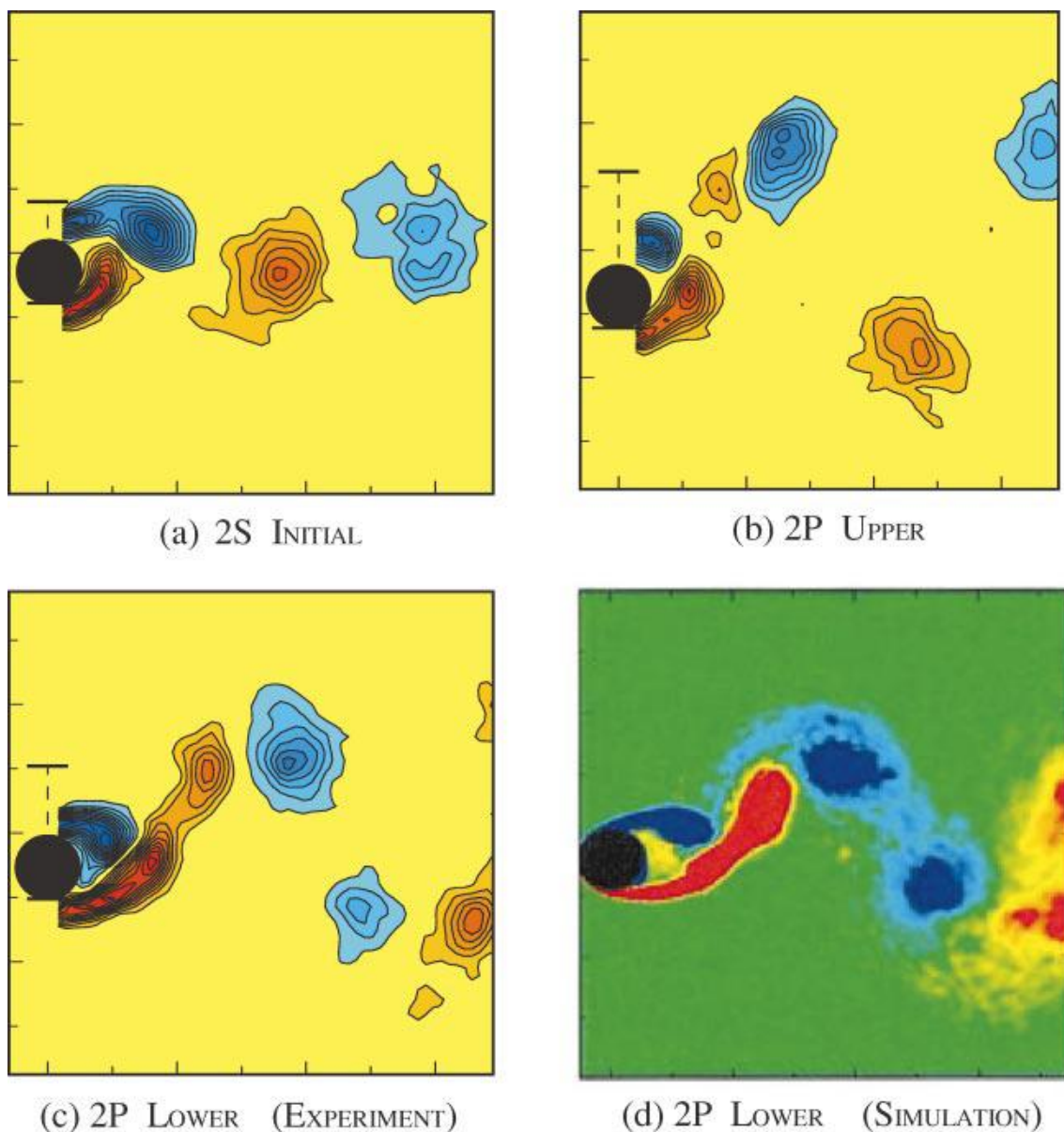


Figura 2.2.5 – Resultados para os padrões de vórtice relacionados com as regiões de *initial*, *upper* e *lower branch*.

Os resultados da Figura 2.2.5 (a), (b) e (c) foram obtidos utilizando-se a tecnologia de PIV (*Particle-Image Velocimetry*). Os vórtices das regiões de *initial* e *lower branch* foram nomeados como sendo 2S e 2P, respectivamente. No *upper branch* o modo observado também recebe o nome de 2P, porém um dos vórtices de cada par é mais fraco do que o outro.

2.3. VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICE EM CILINDROS COM DOIS GRAUS DE LIBERDADE

Diferentemente da VIV com um grau de liberdade (somente transversal ao escoamento), a VIV com dois graus de liberdade ou VIV xy não foi profundamente investigada antes do começo desta década. Com o avanço das tecnologias envolvidas para a redução do atrito presente nos diversos aparatos experimentais utilizados até então, observou-se que os ensaios com baixas combinações de razão de massa e fator de amortecimento introduziam a interessante observação de que a VIV ocorrente na direção de incidência do escoamento não era de amplitude insignificante o suficiente para ser desprezada. Na medida em que foram realizados ensaios com o sistema livre para vibrar nesta nova direção, observaram-se diferenças substanciais em relação à VIV com um grau de liberdade.

A Figura 2.3.1 apresenta os resultados de amplitude de vibração para a VIV xy obtidos por JAUVTIS *et al.* [22]. Nestes resultados, A_y^* representa o harmônico equivalente da VIV na direção transversal ao escoamento dividido pelo diâmetro do cilindro, A_x^* representa a mesma razão na direção de incidência do escoamento e U^* é a nomenclatura utilizada para a velocidade reduzida.

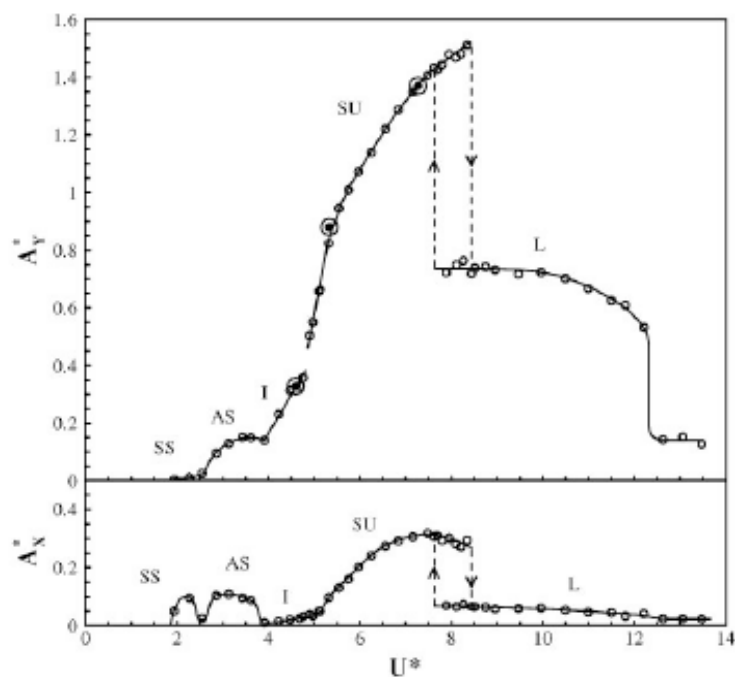


Figura 2.3.1 – Amplitudes para a VIV xy na direção transversal (y) e alinhada (x) com o escoamento [22].

O ensaio apresentado na Figura 2.3.1 [22] foi conduzido para uma razão de massa $m^* = 2,6$ e para um fator de amortecimento $z = 0,003$. Observou-se pelos resultados que a amplitude de vibração na direção do escoamento atingiu valores de aproximadamente $0,4D$ na região de máxima amplitude. Quanto à VIV na direção transversal, observou-se o surgimento de um novo *branch* em relação à VIV para um grau de liberdade. Este novo *branch*, característico do VIV xy , foi denominado *super-upper branch*. Observou-se também um aumento significativo na amplitude máxima na direção transversal em relação aos resultados obtidos para cilindros sofrendo VIV com um grau de liberdade.

A Figura 2.3.2 [22] apresenta o comportamento planar do cilindro correspondente aos resultados apresentados na Figura 2.3.1. Observa-se que o cilindro apresenta trajetória parecida com o número oito (*8-shape*) dependendo da velocidade reduzida da medição em questão. Na medida em que se varia a velocidade reduzida, a fase entre o movimento alinhado ao escoamento e o transversal varia, fazendo com que a geometria do comportamento planar se altere. Pode-se observar também a partir do comportamento planar que a frequência do movimento alinhado, é em geral, o dobro da frequência do movimento transversal.

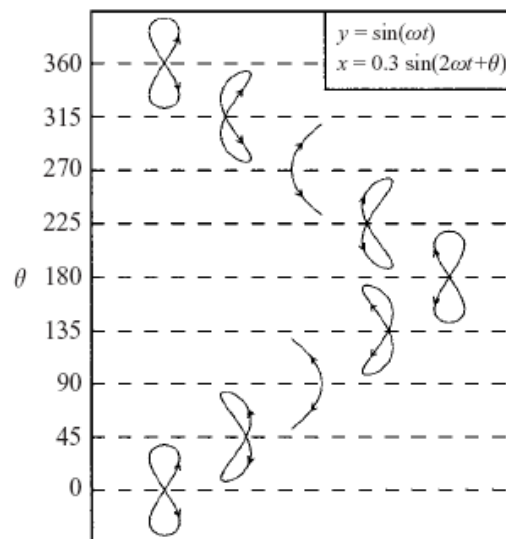


Figura 2.3.2 –.Comportamento planar do cilindro liso sofrendo VIV xy .

A Figura 2.3.3 apresenta o resultado obtido a partir de um PIV [23] para o padrão de vórtice observado no ensaio referente às Figuras 2.3.1 e 2.3.2. Observa-se um novo padrão de vórtice característico do VIV xy , denominado 2T.

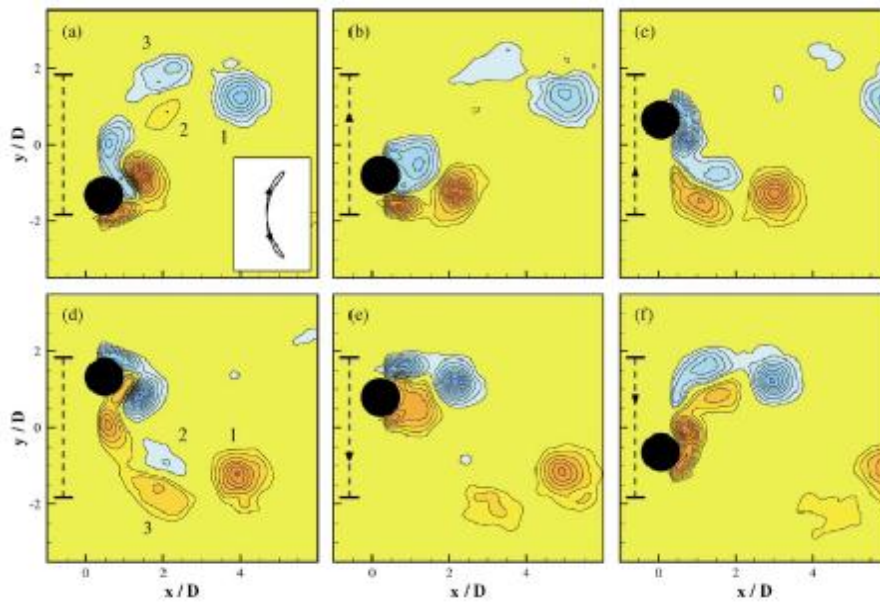


Figura 2.3.3 – Padrão de vórtice 2T relacionado com o VIV xy [23].

De forma a perceber a variação da amplitude máxima de VIV xy na direção transversal ao escoamento, STAPPENBELT *et al.* [24] realizou diversos ensaios variando a razão de massa do cilindro. Pode ser observado na Figura 2.3.4 a compilação destes resultados em termos do máximo harmônico equivalente obtido na direção transversal para cada ensaio realizado. Os valores foram apresentados em função da razão de massa do cilindro em cada ensaio. Foi feita uma comparação, utilizando-se o mesmo aparato experimental, deste máximo harmônico equivalente de vibração transversal para os sistemas com um e dois graus de liberdade.

Observa-se dos resultados, que há um aumento substancial de amplitude de VIV xy na direção transversal quando o grau de liberdade alinhado com o escoamento é liberado. Pode ser afirmado também que o sistema com dois graus de liberdade é mais sensível às variações na razão de massa do cilindro testado. Tais conclusões evidenciam a importância de se considerar este grau de liberdade no estudo da VIV.

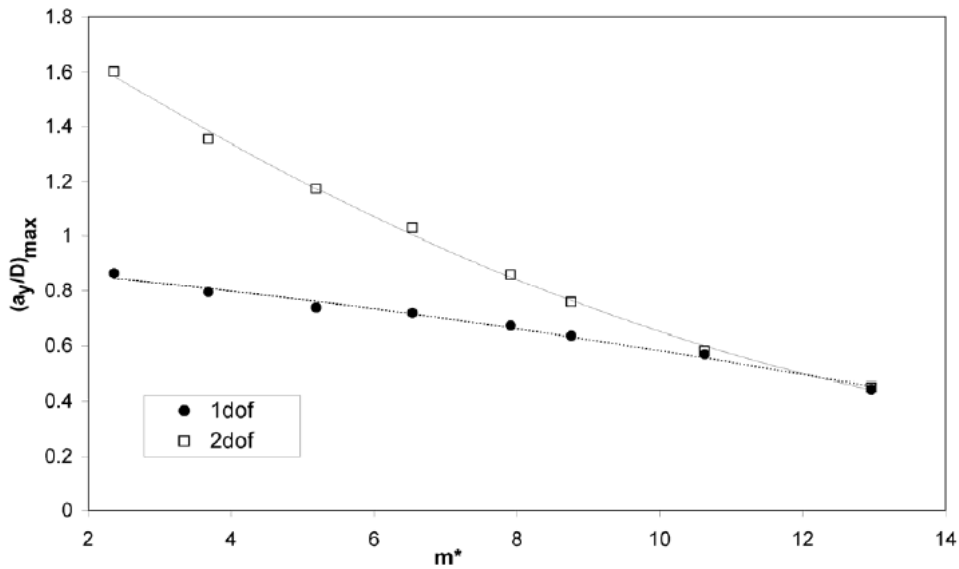


Figura 2.3.4 –.VIV xy na direção transversal ao escoamento em função da razão de massa do cilindro testado [24].

2.4. POROSIDADE DIRIGIDA COMO MECANISMO DE SUPRESSÃO

Baseando-se nos conceitos apresentados na Seção 2.1 deste texto, o mecanismo da porosidade dirigida é apresentado sobre as conseqüências da Teoria do Escoamento Potencial em torno de um cilindro.

A idéia básica da porosidade dirigida é interligar os pontos de estagnação e separação para um determinado comportamento da camada limite dentro de uma faixa específica do Número de Reynolds (camada limite laminar nas aplicações aqui estudadas) conforme apresentado por FERNANDES *et al.* [25]. A porosidade dirigida é também uma patente da PETROBRAS [26] oficializada em 2002.

A ligação entre esses dois pontos é feita através de uma capa conforme esquema apresentado na Figura 2.4.1. Havendo esta interligação, o dispositivo promove uma redução no gradiente de pressão existente entre o ponto de estagnação e o ponto de separação do escoamento. O escoamento é alimentado naturalmente com energia cinética para vencer o gradiente de pressão desfavorável e retardar a separação do escoamento fazendo com que a intensidade do vórtice gerado seja menor e o gradiente de pressão entre os pontos a montante e a jusante do cilindro também seja reduzido. A conseqüência que se espera é uma redução da VIV e da força de arrasto.

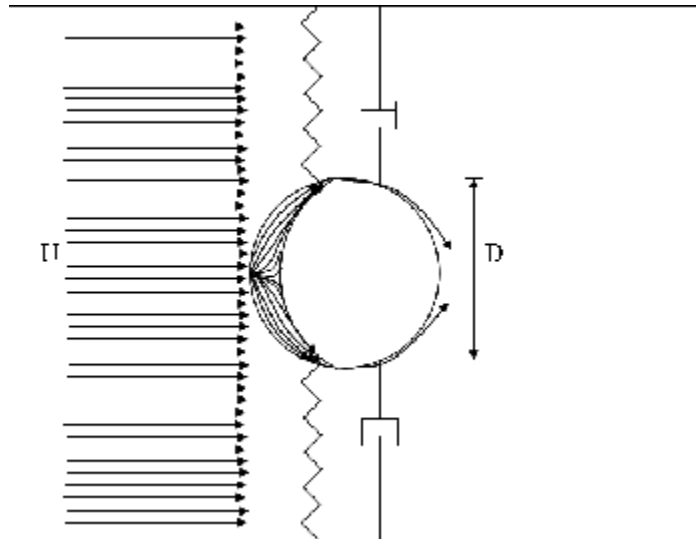


Figura 2.4.1 – Esquema prático da porosidade dirigida em cilindros.

O coeficiente de pressão, em concordância com a Teoria do Escoamento Potencial, é dado pela Equação 2.4.1 [10] e pode ser utilizado para estimativa do ganho em termos de redução do gradiente de pressão favorável ao longo do cilindro.

$$C_p = 1 - 4\text{sen}^2 q \quad (2.4.1)$$

Onde

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^2} \quad (2.4.2)$$

Para o ponto de estagnação, $q = 0$, $C_p = +1$ e para $q = 90^\circ$, $C_p = -3$. O ponto de separação para camada limite laminar é 82° e para camada limite turbulenta é 120° . (Ver Figuras 2.1.6 e 2.1.8.)

CAPÍTULO III – APARATO EXPERIMENTAL E MODELOS

Neste capítulo, são apresentados os aparatos experimentais utilizados para os ensaios que testam a efetividade do dispositivo com porosidade dirigida para a supressão da VIV com um grau e dois graus de liberdade.

São apresentadas, em detalhe, as bases elásticas que compõem os aparatos experimentais utilizados para os ensaios com um e dois graus de liberdade.

Os modelos utilizados nos ensaios também são descritos e uma nomenclatura é apresentada de forma a organizar a compreensão dos resultados.

Os resultados referentes aos modelos descritos neste Capítulo, são apresentados e discutidos nos Capítulos IV e V.

3.1. APARATO EXPERIMENTAL PARA O ESTUDO COM UM GRAU DE LIBERDADE

Para os testes com um grau de liberdade, projetou-se primeiramente um cilindro rígido de tal modo que ocorra propositalmente uma VIV significativa durante os ensaios para aferição do sistema elástico utilizado. Em seguida, no desenvolvimento da pesquisa, o mesmo ensaio foi realizado com o uso dos dispositivos supressores sendo que cada configuração do dispositivo constitui um modelo.

O procedimento dos ensaios é descrito em seguida. Tendo em vista a faixa de velocidades possíveis do Canal de Correntes, a massa e o diâmetro do cilindro rígido, a sua base elástica foi projetada de modo que a ocorrência de *lock-in* foi reproduzida dentro da faixa de velocidades reduzidas de interesse.

Os ensaios foram realizados no LOC (Laboratório de Ondas e Correntes) que está instalado no Bloco I2000 da COPPE/UFRJ. A estrutura utilizada para o ensaio foi um canal de correntes. A Figura 3.1.1 apresenta uma visão geral do canal de correntes utilizado. O canal possui largura de 1,5 m, profundidade de 0,8 m e permite uma velocidade máxima de 0,65 m/s com nível de água ajustado em torno de 0,5 m.

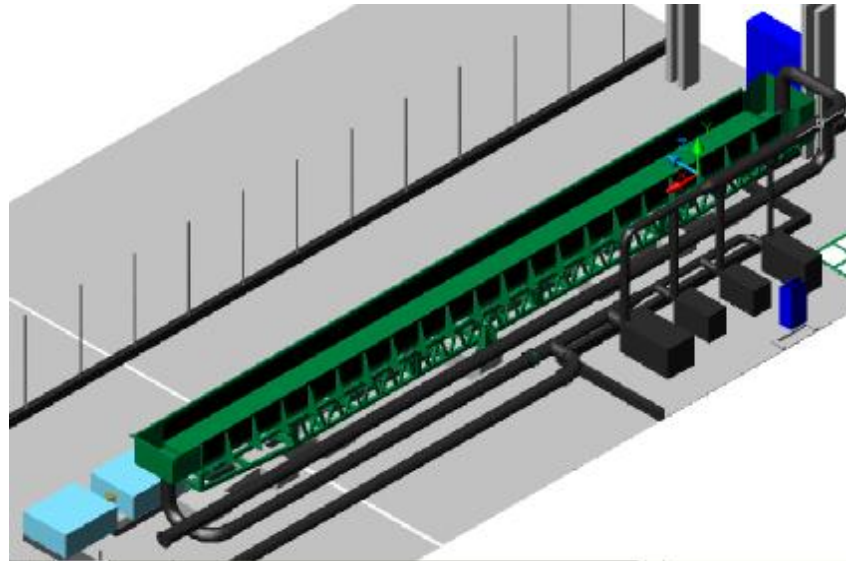


Figura 3.1.1-Visão geral do canal de correntes.

O modelo do cilindro-base consiste de um cilindro livre na extremidade inferior com espaçamento em relação ao fundo de modo a não interferir nos movimentos transversais. O espaçamento é pequeno o suficiente para que o escoamento possa ser considerado aproximadamente bi-dimensional. O espaçamento adotado é de 5 mm. Este espaçamento foi mantido para todas as configurações de dispositivos testados.

Um sistema de rolamentos preso a dois eixos paralelos na extremidade superior suporta o cilindro. O propósito do aparato é impedir o movimento do sistema na direção alinhada com o escoamento e permitir que ocorra, quando excitada, apenas a vibração transversal. Além disso, de forma a ajustar a frequência natural para uma faixa de velocidade reduzida significativa para as velocidades possíveis de se obter no canal de correntes do LOC, duas molas com comportamento elástico linear foram introduzidas entre o cilindro e as extremidades do canal de correntes. As Figuras 3.1.2, 3.1.3 e 3.1.4 apresentam fotos do cilindro-base montado no aparato em questão.



Figura 3.1.2 – Foto do sistema de sustentação dos modelos.



Figura 3.1.3 – Foto ampliada do sistema de sustentação dos modelos.



Figura 3.1.4 – Foto ampliada do sistema de sustentação dos modelos.

A massa estrutural do sistema considerando-se a massa dos modelos é de 2.33 kg, sendo que 1.36 kg são devidos ao aparato de sustentação.

3.2. APARATO EXPERIMENTAL PARA O ESTUDO COM DOIS GRAUS DE LIBERDADE

O projeto do aparato para os ensaios com dois graus de liberdade é similar ao projeto para um grau de liberdade. De forma a permitir movimentos somente em duas direções e obter um baixo fator de amortecimento, uma torre foi utilizada conforme a Figura 3.2.1. No topo da torre, um sistema de rolamentos lineares restringe, em dois graus de liberdade somente, o movimento pendular de uma haste que se estende do topo da torre à conexão com o modelo imerso no canal de correntes (Ver Figura 3.2.2).

Neste dispositivo, na medida em que se aumenta a força de arrasto com a velocidade de corrente, o cilindro tende a encontrar uma posição neutra (na direção alinhada com a corrente) a jusante da posição neutra da medição anterior. Para corrigir este efeito e garantir que a posição neutra da haste esteja sempre na vertical, um dispositivo de compensação foi adicionado ao aparato de forma a permitir um deslocamento da haste pelo topo até o seu alinhamento com a vertical (Ver Figura 3.2.2).

O cilindro foi conectado a dois conjuntos de molas dispostas nas direções x e y conforme destacado na Figura 3.2.3. A rigidez das molas é a mesma para as duas direções e foram ajustadas de forma a se obter, via ensaio de decaimento, a mesma frequência natural para as direções x e y .

A haste possui um comprimento de 3,145 m e foi produzida com fibra de carbono resultando em alta rigidez e massa reduzida. O comprimento total do sistema incluindo o cilindro é de 3,91 m. Este comprimento foi dimensionado de forma a garantir que o movimento de rotação do cilindro (movimento pendular) seja desprezível e que o cilindro se comporte como se estivesse sofrendo pura translação. Um estudo desta influência foi feito e constatou-se que o movimento de rotação do sistema como um todo é de aproximadamente $1,5^\circ$ para o caso de maior translação observado nos resultados experimentais obtidos.

O sistema projetado é original, uma vez que os sistemas que se utilizam de torres em ensaios similares verificados na literatura não configuram o sistema em

comportamento pendular. Em geral, a conexão da haste com o topo é elasticamente montada, como por exemplo, em STAPPENBELT *et al.* [24].

O sistema utilizado representou um ganho significativo em termos de redução do fator de amortecimento estrutural medido por ensaio de decaimento ($z = 0,016$), além de permitir uma redução significativa da razão de massa em relação ao sistema utilizado para o estudo de VIV com um grau de liberdade.



Figura 3.2.1 – Foto ampliada do sistema de sustentação do modelo.

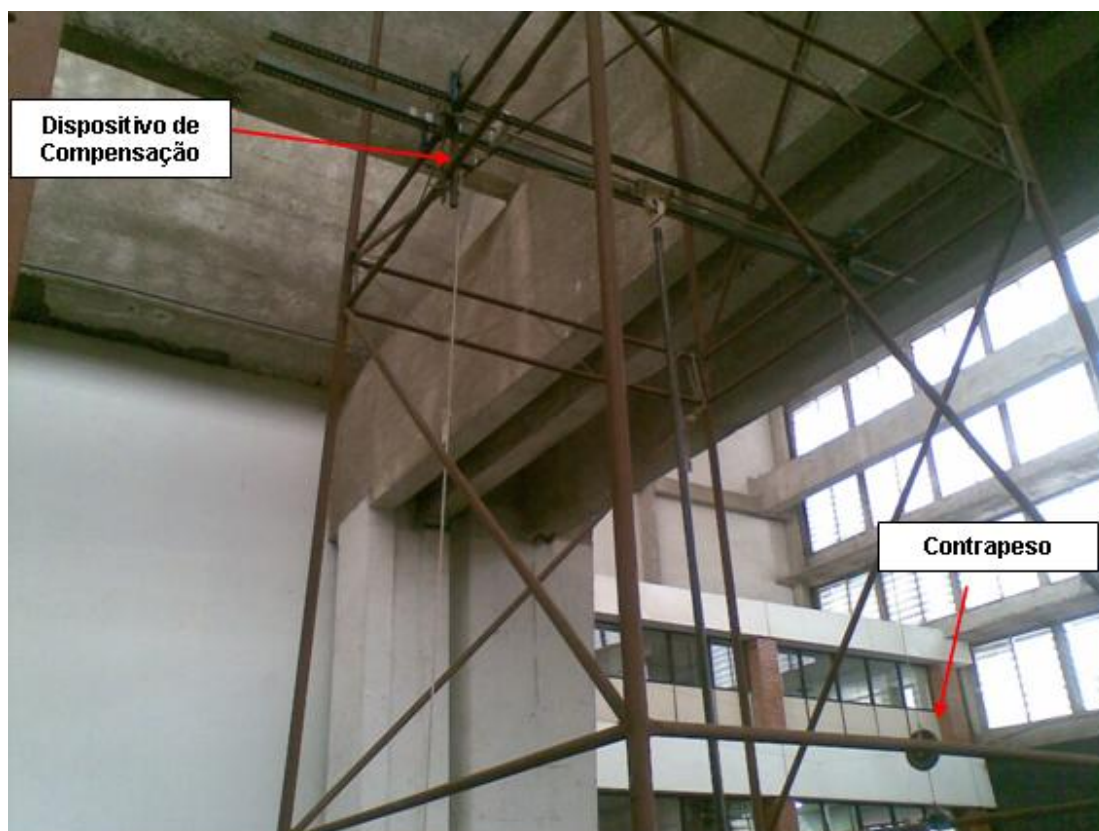


Figura 3.2.2 – Dispositivo de compensação para posição neutra da haste.

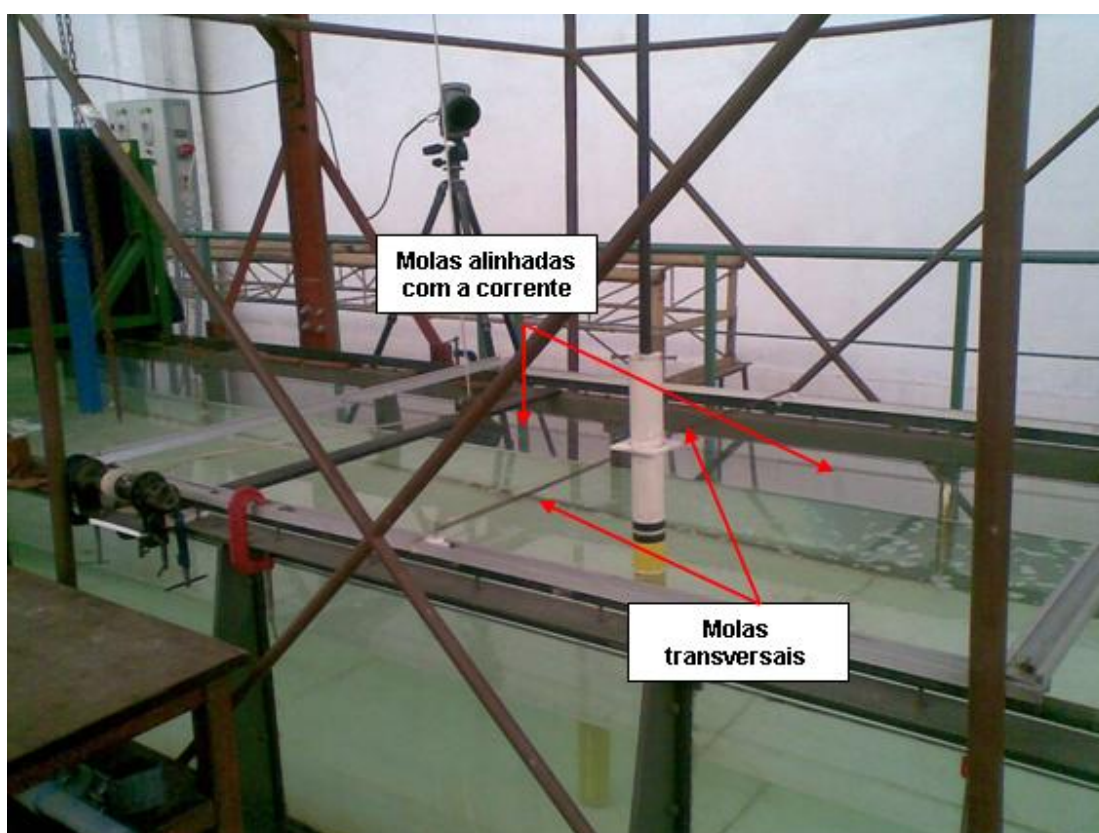


Figura 3.2.3 – Molas para restauração do sistema.

3.3. DESCRIÇÃO DOS MODELOS COM POROSIDADE

Foram projetados sete modelos (Modelos 01 a 07) com porosidade para o estudo da cinemática que visava definir em termos gerais as características geométricas do dispositivo de porosidade que fosse eficiente em reduzir a amplitude de VIV com um grau de liberdade. Posteriormente, foi construído um novo modelo (Modelo 08) para o estudo da variação do ângulo de incidência do escoamento de forma a adquirir sensibilidade para a elaboração de um modelo *omni* direcional.

Dando seqüência ao estudo, foi elaborado um modelo com o dispositivo de porosidade sendo distribuído helicoidalmente (Modelo 09). O modelo em questão foi estudado com um grau de liberdade tanto em termos de redução de VIV quanto em termos de redução da força de arrasto.

À medida que o estudo foi evoluindo, um estudo comparativo e aprofundado da eficiência da porosidade dirigida na redução da VIV e da força de arrasto foi realizado com um grau de liberdade através de quatro modelos (Modelos 10 a 13) conforme apresentado no Capítulo IV: modelo liso, modelo com porosidade, modelo com porosidade + rugosidade, modelo com *strakes*.

Para o estudo com dois graus de liberdade foram estudados três modelos (Modelos 14 a 16). A geometria e a concepção dos modelos foram alteradas em função da diferença de resultados observada em relação ao estudo com um grau de liberdade.

Todos os modelos consistem de cilindros rígidos conectados e vedados na forma de um corpo contínuo e rígido, conforme apresentado na Figura 3.3.1, que mostra a parte interna dos modelos que garante o fluxo dirigido.



Figura 3.3.1 – Detalhes da parte interna dos modelos.

A parte interna dos modelos por onde o fluxo é dirigido é a parte vedada no fundo e na altura do calado como indicado pela Figura 3.3.1 que mostra a vedação em forma de “meia lua”. Os furos de entrada do escoamento para cada modelo foram projetados a fim de permitir fluxo suficiente de massa na entrada. As saídas dos modelos foram projetadas de forma a garantir vazão controlada do fluido na região de separação da camada limite. Várias formas foram adotadas conforme apresentado na sequência.

Os Modelos de 01 a 07 possuem 7,5 cm de diâmetro, e 46 cm de calado e foram construídos a partir de tubos de PVC.

As Figuras 3.3.2 e 3.3.3 apresentam as fotos dos Modelos 01 e 02. O caso - base (sem porosidade) para fins de comparação para estes modelos consiste, na verdade, em tampar a saída do dispositivo de porosidade com material adesivo de forma a vedá-la e evitar o fluxo na saída sem alterar as propriedades hidrodinâmicas e a razão de massa do respectivo modelo. Os casos - base são o parâmetro de comparação da eficiência da porosidade dirigida.



Figura 3.3.2 –Foto do Modelo 01



Figura 3.3.3 – Foto do Modelo 02

A Figura 3.3.4 apresenta a foto do Modelo 03 que se diferencia dos Modelos 01 e 02 pela geometria da entrada e pelo espaçamento dos furos de saída.

Todos os três primeiros modelos apresentam furos de saída com 1 mm de diâmetro e com pequenos rasgos que visam tangenciar o fluxo de saída ao cilindro. O

espaçamento entre os furos de saída para os Modelos 01 e 02 é de 20 mm, dispostos em forma de uma linha vertical, e para o Modelo 03 é de 5 mm. O ângulo de saída do fluxo em relação ao ponto de estagnação teórico é 70° .



Figura 3.3.4 – Foto do Modelo 03

O Modelo 04 é idêntico geometricamente ao Modelo 03, apresentando uma diferença somente com relação à saída. Um tampão de fita adesiva sem obstruir o fluxo foi colocado com o objetivo de fazer com que o fluxo de saída fosse ainda mais tangente ao cilindro. Desenhos do Modelo 04 são apresentados na Figura 3.3.5.

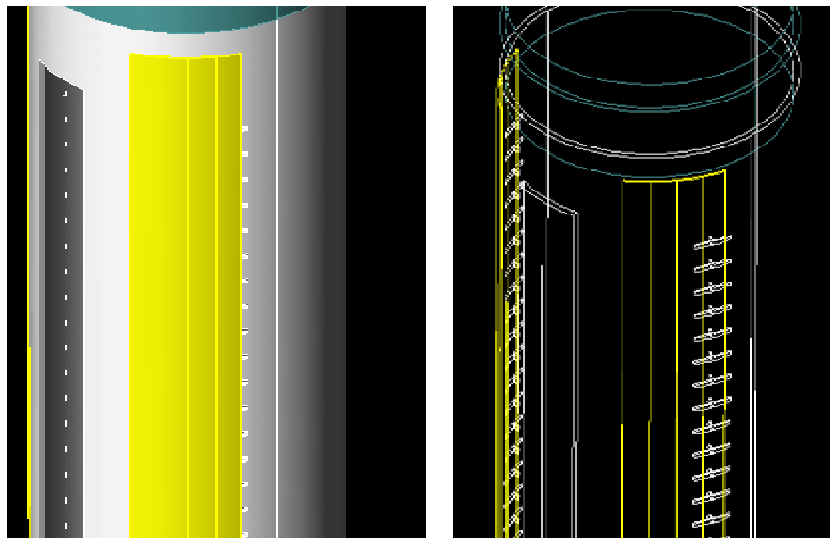


Figura 3.3.5 – Desenhos do Modelo 04

O Modelo 05, também idêntico ao Modelo 03, apresenta um tampão na saída de forma a obstruir o fluxo somente em um dos lados. O objetivo foi tentar quebrar o sincronismo de desprendimento de vórtices. A Figura 3.3.6 apresenta desenhos do modelo em questão.

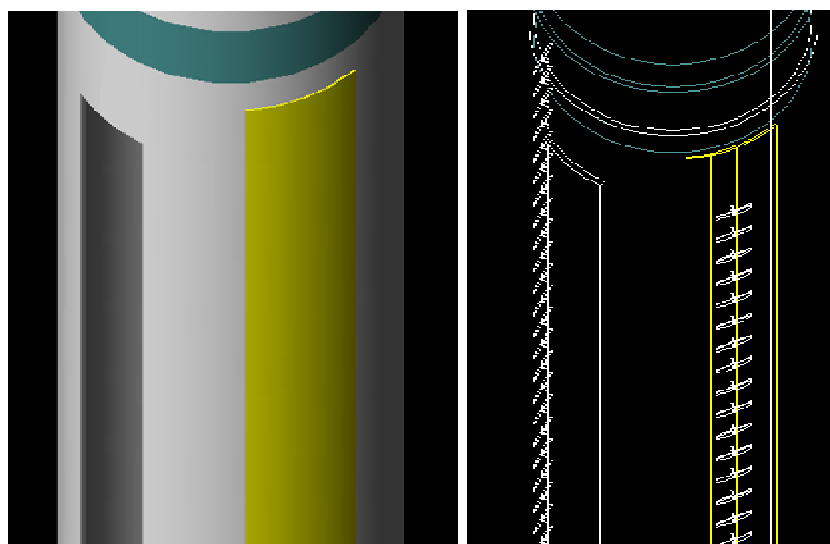


Figura 3.3.6 – Desenhos do Modelo 05

O Modelo 06 apresenta uma diferença em relação ao Modelo 03 somente no que se refere à saída. Outra fila de furos foi feita de forma idêntica àquela posicionada em

70⁰. Portanto, o Modelo 06 apresenta duas filas de furo: em 70⁰ e 80⁰. O espaçamento vertical entre os furos também é de 5 mm. O caso - base (sem porosidade) para o Modelo 06 é o mesmo dos Modelos 03, 04 e 05, uma vez que somente a saída será obstruída em todos eles. O Modelo 06 é esquematizado através de desenhos apresentados na Figura 3.3.7.

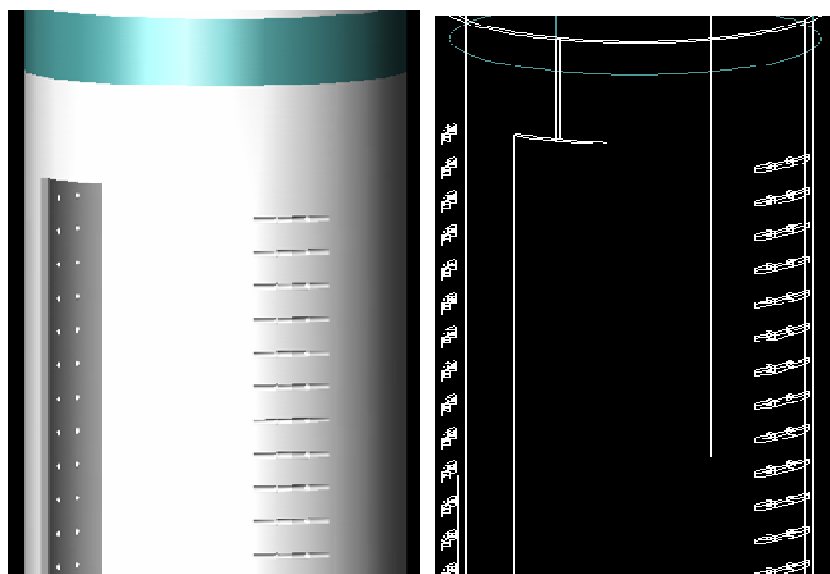


Figura 3.3.7 – Desenhos do Modelo 06


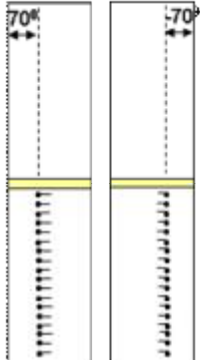
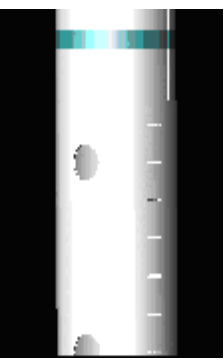
O Modelo 07 apresenta, conforme a Figura 3.3.8, entradas circulares de 5 mm de diâmetro, espaçadas de 2,0 cm. A saída apresenta somente uma fila vertical de furos de 1 mm de diâmetro espaçados por 5 mm e dispostos em um ângulo de 80⁰ em relação ao ponto de estagnação teórico.


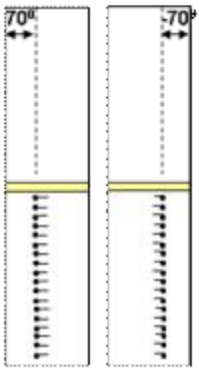
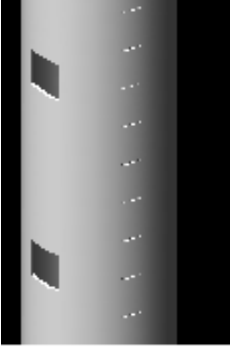

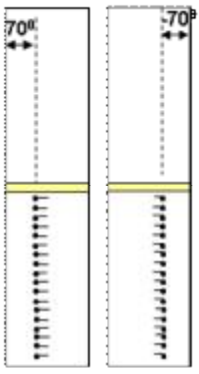
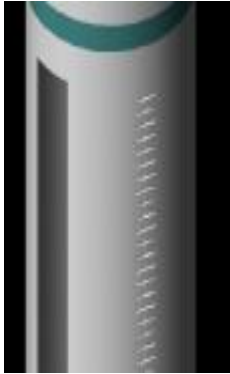

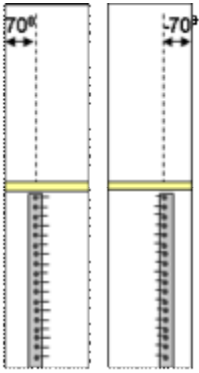
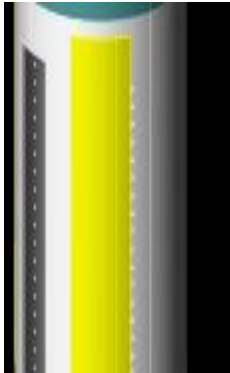

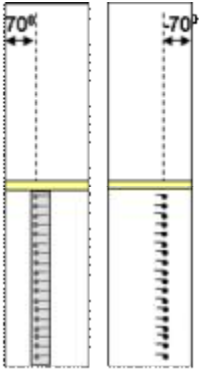
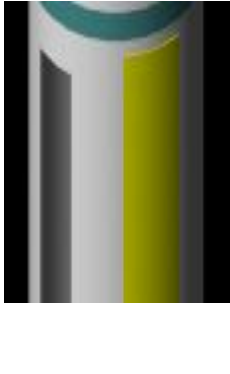



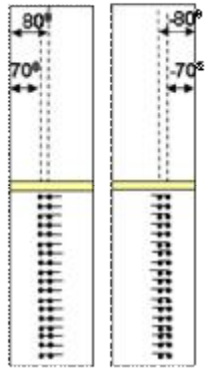

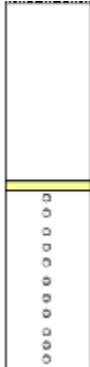
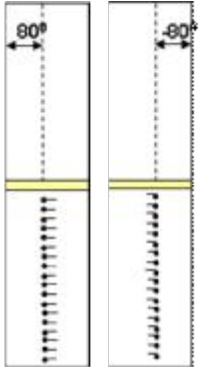

Figura 3.3.8 – Foto do Modelo 07

A Tabela 3.3.1 apresenta um resumo dos modelos utilizados no estudo cinemático com um grau de liberdade para definição da geometria padrão.

Tabela 3.3.1 – Descrição dos Modelos utilizados no estudo cinemático com 1 GDL.

Modelo	Descrição	Entrada	Saída	Visão 3D
01	Modelo com 80 cm de comprimento e 7,5 cm de diâmetro. Furos de entrada circulares com $\frac{3}{4}$ pol de diâmetro, e espaçados por 20 cm na vertical. Furos de saída com 1 mm de diâmetro, posicionados em um ângulo de 70° em relação ao ponto de estagnação e separados por 20 mm na vertical.			

02	<p>Modelo com 80 cm de comprimento e 7,5 cm de diâmetro. Furos de entrada quadrados com 3/4 pol de lado, e espaçados por 20 cm na vertical. Furos de saída com 1 mm de diâmetro, posicionados em um ângulo de 70⁰ em relação ao ponto de estagnação e separados por 20 mm na vertical.</p>			
03	<p>Modelo com 80 cm de comprimento e 7,5 cm de diâmetro. Rasgo de entrada ao longo de toda a região inundada com 3/4 pol de largura. Furos de saída com 1 mm de diâmetro, posicionados em um ângulo de 70⁰ em relação ao ponto de estagnação e separados por 5 mm na vertical.</p>			
04	<p>Modelo com 80 cm de comprimento e 7,5 cm de diâmetro. Rasgo de entrada ao longo de toda a região inundada com 3/4 pol de largura. Furos de saída com 1 mm de diâmetro, posicionados em um ângulo de 70⁰ em relação ao ponto de estagnação e separados por 5 mm na vertical com uma fita sobre a saída direcionando o fluxo.</p>			
05	<p>Modelo com 80 cm de comprimento e 7,5 cm de diâmetro. Rasgo de entrada ao longo de toda a região inundada com 3/4 pol de largura. Furos de saída com 1 mm de diâmetro, posicionados em um ângulo de 70⁰ em relação ao ponto de estagnação e separados por 5 mm na vertical com uma fita impedindo o fluxo somente em um dos lados.</p>			

<p>06</p>	<p>Modelo com 80 cm de comprimento e 7,5 cm de diâmetro. Rasgo de entrada ao longo de toda a região inundada com ¾ pol de largura. Duas filas de furos de saída com 1 mm de diâmetro, posicionados em ângulos de 70⁰ e 80⁰ em relação ao ponto de estagnação e separados por 5 mm na vertical.</p>			
<p>07</p>	<p>Modelo com 80 cm de comprimento e 7,5 cm de diâmetro. Furos de entrada circulares com 5 mm de diâmetro, e espaçados por 20 mm na vertical. Furos de saída com 1 mm de diâmetro, posicionados em um ângulo de 80⁰ em relação ao ponto de estagnação e separados por 5 mm na vertical.</p>			

O Modelo 08 foi projetado com o intuito de estudar o efeito da variação do ângulo de incidência do escoamento em relação à entrada do dispositivo de porosidade. É similar ao Modelo 07, porém os furos de entrada para este modelo são retangulares e possuem largura de 9 mm e altura de 21 mm. Os furos de saída foram distribuídos em duas filas verticais posicionadas em 70⁰ e 80⁰ a partir do ponto de estagnação teórico de forma similar ao Modelo 07.

Após o estudo com a variação do ângulo de incidência do escoamento e motivado por este, um modelo com distribuição helicoidal do dispositivo de porosidade foi projetado buscando-se uma solução *omni* direcional (Modelo 09). O modelo (ver Figura 3.3.9) foi projetado com módulos do dispositivo poroso com características geométricas idênticas às do Modelo 08. A distribuição helicoidal dos módulos possui passo de $14D$. O passo refere-se à variação angular dos furos de entrada e saída do modelo ao longo do seu comprimento. O comprimento de cada módulo é de 5 cm.



Figure 3.3.9 – Foto do Modelo 09 proposto como solução *omni* direcional para o estudo com um grau de liberdade.

Em seguida, para o estudo aprofundado e comparativo da redução da força de arrasto pelo dispositivo poroso foram utilizados quatro modelos: liso, com porosidade, com porosidade+rugosidade, e com *strakes*.

O modelo liso foi utilizado para aferição do sistema de medição de cargas (Modelo 10). O modelo com porosidade é idêntico ao Modelo 08 (Ver Figura 3.3.10 e 3.3.11) utilizado para o estudo da variação do ângulo de incidência do escoamento, no entanto, para fins de organização do texto, é referenciado como Modelo 11 ao longo de toda a Seção 4.2 deste texto. O modelo com porosidade+rugosidade é referenciado como Modelo 12 e o modelo com *strakes* é referenciado como Modelo 13.



Figura 3.3.10 – Modelo 08/11 em sua vista frontal.



Figura 3.3.11 – Modelo 08/11 em sua vista lateral.

O modelo com rugosidade foi uma tentativa de indução de camada limite turbulenta, o que levaria o escoamento a um novo ponto de separação. O dispositivo de

porosidade dirigida foi introduzido também para este modelo com geometria semelhante à do Modelo 08/11, porém com uma configuração para os poros de saída diferente daquela utilizada para camada limite laminar (70° e 80° a partir do ponto de estagnação). Prevendo uma retardação da separação para o cilindro com rugosidade, os poros de saída foram colocados numa fileira única em 120° a partir do ponto de estagnação. A rugosidade foi obtida a partir da introdução de grãos de latão com granulometria de aproximadamente 0,2 mm.

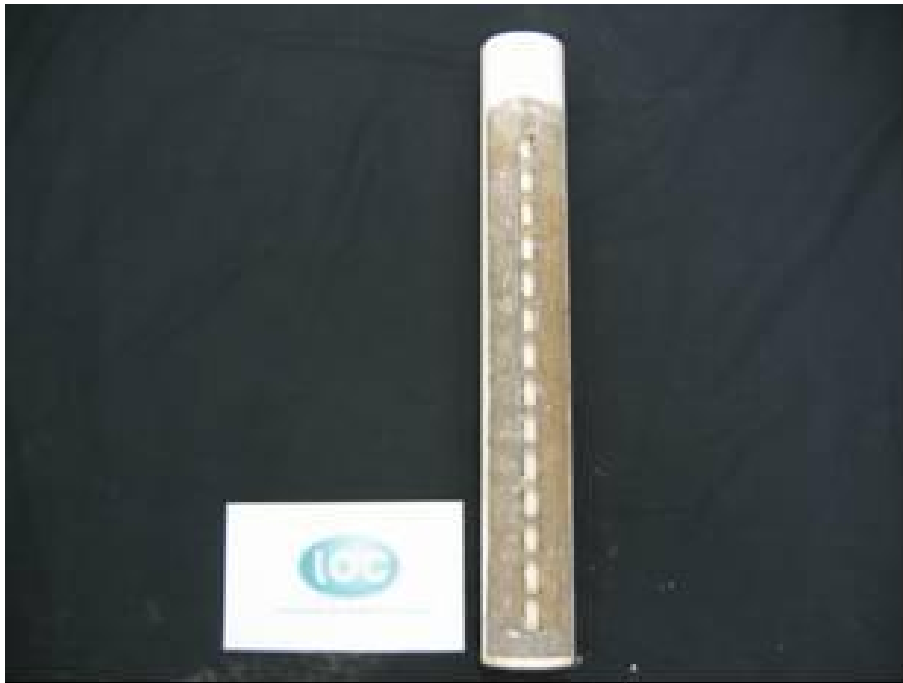


Figura 3.3.12 – Modelo 12 (com rugosidade+porosidade)

O Modelo 13 é composto de um cilindro liso com *strakes* distribuídos com uma defasagem de 120° , largura $0,25D$ e passo $25D$.



Figura 3.3.13 –Modelo 13 (com *strakes*)

Para todos os modelos testados com um grau de liberdade (Modelos 01 a 13), a frequência natural do sistema foi ajustada em 0,47 Hz e foi obtida através da variação da massa dos modelos e confirmada por ensaios de decaimento na água.

O fator de amortecimento para o estudo cinemático (Modelos 01 a 08) é $z = 0,34$ e foi ajustado através da lubrificação dos mancais com rolamentos e confirmado por ensaios de decaimento na água. Devido a um ajuste posterior no sistema de rolamentos, foi obtido um melhoramento em termos práticos que permitiu a obtenção de um fator de amortecimento $z = 0,29$. Em função da diferença de objetivo entre o estudo cinemático e o estudo do comportamento das forças no cilindro, o novo e favorável fator de amortecimento foi mantido para os ensaios com os Modelos 09 a 13.

Ainda para o estudo cinemático, o calado utilizado nos ensaios (Modelos 01 a 08) é de 46 cm. Para os ensaios com os Modelos 09 a 13, o calado utilizado foi de 47 cm devido às motivações que envolvem o melhor ajuste das velocidades no canal que é obtido ajustando-se o volume de água deslocado pelas bombas.

Conforme apresentado na Seção 3.2, um novo aparato experimental foi utilizado para o estudo com dois graus de liberdade. O aparato foi utilizado na condução dos ensaios para os Modelos 14 a 16 que serão descritos na sequência. O fator de

amortecimento confirmado por ensaios de decaimento na água para estes modelos é $z = 0,016$. A frequência natural ajustada para todos os modelos é 0,36 Hz.

A frequência natural ajustada apresenta mais uma vantagem do sistema com torre, uma vez que permite o alcance de velocidades reduzidas mais altas para as mesmas velocidades de corrente utilizadas nos ensaios com um grau de liberdade.

O calado adotado para os Modelos 14 a 16 foi de 50 cm. O Modelo 14 apresenta dispositivo poroso com quatro entradas espaçadas por 1,5 cm entre si com 1 cm de largura e 10 cm de comprimento conforme Figura 3.3.14. A saída do dispositivo é posicionada em 80° a partir do ponto de estagnação teórico. A geometria da saída é em forma de rasgos ao invés de furos. Os rasgos possuem 6 cm de comprimento e são espaçados entre si por 1 cm (Ver Figura 3.3.15). A largura dos rasgos é de 2 mm com acabamento que garante que o fluxo de saída seja tangencial.



Figura 3.3.14 –Modelo 14 (vista frontal)



Figura 3.3.15 – Modelo 14 (vista lateral)

O Modelo 15 apresenta dispositivo poroso com entrada similar à do Modelo 14 conforme Figura 3.3.16. A saída do dispositivo é composta por cinco filas de furos com 1 mm de diâmetro, separados por 5 mm e posicionados nos ângulos de 70° , 80° , 90° , 100° e 110° em relação ao ponto de estagnação teórico (Ver Figura 3.3.17).



Figura 3.3.16 – Modelo 15 (vista frontal)



Figura 3.3.17 – Modelo 15 (vista lateral)

O Modelo 16 (Ver Figura 3.3.18) é uma tentativa de solução *omni* direcional elaborada a partir dos resultados obtidos para os Modelos 14 e 15 a serem apresentados no Capítulo V deste texto. É composto de módulos do dispositivo de porosidade dirigida com 5 cm de comprimento, distribuídos helicoidalmente com um passo de 90°. A entrada de cada módulo possui 2,5 cm de largura e 4 cm de altura. A saída de cada módulo é idêntica à saída do Modelo 15.



Figura 3.3.18 – Modelo 16

Os resultados obtidos para os Modelos 01 a 13 (estudo com um grau de liberdade) são sistematicamente discutidos no Capítulo IV. Os resultados dos Modelos 14 a 16 são discutidos no Capítulo V no estudo com dois graus de liberdade.

CAPÍTULO IV – ESTUDO DO EFEITO DE POROSIDADE PARA CILINDRO COM UM GRAU DE LIBERDADE

Este capítulo apresenta diversos resultados para os modelos com porosidade dirigida com um grau de liberdade, apresentados no Capítulo III em termos de deslocamentos transversais e forças de arrasto. Apresentam-se resultados que evidenciam a queda no coeficiente de arrasto causada pela porosidade dirigida em comparação com outras configurações como o cilindro liso, cilindro com *strakes*, e um cilindro rugoso com porosidade dirigida.

Apresentam-se, de forma complementar, um conjunto com fotos dos padrões de vórtice, em comparação com os obtidos na literatura e que mostram claramente a energia dissipada pela porosidade dirigida.

E, por fim, apresenta-se um estudo da variação no ângulo de incidência do escoamento em termos de deslocamento do cilindro que serviu de base para a elaboração de um modelo *omni* direcional. O modelo sugerido foi testado em termos de deslocamento transversal e força de arrasto para diversos ângulos de incidência do escoamento.

Os resultados da cinemática são apresentados em termos de amplitude de VIV adimensional (A/D) em função da velocidade reduzida (V_R) para cada medição, onde A é o harmônico equivalente da amplitude de vibração transversal e D é o diâmetro do modelo.

O estudo discute, também, a grande vantagem adicional em termos de redução do coeficiente de arrasto apresentada pelos cilindros com porosidade. Para tal, ensaios foram conduzidos de forma a medir o coeficiente de arrasto (C_D) para quatro diferentes modelos: liso, com porosidade, com rugosidade+ porosidade, e com *strakes*.

4.1. RESULTADOS DO ESTUDO DA CINEMÁTICA

Inicialmente, com o intuito de confirmar o valor da frequência natural amortecida do sistema com os respectivos modelos, foram feitos ensaios de decaimento na água para cada modelo e o valor médio ajustado é igual a 0,47 Hz para todos os modelos.

A amplitude do harmônico equivalente das vibrações transversais (senóide equivalente ao sinal irregular em termos de energia) foi obtida multiplicando-se o RMS (root mean square) do sinal de deslocamento por $\sqrt{2}$. Esse procedimento é largamente utilizado na análise de ensaios apresentados na literatura clássica e foi utilizado nesta etapa do projeto de forma a se comparar os casos - base com a literatura, e apresentar a redução da amplitude de vibração, proporcionada pela porosidade dirigida, em termos de redução do valor efetivo do sinal de deslocamento que é o fator mais representativo na análise de fadiga causada por VIV em umbilicais e risers.

Como dito anteriormente, a definição da melhor geometria foi obtida através de ensaios com sete modelos (Modelos 01 a 07). O estudo da influência do ângulo de incidência do escoamento em relação ao ponto de estagnação teórico foi realizado para o Modelo 08. E por fim, foram realizados ensaios com uma solução inicial para a *omni* direcionalidade (Modelo 09). A razão de massa dos Modelos 01 a 09 é ($m^* = 1,19$).

Em cada ensaio foram feitas aproximadamente vinte medições e para cada modelo são apresentadas as relações de $A/D \times V_R$ em comparação com o respectivo caso - base (sem porosidade).

As respectivas velocidades de correnteza foram medidas utilizando-se um correntômetro. As velocidades de correnteza apresentaram pequenas variações ao longo do tempo. Sendo assim, para cada aquisição de deslocamento dos modelos, foram realizadas dez medições de velocidade de correnteza e a média delas foi adotada.

Os resultados para o Modelo 01 em comparação com o respectivo caso - base são apresentados na seqüência. A Figura 4.1.1 apresenta os valores de $A/D \times V_R$. Como se pode perceber, a geometria dos furos de entrada e saída adotada para o Modelo 01 não se mostrou efetiva no sentido de reduzir a amplitude de vibração do mesmo.

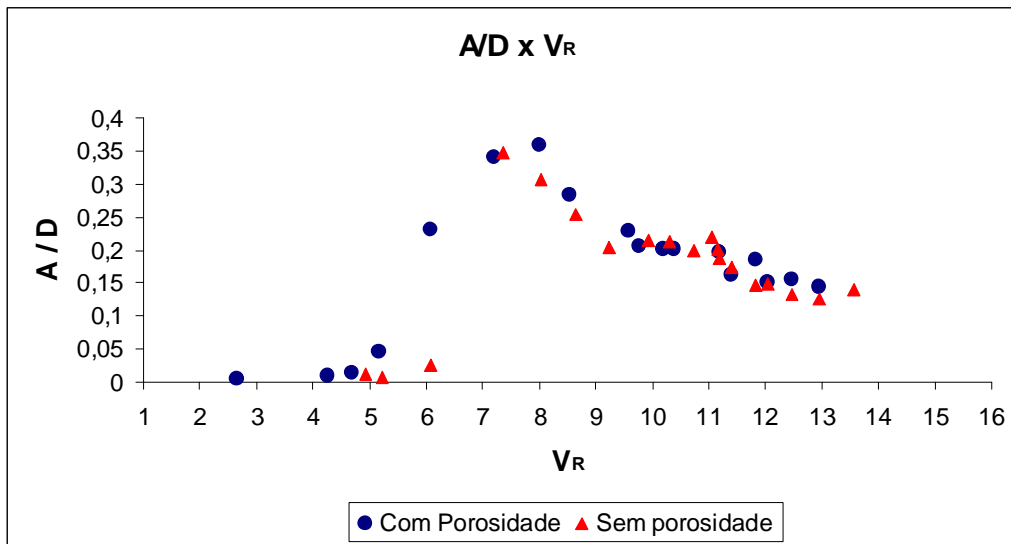


Figura 4.1.1 – $A/D \times V_R$ para o Modelo 01 em comparação com seu caso - base.

Percebendo-se a não efetividade do Modelo 01, o Modelo 02 foi construído utilizando-se uma geometria retangular na entrada em diferença à geometria circular do Modelo 01 que apresentava $\frac{3}{4}$ pol. de diâmetro. As arestas do quadrado de entrada do Modelo 02 também possuem $\frac{3}{4}$ pol. O objetivo da alteração era tão simplesmente testar o efeito de tridimensionalidade do fluxo na área interna do cilindro em função das geometrias de entrada. A Figura 4.1.2 apresenta os valores de $A/D \times V_R$. Novamente, a geometria utilizada não se mostrou efetiva.

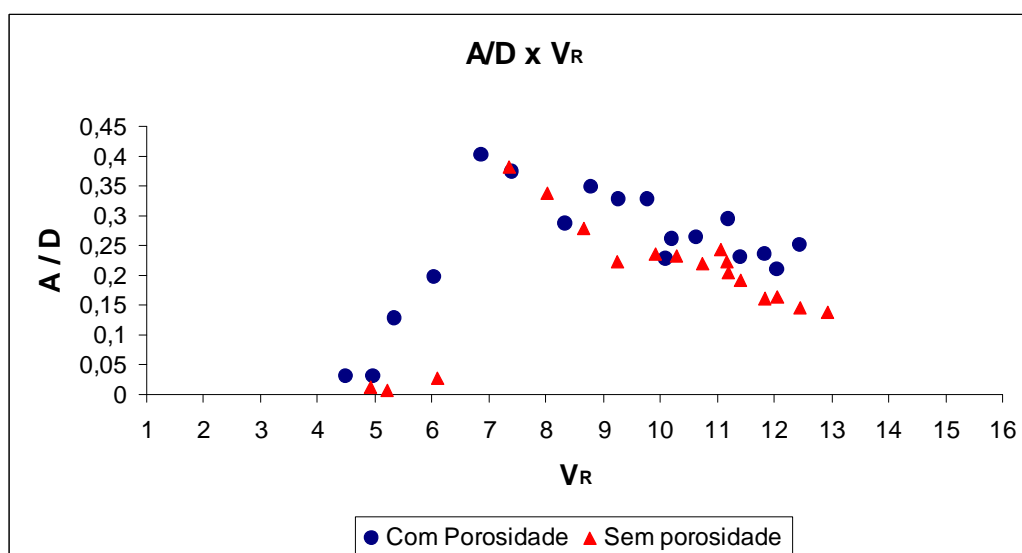


Figura 4.1.2 - $A/D \times V_R$ para o Modelo 02 e seu caso - base.

Percebendo-se a não efetividade dos dois modelos anteriores em reduzir a amplitude de vibração, tentou-se novamente alterar a geometria da entrada em conjunto com um aumento de fluxo na saída. Com o objetivo de investigar o efeito de um fluxo padronizado em todos os níveis abaixo do calado do cilindro, fez-se um rasgo na entrada do dispositivo de porosidade, e diminuiu-se a distância entre os furos de saída.

Aumentando-se os furos de saída, aumentou-se o fluxo, uma vez que os Modelos 01 e 02 já apresentavam uma alta relação entre entrada e saída que garantisse um fluxo de alta velocidade na saída.

A Figura 4.1.3 apresenta $A/D \times V_R$ para o Modelo 03 em comparação com seu caso - base. Como se pode perceber, há uma redução na amplitude de vibração em relação aos modelos anteriores, mas ainda não tão significativa na região de máxima amplitude próxima a velocidades reduzidas entre 7 e 8.

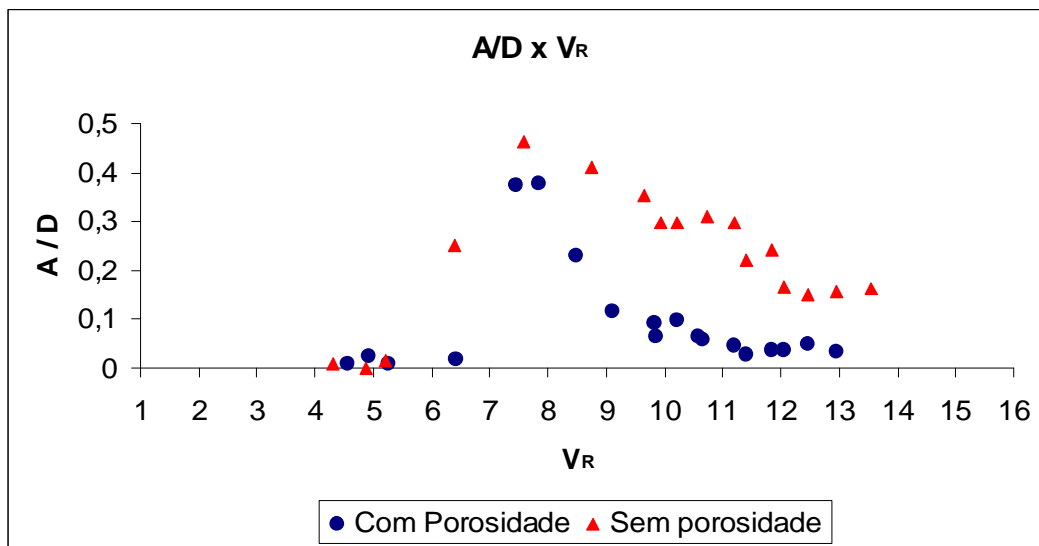


Figura 4.1.3 - $A/D \times V_R$ para o Modelo 03 e seu caso - base.

Com o objetivo de verificar quão tangencial era o fluxo de saída dos modelos anteriores, uma fita adesiva foi colocada por cima destes, sendo que os rasgos nos furos de saída que tangenciam o cilindro garantem que haja fluxo. A Figura 4.1.4 apresenta $A/D \times V_R$ para o mesmo (Modelo 04).

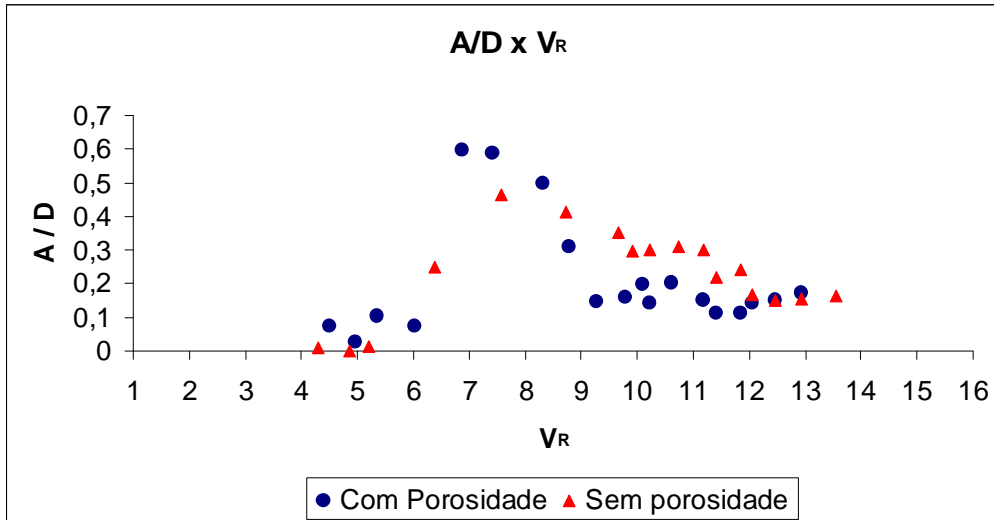


Figura 4.1.4 - $A/D \times V_R$ para o Modelo 04 e seu caso - base.

Percebe-se dos resultados para o Modelo 04 em comparação com seu caso - base, que a redução ainda não foi tão significativa e o resultado obtido é muito próximo do Modelo 03. Isto indica que não é necessário nenhum dispositivo externo com o objetivo de tangenciar o fluxo e que a própria construção dos furos de saída já garantiu uma característica tangencial dos mesmos em relação ao cilindro.

Dando prosseguimento à busca da melhor solução, o Modelo 05 foi construído com igualdade geométrica ao Modelo 03, exceto pelo fato de que os furos de saída estão totalmente tampados em um lado somente. O objetivo de tal estudo foi verificar a eficiência desta assimetria na quebra do padrão de desprendimento de vórtices. A Figura 4.1.5 apresenta os resultados em termos $A/D \times V_R$ para o Modelo 05 em comparação com seu caso - base.

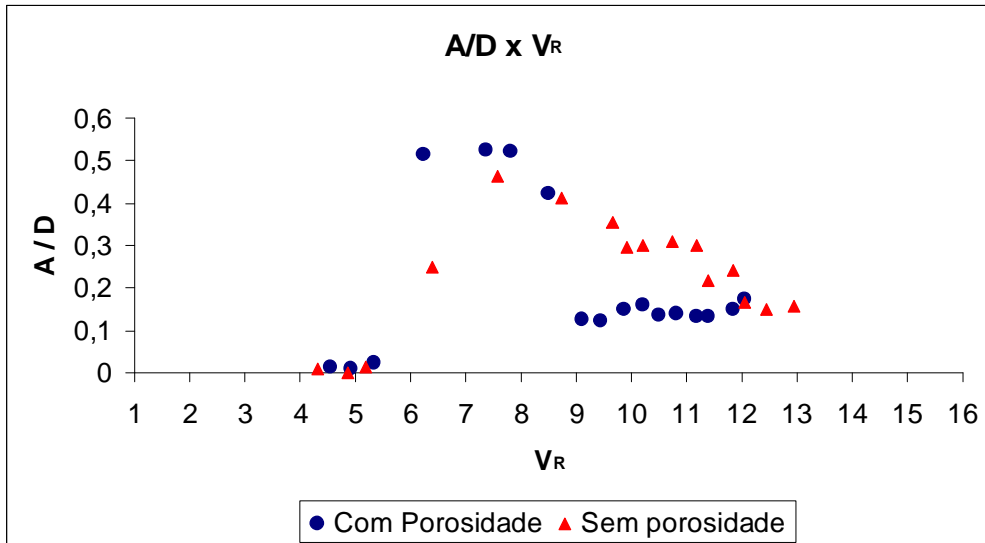


Figura 4.1.5 - $A/D \times V_R$ para o Modelo 05 e seu caso - base.

Depois de duas tentativas frustradas de melhorar o desempenho do Modelo 03 em termos de redução da amplitude de vibração, foi feito através do Modelo 06, uma tentativa de aumentar o fluxo de saída e de se aproximar a saída ainda mais do ponto de separação da camada limite. Ao lado da fila de furos de saída, posicionada em um ângulo de 70° em relação ao ponto de estagnação, uma nova fila de furos de saída idêntica a anterior foi posicionada em um ângulo de 80° . A Figura 4.1.6 apresenta os resultados $A/D \times V_R$ para o Modelo 06 em comparação com seu caso - base.

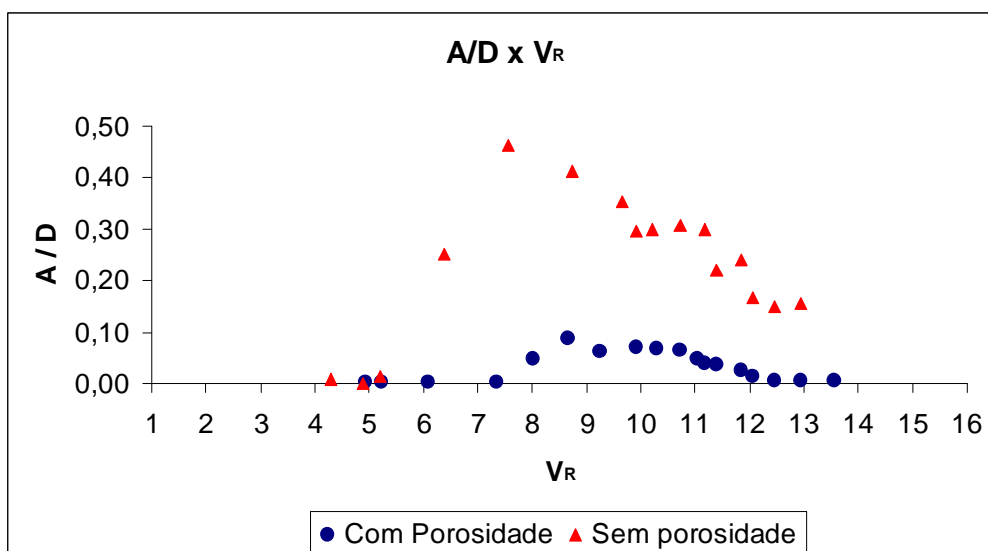


Figura 4.1.6 - $A/D \times V_R$ para o Modelo 06 e seu caso - base.

Como pode ser observado na Figura 4.1.6, a nova geometria adotada para a saída foi extremamente efetiva no sentido de reduzir a amplitude de vibração.

A comparação entre o Modelo 06 e o Modelo 03 representou um esclarecimento com relação ao posicionamento da saída do dispositivo. Constatou-se que uma saída que apresente um fluxo maior e mais próximo ao ponto de descolamento da camada limite é mais efetiva. O estudo com o Modelo 07 foi conduzido no sentido de confirmar o resultado obtido com o Modelo 06.

O Modelo 07 apresenta furos de entrada de 5 mm espaçados de 20 mm. A saída foi construída com uma fila somente de furos de 1 mm de diâmetro espaçados por 5 mm em um ângulo de 80° em relação ao ponto de estagnação. A Figura 4.1.7 apresenta os resultados em termos de $A/D \times V_R$ para o Modelo 07 em comparação com seu caso - base.

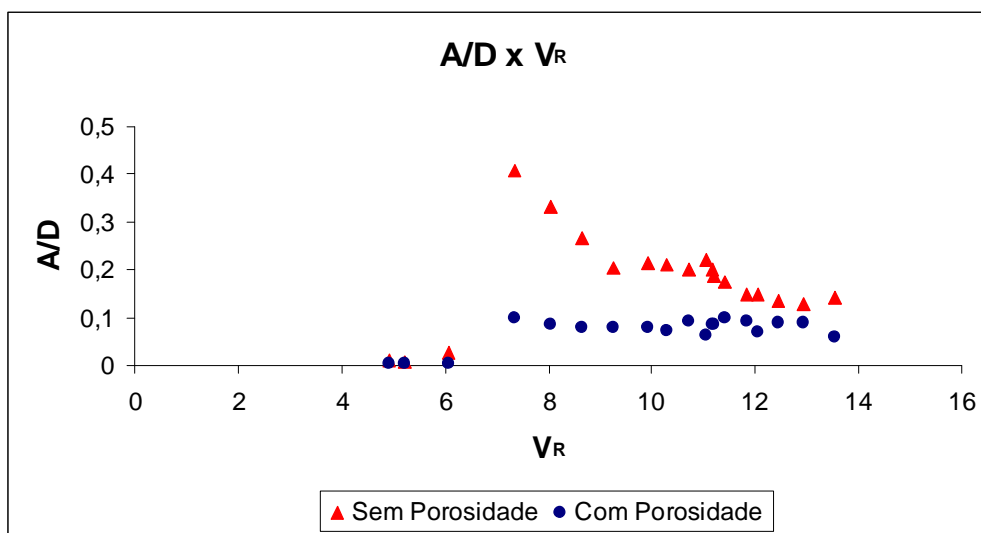


Figura 4.1.7- $A/D \times V_R$ para o Modelo 07 e seu caso - base.

Percebe-se pela Figura 4.1.7 que o Modelo 07 apresenta uma alta efetividade no sentido de reduzir as vibrações transversais ao escoamento. Entretanto, apresenta uma efetividade um pouco menor que o Modelo 06 (Figura 4.1.6). Isto pode estar relacionado ao pequeno diâmetro dos furos de entrada adotado no dispositivo de porosidade.

Os resultados anteriores indicam que os Modelos 06 e 07 representam as duas melhores geometrias em termos de redução de VIV utilizando-se porosidade dirigida. No sentido de validar os casos - base dos Modelos 06 e 07 com resultados da literatura [27] e [15], recuperam-se as Figuras 4.1.8 e 4.1.9, onde são apresentados os pontos de máximo A/D em que os casos - base aqui levantados estão situados. O fator de amortecimento estrutural dos modelos é $\zeta = 0,34$ e o Número de Strouhal relacionado com os ensaios é $St = 0,17$.

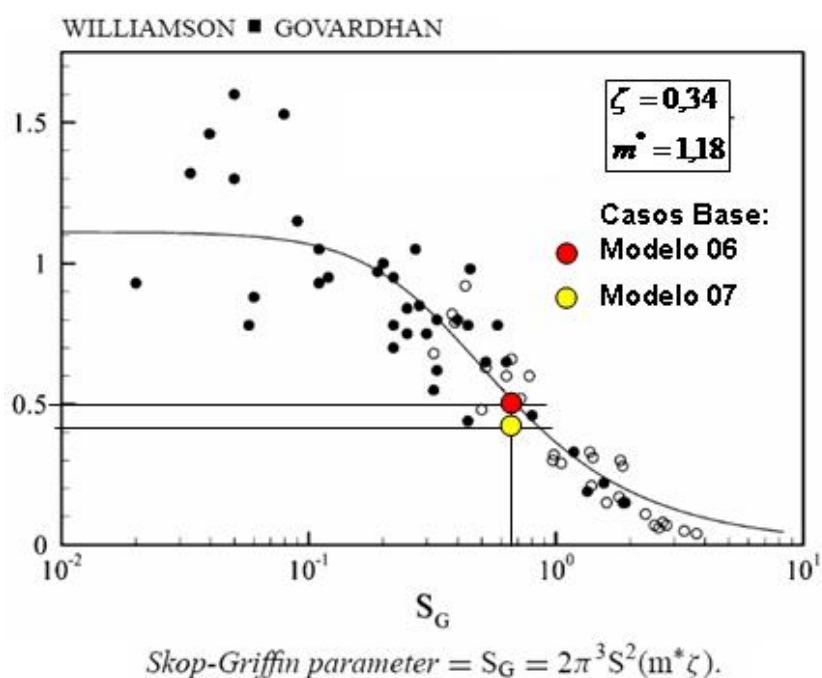


Figura 4.1.8 – Resultado dos casos - base (Modelos 06 e 07) em comparação com sistematização de WILLIAMSON *et al.* [15].

No que se refere à razão de massa, torna-se importante diferenciar as definições utilizadas pelos respectivos autores. No gráfico apresentado na Figura 4.1.8 [15], a definição para razão de massa é a mesma utilizada ao longo deste texto: razão entre a massa estrutural do sistema e a massa de fluido deslocada pelo cilindro. Na Figura 4.1.9 [27], a definição utilizada para razão de massa é igual em conceito, mas não em valor. Obtida por análise dimensional, a razão de massa considerada na Figura 4.1.9 é definida pela razão (m/rD^2L) , onde m é a massa estrutural do sistema, L é o calado considerado, D é o diâmetro do cilindro, e r é a densidade do fluido. Para que esta

definição fosse igual à definição utilizada ao longo deste texto e coincidente com a definição utilizada pelo autor da Figura 4.1.8, seria necessário que o denominador desta razão fosse multiplicado por $p/4$. Portanto, a razão de massa dos Modelos 01 a 09 na Figura 4.1.8 é ($m^* = 1,18$), enquanto que na Figura 4.1.9 é ($m^* = 0,93$).

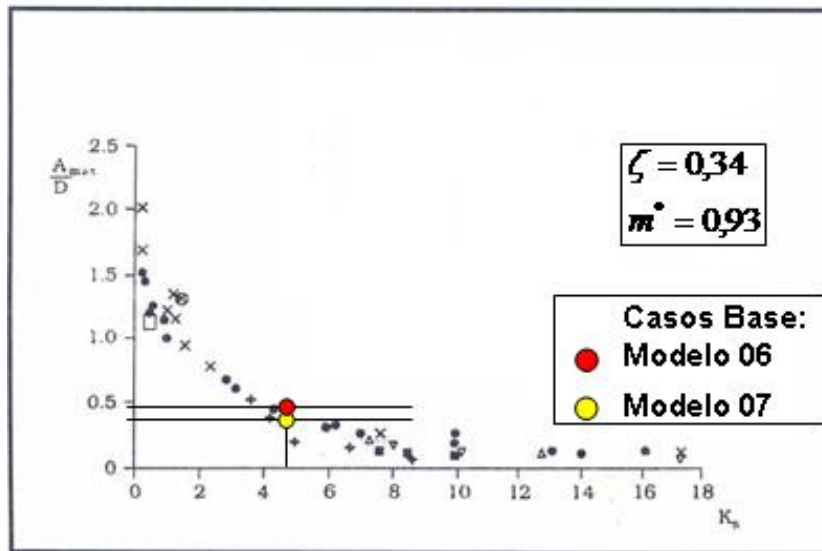


Figura 4.1.9 – Resultado dos casos - base (Modelos 06 e 07) em comparação com sistematização de KING *et al.* [27].

Como pode ser observado nas Figuras 4.1.8 e 4.1.9, os resultados experimentais obtidos neste estudo se aproximam dos experimentos apresentados na literatura. A Figura 4.1.9 apresenta uma compilação de resultados experimentais obtida por KING *et al.* [27] similar ao *Griffin Plot* apresentado na Figura 4.1.8.

Dando prosseguimento ao estudo, de forma a avaliar quão efetivo é o dispositivo com porosidade dirigida submetido a diferentes ângulos de incidência do escoamento em relação às entradas do dispositivo, foram conduzidos testes com o Modelo 08 de forma a se obter um indicativo para um projeto inicial de uma configuração *omni* direcional.

Conforme apresentado no Capítulo III, os furos de entrada para o Modelo 08 possuem largura de 9 mm e altura de 21 mm. O diâmetro dos furos de saída é de 1 mm. Os furos foram distribuídos em duas filas verticais posicionadas em 70^0 e 80^0 a partir do ponto de estagnação teórico.

A Figura 4.1.10 apresenta resultados em termos de $A/D \times V_R$ para o modelo em questão submetido a escoamento incidindo frontalmente aos furos de entrada (0^0). É também apresentada a comparação com seu caso - base (sem porosidade). O objetivo deste primeiro teste é verificar o comportamento do modelo base, uma vez que apresenta diferenças geométricas em relação aos modelos anteriores.

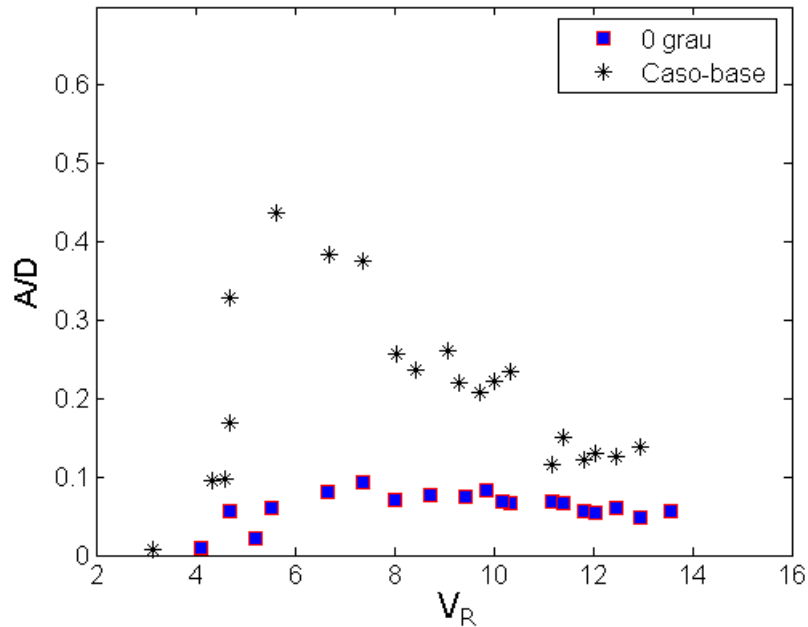


Figura 4.1.10 - $A/D \times V_R$ para escoamento incidindo em 0^0 .

Testes similares ao apresentado na Figura 4.1.10 foram conduzidos para ângulos de incidência do escoamento iguais a 30, 60, 90, 120, 150 e 180 graus a partir dos furos de entrada. Os valores máximos (A/D_{max}) para cada um dos ensaios é apresentado na Figura 4.1.11 em comparação com a linha que representa a amplitude máxima obtida para o caso - base.

Pode-se concluir que a porosidade tende a ser efetiva não só na direção do escoamento, mas também para 30, 90 e 120 graus em relação ao escoamento, apresentando redução de 50% para estas direções. Ela é efetiva também para 180 graus, apresentando uma redução de 40%. Vale destacar que as direções de 60 e 150 graus em relação ao escoamento, apesar de não apresentarem redução, também não apresentam amplificação significativa, o que é positivo.

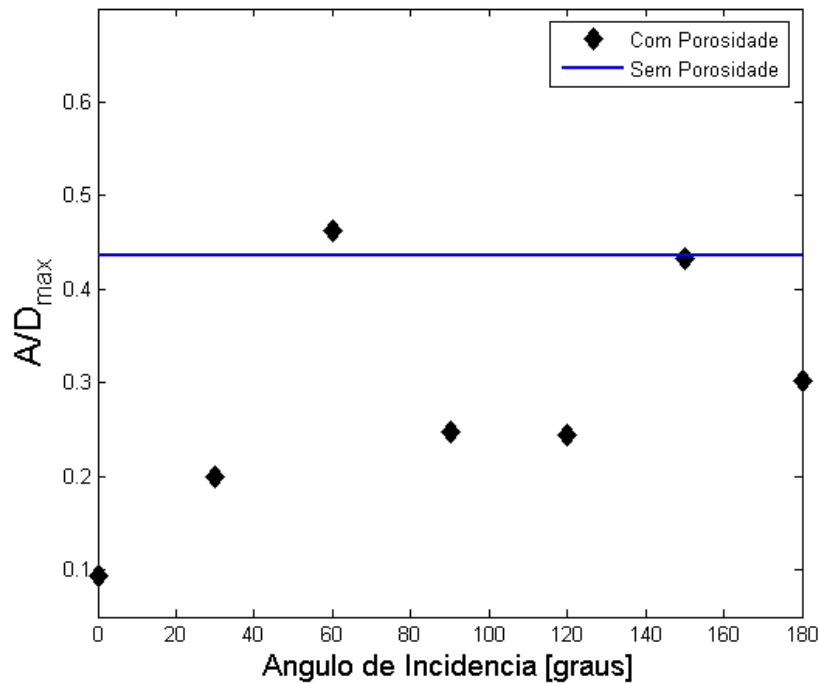


Figura 4.1.11 – A/D_{max} x ângulo de incidência do escoamento em relação à entrada do dispositivo poroso.

Os ensaios com variação do ângulo de incidência forneceram a sensação de que um modelo *omni* direcional seria possível. Sendo assim, o Modelo 09 apresentado no Capítulo III foi testado para vários ângulos de incidência do escoamento em relação à entrada do módulo superior. O Modelo 09 apresenta distribuição helicoidal dos módulos com porosidade segundo um passo de $14D$.

As figuras 4.1.13 a 4.1.18 apresentam os resultados obtidos para o Modelo 09 em termos de A/D x V_R em comparação com o respectivo caso - base obtido selando-se as saídas do dispositivo com porosidade. Os resultados são apresentados para vários ângulos de incidência devido ao fato de que o comprimento do modelo não foi suficiente para completar um passo inteiro.

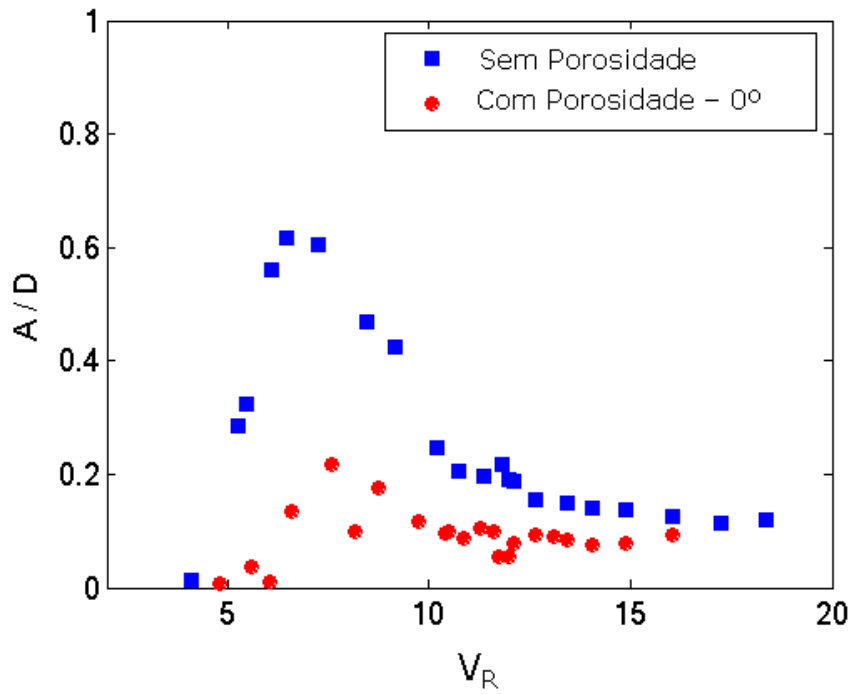


Figura 4.1.13 – Resultados de A/D x V_R para escoamento com incidência 0° .

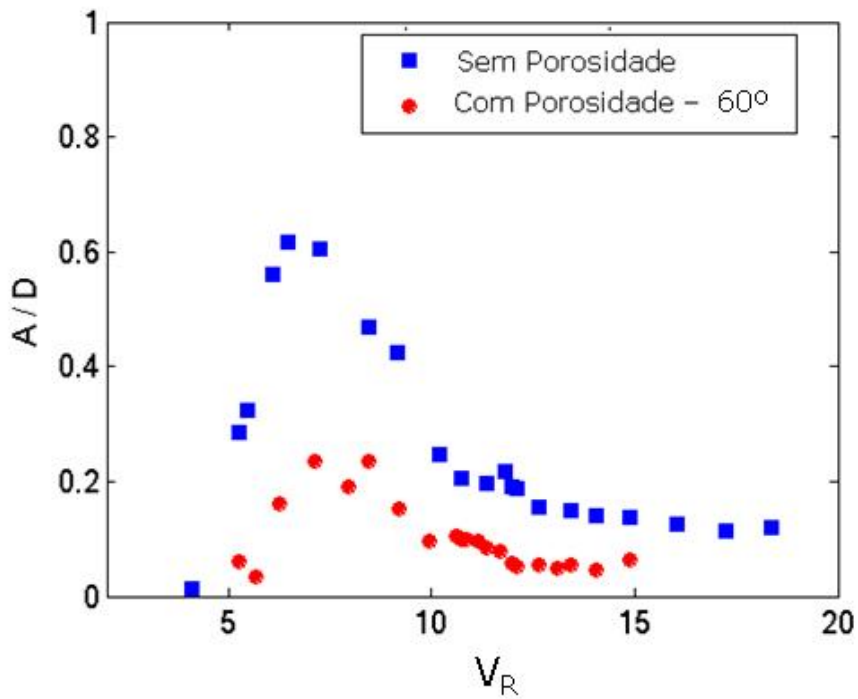


Figura 4.1.14 – Resultados de A/D x V_R para escoamento com incidência 60° .

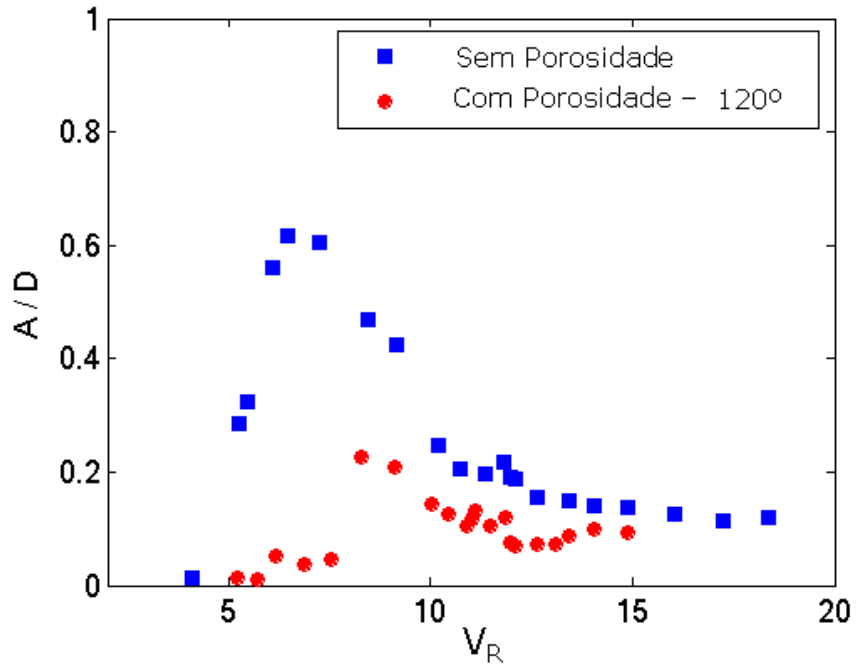


Figura 4.1.15 – Resultados de A/D x V_R para escoamento com incidência 120° .

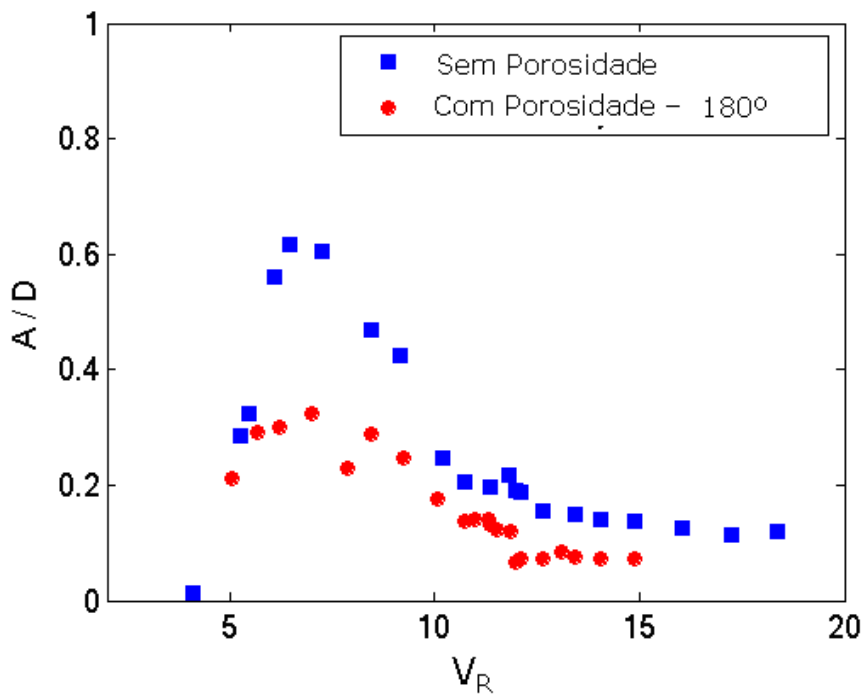


Figura 4.1.16 – Resultados de A/D x V_R para escoamento com incidência 180° .

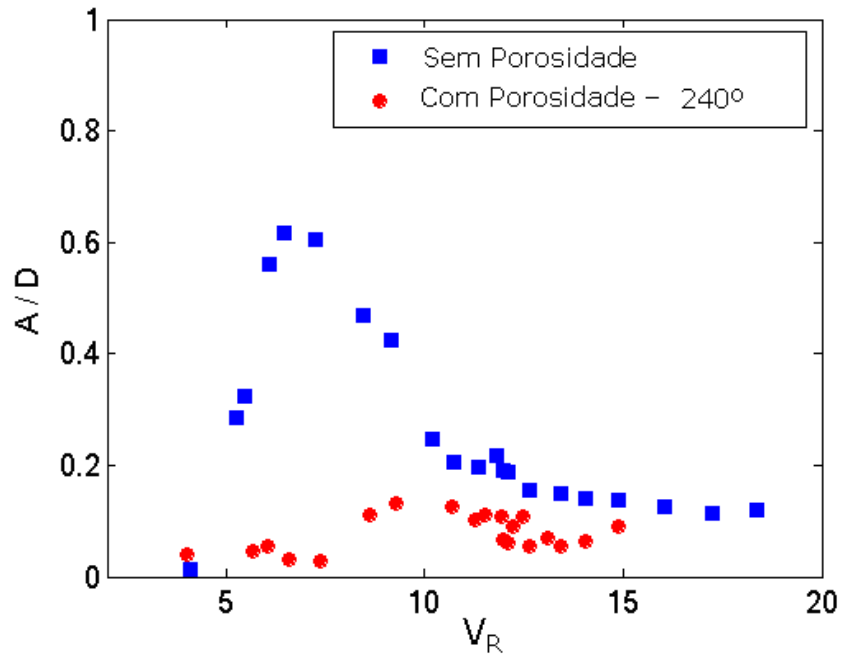


Figura 4.1.17 – Resultados de A/D x V_R para escoamento com incidência 240° .

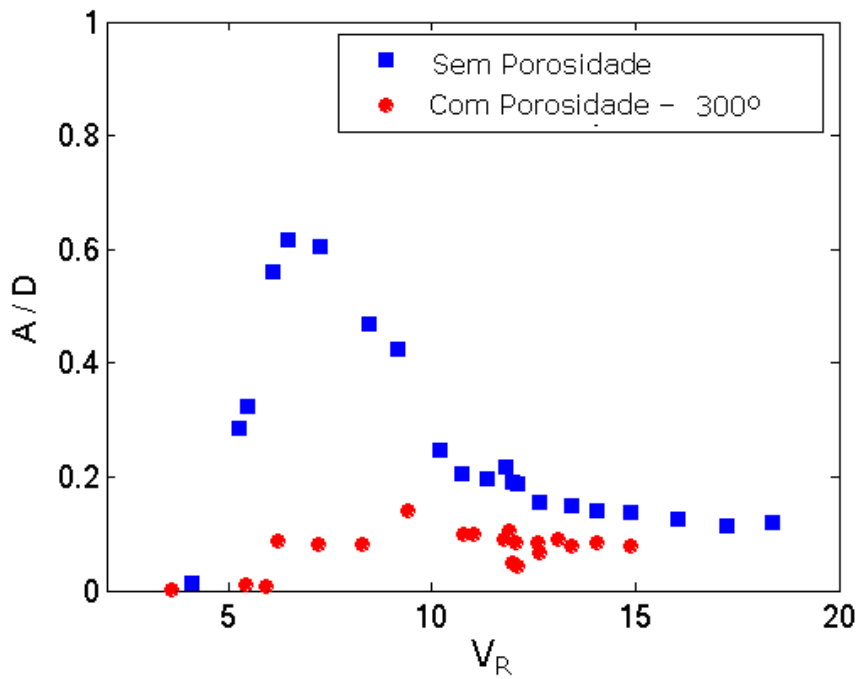


Figura 4.1.18 – Resultados de A/D x V_R para escoamento com incidência 300° .

Pode se observar que em termos de redução da amplitude de VIV, a solução proposta se mostrou muito efetiva. A investigação para a solução *omni* direcional em termos de redução da força de arrasto é apresentada na Seção 4.2 deste texto.

4.2. RESULTADOS DO ESTUDO DAS FORÇAS DE ARRASTO

Os estudos apresentados para a cinemática do cilindro com porosidade para um grau de liberdade definiram as linhas gerais da geometria dos furos de entrada e saída que permitiram a máxima redução de VIV. Com o cuidado de distinguir a entrada e a saída do fluxo, mostrou-se a efetividade do conceito em reduzir amplitude de VIV para possíveis aplicações reais, através de uma solução *omni* direcional.

Nesta Seção, o objetivo é mostrar a eficiência do conceito em termos de redução do coeficiente de arrasto. Esta vantagem, convém ressaltar pode levar a soluções mais econômicas, bem como a uma maior vida à fadiga ao projeto de estruturas submarinas sob o efeito de VIV. Para evidenciar este aspecto do dispositivo, o estudo realizou ensaios de forma a medir o coeficiente de arrasto. Por motivos de validação, bem como para mostrar as vantagens comparativas, ensaiaram-se quatro diferentes modelos de cilindros (Modelos 10 a 13).

A seguir se mostra a comparação entre os resultados para os quatro modelos fixos, resgatando-se resultados clássicos da literatura de forma a aferir o aparato desenvolvido para a medição das forças. São apresentados também, resultados para os quatro cilindros elasticamente montados de forma a se perceber a efetividade dos dispositivos testados em reduzir a VIV e a força de arrasto simultaneamente. A Figura 4.2.1 apresenta uma foto do aparato experimental com a célula de carga utilizada para a obtenção destas forças sobre a base elástica apresentada no Capítulo III.

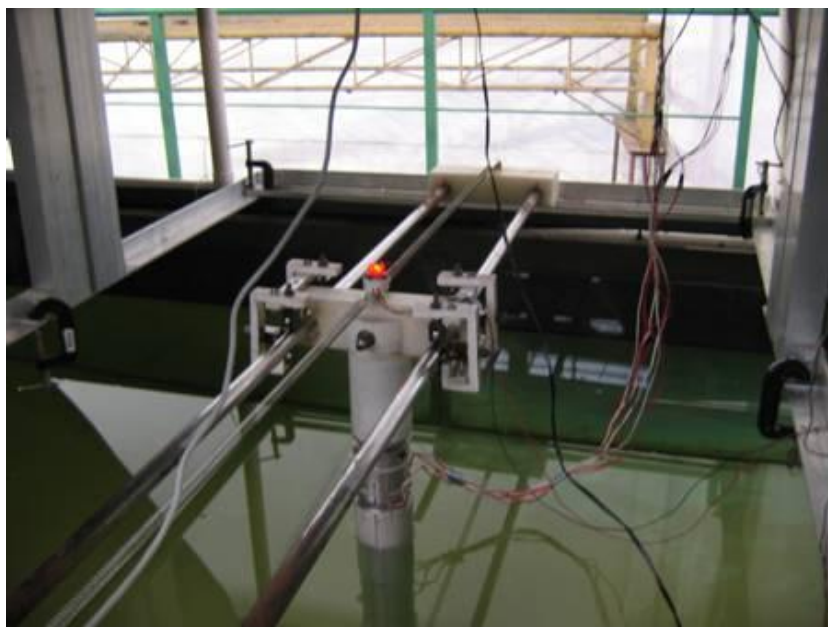


Figura 4.2.1 – Foto do aparato experimental incluindo a célula de carga utilizada.

Para o estudo do cilindro liso (Modelo 10) mantido fixo, uma análise espectral da força transversal foi feita de forma a se obter o Número de Strouhal deste ensaio e aferir desta forma o procedimento experimental com resultados da literatura. Foram também testados na configuração fixa os Modelos 11, 12 e 13.

O modelo com rugosidade (Modelo 12) foi uma tentativa de indução de camada limite turbulenta, levando a separação para um ponto mais a jusante em relação ao ponto de estagnação. O dispositivo de porosidade dirigida foi utilizado também para este modelo, conforme já mencionado, porém com uma configuração para os poros de saída diferente daquela utilizada para camada limite laminar que era de 80° a partir do ponto de estagnação teórico. Prevendo uma retardação da separação para o cilindro com rugosidade, os poros de saída foram colocados em 120° .

Todos os modelos foram projetados de forma a serem acoplados à célula de carga e esta por sua vez acoplada ao sistema de suporte. O aumento de massa causado pela célula de carga foi compensado por um aumento na rigidez da mola, de forma que a frequência natural dos quatro modelos se ajustasse em torno de 0,47 Hz.

Os valores para a razão de massa são: $m^* = 1,32$ para o Modelo 10, $m^* = 1,38$ para o Modelo 11, $m^* = 1,41$ para o Modelo 12 e $m^* = 1,38$ para o Modelo 13. A frequência natural amortecida foi ajustada a partir de ensaios de decaimento na água

para cada um dos modelos. Através de ensaios de decaimento no ar, o fator de amortecimento estrutural foi obtido com um valor $z = 0,29$. A alteração em relação ao valor obtido para ensaios anteriores ($z = 0,34$) deve-se aos ajustes feitos no sistema de sustentação, mais precisamente nos rolamentos conforme comentado no Capítulo III.

Primeiramente fez-se um estudo de forma a aferir o procedimento experimental. Foram medidas forças de arrasto e transversal para o Modelo 10 fixo. Pelo fato de o cilindro estar fixo, a força na direção alinhada com a corrente se deve unicamente ao arrasto e na direção transversal se deve unicamente ao desprendimento de vórtices. As Figuras 4.2.2 e 4.2.3 apresentam respectivamente o coeficiente de arrasto e o Número de Strouhal obtidos para o cilindro liso fixo em comparação com resultados clássicos [12, 14] em função do Número de Reynolds. Tais valores foram obtidos, respectivamente, segundo as Equações 4.2.1 e 4.2.2

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} r D L U^2} \quad (4.2.1)$$

$$St = \frac{f_s D}{U} \quad (4.2.2)$$

Onde C_D é o coeficiente de arrasto, F_D é o valor eficaz (harmônico equivalente) da força de arrasto obtido a partir do RMS da força multiplicado por $\sqrt{2}$, r é a densidade da água do canal (1000 kg/m^3), D é o diâmetro do cilindro (7,5 cm), L é o calado do cilindro (47 cm), U é a velocidade de corrente para cada medida, St é o Número de Strouhal, e f_s é a frequência de desprendimento de vórtices obtida a partir da análise espectral da força transversal.

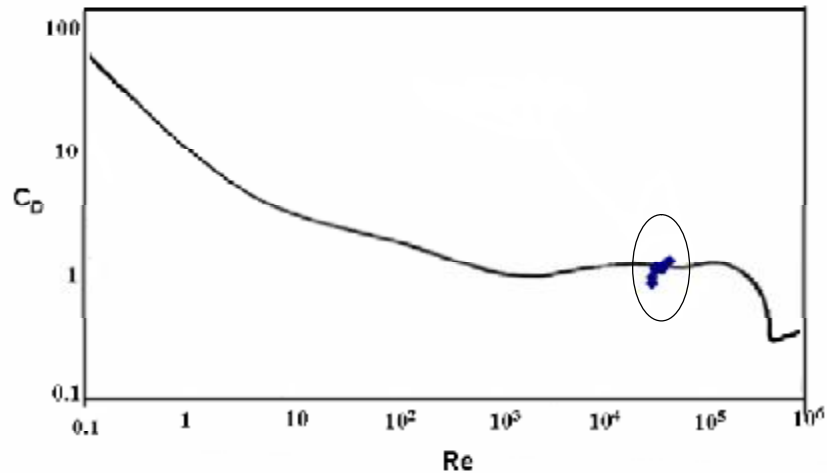


Figura 4.2.2 – C_D x Re para o modelo liso (Modelo 10) e fixo obtido a partir de ensaios deste estudo em comparação com resultados clássicos [14].

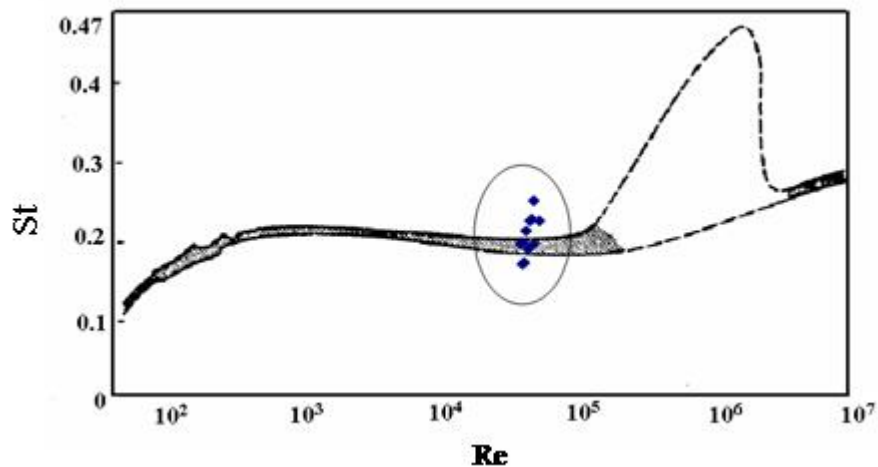


Figura 4.2.3 – St x Re para o cilindro liso (Modelo 10) e fixo obtido a partir de ensaios deste estudo em comparação com resultados clássicos [12].

Como se pode perceber, os ensaios realizados para este estudo aproximam-se dos resultados clássicos para o cilindro liso e fixo. O critério utilizado foi a utilização da frequência com maior energia no espectro para o cálculo do Número de Strouhal. Para todas as análises apresentadas foram consideradas somente as medidas onde o ruído de alta frequência é inferior a 10 % da amplitude do sinal.

Em seguida o coeficiente de arrasto foi medido para os Modelos 11 e 13 também fixos. Para o Modelo 12 foram medidos coeficientes de arrasto com e sem porosidade,

ou seja somente sob o efeito da rugosidade e em seguida sob o efeito de rugosidade+porosidade.

A Figura 4.2.4 apresenta a comparação entre o coeficiente de arrasto obtido para os Modelos 10, 11 e 13 fixos. Como se pode perceber, o Modelo 11 apresenta um coeficiente de arrasto (em torno de 0.6) inferior ao do Modelo 10 (em torno de 1.1) . O Modelo 13, por sua vez, apresenta um coeficiente de arrasto superior ao dos outros dois (em torno de 2.0). Considerando-se so resultados apresentados para os modelos fixos, pode-se concluir que a porosidade dirigida é muito efetiva em reduzir também o coeficiente de arrasto principalmente quando se compara com o caso com *strakes*.

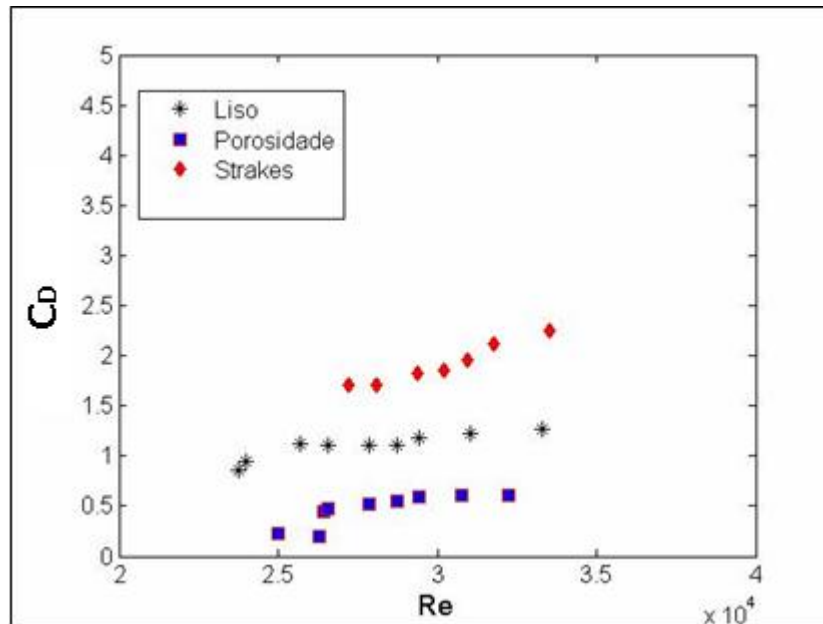


Figura 4.2.4 – Comparação do $C_D \times Re$ entre os Modelos 10, 11 e 13 fixos.

Para os ensaios com o Modelo 12 fixo, são apresentados os coeficientes de arrasto para o cilindro com rugosidade, e com rugosidade+porosidade. Percebe-se que há espaço para mais estudos sobre a rugosidade, através da variação da granulometria. Já se percebe um resultado positivo na Figura 4.2.5. Torna-se necessário analisar o estudo para este modelo elasticamente montado de forma a perceber se a redução é devida à porosidade ou à rugosidade.

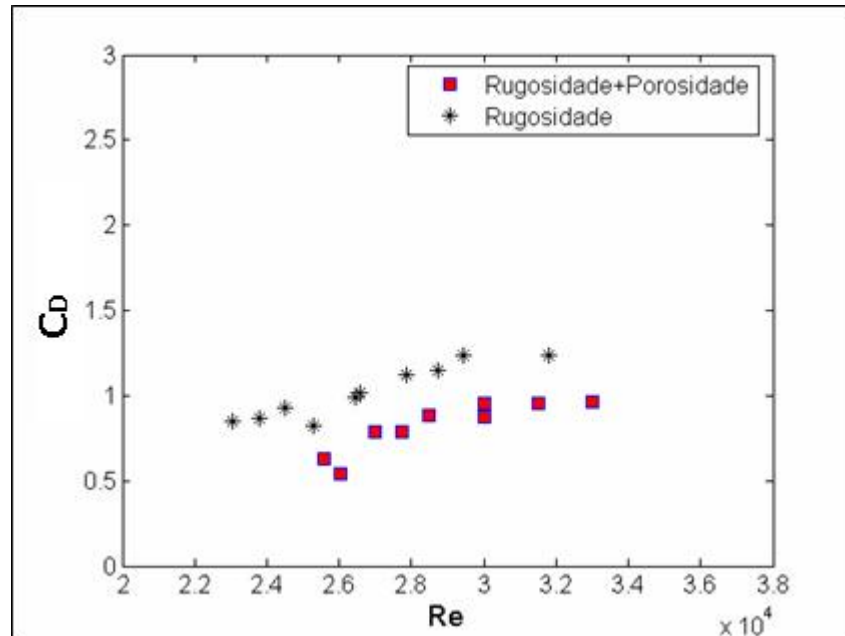


Figura 4.2.5 – Comparação do $C_D \times Re$ para o Modelo 12 (rugoso), fixo, com e sem porosidade.

Após a comprovação da redução do coeficiente de arrasto pelo dispositivo de porosidade para o Modelo 11 fixo, o estudo realizou ensaios com os mesmos quatro modelos elasticamente montados com um grau de liberdade. O foco agora é a comparação do coeficiente de arrasto do Modelo 11 com os do Modelo 10 e do Modelo 13. Foram feitas também medições para o deslocamento transversal do Modelo 13 para aferir o projeto dos *strakes*, uma vez que pela experiência da sua aplicação real, a redução da amplitude de VIV deve ser em torno de 90%.

A Figura 4.2.6 apresenta o resultado para o Modelo 13 em comparação com o Modelo 10 em termos de $A/D \times V_R$ e como se pode perceber, o valor de A/D para o cilindro com *strakes* é quase nulo ao longo de toda a faixa de velocidade reduzida.

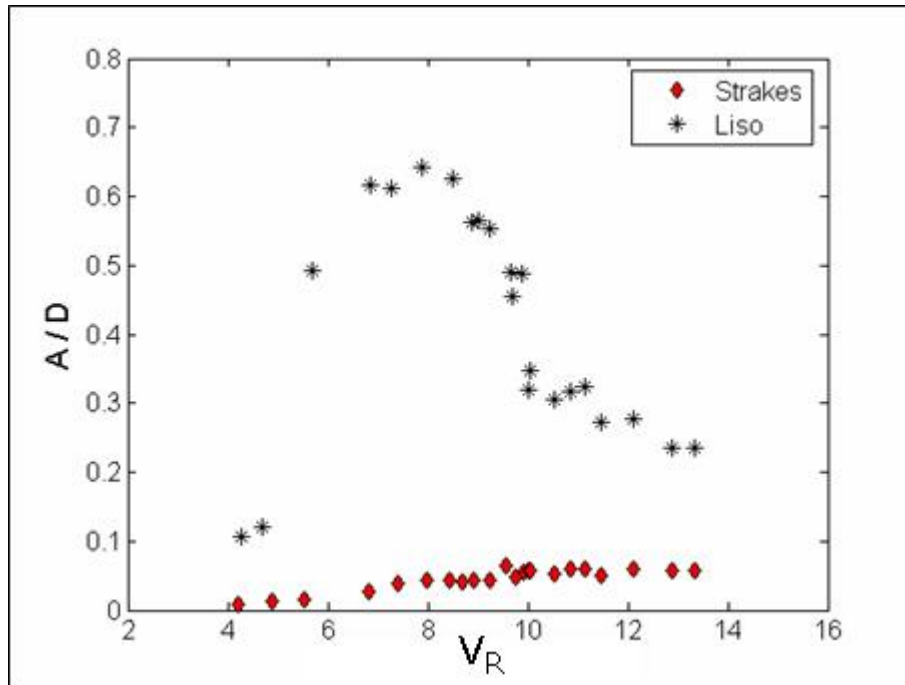


Figura 4.2.6 – Resultados de $A/D \times V_R$ para o Modelo 13 em comparação com o Modelo 10.

Na seqüência apresentam-se os resultados em termos de coeficiente de arrasto (Figura 4.2.7) para o modelo com porosidade (Modelo 11) em comparação com seu caso - base (sem porosidade). São apresentados também resultados para o deslocamento em termos de $A/D \times V_R$ (Figura 4.2.8).

A freqüência de resposta também é apresentada pela razão de freqüências (freqüência de oscilação/freqüência natural na água) $\times V_R$ (Ver Figura 4.2.9 e Figura 4.2.10).

Como se pode perceber dos resultados, o movimento do caso - base (sem porosidade) do Modelo 11 causa uma amplificação significativa do coeficiente de arrasto em relação ao obtido para a configuração fixa. O mesmo não acontece para o caso que apresenta porosidade dirigida, uma vez que o A/D apresentado é muito pequeno. Pode-se observar também que o A/D obtido para o modelo com porosidade é comparável ao A/D obtido para o modelo com *strakes*.

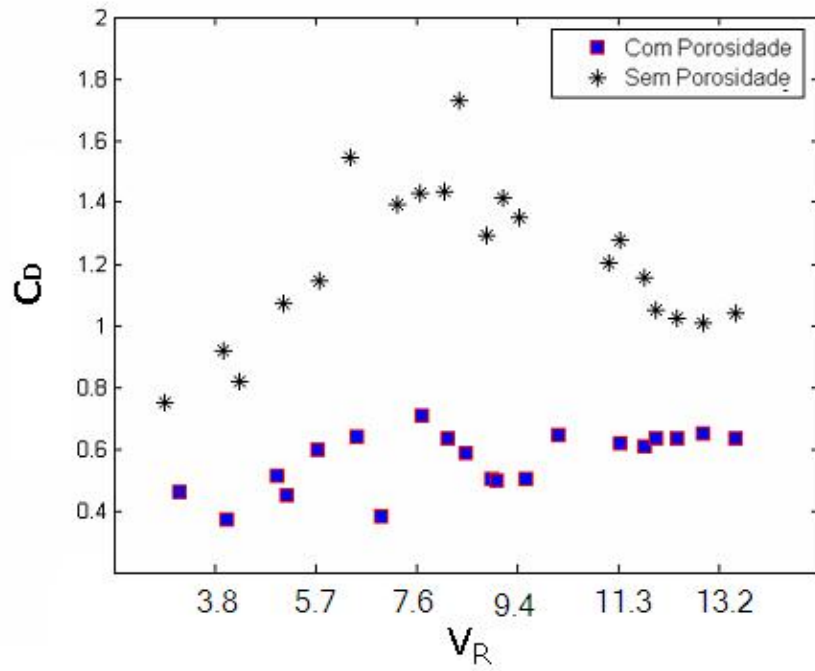


Figura 4.2.7 – Resultados de $C_D \times V_R$ para o Modelo 11 em comparação com o seu caso - base, ambos elasticamente montados.

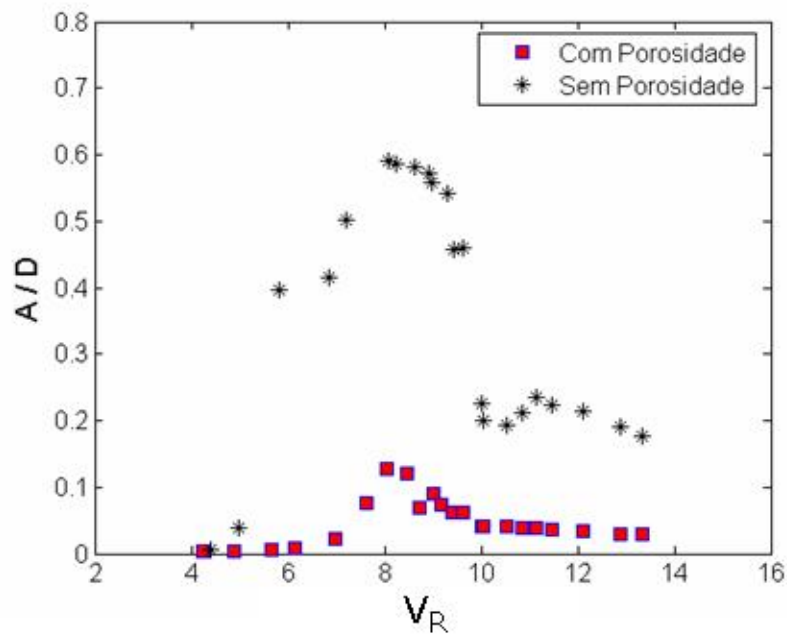


Figura 4.2.8 – Resultados de $A/D \times V_R$ para o Modelo 11 em comparação com o seu caso - base.

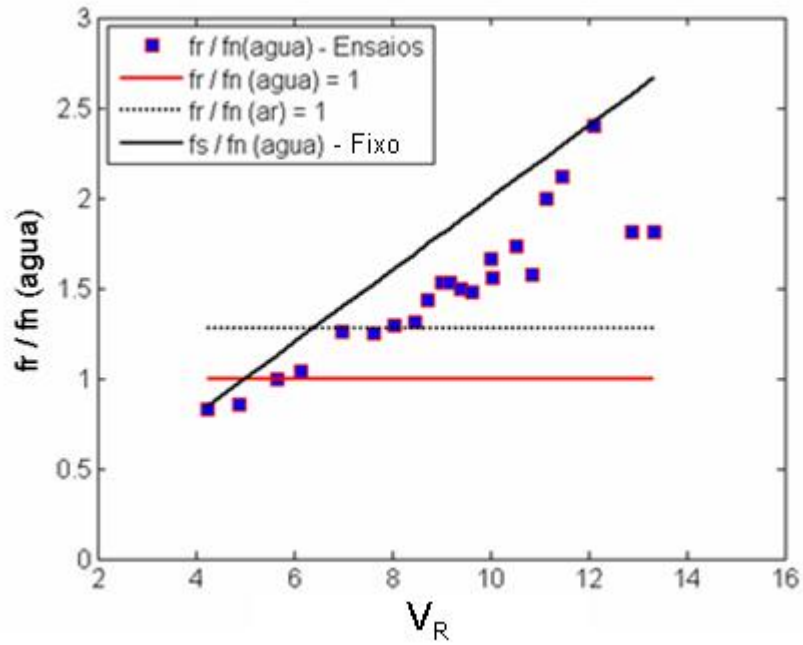


Figura 4.2.9 – Resultados da Razão de Frequências $\times V_R$ para o Modelo 11 (com porosidade).

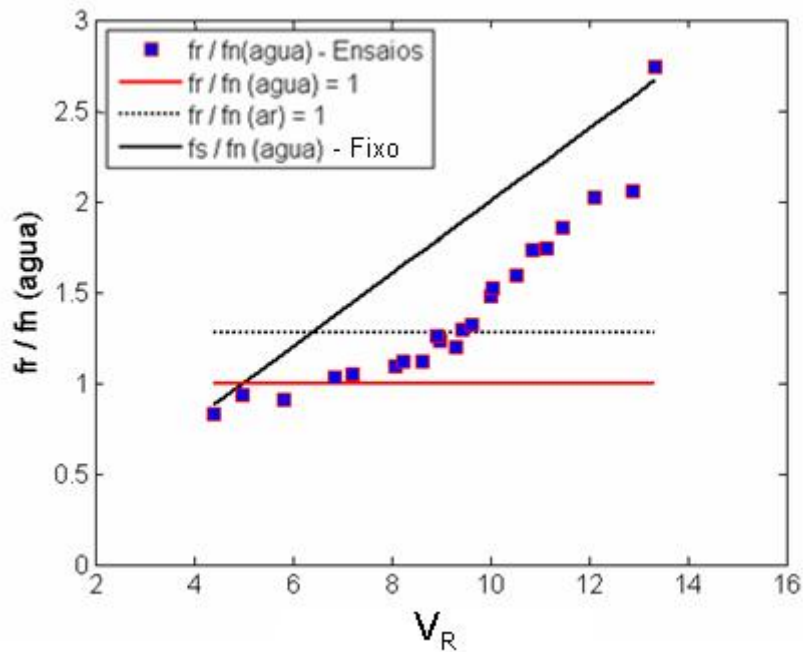


Figura 4.2.10 – Resultados de Razão de Frequências $\times V_R$ para o caso - base do Modelo 11 (sem porosidade).

Foram realizados também ensaios para o Modelo 12 em movimento com e sem porosidade dirigida. Recapitulando, o Modelo 12 é o que apresenta rugosidade em conjunto com um dispositivo de porosidade dirigida.

A Figura 4.2.11 apresenta a comparação entre os coeficientes de arrasto obtidos para o Modelo 12 em movimento com e sem porosidade. O caso sem porosidade foi obtido obstruindo-se os poros de saída.

A Figura 4.2.12 apresenta os resultados para o Modelo 12 com e sem porosidade em termos de $A/D \times V_r$. As Figuras 4.2.13 e 4.2.14 apresentam a análise da resposta destes dois casos em termos de Razão de Frequências $\times V_R$.

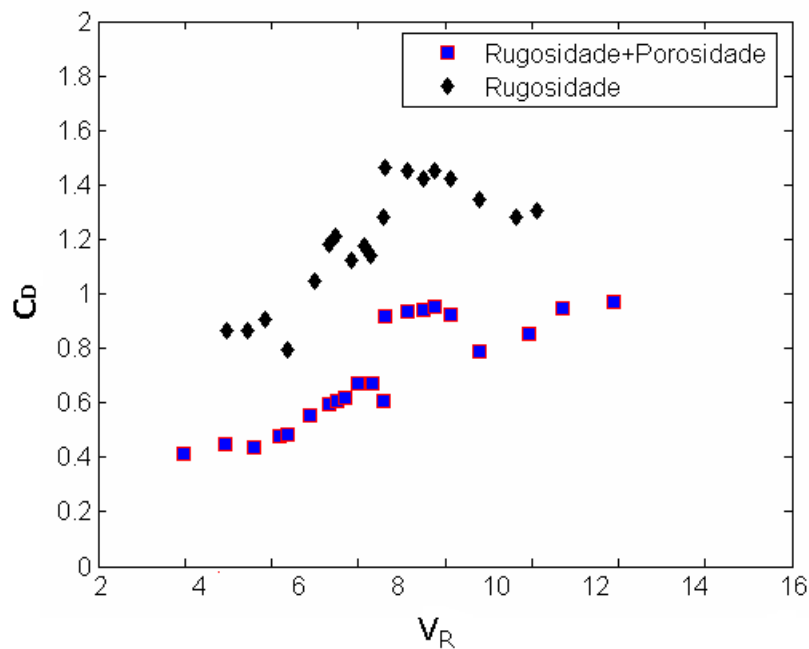


Figura 4.2.11 – Resultados de $C_D \times V_R$ para o Modelo 12 com e sem porosidade dirigida.

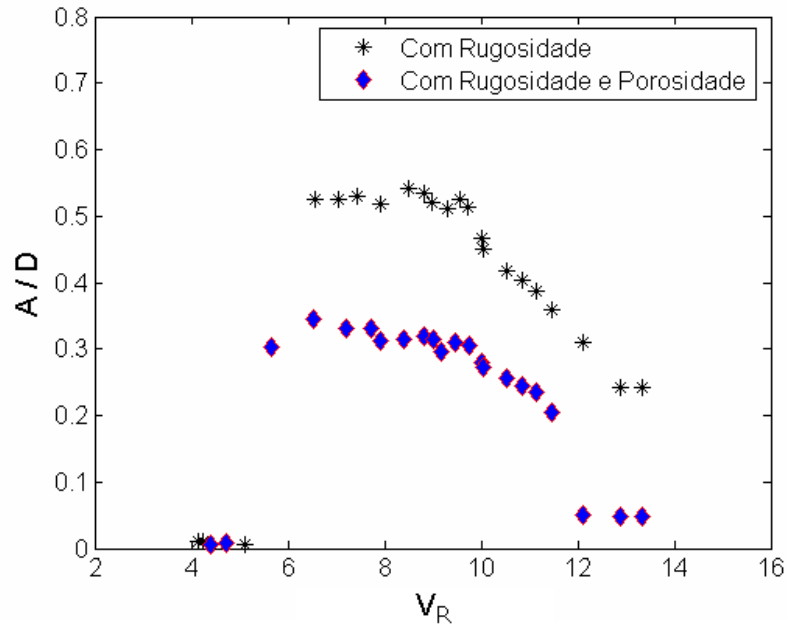


Figura 4.2.12 – Resultados de $A/D \times V_R$ para o Modelo 12 com e sem porosidade dirigida.

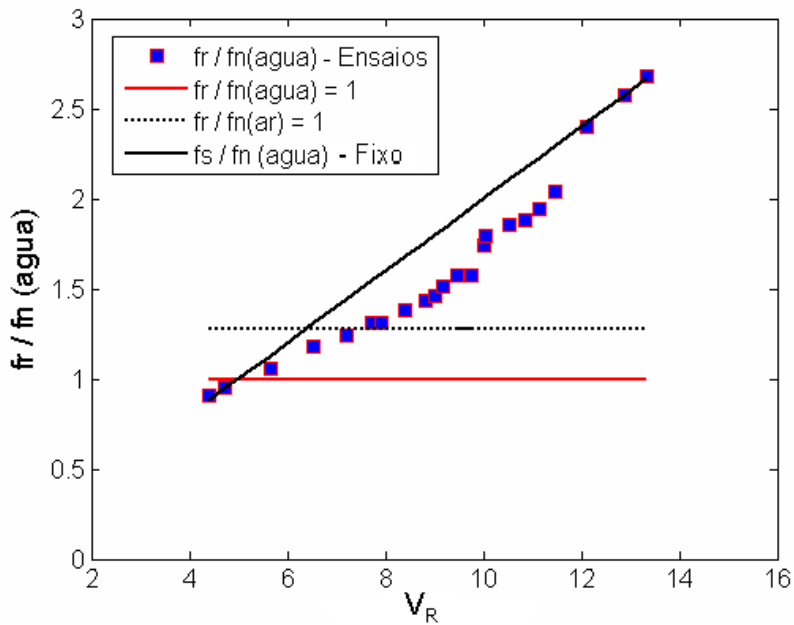


Figura 4.2.13 – Resultados de Razão de Frequências $\times V_R$ para o Modelo 12 (com porosidade dirigida).

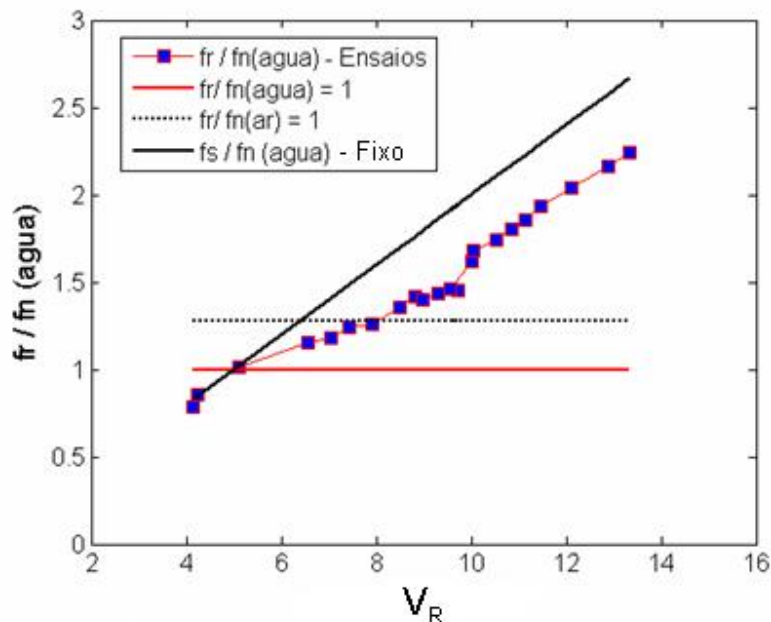


Figura 4.2.14 – Resultados de Razão de Frequências $\times V_R$ para o caso - base do Modelo 12 (sem porosidade dirigida).

Observando os resultados em termos de Razão de Frequências, percebe-se que a mesma obedece à tendência obtida para o Modelo 10 (cilindro liso). Caso a rugosidade fosse efetiva, isso não ocorreria devido ao efeito da rugosidade na relação experimental observada por STROUHAL [13] para a hipotética região supercrítica do Número de Reynolds que se tentou induzir através da rugosidade no presente estudo.

Embora a atuação da rugosidade não tenha sido efetiva por falta de refinamento na granulometria utilizada, pode-se perceber que o dispositivo de porosidade dirigida reduziu o coeficiente de arrasto e a amplitude de VIV embora sua saída esteja em um ponto posterior ao ponto de separação teórico, uma vez que a camada limite turbulenta não ocorreu. Percebe-se também uma amplificação do coeficiente de arrasto em relação ao teste fixo (Ver Figura 4.2.5) no caso em que não há porosidade no Modelo 12.

Uma vez comprovada a eficiência do dispositivo em reduzir o coeficiente de arrasto em conjunto com redução da amplitude de VIV, seguindo a mesma linha de raciocínio que estimulou o estudo até aqui apresentado, foram feitas medições do coeficiente de arrasto para o modelo proposto como solução *omni* direcional (Modelo 09). Na Seção 4.1 deste capítulo, ficou comprovada a eficiência desta solução em reduzir a amplitude de VIV.

As medições foram feitas para diversos ângulos de incidência do escoamento em relação à entrada do módulo superior do modelo. Foram feitas medições do modelo fixo (Ver Figuras 4.2.15, 4.2.16 e 4.2.17) e elasticamente montado (Ver Figuras 4.2.18, 4.2.19 e 4.2.20). Observa-se dos resultados com um grau de liberdade que a solução *omni* direcional proposta é também efetiva em reduzir a força de arrasto.

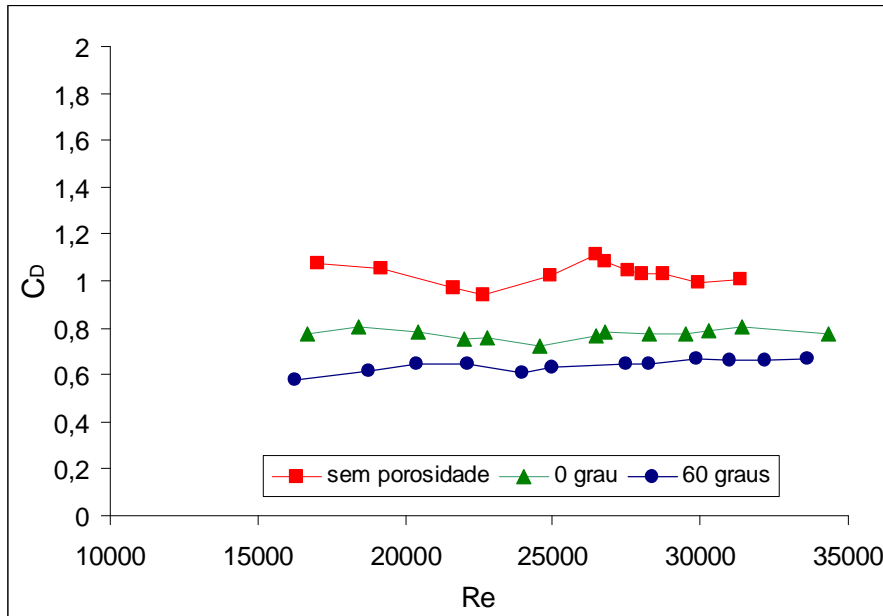


Figura 4.2.15 – $C_D \times Re$ para o Modelo 09 fixo em comparação com seu caso – base para os ângulos de incidência do escoamento iguais a 0° e 60° .

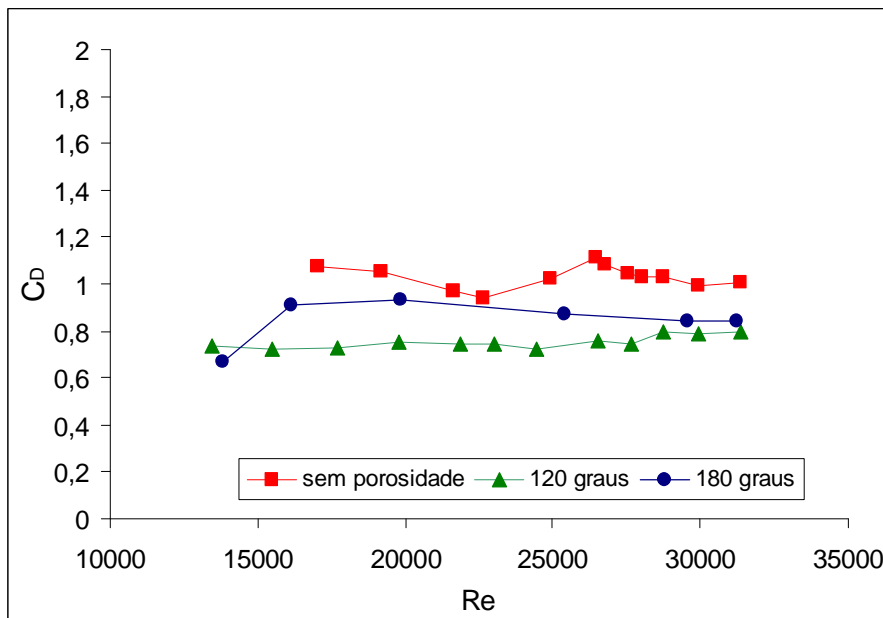


Figura 4.2.16 – $C_D \times Re$ para o Modelo 09 fixo em comparação com seu caso – base para os ângulos de incidência do escoamento iguais a 120° e 180° .

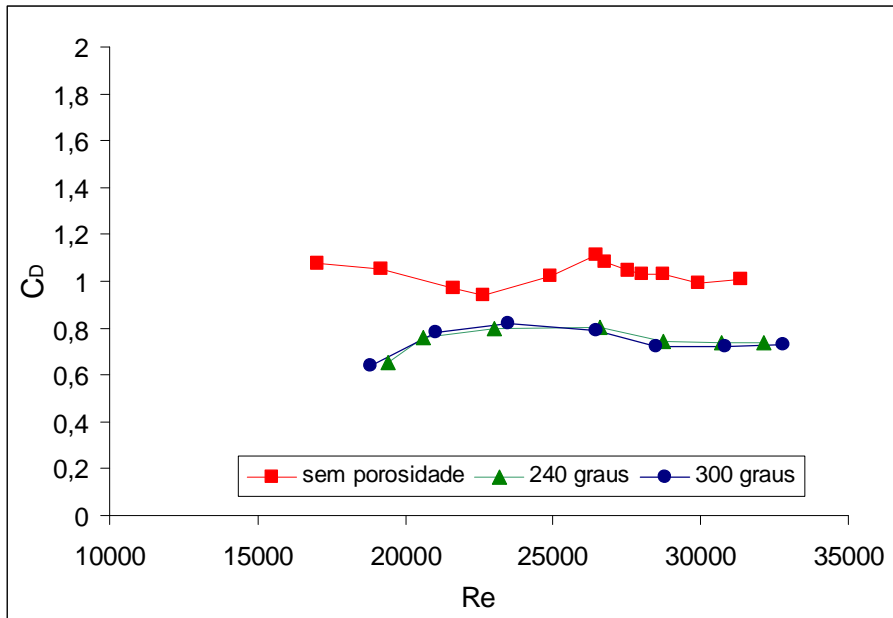


Figura 4.2.17 – $C_D \times Re$ para o Modelo 09 fixo em comparação com seu caso – base para os ângulos de incidência do escoamento iguais a 240° e 300° .

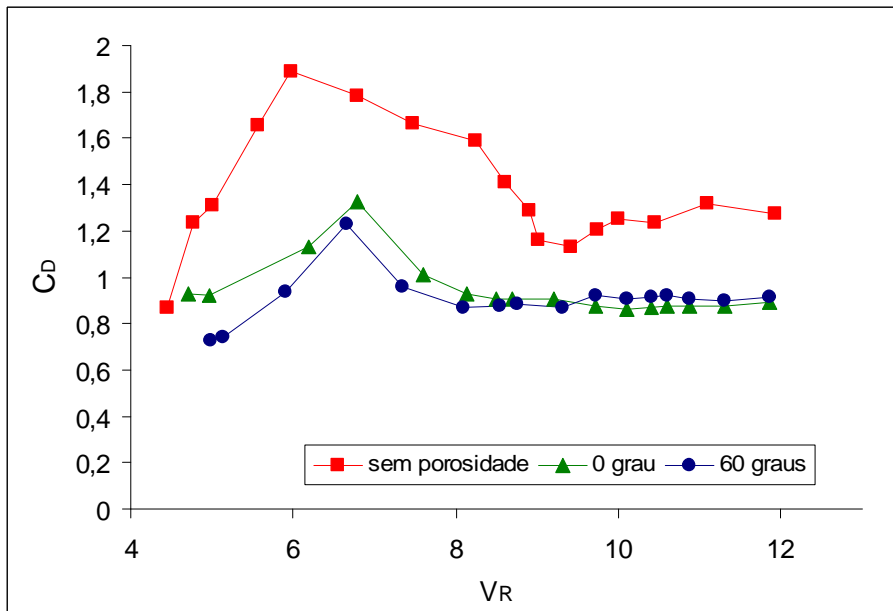


Figura 4.2.18 – $C_D \times V_R$ para o Modelo 09 elasticamente em comparação com seu caso – base para os ângulos de incidência do escoamento iguais a 0° e 60°.

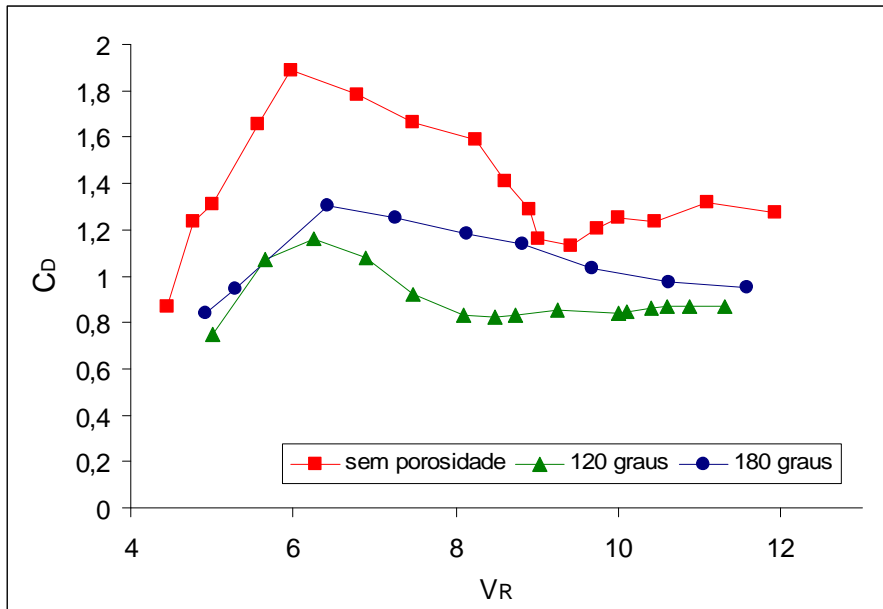


Figura 4.2.19 – $C_D \times V_R$ para o Modelo 09 elasticamente em comparação com seu caso – base para os ângulos de incidência do escoamento iguais a 120° e 180°.

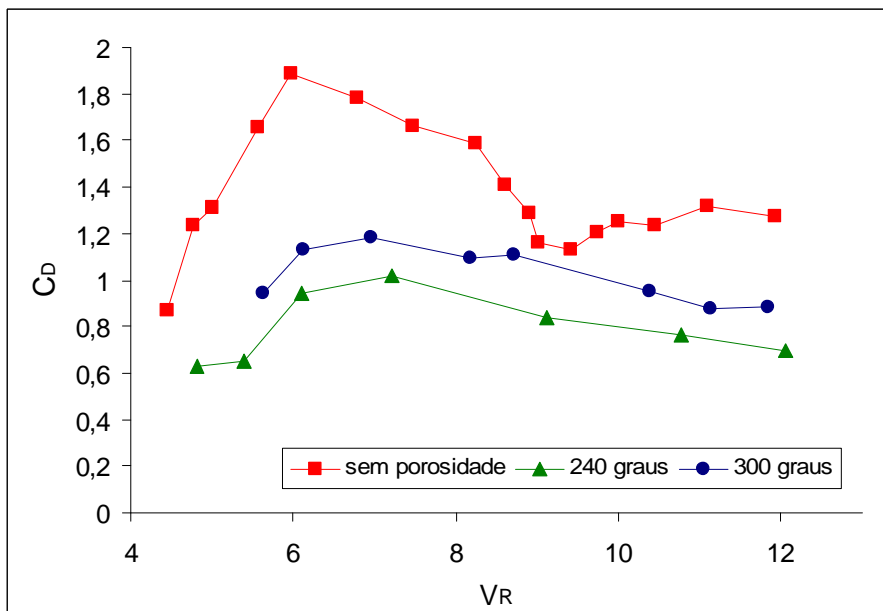


Figura 4.2.20 – $C_D \times V_R$ para o Modelo 09 elasticamente em comparação com seu caso – base para os ângulos de incidência do escoamento iguais a 240° e 300°.

4.3. RESULTADOS DO ESTUDO DOS PADRÕES DE ESCOAMENTO

A fim de melhor compreender o que se passa na esteira de vórtices dos modelos com porosidade dirigida, o estudo analisou seus padrões de vórtice de forma a compará-los com os existentes na literatura.

As imagens do padrão de vórtice foram obtidas para o Modelo 10 de forma a aferir o mecanismo de captação das imagens e para o modelo com porosidade (Modelo 11).

As imagens foram captadas através de uma filmadora utilizando-se uma câmara escura submetida à luz negra (ultravioleta). Utilizou-se solução de calcita como fluido gerador de contraste. Filtros de tratamento de imagem também foram utilizados.

Primeiramente as Figuras 4.3.1, 4.3.2 e 4.3.3 apresentam os padrões 2S (*initial branch*), 2P (*upper branch*) e 2P (*lower branch*) obtidos para o cilindro liso, comparados com resultados compilados por WILLIAMSON *et al.* [15]. Para efeito de compreensão, os resultados obtidos pelos ensaios deste estudo devem ser interpretados da direita (cilindro) para a esquerda e comparados com a literatura que apresenta os resultados da esquerda (cilindro) para a direita nas imagens.

Como se pode observar, a semelhança entre os resultados obtidos neste estudo e os da literatura é nítida, validando-se assim o mecanismo de obtenção das imagens do escoamento na esteira.

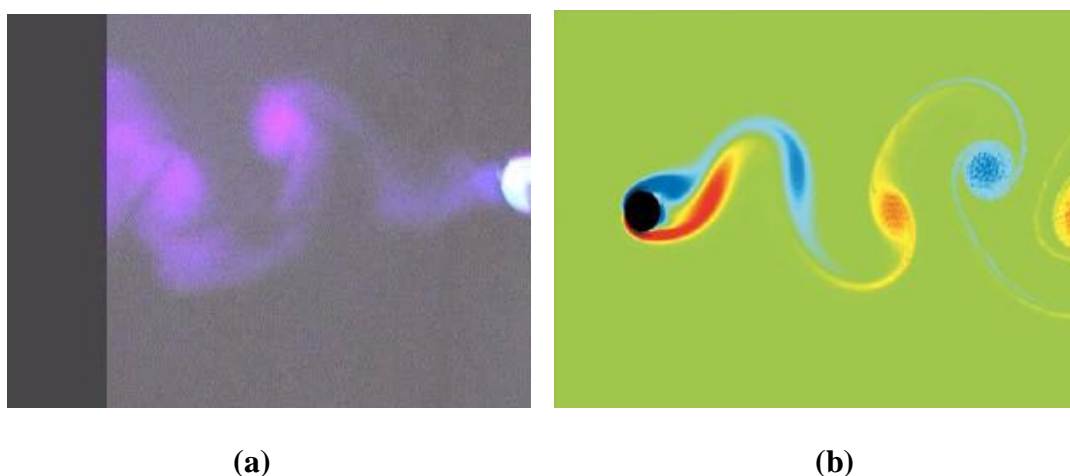
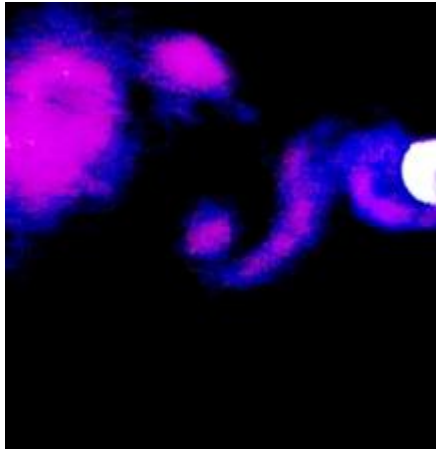
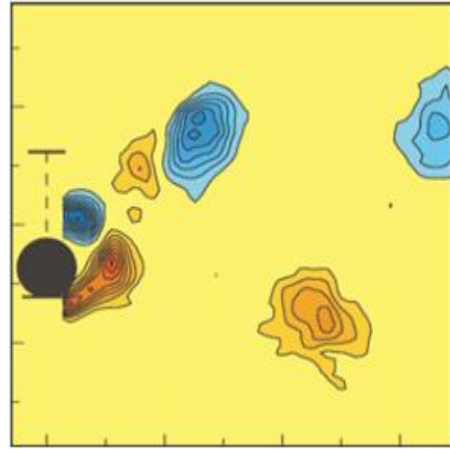


Figura 4.3.1 – Vórtices de padrão 2S para o cilindro liso (presente estudo) (a) em comparação com a literatura (b) [15].

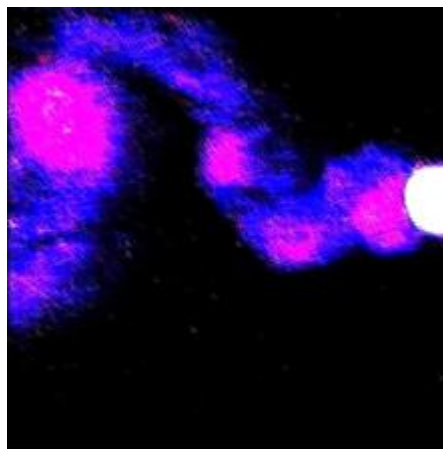


(a)

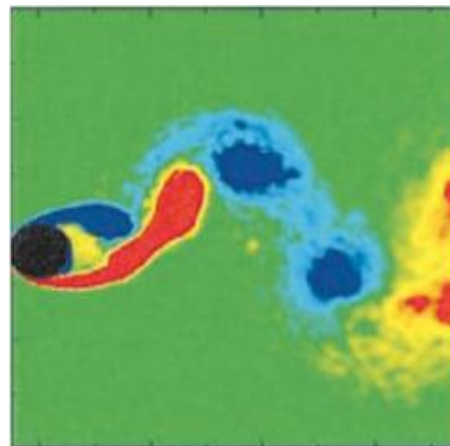


(b)

Figura 4.3.2 – Vórtices de padrão 2P (*upper branch*) para o cilindro liso (presente estudo) (a) em comparação com a literatura (b) [15].



(a)



(b)

Figura 4.3.3 – Vórtices de padrão 2P (*lower branch*) para o cilindro liso (presente estudo) (a) em comparação com a literatura [20] (b).

Na seqüência, as imagens captadas para o Modelo 10 são comparadas com imagens captadas para o Modelo 11 (com porosidade) nas Figuras 4.3.4, 4.3.5 e 4.3.6. Ao contrário da observação feita anteriormente, as figuras que seguem deve ser ambas interpretadas da direita (cilindro) para a esquerda.

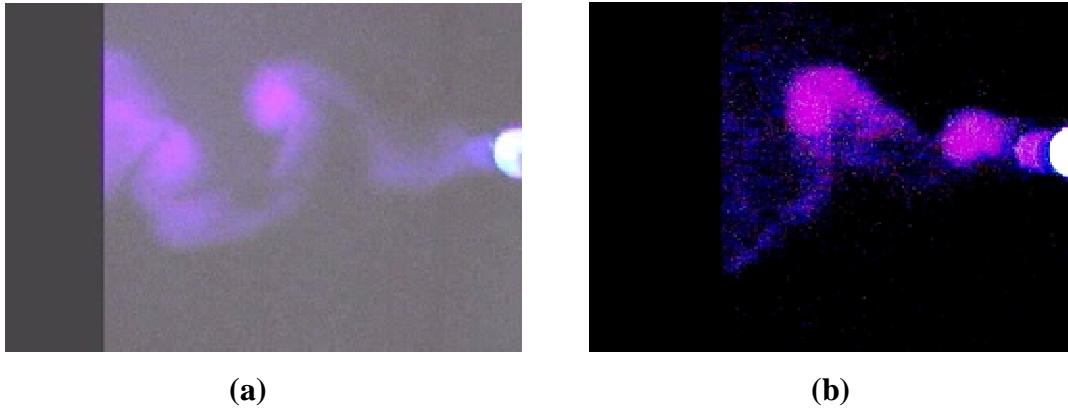


Figura 4.3.4 – Vórtices de padrão 2S para o cilindro liso (presente estudo) (a) em comparação com o cilindro com porosidade (presente estudo) (b).

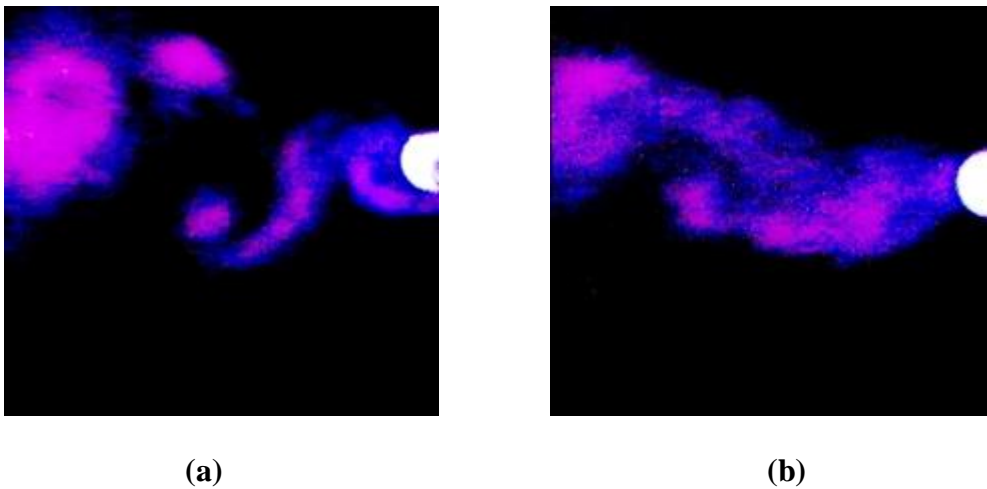


Figura 4.3.5 – Vórtices de padrão 2P (upper branch) para o cilindro liso (presente estudo) (a) em comparação com o cilindro com porosidade (presente estudo) (b).

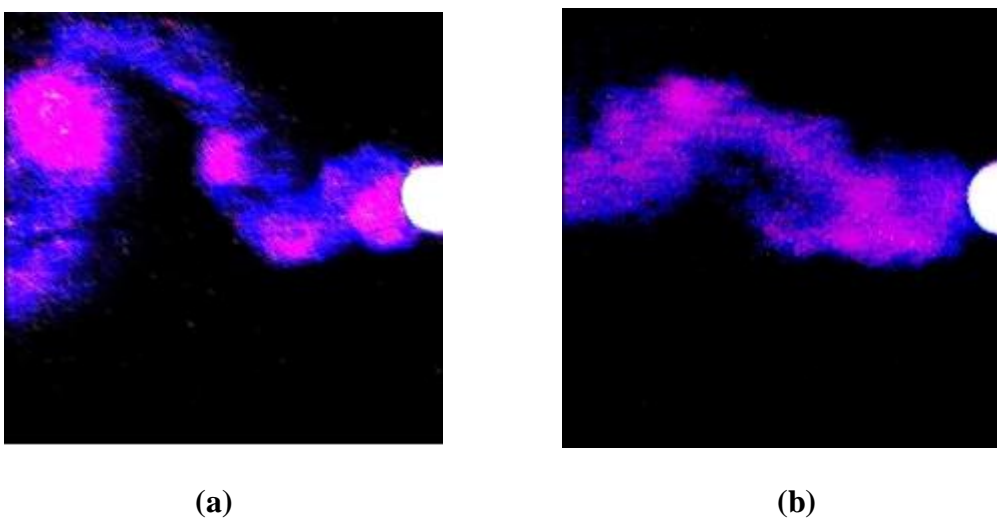


Figura 4.3.6 – Vórtices de padrão 2P (lower branch) para o cilindro liso (presente estudo) (a) em comparação com o cilindro com porosidade (presente estudo) (b).

Pode-se observar a diminuição no tamanho, e conseqüentemente, na energia dos vórtices presentes na esteira do cilindro com porosidade em comparação com o cilindro liso, mostrando a sua efetividade no retardamento da separação do escoamento.

CAPÍTULO V – ESTUDO DO EFEITO DE POROSIDADE PARA CILINDRO COM DOIS GRAUS DE LIBERDADE

No capítulo anterior, foi comprovada a efetividade da porosidade dirigida em reduzir a amplitude de VIV e a força de arrasto para cilindros livres para vibrar somente na direção transversal ao escoamento. O objetivo do Capítulo V é comprovar esta efetividade também para cilindros livres para vibrar com dois graus de liberdade: transversal ao escoamento e alinhado com este.

O aparato experimental apresentado no Capítulo III para o VIV xy foi utilizado para a realização dos ensaios. Primeiramente, testou-se o aparato desenvolvido através da realização de ensaios de VIV xy para um cilindro liso. As vibrações do cilindro na direção transversal e na direção alinhada ao escoamento obtidas nos ensaios foram comparadas com resultados obtidos da literatura [22, 24] em termos de amplitude e frequência de vibração, e geometria do movimento no plano xy para diversos valores de velocidade reduzida. As forças na direção transversal e na direção alinhada ao escoamento obtidas nos ensaios também foram comparadas com resultados da mesma literatura.

De forma a alcançar o objetivo deste trabalho, após a validação do aparato experimental, foram realizados ensaios com os Modelos 14, 15 e 16 apresentados no Capítulo III no sentido de comprovar a efetividade do dispositivo de porosidade para aplicações com dois graus de liberdade.

5.1. RESULTADOS DO ESTUDO DA CINEMÁTICA DO CILINDRO LISO

A cinemática do cilindro liso foi estudada através dos valores da amplitude de VIV nas direções x e y , da frequência de resposta nestas direções e do movimento no plano x - y . Ao longo do texto, x refere-se à direção de incidência da correnteza gerada pelo canal e y refere-se à direção transversal.

O aparato experimental utilizado para os ensaios é um conjunto constituído da torre com haste rígida referenciado no Capítulo III. Para todos os valores de amplitude de vibração, o efeito de movimento pendular do sistema foi considerado e o movimento de translação do cilindro foi corrigido em função do ângulo do movimento pendular (haste + cilindro). A frequência natural ajustada para o cilindro liso nas direções x e y

foi de 0,36 Hz e foi obtida por ensaios de decaimento na água. O fator de amortecimento estrutural obtido com a utilização da haste foi $z = 0,016$.

A razão de massa ajustada para o sistema foi $m^* = 2,36$ no sentido de comparar os resultados obtidos neste estudo com a literatura disponível [24]. O valor da razão de massa foi calculado considerando a massa do cilindro, do equipamento de conexão com a haste e das molas. A inércia da haste para o cálculo da razão de massa do sistema foi considerada através do cálculo de uma massa equivalente obtida a partir da relação para o momento de inércia de massa de uma haste em relação a um eixo perpendicular aos seus extremos. O comprimento de haste considerado para este cálculo vai da conexão desta com o topo da torre até a metade do comprimento imerso do cilindro.

Foi mantida uma altura da lâmina d'água do cilindro em 50 centímetros para todas as medidas realizadas. A velocidade do escoamento foi medida por um ADV (*Acoustic Doppler Velocimeter*) da Sontek Engenharia. A posição neutra da haste foi mantida sempre na vertical para todas as medições. Foram realizadas vinte e cinco medições, variando-se as velocidades da corrente no canal, controlado por um sistema digital de ajuste da rotação das bombas.

Antes da análise dos resultados em comparação com a literatura, tornam-se necessárias algumas definições utilizadas ao longo do texto para os resultados obtidos pelo presente estudo.

A Equação 5.1.1, já apresentada anteriormente representa a velocidade reduzida, também referenciada como U_R [24] ou U^* [22] nas respectivas literaturas, que é a mesma para as direções x e y uma vez que a frequência natural ajustada é igual para as duas direções tanto nos ensaios realizados por este estudo quanto pela literatura apresentada como referência.

$$V_r = \frac{U}{f_n D} \quad (5.1.1)$$

As amplitudes de vibração nas direções x e y , de forma similar ao Capítulo IV, são representadas pelos adimensionais das Equações 5.1.2 e 5.1.3, respectivamente.

Nestas equações, A_x é o harmônico equivalente de vibração na direção x , e A_y é o harmônico equivalente de vibração na direção y .

$$A_x^* = \frac{A_x}{D} \quad (5.1.2)$$

$$A_y^* = \frac{A_y}{D} \quad (5.1.3)$$

Para o estudo do comportamento das forças, optou-se por utilizar uma nomenclatura similar à utilizada pela literatura de referência. As Equações 5.1.4 e 5.1.5 apresentam os adimensionais que representam o comportamento das forças no cilindro nas direções x e y , respectivamente. Nestas equações, F_x é a média da força na direção x e F_y é o harmônico equivalente da força do escoamento sobre o cilindro na direção y , U é a velocidade do escoamento incidente, r é a densidade da água do canal, D e L são os respectivos diâmetro e calado do cilindro.

$$C_x = \frac{F_x}{\frac{1}{2} \cdot r \cdot U^2 \cdot D \cdot L} \quad (5.1.4)$$

$$C_y = \frac{F_y}{\frac{1}{2} \cdot r \cdot U^2 \cdot D \cdot L} \quad (5.1.5)$$

A razão de frequências f^* refere-se à razão entre a frequência de oscilação e a frequência natural do sistema (igual para as duas direções) obtida por decaimento na água.

A Figura 5.1.1 apresenta os resultados obtidos para as amplitudes adimensionais de vibração nas direções x e y . Recapitulando, a razão de massa do sistema é $m^* = 2,36$ e

o fator de amortecimento é $z = 0,016$. Percebe-se com clareza dos resultados a descontinuidade existente para V_R próximo de 9.

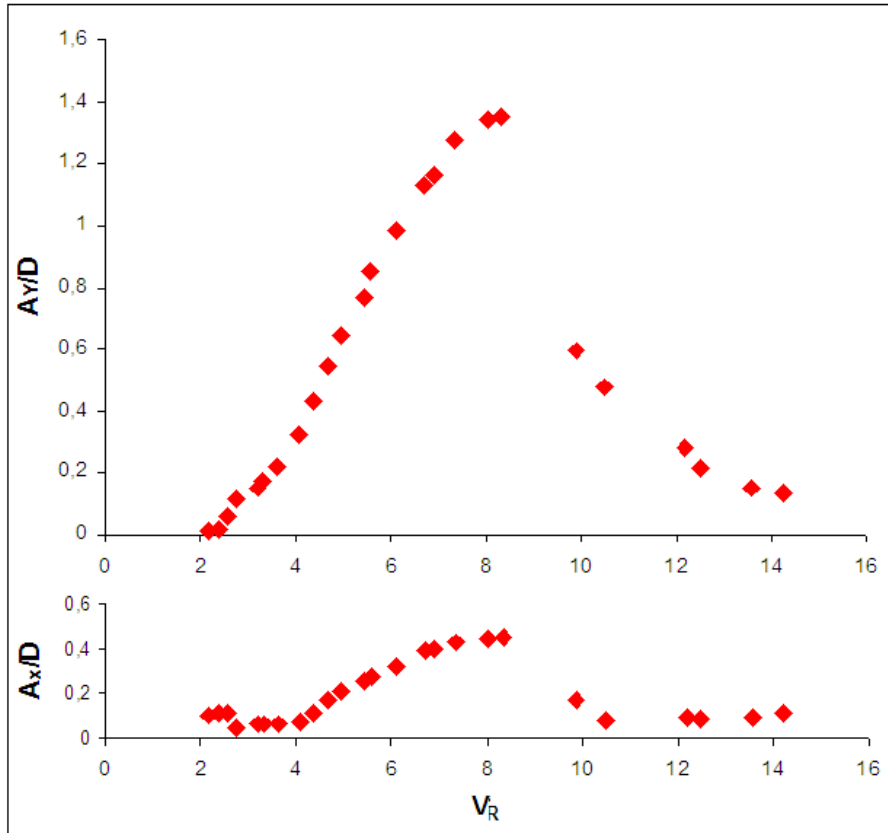


Figura 5.1.1 – Resultados experimentais obtidos neste estudo para A_x/D e A_y/D de um cilindro liso ($m^* = 2,36$ e $z = 0,016$).

Em comparação com a literatura [22] representada na Figura 5.1.2, pode-se perceber a semelhança entre os resultados para as duas direções, tanto em termos de máxima amplitude quanto em termos de formato da curva, especialmente no que se refere à presença do *super-upper-branch* conforme comentado no Capítulo II.

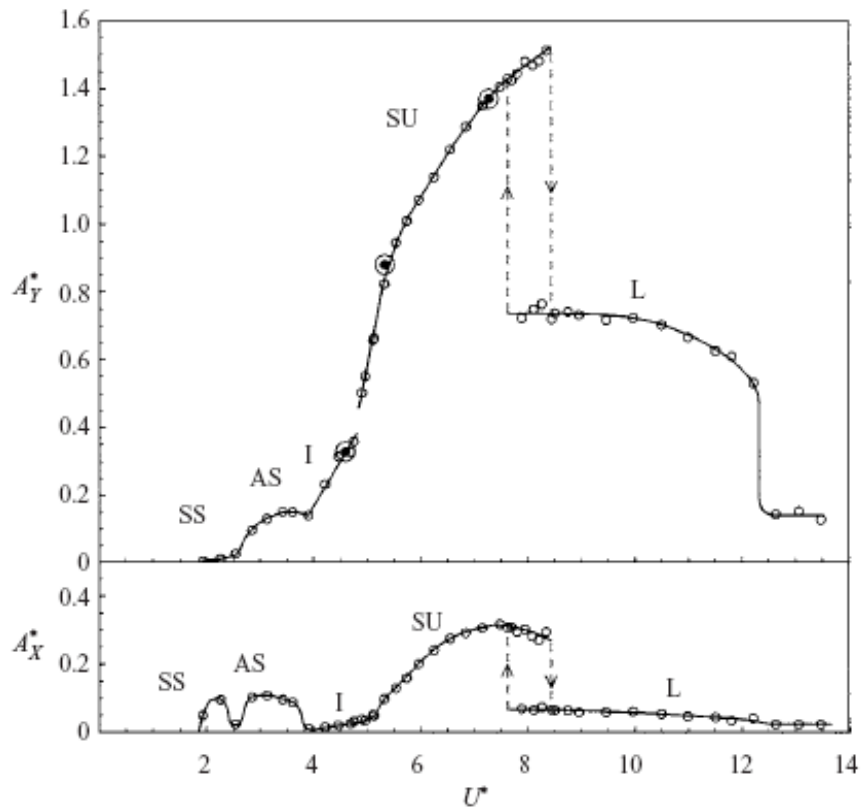


Figura 5.1.2 – Resultados experimentais obtidos por JAUVITS *et al.* [22] para A_X/D e A_Y/D de um cilindro liso ($m^* = 2,6$ e $z = 0,003$).

A diferença entre os resultados deste estudo e os resultados apresentados por JAUVITS *et al.* [22] reside na caracterização não tão bem definida do *lower branch* nos resultados experimentais obtidos na condução deste estudo. No entanto há diferenças entre as razões de massa e fatores de amortecimento. JAUVTIS *et al.* [22] obteve estes resultados para uma razão de massa ligeiramente maior ($m^* = 2,6$), e para um fator de amortecimento aproximadamente cinco vezes menor ($z = 0,003$).

Em contraste com a diferença apontada acima, comparando-se os resultados obtidos com o trabalho conduzido por STAPPENBELT *et al.* [24] apresentados na Figura 5.1.3 percebe-se uma grande semelhança entre os resultados, inclusive para a região do *lower branch*. Tal semelhança pode ser atribuída à mesma razão de massa utilizada por ambos, embora o fator de amortecimento apresentado por este autor seja $z = 0,006$.

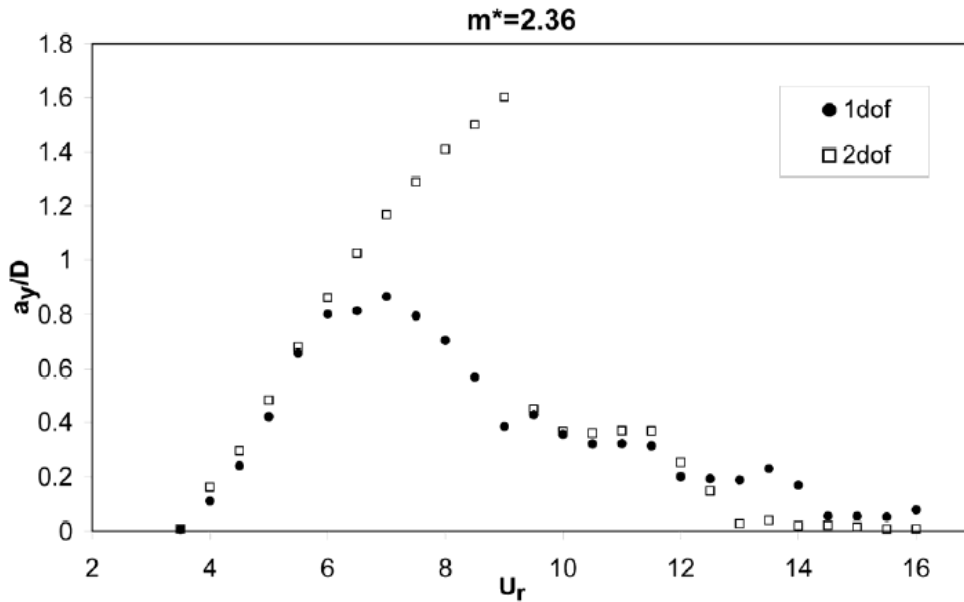


Figura 5.1.3 – Resultados experimentais obtidos por STAPPENBELT *et al.* [24] para A_y/D de um cilindro liso ($m^* = 2,36$ e $\epsilon z = 0,006$).

É importante destacar que tanto JAUVTIS *et al.* [22] quanto STAPPENBELT *et al.* [24] utilizaram aparatos experimentais semelhantes entre si, mas diferentes do utilizado no presente estudo. Ambos utilizaram hastes ligadas a duas juntas universais no topo e conectadas a um cabeçote elasticamente montado na extremidade inferior. O fato de haver duas hastes impede que o cilindro sofra rotação em torno do seu eixo principal. As juntas universais fazem com que o movimento pendular das hastes não seja transmitido ao modelo, uma vez que o cabeçote permanece no plano.

A semelhança entre os resultados obtidos neste trabalho com os da literatura em termos de amplitude de VIV evidenciam a eficiência da solução efetiva, simples e de baixo custo adotada para este estudo no que se refere ao aparato experimental. Tal semelhança pode também ser comprovada através da comparação entre as razões de frequências obtidas neste estudo com as obtidas por STAPPENBELT *et al.* [24], apresentadas, respectivamente, nas Figuras 5.1.4 e 5.1.5.

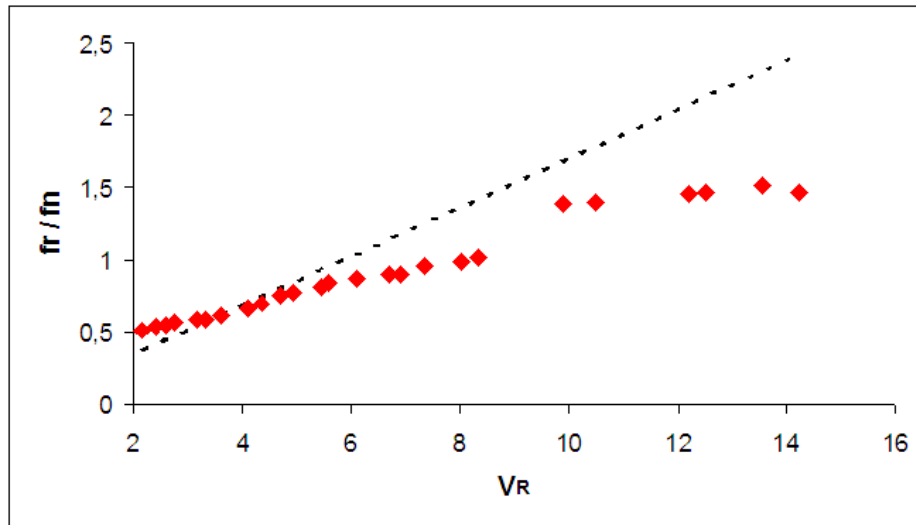


Figura 5.1.4 – Resultados experimentais obtidos neste estudo para a razão de frequências f_Y / f_N de um cilindro liso ($m^* = 2,36$ e $Z = 0,016$).

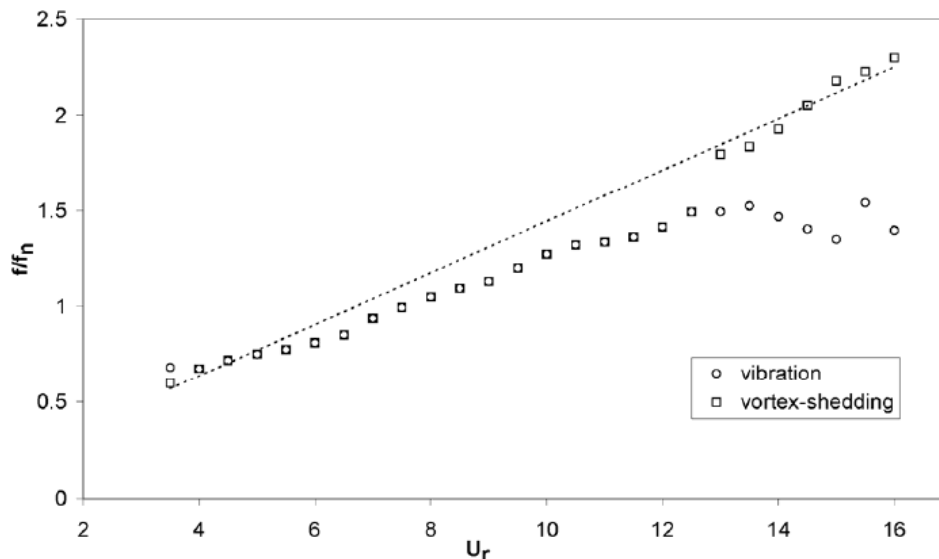


Figura 5.1.5 – Resultados experimentais obtidos por STAPPENBELT *et al.* [24] para a razão de frequências f_Y / f_N de um cilindro liso ($m^* = 2,36$ e $Z = 0,006$).

Nas Figuras 5.1.4 e 5.1.5, a linha pontilhada esboça a relação de Strouhal para um cilindro liso e fixo. A diferença entre os dois resultados reside no fato de que STAPPENBELT *et al.* [24] representaram em seu gráfico, componentes de frequência com energia menor para velocidades reduzidas maiores que 12. Tais componentes de frequência são observadas no resultado em função do fim da sincronização existente entre a frequência de oscilação do cilindro e a frequência de desprendimento de

vórtices. Nos resultados apresentados neste trabalho (Figura 5.1.4), tais componentes de frequência não foram apresentados, apesar de existentes, pois sua energia não correspondia a 10% do valor da maior energia obtida no espectro de resposta. A presença destas componentes (em valores menores que 10%) representa uma tendência do fim da sincronização, mas não a caracteriza por completo. Seria imprudente representá-las uma vez que o fim da sincronização, em geral, é observado com clareza quando realmente ocorre.

A Figura 5.1.6 apresenta um gráfico em que as razões de frequências para as direções x e y são representadas. A linha contínua representa o dobro do valor desta razão para a direção y . Como esperado, a razão de frequências na direção x segue a conhecida tendência de ser o dobro do valor obtido para a direção y .

De forma a comparar o movimento planar obtido com as tendências apresentadas na literatura, as Figuras 5.1.7 a 5.1.11 apresentam os movimentos no plano xy para as vinte e cinco medições.

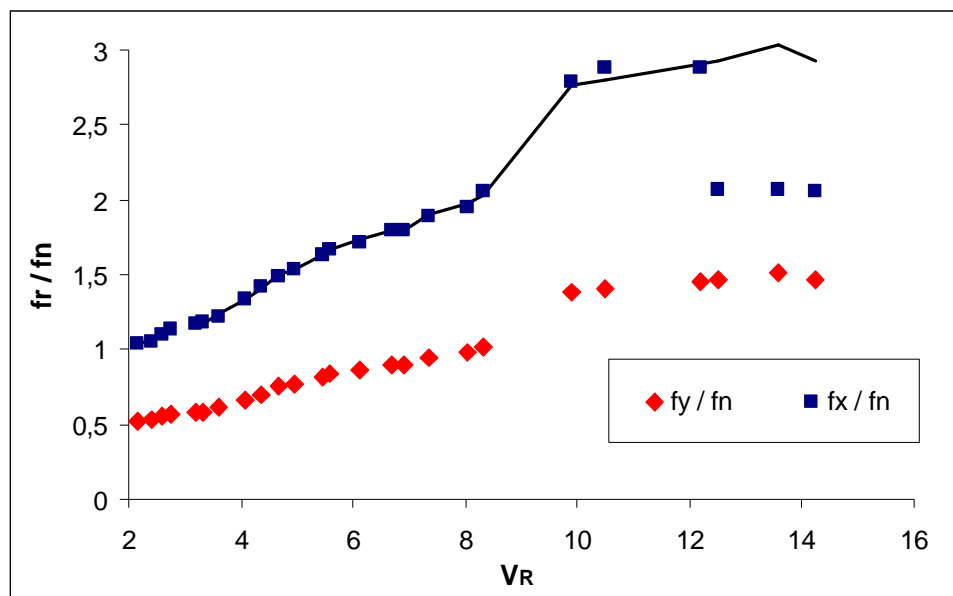


Figura 5.1.6 – Resultados experimentais obtidos neste estudo para razões de frequências f_Y / f_N e f_X / f_N de um cilindro liso ($m^* = 2,36$ e $Z = 0,016$).

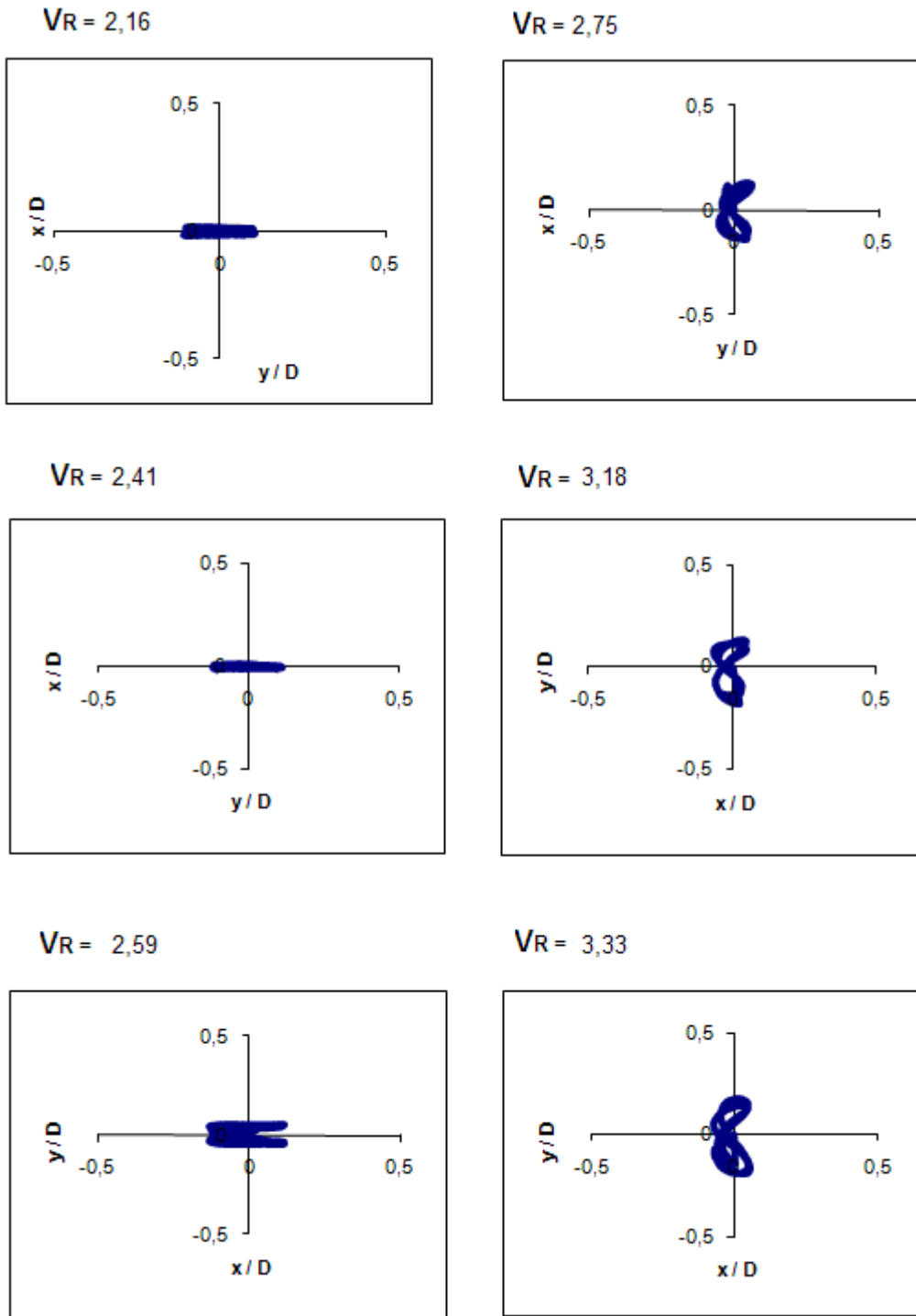


Figura 5.1.7 – Resultados experimentais obtidos neste estudo para o movimento planar de um cilindro liso ($m^* = 2,36$ e $z = 0,016$).

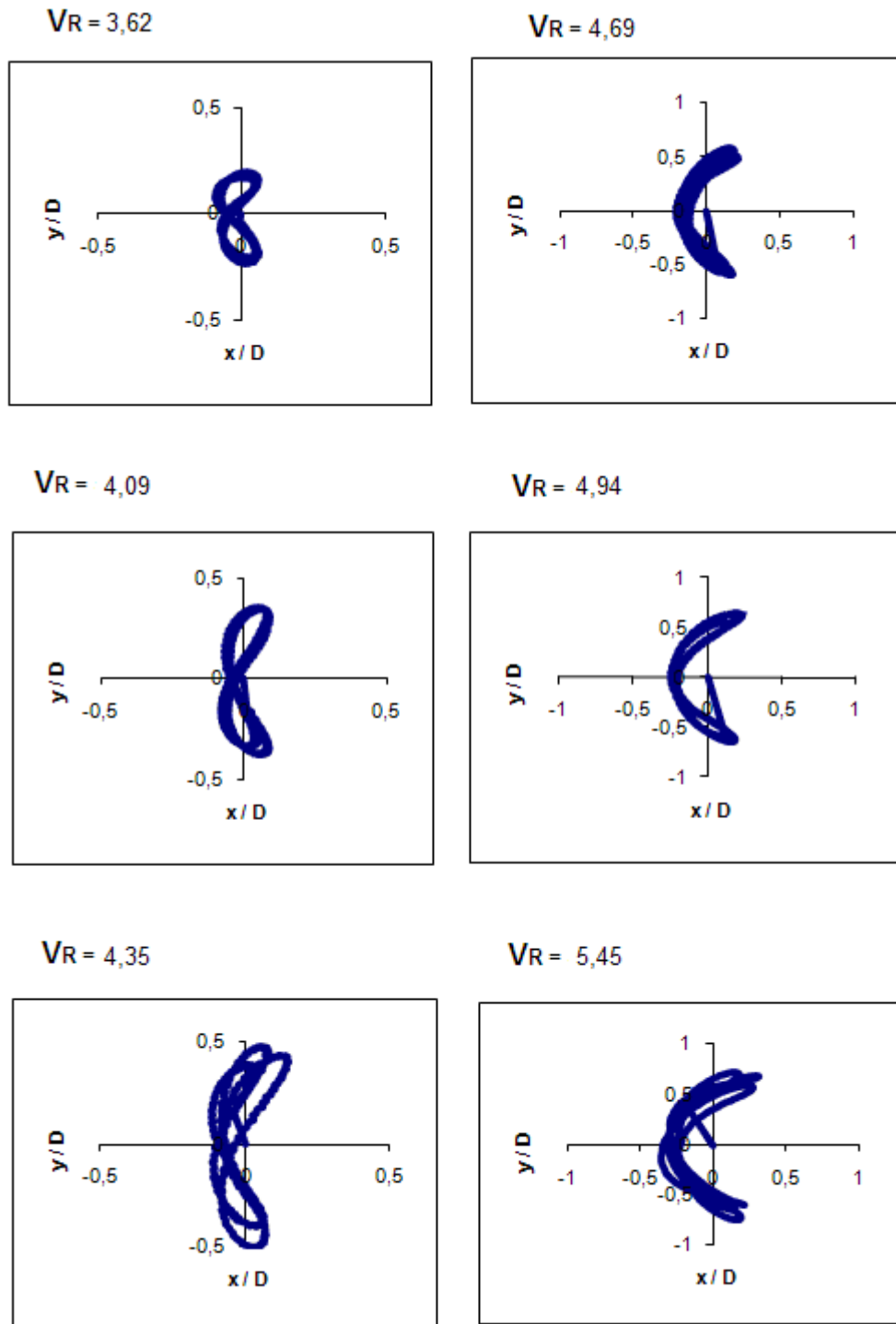


Figura 5.1.8 – Resultados experimentais obtidos neste estudo para o movimento planar de um cilindro liso ($m^* = 2,36$ e $z = 0,016$).

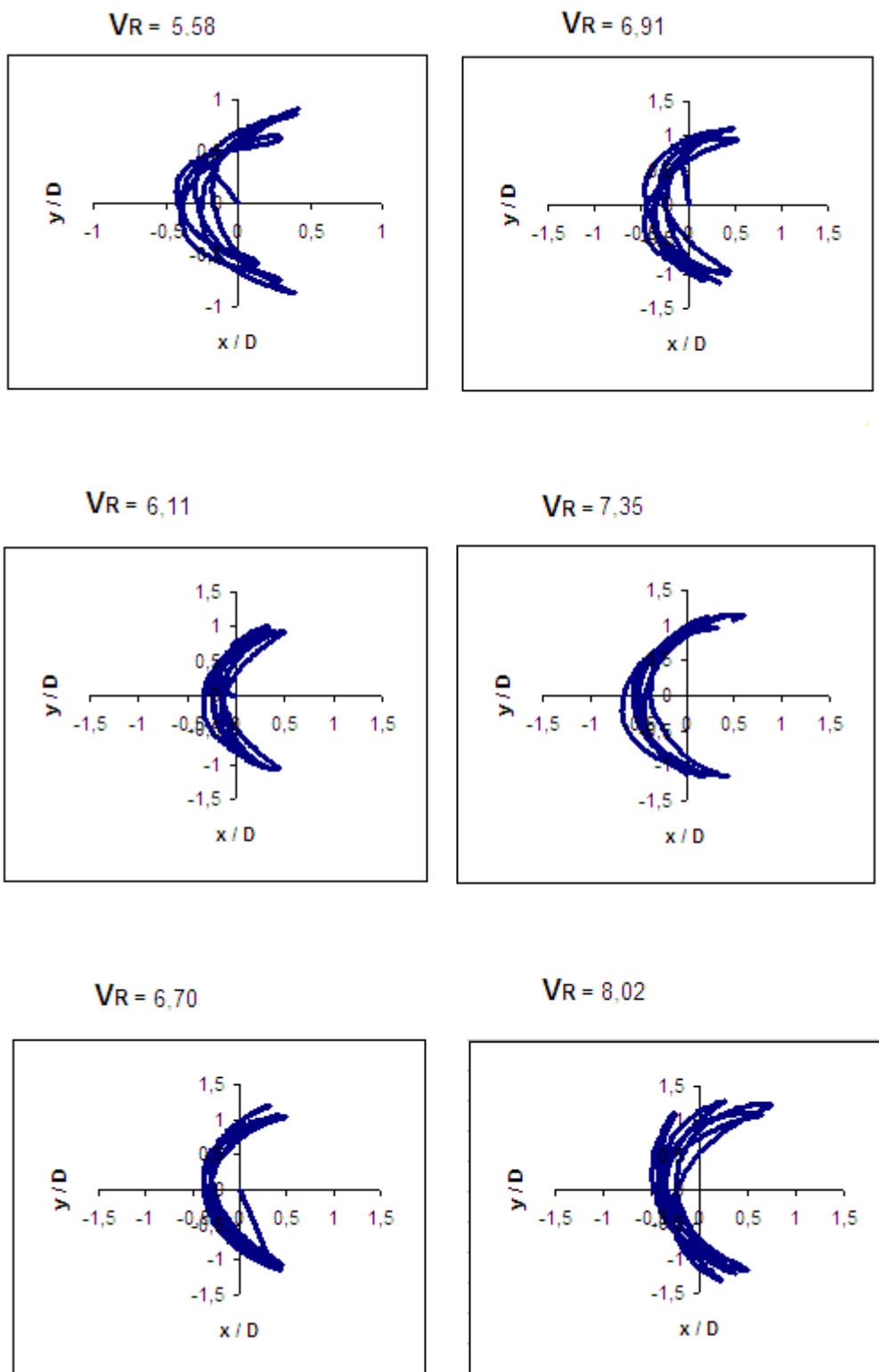


Figura 5.1.9 – Resultados experimentais obtidos neste estudo para o movimento planar de um cilindro liso ($m^* = 2,36$ e $z = 0,016$).

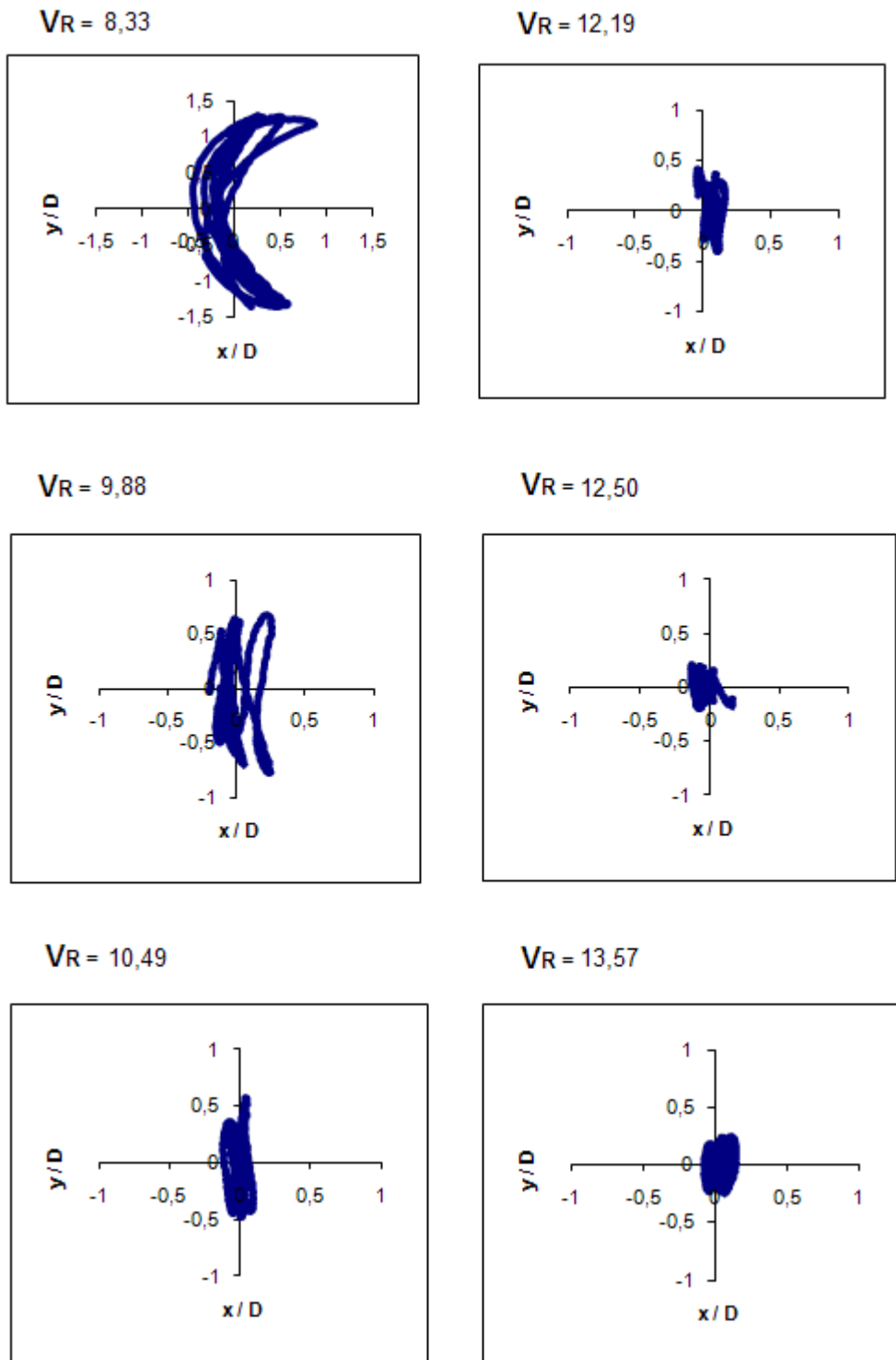


Figura 5.1.10 – Resultados experimentais obtidos neste estudo para o movimento planar de um cilindro liso ($m^* = 2,36$ e $z = 0,016$).

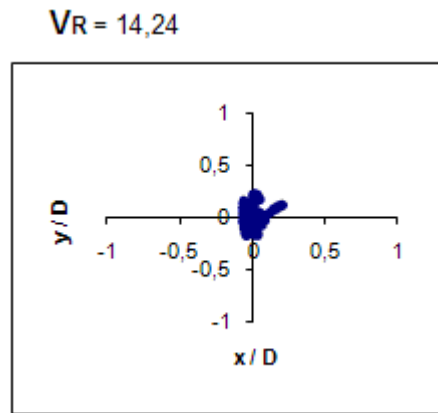


Figura 5.1.11 – Resultados experimentais obtidos neste estudo para o movimento planar de um cilindro liso ($m^* = 2,36$ e $\epsilon z = 0,016$).

É possível perceber dos resultados anteriores, que o padrão do movimento planar varia com a velocidade reduzida na medida em que a fase entre os movimentos x e y vai se alterando. É possível identificar o padrão horizontal no começo do ensaio, onde só há movimentos na direção x . Em seguida, aparece o padrão em forma de número oito (*8-shape*) que vai se tornando esbelto até tomar a forma de uma banana (*banana shape*). Com a predominância do movimento transversal sobre o movimento alinhado com a corrente, observa-se o aparecimento de um movimento mais verticalizado (direção transversal) que toma uma forma não padronizada e sem definição.

A Figura 5.1.12 apresenta resultados obtidos por JAUVTIS *et al.* [22] para os padrões observados para o movimento planar. A semelhança entre estes resultados e os obtidos neste trabalho é evidente, inclusive no que se refere à faixa de velocidade reduzida na qual os movimentos ocorrem. Vale ressaltar novamente a diferença entre os aparatos utilizados no que se refere à estrutura e conceito do aparato, ao fator de amortecimento e à pequena diferença na razão de massa entre os modelos.

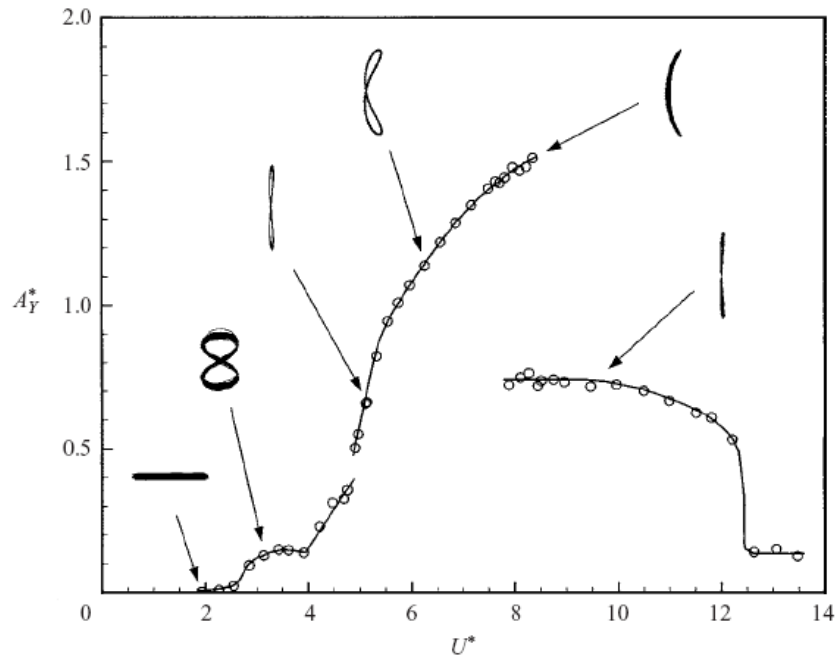


Figura 5.1.12 – Resultados obtidos por JAUVTIS *et al.* [22] para o movimento planar de um cilindro liso ($m^* = 2,6$ e $\epsilon z = 0,003$).

5.2. RESULTADOS DO ESTUDO DAS FORÇAS PARA O CILINDRO LISO

A medição das forças para o cilindro liso sofrendo VIV xy foi feita utilizando-se o sistema de medição apresentado no Apêndice I. A célula de carga utilizada permitiu medição simultânea das forças nas direções x e y . De forma a comparar os resultados obtidos com a literatura disponível, os valores obtidos foram apresentados na forma de coeficientes adimensionais de força C_x e C_y e função da velocidade reduzida.

A Figura 5.2.1 apresenta os valores de C_x obtidos neste estudo para o cilindro liso. A comparação com os resultados da literatura [24, 22] é feita respectivamente nas Figuras 5.2.2 e 5.2.3. Os valores obtidos para C_y são apresentados na Figura 5.2.4 e podem ser comparados com a Figura 5.2.5 recuperada da literatura [22].

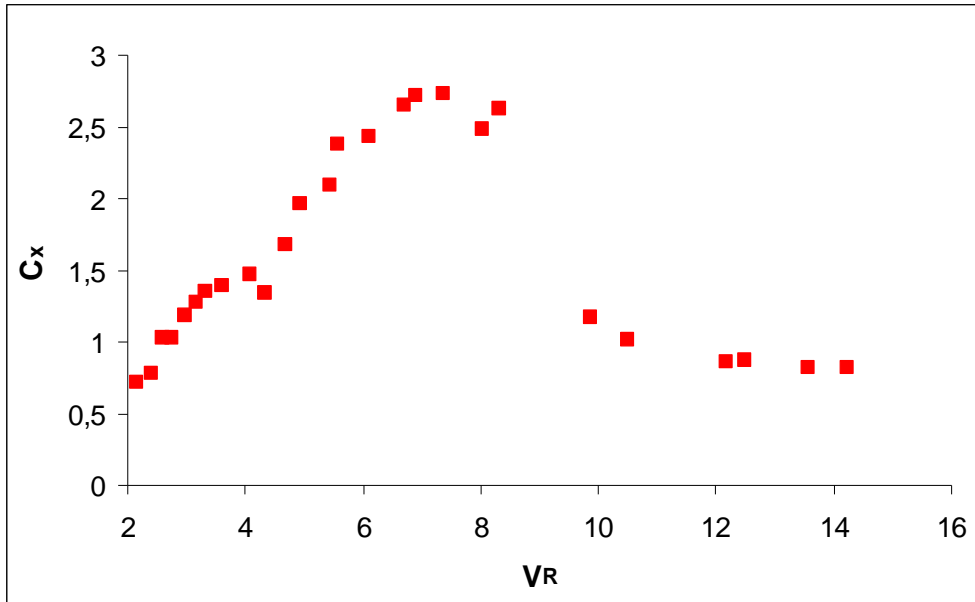


Figura 5.2.1– Resultados experimentais obtidos neste estudo em termos de C_X x V_R para um cilindro liso ($m^* = 2,36$ e $Z = 0,016$).

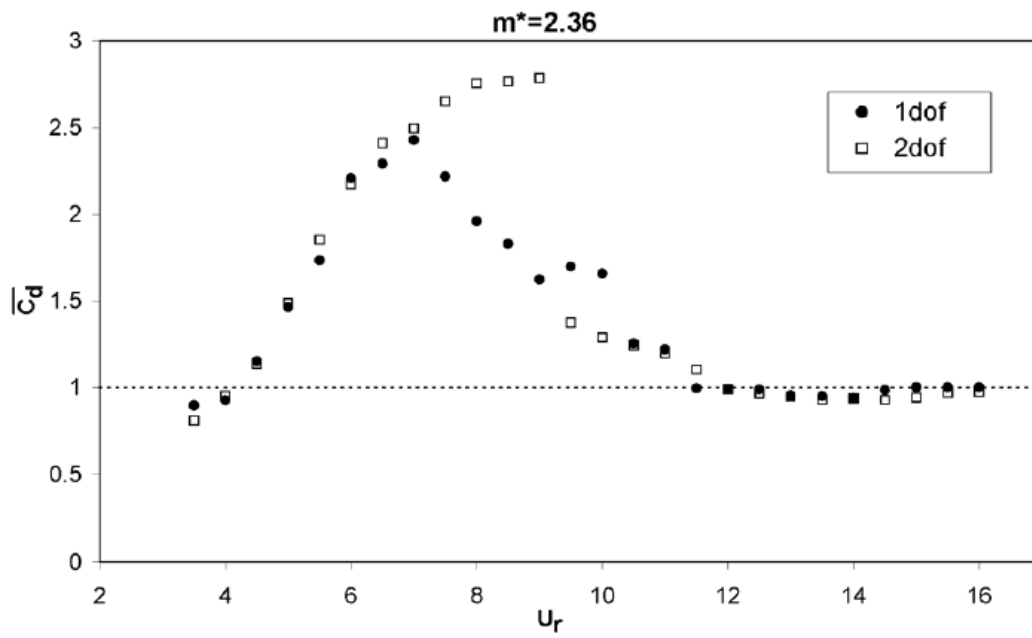


Figura 5.2.2– Resultados experimentais obtidos por STAPPENBELT *et al.* [24] em termos de C_X x V_R para um cilindro liso ($m^* = 2,36$ e $Z = 0,006$).

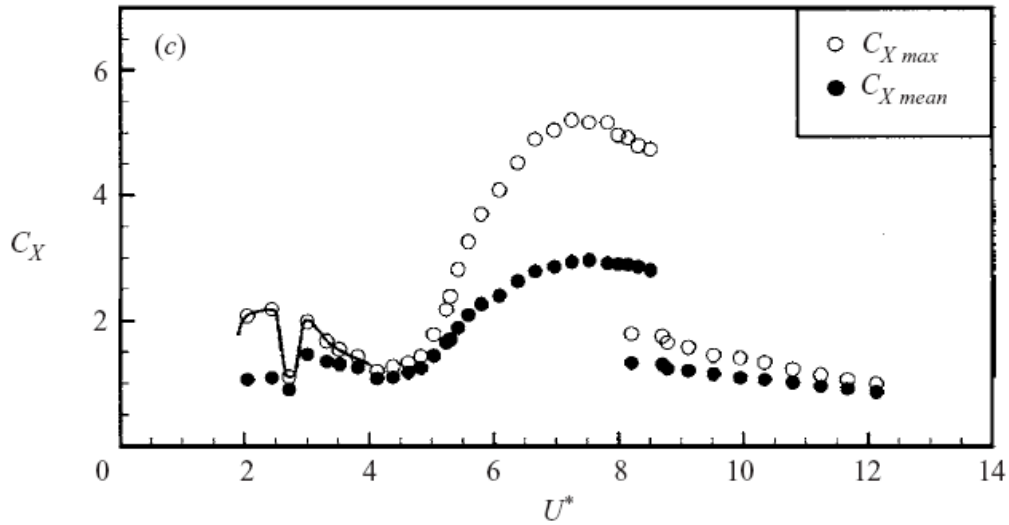


Figura 5.2.3– Resultados experimentais obtidos por JAUVTIS *et al.* [22] em termos de $C_X \times V_R$ para um cilindro liso ($m^* = 2,6$ e $z = 0,003$).

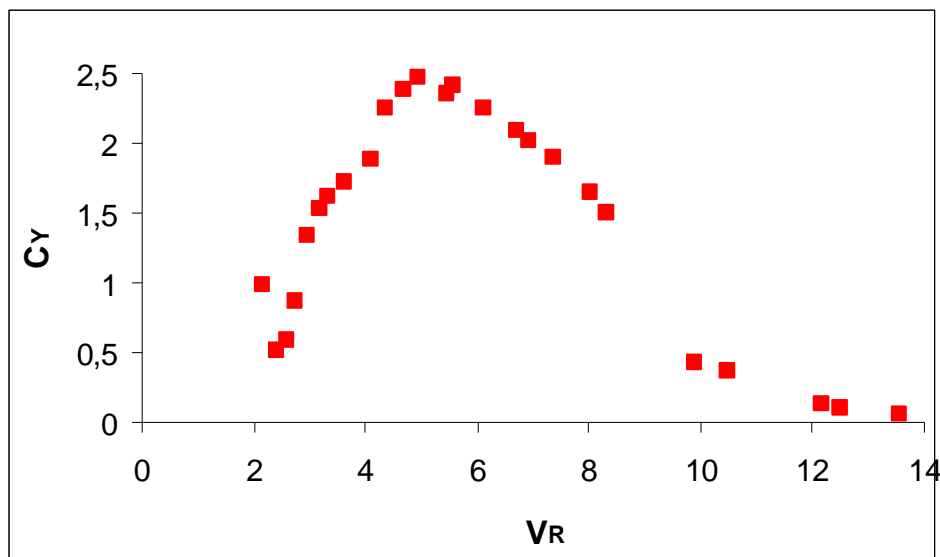


Figura 5.2.4– Resultados experimentais obtidos neste estudo em termos de $C_Y \times V_R$ para um cilindro liso ($m^* = 2,36$ e $z = 0,016$).

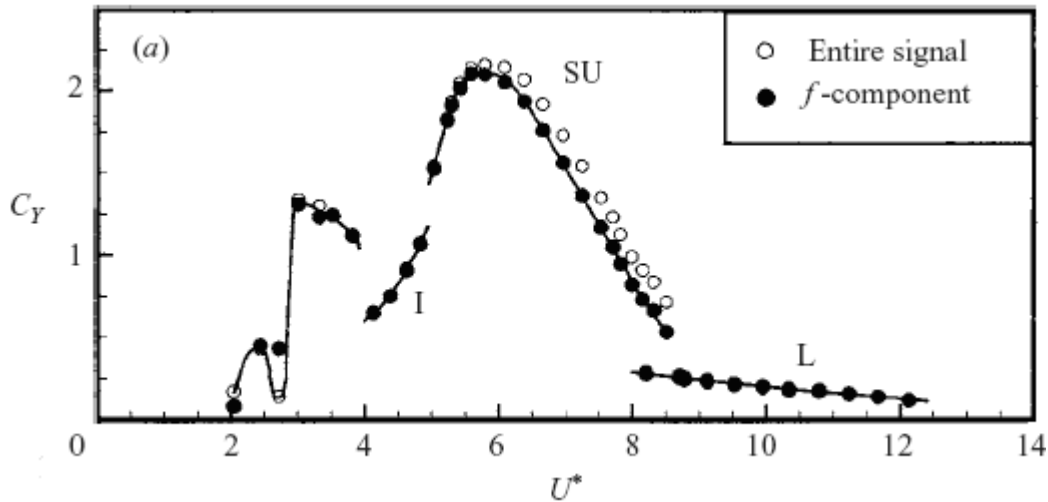


Figura 5.2.5– Resultados experimentais obtidos por JAUVTIS *et al.* [22] em termos de $C_Y \times V_R$ para um cilindro liso ($m^* = 2,6$ e $z = 0,003$).

É possível perceber a grande semelhança entre os resultados tanto em termos de valores quanto em termos de formato das curvas. A descontinuidade existente entre *super upper branch* e o *lower branch* é nítida também nos gráficos dos coeficientes de força em função da velocidade reduzida. Os resultados obtidos da literatura apresentam o coeficiente de força na direção x como sendo um valor médio. Referem-se na verdade ao fato de que a média da força é utilizada na Equação 5.1.4 para o cálculo do coeficiente C_x .

O objetivo do estudo com dois graus de liberdade, até aqui, foi a aferição do aparato experimental desenvolvido e a comprovação da validade deste aparato para a realização de ensaios de VIV xy . Pode-se afirmar que, com base na semelhança entre os resultados obtidos e os resultados da literatura, o objetivo foi alcançado.

5.3. RESULTADOS DO EFEITO DA POROSIDADE DIRIGIDA

As configurações de porosidade dirigida testadas no estudo com dois graus de liberdade têm por objetivo atender à permissão da VIV na direção da corrente sem a perda da eficiência alcançada no estudo com um grau de liberdade. Foi necessário também um esforço adicional em se obter uma configuração que continue efetiva para baixos valores de amortecimento estrutural.

Foram testados os Modelos 14, 15 e 16, sendo este último uma proposta de solução *omni* direcional testada somente em termos de redução da amplitude de movimento. Para os Modelos 14 e 15 a investigação foi feita também em termos de redução do coeficiente de força na direção x .

É importante ressaltar que, uma vez que o movimento na direção do escoamento foi liberado, o coeficiente de força na direção x não é devido somente ao efeito viscoso, mas também ao efeito inercial do escoamento. Uma vez que o conceito de porosidade foi desenvolvido a partir do balanço de pressão e velocidade no contorno de um cilindro fixo, é de se esperar que o movimento na direção x não seja um problema adicional já que o conceito é consequência de um balanço que engloba o efeito inercial do escoamento.

As Figuras 5.3.1 e 5.3.2 apresentam os valores de A_y/D e A_x/D , respectivamente, em função da velocidade reduzida, para o Modelo 14 com e sem porosidade. A Figura 5.3.3 apresenta o valor de C_x em função da velocidade reduzida para o mesmo modelo. As Figuras 5.3.4 e 5.3.5 apresentam os valores de A_y/D e A_x/D , respectivamente, para o Modelo 15 com e sem porosidade. A Figura 5.3.6 apresenta o valor de C_x para este modelo.

Pode-se observar dos resultados, que o dispositivo de porosidade utilizado nos Modelos 14 e 15, apesar de diferentes, são efetivos em reduzir a amplitude de VIV, em especial na direção de incidência do escoamento. A redução do coeficiente de força C_x também é satisfatória quando comparada com o caso sem porosidade (cilindro liso).

O Modelo 15 apresenta uma redução maior que o Modelo 14 tanto em termos de amplitude de VIV nas duas direções quanto em termos de redução do coeficiente C_x . Tal fato pode ser atribuído à distribuição dos furos de saída do dispositivo de porosidade que garante uma alimentação do fluxo que visa vencer o gradiente de pressão adverso em cinco fileiras. Esta distribuição foi concebida prevendo-se uma variação do ponto de separação do escoamento em função do movimento do cilindro. Vale lembrar que o ponto de separação teórico do escoamento é válido para cilindros fixos e o conceito de porosidade tem sua eficiência amarrada à sua capacidade em reduzir a amplitude de vibração do cilindro para valores nos quais a separação do escoamento varie em torno do ponto de separação teórico.

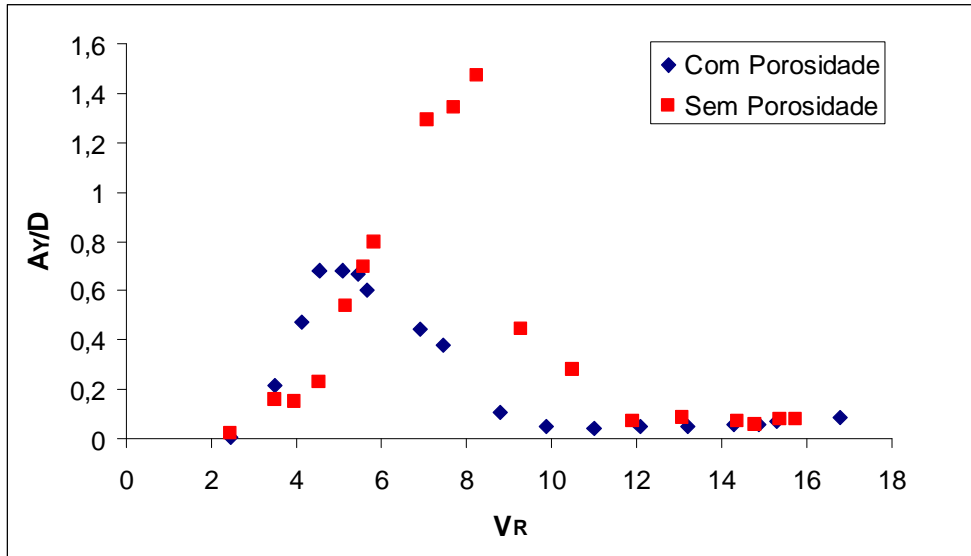


Figura 5.3.1– Resultados obtidos em termos de $A_Y/D \times V_R$ para o Modelo 14.

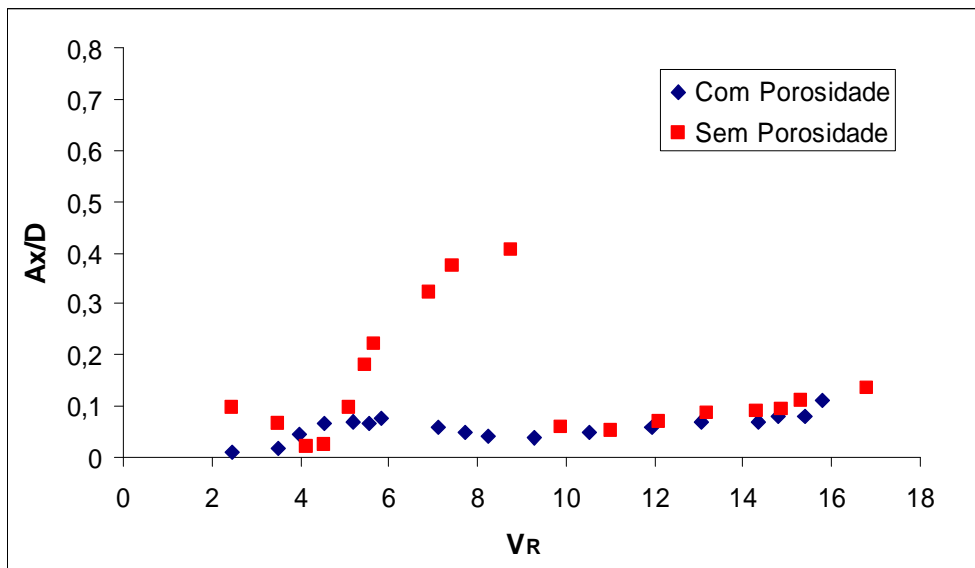


Figura 5.3.2– Resultados obtidos em termos de $A_X/D \times V_R$ para o Modelo 14.

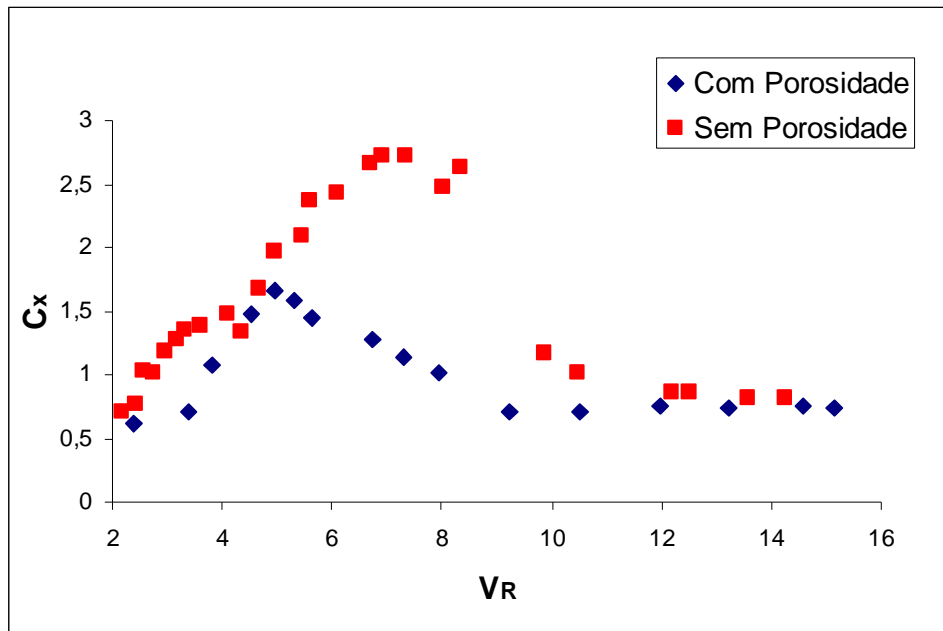


Figura 5.3.3– Resultados obtidos em termos de C_X x V_R para o Modelo 14.

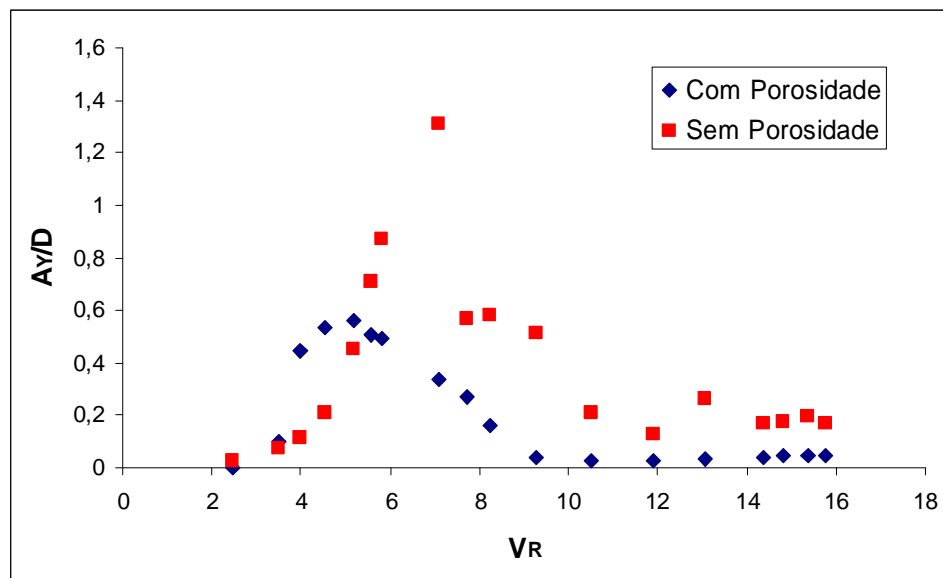


Figura 5.3.4– Resultados obtidos em termos de $A_{Y/D}$ x V_R para o Modelo 15.

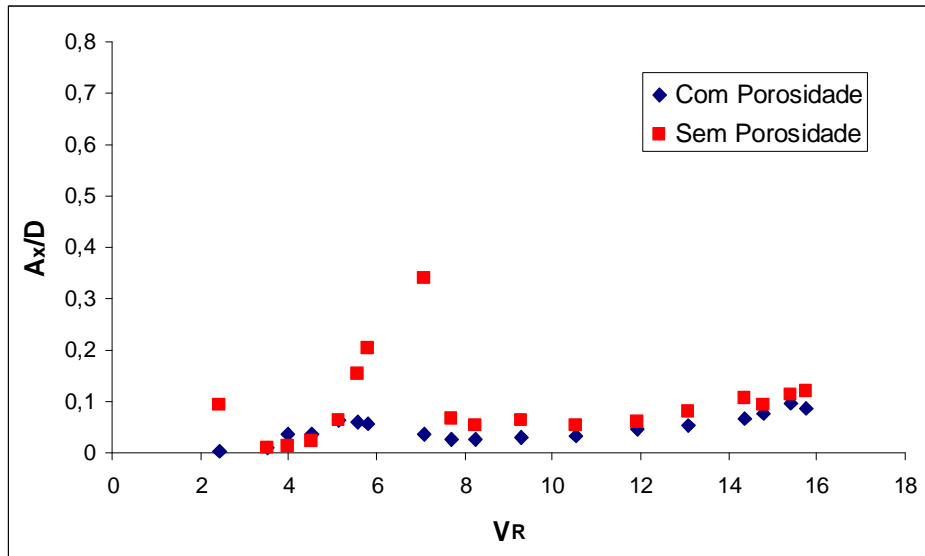


Figura 5.3.5– Resultados obtidos em termos de A_X/D x V_R para o Modelo 15 .

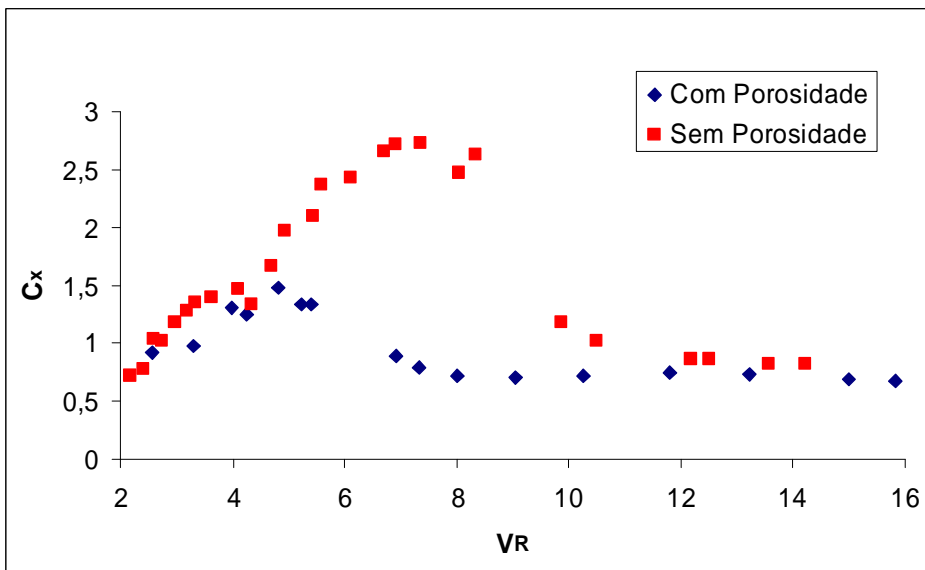


Figura 5.3.6– Resultados obtidos em termos de de C_X x V_R para o Modelo 15.

O Modelo 16 apresenta uma configuração dos módulos de porosidade similar ao utilizado no Modelo 15, exceto pela entrada, conforme mencionado no Capítulo III. Os módulos são distribuídos de forma helicoidal.

As Figuras 5.3.7 e 5.3.8 apresentam os valores de A_y/D e A_x/D , respectivamente, para o Modelo 16 com e sem porosidade.

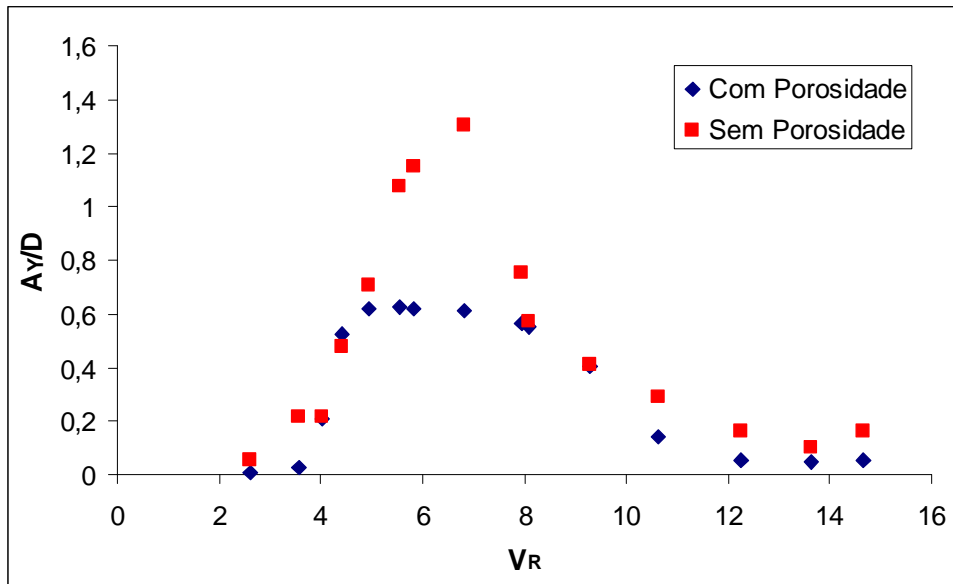


Figura 5.3.7– Resultados obtidos em termos de $A_{y/D}$ x V_R para o Modelo 16.

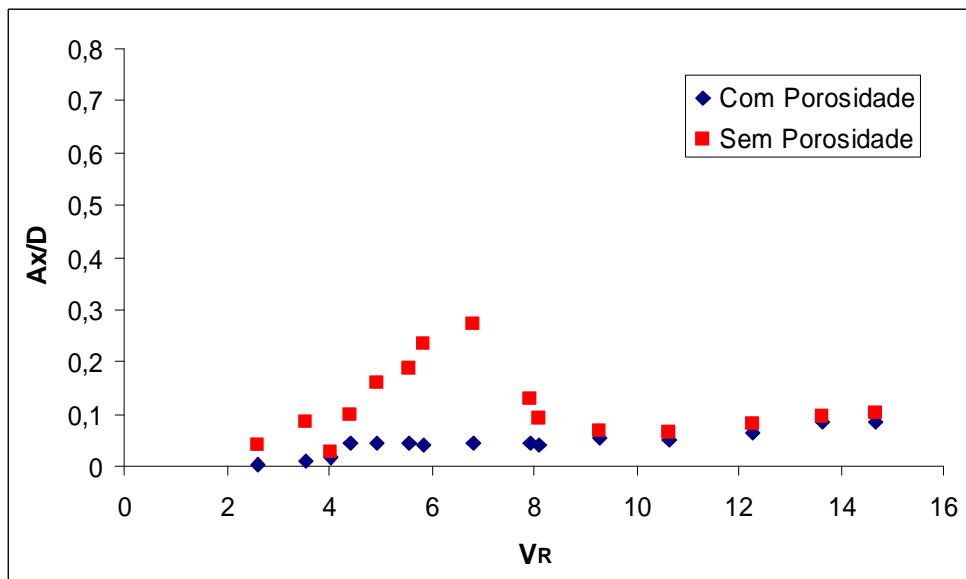


Figura 5.3.8– Resultados obtidos em termos de $A_{x/D}$ x V_R para o Modelo 16.

Observa-se dos resultados que a solução proposta para a *omni* direcionalidade em aplicações com dois graus de liberdade mostrou-se efetiva em reduzir as amplitudes de vibração, em especial na direção do escoamento. Um estudo mais apurado da melhor distribuição dos módulos pode levar a uma solução mais efetiva em termos de redução da amplitude de vibração e da força do escoamento incidente sobre o cilindro.

De uma forma geral, pode-se afirmar que a porosidade dirigida mostrou-se efetiva também em aplicações com dois graus de liberdade.

A redução obtida nas amplitudes de vibração e nos coeficientes de força na direção x foi, em termos relativos, similar à obtida no estudo com um grau de liberdade. Cabe ressaltar, que os movimentos no estudo com dois graus de liberdade tendem a ser mais difíceis de controlar devido à introdução do movimento em x e principalmente devido ao baixo fator de amortecimento apresentado pelo sistema utilizado.

O estudo aqui realizado apresenta bases interessantes para uma posterior investigação da melhor geometria de distribuição dos módulos de porosidade que levem à uma solução *omni* direcional.

CAPÍTULO V – CONCLUSÕES

Com base nos resultados apresentados, pode-se afirmar que os aparatos experimentais desenvolvidos (para um e dois graus de liberdade) foram efetivos em reproduzir a VIV e fornecer uma base comparativa para o estudo com porosidade dirigida. No estudo com dois graus de liberdade, o aparato desenvolvido, de caráter original, mostrou-se efetivo em reproduzir resultados clássicos para o cilindro liso, servindo como base para a investigação da eficiência da porosidade em aplicações com dois graus de liberdade.

O estudo experimental apresentado comprova que o conceito de porosidade dirigida supera as expectativas baseadas na teoria que serviu como base para a elaboração do conceito de porosidade dirigida como controle passivo de VIV.

O conceito mostrou-se muito efetivo na água desde que o escoamento por dentro do dispositivo seja controlado pela geometria dos furos de entrada e saída, tanto quanto pela sua disposição espacial. Pode-se concluir que tão próximo quanto estejam os furos de saída do dispositivo do ponto de separação do escoamento, maior será a eficiência do mesmo em reduzir amplitudes de VIV.

Uma alta velocidade de saída do escoamento mostrou-se também fundamental para a efetividade do dispositivo. Para tal, concluiu-se a partir dos resultados obtidos com os Modelos 06 e 07 que é necessária uma alta razão entre a área dos furos de entrada e dos furos de saída.

O dispositivo mostrou-se efetivo, especialmente em reduzir o coeficiente de arrasto (em torno de 0,6), ao contrário dos *strakes*. A solução por *strakes* apresentou um coeficiente de arrasto em torno de 2,1. Como consequência, a porosidade dirigida por apresentar um coeficiente de arrasto 3,5 vezes menor do que a configuração de *strakes* testada neste estudo, levaria a um aumento da vida útil dos *risers* em conjunto com uma possível redução de sua geometria, fazendo com que haja substancial economia no projeto destas estruturas.

Embora a atuação da rugosidade não tenha sido efetiva por falta de refinamento na granulometria utilizada, pode-se concluir que a porosidade dirigida neste caso reduziu o coeficiente de arrasto e a amplitude de VIV, embora sua saída esteja em um ponto posterior ao ponto de separação teórico, uma vez que a camada limite turbulenta não ocorreu. Tal fato evidencia a efetividade do dispositivo em retardar o escoamento

mesmo quando sua saída está disposta a jusante do ponto de separação. No entanto, por motivos já mencionados aqui, o mesmo não se pode afirmar para saídas dispostas a montante do ponto de separação, sendo que neste caso, uma saída disposta em 70° em relação ao ponto de estagnação já reduz a eficiência do dispositivo de forma significativa.

Para trabalhos futuros, uma análise da influência da rugosidade de modo mais sistemático com variação controlada da granulometria, pode levar a outras posições da saída da porosidade e permitir uma utilização conjunta dos dois artefatos no sentido de reduzir a VIV e a força de arrasto.

A captação de imagens dos padrões de vórtice permitiu também a observação de que os vórtices na esteira do cilindro com porosidade dirigida possuem menos energia em comparação com a esteira de um cilindro liso, fato este que corrobora com a efetividade da proposição em retardar a separação e reduzir a força de excitação devida aos vórtices gerados.

O estudo cinemático de variação do ângulo de incidência do escoamento permitiu também observar que a porosidade dirigida é efetiva também em direções não colineares com a incidência do escoamento o que permitiu a elaboração de soluções iniciais para a *omni* direcionalidade.

A solução inicial proposta e testada para a *omni* direcionalidade mostrou-se também efetiva no sentido de reduzir a amplitude de VIV e de reduzir o coeficiente de arrasto do modelo proposto para o estudo com um grau de liberdade (Modelo 09), deixando uma boa perspectiva para futuras investigações.

É possível observar a partir do estudo das forças de arrasto com o Modelo 09, que o coeficiente de arrasto médio (considerando-se a média dos coeficientes de arrasto obtidos para cada ângulo) é igual a 0,75 para o estudo com o Modelo 09 fixo em comparação com um valor igual 1,1 para o seu caso - base.

No estudo com o Modelo 09 elasticamente montado com um grau de liberdade, a média dos maiores coeficientes de arrasto registrados na variação dos ângulos de incidência do escoamento apresenta um valor igual a 1,19 em comparação com um valor de 1,95 para o caso - base. Comparando-se com o resultado obtido para o modelo com *strakes* (Modelo 13), pode-se afirmar que a solução *omni* direcional proposta para o estudo com um grau de liberdade apresentaria uma redução em torno de 1,8 vezes em

relação aos *strakes*. Este valor é conservador, pois leva em conta o efeito de amplificação da VIV nos cilindros com porosidade dirigida e não leva em conta o pequeno efeito de amplificação devido à pequena vibração observada no cilindro com *strakes*.

A conclusão anterior é fundamental para a viabilização da porosidade em termos de aplicação real. Tomando-se como base a redução da força de arrasto obtida, sugere-se para o projeto de vida útil à fadiga de um *riser* que a redução da força de arrasto apresentada pela porosidade dirigida seja avaliada em conjunto com a sua redução da VIV, de forma a verificar uma possível vantagem obtida pela redução da geometria do *riser* em conjunto com a redução das tensões devidas à flexão.

Tal vantagem seria refletida também no peso total suspenso e no projeto das amarras que visa evitar o movimento de deriva da plataforma. Uma vez que a força lateral é reduzida, o dimensionamento e a geometria das amarras podem ser alterados de forma favorável ao arranjo dos equipamentos submarinos.

No estudo com dois graus de liberdade para o cilindro liso, foi possível observar a semelhança entre os resultados obtidos neste estudo e os resultados apresentados na literatura. O comportamento do cilindro sofrendo VIV xy foi apresentado em termos de amplitudes de vibração, coeficientes de força nas duas direções e padrões de movimento planar. Tanto os valores obtidos quanto a forma das curvas aproximam-se muito dos resultados esperados a partir da literatura disponível.

Os modelos com porosidade dirigida testados no estudo com dois graus de liberdade mostraram-se efetivos em reduzir a amplitude de VIV nas duas direções, em especial na direção do escoamento, além de reduzirem em aproximadamente 50% o coeficiente de força nesta direção (Modelo 15).

Torna-se importante ressaltar a esta altura que o baixo fator de amortecimento apresentado pelo aparato experimental utilizado no estudo com dois graus de liberdade induziu os modelos testados a maiores vibrações. Os resultados obtidos para os Modelos 14 e 15 podem ser considerados muito favoráveis, uma vez que valor de amortecimento estrutural apresentado pelo aparato experimental é de 0,016.

O Modelo 15 apresenta uma redução maior que o Modelo 14 tanto em termos de amplitude de VIV nas duas direções quanto em termos de redução do coeficiente C_x . Tal fato pode ser atribuído à distribuição dos furos de saída do dispositivo de porosidade do

Modelo 15 que garante uma alimentação do fluxo de saída em cinco fileiras. Esta distribuição foi concebida prevendo-se uma variação do ponto de separação do escoamento em função do movimento do cilindro uma vez que o ponto de separação do escoamento em 82° é válido para cilindros fixos e o conceito de porosidade tem sua eficiência amarrada à sua capacidade em reduzir a amplitude de vibração do cilindro para valores nos quais a separação do escoamento varie em torno do ponto de separação teórico.

A solução inicial proposta para a *omni* direcionalidade no estudo com dois graus de liberdade mostrou-se efetiva em reduzir as amplitudes de VIV, apresentando uma redução de 50% na direção transversal ao escoamento e praticamente suprimindo totalmente a vibração na sua direção.

Tal fato leva o presente estudo a sugerir futuras investigações na melhor distribuição dos módulos do dispositivo poroso que levem a uma solução *omni* direcional vantajosa para o projeto de estruturas como *risers* e umbilicais, em comparação com a utilização de *strakes*, conforme comentado anteriormente.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Disponível em: <http://www.planeta.coppe.ufrj.br/artigo.php?artigo=944>. Acesso em: 8 de agosto de 2010, 22:26:00.
- [2] Disponível em: <http://www.akersolutions.com/>. Acesso em: 8 de agosto de 2010, 22:37:00.
- [3] Disponível em: <http://www.estaleiroatlanticosul.com.br>. Acesso em: 8 de agosto de 2010, 22:56:00.
- [4] Disponível em: <http://web.mit.edu/flowlab/>. Acesso em: 8 de agosto de 2010, 23:06:00.
- [5] Disponível em: <http://www.tpn.usp.br/petroleo/pesquisa.html>. Acesso em: 8 de agosto de 2010, 23:09:00.
- [6] Disponível em: <http://www.marktool.com/>. Acesso em: 8 de agosto de 2010, 23:11:00.
- [7] WAGNER, A., ALTHERR, S. ECKERT, B., JODL, H. J., *A video for the quantitative analysis of the Reynolds number: Multimedia in Physics Education*, University of Kaiserslautern - Department of Physics, Kaiserslautern, Germany, 2000.
- [8] VOGEL, S., *Life in Moving Fluids*, 2 ed., Princeton, Princeton University Press, 1994.
- [9] PRANDTL, L., *Essential of Fluid Dynamics*, 2 ed., New York, Springer – Verlag, 1952.
- [10] WHITE, F.K.; *Fluid Mechanics*; 4 ed., New York, McGraw – Hill, 1999.
- [11] SUMER, B.M., FREDSOE, J., *Hydrodynamics Around Cylindrical Structures*, Revised ed., Singapore, World Scientific, 2006.
- [12] SCHLICHTING, H., *Boundary-Layer Theory*. 7 ed., New York, McGraw-Hill, 1979.

- [13] STROUHAL, V., “Über eine besondere Art dey Tonnerregung”, *Wied. Ann. Physid. Chem.*, Neue Folge, Band V, 1878.
- [14] LIENHARD, J. H., *Synopsis of Lift, Drag and Vortex Frequency Data for Rigid Circular Cylinders*. In: Research Division Bulletin 300, Washington State Univ., College of Engineering, 1966.
- [15] WILLIAMSON C. H. K., GOVARDHAN, R., “Vortex Induced Vibrations”, *Annual Review on Fluid Mechanics*, v. 36, pp. 413 – 455, Janeiro, 2004.
- [16] FENG, C. C., *The measurements of vortex induced effects in flow past a stationary and oscillating circular and D-section cylinders*. Master’s thesis. Univ. B.C., Vancouver, Canada, 1968.
- [17] BRIKA D, LANEVILLE A., “Vortex-induced vibrations of a long flexible circular cylinder”, *Journal of Fluid Mechanics*, v. 250, pp. 481–508, Maio, 1993.
- [18] GOVARDHAN R., WILLIAMSON C. H. K., “Modes of vortex formation and frequency response for a freely-vibrating cylinder”, *Journal of Fluid Mechanics*, v. 420, pp. 85–130, Outubro, 2000.
- [19] KHALAK A., WILLIAMSON C. H. K., “Fluid forces and dynamics of a hydroelastic structure with very low mass and damping”, *Journal of Fluids and Structures*, v. 11, n. 8, pp. 973–82, Novembro, 1997.
- [20] BLACKBURN H. M., GOVARDHAN R., WILLIAMSON C. H. K., “A Complementary Numerical and Physical Investigation of Vortex-Induced Vibration”, *Journal of Fluids and Structures*, v. 15, n. 3- 4, pp. 481–88, Abril, 2001.
- [21] SKOP R. A., GRIFFIN O. M., “An heuristic model for determining flow-induced vibrations of offshore structures”, In: *Proceedings of the 5th Offshore Technology Conf.*, OTC Paper 1843, Maio, 1973.
- [22] JAUVITS N., WILLIAMSON C. H. K., “The effects of two degrees of freedom on vortex-induced vibration”, *Journal of Fluid Mechanics*, v. 509, pp. 23 – 62, Junho, 2004.

- [23] JAUVITS N., WILLIAMSON C. H. K., “A high amplitude 2T mode of vortex formation, and the effects of non-harmonic forcing in vortex induced vibration”, *European Journal of Mechanics B.*, v. 23, n. 1, pp . 107 – 114, Janeiro, 2004.
- [24] STAPPENBELT B., LALJI F., TAN G., “Low mass ratio vortex-induced motion”, In: *Proceedings of the 16th Australasian Fluid Mechanics Conference*, Gold Coast, Australia, Dezembro, 2007.
- [25] FERNANDES, A. C., ESPERANÇA, P. T. T., SPHAIER, S. H. e SILVA, R. M. C.; “VIV Mitigation: Why not Porosity”, In: *Proceedings of the XIX International Symposium on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (ETCE/OMAE2000 Joint Conference)*; New Orleans, Estados Unidos, Junho, 2000.
- [26] SILVA, R. M., “Porosidade dirigida para controle de VIV”, *Comunicação particular da patente Petrobras*, Rio de Janeiro, 2002.
- [27] KING, R., PROSSER, M. J., JOHNS, D. J., “On Vortex Excitation of Model Piles in Water”, *Journal of Sound and Vibration*, v. 29, n. 2, pp. 169-188, 1973.

APÊNDICE I

A1.1. SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE FORÇAS

Para a medição das forças do escoamento incidente sobre os modelos, uma célula de carga foi utilizada. A mesma é composta de duas lâminas independentes e dispostas perpendicularmente de forma a medir forças na direção do escoamento e na direção transversal. A deformação nas lâminas é medida através de *strain-gauges* uniaxiais que após serem conectados devidamente ao sistema de aquisição e calibrados apresentam uma relação linear para força sobre o cilindro e a deformação da lâmina. A Figura A1.1.1 apresenta uma foto da célula de carga e a Figura A1.1.2 apresenta detalhes dos *strain-gauges* colados na lâmina.



Figura A1.1.1 – Foto em detalhe da célula de carga acoplada ao modelo.

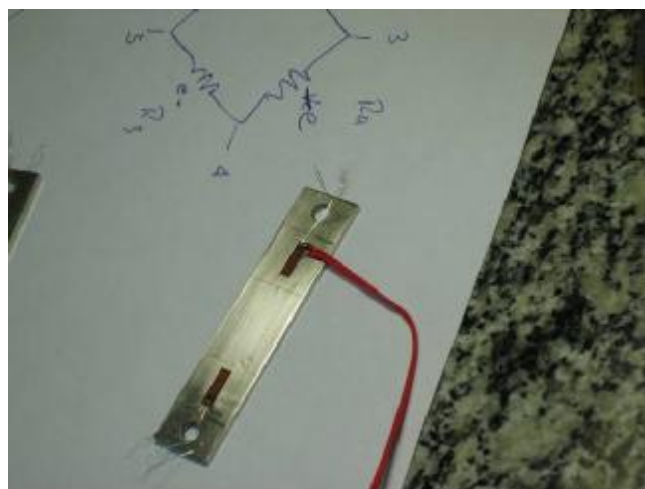


Figura A1.1.2 – Foto em detalhe da colagem dos strain-gauges nas lâminas.

Foram colados dois pares em cada lâmina, sendo que cada par opera com um *strain-gauge* colado na parte superior e outro na parte inferior da lâmina. A ligação utilizada para cada par de *strain-gauges* foi do tipo meia-ponte de *Wheatstone* de forma a se obter somente a deformação causada por flexão nas lâminas, eliminando os efeitos de tração e torção.

A calibração foi feita através de massas distribuídas ao longo do cilindro. A relação entre o peso total ao longo do comprimento do cilindro e a deformação medida na lâmina foi utilizada para a determinação das forças nos ensaios.

A Figura A1.1.3 apresenta as retas de calibração da célula de carga para forças na direção de incidência de correnteza, no sentido desta e no sentido contrário a esta, respectivamente. A Figura A1.1.4 apresenta resultados semelhantes para calibração do transdutor de forças na direção transversal ao sentido da corrente.

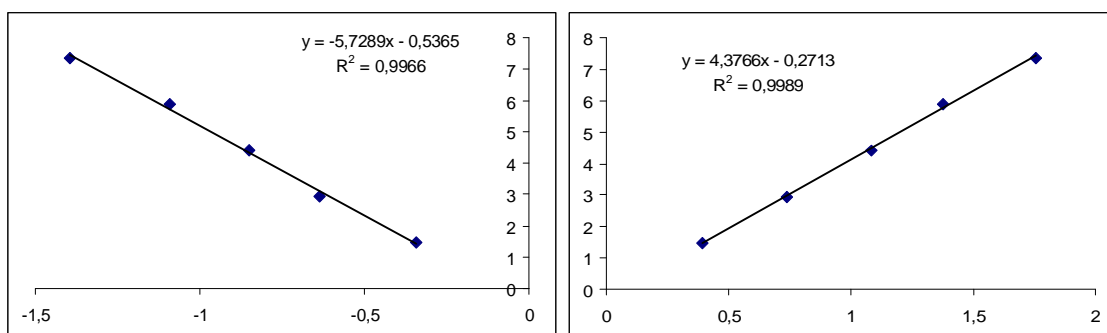


Figura A1.1.3 – Retas de calibração da célula de carga para forças na direção de incidência do escoamento

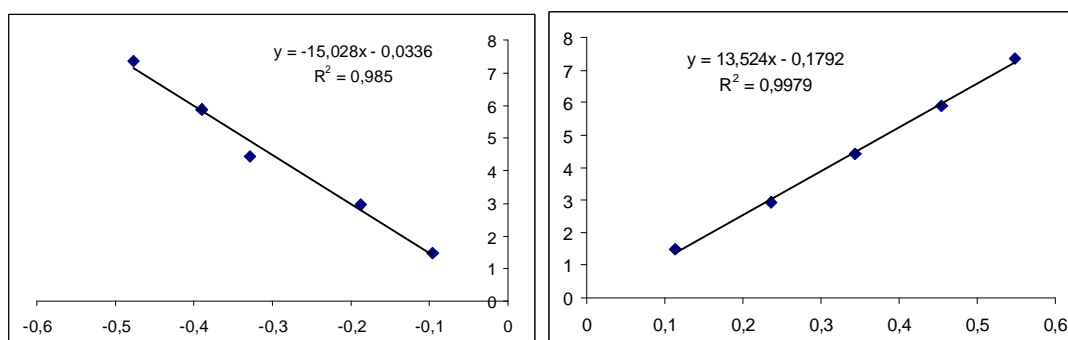


Figura A1.1.4 – Retas de calibração da célula de carga para forças no sentido transversal à incidência do escoamento.

Para os ensaios com um grau de liberdade, a variação do sinal de tensão elétrica gerada pela variação da resistência dos *strain-gauges* colados nas lâminas em deformação foi convertida para sinal digital através dos componentes da National Instruments NI 9219 e NI 9172. Após ser digitalizado, o sinal pôde ser visualizado e adquirido através de um software de aquisição desenvolvido em Labview 8.2. A Figura A1.1.5 apresenta uma foto do sistema de aquisição em operação.

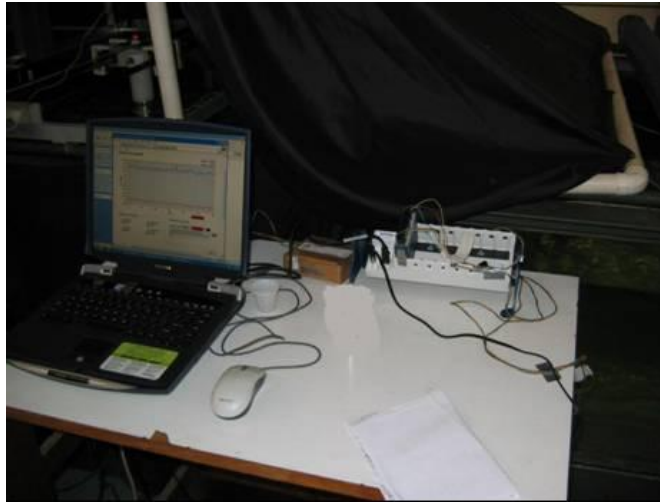


Figura A1.1.5 – Sistema de aquisição para o estudo com um grau de liberdade em operação.

A aquisição de forças para o estudo com dois graus de liberdade foi feito utilizando-se o software TracerdaqPro em sincronismo com o sistema para aquisição de imagens Oqus da Qualysis.

Com este sistema de aquisição, foi obtido um ganho significativo na precisão com que são medidas as forças. O sistema permite a utilização de um condicionador de sinais antes da digitalização do sinal ao contrário do utilizado para um grau de liberdade. Foi utilizado um condicionador de sinais da KYOWA com ganho de até 800 vezes e tensão de saída máxima de 5 V em amplitude, além de filtros passa baixa com frequência de mínima de 10 Hz.

O sistema utilizado para a digitalização dos sinais de tensão vindos do condicionador foi *USB Analogue Acquisition interface* da Qualysis apresentado na Figura A1.1.7.

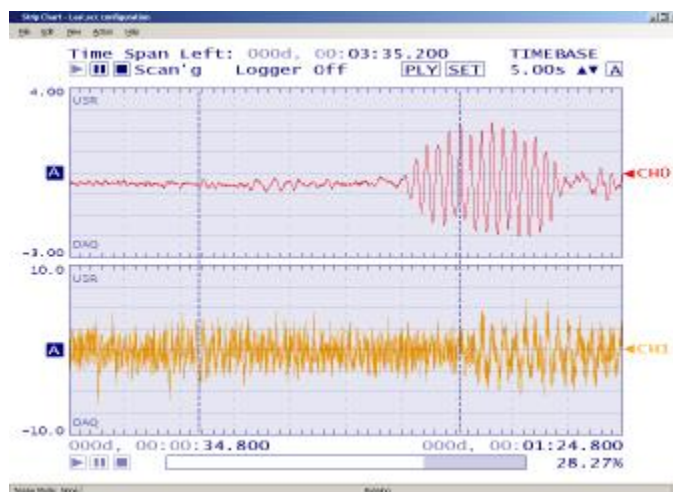


Figura A1.1.6 – Tela do sistema de aquisição para o estudo com dois graus de liberdade em operação.



Figura A1.1.7 – USB Analogue Acquisition da Qualysis.

A1.2. SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE MOVIMENTOS

A medição de deslocamento no estudo com um grau de liberdade foi obtido por sistema de aquisição por imagens, através da colocação de um LED vermelho que gerava contraste entre o movimento no topo do cilindro e um fundo de imagem totalmente escuro que foi obtido cobrindo-se o aparato de testes. A câmera utilizada para a captação das imagens foi uma JVC GR D-73 e foi colocada a uma distância focal de 10,5 do LED. A relação entre o tamanho da imagem e o tamanho real do modelo e do

respectivo movimento foi obtida utilizando uma régua coberta com papel milimetrado como apresentado na Figura A1.2.1. A relação de escala obtida foi de 1.0 / 3.6.

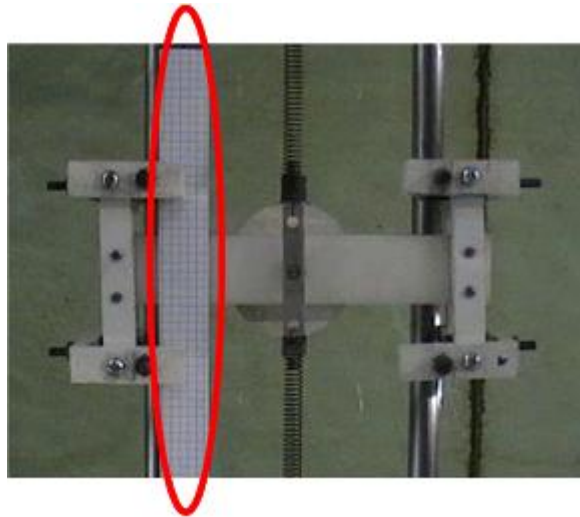


Figura A1.2.1 – Aparato utilizado para a relação entre escalas.

Os vídeos dos movimentos passaram por filtros disponíveis no programa VirtualDub 1.6.10 que foi utilizado também para a geração de *frames* a partir dos vídeos gravados. O programa de geração de sinais construído em Labview 8.2 utilizou os frames gerados para a constituição do sinal.

As Figuras A1.2.2 e A1.2.3 apresentam telas que exemplificam a utilização dos dois programas mencionados.

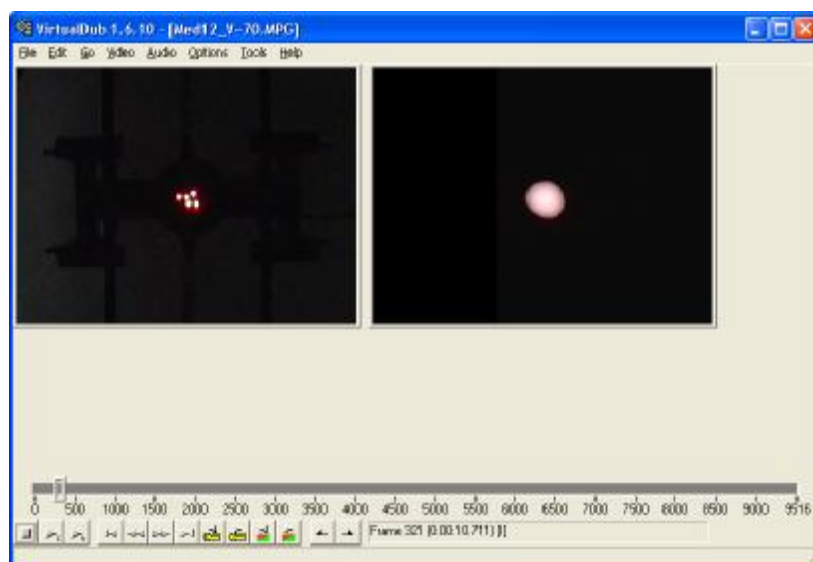


Figura A1.2.2 – Programa VirtualDub utilizado para aumento do contraste e para geração dos frames.

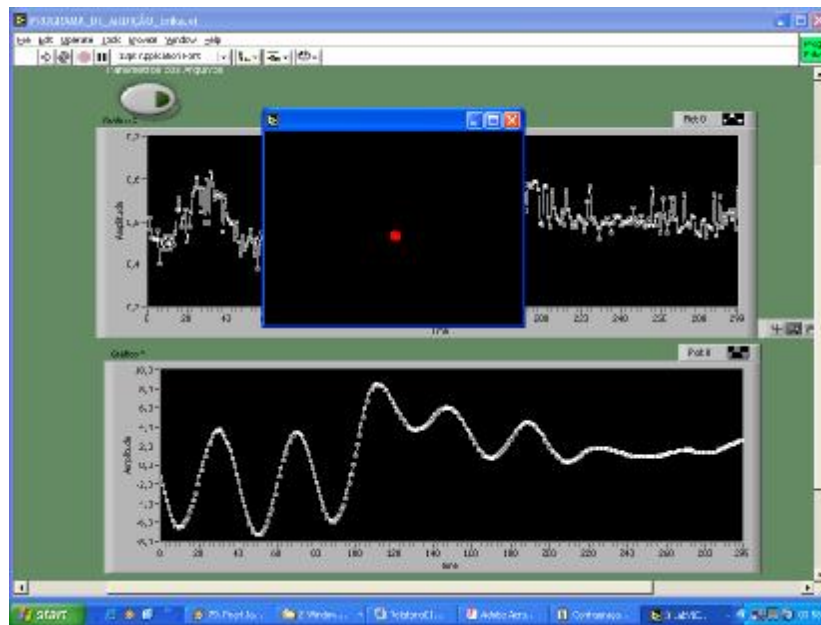


Figura A1.2.3 – Programa em Labview 8.2 utilizado para a geração dos sinais a partir dos *frames* gerados.

Após a obtenção dos sinais, percebendo-se o caráter irregular dos mesmos, em termos de amplitude de vibração, ferramentas de análise para os sinais obtidos foram desenvolvidas utilizando-se o programa Matlab R14 SP1. O programa de análise utiliza a Transformada Discreta de Fourier para visualizar o espectro de densidade de Energia do sinal. Um filtro FIR passa-altas foi implementado e utilizado para eliminar offsets indesejados. O filtro FIR foi escolhido por possuir fase linear e não alterar a forma do sinal, eliminando somente as frequências indesejadas. O passa-altas foi obtido projetando-se um filtro passa-baixas à partir de uma janela retangular que garante simetria à resposta ao impulso do filtro e modulando o mesmo em 180 graus. Após a filtragem, os sinais foram reconstituídos e o espectro de densidade de energia foi recalculado de forma a se obter as frequências de vibração em que o movimento possuía maior energia. As frequências de resposta para cada caso foram adotadas com sendo iguais a estas frequências de maior energia.

O sistema de aquisição de movimentos para o estudo com dois graus de liberdade utilizou o conjunto de câmeras Oqus da Qualysis (Figura A1.2.4) sincronizadas com o sistema de medição de forças. A aquisição foi feita no programa Qualysis TM que permitia a visualização e a exportação das medições em x e y que são

os eixos definidos durante a calibração como sendo coincidentes com a direção da correnteza e a direção transversal a ela, respectivamente.



Figura A1.2.4 – Sistema de câmeras Oqus da Qualysis.

A utilização deste sistema apresentou um avanço significativo na precisão dos dados obtidos para deslocamento, além de permitir a aquisição do movimento sem a necessidade de utilização de uma câmara escura como no sistema utilizado para o estudo com um grau de liberdade. Devido à presença da haste, a presença da câmara escura seria dificultada.

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)