

**Victor Cesar Martinez Cunha**

**Estudo de supressor de esteira de vórtices para diminuir Vibrações  
Induzidas por Vórtices**

Área de concentração:  
Engenharia de Petróleo

Orientador:  
Prof. Dr. Rafael dos Santos Gioria

Santos  
2018

**Victor Cesar Martinez Cunha**

**Estudo de supressor de esteira de vórtices para diminuir Vibrações  
Induzidas por Vórtices**

Monografia apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Petróleo.

Área de concentração:  
Engenharia de Petróleo

Orientador:  
Prof. Dr. Rafael dos Santos Goria

Santos  
2018

**Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuênciā de seu orientador.**

**Santos, 25 de junho de 2018.**

**Assinatura do autor**

Fábio Cesar Martinez Cunha

**Assinatura do orientador**

\_\_\_\_\_

#### Catalogação-na-Publicação

#### SUMÁRIO



Escola Politécnica - EPBS



31900000319

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>ABSTRACT .....</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>RESUMO .....</b>	<b>2</b>
<b>3</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>3</b>
3.1	OBJETIVO .....	3
<b>4</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>4</b>
4.1	ESCOAMENTO AO REDOR DE CILINDROS .....	4
4.1.1	<i>Equação de Navier-Stokes .....</i>	4
4.1.2	<i>Corpo Rombudo .....</i>	5
4.1.3	<i>Adimensionais.....</i>	5
4.1.4	<i>Camada limite e separação da camada limite .....</i>	7
4.1.5	<i>Regiões do escoamento .....</i>	8
4.1.6	<i>Geração e desprendimento de vórtices .....</i>	9
4.1.7	<i>Número de Strouhal .....</i>	13
4.1.8	<i>Vorticidade e circulação .....</i>	14
4.1.9	<i>Escoamento ao redor de um cilindro oscilante .....</i>	15
4.1.10	<i>Oscilação livre e oscilação forçada.....</i>	15
4.1.11	<i>Vibração induzida por vórtice .....</i>	16
4.2	SUPRESSÃO DA ESTEIRA DE VÓRTICES .....	17
4.3	FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL E MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS .....	20
<b>5</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>22</b>
5.1	CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	22
5.2	AVALIAÇÃO DA INTENSIDADE DOS VÓRTICES .....	26
5.3	AVALIAÇÃO DA DIMINUIÇÃO DA VIBRAÇÃO.....	27
<b>6</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>28</b>
6.1	VALIDAÇÃO DOS MODELOS DE REFERÊNCIA .....	28
6.1.1	<i>Cilindro fixo .....</i>	28
6.1.2	<i>Cilindro Oscilando .....</i>	31
6.2	INTENSIDADE OS VÓRTICES.....	33
6.2.1	<i>Coeficiente de Sustentação .....</i>	35

6.2.2	<i>Coeficiente de Arrasto</i>	36
6.3	AVALIAÇÃO DA VIBRAÇÃO	38
6.3.1	<i>Amplitude reduzida</i>	38
7	CONCLUSÕES	41
8	REFERÊNCIAS	42
APENDICE A - ARTIGO SÍNTESE		45

## 1 ABSTRACT

The growing production of oil in offshore areas motivates the study of the interactions between the production equipment and the environmental marine conditions. One of these interactions is the riser-current interactions that can cause Vortex induced Vibrations (VIV). One simplification of this case is the flow around a cylinder. This work proposes the study of the performance of small cylinders near the main cylinder in the suppression of the VIV.

Simulations are made with a mesh named Arbitrary Lagrangian Eulerian (ALE), this kind of mesh can utilize the advantages of both Lagrangian and Eulerian approaches. It moves along with the free surfaces movement and increases the mesh resolution around the areas of interest.

The reference case for the analysis of the forces acting on the system is the fixed cylinder with no suppressors. It will be compared with other two cases. The cylinder with fixed suppressors and with vibrating suppressors. The results obtained show a reduction of the forces acting on the cylinder in both cases and that the vibration of the suppressors reduced its efficiency.

The reduction of the vibration on the main cylinder is evaluated through the comparison between a vibrating cylinder with no suppressor with a vibrating cylinder with the suppressor. The results show that a amplitude of movement is reduced by the suppressors but not because the forces in it were reduced. The main reason of the amplitude reduction is the desynchronization between the lifting force and the cylinder movement.

## 2 RESUMO

A crescente produção de petróleo offshore motiva o estudo das interações entre os equipamentos e o ambiente marinho. Uma importante interação entre os *risers* de produção e a correnteza é a vibração induzida por vórtices. Uma simplificação deste caso é o escoamento de um fluido ao redor de um cilindro. Este trabalho se propõe a estudar a atuação de pequenos cilindros próximos ao cilindro principal com a intenção de reduzir as vibrações induzidas por vórtices.

A simulação é feita utilizando uma malha do tipo *Arbitrária Lagrangiana Euleriana (ALE)* para aproveitar as vantagens dos métodos Lagrangiano e Euleriano. Esta malha acompanha o movimento das superfícies livres e se deforma para aumentar a resolução nas regiões de interesse.

O caso de referência para análise das forças atuando no cilindro é o de um cilindro fixo sem supressores, que é comparado ao cilindro fixo com supressores fixos e supressores vibrando. O resultado obtido foi de que os supressores reduziram as forças atuando no sistema e que a vibração dos supressores piorou a sua eficácia.

Para avaliar a diminuição da vibração, o caso de referência é o de um cilindro vibrando com o escoamento. Este será comparado com o caso de supressores cujo movimento acompanha a vibração do cilindro principal. Como resultado, foi descoberto que os cilindros supressores reduziram a amplitude de vibração devido à quebra de sincronia entre força de sustentação e movimento.

### **3 INTRODUÇÃO**

A indústria do petróleo vem se adaptando ao esgotamento dos campos nos quais a exploração e produção são mais simples. A busca pelo óleo em campos não convencionais e em águas ultraprofundas representa um desafio tecnológico na viabilização técnica e econômica de projetos mais arrojados. No Brasil, segundo Boletim Anual Informativo do Ministério de Minas e Energia, em 2015, 94 % da produção de petróleo brasileira foi em campos *offshore*.

A exploração *offshore* requer equipamentos distintos aos usados em terra, como as linhas de ancoragem e os *risers*. Entender a ação das forças ambientais marítimas nesses equipamentos pode definir a viabilidade técnica e econômica de um projeto.

Um *riser* é um tubo que liga as plataformas de perfuração ou produção a um sistema submarino. Podem tanto interligar as linhas de produção submarina à plataforma, quanto para conduzir fluidos da superfície até o solo marinho, com o intuito de injeção e exportação.

Um dos fenômenos de grande importância é a geração de vórtices ao redor dos *risers*. Neste contexto, estudar o escoamento ao redor de cilindros e possibilidade de mitigação das vibrações induzidas por vórtices pode ser importante para viabilizar técnica e economicamente projetos de produção *offshore*.

#### **3.1 OBJETIVO**

O objetivo deste trabalho é realizar um estudo acerca do escoamento ao redor de cilindros, especificamente a formação de vórtices e o fenômeno de Vibrações Induzidas por Vórtices (V.I.V). Testando a atuação de supressores para diminuir a formação de vórtices e por consequência as vibrações induzidas por eles é um dos objetivos finais deste trabalho. Além de testar os supressores parados ou em movimento conjunto ao cilindro principal, também será testada a eficácia de se adicionar uma vibração nos supressores.

## 4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 4.1 ESCOAMENTO AO REDOR DE CILINDROS

Nesta seção, será feito um levantamento de artigos, livros, teses e publicações com o intuito de definir um panorama histórico e consolidar conhecimento teórico acerca do escoamento ao redor de cilindros. Foram utilizados como guias o livro de Blevins (1990) e a tese de Meneghini (2002), bem como outros artigos importantes mencionados ao longo do texto.

#### 4.1.1 Equação de Navier-Stokes

A equação de Navier-Stokes, expressa em sua forma vetorial em (1) representa a solução analítica para todo sistema de fluidos, inclusive para o escoamento ao redor de um cilindro.

$$\rho \frac{DU}{Dt} = -\nabla p + \rho g + \mu \nabla^2 U \quad (1)$$

A densidade do fluido é  $\rho$ , a viscosidade cinemática é  $\mu$  e  $p$  é a pressão.  $U$  é o vetor velocidade (1.1),  $g$  é o campo de aceleração gravitacional (1.2).

$$U = u\hat{i} + v\hat{j} + w\hat{k} \quad (1.1)$$

$$g = g_x\hat{i} + g_y\hat{j} + g_z\hat{k} \quad (1.2)$$

O operador  $\nabla$  (1.3) representa o gradiente e o operador  $\nabla^2$  é o Laplaciano (1.4).

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x}\hat{i} + \frac{\partial}{\partial y}\hat{j} + \frac{\partial}{\partial z}\hat{k} \quad (1.3)$$

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (1.4)$$

De forma que os termos  $\frac{DU}{Dt}$  e  $\nabla^2 U$  estão descritos nas equações (1.5) e (1.6)

$$\frac{DU}{Dt} = \frac{Du}{Dt}\hat{i} + \frac{Dv}{Dt}\hat{j} + \frac{Dw}{Dt}\hat{k} \quad (1.5)$$

$$\nabla^2 U = \nabla^2 u\hat{i} + \nabla^2 v\hat{j} + \nabla^2 w\hat{k} \quad (1.6)$$

Devido à não linearidade do termo convectivo, a equação de Navier-Stokes só possui solução analítica em casos particulares.

#### 4.1.2 Corpo Rombudo

Uma definição importante nesse estudo é a definição de corpo rombudo. De acordo com Blevins (1990), é um corpo que imerso em um fluxo gera a separação do escoamento a partir de uma parte considerável de sua superfície. Segundo Meneghini (2002) essa separação, em um corpo com seção transversal bidimensional gera o surgimento de duas camadas cisalhantes livres logo após o corpo. Essas duas camadas possuem uma vorticidade de sinal oposto, gerando um sistema instável sob certos níveis de perturbação e satisfeitas algumas condições. A interação entre essas duas camadas livres é a principal fonte de formação e desprendimento de vórtices. No escopo deste trabalho, o cilindro, representado por uma seção transversal bidimensional como uma circunferência é um corpo rombudo.

#### 4.1.3 Adimensionais

Nesta seção será apresentada a definição de alguns números adimensionais importantes. O uso desses números é importante para simplificar a análise dos problemas e mitigar os problemas de escala obtidos nas análises experimentais. Os sete principais parâmetros adimensionais definidos por Blevins (1990) são os seguintes:

1. Geometria
2. Velocidade reduzida
3. Amplitude adimensional
4. Razão de massa
5. Número de Reynolds
6. Fator de amortecimento
7. Intensidade de Turbulência

#### Geometria

A razão de aspecto é um parâmetro que representa a geometria da estrutura e o mais importante para determinar a força do fluido na estrutura. É definida pelo

comprimento dividido pela largura e é a principal grandeza que define a força que o escoamento faz na estrutura.

$$\text{Razão de aspecto} = \frac{l}{D} \quad (2)$$

### **Velocidade Reduzida e amplitude reduzida**

Conforme a estrutura vibra ela forma um percurso em relação ao fluido, essas grandezas relacionam velocidade e amplitude às dimensões do corpo, no caso à largura máxima que no cilindro é o seu diâmetro. Nas equações a seguir,  $U$  é a velocidade do fluxo,  $f$  é a frequência de vibração,  $D$  o diâmetro do cilindro e  $A$  a amplitude de vibração.

$$\text{Velocidade Reduzida} = U^* = \frac{U}{fD} \quad (3)$$

$$\text{Amplitude Reduzida} = A^* = \frac{A}{D} \quad (4)$$

### **Razão de Massa**

A razão de massa é uma grandeza proporcional à razão da massa do modelo pela massa de fluido que ele desloca. Sendo que  $m$  é a massa da estrutura mais a massa adicional,  $\rho$  é a massa específica do fluido e  $D$  é o diâmetro do cilindro. A razão de massa é uma medida relativa da importância de efeitos de flutuação e da massa adicional no modelo. Proporciona uma medida para a susceptibilidade à estruturas leves sofrerem vibração induzida por vórtice (Blevins, 1990).

$$\text{Razão de massa} = \frac{m}{\rho D^2} \quad (5)$$

### **Número de Reynolds**

Segundo Blevins (1990) o número de Reynolds,  $Re$ , é uma relação entre as forças de inércia e as forças viscosas. A velocidade do fluxo  $U$  e o diâmetro  $D$  representam as forças iniciais e a viscosidade cinemática  $\nu$  representa a força viscosa. O número de Reynolds é dado pela seguinte relação:

$$Re = \frac{UD}{\nu} \quad (6)$$

## Fator de Amortecimento, amortecimento reduzido

O fator de amortecimento  $\xi$  caracteriza a energia dissipada por uma estrutura ao vibrar e é definida por:

$$\xi = \frac{\text{energia dissipada por ciclo}}{4\pi \times \text{energia total da estrutura}} \quad (7)$$

Um parâmetro importante é o produto da razão de massa pelo fator de amortecimento, o amortecimento reduzido, dado por:

$$\text{amortecimento reduzido} = \frac{2m(2\pi\xi)}{\rho D^2} \quad (8)$$

## Intensidade de Turbulência

A intensidade da turbulência mede a turbulência no fluxo. É definida pela razão entre a raiz quadrada média da turbulência,  $u'_{rms}$ , dividida pela velocidade do fluido  $U$ . Dada pela relação:

$$\text{Intensidade de turbulência} = \frac{u'_{rms}}{U} \quad (9)$$

### 4.1.4 Camada limite e separação da camada limite

Prandtl em 1902 propôs a existência de uma pequena região próxima à parede de um corpo na qual as forças viscosas eram importantes, enquanto no resto do fluxo não são tão importantes. Desta forma a diferença teórica das experiências no cálculo do arrasto em corpos simétricos pôde ser explicada.

A espessura da camada limite é definida como a distância normal à superfície de ponto no qual a velocidade local difere da velocidade do escoamento potencial em menos do que 1% (Meneghini, 2002). As equações de Prandtl que definem a camada limite são as seguintes:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (10)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (11)$$

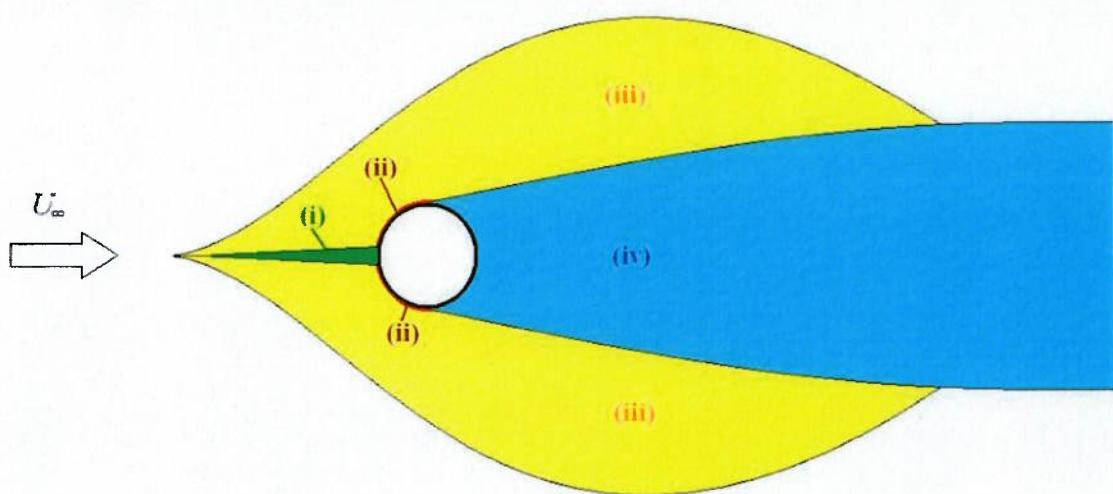
Em que  $u$  é a velocidade do fluxo em  $x$ ,  $v$  é a velocidade do fluxo em  $y$ ,  $\rho$  é a massa específica,  $\nu$  é a viscosidade cinemática,  $p$  é a pressão. A dedução destas equações pode ser observada em (Meneghini, 2002)

Ainda de acordo Meneghini a separação da camada limite ocorre sempre que o escoamento externo à camada limite possuir um gradiente de pressão adverso, quando  $dp/dx < 0$ . Neste caso a energia cinética é perdida devido ao atrito e à esse gradiente. Esta situação pode causar a anulação da velocidade do fluxo ou até mesmo a inversão do sentido do fluxo. A separação ocorre quando há essa inversão.

#### 4.1.5 Regiões do escoamento

Carmo (2005) define regiões de escoamento perturbado pelas partes do domínio que sofreram alguma alteração devido à presença de um corpo rombudo. Essas regiões tem sua velocidade alterada, podendo ser maiores ou menores do que a velocidade do fluxo incidente. Ainda segundo Carmo, o campo perturbado é dividido em quatro regiões, como pode ser observado na figura 1.

- i. Escoamento retardado
- ii. Camadas limite
- iii. Regiões laterais de fluxo deslocado e acelerado
- iv. Região da esteira



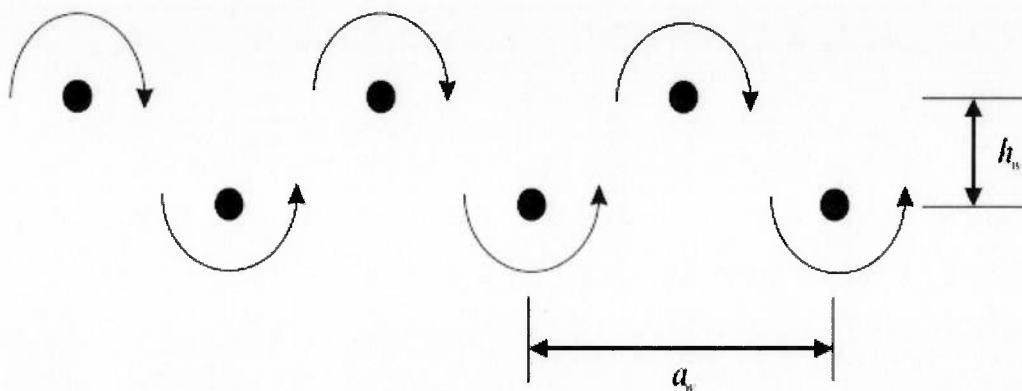
**Figura 1 – Regiões do escoamento conturbado** Fonte: Carmo (2005)

A região i representa uma faixa de escoamento retardado devido ao ponto de estagnação (onde a velocidade é zero) na parte da frente do corpo. A região ii representa a camada limite próxima à superfície do corpo, no momento em que o gradiente de pressão é adverso, há a separação das camadas limites e elas formam camadas cisalhantes que definem as fronteiras entre iii e iv. A região iii apresenta um escoamento acelerado e deslocado devido à presença do corpo, nessa região a velocidade média é maior do que a do fluxo incidente. Por fim, a região iv é a região de esteira na qual a velocidade média é menor do que a do resto do escoamento. Nesta região é onde há a origem dos principais fenômenos que concernem à vibração induzida por fluxo.

#### 4.1.6 Geração e desprendimento de vórtices

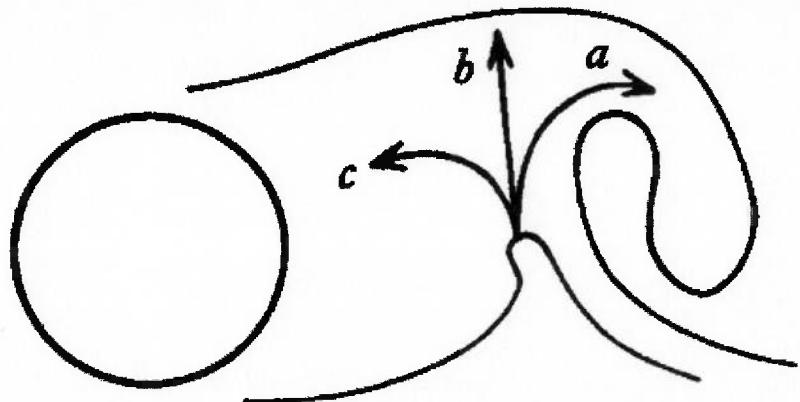
A região da esteira, objeto importante de estudo nas vibrações induzidas por vórtice foram estudadas por von Kármán em 1912, quando foi estudado o processo de liberação de vórtices alternado a partir de cilindros. Reconhecendo a importância do estudo de von Kármán, uma fileira dupla de vórtices na região da esteira à jusante de um corpo rombudo é denominada “Esteira de Von Kármán”, a figura 2 demonstra a forma idealizada por von Kármán.

Os vórtices se originam na região da esteira próxima ao corpo, pela interação das camadas cisalhantes que se separaram. São estruturas que possuem alta circulação concentrada e sua presença pode se estender na distância de até 250 vezes o diâmetro do cilindro, como apresentado nos estudos de Cimbala (1988).



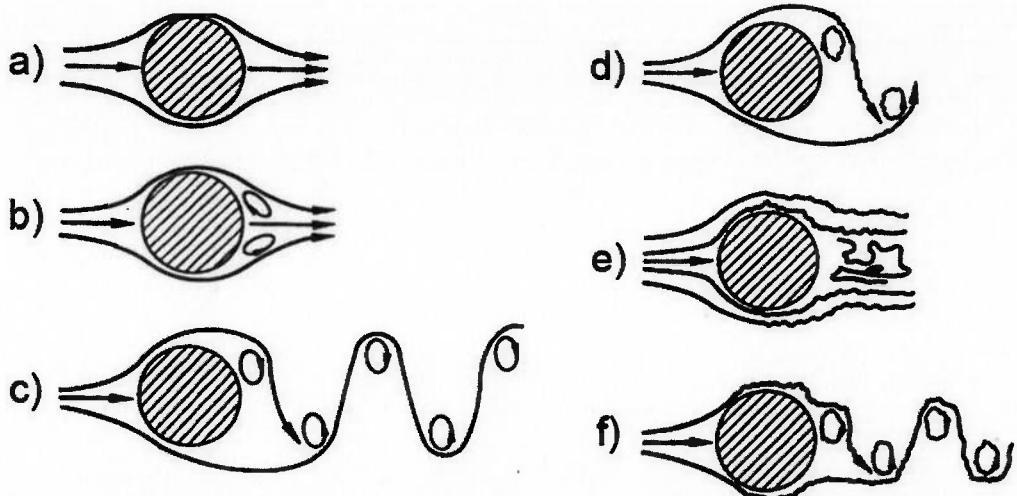
**Figura 2 - Fileira dupla de vórtices formada atrás de um corpo rombudo, conhecida como “esteira de von Kármán”. Fonte : Meneghini (2002)**

Um mecanismo para explicar a emissão dos vórtices é proposto por Gerrard (1966). Este mecanismo sugere que a interação entre as duas camadas cisalhantes é decisiva na formação dos vórtices. A figura 3 mostra esquematicamente o modelo proposto por Gerrard. Um vórtice em crescimento fica suficientemente forte a ponto de atrair a camada cisalhante oposta, devido à velocidade induzida pelo vórtice em crescimento. Essa atração causa a aproximação de fluido com velocidade contrária à do vórtice. Parte desse fluido se junta ao vórtice em crescimento (a). Dada intensidade suficiente, a alimentação da circulação do vórtice é interrompida pela parte que segue o caminho (b) causando o desprendimento do vórtice que então é convectado para jusante da esteira. A parte (c) contribui para a formação de um novo vórtice.



**Figura 3 – Modelo de formação de vórtices proposto por Gerrard. Fonte: Gerrard (1966)**

Segundo uma revisão feita por Blevins (1990) a geração dos vórtices em cilindros pouco rugosos, em regime permanente e fluxo subsônico é função do número de Reynolds. Em regimes com  $Re < 5$ , o fluxo acompanha o contorno do cilindro. Com  $Re$  entre 5 e 45, o fluxo se separa em dois e vórtices simétricos são formados na esteira próxima e seu tamanho cresce linearmente com o aumento de  $Re$ . Com o incremento de  $Re$  a região da esteira fica instável e a esteira começa a oscilar, podendo haver o desprendimento de um dos vórtices. Uma esteira laminar de vórtices de sinais opostos é formada, em forma semelhante à esteira de Von Kármán e de  $150 > Re > 300$  os vórtices que se desprendem se tornam turbulentos. A faixa de  $150 > Re > 1.5 * 10^5$  é chamada de subcrítica, o enrolamento das camadas cisalhantes em torno delas mesmas ocorre de maneira periódica e forte. A faixa de  $1.5 * 10^5 > Re > 3.5 * 10^6$ , a zona de transição, a camada limite do cilindro se torna turbulenta e a separação da camada limite se da em  $140^\circ$ . Os efeitos tridimensionais e a separação laminar de bolhas interrompem a geração periódica de vórtices e aumentam o espectro de frequências de geração. A partir de  $Re > 3.5 * 10^6$ , chamada de região supercrítica, a geração regular de vórtice é reestabelecida com uma camada limite turbulenta do cilindro. Na figura 4 pode-se observar uma representação gráfica da relação entre a formação de vórtices e o número de Reynolds.



**Figura 4- Regimes de fluxo ao redor de um cilindro liso. Fonte: Adaptado de Blevins (1990)**

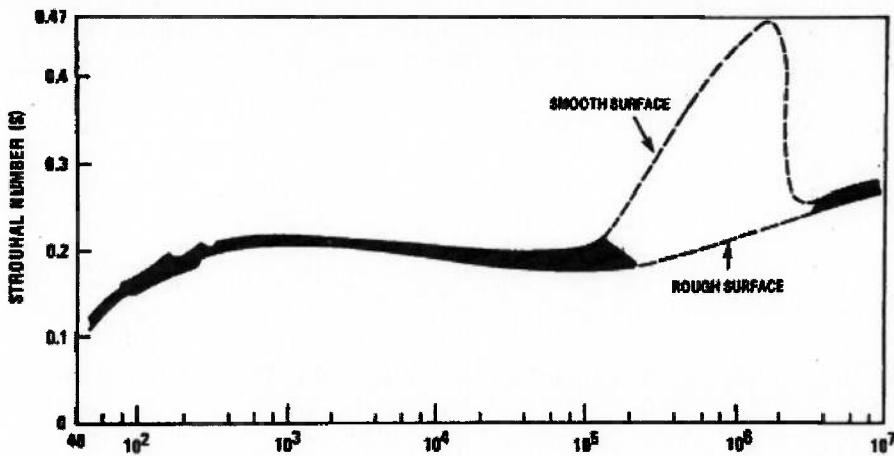
#### 4.1.7 Número de Strouhal

Segundo Assí (2005), a emissão dos vórtices na região de esteira dos corpos rombudos em geral, incluindo os cilindros, se da de maneira alternada. Enquanto um vórtice está se desprendendo na esteira, um novo vórtice está sendo formado na região oposta. Há uma frequência característica de emissão dos vórtices que depende da velocidade do escoamento e a interação entre as camadas cisalhantes. Esta taxa de emissão é chamada de frequência de emissão  $f_s$ . O número de Strouhal é uma proporcionalidade adimensional constante entre a frequência predominante de desprendimento de vórtices e a velocidade do fluxo livre, dividido pela espessura do cilindro (Blevins, 1990).

$$f_s = \frac{SU}{D} \quad (12)$$

A relação acima define o número de Strouhal. S é o número de Strouhal, U é a velocidade do fluxo incidente, D é o diâmetro do cilindro e  $f_s$  é a já mencionada frequência de emissão de vórtices.

O número de Strohal para um cilindro estacionário em um escoamento subsônico é função do número de Reynolds, e em menor grau, da rugosidade da superfície e da turbulência do fluxo. Tal relação pode ser observada na figura 5.



**Figura 5 - Relação do número de Reynolds e de Strouhal para cilindros circulares.**

Fonte: Blevins (1990)

#### 4.1.8 Vorticidade e circulação

Assí (2005) define vórtice como uma região do escoamento com vorticidade concentrada, no qual o centro é o núcleo do vórtice. A vorticidade por sua vez, é a tendência de rotação de uma partícula de fluido em um campo de velocidade de escoamento. Dado um campo  $\vec{U}$  de velocidades, define-se a vorticidade como o rotacional de  $\vec{U}$ , ou seja:

$$\vec{\omega} = \nabla \times \vec{U} \quad (13)$$

A circulação representa a intensidade de um vórtice e é a vorticidade integral contida dentro de uma região. A circulação  $\Gamma$  é definida a partir do teorema de Stokes, e é apresentada a seguir:

$$\Gamma = \oint U \, dl = \int \omega \, dx \, dy \quad (14)$$

Segundo Assí (2005), é da vorticidade gerada na camada limite que resulta uma circulação que será liberada na separação. Essa circulação será distribuída na esteira a partir dos pontos em que o vórtice é separado do cilindro, formando as camadas cisalhantes livres.

#### **4.1.9 Escoamento ao redor de um cilindro oscilante**

Como previamente mencionado, a geração de vórtices se da em regiões alternadas do sistema. Esse fato gera uma oscilação da pressão na superfície das estruturas, causando vibração em estruturas elásticas.

De acordo com Blevins (1990) a vibração do cilindro transversa ao fluxo com a frequência igual ou próxima à frequência de geração de vórtices pode ter um grande efeito nos vórtices. Dentre eles:

1. Aumentar a força dos vórtices
2. Aumentar a correlação da abrangência da esteira
3. Causa a mudança da frequência de desprendimento de vórtices para a frequência de vibração do cilindro, essa sincronização é chamada de efeito "*lock-in*" na literatura inglesa.
4. Aumentar a força de arrasto média no cilindro
5. Alterar a fase, sequencia e padrão dos vórtices na esteira.

#### **4.1.10 Oscilação livre e oscilação forçada**

Segundo Meneghini (2002) as duas formas de se estudar o fenômeno da influência da oscilação do cilindro no escoamento é através da aplicação de oscilações forçadas ou através de um sistema de amortecimento e molas deixando livre a movimentação do cilindro. No primeiro caso o estudo ocorre de forma indireta, no segundo de forma direta.

No caso da oscilação forçada os experimentos tem um número menor de parâmetros a serem avaliados, porém alguns dos fenômenos não podem ser expressos por ele. Para a análise correta de um sistema de oscilação forçada deve-se verificar se a energia esta passando do fluido para a estrutura, e não o contrário. A oscilação livre permite uma medição direta das interações não lineares entre fluido e estrutura, ao custo de uma complicaçāo considerável na interpretação dos resultados.

#### 4.1.11 Vibração induzida por vórtice

Assí (2005) tratou em seu trabalho do estudo de cilindros rígidos com apenas um grau de liberdade, podendo oscilar na direção transversal ao fluxo. Considerando que a massa estrutural, as forças de amortecimento e restauração estão concentradas no cilindro o movimento transversal  $y(t)$  pode ser expresso pelas seguintes equações:

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F(t) \quad (15)$$

$$F(t) = F_0 \sin(\omega t + \phi) \quad (16)$$

$$y(t) = y_o \sin(\omega t) \quad (17)$$

Em que  $m$  é a massa do sistema que oscila,  $c$  o amortecimento estrutural,  $k$  a constante elástica,  $F(t)$  é força no sentido transversal causada pelo fluido variando no tempo.  $F_0$  é magnitude da força do fluido,  $y_o$  é a amplitude de oscilação do corpo.  $\omega = 2\pi f$  é a frequência angular de oscilação e  $\Phi$  é o ângulo de fase entre a força e o deslocamento do cilindro.

No vácuo a frequência de oscilação natural é dada pela relação entre sua constante de restauração e a inércia do sistema, observável em (18),  $f_n$  é a frequência natural. No ar a frequência natural de oscilação é próxima o suficiente para ser considerada igual à do vácuo.

$$2\pi f_n = \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (18)$$

Na água, Assí (2005) define a frequência natural  $f_n$  e o parâmetro de amortecimento na água  $\xi_w$  como:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{(m + m_a)}} \quad (19)$$

$$\xi_w = \frac{c}{2\sqrt{k(m + m_a)}} \quad (20)$$

Em que  $m$  é a massa de todo o sistema que oscila e  $m_a$  é a massa adicional. Quando um corpo rombudo oscila, o fluido nas proximidades é deslocado. Massa adicional é a massa de fluido que está oscilando conjuntamente com o corpo, aumentando a inércia do sistema. Os outros parâmetros já foram previamente mencionados.

A equação do movimento apresentada em (15) reorganizada com os parâmetros adimensionais apresentados pode ser observada em (21). E em (22) é apresentada essa mesma equação (15) considerando os efeitos da massa adicional.

$$\ddot{y} + (4\pi\xi)\dot{y} + (4\pi^2)y = \frac{2}{\pi m^*}(U^*)^2 C_L \quad (21)$$

$$\ddot{y} + \left(4\pi\xi\sqrt{1 + \frac{C_A}{m^*}}\right)\dot{y} + \left(4\pi^2\left(1 + \frac{C_A}{m^*}\right)\right)y = C_L \frac{2(U_w^*)^2}{\pi m^*} \quad (22)$$

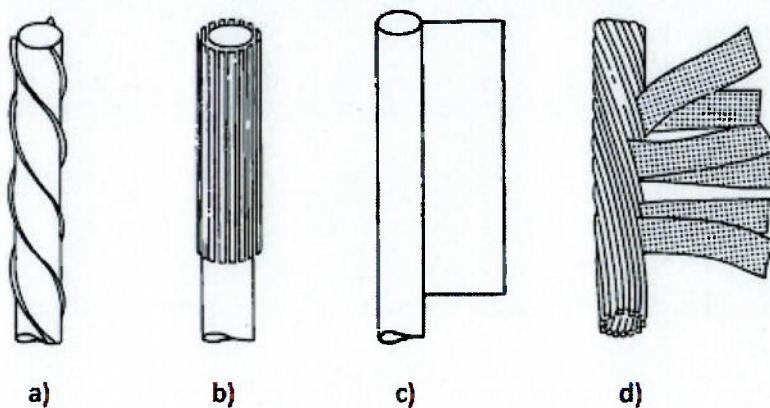
Nessas equações  $m^*$ , o parâmetro de massa, é a razão entre a massa de todo o sistema que oscila e o volume de fluido descolado pelo cilindro submerso.  $C_A$  é o coeficiente de massa adicional, que para cilindros é igual a 1. Por fim,  $C_L$  é o termo referente à força de excitação.

#### 4.2 SUPRESSÃO DA ESTEIRA DE VÓRTICES

A supressão da emissão de vórtices é algo desejado na maioria dos casos em que há a ocorrência de VIV. Segundo Blevins (1990), há quatro maneiras de se diminuir a emissão de vórtices:

1. Aumentando o amortecimento reduzido: Isso pode ser feito através do aumento da massa estrutural do corpo rombudo ou aumentando seu amortecimento estrutural.
2. Evitar a ressonância: Afastar a frequência de emissão de vórtices da frequência da estrutura pode ser uma maneira de evitar a ressonância e diminuir a vibração.

3. Alterar a seção transversal do corpo acompanhando as linha de fluxo de forma que o escoamento se separe menos da estrutura, diminuindo a emissão de vórtices e o arrasto.
4. Utilizando dispositivos de supressão como, por exemplo, o acoplamento de fitas, cintas helicoidais, divisores, ripas axiais, dentre outros formatos, pode-se diminuir a separação entre o fluido e a estrutura, de forma que o arrasto e a vibração sejam minimizados. Na figura X podem-se ver algumas dessas estruturas:



**Figura 6 – Na figura, podem se observar alguns dispositivos de supressão. São eles**  
**a) Cinta helicoidal      b) ripas axiais      c) separador      d) fitas. Fonte:**  
**Blevins(1990)**

Diversos foram os estudos em relação à supressão da esteira de vórtices. Berger (1967) descobriu que a vibração de um cilindro ovalado podia diminuir a emissão de vórtices.

Strykowski e Sreenivasan (1990) através de estudos utilizando modelos físicos e computacionais propuseram que o posicionamento correto de um cilindro bem menor próximo ao cilindro principal poderia ser capaz de reduzir a esteira de vórtices. Segundo eles, a presença desse segundo cilindro seria capaz de reduzir a taxa de crescimento das perturbações geradoras do desprendimento dos vórtices.

Também foi concluído que este cilindro deve estar perto do cilindro principal para que tenha eficácia, denotando a característica local do fenômeno.

Marquet *et al* (2008) elaboraram uma análise de sensibilidade para verificar como a alteração no fluxo básico podem afetar propriedades de estabilidade do escoamento, numa abordagem global da teoria linear de estabilidade. No seu estudo, também foi investigado a possibilidade de se modelar um pequeno cilindro controlador como uma força constante e contrária ao fluxo. Como resultado, foram identificadas regiões do fluxo mais sensíveis à perturbações. O cilindro controlador, em tese, pode ser modelado por uma força constante pois devido ao seu tamanho diminuto, consequentemente o número de Reynolds é baixo e a sua esteira é praticamente nula. Através da análise de sensibilidade, foi encontrado o local onde esta força constante poderia gerar maior influencia na supressão dos vórtices e o resultado foi condizente com os experimentos tocados por Strykowski e Sreenivasan (1990).

Patino *et al* (2017), elaboraram uma análise de sensibilidade para avaliar o controle da esteira de vórtices. Neste caso, foram testados também a rotação de pequenos cilindros controladores. Foi verificado em qual região, aplicada uma força constante, produz uma maior variação no autovalor mais instável. No caso do cilindro fixo, a força é oposta ao vetor de velocidade presente no escoamento base. Para os cilindros rotativos, a força produzida possui dois componentes: uma oposta à velocidade do fluxo base e outra perpendicular à ela. Utilizando os mapas de sensibilidade à essa força, foi identificada a melhor região para o posicionamento dos cilindros controladores. A distância mínima apropriada para colocar os cilindros de controle foi de  $\frac{g}{D} = 0,07$ , em que  $g$  é a distância do cilindro principal e  $D$  é o diâmetro do cilindro principal. Neste estudo a razão de diâmetros, escolhida a partir da análise de sensibilidade, entre o cilindro principal e os controladores foi de 0,06. Uma conclusão importante foi a de que para o controle passivo (cilindros fixos), os controladores não devem ficar próximos à camada limite do cilindro principal.

Zhu e Gao (2017) avaliaram o efeito da direção da rotação de pequenos cilindros controladores na supressão da esteira de vórtices. Dois cilindros supressores, com razão de diâmetro de  $0,06D$  em relação ao cilindro maior e

distância de 0,09D do cilindro principal foram utilizados para o experimento. Colocados nessa posição, a supressão ocorre de maneira satisfatória mesmo com os cilindros fixos e o melhor sentido de rotação encontrado foi o dos dois cilindros rodando para dentro em sentidos opostos.

#### **4.3 FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL E MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS**

A fluidodinâmica computacional, mais comumente referida pela sigla em inglês CFD (*Computational Fluid Dynamics*) é de forma resumida a simulação de modelos matemáticos do escoamento através de técnicas computacionais.

As equações que regem os comportamentos dos fluidos resultam de conceitos físicos básicos, como a conservação de massa e a conservação de momento. A equação de Navier-Stokes, nada mais é do que uma derivação desses conceitos. No entanto, a equação de Navier-Stokes requer a solução de equações diferenciais parciais que não podem ser resolvidas analiticamente na maioria dos casos. Para contornar esse problema, é necessário discretizar essas equações de forma a possibilitar a solução numérica do problema. Além da componente temporal das equações, que é discretizada ao se dividir a equação em pequenas porções do tempo (passo temporal) o espaço também é discretizado. Desta forma, o domínio é dividido em pequenas porções. Esta divisão é o que forma a malha.

Um dos problemas encontrados ao tratar o escoamento com elementos finitos é o fato de que para muitas aplicações pode ser necessário o cálculo de uma superfície livre, como por exemplo, o escoamento ao redor de navios, estruturas submersas. O objeto de estudo deste trabalho se encaixa nessas condições. O cilindro e os supressores a serem simulados são superfícies livres dentro do escoamento.

Segundo Zienkiewicz (1990) um dos desafios é o fato da posição da superfície livre não ser conhecido a priori e esta deve ser determinada durante a computação da solução. Dentre os diversos métodos de se lidar com as superfícies livres, eles podem ser divididos em três: Métodos puramente lagrangianos, métodos Eulerianos e a formulação Arbitrária Lagrangiana-Euleriana (ALE)

Em linhas Gerais, no método lagrangeano as equações são escritas para partículas continuamente se movendo com o tempo de forma que a malha deve se mover junto com o escoamento. No entanto, a posição da superfície livre tem de ser continuamente atualizada durante o movimento do fluido. No método Euleriano, a malha e os contornos do problema tem suas posições fixas de forma que o método deve possuir um algoritmo extra para rastrear a posição da superfície livre.

O método ALE fornece uma alternativa ao combinar os métodos Langrangiano e Euleriano, mantendo suas vantagens e mitigando suas desvantagens. Zienkiewicz exemplifica, em termos de variáveis primitivas, a escrita da equação de continuidade(uma das componentes das equações de Navier-Stokes) em uma implementação de uma malha ALE:

Equação da Continuidade geral:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (23)$$

Utilizando a formatação ALE:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + (u_i - u_{gi}) \frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \rho \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (24)$$

O termo novo ( $u_i - u_{gi}$ ) corresponde à implementação do método ALE. Sendo que  $u_i$  é a velocidade do fluido e  $u_{gi}$  é a velocidade da malha. De forma que caso a velocidade da malha seja 0 a equação se torna uma abordagem euleriana e caso a velocidade da malha seja igual à velocidade do fluido a equação se torna tipicamente lagrangiana.

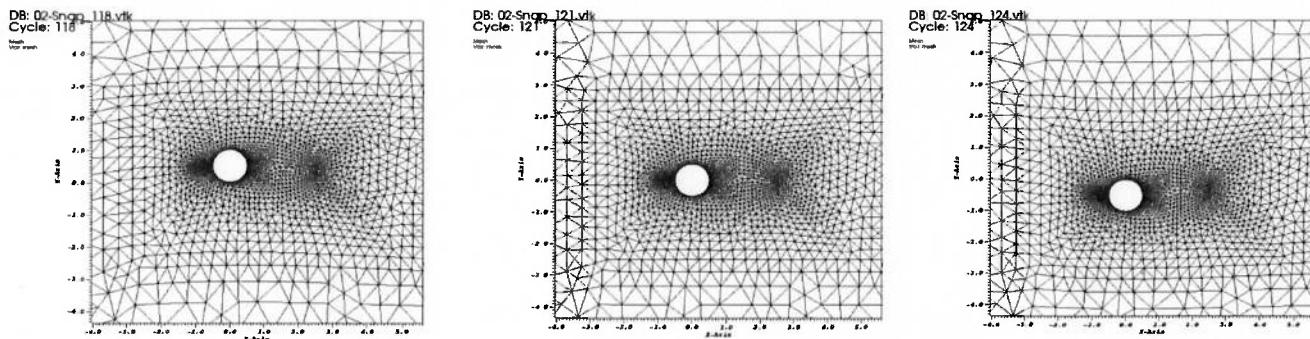
## 5 METODOLOGIA

Neste capítulo será apresentada a metodologia aplicada neste trabalho. A primeira seção apresentará considerações gerais que permeiam todo o escopo do trabalho. Em seguida, é feita uma divisão entre como será feita a avaliação da intensidade dos vórtices e como é feita a avaliação da diminuição da vibração.

### 5.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

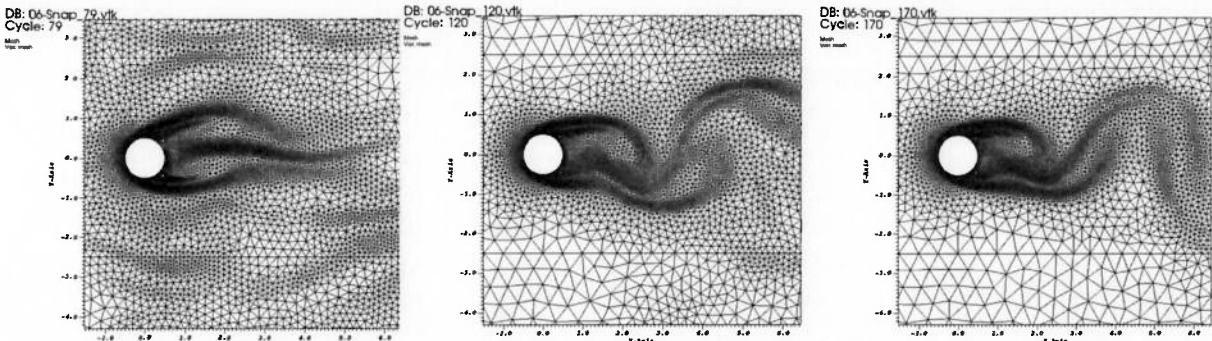
O estudo de um escoamento de fluido pode ser feito experimentalmente ou numericamente. Este trabalho se propõe a simular numericamente o fenômeno do escoamento ao redor de um cilindro. Para tal as equações diferenciais discretizadas para a solução do problema serão resolvidas pelo software FreeFem++. Um software capaz de resolver equações diferenciais parciais de sistemas não lineares 2D ou 3D.

Serão realizadas simulações aplicando método de elementos finitos utilizando uma malha do tipo ALE. Na figura 7 é mostrado um exemplo da malha. Pode-se perceber a sua alteração com a movimentação do cilindro.



**Figura 7 – Malha computacional para o cilindro em movimento. A imagem à esquerda mostra o momento de amplitude máxima positiva, ao centro a posição de repouso e à direita a amplitude máxima negativa. É possível perceber nesta imagem a movimentação da malha para acompanhar o cilindro.**

A principal motivação da utilização desse tipo de malha pode ser observada na figura 8. Aqui pode-se ver nitidamente a deformação de malha causada pelos cilindros supressores.



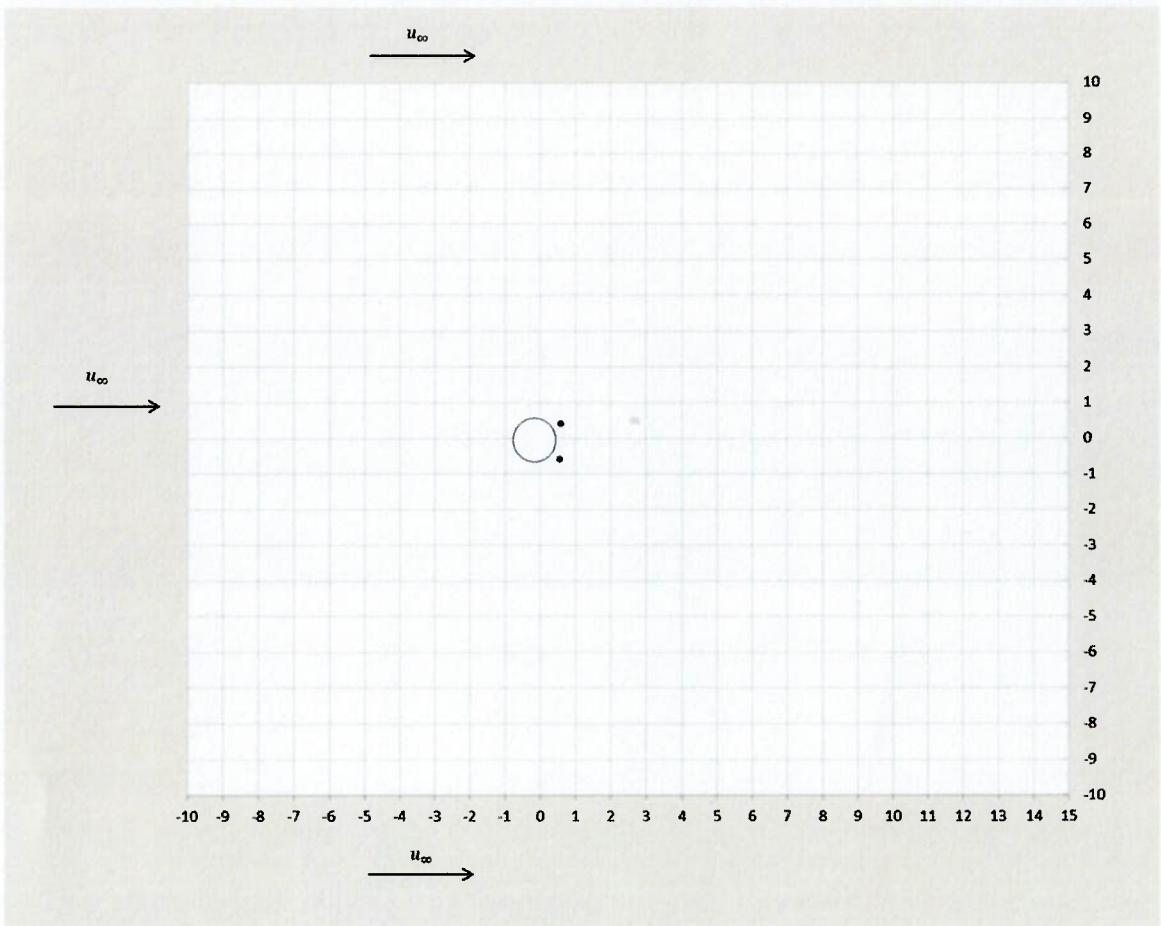
**Figura 8 – Malha computacional para o cilindro fixo com a presença de supressores vibrando. Aqui é possível perceber a deformação da malha para acompanhar as regiões de maior movimentação do escoamento.**

Antes de descrever as simulações, vale ressaltar que todos os parâmetros a serem analisados são adimensionais e as unidades dos parâmetros de entradas são irrelevantes para este trabalho. O ambiente de simulação consiste em um retângulo de 20 unidades por 25, com um cilindro de uma unidade de diâmetro cujo centro está posicionado nas coordenadas (0,0). A figura 9 demonstra uma representação do ambiente de simulação principal. Em alguns dos casos simulados, pode haver a presença de pequenos cilindros para a supressão da esteira de vórtices. Estes cilindros estão simetricamente posicionados a uma distância de  $0,09D$  (sendo  $D$  o diâmetro do cilindro principal) e a  $45^\circ$  da linha que passa pelo centro do cilindro principal perpendicular à horizontal. Tal escolha de posicionamento e tamanho dos cilindros controladores se baseou nos trabalho de Patino *et al* (2017) e Zhu e Gao (2017) cujas atribuições foram mencionadas na revisão bibliográfica. No esquema, os supressores são representados por pequenos pontos próximos ao cilindro principal. A tabela 1 apresenta uma sumarização da constituição dos conjuntos simulados. O cilindro principal pode ser fixo ou pode vibrar e os cilindros supressores podem estar presentes ou não. Sendo que podem acompanhar a movimentação do cilindro principal ou vibrar independentemente com frequência definida. Serão testadas duas frequências de vibração dos cilindros supressores: uma de aproximadamente à frequência de emissão dos vórtices e a outra de aproximadamente o dobro da primeira.

Conjunto	Cilindro Principal		Cilindros Supressores			
	Fixo	Em movimento	Não Contém	Fixos	Acompanhando o Cilindro principal	Vibração Independente
1	✓		✓			
2	✓			✓		
3		✓	✓			
4		✓			✓	
5	✓					✓

Tabela 1 – Resumo da constituição dos conjuntos para simulação.

O tempo total de simulação é de 200 segundos, com o passo de tempo podendo variar de 0,01 até 0,05. A velocidade de entrada é de  $U_\infty$ . O número de Reynolds utilizado para as simulações é de 150. Por fim, a densidade do fluido é 1, a velocidade  $U_\infty = 1$ . A viscosidade utilizada não é unitária, ela é definida como sendo  $\mu = \frac{1}{Re} = 6.667 * 10^{-3}$ . A razão de massa  $M^*$  é igual a 4 e o fator de amortecimento  $\xi$  é igual a 0,001. Isto é importante para que o coeficiente de Reynolds seja o mesmo para todos os experimentos e que esteja em uma região onde haja formação de vórtices de maneira alternada e na transição entre o início do desprendimento de vórtices turbulentos (Blevins, 1990).



**Figura 9: Esquema do ambiente de simulação.**

Como resultado de saída das simulações serão gerados dados sobre a força de arrasto e de sustentação no cilindro principal (Força paralela e transversal ao fluxo) e da posição a cada instante do cilindro principal. Para cada simulação também serão geradas 500 imagens, retratando ao longo do tempo os campos de velocidade, vorticidade e pressão do escoamento.

A atuação dos cilindros supressores será avaliada através da sua capacidade de alterar a intensidade do vórtice e da vibração. A figura 10 apresenta uma esquematização da metodologia aplicada para a realização do estudo.



**Figura 10:** Esquematização da metodologia aplicada

## 5.2 AVALIAÇÃO DA INTENSIDADE DOS VÓRTICES

O primeiro teste é o da capacidade de diminuir a intensidade dos vórtices. Será analisada a intensidade das forças atuantes no cilindro. Para esta situação, o modelo de referência é o conjunto 1. Por ser o caso mais simples possível é o primeiro teste a ser realizado. Neste caso, a velocidade reduzida testada é de  $U^* \cong 5$ . A validação deste caso será feita comparando com referências da literatura o coeficiente de arrasto médio  $C_D$ , a média quadrática do coeficiente de sustentação  $C_{LRMS}$  e o número de Strouhal. Após a validação esses dois coeficientes serão comparados aos resultados obtidos com a simulação dos conjuntos 2 e 5.

### **5.3 AVALIAÇÃO DA DIMINUIÇÃO DA VIBRAÇÃO**

Para avaliar a diminuição da vibração e a validação da malha ALE, a referência é o conjunto 3. Serão simuladas duas velocidade reduzida  $U^* \cong 5,26$  e  $U^* \cong 8$ . Estas velocidades reduzidas foram escolhidas pois de acordo com Khalak e Willimason(1999) a resposta da amplitude do cilindro para a velocidade reduzida apresenta duas curvas distintas, o ramo inicial e o ramo inferior. Portanto, a primeira velocidade reduzida se encontra no ramo inicial e a segunda no ramo inferior. A amplitude reduzida  $A^*$  será um parâmetro para a validação assim como a razão de frequências  $f^*$ . A comparação com a referência será feita com o conjunto 4 através da avaliação da variação da amplitude e do coeficiente de arrasto.

## 6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo, a primeira parte tratará da validação dos modelos de referência e a segunda da comparação e discussão dos resultados dos supressores.

### 6.1 VALIDAÇÃO DOS MODELOS DE REFERÊNCIA

Nesta seção serão apresentadas as validações dos modelos de referência. Primeiro será feita a validação do cilindro fixo, através dos coeficientes de arrasto, dos coeficientes de sustentação e do número de Strouhal. Posteriormente, serão analisadas a razão de frequência e a amplitude reduzida para o cilindro oscilando.

#### 6.1.1 Cilindro fixo

Por ser o caso mais simples, o passo de tempo utilizado foi o menor. A simulação foi de 200 segundos de fluxo com um passo temporal de 0,01 segundos, totalizando 20.000 medições. Para validação com a literatura foram utilizados três parâmetros:  $C_D$ (Coeficiente de arrasto médio),  $C_{L_{RMS}}$  (Média Quadrática do coeficiente de sustentação) e S (número de Strouhal).

O coeficiente de arrasto é calculado através da seguinte equação (khalak 1999):

$$C_D = \frac{F_x}{\frac{1}{2} \rho U^2 D} \quad (25)$$

Sendo que  $F_x$  é a média do coeficiente de arrasto,  $\rho$  é a densidade do fluido,  $U$  é a velocidade do escoamento, e  $D$  é o diâmetro do cilindro.

Este parâmetro será comparado com os resultados obtidos por Henderson(1995). Em seu trabalho, Henderson analisou a mudança abrupta das forças de arrasto quando os vórtices começam a se desprender. Para tal, foram utilizadas simulações computacionais de alta resolução para obter as forças de arrasto devido às forças viscosas, ou seja, devido à fricção e a componente ocasionada pela pressão. Essas duas forças somadas correspondem ao coeficiente de arrasto total. O resultado foi uma curva relacionando o coeficiente de arrasto com o número de Reynolds. Para um fluxo 2D passando por um cilindro com geração de

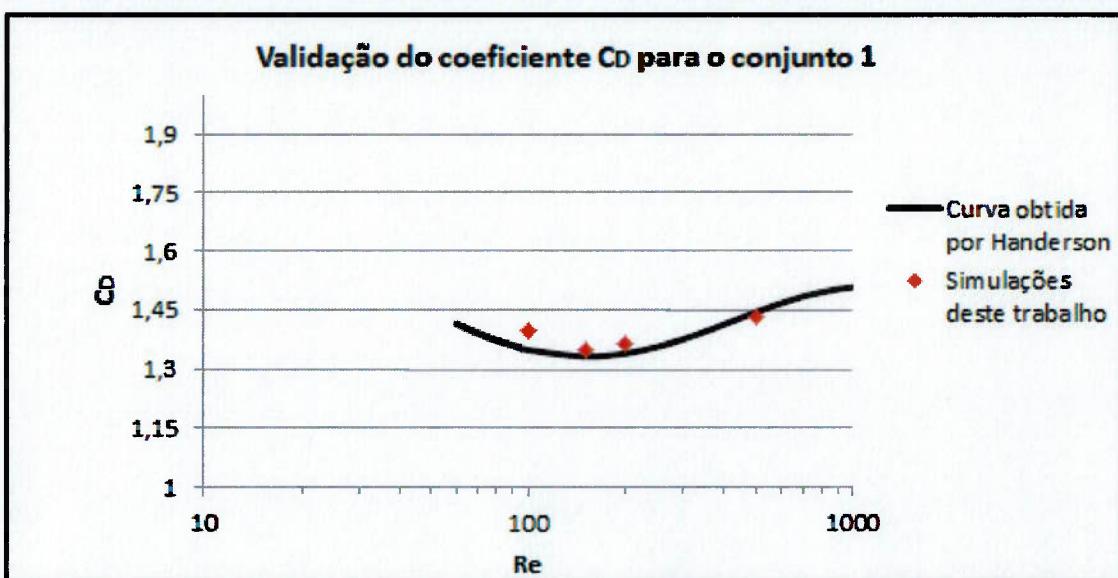
vórtices, a equação encontrada foi a seguinte, sendo que  $C_{D_f}$  é o componente friccional do arrasto e  $C_{D_p}$  o componente de pressão :

$$C_{D_f} = 1,4114 - 0,2668 \cdot Re^{0,1648} e^{-0,00338} \quad (26)$$

$$C_{D_p} = \frac{2,5818}{Re \ 0,4369} \quad (27)$$

$$C_d = C_{D_f} + C_{D_p} \quad (28)$$

A figura 11 demonstra os resultados obtidos com o atual experimento e os obtidos utilizando a equação encontrada por Handerson. Nota-se a pequena variação percentual entre os resultados obtidos da literatura e os desse presente trabalho. Também vale salientar que o comportamento e a tendência dos pontos obtidos neste trabalho são semelhantes aos obtidos os Handerson.



**Figura 11 – Gráfico com os resultados da validação do coeficiente  $C_D$  para o conjunto 1.**

Re	$C_D$		
	Handerson	Experimento atual	Diferença %
100	1,3500	1,3944	3,19%
150	1,3334	1,3502	1,25%
200	1,3412	1,3629	1,59%
500	1,4452	1,4361	-0,64%

**Tabela 2 – Tabela com os resultados da validação do coeficiente  $C_D$  para o conjunto 1.**

Para a validação do coeficiente de sustentação e do número de Strouhal, será utilizado o trabalho de Norberg (2003). Em seu trabalho, Norberg fez uma revisão dos dados experimentais na literatura em cilindros fixos submetidos a um escoamento, além de fornecer novos dados experimentais e através dos dados próprios e provenientes da literatura Norberg (2003) propôs as seguintes equações de correlação para o cálculo de  $C_{L_{RMS}}$  e do número de Strouhal S. Tais equações funcionam para um sistema em 2D para o seguinte intervalo:  $47 \leq Re \leq 200$ .

$$S = 0.2663 - \frac{1.019}{\sqrt{Re}} \quad (29)$$

$$C_{L_{RMS}} = \left( \frac{\varepsilon}{30} + \frac{\varepsilon^2}{ay} \right)^{0,5} \quad \text{sendo que } \varepsilon = \frac{(Re - 47)}{47} \quad (30)$$

O cálculo do coeficiente de sustentação  $C_L$  é dado pela equação 31 e, dado à natureza oscilatória do fenômeno, o dado relevante a ser comparado é a raiz quadrática média do coeficiente de sustentação.

$$C_L = \frac{Fy}{\frac{1}{2} \rho U^2 D} \quad (31)$$

$$C_{L_{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (C_{Li} - \bar{C}_L)^2} \quad (32)$$

A tabela 3 apresenta uma comparação dos dados experimentais e os de Norberg (2003). Para esses dois parâmetros os resultados obtidos foram satisfatórios para a validação, tanto pela proximidade quanto por apresentar as mesmas tendências de crescimento ou diminuição de acordo com Re.

Re	S			CL <sub>rms</sub>		
	Simulação	Norberg	Diferença	Simulação	Norberg	Diferença
100	0,1691	0,1644	3%	0,2833	0,2274	20%
150	0,1862	0,1831	2%	0,3627	0,3555	2%
200	0,1976	0,1942	2%	0,4988	0,4757	5%

Tabela 3: Comparação dos dados deste experimento de S e CL<sub>RMS</sub> com os dados da literatura. Nota-se uma diferença dentro do aceitável e um comportamento de crescimento e diminuição adequados.

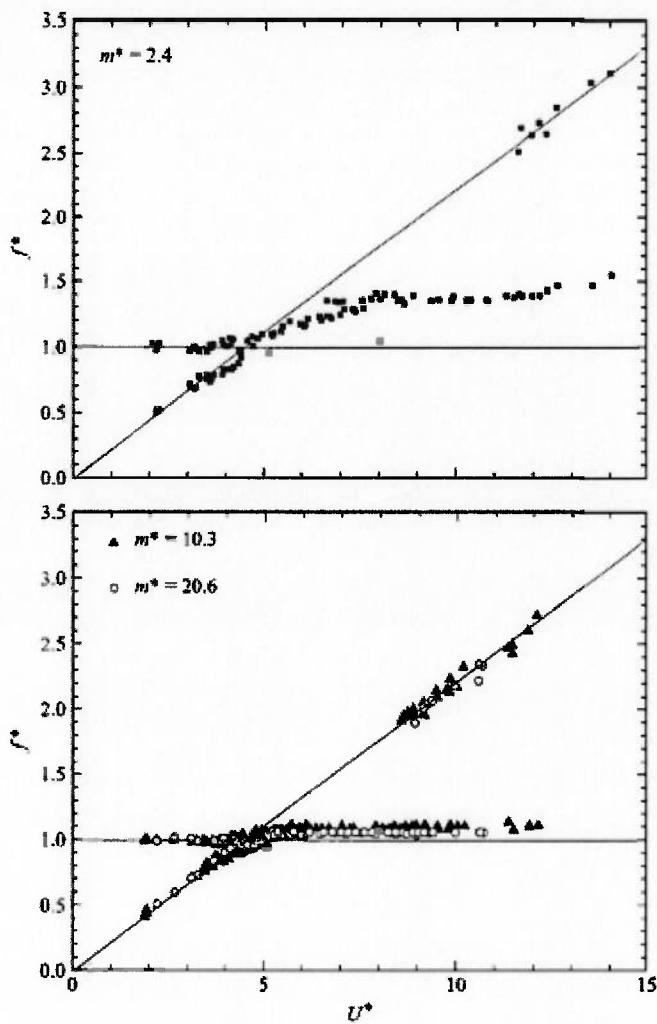
### 6.1.2 Cilindro Oscilando

Para garantir que a vibração do cilindro esteja sendo representada satisfatoriamente pelo modelo se faz necessária a validação de parâmetros que caracterizam o movimento oscilatório. O primeiro parâmetro é a amplitude reduzida A\* e posteriormente a razão de frequências.

Segundo Meneghini (2002), em um compilado de estudos acerca do assunto, simulações numéricas utilizando método espectral e método dos volumes finitos,

para Reynolds na faixa de  $100 < Re < 200$  geraram uma amplitude máxima na faixa de  $0.59 < A^*_{\max} < 0,65$ . Neste experimento, a amplitude máxima observada foi de 0,534. Essa diferença pode ser explicada por diferenças no amortecimento reduzido, que segundo Williamson e Govardhan (2008) quanto maior esse parâmetro menor será a amplitude. No caso da revisão feita por Meneghini, o menor valor de  $A^*$  possuía amortecimento reduzido igual a 0, enquanto neste experimento é de 0,004. Ainda vale salientar que estes estudos da literatura indicam apenas a amplitude máxima, de forma que os valores obtidos neste experimento estão satisfatórios para a validação do modelo.

Quanto à frequência, a figura 12, obtida por Khalak e Williamson (1999), demonstra a variação de  $f^*$  pela velocidade reduzida. Os pontos em vermelho inseridos no gráfico representam os valores encontrados neste estudo. Embora a massa reduzida seja diferença, percebe-se que os valores permanecem entre 1 e 1,5 para  $m^* = 2,4$  e tendem a ficar mais próximos à 1 conforme se aumenta  $m^*$ . Esta validação demonstra que a frequência de oscilação do corpo se conforma de maneira satisfatória no modelo proposto.



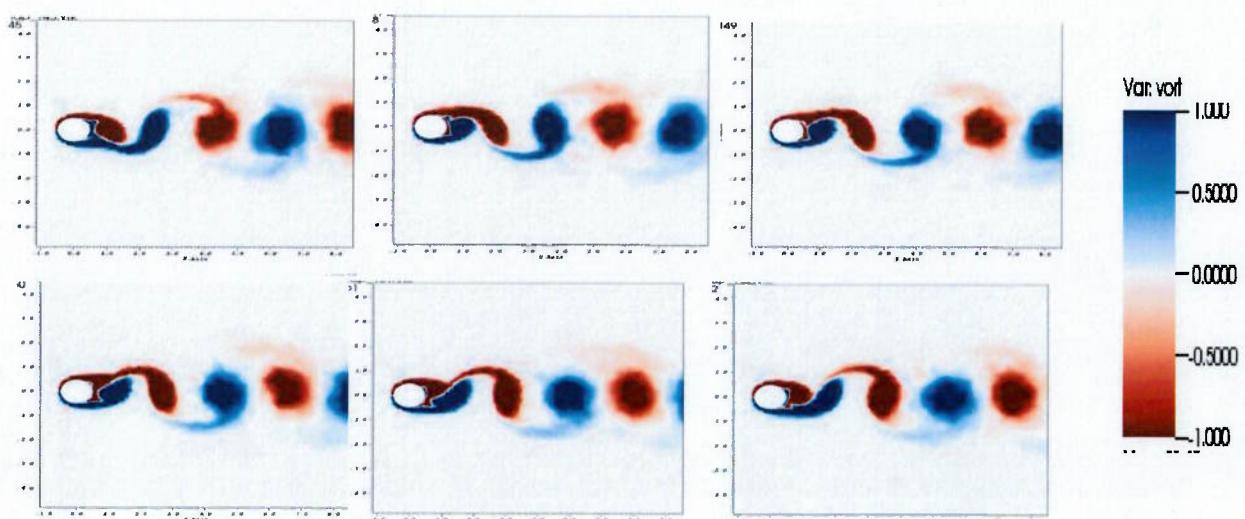
**Figura 12 – Gráfico da razão de frequências obtido por Khalak e Williamson (1999).**

**Os pontos em vermelho representam os resultados obtidos neste estudo para  $m^* = 4$ . Fonte: Khalak e Williamson (1999)**

## 6.2 INTENSIDADE OS VÓRTICES

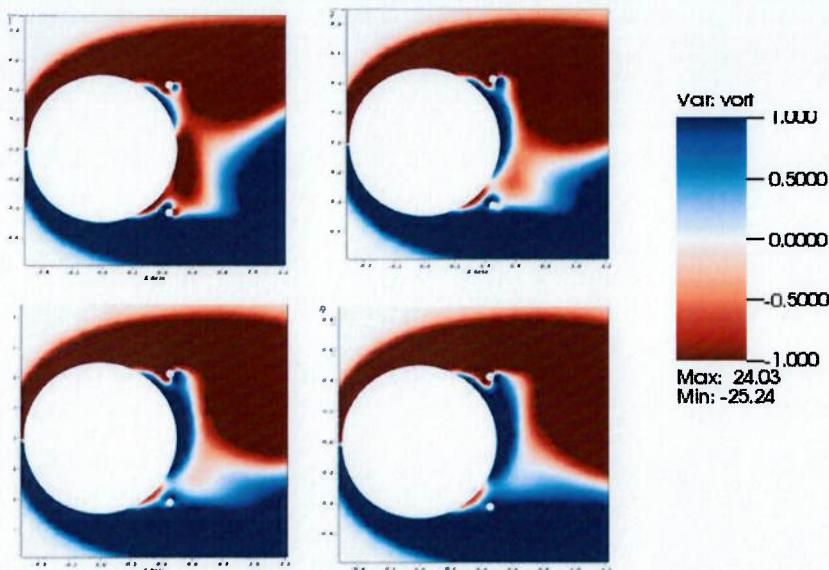
Nesta seção serão apresentados os resultados referentes à análise de intensidade dos vórtices. Conforme mencionado no capítulo sobre metodologia, para essa análise serão comparados os conjuntos com cilindros fixos, sendo eles os conjuntos 1, 2 e 5. Para o conjunto 5, conforme mencionado na metodologia serão simuladas duas frequências de vibração para os cilindros supressores. O caso 5.1 se refere à frequência de vibração próxima à frequência de emissão dos vórtices e o caso 5.2 à frequência igual a duas vezes a magnitude da frequência no caso 5.1.

Na figura 13 pode-se observar o mecanismo de desprendimento de um vórtice para o conjunto 1.



**Figura 13 – Mecanismo de desprendimento de vórtices para o conjunto 1. A variável observada é a vorticidade.**

A figura 14 apresenta em detalhes o mecanismo de desprendimento de vórtice para o conjunto 5. Nela pode ser observada a alteração causada pelo supressor, ao modificar o formato da camada cisalhante.



**Figura 14 – Detalhes do mecanismo de geração de vórtices para o conjunto 5.**

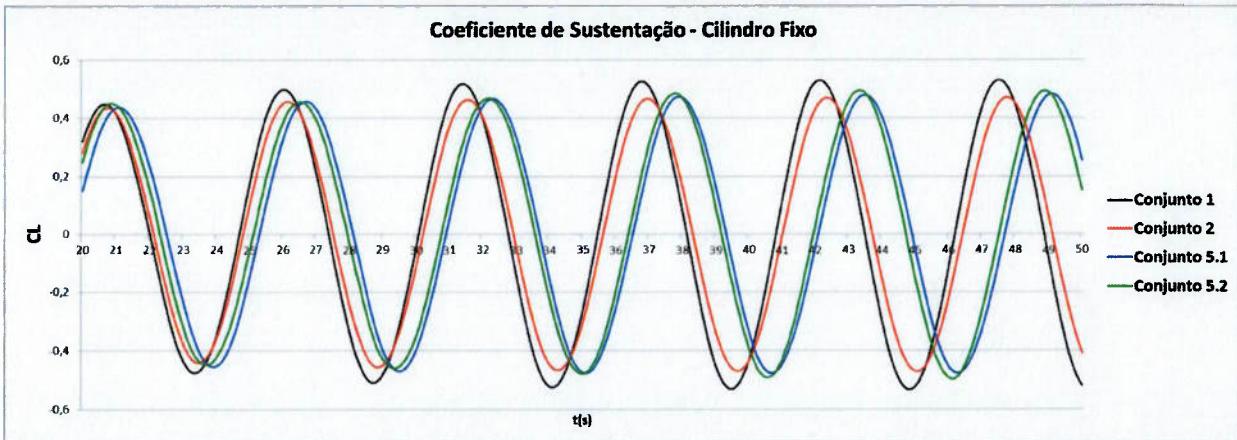
### 6.2.1 Coeficiente de Sustentação

O coeficiente de sustentação é uma das principais medidas para a avaliação da vibração induzida por vórtices. Os resultados demonstraram uma diminuição na magnitude do coeficiente de sustentação quando o conjunto possuía os cilindros supressores de vórtices. A tabela 4 apresenta alguns dos resultados.

	1	2	5.1	5.2
CL RMS	0,3627	0,3280	0,3332	0,3389
Diferença	-	-10,61%	-8,87%	-7,05%
Amplitude	0,5328	0,4720	0,4860	0,4973
Diferença	-	-12,89%	-9,64%	-7,15%

**Tabela 4 – Resultados acerca dos coeficientes de sustentação RMS e amplitude do  $C_L$ .**

A redução da ordem de 10% nos casos com os supressores representa uma confirmação da eficácia de supressão. Por outro lado, a vibração dos cilindros supressores piorou a supressão. Uma hipótese para explicar esse fenômeno é a de que os cilindros atrapalham a formação e desprendimento dos vórtices. No figura 15 pode-se observar uma série temporal do coeficiente de sustentação  $C_L$ .



**Figura 15 – Série temporal do coeficiente de sustentação para os cilindros principais fixos.**

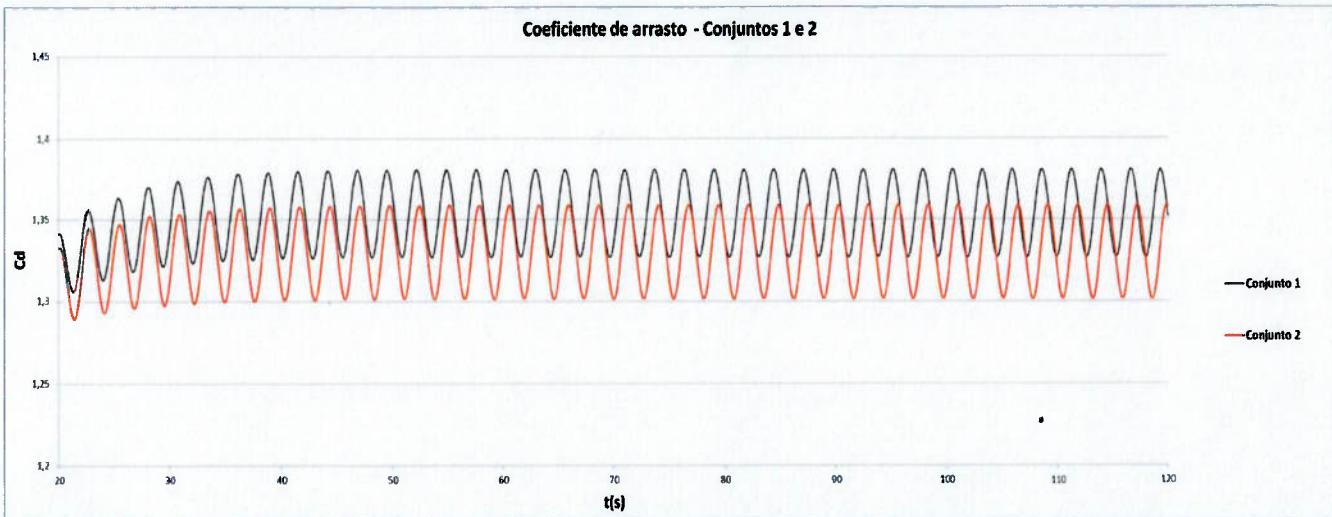
### 6.2.2 Coeficiente de Arrasto

Para o coeficiente de arrasto, poucas variações foram encontradas nas características médias do coeficiente de arrasto. A tabela 5 mostra um comparativo dos coeficientes de arrasto médio para cada um dos casos.

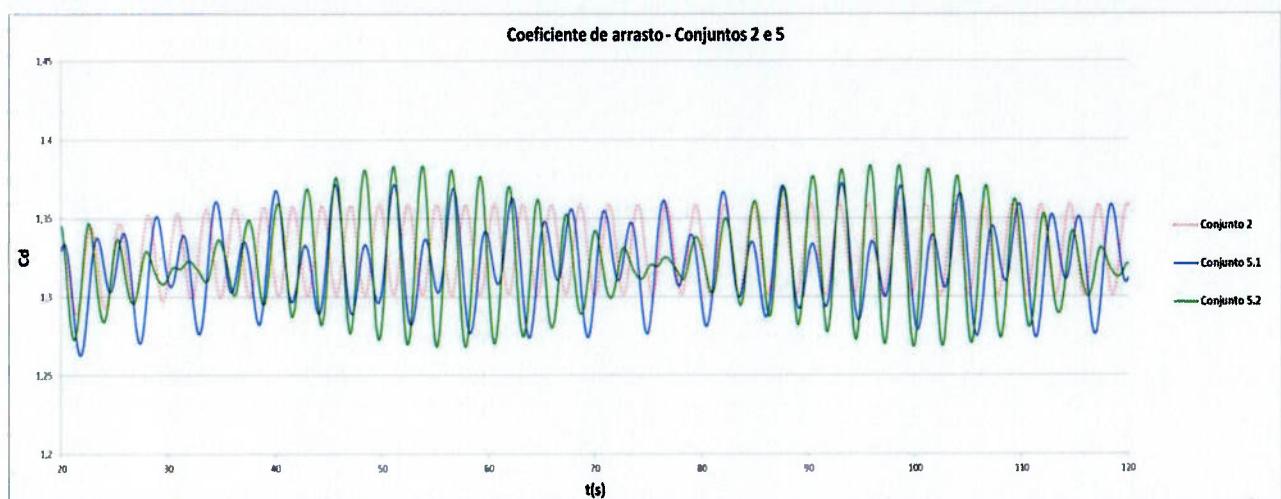
	1	2	5.1	5.2
Cd médio	1,3502	1,3288	1,3358	1,3389
Diferença	-	-1,61%	-1,08%	-0,85%
Amplitude	0,0378	0,0352	0,0548	0,0578
Diferença	-	-7,48%	30,98%	34,61%

**Tabela 5 – Coeficiente de arrasto médio dos conjuntos fixos.**

Percebe-se uma redução pequena para os casos com cilindros supressores. Sendo que os casos com vibração nesses cilindros a redução de  $C_D$  foi menor ainda. Essa pequena redução pode ser explicada pelo fato de que a maior parte do coeficiente de arrasto é causada pelo fluxo à montante do cilindro principal, de forma que o fluxo a jusante e por consequência os cilindros supressores pouco reduzem as forças paralelas ao fluxo. Nas figuras 16 e 17, pode se observar uma série temporal dos coeficientes de arrasto.



**Figura 16 – Comparação entre o coeficiente de arrasto dos conjuntos 1 e 2.**



**Figura 17 – Comparação entre o coeficiente de arrasto dos conjuntos 2 e 5.**

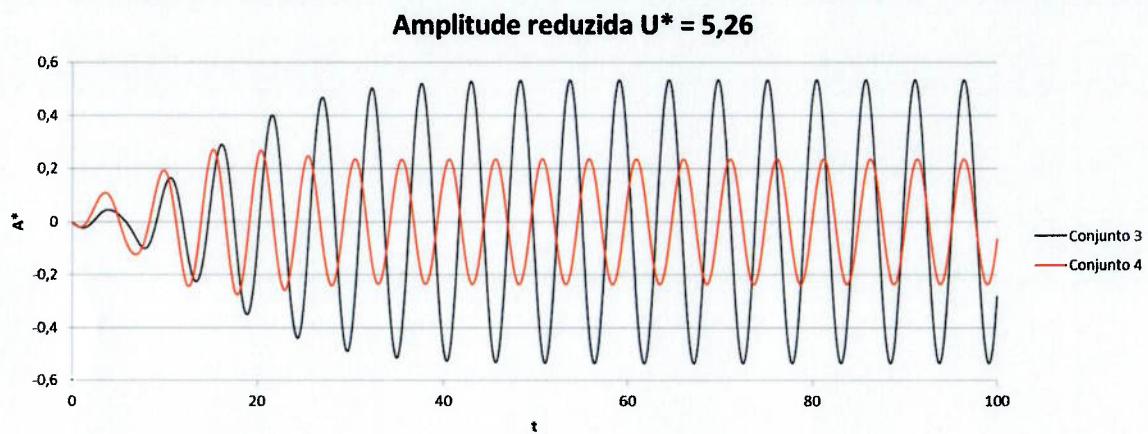
Algo a se notar da análise dos gráficos 1 e 2 é que apesar das vibrações nos cilindros supressores alterarem pouco a média do coeficiente de arrasto, há uma alteração na maneira como as séries temporais de  $C_D$  se comportam. Tanto o caso 5.1 quanto o 5.2 apresentam um aumento na amplitude em relação ao caso de referência e ambos os casos (mais evidente no caso 5.2) apresentam uma variação periódica na amplitude.

## 6.3 AVALIAÇÃO DA VIBRAÇÃO

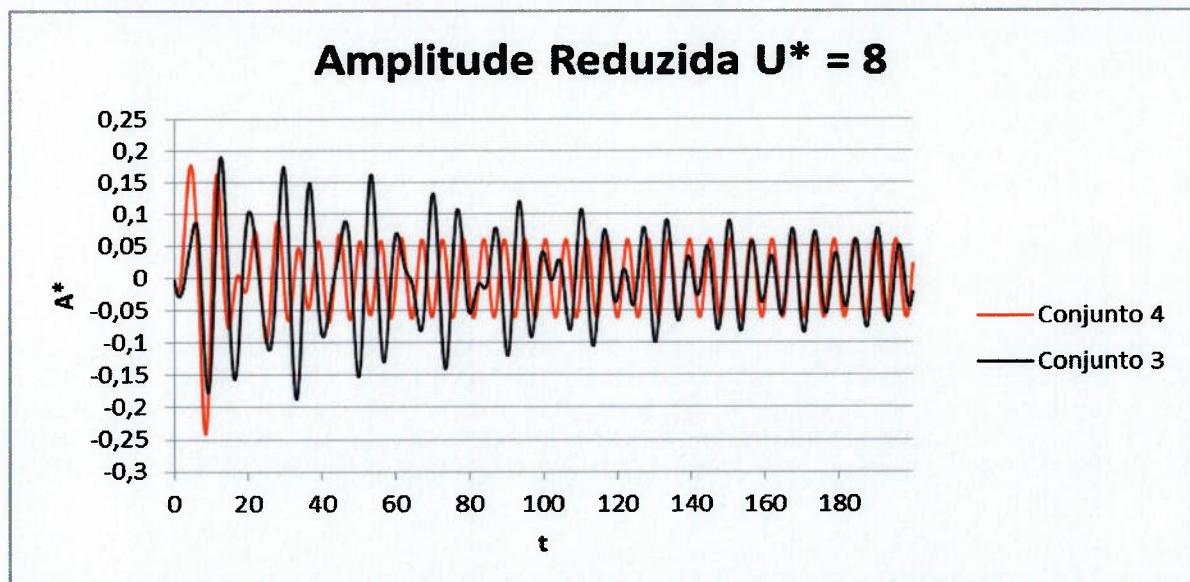
Nesta seção, será avaliada a atuação dos supressores na diminuição da vibração. Os principais parâmetros a serem analisados é a frequência de emissão de vórtices e a amplitude reduzida.

### 6.3.1 Amplitude reduzida

Para medir o efeito dos cilindros supressores na vibração do cilindro principal, um dos parâmetros a serem calculados é a variação da amplitude reduzida. As figuras 18 e 19 mostram a variação da amplitude reduzida para  $U^* = 5,26$  e  $U^* = 8$  respectivamente.



**Figura 18 – Série temporal da amplitude reduzida para os conjuntos 3 e 4 em velocidade reduzida  $U^* = 5,26$**



**Figura 19 – Série temporal da amplitude reduzida para os conjuntos 3 e 4 com velocidade reduzida  $U^* = 8$**

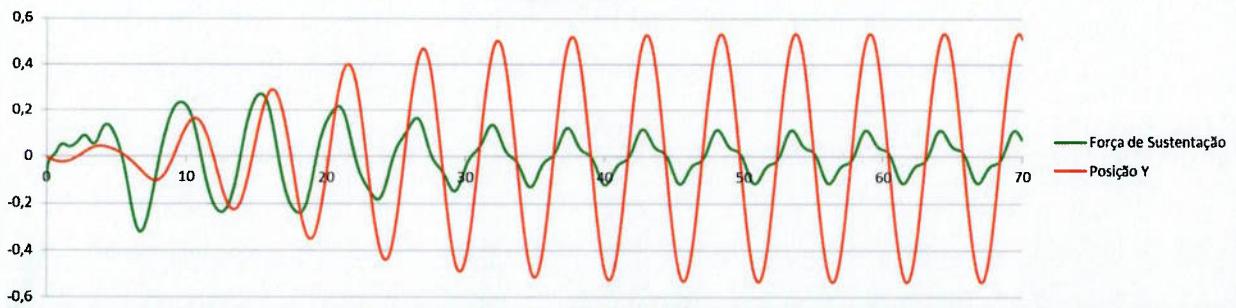
Pela análise dos gráficos, percebe-se que a amplitude reduzida foi menor para ambos os casos com a presença dos cilindros supressores. Em contra partida, observando os valores de  $C_{Lrms}$ , mostrados na tabela 6, percebe-se que a variação de  $A^*$  não se explica pela redução de  $C_{Lrms}$ . O coeficiente de sustentação mudou muito pouco e foi até maior nos casos com supressores, o que leva à hipótese de que a redução da amplitude se deu majoritariamente pela alteração no regime de transferência de energia, de forma que a frequência do movimento do cilindro principal e a frequência das forças atuantes no cilindro. A figura 20 mostra a diferença de fase entre a força e movimentação do cilindro.

$U^*$	Conjunto	$C_{Lrms}$
5,26	3	0,1705
	4	0,1737
8	3	0,1953
	4	0,2399

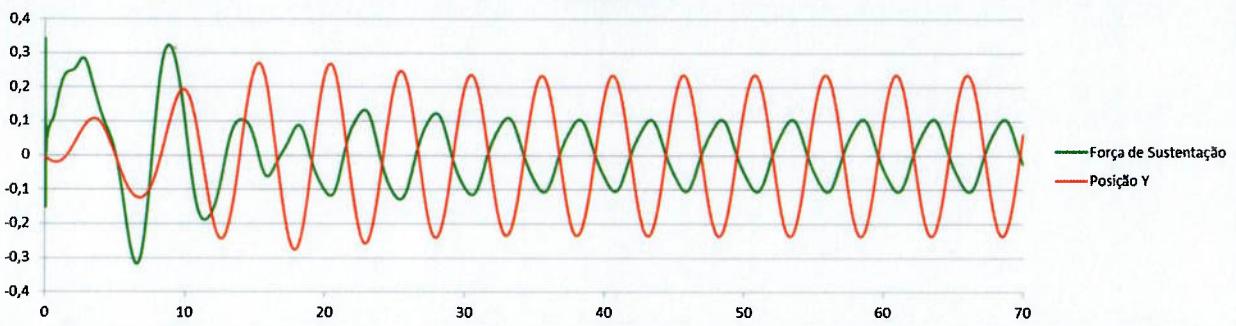
**Tabela 6 – Resultados do coeficiente  $C_{Lrms}$  para os conjuntos 3 e 4.**

**Diferença de Fase entre a força e a movimentação do cilindro  $U^* = 5,26$**

**Conjunto 3**



**Conjunto 4**



**Figura 20 - Série temporal demonstrando a diferença de fase entre a movimentação do cilindro e a força de sustentação atuante nele.**

A análise da figura 20 corrobora a ideia de que a diferença de fase foi a principal causadora da diminuição da amplitude de movimento no cilindro. Para o conjunto 3, força e movimentação estão próximos de sincronia. A adição dos cilindros supressores fez com que a sincronia entre a força e a movimentação fosse quebrada, de forma que neste caso estão em fase oposta.

## **7 CONCLUSÕES**

A proximidade entre os resultados dos casos de referência e os dados da literatura validou a capacidade do modelo de simular o escoamento ao redor do cilindro.

A atuação dos supressores foi analisada com base nos principais parâmetros de interesse: Para o cilindro fixo, a atuação das forças e a frequência de emissão de vórtices. Para o cilindro vibrando a amplitude de movimento.

No cilindro fixo, a adição dos supressores proporcionou uma redução das forças atuantes. Neste caso, ao comparar a atuação dos supressores fixos ou vibrando foi observado que a vibração apresentou uma redução menor da intensidade dos vórtices. Este é um indicativo de que a vibração dos supressores não é uma maneira eficiente de supressão dos vórtices.

Com o cilindro vibrando, a principal alteração observada foi na amplitude de vibração, em que os conjuntos contendo o cilindro supressor reduziram a amplitude, principalmente para a velocidade reduzida de 5,26. No entanto, ao analisar a força de sustentação observou-se que a redução na amplitude foi causada principalmente pela diferença de fase entre a força e o movimento do cilindro.

Neste experimento foi testado apenas uma posição e duas frequências de vibração para os cilindros supressores, como sugestão para próximos trabalhos acerca do tema pode-se testar novas configurações de cilindro supressores, variando seu tamanho, posição e amplitude e frequência de vibração.

## 8 REFERÊNCIAS

ASSI, Gustavo Roque da Silva. Estudo experimental do efeito de interferência no escoamento ao redor de cilindros alinhados. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica de Energia de Fluidos) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005. doi:10.11606/D.3.2005.tde-11012006-154457. Acesso em: 2017-06-25.

BERGER, E. Suppression of Vortex Shedding and Turbulence behind Oscillating Cylinders. **The Physics of Fluids**, v. 10, n. 9, p. S191–S193, 1 set. 1967.

BLEVINS, Robert D. Flow-Induced Vibration, 2º Edição. Krieger Publishing Company Malabar, Florida-1990.

Boletim Anual de Exploração e Produção de Petróleo e Gás Natural -2015. Ministério de Minas e Energia, Edição 3 – 2016. Disponível em: <http://www.mme.gov.br/documents/10584/2533848/Boletim+Anual+de+Explora%C3%A7%C3%A3o+e+Produ%C3%A7%C3%A3o+de+Petr%C3%B3leo+e+G%C3%A1s/A1s+Natural+%E2%80%93+Base+2015./393c43bf-f2cc-4287-925d-58cee5b87c58?version=1.0>. Acesso em: 2017-06-25

CARMO, Bruno Souza. Estudo numérico do escoamento ao redor de cilindros alinhados. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005. doi:10.11606/D.3.2005.tde-21072005-144943. Acesso em: 2017-06-25.

CARMO, B. S.; ASSI, G. R. S.; MENEGHINI, J. R. Computational simulation of the flow-induced vibration of a circular cylinder subjected to wake interference. **Journal of Fluids and Structures**, v. 41, p. 99–108, 2013.

Cimbala, J., Nagib, H., & Roshko, A. (1988). Large structure in the far wakes of two-dimensional bluff bodies. **Journal of Fluid Mechanics**, 190, 265-298. doi:10.1017/S0022112088001314

GERRARD, J. H. The mechanics of the formation region of vortices behind bluff bodies. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 25, n. 2, p. 401, 1966.

HENDERSON, R. D.; HENDERSON, R. D. Details of the drag curve near the onset of vortex shedding Details of the drag curve near the onset of vortex shedding. v. 2102, p. 7–10, 1995.

KHALAK, A.; WILLIAMSON, C. H. K. MOTIONS, FORCES AND MODE TRANSITIONS IN VORTEX-INDUCED VIBRATIONS AT LOW MASS-DAMPING. **Journal of Fluids and Structures**, v. 13, n. 7, p. 813–851, 1999.

MARQUET, O., SIPP, D., & JACQUIN, L. (2008). Sensitivity analysis and passive control of cylinder flow. **Journal of Fluid Mechanics**, 615, 221-252. doi:10.1017/S0022112008003662

MENEGRINI, J. R. Projetos de Pesquisa No tópico geração e desprendimento de vórtices no escoamento ao redor de cilindros. 2002. Tese (Livre docência em Engenharia) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 2002. Acesso em : 2017-06-25

NORBERG, C. Fluctuating lift on a circular cylinder: review and new measurements. v. 17, p. 57–96, 2003.

PATINO, G. A. et al. Evaluating the control of a cylinder wake by the method of sensitivity analysis Evaluating the control of a cylinder wake by the method of sensitivity analysis. v. 44103, 2017.

STRYKOWSKI, P. J.; SREENIVASAN, K. R. On the formation and suppression of vortex “shedding” at low Reynolds numbers. v. 218, p. 71–107, 1990.

WILLIAMSON, C. H. K.; GOVARDHAN, R. A brief review of recent results in vortex-induced vibrations. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 96, n. 6, p. 713–735, 2008.

ZHAO, M. et al. Vortex-induced vibration (VIV) of a circular cylinder in combined steady and oscillatory flow. **Ocean Engineering**, v. 73, p. 83–95, 2013.

ZHU, H.; GAO, Y. Vortex-induced vibration suppression of a main circular cylinder with two rotating control rods in its near wake : Effect of the rotation direction. **Journal of Fluids and Structures**, 2017.

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L.; NITHIARASU, P. Chapter 1 - Introduction to the Equations of Fluid Dynamics and the Finite Element Approximation. In: ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L.; NITHIARASU, P. B. T.-T. F.

## APENDICE A - ARTIGO SÍNTSE

Universidade de São Paulo

Engenharia de Petróleo – Escola Politécnica

Número: 8585428 USP

Data: 25/06/2018



### Estudo de supressor de esteira de vórtices para diminuir Vibrações Induzidas por Vórtices

Victor Cesar Martinez Cunha

Orientador: Prof. Rafael dos Santos Goria

Artigo Sumário referente à disciplina PMI1096 – Trabalho de Formatura para Engenharia de Petróleo II  
Este artigo foi preparado como requisito para completar o curso de Engenharia de Petróleo na Escola Politécnica da USP. Template versão 2018v11.

## Resumo

A crescente produção de petróleo offshore motiva o estudo das interações entre os equipamentos e o ambiente marinho. Uma importante interação entre os risers de produção e a correnteza é a vibração induzida por vórtices. Uma simplificação deste caso é o escoamento de um fluido ao redor de um cilindro. Este trabalho se propõe a estudar a atuação de pequenos cilindros próximos ao cilindro principal com a intenção de reduzir as vibrações induzidas por vórtices.

A simulação é feita utilizando uma malha do tipo Arbitrária Lagrangiana Euleriana (ALE) para aproveitar as vantagens dos métodos Lagrangiano e Euleriano. Esta malha acompanha o movimento das superfícies livres e se deforma para aumentar a resolução nas regiões de interesse.

O caso de referência para análise das forças atuando no cilindro é o de um cilindro fixo sem supressores, que é comparado ao cilindro fixo com supressores fixos e supressores vibrando. O resultado obtido foi de que os supressores reduziram as forças atuando no sistema e que a vibração dos supressores piorou a sua eficácia.

Para avaliar a diminuição da vibração, o caso de referência é o de um cilindro vibrando com o escoamento. Este será comparado com o caso de supressores cujo movimento acompanha a vibração do cilindro principal. Como resultado, foi descoberto que os cilindros supressores reduziram a amplitude de vibração devido à quebra de sincronia entre força de sustentação e movimento.

## Abstract

The growing production of oil in offshore areas motivates the study of the interactions between the production equipment and the environmental marine conditions. One of these interactions is the riser-current interactions that can cause Vortex induced Vibrations(VIV). One simplification of this case is the flow around a cylinder. This work proposes the study of the performance of small cylinders near the main cylinder in the suppression of the VIV.

Simulations are made with a mesh named Arbitrary Lagrangian Eulerian (ALE), this kind of mesh can utilize the advantages of both Lagrangian and Eulerian approaches. It moves

along with the free surfaces movement and increases the mesh resolution around the areas of interest.

The reference case for the analysis of the forces acting on the system is the fixed cylinder with no suppressors. It will be compared with other two cases. The cylinder with fixed suppressors and with vibrating suppressors. The results obtained show a reduction of the forces acting on the cylinder in both cases and that the vibration of the suppressors reduced its efficiency.

The reduction of the vibration on the main cylinder is evaluated through the comparison between a vibrating cylinder with no suppressor with a vibrating cylinder with the suppressor. The results show that the amplitude of movement is reduced by the suppressors but not because the forces in it were reduced. The main reason of the amplitude reduction is the desynchronization between the lifting force and the cylinder movement.

## Introdução

A indústria do petróleo vem se adaptando ao esgotamento dos campos nos quais a exploração e produção são mais simples. A busca pelo óleo em campos não convencionais e em águas ultraprofundas representa um desafio tecnológico na viabilização técnica e econômica de projetos mais arrojados. No Brasil, segundo Boletim Anual Informativo do Ministério de Minas e Energia [3], em 2015, 94 % da produção de petróleo brasileira foi em campos offshore.

A exploração offshore requer equipamentos distintos aos usados em terra, como as linhas de ancoragem e os risers. Entender a ação das forças ambientais marítimas nesses equipamentos pode definir a viabilidade técnica e econômica de um projeto.

Um riser é um tubo que liga as plataformas de perfuração ou produção a um sistema submarino. Podem tanto interligar as linhas de produção submarina à plataforma, quanto para conduzir fluidos da superfície até o solo marinho, com o intuito de injeção e exportação.

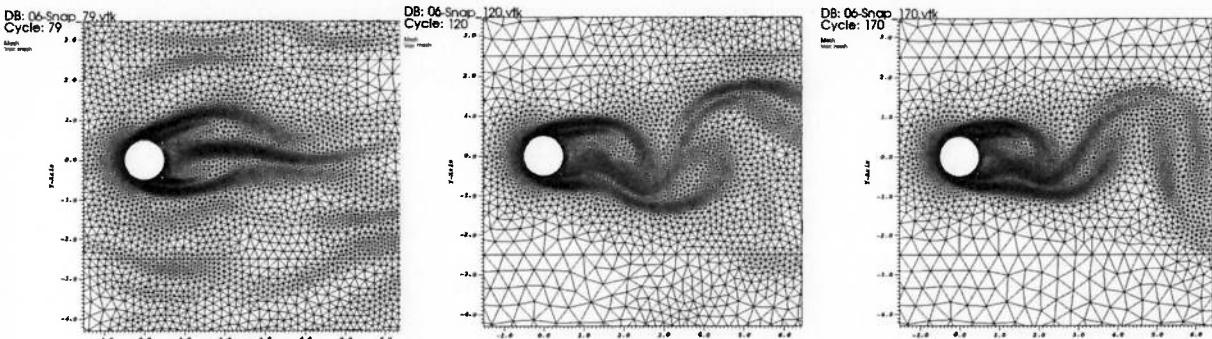
Um dos fenômenos de grande importância é a geração de vórtices ao redor dos risers. Neste contexto, estudar o escoamento ao redor de cilindros e possibilidade de mitigação das vibrações induzidas por vórtices pode ser importante para viabilizar técnica e economicamente projetos de produção offshore.

O objetivo deste trabalho é realizar um estudo acerca do escoamento ao redor de cilindros, especificamente a formação de vórtices e o fenômeno de Vibrações Induzidas por Vórtices (V.I.V). Testando a atuação de supressores para diminuir a formação de vórtices e por consequência as vibrações induzidas por eles é um dos objetivos finais deste trabalho. Além de testar os supressores parados ou em movimento conjunto ao cilindro principal, também será testada a eficácia de se adicionar uma vibração nos supressores.

## Metodologia

O estudo de um escoamento de fluido pode ser feito experimentalmente ou numericamente. Este trabalho se propõe a simular numericamente o fenômeno do escoamento ao redor de um cilindro. Para tal as equações diferenciais discretizadas para a solução do problema serão resolvidas pelo software FreeFem++. Um software capaz de resolver equações diferenciais parciais de sistemas não lineares 2D ou 3D.

Serão realizadas simulações aplicando método de elementos finitos utilizando uma malha do tipo ALE. Na figura 1 é mostrado um exemplo da malha. Pode-se perceber a sua alteração com a movimentação do cilindro.



**Figura 1 – Malha computacional para o cilindro fixo com a presença de supressores vibrando. Aqui é possível perceber a deformação da malha para acompanhar as regiões de maior movimentação do escoamento.**

Serão realizadas simulações com 5 conjuntos. A tabela 1 mostra a configuração de cada conjunto. Pode-se variar o cilindro principal como sendo fixo ou vibrando. Os supressores podem ou não estar presentes, sendo que estes podem ser fixos, acompanhar o movimento do cilindro ou vibrando.

Conjunto	Cilindro Principal		Cilindros Supressores			
	Fixo	Em movimento	Não Contém	Fixos	Acompanhando o Cilindro principal	Vibração Independente
1	✓		✓			
2	✓			✓		
3		✓	✓			
4		✓			✓	
5	✓					✓

**Tabela 1 – Tabela esquemática dos conjuntos utilizados nas simulações.**

O tempo total de simulação é de 200 segundos, com o passo de tempo podendo variar de 0,01 até 0,05. A velocidade de entrada é de  $U_\infty$ . O número de Reynolds utilizado para as simulações é de 150. Por fim, a densidade do fluido é 1, a velocidade  $U_\infty = 1$ . A viscosidade utilizada não é unitária, ela é definida como sendo  $\mu = \frac{1}{Re} = 6.667 * 10^{-3}$ . A razão de massa  $M^*$  é igual a 4 e o fator de amortecimento  $\xi$  é igual a 0,001.

Primeiramente, os casos de referência, que são os conjuntos 1 e 3 serão primeiramente validados e posteriormente comparados com os casos de testes. A figura 2 apresenta um fluxograma do trabalho.



Figura 3 – Fluxograma de trabalho

## Resultados e Discussão

### Cilindro Fixo

#### *Validação*

Os resultados do coeficiente de arrasto do cilindro fixo obtidos neste experimento foram comparados aos resultados obtidos por Handerson (1995). O caso referência é o conjunto 1 , um cilindro fixo sem supressores. Na tabela 2, os resultados da validação são apresentados:

Re	Cd		
	Handerson	Experimento atual	Diferença %
100	1,3500	1,3944	3,19%
150	1,3334	1,3502	1,25%
200	1,3412	1,3629	1,59%
500	1,4452	1,4361	-0,64%

Tabela 2 – Tabela com os resultados da validação do coeficiente Cd para o conjunto

Os resultados para o número de Strouhal e a média quadrática do Coeficiente de Arrasto médio são apresentados na tabela 3. Os resultados da literatura de referência são os obtidos por Norberg (2003).

	S			$C_{L_{rms}}$		
Re	Experimental	Norberg	Diferença	Experimental	Norberg	Diferença
100	0,1691	0,1644	3%	0,2833	0,2274	20%
150	0,1862	0,1831	2%	0,3627	0,3555	2%
200	0,1976	0,1942	2%	0,4988	0,4757	5%

Tabela 3 – Validação dos coeficientes de arrasto e número de Sthouhal

#### *Coeficiente de Sustentação*

Os resultados demonstraram uma diminuição na magnitude do coeficiente de sustentação quando o conjunto possuía os cilindros supressores de vórtices. A tabela 4 apresenta alguns dos resultados.

	1	2	5.1	5.2
CL RMS	0,3627	0,3280	0,3332	0,3389
Diferença	-	-10,61%	-8,87%	-7,05%
Amplitude	0,5328	0,4720	0,4860	0,4973
Diferença	-	-12,89%	-9,64%	-7,15%

Tabela 4 – Resultados acerca dos coeficientes de sustentação RMS e amplitude do  $C_L$ .

#### *Coeficiente de Arrasto*

Para o coeficiente de arrasto, poucas variações foram encontradas nas características médias do coeficiente de arrasto. A tabela 5 mostra um comparativo dos coeficientes de arrasto médio para cada um dos casos.

	1	2	5.1	5.2
Cd médio	1,3502	1,3288	1,3358	1,3389
Diferença	-	-1,61%	-1,08%	-0,85%
Amplitude	0,0378	0,0352	0,0548	0,0578
Diferença	-	-7,48%	30,98%	34,61%

Tabela 5 - Coeficiente de arrasto médio dos conjuntos fixos.

## Cilindro Oscilando

#### *Validação*

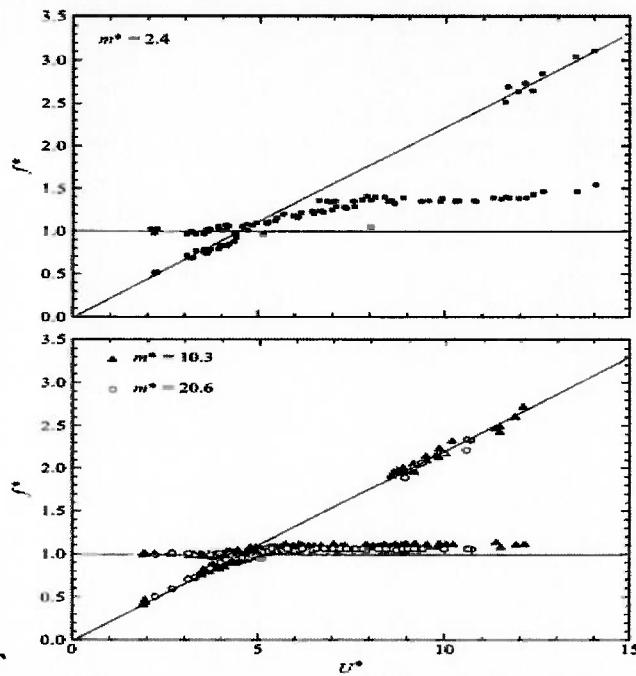
Segundo Meneghini (2002), em um compilado de estudos acerca do assunto, simulações numéricas utilizando método espectral e método dos volumes finitos, para Reynolds na faixa de  $100 < Re < 200$  geraram uma amplitude máxima na faixa de  $0,59 < A^*_{max} < 0,65$ . Neste experimento, a amplitude máxima observada foi de 0,534. Essa diferença pode ser explicada por diferenças no amortecimento reduzido, que segundo Williamson and Govardhan (2008) propuseram que quanto maior esse parâmetro menor será a amplitude. No caso da revisão feita por Meneghini, o menor valor de  $A^*$  possuía amortecimento reduzido igual a 0,

enquanto neste experimento é de 0,004. Ainda vale salientar que estes estudos da literatura indicam apenas a amplitude máxima, de forma que os valores obtidos neste experimento estão satisfatórios para a validação do modelo.

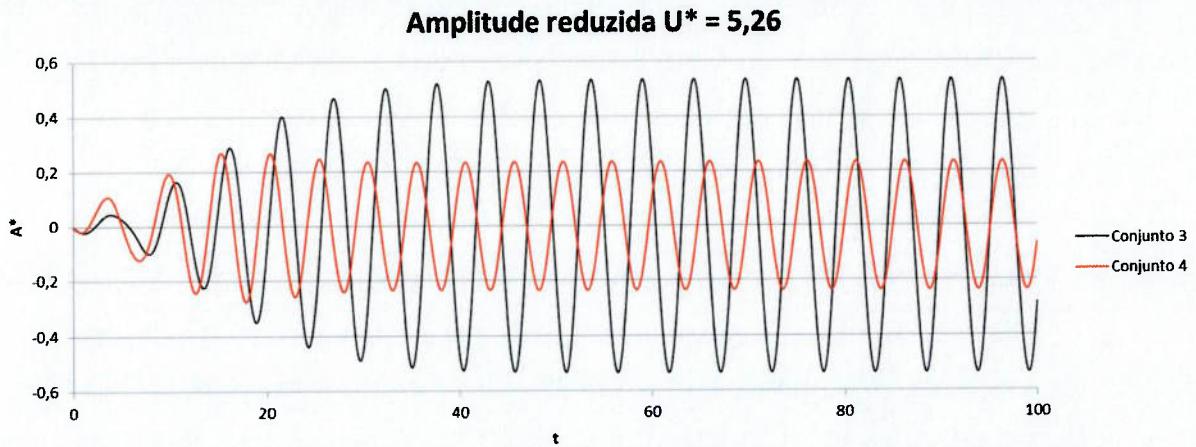
Quanto à frequência, a figura 4, obtida por Khalak e Williamson (1999), demonstra a variação de  $f^*$  pela velocidade reduzida. Os pontos em vermelho inseridos no gráfico representam os valores encontrados neste estudo. Embora a massa reduzida seja diferença, percebe-se que os valores permanecem entre 1 e 1,5 para  $m^* = 2,4$  e tendem a ficar mais próximos à 1 conforme se aumenta  $m^*$ . Esta validação demonstra que a frequência de oscilação do corpo se conforma de maneira satisfatória no modelo proposto.

#### **Amplitude Reduzida**

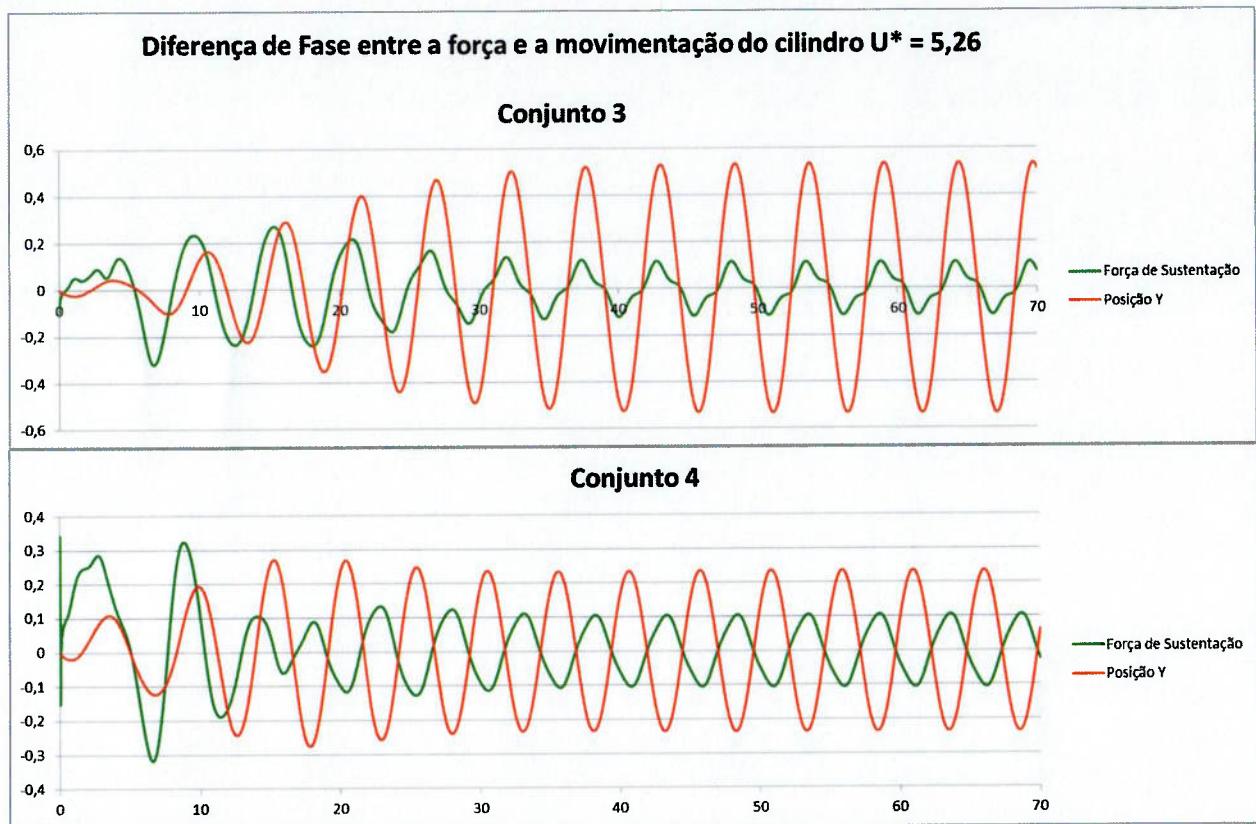
Para medir o efeito dos cilindros supressores na vibração do cilindro principal, um dos parâmetros a serem calculados é a variação da amplitude reduzida. As figuras 5 mostra a variação da amplitude reduzida para  $U^* = 5,26$ . O coeficiente de sustentação RMS para essas condições encontrado foi de 0,1705 para o conjunto 3 e 0,1737 para o conjunto 4. Tal variação no coeficiente de sustentação não explica as mudanças na amplitude reduzida. Para explicar tal fenômeno, a figura 6 apresenta a série temporal da posição do cilindro e da força. Nota-se que a a força de sustentação e o movimento do cilindro se encontram em fases opostas no conjunto 4 enquanto no conjunto 3 estão em fase.



**Figura 4– Gráfico da razão de frequências obtido por Khalak e Williamson (1999). Os pontos em vermelho representam os resultados obtidos neste estudo para  $m^* = 4$ . Fonte: Khalak e Williamson (1999)**



**Figura 5 - Série temporal da amplitude reduzida para os conjuntos 3 e 4 em velocidade reduzida  $U^* = 5,26$**



**Figura 6 – Séries temporais da força de sustentação e da posição do cilindro para os conjuntos 3 e 4.**

## Conclusão

A proximidade entre os resultados dos casos de referência e os dados da literatura validou a capacidade do modelo de simular o escoamento ao redor do cilindro.

A atuação dos supressores foi analisada com base nos principais parâmetros de interesse: Para o cilindro fixo, a atuação das forças e a frequência de emissão de vórtices. Para o cilindro vibrando a amplitude de movimento.

No cilindro fixo, a adição dos supressores proporcionou uma redução das forças atuantes. Neste caso, ao comparar a atuação dos supressores fixos ou vibrando foi observado que a vibração apresentou uma redução menor da intensidade dos vórtices. Este é um indicativo de que a vibração dos supressores não é uma maneira eficiente de supressão dos vórtices.

Com o cilindro vibrando, a principal alteração observada foi na amplitude de vibração, em que os conjuntos contendo o cilindro supressor reduziram a amplitude, principalmente para a velocidade reduzida de 5,26. No entanto, ao analisar a força de sustentação observou-se que a redução na amplitude foi causada principalmente pela diferença de fase entre a força e o movimento do cilindro.

Neste experimento foi testado apenas uma posição e duas frequências de vibração para os cilindros supressores, como sugestão para próximos trabalhos acerca do tema pode-se testar novas configurações de cilindro supressores, variando seu tamanho, posição e amplitude e frequência de vibração.

## Referências

- ASSI, Gustavo Roque da Silva. Estudo experimental do efeito de interferência no escoamento ao redor de cilindros alinhados. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica de Energia de Fluidos) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005. doi:10.11606/D.3.2005.tde-11012006-154457. Acesso em: 2017-06-25.
- BERGER, E. Suppression of Vortex Shedding and Turbulence behind Oscillating Cylinders. *The Physics of Fluids*, v. 10, n. 9, p. S191–S193, 1 set. 1967.
- BLEVINS, Robert D. *Flow-Induced Vibration*, 2º Edição. Krieger Publishing Company Malabar, Florida-1990.
- Boletim Anual de Exploração e Produção de Petróleo e Gás Natural -2015. Ministério de Minas e Energia, Edição 3 – 2016. Disponível em: <http://www.mme.gov.br/documents/10584/2533848/Boletim+Anual+de+Explora%C3%A7%C3%A3o+e+Produ%C3%A7%C3%A3o+de+Petr%C3%B3leo+e+G%C3%A1s+Natural+%E2%80%93+Base+2015./393c43bf-f2cc-4287-925d-58cee5b87c58?version=1.0>. Acesso em: 2017-06-25
- CARMO, Bruno Souza. Estudo numérico do escoamento ao redor de cilindros alinhados. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005. doi:10.11606/D.3.2005.tde-21072005-144943. Acesso em: 2017-06-25.
- CARMO, B. S.; ASSI, G. R. S.; MENEGHINI, J. R. Computational simulation of the flow-induced vibration of a circular cylinder subjected to wake interference. *Journal of Fluids and Structures*, v. 41, p. 99–108, 2013.
- Cimbala, J., Nagib, H., & Roshko, A. (1988). Large structure in the far wakes of two-dimensional bluff bodies. *Journal of Fluid Mechanics*, 190, 265–298. doi:10.1017/S0022112088001314
- GERRARD, J. H. The mechanics of the formation region of vortices behind bluff bodies. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 25, n. 2, p. 401, 1966.
- HENDERSON, R. D.; HENDERSON, R. D. Details of the drag curve near the onset of vortex shedding Details of the drag curve near the onset of vortex shedding. v. 2102, p. 7–10, 1995.
- KHALAK, A.; WILLIAMSON, C. H. K. MOTIONS, FORCES AND MODE TRANSITIONS IN VORTEX-INDUCED VIBRATIONS AT LOW MASS-DAMPING. *Journal of Fluids and Structures*, v. 13, n. 7, p. 813–851, 1999.
- MARQUET, O., SIPP, D., & JACQUIN, L. (2008). Sensitivity analysis and passive control of cylinder flow. *Journal of Fluid Mechanics*, 615, 221–252. doi:10.1017/S0022112008003662
- MENEGHINI, J. R. Projetos de Pesquisa No tópico geração e desprendimento de vórtices no escoamento ao redor de cilindros. 2002. Tese (Livre docência em Engenharia) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 2002. Acesso em : 2017-06-25
- NORBERG, C. Fluctuating lift on a circular cylinder : review and new measurements. v. 17, p. 57–96, 2003.
- PATINO, G. A. et al. Evaluating the control of a cylinder wake by the method of sensitivity analysis Evaluating the control of a cylinder wake by the method of sensitivity analysis. v. 44103, 2017.
- STRYKOWSKI, P. J.; SREENIVASAN, K. R. On the formation and suppression of vortex “shedding” at low Reynolds numbers. v. 218, p. 71–107, 1990.
- WILLIAMSON, C. H. K.; GOVARDHAN, R. A brief review of recent results in vortex-induced vibrations. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 96, n. 6, p. 713–735, 2008.

- ZHAO, M. et al. Vortex-induced vibration (VIV) of a circular cylinder in combined steady and oscillatory flow. *Ocean Engineering*, v. 73, p. 83–95, 2013.
- ZHU, H.; GAO, Y. Vortex-induced vibration suppression of a main circular cylinder with two rotating control rods in its near wake : Effect of the rotation direction. *Journal of Fluids and Structures*, 2017.
- ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L.; NITHIARASU, P. Chapter 1 - Introduction to the Equations of Fluid Dynamics and the Finite Element Approximation. In: ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L.; NITHIARASU, P. B. T.-T. F.