

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Estudo experimental de supressores de vibrações
induzidas por vórtices do tipo malha permeável

João P. Silveira
Marcelo Oliveira Lanna

São Paulo
2015

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**Estudo experimental de supressores de vibrações
induzidas por vórtices do tipo malha permeável**

Monografia apresentada para a
conclusão de curso de Engenharia
Mecânica da Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo

João P. Silveira

Marcelo Oliveira Lanna

Orientador: Gustavo Roque da Silva Assi

Área de concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo

2015

FICHA CATALOGRÁFICA

Silveira, João Pedro Fernandes Pereira da
Estudo experimental de supressores de vibração induzida
por vórtices do tipo malha permeável / J.P.F.P. da Silveira; M.O.
Lanna. – São Paulo, 2015.
57 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Mecânica dos fluidos I.Lanna, Marcelo de Oliveira II.Uni-
versidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de
Engenharia Mecânica II.t.

Resumo

Este relatório é a versão final das atividades de conclusão de curso realizadas pelos alunos João P. Silveira e Marcelo Oliveira Lanna entregue em 09 de fevereiro de 2015. O estudo realizado envolve supressores de vibrações induzidas por vórtices do tipo malha permeável ("*ventilated trousers*") inserido no contexto de vibrações induzidas pelo escoamento, mais especificamente, de vibrações induzidas por vórtices. Esse fenômeno remete a vórtices gerados ao redor de alguns corpos rombudos submetidos a um escoamento fluido devido à formação e interação de camadas cisalhantes. Esses vórtices alteram a dinâmica ao redor dos corpos e provocam oscilações desses corpos podendo gerar condições indesejáveis em diversas situações da engenharia. Neste trabalho várias geometrias variadas de supressores de malhas permeáveis foram testadas na tentativa de se determinar quais são os parâmetros que apresentam maior ação sobre o fenômeno. Os testes foram realizados no canal de testes do Núcleo de Dinâmicas dos Fluidos. Foram testadas seis malhas diferentes. Sendo que a malha que apresentou o melhor resultado na mitigação da vibração foi a malha “xadres”, que possui pedaços de tecidos impermeáveis quadrados fechando trechos da malha. Futuros testes nesta malha podem levar uma ao desenvolvimento de uma malha permeável mais eficiente que as existentes.

Abstract

This report is the final version of the activities to conclude the graduation dissertation realized by João P. Silveira and Marcelo Oliveira Lanna, delivered on February, 09, 2015. The studies were about ventilated trousers, a kind of suppressor of vibration induced by vortex. That kind of phenomenon happens around blunt body, when vortexes are formed. The vortexes are formed due to shear layers interactions. The vortexes change the dynamics around the body and make the body vibrate and that could make the body to face unwanted engineering situations. On this research many different geometries of ventilated trousers were tested, in an attempt to determine which parameters has more influence on the phenomenon. The tests were realized on the Núcleo de Dinâmica dos fluidos' canal. There were tested six different ventilated trousers. The best results were achieved by the “checkered” ventilated trouser, that trouser has square pieces of waterproof fabric on some parts of the trouser. Future testes could lead to a new ventilated trouser that would more efficient than the ones that are use today.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. MOTIVAÇÃO	3
3. OBJETIVOS	5
4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
4.1. Vibrações induzidas por vórtices	6
4.2. Geração e desprendimento de vórtices.....	8
4.3. Supressores	10
5. METODOLOGIA	13
5.1. Modelagem do cilindro	16
5.2. Parâmetros influentes na dinâmica experimental.....	17
5.3. Detalhamento das Técnicas Experimentais.....	18
6. RESULTADO DOS EXPERIMENTOS	21
As três malhas de "bobbins" cilíndricos são utilizadas para observar o parâmetro (2), e sua comparação com as malhas de "bobbins" de formato esférico e a malha fechada são utilizadas para observar o parâmetro (1).....	21
6.1. Cilindro Liso	22
6.2. Malha Lisa	26
6.3. Malha com "bobbins" cilíndricos pequenos	29
6.4. Malha com "bobbins" cilíndricos médios	32
6.5. Malha com "bobbins" cilíndricos grandes	35
6.6. Malha com esferas	38
6.7. Malha "xadres"	41
A massa reduzida deste sistema é de 2,54. Os quadrados tampados desta malha são tampados por um tecido impermeável. Os lados dos quadrados tem 25mm.	43
7. ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	44
8. CONCLUSÕES	45
9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS:.....	47
Anexo.....	48

1. INTRODUÇÃO

Este texto é o relatório final acerca das atividades realizadas pelos alunos João Pedro Silveira e Marcelo Oliveira Lanna sobre supressores de vibrações induzidas por vórtices (VIV).

O escoamento de um fluido ao redor de corpos rombudos é um dos problemas mais estudados na mecânica dos fluidos. São diversos os exemplos de estruturas que são corpos rombudos em um escoamento, tais como pilares de ponte, tirantes e longarinas de asas de aviões, cabos de transmissão de energia elétrica, linhas de ancoragem e plataformas e tubulação de plataformas “offshore”. O estudo desse fenômeno envolve abordagens analíticas, experimentais e numéricas, que permitem uma caracterização aproximada do escoamento.

O estudo usando cilindros é motivado por dois fatores. O primeiro é que os cilindros são o modelo de corpos rombudo mais elementar. O segundo motivo é que na grande maioria dos casos práticos de engenharia os corpos em questão são cilíndricos.

As vibrações induzidas por vórtices, chamadas de VIV, são o principal fenômeno estudado nesse projeto, elas ocorrem devido a flutuações no campo de pressão ao redor de um corpo sujeito a um escoamento de um fluido. A investigação desse fenômeno é motivada pelos danos a integridade estrutural que podem ser causados devido à frequência e permanência de vibrações que apresentam amplitudes preocupantes, podendo alcançar a dimensão de um diâmetro no caso de um cilindro; causando falhas por fadiga em muitos casos.

O melhor entendimento desse fenômeno permite o desenvolvimento de técnicas de eliminação dessas vibrações evitando falhas precoces em estruturas. Nesse contexto são inseridos os supressores, dispositivos que atenuam ou eliminam a presença de VIV do escoamento.

Este estudo insere-se no contexto experimental da análise do supressor de VIV do tipo malha permeável utilizado em cilindros. Com a utilização do canal de provas do NDF (Núcleo de Dinâmica e Fluidos) da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo podem-se realizar experimentos para comparar as influências do escoamento em cilindros com e sem os supressores de VIV e obter mais conhecimento sobre a eficácia desses dispositivos. Além disso, podem-se

comparar os resultados obtidos com aqueles de outras abordagens do estudo de VIV visando uma melhor compreensão desse fenômeno.

2. MOTIVAÇÃO

A exploração de petróleo no Brasil vem se mostrando cada vez mais uma indústria importante no desenvolvimento do país. Descobertas recentes de reservas de petróleo na chamada camada pré-sal estimularam ainda mais os investimentos em tecnologias vinculadas a exploração desse tipo de recurso. Um exemplo de um setor da indústria que foi aquecido com o petróleo é a indústria naval, que adapta navios para a exploração de petróleo ou fabrica plataformas. Mas também existem muitos investimentos em pesquisa, como o LabOceano, da UFRJ, o TPN, Tanque de Provas Numéricas da USP, o NDF, Núcleo de Dinâmica dos Fluidos da USP, e a Divisão de Engenharia Naval do IPT.

Nesse contexto, o interesse das indústrias de petróleo e "*offshore*" acerca dos fenômenos de VIV e supressores é justificado, pois praticamente todos os tipos de plataformas de exploração de reservas submarinas possuem estruturas cilíndricas expostas a correntes marítimas, situação essa que pode gerar condições danosas às estruturas.

Uma dessas estruturas chama-se "*risers*" que são tubulações submersas que ligam as plataformas ao leito oceânico. Nestes dutos circulam o óleo extraído, gases, água e detritos sólidos provenientes da perfuração. A figura 1 apresenta detalhes da amarração de "*risers*". Esta figura também apresenta o nível de complexidade que uma plataforma pode ter entre amarrações e "*risers*".

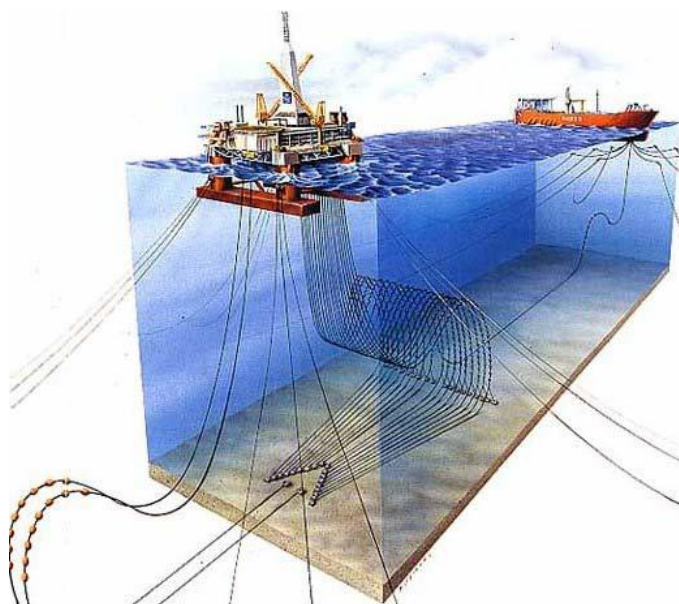


Figura 1: Detalhe das linhas de amarração e dos risers de um poço de extração, uma plataforma semi-submersível e uma embarcação FPSO. Reproduzido de www.offshore-technology.com.

Estes "*risers*" cilíndricos, podendo ser rígidos ou maleáveis, com diâmetros entre 20 e 50 centímetros, comportam-se como longas linhas flexíveis quando seu comprimento atinge as águas profundas. No caso da exploração no pré-sal, por exemplo, esse comprimento chega a 2000 metros. Quando submetidos a uma corrente marítima os "*risers*" respondem de maneiras variadas, oscilando em diferentes frequências, amplitudes, direções e modos, Pesce (1997).

Uma série de fenômenos fluidodinâmicos é responsável pelas excitações que causam vibrações nos "*risers*". De um modo geral, estes fenômenos de excitação são resultados da interação hidroelástica entre o fluido e a estrutura, classificados como VIE, vibrações induzidas pelo escoamento. A complexidade dos fenômenos VIE impede uma solução convencional para o problema, e este tipo de problema ainda é intensamente estudado ao redor do mundo segundo Meneghini (2002). Três tipos de metodologia são usados para estudos dos fenômenos já citados, as metodologias são análise computacional com simulação numérica, comprovação e validação de modelos e simulação em ensaios experimentais, sendo estes dois últimos os métodos utilizados no trabalho. Em um experimento deste tipo toda a física do fenômeno está envolvida, logo um experimento bem realizado pode conter resultados para várias análises, dependendo de como o experimento é observado. No entanto fenômenos menos aparentes podem ser camuflados. Em parte porque é impossível medir todas as grandezas em todos os pontos durante todo o experimento.

As vibrações induzidas por vórtices são um tipo de VIE e são responsáveis por deslocamentos desses tubos tanto na direção do escoamento do fluido como na direção perpendicular. Este deslocamento pode provocar choques entre tubos, que podem causar sérios danos aos tubos diminuindo sua vida útil, e falhas por fadiga devido a sua característica infundável e a amplitude das vibrações.

Portanto, esse trabalho enquadra-se no escopo de desenvolver estudos experimentais para investigar maneiras de mitigar ou eliminar essas vibrações danosas.

3. OBJETIVOS

O objetivo deste projeto é investigar experimentalmente um tipo de supressor de vibrações induzidas por vórtices do tipo malha permeável em cilindros. Com as simulações no canal de provas pretende-se gerar novos dados o comparar o resultado dos experimentos, com e sem o uso desses dispositivos, visando uma maior compreensão do fenômeno de VIV. Espera-se ao final do projeto que a análise desse dispositivo possa auxiliar no aperfeiçoamento de sua eficiência na redução das forças de sustentação e de arrasto sobre o cilindro.

4. REIVSÃO BIBLIOGRÁFICA

4.1. Vibrações induzidas por vórtices

Segundo Bearman (1984) corpo rombudo é caracterizado como aquele que está sujeito a uma corrente fluida, apresentando considerável proporção de sua superfície submersa exposta ao fenômeno de separação de escoamento. O escoamento de um fluido ao redor de um corpo rombudo apresenta como característica, no caso bidimensional, a formação de duas camadas limites que quando se desprendem do corpo viram camadas cisalhantes que surgem em lados opostos do corpo. A separação pode ocorrer devido à geometria do corpo e às condições da camada limite. Este fenômeno também é influenciado pela turbulência da camada limite, conforme a camada limite se torna turbulenta o ponto de separação se move para jusante do corpo. É neste ponto de separação que se observa o início dos fenômenos dinâmicos do escoamento. A formação das camadas cisalhantes livres é consequência de um gradiente de pressão desfavorável a adesão das camadas limites ao corpo. Estas camadas são responsáveis pela formação de esteiras.

Como observado em Bearman(1984) a presença das duas camadas e sua interação resulta na formação e desprendimento de vórtices na forma de esteira, figura 2. Na figura 3 pode-se observar a “esteira de von Kármán”, nome dado ao fenômeno citado. A esteira é fundamental nas instabilidades que causam vibrações induzidas pelo escoamento

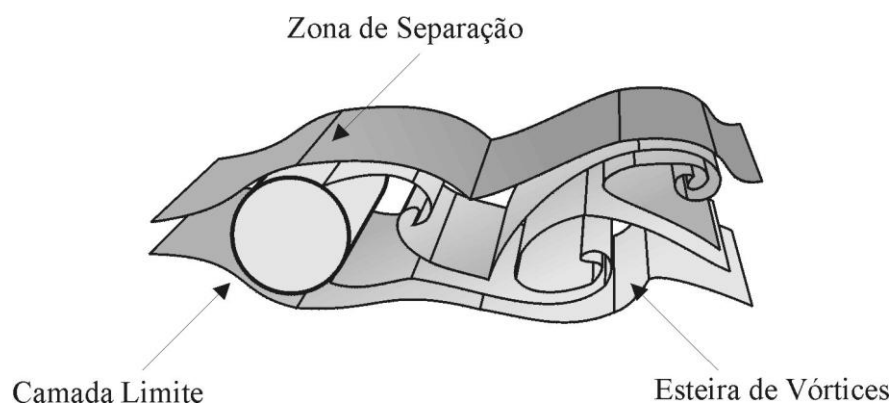


Figura 2: escoamento ao redor de um corpo cilíndrico, Almeida(2001)

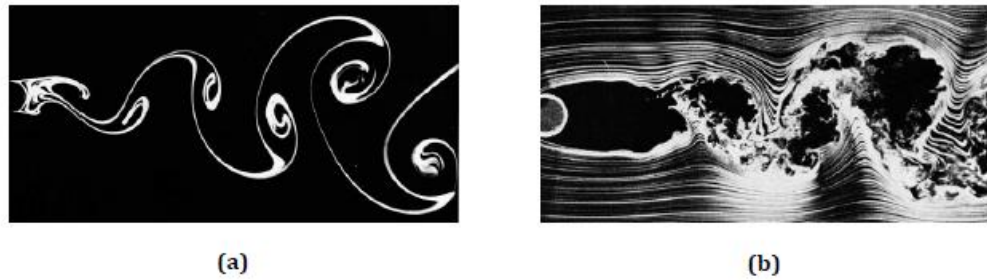


Figura 3: Esteira de vórtices de von Kármán para dois regimes de escoamento: (a) laminar $Re=140$ e (b) turbulento $Re=104$. Van Dyke (1982)

O desprendimento alternado de vórtices sempre ocorrerá em corpos rombudos caso ocorra interação entre as camadas cisalhantes a jusante do corpo. A presença do corpo apenas altera a forma como essa interação ocorre; se forem analisadas as esteiras formadas a partir do escoamento em dois objetos que diferem apenas no tamanho elas serão diferentes, pode-se obter uma esteira parecida se no corpo maior o escoamento for de um fluido de menor densidade, ou maior viscosidade ou com menor velocidade. Isso mostra que qualquer alteração nos parâmetros que influenciam a interação entre as camadas cisalhantes altera o desprendimento de vórtices e consequentemente a esteira é formada.

O fenômeno de separação das camadas limites, assim como todos os fenômenos de corpo rombudo que derivam do escoamento separado, é governado pelo número de Reynolds, Re . Esta grandeza adimensional relaciona a magnitude das forças inerciais e viscosas do fluido em escoamento. Sendo ρ a massa específica do fluido, U_∞ a velocidade do escoamento incidente, D uma dimensão característica do escoamento, μ a viscosidade dinâmica, absoluta, do fluido e ν a viscosidade cinemática do fluido. A dimensão D será o diâmetro do cilindro.

$$Re = \frac{U_\infty D}{\mu / \rho} = \frac{U_\infty D}{\nu} \quad (1)$$

Vórtices são estruturas do escoamento que concentram grande circulação. Eles têm origem na esteira próxima ao corpo rombudo, pela interação entre as duas camadas cisalhantes, sendo convectado alternadamente de cada lado do corpo, formando a esteira de vórtices a jusante do escoamento. Estas estruturas possuem alta

circulação concentrada e se difundem ao longo da esteira, podendo perdurar por até 250 diâmetros de distância.

A alteração no campo de velocidades ao redor do corpo provocada pelo desprendimento periódico dos vórtices provoca uma alteração no campo de pressão do mesmo. O desprendimento alternado de vórtices é uma característica dominante deste fenômeno. Essa alteração gera uma força resultante cíclica no corpo dando origem ao fenômeno de VIV.

A frequência de emissão dos vórtices pode ser relacionada a partir do número de Strouhal. Sendo f_s a frequência de emissão dos vórtices, do inglês “shedding frequency”, que é igual a $1/T_s$, onde T_s é o período de emissão de vórtices.

$$St = \frac{Df_s}{U_\infty} \quad (2)$$

Quando se lida com corpos livres oscilantes a mecânica de desprendimento de vórtices é alterada devido à interação do corpo com o fluido. As oscilações fornecem uma maneira de acoplamento do fluxo de fluido ao longo da extensão do corpo e isso geralmente resulta no aumento da distância em que ocorrem as interações entre as camadas limites cisalhantes. Quando, em um corpo livre com movimento oscilatório, a frequência de desprendimento de vórtices se aproxima da frequência natural a amplitude de oscilação aumenta consideravelmente. Essa situação é um dos motivadores da utilização de supressores que visam diminuir a amplitude das oscilações.

4.2. Geração e desprendimento de vórtices

O estudo de Gerard (1966) propiciou um grande avanço na compreensão dos fenômenos que geram a formação e o desprendimento de vórtices. Seu modelo físico é capaz de explicar os fenômenos que acontecem na camada limite, na camada cisalhante, na formação de vórtices, na esteira de próxima ao desprendimento e o desprendimento de vórtices.

Define-se a grandeza vetorial da vorticidade por $\omega = \nabla \times V$, ou seja, o rotacional do campo vetorial de velocidades. Em uma analogia física a vorticidade expressa qual é a tendência de rotação para uma partícula fluida numa região do

campo de velocidades do escoamento. Para comparação imagine uma bola de tênis de mesa em uma corrente, se houver vorticidade esta bola irá girar em torno do próprio eixo.

O conceito de vorticidade é inercial, portanto pode ser calculado para fluidos viscosos ou invíscidos. Os fenômenos estudados tem sua origem no gradiente de velocidades, causado pelo efeito da viscosidade, portanto será estudado somente a vorticidade causada por fenômenos viscosos.

Prandtl (1904) postulou a hipótese de aderência do escoamento do fluido à parede exposta ao escoamento, desta forma foi desenvolvida a ideia de uma camada limite, onde os efeitos da viscosidade de um fluido seriam mais preponderantes do que em uma região de escoamento livre fora da parede. Para esta transição existe um gradiente de velocidades e um campo que aumenta sua velocidade paralela à parede, o rotacional do campo não é nulo e, portanto surge a vorticidade na camada limite. A geometria do corpo exposta ao escoamento interfere na espessura da camada limite.

Seguindo esta teoria o vórtice é definido como uma região do escoamento com vorticidade concentrada, onde o centro desta estrutura de vorticidade é o núcleo do vórtice. A intensidade de um vórtice é chamada de circulação, Γ , definida a partir do teorema de Stokes. Toda a vorticidade gerada na camada limite resulta em uma circulação que será liberada assim que acontecer a separação. Toda a circulação, Γ_s , será distribuída para a esteira a partir dos pontos de separação, gerando as camadas cisalhantes que são separadas do corpo.

No escoamento, depois dos pontos de separação as camadas limites com vorticidade se encontram livres na esteira próxima, o que gera as camadas cisalhantes. Desta forma a circulação é liberada e se concentra em um filamento livre na esteira, que por não haver a presença da parede do corpo acaba se enrolando formando um núcleo de vorticidade que se desenvolve, o que acaba gerando um vórtice. Conforme este vórtice aumenta sua intensidade em um dos lados, ele impõe uma velocidade de rotação no campo da esteira próxima atraindo a camada cisalhante pela velocidade induzida. A rotação dos vértices de cada lado do corpo tem sentidos opostos de rotação. O que leva a conclusão de que o fenômeno da emissão de vórtices se baseia na ideia que uma camada cisalhante alimenta com

circulação o vértice no mesmo lado do corpo até que o filamento oposto corte esta alimentação.

4.3. Supressores

A importância de se desenvolver supressores de VIE reside no intenso crescimento de atividade da indústria “offshore”, pois tanto o número de plataformas e navios aumentou, mas também a complexidade de cabos e tubos acoplados a estas estruturas, portanto o VIE se tornou um problema muito relevante para a área.

Os supressores são necessários quando não se pode alterar a geometria do corpo rombudo para que ele passe a ser um corpo afilado, que não gera o desprendimento da camada limite. Nos casos em que a forma do corpo rombudo é mantida os supressores podem ser utilizados para distanciar ou atrapalhar ou até impossibilitar a formação da esteira de vórtices.

Os supressores são dispositivos projetados para interferir ou prevenir a formação de vórtices na esteira. Apesar de se mostrarem eficientes para a redução de VIV os supressores podem não ser efetivos para todos os casos de VIE. A compreensão do mecanismo causador de VIE é importante para o desenvolvimento de supressores capazes de reduzir vibrações com mais eficiência.

No caso dos cilindros os supressores de VIV apresentam diversas formas de evitar as vibrações. Alguns alteram a separação da camada cisalhante, diminuem a interação entre as mesmas, ou ainda podem funcionar como "escudos" alterando todo o escoamento ao redor do corpo.

Um dos métodos mais empregados para a supressão de VIV é a instalação de "*strakes*" helicoidais no corpo. Desenvolvidos inicialmente para a engenharia de vento sua aplicação na água não é tão eficiente devido as diferentes propriedades destes dois fluidos. A utilização de "*strakes*" na água provoca um grande aumento da força de arrasto na estrutura, limitando sua utilização, pois os supressores devem ser capazes de eliminar as vibrações sem aumentar a força de arrasto sobre a estrutura. Outros supressores são as placas planas pivotantes; posicionadas ao redor do cilindro elas podem ou não ter contato com o mesmo e podem apresentar diferentes ângulos em relação ao escoamento. Sua utilização reduz as forças de sustentação e arrasto no

corpo e é mais recomendada do que as "*strakes*" para um sistema aquático. A figura a seguir mostra um exemplo desse tipo de supressor.

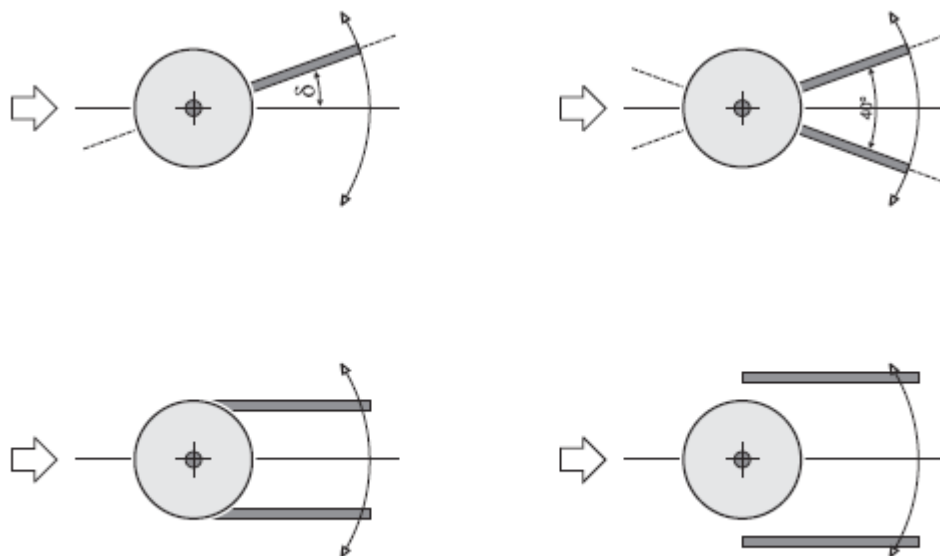


Figura 4: supressores de VIV de placas plana livres para pivotar ao redor do centro do cilindro, Assi 2009

Nesse contexto o escopo deste projeto visa o estudo dos supressores de VIV do tipo malha permeável, "*Ventilated Trousers*" VT, em "*risers*". Esse tipo de supressor é uma malha que envolve o corpo rombudo e apresenta pequenas estruturas chamadas de "*bobbins*". Essas estruturas podem apresentar diversas formas, afetando de maneiras diferentes o desprendimento de vórtices, que passa a se formar a uma distancia maior do corpo e dessa forma diminui as forças aplicadas e a amplitude de vibração. Este tipo de supressor apresenta uma grande vantagem em relação aos outros que é a praticidade e facilidade que ele apresenta para ser montado nos "*risers*". Podendo também ser retirado rapidamente se for comparado com os outros supressores de vértices.

Segundo a companhia "*All Brown Universal Components*", consultada em 20/11/2013, esse tipo de supressor apresenta as seguintes características de desempenho:

- Redução de 90% das vibrações induzidas por vórtice
- Eliminação das vibrações de alta frequência
- Não impõem arrasto adicional no corpo e em alguns casos pode reduzir esse valor

- Baixo volume no momento de estocar esse produto
- Fácil instalação

A malha não apresenta partes móveis e é envolta nos "*risers*" e presa por uma espécie de mosquetão e depois posicionada no local correto do comprimento do cabo a fim de funcionar corretamente. A figura 5 apresenta um ensaio realizado com esse tipo de supressor em um canal de teste.

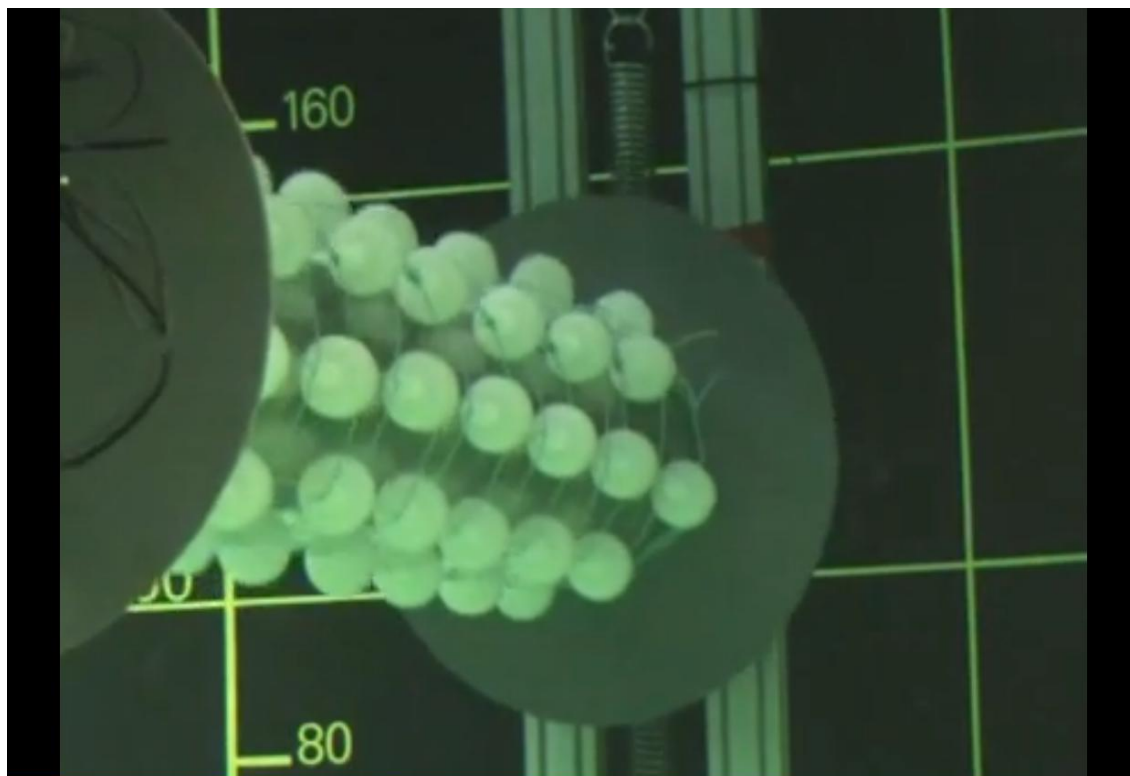


Figura 5: Ensaio do supressor do tipo VT (All Brown Universal Components experiment)

Nesse ensaio pode-se notar a utilização do supressor com os "*bobbins*"

5. METODOLOGIA

Os ensaios serão realizados no canal de água circulante do Núcleo de Dinâmica e Fluidos, NDF, da Escola Politécnica da USP. Será ensaiado um modelo de cilindro montando em uma base elástica com um grau de liberdade. A malha permeável será instalada sobre este cilindro, que tem 50 mm de diâmetro, e os teste serão realizados com uma altura de nível de água de 700mm. Serão obtidas as curvas de resposta (Amplitude de Oscilação na Direção y versus Velocidade Reduzida. A direção y é a direção perpendicular ao escoamento do canal). Pretende-se também medir os coeficientes de força utilizando uma célula de carga especialmente desenvolvida para tal finalidade no NDF.



Figura 6: Canal de testes do NDF-EPUSP

Serão feitos ensaios diferentes, o primeiro experimento será feito com o cilindro rígido sem nenhum tipo de supressor para se determinar as condições básicas para comparação. Em seguida serão feitos ensaios com supressores diferentes, com a finalidade de definir qual deles tem a melhor eficácia.

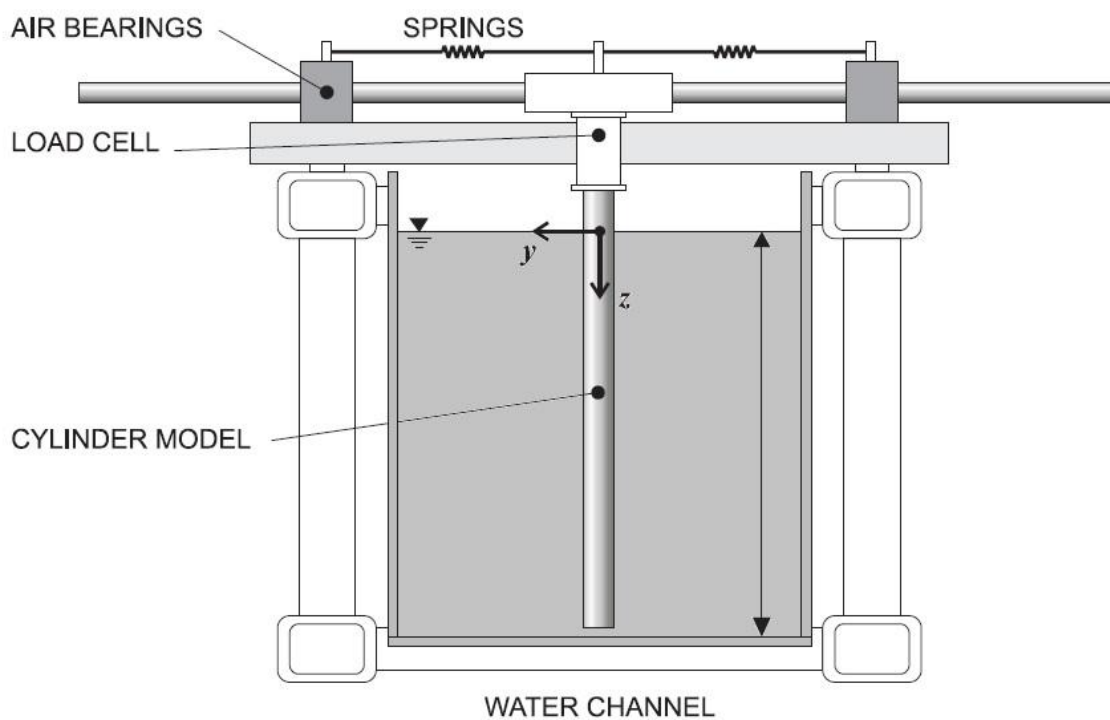


Figura7: Esquema da base desenvolvida pelo Prof. Gustavo Assi. Assi(2009)

A base utilizada foi desenvolvida pelo professor Gustavo Assi. A base permite o deslocamento do cilindro em somente uma direção. Para conseguir isso a base possui duas barras de fibra de carbono que estão presas a mancais a ar, estes mancais são fixados nas laterais do canal. A base também tem uma mola colocada de cada lado da base, prendendo-a as laterais do canal.

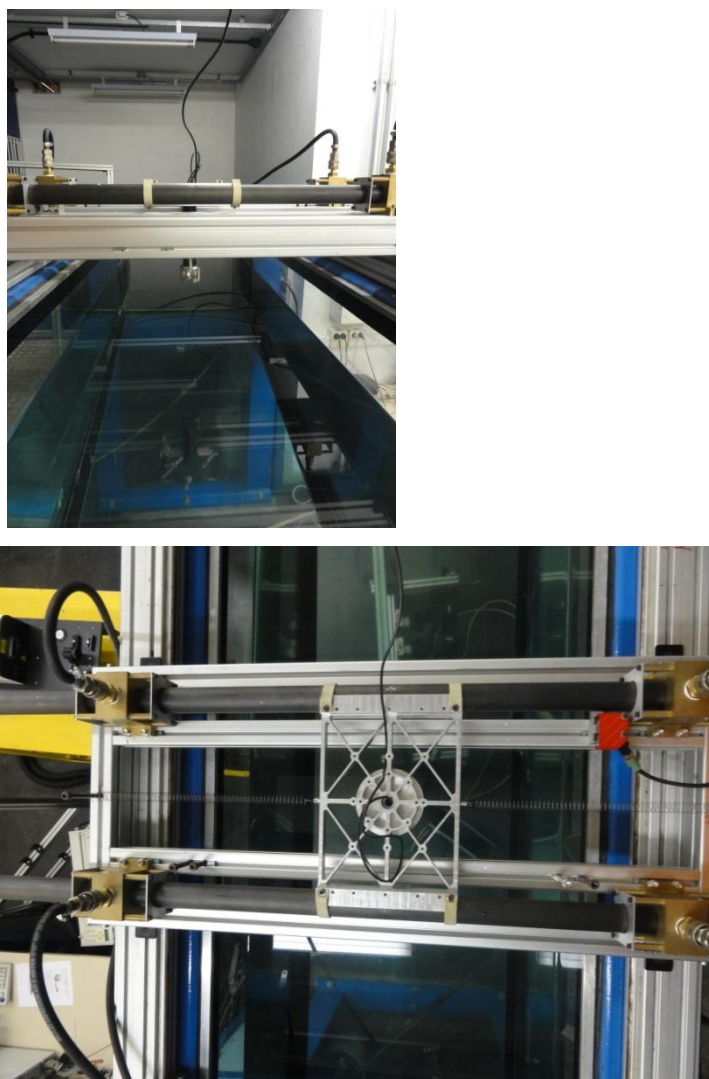


Figura8: Fotos da base utilizada, visão frontal e superior

Para medir a força exercida sobre o corpo rombudo serão utilizadas células de cargas. A célula de carga é composta por um transdutor de força de compressão e tração, usinado em liga de alumínio, e extensômetros de alta sensibilidade. Os dados obtidos através da célula de carga podem ser validados sabendo o coeficiente das molas utilizadas na base pendular. O computador usado no experimento utilizava um programa de Labview que controla a potência da bomba e, portanto, a velocidade do escoamento do canal, e faz as aquisições de dados. Para os experimentos, certos valores de potência são escolhidos para fazer as aquisições de dados. Logo a bomba varia a potência até chegar em algum dos pontos escolhidos, e quando este ponto é alcançado o programa espera um tempo determinado para começar a coletar os

dados, este procedimento é feito para coletar dados somente do escoamento já desenvolvido.

5.1. Modelagem do cilindro

A seguir é apresentado o modelo do sistema e a equação de movimento usual na representação de corpos sob efeito de VIV's.

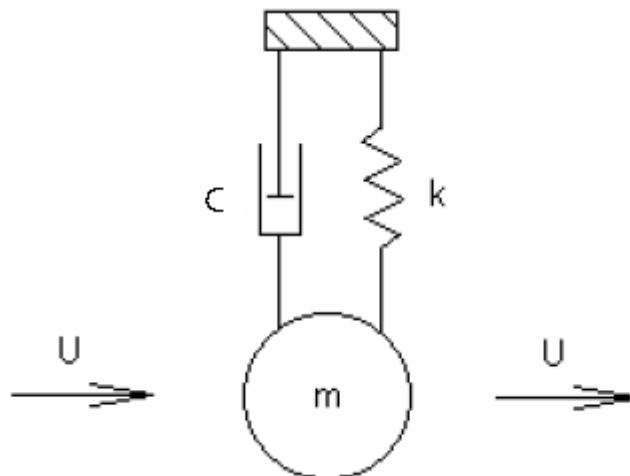


Figura 9: modelagem do cilindro

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F \quad (3)$$

Onde m = massa da estrutura, c = coeficiente de amortecimento, k = constante elástica e F = força do fluido.

Uma aproximação da força e da resposta em y do cilindro são expressas por:

$$F(t) = F_0 \sin(\omega t +) \quad (4)$$

$$y(t) = y_0 \sin(\omega t) \quad (5)$$

onde $\omega = 2\pi f$ e f =frequência de oscilação do corpo.

As equações apresentadas consideram um corpo no ar, nesse caso a massa de ar que circunda o corpo é desprezível perto de sua massa, no caso da água essa massa

não pode ser desprezada. Daí surge o conceito de massa adicional. Khalak e Williamson (1999), definem experimentalmente a massa adicional efetiva como parte da força fluida em fase com a aceleração do cilindro.

Assim utilizar esse modelo imerso em água interfere nos resultados, já que a frequência e amortecimento das oscilações serão alterados.

A partir das equações simplificadas pode-se realizar uma simples análise de transferência de energia que ilustra os problemas que o fenômeno de VIV pode gerar se não for mitigado com a utilização de supressores.

Quando a frequência do movimento do cilindro e a frequência da força fluida são coincidentes, energia é transferida do fluido para o corpo provocando um aumento na amplitude das oscilações do corpo. O cenário contrário provoca uma transferência de energia do cilindro para o fluido já que a força fluida é resistente ao movimento do corpo diminuindo a amplitude de oscilações. Esses parâmetros estão conectados pela diferença de fase entre a força fluida e o deslocamento do corpo.

Nosso foco é estudar o caso crítico para a estrutura: o de máxima amplitude de oscilação; e analisar como o supressor interfere no fenômeno de VIV, assim como sua efetividade em mitigar as vibrações.

5.2. Parâmetros influentes na dinâmica experimental

Os experimentos a serem realizados permitem uma análise do comportamento dinâmico do cilindro em repostas as interações do mesmo com o fluido. Os resultados obtidos são influenciados por diversos parâmetros do escoamento que serão focos do estudo. A princípio os parâmetros principais do estudo são os seguintes:

- Número de Reynolds
- formato dos "*bobbins*"
- densidade dos "*bobbins*" na malha
- tamanho relativo dos "*bobbins*" em relação ao cilindro

A influência dos parâmetros analisados no fenômeno será medida pelas grandezas listadas a seguir:

- amplitude de oscilação
- frequência de oscilação
- coeficiente de força de arrasto
- coeficiente de força de sustentação

Em uma análise simplista permite-se dizer que conforme menor a amplitude e frequência de oscilação menor será a chance de a estrutura sofrer falhas por fadigas. O campo de velocidade é importante para o estudo da esteira de vórtices e toda a dinâmica ao redor do cilindro.

Alguns dos parâmetros utilizados para a análise dos experimentos é a utilização da massa reduzida e da frequência reduzida. Estes parâmetros são uteis na comparação entre experimentos. A massa reduzida é a razão entre a massa do sistema oscilante e a massa de água deslocada. A frequência reduzida é frequência de oscilação do cilindro no experimento e a frequência do sistema no vácuo

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

$$f^* = \frac{f}{f_0} \quad (7)$$

Sendo que L_w é o nível de água do sistema, que neste experimento foi de 700mm. D é o diâmetro do cilindro, ρ é a densidade da água, f é a frequência de oscilação do sistema e f_0 é a frequência de amortecimento na água.

5.3. Detalhamento das Técnicas Experimentais

O procedimento experimental começa com a pesagem dos modelos utilizados, isto serve para calcular a massa reduzida do experimento. Em seguida são feitos testes de decaimento com o cilindro no ar para se verificar de o amortecimento das molas acopladas na base está dentro dos parâmetros do teste.



Figura 10: Sistema montado para fazer o teste de decaimento no ar.

Após esta verificação o teste de decaimento com o cilindro na água é feito. Então se verifica qual é a frequência de amortecimento neste caso. Em seguida o experimento se inicia. O experimento começa com a velocidade mais rápida do teste e é gradativamente diminuída. Cada aquisição de dados ocorre durante 120 segundos com a velocidade constante e após a velocidade ser reduzida existe um período de espera de 45 segundos, para que a corrente no canal atinja uma velocidade estável e também para que o fenômeno observado no experimento atinja um estado constante.

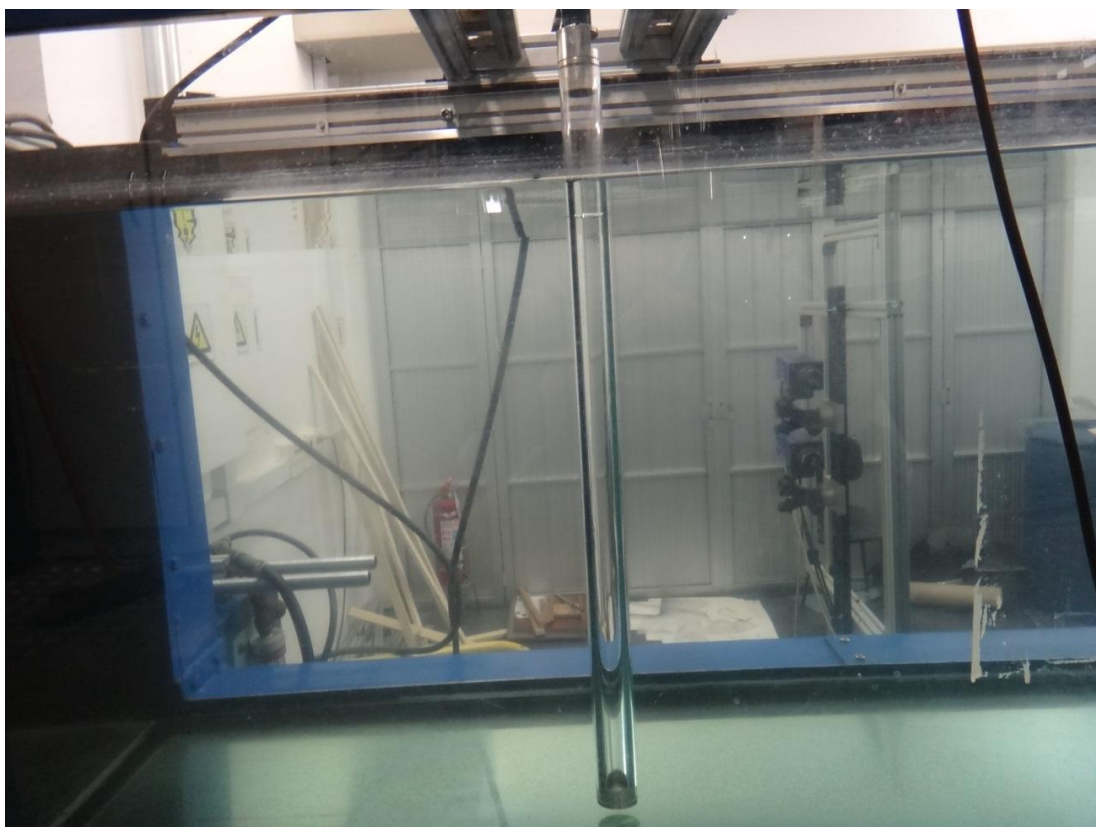


Figura 11: Sistema montado para fazer o teste de decaimento no água e para o experimento.

As malhas foram construídas com barbantes e cada "*bobbin*" apresenta um material que será especificado ao decorrer do teste. Elas tem no total 16 fios de barbante de 70 centímetros e 28 fios de barbante de 40 centímetros que foram colados perpendicularmente, espaçados de 2,5 centímetros cada a fim de formar a malha quadriculada

6. RESULTADO DOS EXPERIMENTOS

Esta seção do trabalho apresenta os resultados experimentais obtidos. Foram estudadas seis malhas montadas na base elástica descrita anteriormente.

Primeiramente apresentaremos os resultados para o cilindro liso buscando a validação do nosso experimento na literatura. A seguir, os resultados da malha lisa, sem nenhum “*bobbin*”, das malhas com “*bobbins*” cilíndricos com diferentes diâmetros. E por fim, as malhas com “*bobbins*” em formato de esferas e a malha “xadrez”, que possui quadrados impermeáveis fechando alternadamente um dos quadrados das malha.

A avaliação dos resultados parte da observação da efetividade de cada uma das malhas em mitigar as vibrações induzidas por vórtices. A partir dessa observação os casos serão analisados buscando evidenciar como cada malha agiu para alterar o fenômeno de desprendimento de vórtices.

Os resultados apresentados referem-se aos experimentos descritos anteriormente. Nesses experimentos se obteve as típicas curvas de amplitude e frequência reduzida para toda a faixa de variação de velocidade reduzida presente no teste. Também foram obtidas as curvas dos coeficientes de arrasto e de sustentação dos sistemas para toda a faixa de velocidade estudada.

Com as malhas construídas pode-se observar os seguintes parâmetros relacionados aos supressores de malhas permeáveis:

- formato dos “*bobbins*” (1)
- tamanho dos “*bobbins*” (2)

As três malhas de “*bobbins*” cilíndricos são utilizadas para observar o parâmetro (2), e sua comparação com as malhas de “*bobbins*” de formato esférico e a malha fechada são utilizadas para observar o parâmetro (1).

6.1. Cilindro Liso

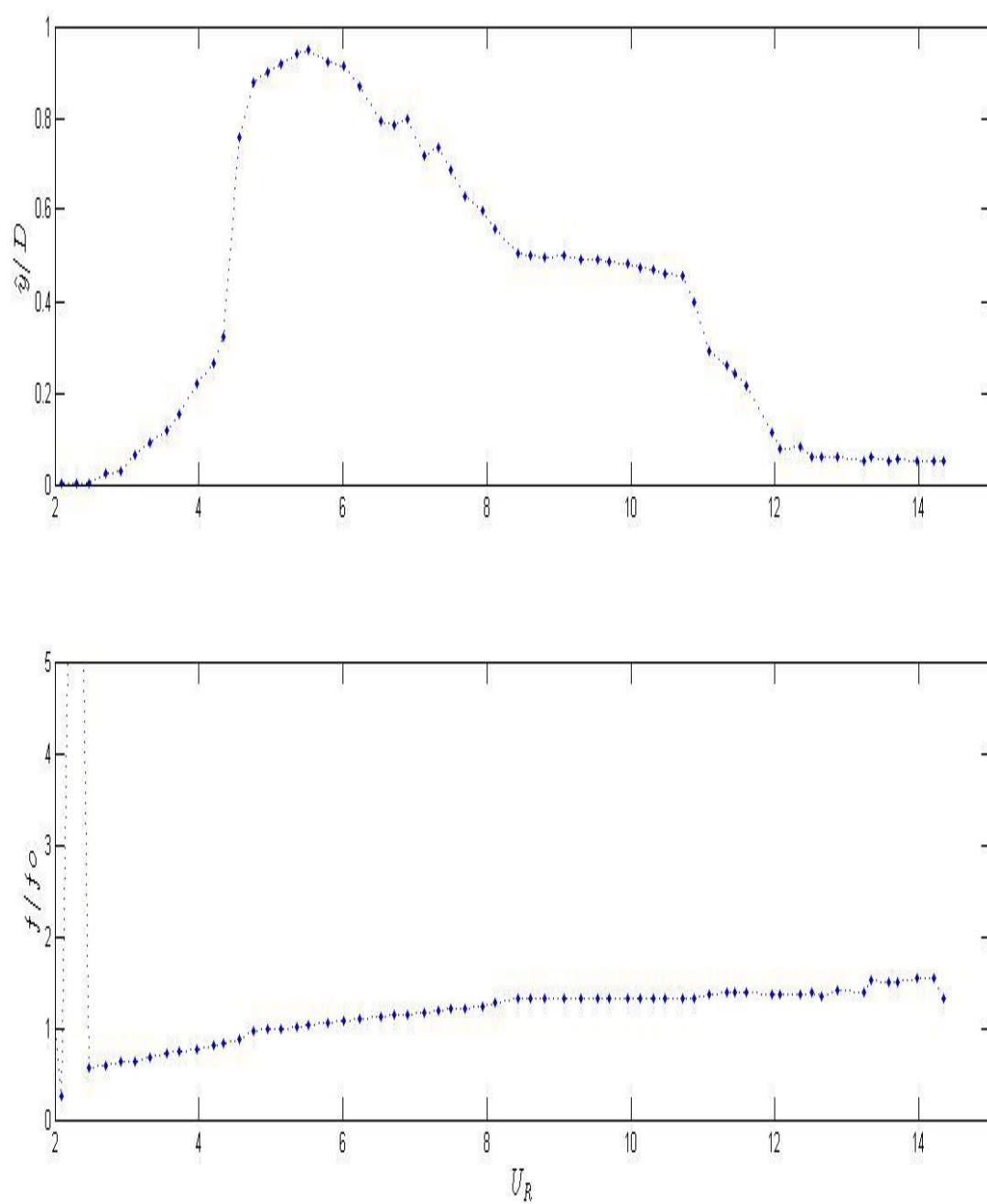


Figura 12: resposta dinâmica do cilindro liso livre para oscilar na direção perpendicular ao escoamento

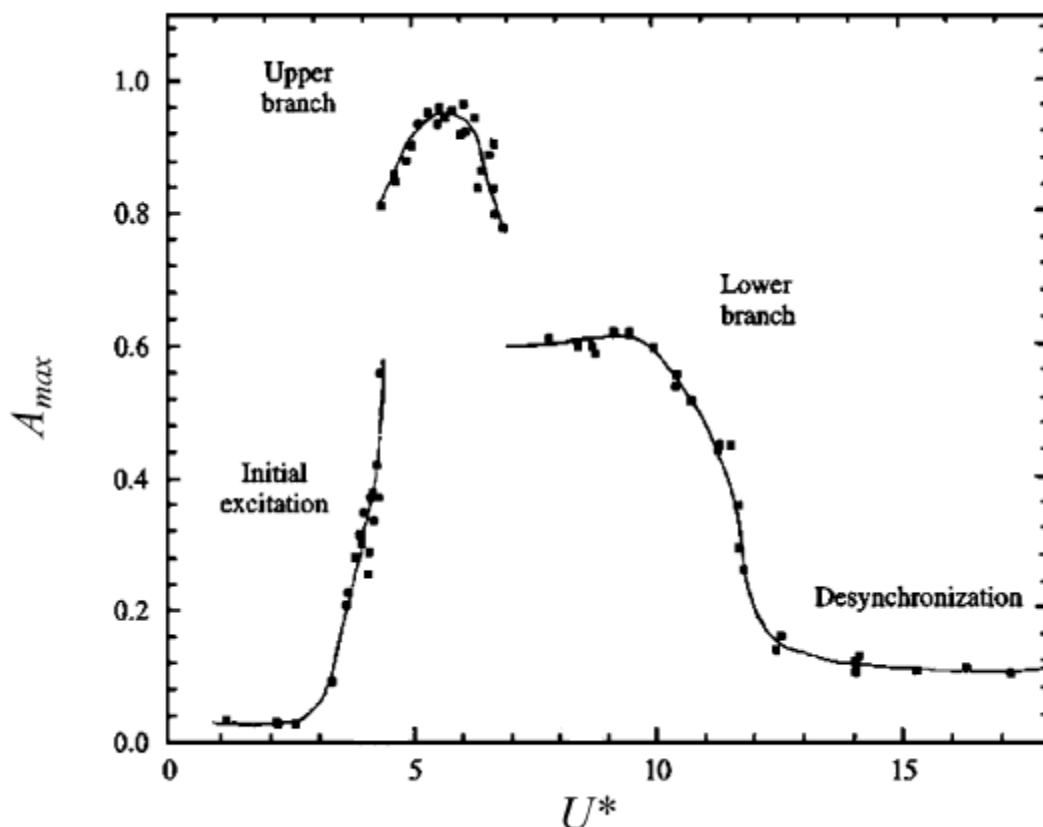


Figura 13: resposta de um cilindro livre para oscilar (adaptado de Williamson, Govardhan - 2004)

A figura 12 representa a resposta dinâmica de um cilindro liso livre para oscilar na direção perpendicular ao escoamento. O cilindro inicia o movimento oscilatório após $Ur = 2$ e rapidamente chega ao pico de amplitude de oscilação, em Ur entre 5 e 6, alcançando uma amplitude máxima de oscilação próxima a 0,95 diâmetros do cilindro. O cilindro continua a oscilar após o pico apresentando uma queda brusca de amplitude a princípio e depois mantém uma amplitude constante até cessar sua oscilação em $Ur > 12$.

Observando o gráfico de resposta da frequência reduzida pode-se notar um fato interessante. Na literatura tem-se que no ramo inicial de excitação, que corresponde do início da oscilação até o salto inicial para o pico de amplitude, tem ângulo de fase entre a oscilação do cilindro e o desprendimento de vórtices igual a 0. Isso significa que a força fluida atua na mesma direção do deslocamento do cilindro aumentando sua amplitude de oscilação. No pico de oscilação e no ramo inferior esse

ângulo é alterado. No gráfico gerado no experimento pode-se notar que a frequência reduzida não está de acordo com a reta $y=0,2x$, essa reta corresponde ao número de Strouhal para cilindros lisos observados na literatura. Considerando esses dados, um aumento da amplitude não seria observado no experimento já que a força e o deslocamento não estariam em fase. Entretanto, como observado, esse aumento ocorreu.

A figura 13 mostra um resultado para um cilindro liso oscilando livremente observado na literatura. Podem-se notar traços semelhantes com os resultados desenvolvidos no experimento descrito anteriormente. Entre eles: a amplitude máxima de oscilação, a faixa de U_R em que a passagem entre os ramos ocorrem e o fim da oscilação.

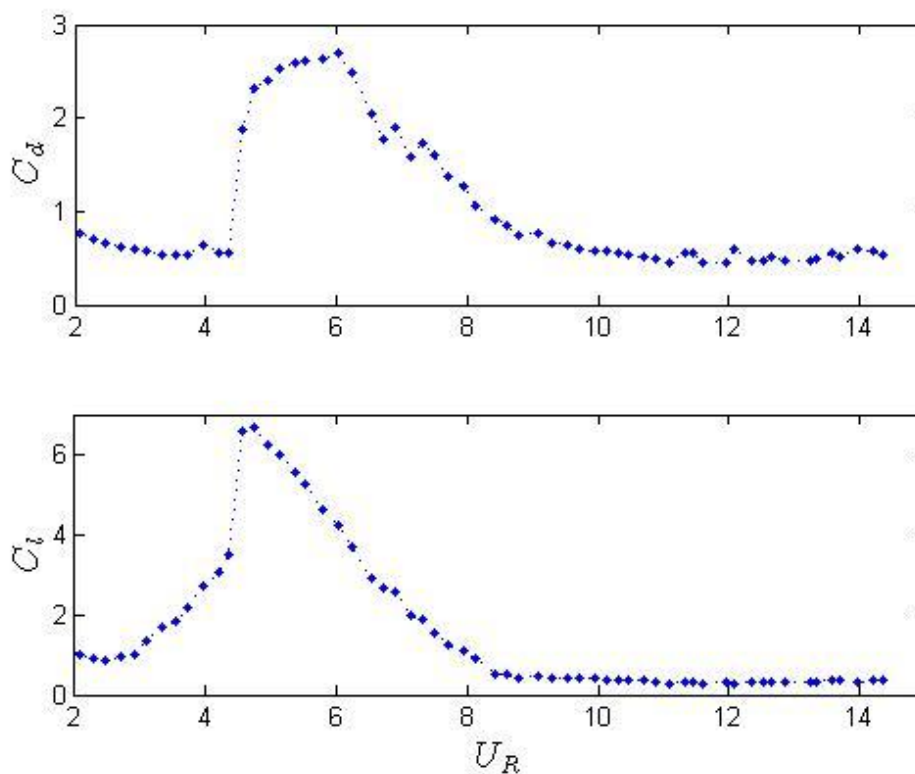


Figura 14: coeficiente de sustentação cilindro liso

A figura 14 representa os coeficientes de arrasto e sustentação obtidos nos experimentos. Pode-se notar um avanço rápido desses coeficientes entre o início da oscilação e o momento de amplitude máxima. Após esse pico os coeficientes apresentam uma redução gradual até um valor muito baixo no final do regime oscilatório.

6.2. Malha Lisa

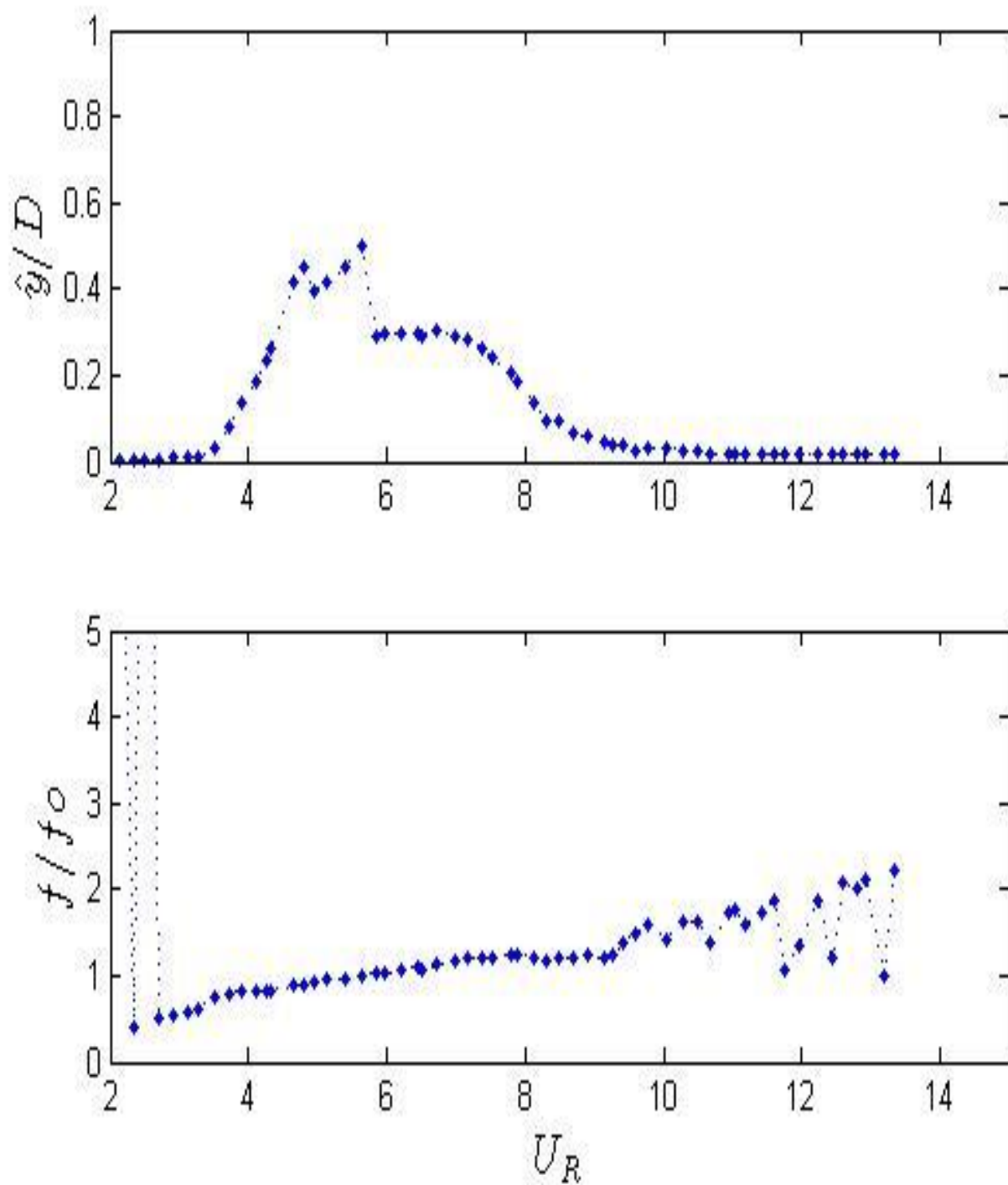


Figura 15: resposta de amplitude e frequência da malha lisa

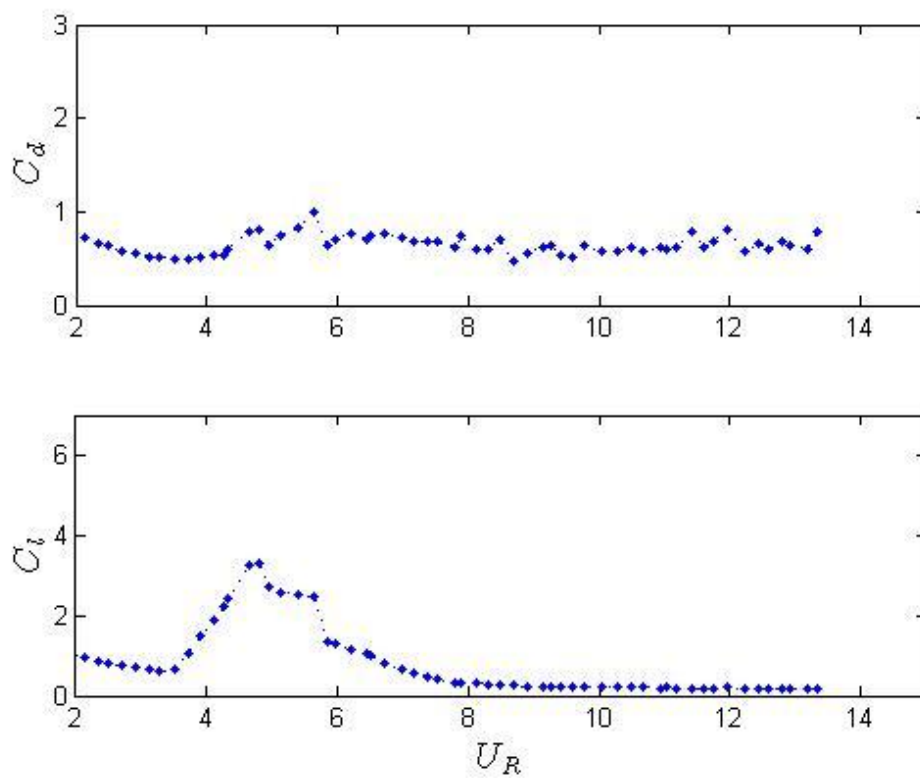


Figura 16: coeficientes de arrasto e sustentação para malha lisa

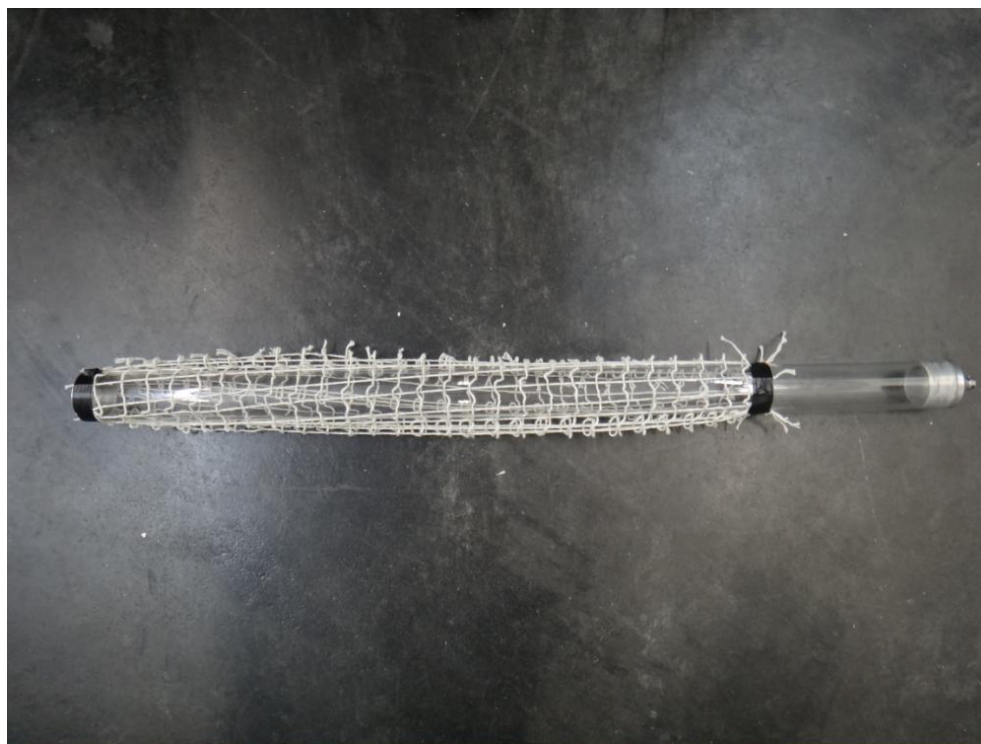


Figura 17: foto do cilindro com a malha lisa

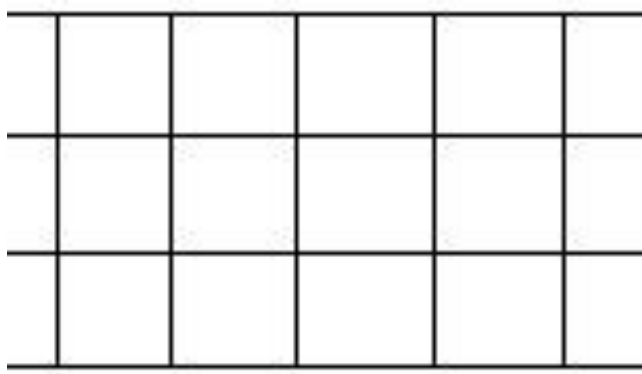


Figura 18: Esquema da malha lisa

A malha lisa é feita somente de barbante e não possui nenhum “*bobbin*” e sua massa reduzida é de 2,49. O comprimento de cada lado do quadrado da malha é de 25 mm.

6.3. Malha com “bobbins” cilíndricos pequenos

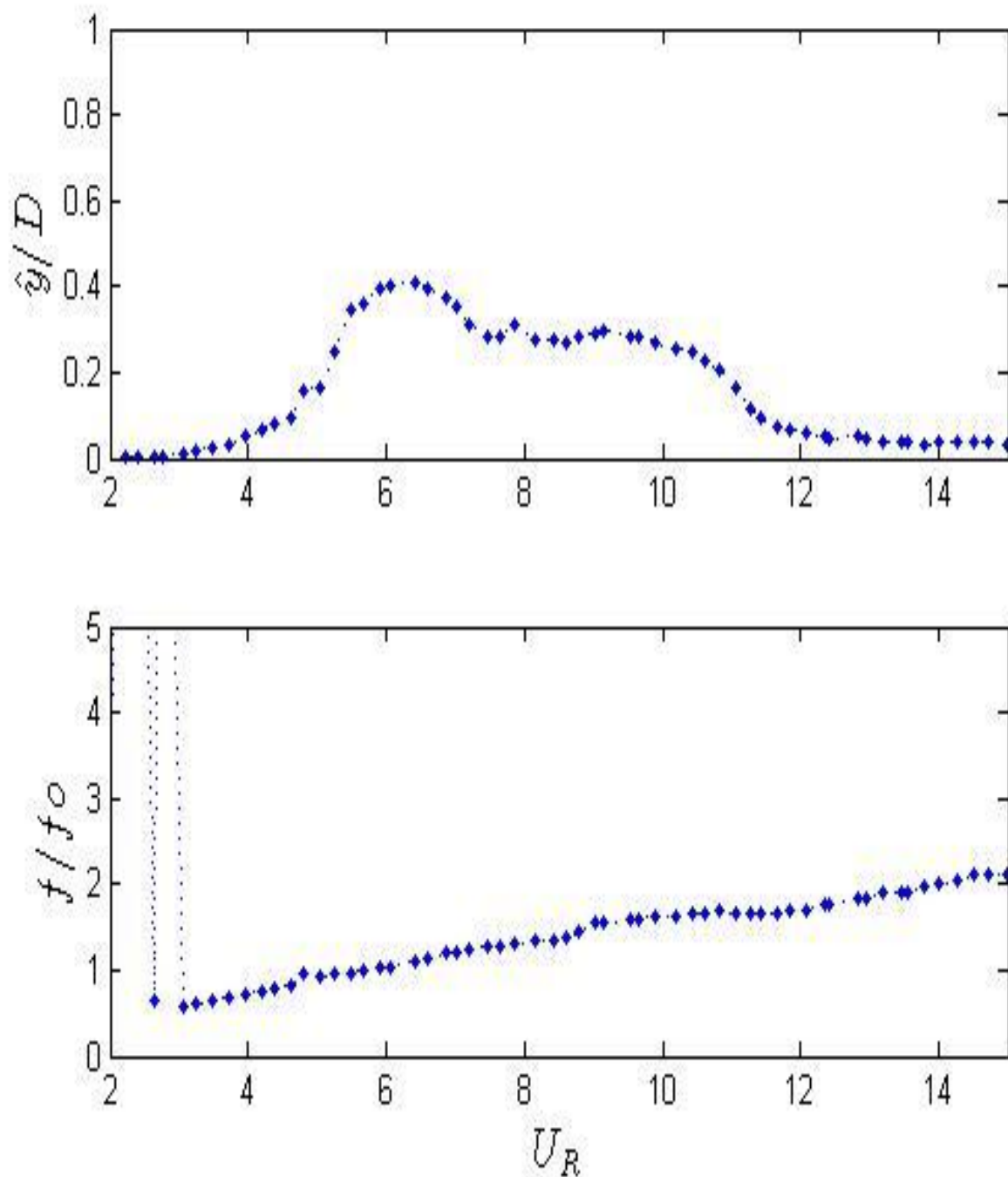


Figura 19: resposta de amplitude e frequência da malha com “bobbins” cilíndricos pequenos

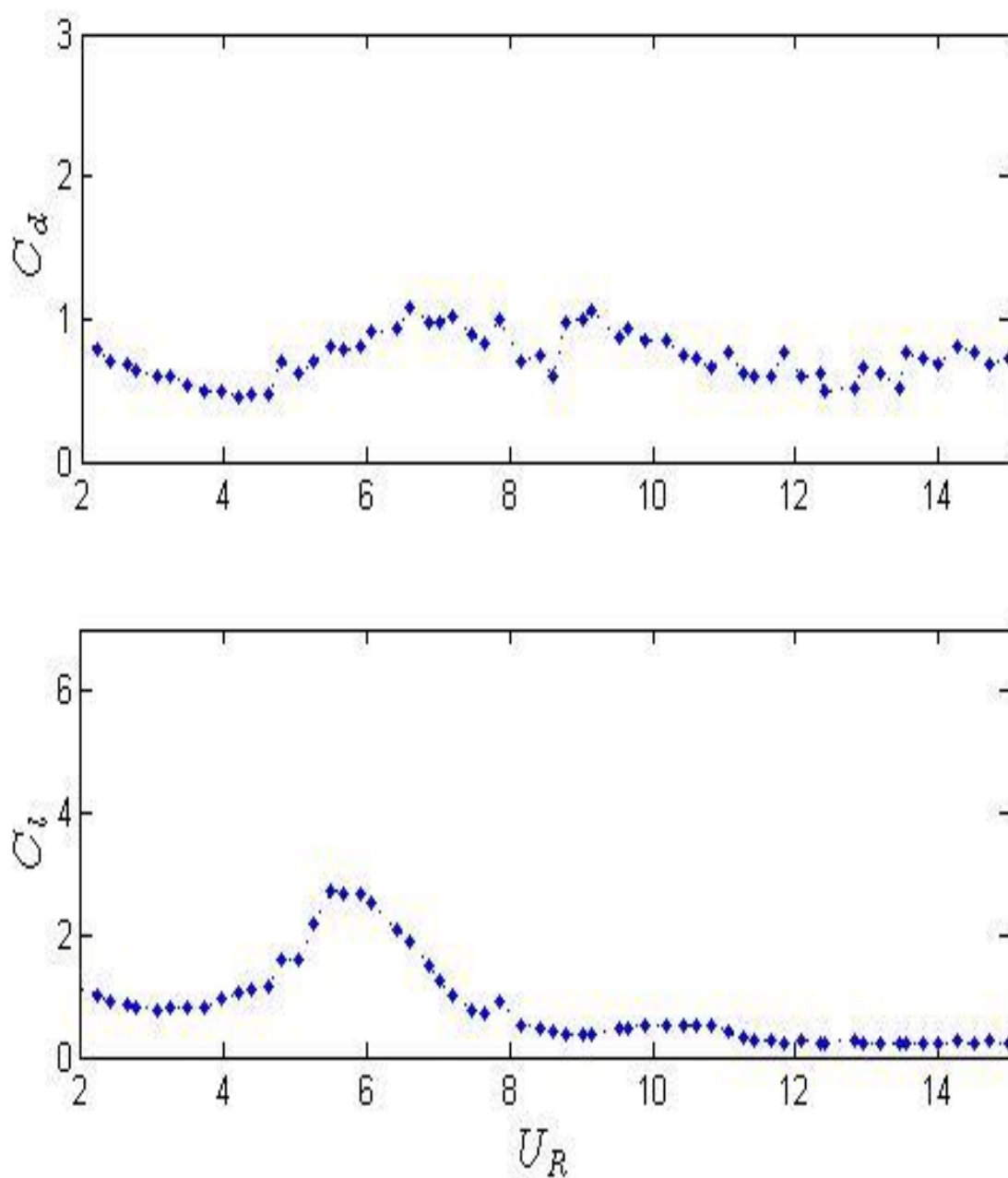


Figura 20: coeficientes de arrasto de sustentação para malha com “bobbins” cilíndricos pequenos

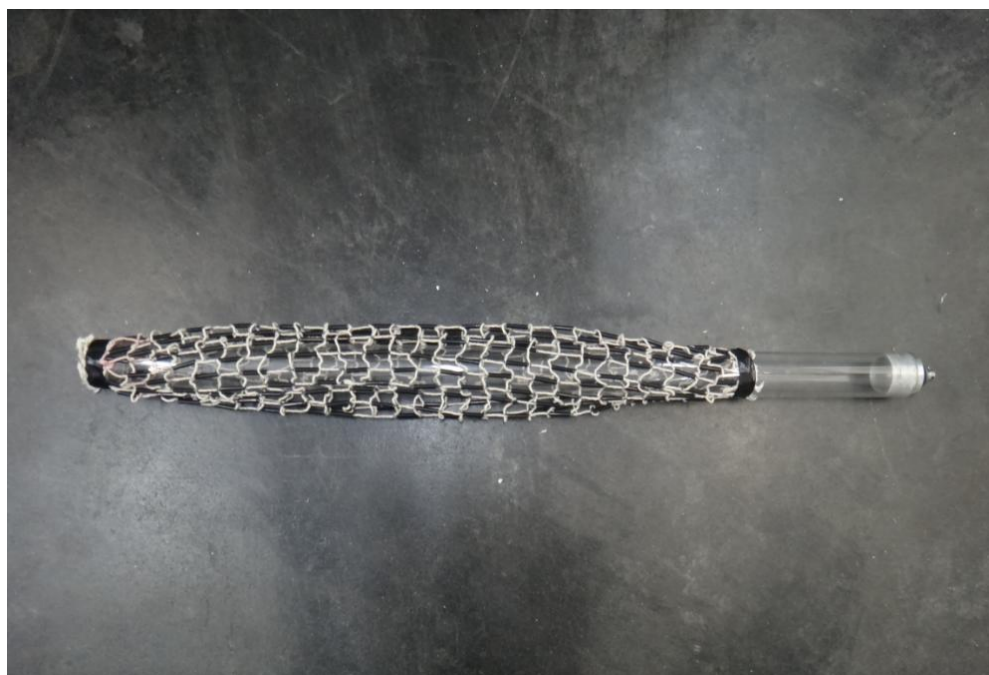


Figura 21: foto do cilindro com a malha de “bobbins” cilíndricos pequenos

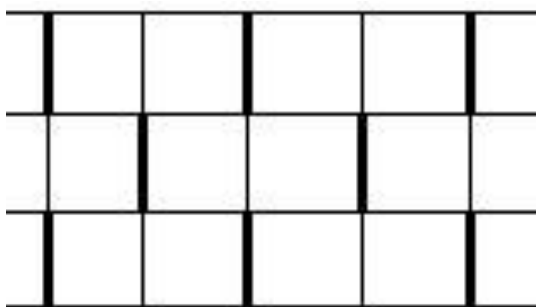


Figura 22: esquema da malha de “bobbins” cilíndricos pequenos

O diâmetro do “bobbin” é de 3 mm, que é 16,7 vezes menor que o diâmetro do cilindro, O comprimento do “bobbin” é de 25 mm. A massa resida do sistema é de 2,49. O material do “bobbin” é polipropileno (PP) de baixa densidade, $\rho \approx 0,85 \text{ g/cm}^3$.

6.4. Malha com “bobbins” cilíndricos médios

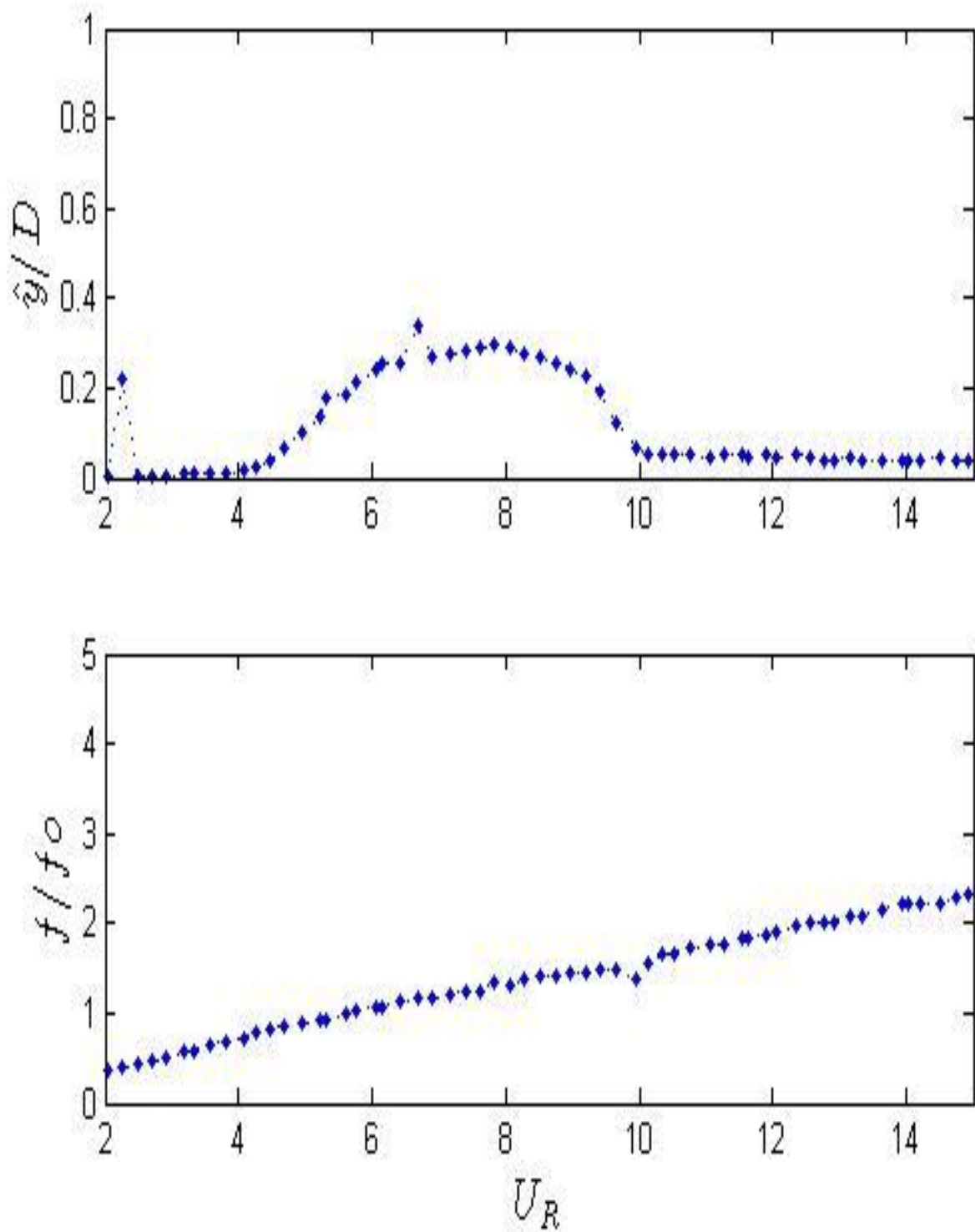


Figura 23: resposta de amplitude e frequência da malha de “bobbins” cilíndricos médios

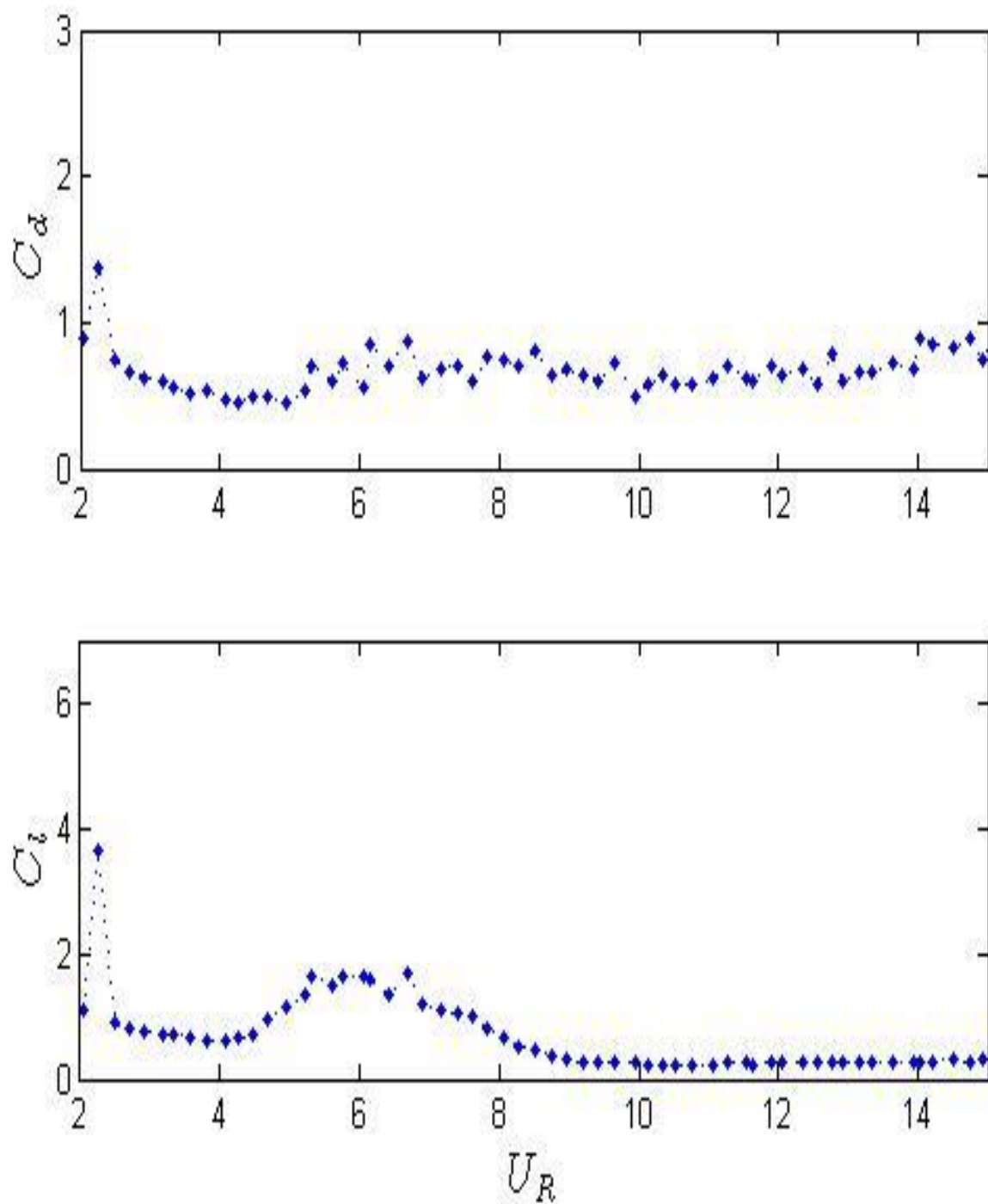


Figura 24: coeficientes de arrasto de sustentação para a malha de “bobbins” cilíndricos médios



Figura 25: foto do cilindro com a malha de “bobbins” cilíndricos médios

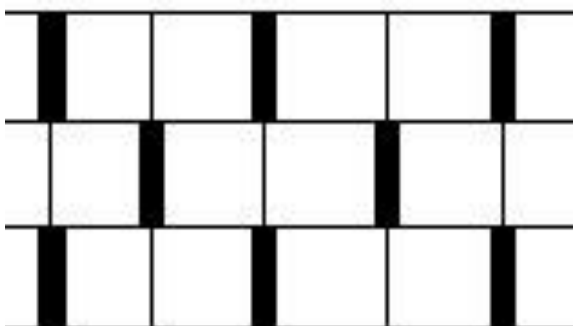


Figura 26: esquema da malha de “bobbins” cilíndricos médios

Os “bobbins” desta malha tem 5 mm de diâmetro, ou seja, 10 vezes menor que o diâmetro do tubo, o material deste “bobbin” é o mesmo do “bobbin” anterior. A massa reduzida deste sistema é de 2,50. O comprimento do “bobbin” também é de 25 mm.

6.5. Malha com “*bobbins*” cilíndricos grandes

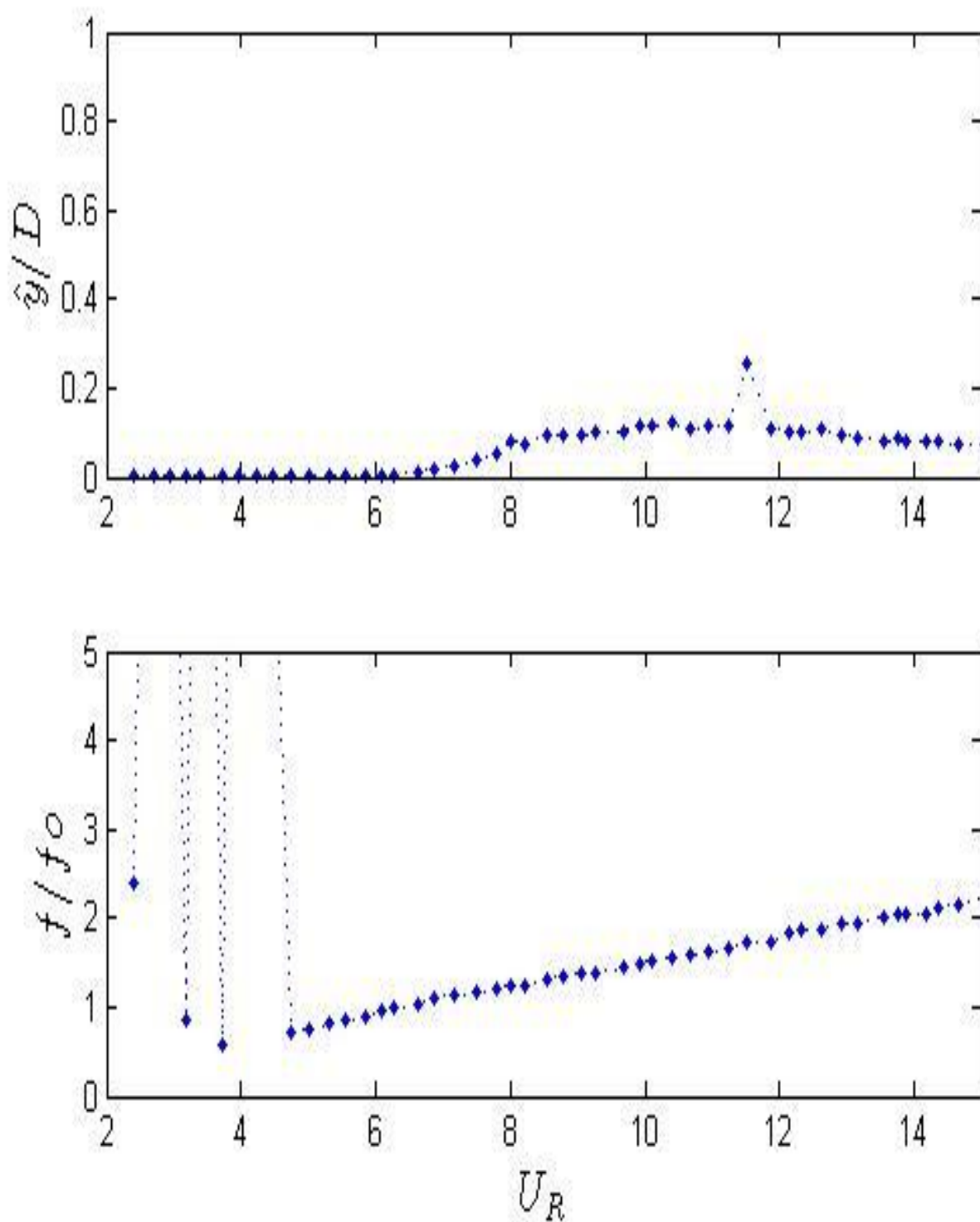


Figura 27: resposta de amplitude e frequência da malha de “*bobbins*” cilíndricos grandes

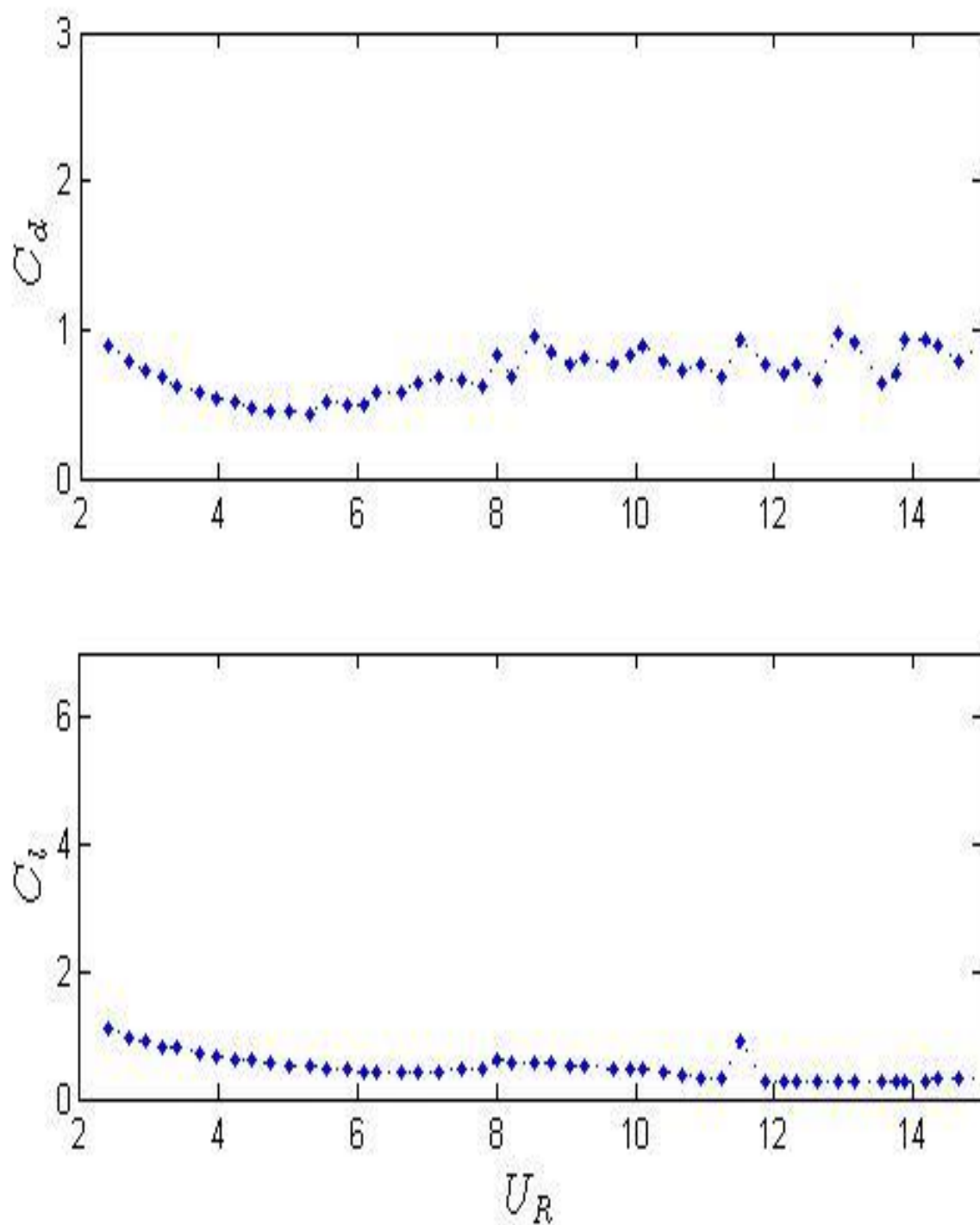


Figura 28: coeficiente de arrasto e sustentação para malha de “bobbins” cilíndricos grandes



Figura 29: foto do cilindro com a malha de “bobbins” cilíndricos grandes

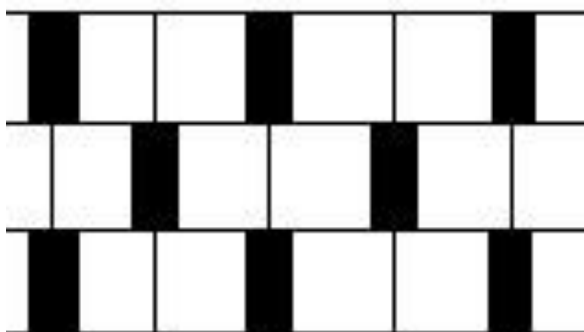


Figura 30: esquema da malha de “bobbins” cilíndricos grandes

Os “bobbins” desta malha tem 8 mm de diâmetro, ou seja, 6,25 vezes menor que o diâmetro do tubo, o material deste “bobbin” é o mesmo do “bobbin” anterior. A massa reduzida deste sistema é de 2,52. O comprimento do “bobbin” também é de 25 mm.

6.6. Malha com esferas

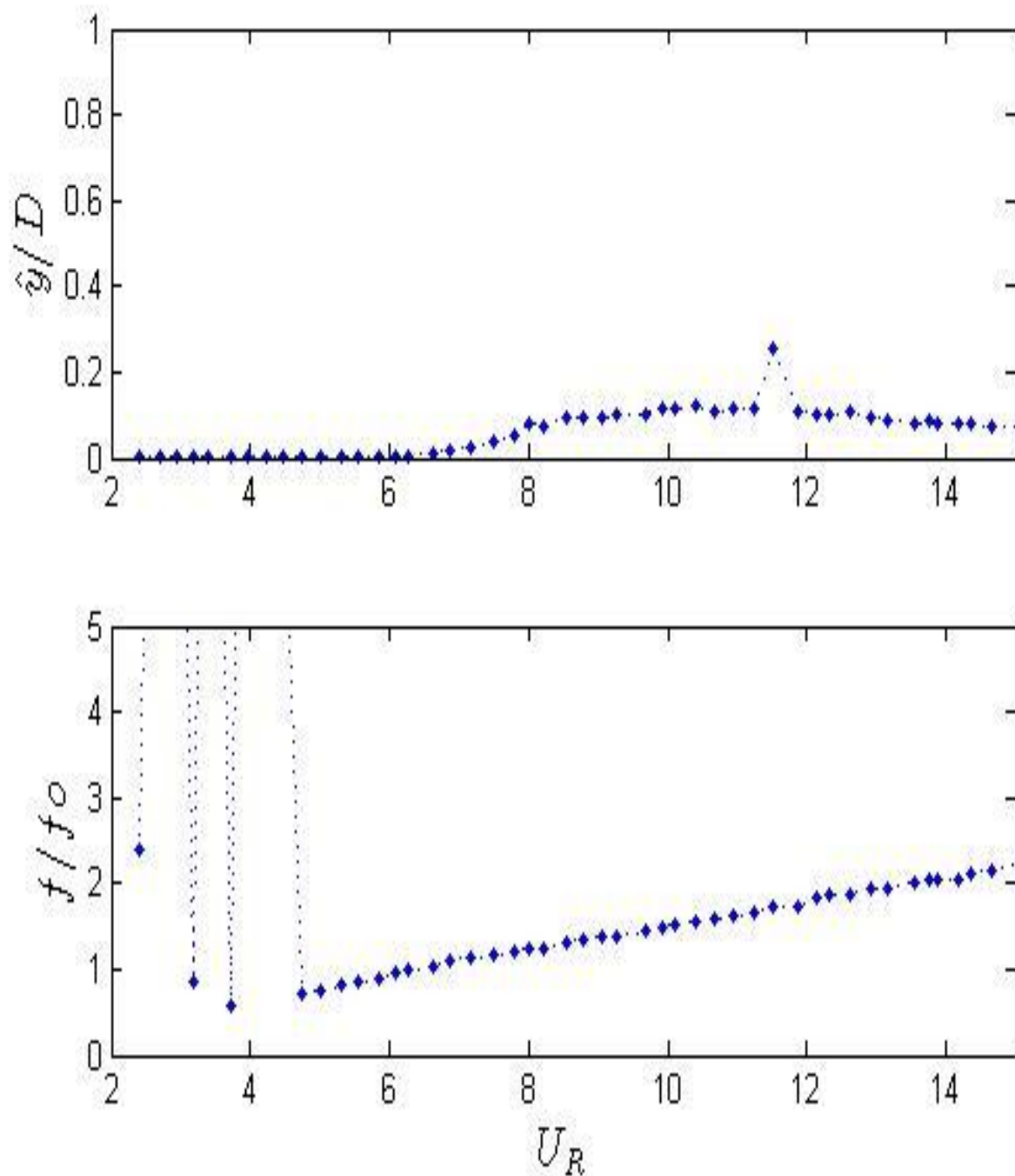


Figura 31: resposta de amplitude e frequência da malha com esferas

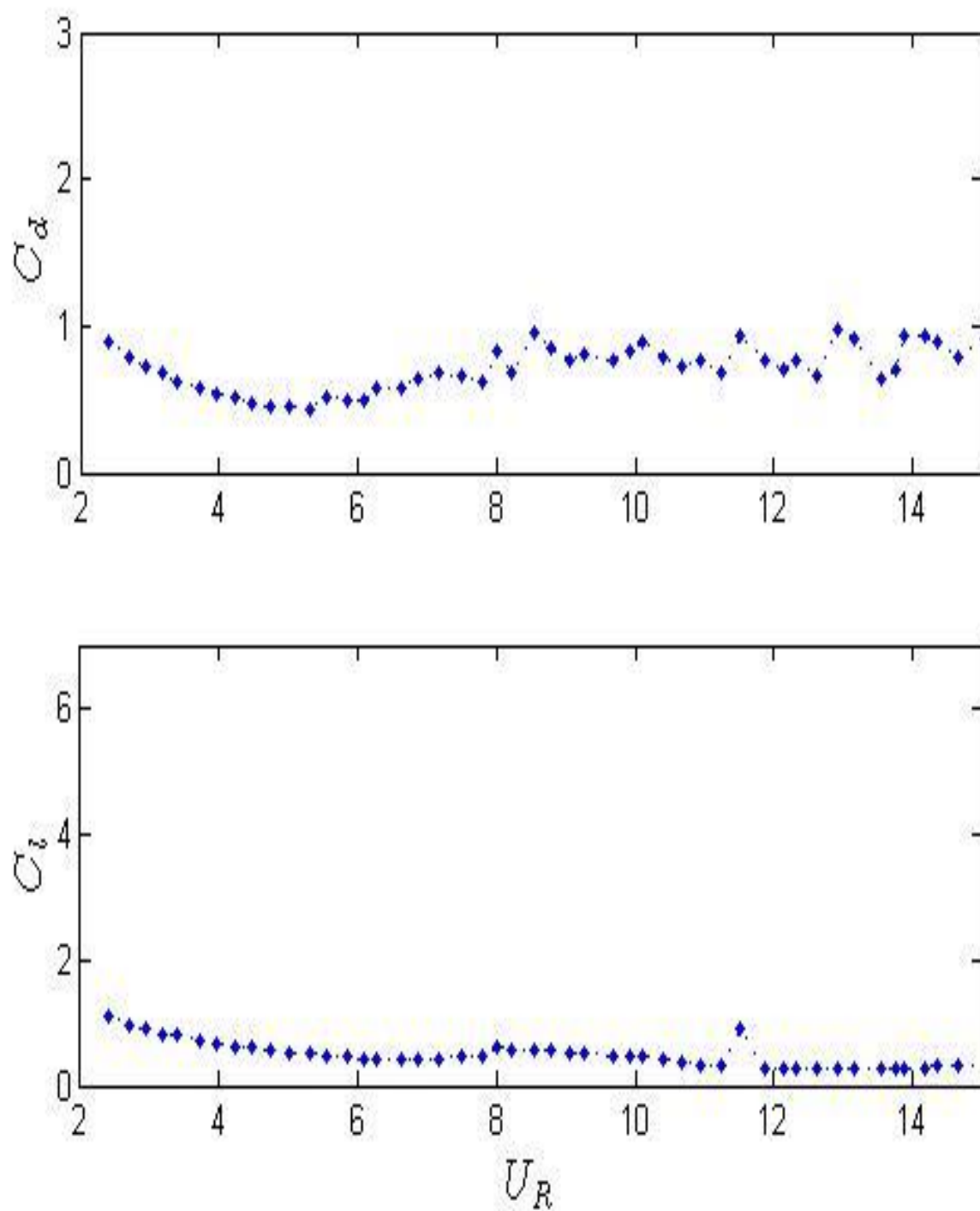


Figura 32: coeficiente de arrasto e sustentação para malha com esferas



Figura 33: foto do cilindro com a malha de “bobbins” esféricos

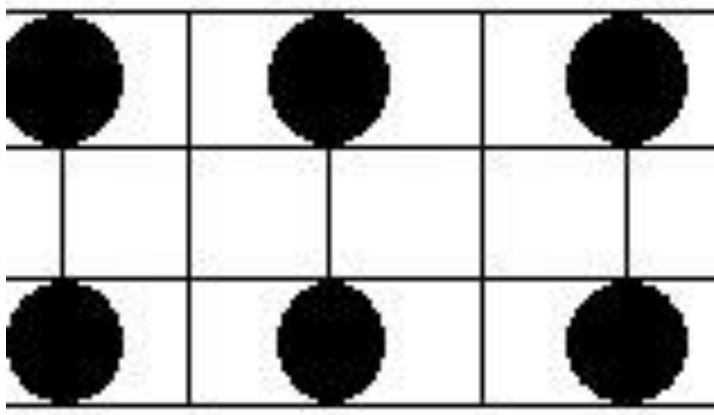


Figura 34: esquema da malha de “bobbins” esféricos

Este sistema apresenta uma massa reduzida de 3,22, isso porque as esferas são de vidro e são muito mais densas que o material dos “bobbins” esféricos. Estes “bobbins” apresentam um diâmetro de 25 mm.

6.7. Malha “xadres”

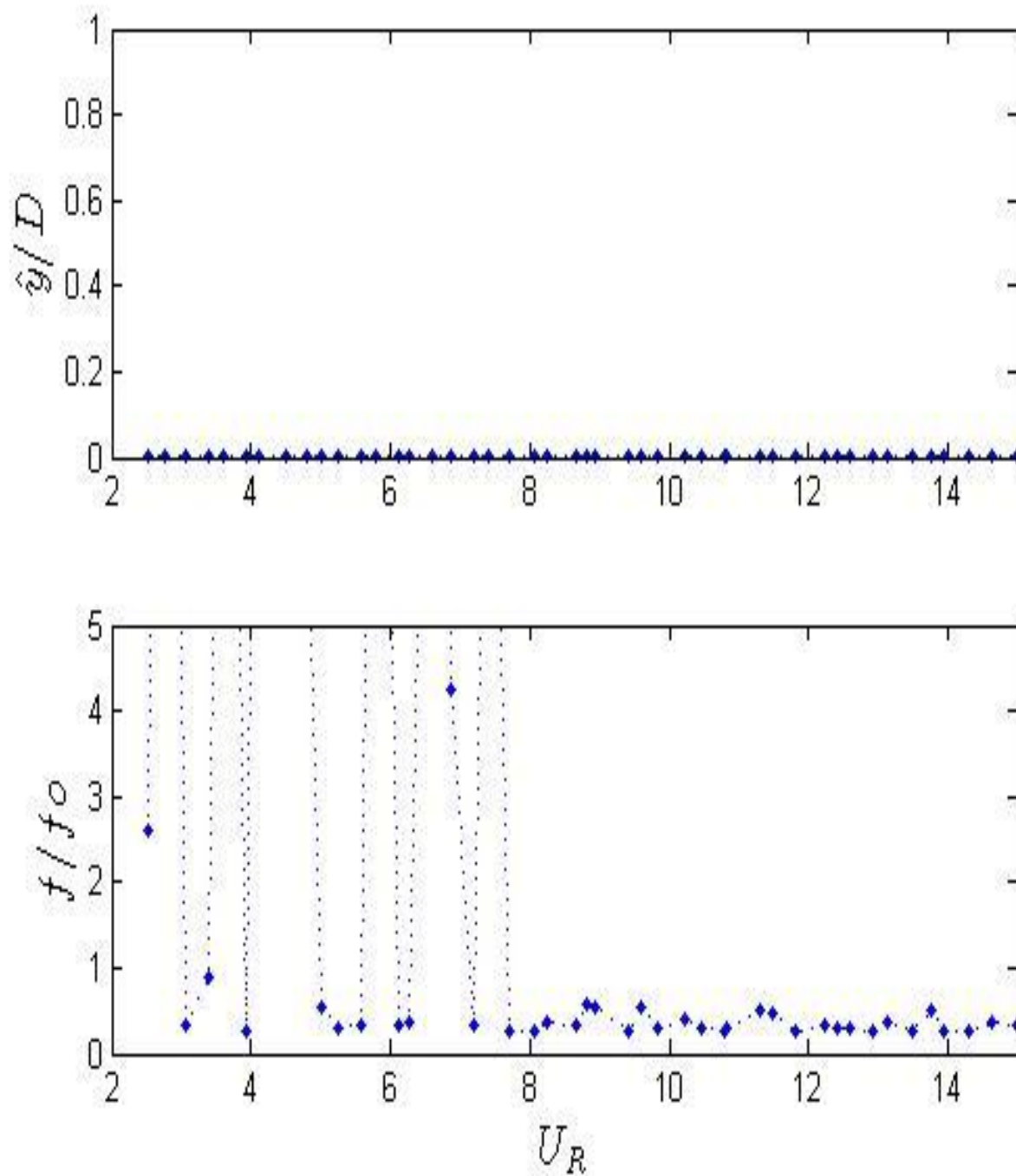


Figura 35: resposta de amplitude e frequência para a malha “xadres”

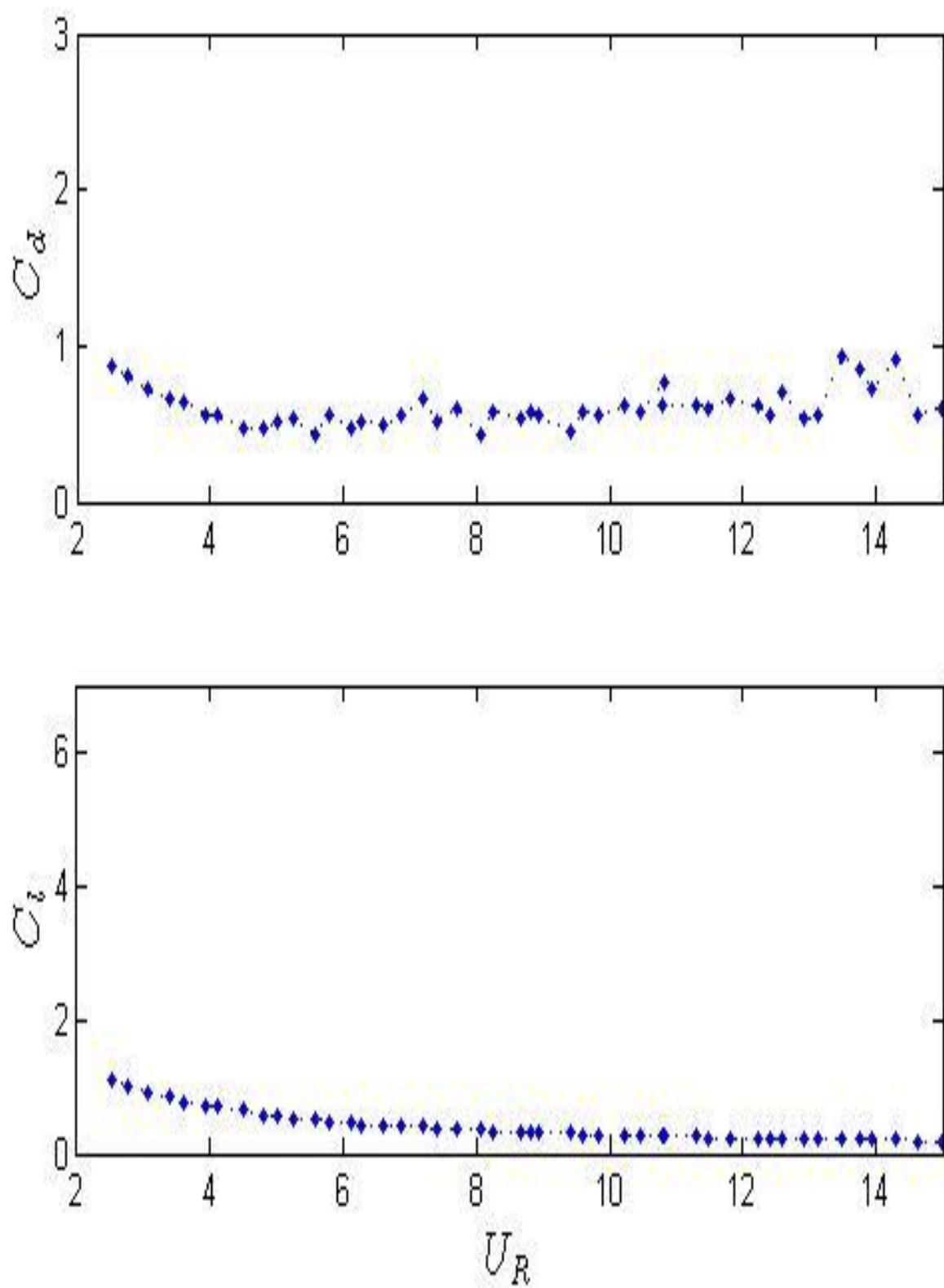


Figura 36: coeficientes de arrasto e sustentação para a malha “xadres”



Figura 37: foto do cilindro com a malha “xadres”

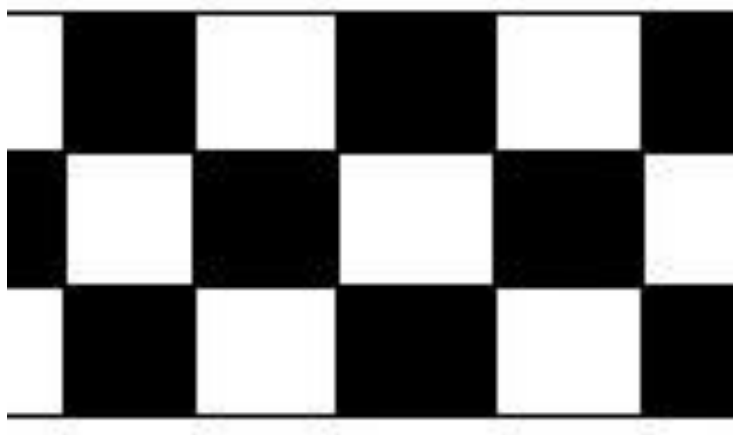


Figura 38: esquema da malha de “xadres”

A massa reduzida deste sistema é de 2,54. Os quadrados tampados desta malha são tampados por um tecido impermeável. Os lados dos quadrados tem 25mm.

7. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Considerando os gráficos apresentados pode-se notar que a malha mais eficiente em mitigar as oscilações provocadas pelo escoamento foi a malha "xadrez". Ela apresentou o melhor resultado em todos os parâmetros da análise, diminuindo a amplitude das oscilações e também o arrasto gerado no corpo.

Comparando as três malhas de "*bobbins*" cilíndricos se pode notar que a malha com os "*bobbins*" de maior diâmetro foi a que obteve os melhores resultados. Ela provocou uma redução de amplitude máxima para 0,1 diâmetros, já as outras malhas provocaram uma redução de amplitude máxima para 0,3 (cilindros médios) e 0,4 (cilindros pequenos). Entretanto, essa malha apresentou uma faixa de velocidades reduzidas maior (que a malha de cilindros médios) em que ocorrem vibrações. Considerando falhas por fadiga isso pode ser um fator determinante na escolha entre as malhas.

Comparando as três malhas com "*bobbins*" de formatos diferentes a malha "xadrez" obteve melhores resultados. Ela evitou as oscilações do cilindro em todas as faixas de velocidade reduzida estudadas sem provocar aumento do arrasto do corpo; salvo em velocidades de escoamento muito baixas em que o arrasto tem menor relação com o fenômeno de VIV.

Nos resultados se podem notar faixas de velocidade reduzida em que a frequência de oscilação apresenta pontos dispersos. Isso pode ser observado na figura 35 no caso para a malha "xadrez" para Ur entre 2 e 8. Esse tipo de resultado ocorre em momentos que o cilindro não apresenta oscilação e, portanto, a frequência de oscilação teoricamente não existe nesses pontos.

8. CONCLUSÕES

Os experimentos realizados para o cilindro liso apresentaram resultados esperados de amplitude quando comparado com a literatura, validando as técnicas experimentais empregadas. Entretanto, quando observada a resposta da frequência pode-se notar uma discordância com o esperado, dado que a frequência de oscilação esteve muito abaixo dos 0,2 (frequência de Strouhal para o cilindro liso) e mesmo assim observou-se o fenômeno de "*lock-in*" e amplitudes em torno de 1 diâmetro na faixa entre 5 e 6 de velocidade reduzida. Isso pode indicar uma medição incorreta da frequência de oscilação ou uma frequência de desprendimento de vórtices diferente daquela encontrada na literatura. Em Blevins 1990, é citada uma possível diferença no número de Strouhal causada pela rugosidade do corpo, entretanto isso é mais observado em escoamentos com número de Reynolds elevado, e corpos de rugosidade baixa. Como o cilindro testado é liso e uma rugosidade baixa somente aumentaria a frequência de desprendimento essa hipótese foi considerada inválida, já que seria necessária uma frequência de desprendimento mais baixa.

Na comparação do tamanho dos "*bobbins*" pode-se notar que a malha de cilindros maiores teve melhores resultados que as outras malhas com cilindros. Isso pode ser causado pela maior interferência desses cilindros na camada limite, desorganizando a esteira de vórtices ou até mesmo atrasando sua formação. Como não realizamos o PIV não podemos saber a influência no escoamento desse supressor. Na medida em que se aumenta o tamanho dos "*bobbins*" deve-se obter maiores influências na esteira do sistema, entretanto deve-se tomar cuidado, pois um aumento excessivo pode provocar um aumento grande do arrasto.

A malha esférica obteve ótimos resultados em mitigar as oscilações. Considerando a patente de malha permeável essa malha era importante na investigação de se uma variação no diâmetro de um "*bobbin*" é responsável pelo sucesso da malha. Apesar dos bons resultados obtidos não é possível chegar a essa conclusão com esse estudo uma vez que nenhum dos "*bobbins*" cilíndricos tinha o mesmo diâmetro da esfera e os resultados somente melhoraram com o aumento do

diâmetro dos "*bobbins*" nos testes com malhas cilíndricas. Sendo assim, os bons resultados podem ter sido apenas gerados por um diâmetro maior e não por sua variação ao longo de um "*bobbin*"

A malha com melhor resultado foi a malha "xadrez". Ela mitigou completamente as oscilações nas faixas de velocidade reduzida estudadas e não provocou adição de arrasto no sistema. Uma possível diferença entre essa malha e as outras é uma menor maleabilidade devido ao preenchimento alternado da malha quadriculada. Isso pode ter sido responsável por, não apenas modificar a esteira dificultando a interação das camadas cisalhantes, como ter tido um efeito similar ao das placas planas pivotantes; atrasando a formação dos vórtices na esteira.

Considerando os resultados observados a investigação através do PIV deve ser realizada para a malha "xadrez" visando entender melhor como essa malha pode afetar o escoamento evitando a vibração do cilindro

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS:

Almeida, O. . Simulação numérica de grandes escalas do escoamento transicional ao redor de cilindros de base quadrada e retangular, dissertação de mestrado, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – UNESP, Ilha solteira, Brasil, 236p, 2001

Ássi, G. R. S.; Bearman, P. W.; Kitney, N. Low drag solutions for suppressing vortex-induced vibration of circular cylinders. *Journal of Fluids and Structures*. 25, p. 666–675, 2009.

Bearman. Vortex shedding from oscillating bluff bodies *Ann. Rev. Fluid Mechanics*. 1984

Khalak, A.; Williamson, C.H.K. (1999); Motions, forces and mode transitions in vortexinduced vibrations at low mass- damping; *Journal of Fluids and Structures*

Meneghini, J.R. (2002); Projetos de pesquisa no tópico de geração e desprendimento de vórtices no escoamento ao redor de cilindros; Resenha de livre docência apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

Pesce, C.P. (1997); Mecânica de cabos e tubos submersos lançados em catenária: uma abordagem analítica e experimental; Resenha de livre docência apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

Van Dyke. *An Album of Fluid Motion*. 1982

Anexo

Programa utilizado no calculo nas frequências de decaimento

```
clear all

clc

Faq=100;

arquivo=load('decaimento_agua_2');

t=arquivo(:,1);
Y=arquivo(:,3);

% Analise da Frequencia
N = length(t);
f = (0:N-1)*Faq/N;
Y_FFT = abs(fft(Y)/N);
[a,pos_max] = max(Y_FFT(2:N));
freq= f(pos_max+1);

%
%      figure
%      plot(f,Y_FFT,'*')
%      axis ([0 10 0 10])
%
% Analise do amortecimento

Y=Y-mean(Y);
Y=single(Y);
t=single(t);
plot(t,Y)

j=1;
k=1;
l=1;
p=1;

for(i=2:N-1)

    %identificando zeros ascendentes

    if((Y(i)>=0)&&(Y(i)>Y(i-1))&&(Y(i)<=Y(i+1))&&(Y(i-1)*Y(i+1)<0))
        Zeros_Asc(j)=Y(i);
        T_Zeros_Asc(j)=t(i);

        cont(j)=i;

        j=j+1;
    end
end
```

```

end

for(k=1:j-2)

    p=cont(k);
    q=cont(k+1);

    for(r=p:q-1)
        Y_ciclo(r-p+1)=Y(r);
        t_ciclo(r-p+1)=t(r);
    end

    Y_max_ciclo(k)=0;
    Y_min_ciclo(k)=0;

    for(r=p:q-2)
        if(Y_ciclo(r-p+1)>=Y_max_ciclo(k))
            Y_max_ciclo(k)=Y(r);
            t_max_ciclo(k)=t(r);
            cont_max(k)=r;
        end

        if(Y_ciclo(r-p+1)<=Y_min_ciclo(k))
            Y_min_ciclo(k)=Y(r);
            t_min_ciclo(k)=t(r);
            cont_min(k)=r;
        end

    end

end

end

for(l=1:k)

    %maximos - interpolação
    m=cont_max(l);
    vetor_Y_max=[Y(m-2),Y(m-1),Y(m),Y(m+1),Y(m+2)];
    vetor_t_max=[t(m-2),t(m-1),t(m),t(m+1),t(m+2)];
    REGRESSAO=polyfit(vetor_t_max, vetor_Y_max,2);
    A=REGRESSAO(1);
    B=REGRESSAO(2);
    C=REGRESSAO(3);
    YMAX(l)= -(B^2-4*A*C)/(4*A);
    TMAX(l)=-B/(2*A);

    %minimos - interpolação
    n=cont_min(l);
    vetor_Y_min=[Y(n-2),Y(n-1),Y(n),Y(n+1),Y(n+2)];
    vetor_t_min=[t(n-2),t(n-1),t(n),t(n+1),t(n+2)];
    REGRESSAO=polyfit(vetor_t_min, vetor_Y_min,2);
    A=REGRESSAO(1);
    B=REGRESSAO(2);

```

```

C=REGRESSAO(3);
YMIN(1)= -(B^2-4*A*C)/(4*A);
TMIN(1)=-B/(2*A);

end

hold on
plot(T_Zeros_Asc,Zeros_Asc,'k*');
hold on
plot(TMAX,YMAX,'*r')
plot(TMIN,YMIN,'*r')

hold off

delta_t=t(cont(j-1))-t(cont(1));

frequencia=(j-2)/delta_t;

YMAX=log(YMAX);
YMAX=YMAX/(-2*pi*frequencia);
Regressao5=polyfit(TMAX,YMAX,1);
ZETA5=Regressao5(1);

YMIN=abs(YMIN);
YMIN=log(YMIN);
YMIN=YMIN/(-2*pi*frequencia);

Regressao6=polyfit(TMIN,YMIN,1);
ZETA6=Regressao6(1);

freq
frequencia

ZETA_FINAL=(ZETA5+ZETA6)/2

ZETA_FINAL*100

```

Código utilizado no cálculo dos gráficos

```

% O objetivo da rotina é ler uma série de arquivos e devolver o
% seguinte
% arquivo:
%
%
% coluna 1 = Numero de Reynolds
% coluna 2 = Velocidade Reduzida
% coluna 3 = Amplitude Máxima
% coluna 4 = frequência
%

```

```

%
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%

close all
clear all
clc

arquivo = 'VIV_liso_';
fn = 0.60;

N_inicial = 50;
Step       = 5;
N_final    = 350;

% Define parâmetros do ensaio
Faq = 100;
D = 50/1000;
WL = 0.7;
pi = 1000;

% Definicao das colunas de entrada
col_tempo = 1;
col_U      = 2;
col_Y      = 3;
col_Dr     = 4;
col_L      = 5;

files = [N_inicial:Step:N_final];
Nfiles = length(files);

arquivo2 = load ('offset')

d = arquivo2 (:,4);
l = arquivo2 (:,5);
for cont = 1:Nfiles

    %Leitura dos sinais
    data = load([arquivo,num2str(files(cont)),'.txt']);
    t = data(:,col_tempo) - data(1,col_tempo); % vetor
tempo - zerado
    U = mean(data(:,col_U)); %
Velocidade media do escoamento
    Vr(cont) = U/(fn*D); %
Velocidade reduzida
    Y = (data(:,col_Y)-mean(data(:,col_Y)))/1000;
    Re(cont)=1000000*D*U;
    Dr = abs(data(:,col_Dr));
    L = abs(data(:,col_L));

    Yrms=std2(Y)/D;
    Y_amp(cont)=Yrms*2^(1/2);

    Drms=std2(Dr)/(0.5*pi*U*D*WL);
    D_amp(cont)=Drms*8^(1/2)*6;

```

```

Lrms=std2(L)/(0.5*pi*U*D*WL);
L_amp(cont)=Lrms*8^(1/2)*6;

% Analise da Frequencia
N = length(t);
ruidos_ponta=15;
f = (0:N-1)*Faq/N;
Y_FFT = abs(fft(Y)/N);
[arr,pos_max] = max(Y_FFT(ruidos_ponta:1000));
freq(cont) = f(pos_max+ruidos_ponta-1)/fn;

end

Analizado_VIV_CL(:,1)=Re;
Analizado_VIV_CL(:,2)=Vr;
Analizado_VIV_CL(:,3)=Y_amp;
Analizado_VIV_CL(:,4)=freq;

% save  ANALISADOS Analizado_VIV_CL

figure(1)
subplot(2,1,1)
plot(Vr,Y_amp,':')
axis([2 15 0 1])
ylabel('$\hat{y}/D$', 'interpreter', 'LaTeX', 'fontsize',14)

subplot(2,1,2)
plot(Vr,freq,':')
axis([2 15 0 5])
xlabel('$U_R$', 'interpreter', 'LaTeX', 'fontsize',14)
ylabel('$f/fo$', 'interpreter', 'LaTeX', 'fontsize',14)

figure(2)
subplot(2,1,1)
plot(Vr,D_amp,':')
axis([2 15 0 3])
ylabel('$C_d$', 'interpreter', 'LaTeX', 'fontsize',14)

subplot(2,1,2)
plot(Vr,L_amp,':')
axis([2 15 0 7])
xlabel('$U_R$', 'interpreter', 'LaTeX', 'fontsize',14)
ylabel('$C_l$', 'interpreter', 'LaTeX', 'fontsize',14)

```