



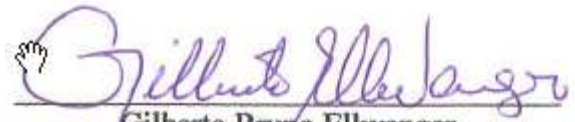
**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO**  
**ESCOLA POLITÉCNICA**  
*Curso de Engenharia Civil*  
*Departamento de Mecânica Aplicada e Estruturas*

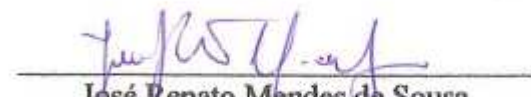
**ANÁLISE DE VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES EM UM RISER DE  
PERFURAÇÃO**

**CAROLINE TEIXEIRA DE ALMEIDA**

Projeto de Final de Curso apresentado ao corpo docente do Departamento de Mecânica Aplicada e Estruturas da Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como requisito para obtenção do título de Engenheiro Civil.

Aprovado por:

  
Gilberto Bruno Ellwanger  
Prof. Associado, D.Sc., EP/UFRJ  
(Orientador)

  
José Renato Mendes de Sousa  
D. Sc., Fundação COPPETEC  
(Orientador)

  
Roberto Fernandes de Oliveira  
Prof. Associado, D.Sc., COPPE/UFRJ

  
Maria Cascão Ferreira de Almeida  
Profª. Adjunta, D.Sc., EP/UFRJ

Março/2010

*À memória de minha mãe Isabel.*

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a Deus, primeiramente.

Aos meus pais, por todos os ensinamentos que me presentaram.

Aos meus familiares pelo apoio incondicional. Especialmente aos meus tios José Ricardo e Maria Aura, que me acolheram como verdadeira filha.

Minha tia Cecília Teixeira e minha avó Fabiana Maria por todos os esforços para me proporcionar o privilégio de estudar.

Meu irmão Marco Aurélio e meus primos Marcelo e Roberta por estarem sempre ao meu lado.

Aos amigos da SUPORTE, por terem me oferecido a oportunidade de estagiar e ensinado tudo que aprendi. Em especial a todos os amigos do setor de Dutos Submarinos.

A todos os professores. Em especial, aos professores Gilberto Ellwanger e José Renato Mendes de Sousa pela orientação deste trabalho e à Prof<sup>a</sup>. Maria Cascão, que no início da faculdade, tanto me incentivou.

A todos os amigos da faculdade, principalmente aos amigos Beatriz, Daniela, Marco e Rafael.

Ao colega Fábio Coelho pela contribuição imprescindível.

Aos Engenheiros Francisco E. Roveri e Rafael G. Pestana pela atenção prestada e material técnico fornecido.

E a todas as pessoas que ao longo da minha vida contribuíram para a conclusão desta etapa.

## RESUMO

O projeto apresenta os conceitos fundamentais do fenômeno de Vibrações Induzidas por Vórtices (VIV) e também uma breve descrição das características de um *riser* de perfuração.

Foram realizadas algumas análises para avaliar a influência de parâmetros que cercam o fenômeno de VIV em um *riser* de perfuração. Utilizou-se um *riser* de perfuração localizado no Campo de Roncador, Bacia de Campos, com uma lâmina d'água de 1900 metros.

As análises foram feitas através de duas diferentes metodologias: o Programa Shear 7 e para alguns casos adotou-se uma solução analítica aproximada. O Programa Shear 7 e a solução aproximada tem a finalidade de estimar a vida útil de estruturas *offshore*, quando levadas à fadiga devido a vibrações induzidas por vórtices

# ÍNDICE

<b>1. INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
1.1 GERAL.....	1
1.2 OBJETIVO.....	1
1.3 MOTIVAÇÃO .....	1
1.4 ESCOPO.....	2
<b>2. CONCEITOS DE UM RISER DE PERFURAÇÃO .....</b>	<b>3</b>
2.1 DEFINIÇÃO .....	3
2.2 ELEMENTOS CONSTITUINTES .....	3
2.3 FORÇAS EXERCIDAS SOBRE O RISER .....	7
2.3.1 TRACÇÃO EFETIVA.....	7
2.3.2 AÇÕES AMBIENTAIS .....	10
2.4 ANÁLISE DINÂMICA DE UM RISER DE PERFURAÇÃO (MODELO BI-ROTULADO).....	11
<b>3. O FENÔMENO DE VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES..</b>	<b>13</b>
3.1 SURGIMENTO DE VÓRTICES .....	13
3.1.1 <i>Experiência de Reynolds</i> .....	13
3.1.2 <i>Camada Limite</i> .....	14
3.2 SEPARAÇÃO DO ESCOAMENTO .....	15
3.3 ANÁLISE ADIMENSIONAL .....	17
3.4 COMPORTAMENTO DO FLUIDO X NÚMERO DE REYNOLDS .....	19
3.5 NÚMERO DE STROUHAL E SUA RELAÇÃO COM O DESPRENDIMENTO DE VÓRTICES EM ESCOAMENTOS AO REDOR DE CILINDROS .....	21
3.6 FORÇAS ATUANTES EM UM CILINDRO SUBMETIDO A UM ESCOAMENTO COM DESPRENDIMENTO DE VÓRTICES .....	23
3.7 O EFEITO DE FORÇA TRANSVERSAL AO ESCOAMENTO: VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES (VIV).....	25
3.8 SUPRESSORES DE VÓRTICES .....	32
<b>4. ANÁLISE DE FADIGA .....</b>	<b>35</b>
4.1 ANÁLISE DE TENSÃO EM UMA VIGA LINEAR E HOMOGÊNEA .....	35
4.2 FADIGA EM UM RISER DE PERFURAÇÃO .....	38
4.3 CURVA S-N E O CÁLCULO DO DANO DEVIDO À FADIGA .....	40
<b>5. REPRESENTAÇÃO MATEMÁTICA DO MODELO .....</b>	<b>46</b>
5.1 APROXIMAÇÃO LINEAR (BLEVINS) .....	46
5.2 SHEAR 7 (SOLUÇÃO NUMÉRICA – SUPERPOSIÇÃO MODAL).....	47
5.3 PLANILHA MATHCAD – SOLUÇÃO ANALÍTICA APROXIMADA .....	49
5.3.1 <i>Cargas aplicadas</i> .....	50
5.3.2 <i>Definição dos parâmetros utilizados para análises de VIV</i> .....	51
5.3.3 <i>Determinação da vibração da estrutura na região de lock-in</i> .....	53
5.3.4 <i>Amplitude</i> .....	54
5.3.5 <i>Análise de Fadiga</i> .....	57
5.3.6 <i>Determinação da vida útil</i> .....	57

<b>6.</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>59</b>
6.1	DADOS GERAIS .....	59
6.2	EXEMPLO 1.....	61
6.3	EXEMPLO 2.....	64
6.4	EXEMPLO 3.....	67
<b>7.</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>70</b>
<b>8.</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>71</b>
<b>9.</b>	<b>ANEXOS.....</b>	<b>74</b>
9.1	ANEXO A – COMPONENTES DO <i>RISER</i> DE PERFURAÇÃO.....	74
9.2	ANEXO B – FLUTUADORES .....	77
9.3	ANEXO C – DADOS DO SHEAR 7 .....	80

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.2.1 – Esquema do <i>riser</i> de perfuração [2].	4
Figura 2.2.2 – Representação de um BOP [1].	5
Figura 2.2.3 – BOP à esquerda e LMRP à direita [14].	5
Figura 2.2.4 – Representação de uma <i>flexjoint</i> .	6
Figura 2.2.5 – Representação da seção transversal de um <i>riser</i> de perfuração com flutuadores.	6
Figura 2.2.6 – Níveis da junta Telescópica	7
Figura 2.3.1. – Esquema de um <i>riser</i> [28].	8
Figura 2.3.2 – Força Efetiva.	9
Figura 2.4.1 – Sistema massa mola amortecedor.	11
Figura 3.1.1 – Esquema representativo da experiência de Reynolds.	13
Figura 3.1.2 – Comportamento do fluido (a) regime laminar, (b) regime transitório e (c) regime turbulento [15].	14
Figura 3.1.3 – Ponto de estagnação do escoamento ao redor de um cilindro [29].	15
Figura 3.2.1 – Ponto de estagnação do escoamento ao redor de um cilindro [32].	15
Figura 3.2.2 – Linhas do escoamento de um fluido ideal em torno de um cilindro [21].	16
Figura 3.2.3 – Separação do escoamento de um fluido real ao redor de um cilindro [32].	16
Figura 3.2.4 – Perfil de velocidade na camada limite de um escoamento de fluido real ao redor de um cilindro (separação) [29].	16
Figura 3.2.5 – Distribuição de pressão do escoamento em torno de um cilindro (fluido ideal versus fluido real) [5].	17
Figura 3.4.1 – Escoamento em torno de um cilindro (a) No regime laminar, com $Re < 5$ (b) Par de vórtices, $5 < Re < 40 \sim 50$ .	20
Figura 3.4.2 – Regimes do escoamento para diferentes Números de Reynolds [27].	20
Figura 3.4.3 – Esteira de Von Karman.	21
Figura 3.4.4 – Região com vórtices turbulentos e camada limite laminar.	21
Figura 3.5.1 – Relação entre o Número de Strouhal e o de Reynolds para um cilindro [5].	22
Figura 3.5.2 – Região de <i>lock-in</i> pela sincronização do desprendimento de vórtices com a vibração transversal do cilindro [5].	23
Figura 3.6.1 – Ilustração da reação de um fluido em movimento a um obstáculo [13].	23
Figura 3.6.2 – Componentes da força resultante em um cilindro [32].	24
Figura 3.6.3 – Forças atuantes para um cilindro com corrente uniforme [9].	25
Figura 3.7.1 – Modelo de um cilindro apoiado em molas elásticas [33].	26
Figura 3.7.2 – Região de <i>lock-in</i> do tubo [33].	27
Figura 3.7.3 – Padrões de Vórtice.	28
Figura 3.7.4 – Padrões de Vorticidade por Williamson e Roshko [35].	29
Figura 3.7.5 – Comportamento do cilindro na região de <i>lock-in</i> para valores reduzidos de massa e amortecimento.	30
Figura 3.7.6 – Padrões de vorticidade para massa e amortecimento reduzido [33].	31
Figura 3.7.7 – Salto ocorrido entre as áreas de initial, upper e lower para reduzido valor de massa-amortecimento.	32
Figura 3.8.1 – Supressores de Vórtices helicoidais [21]	33
Figura 3.8.2 – Supressores de Vórtices [27].	34
Figura 4.1.1 – Viga bi-rotulada com carga distribuída constante.	36
Figura 4.1.2 – Deformada de uma viga bi-rotulada com carga distribuída constante.	36
Figura 4.1.3 – Elemento infinitesimal da viga deformada.	37
Figura 4.1.4 - Cargas atuantes em uma seção da viga.	38
Figura 4.3.1 – Exemplo de amplitude constante ao longo do tempo, [13].	40

Figura 4.3.2 – Carregamentos típicos com ciclos de amplitude variável. A) carregamento único superposto de alta ciclagem. B) carregamento múltiplo superposto de alta ciclagem. C) carregamento múltiplo variável altamente superposto, [13].	41
Figura 4.3.3 – Exemplos de amplitudes variáveis [22].	42
Figura 4.3.4 – Resultados de ensaios de fadiga com cargas axiais [8].	43
Figura 4.3.5 – Comparação de curvas S-N de projeto para juntas tubulares de seção circular [23].	44
Figura 5.1.1 – Sistema de coordenadas e um cilindro submetido à velocidade uniforme, [5].	46
Figura 5.2.1 – Esquema da seqüência de cálculo utilizada pelo Shear 7, [30].	49
Figura 5.3.1 – Gráfico Analítico do Número de Strouhal x Número de Reynolds.	52
Figura 5.3.2 – Vibração livre de uma estrutura com amortecimento viscoso [5].	55
Figura 5.3.3 – Amplitudes de movimentos transversais em função de ks [12].	56
Figura 5.3.4 – Gráfico de $C_L$ em função do fator de amplitude.	57
Figura 6.1.1 – Esquema do <i>riser</i> de perfuração da plataforma P23 [26].	59
Figura 6.2.1 – Frequência Natural para o <i>riser</i> do exemplo 1.	61
Figura 6.2.2 – Diferença entre as frequências naturais da saída do Shear 7 e da Solução analítica aproximada.	62
Figura 6.3.1 – Esquema do perfil de corrente incidindo no <i>riser</i> .	64
Figura 6.3.2 – Dano de todas as análises do exemplo.	66
Figura 6.3.3 – Dano para o perfil triangular.	66
Figura 6.4.1 – Coeficiente de <i>lift</i> para o <i>riser</i> com flutuadores em todo comprimento.	67
Figura 6.4.2 – Coeficiente de <i>lift</i> para o <i>riser</i> com flutuadores em 50% do comprimento.	68
Figura 6.4.3 – Coeficiente de <i>lift</i> para o <i>riser</i> sem flutuadores em todo comprimento.	68
Figura 9.1.1 – <i>Risers</i> de perfuração no convés P23.	74
Figura 9.1.2 – Sistema de tensionamento.	74
Figura 9.1.3 – Vista geral da LMRP e BOP.	75
Figura 9.1.4 – Detalhe da BOP e da LMRP	75
Figura 9.1.5 – Conector e linhas auxiliares do <i>riser</i> .	76
Figura 9.1.6 – Esquema de um <i>riser</i> e equipamentos associados.	76
Figura 9.2.1 – <i>Riser</i> com flutuador em alguns trechos.	77
Figura 9.2.2 – Seção Transversal de um flutuador.	77
Figura 9.2.3 – Flutuador ao longo de um <i>riser</i> .	78
Figura 9.2.4 – Conjunto: <i>riser</i> , linhas auxiliares e flutuador.	79
Figura 9.3.1 – Dados de entrada do programa Shear 7, utilizado exemplo 2, análise 4.	80



## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.3.1 – Grandezas dimensionais. ....	18
Tabela 5.2.1 – Modelos padrões do programa Shear 7,[31].....	48
Tabela 5.3.1 – Dados do <i>riser</i> [3].....	58
Tabela 6.1.1 – Dados do <i>riser</i> . ....	60
Tabela 6.1.2 – Exemplos a serem analisados. ....	60
Tabela 6.2.1 – Resumo dos resultados. ....	63
Tabela 6.3.1 – Modos excitados .....	65
Tabela 6.3.2 – Principais resultados. ....	65

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1 GERAL

O petróleo é uma das mais importantes fontes de energia do mundo. Na década de 70, quando ocorreu a crise de petróleo, reservas de petróleo tornaram-se insuficientes devido ao consumo acelerado e à escassez de novas fontes alternativas para suprir a crescente demanda. Grande parte das reservas de petróleo pertencia aos países árabes, que ameaçavam transformar este cenário numa arma política. Todos esses fatores desencadearam a crise de petróleo. A necessidade da busca por novas alternativas de energia impulsionou a exploração marítima de petróleo e gás natural, alcançando profundidades, atualmente, de até 3000 metros.

Recentes descobertas mudaram o rumo das perspectivas sobre o futuro das fontes energéticas no Brasil e no mundo. Até 2006 especulava-se sobre o fim da era do ouro negro. Em 2007, foi anunciada a descoberta de petróleo na área do pré-sal, na costa brasileira. Com formação geológica a 4000 metros abaixo do fundo do mar, composta por camadas de rocha, terra e sal, esta nova região se estende por grande parte do litoral brasileiro.

Para os desafios atuais e os desafios futuros será preciso que os projetos para exploração sejam cuidadosamente estudados, buscando soluções mais arrojadas e seguras. Para alcançar essas metas é necessária maior confiabilidade na obtenção dos dados ambientais coletados na área de influência das estações de produção, e mais eficácia na interpretação de resultados.

O estudo de Vibrações Induzidas por Vórtices (VIV) é atualmente um dos grandes desafios a ser vencido para *risers* de perfuração e produção. Nos últimos 30 anos, as previsões para VIV têm sofrido grandes avanços, devido ao uso de dados extraídos em testes de laboratórios e informações obtidas em campo.

Vários modelos teóricos/experimentais são encontrados na literatura apresentando grande discrepância, principalmente quando o perfil de corrente não é considerado uniforme.

À medida que maiores profundidades são alcançadas o problema de VIV se torna mais crítico, pois a influência dos esforços gerados pela corrente ganha mais relevância.

A vibração exercida no *riser* devido ao desprendimento de vórtices pode ocasionar a falência da estrutura quando submetida a vibrações sucessivas.

## 1.2 OBJETIVO

O objetivo deste trabalho é avaliar o comportamento dinâmico de um *riser* de perfuração com ênfase no estudo do fenômeno de VIV. Para tal, uma formulação analítica aproximada será descrita. Serão desenvolvidas as premissas básicas com os respectivos procedimentos para o estudo do fenômeno.

## 1.3 MOTIVAÇÃO

A principal motivação deste trabalho são as controvérsias geradas no meio técnico e científico devido às incertezas em torno da interação fluido e estrutura, principalmente no que tange o desprendimento de vórtices.

Pesquisas e publicações sobre o assunto são crescentes, assim como os avanços tecnológicos para melhor descrever o fenômeno. Ainda há, porém, muitas incertezas que cercam o problema. Realizar uma interpretação adequada dos resultados obtidos nesses estudos e implementar modelos para a descrição do fenômeno têm sido um dos maiores obstáculos no meio *offshore*.

Muitos casos de fadiga de estruturas tracionadas devido ao fenômeno de VIV têm sido registrados nos últimos anos na literatura *offshore*. Isto se deve, em parte, à falta de banco de dados para possibilitar geração de modelos mais precisos.

## **1.4 ESCOPO**

A estrutura desse projeto foi desenvolvida com o intuito de fornecer o significado de cada etapa da análise de VIV em um *riser* de perfuração. Desde o entendimento do mecanismo de funcionamento de um *riser* de perfuração até o dimensionamento à fadiga considerando as VIV. Logo após, os resultados obtidos em análises segundo metodologias diferentes são confrontados.

O capítulo 2 apresenta o conceito de um *riser* de perfuração, seus principais componentes e função. Além disso, descreve os carregamentos a que um *riser* rígido está submetido e os métodos de análise para um *riser* em movimento.

O capítulo 3 descreve o fenômeno de desprendimento de vórtices, e o comportamento de uma estrutura de seção transversal circular sob a ação deste fenômeno.

O capítulo 4 apresenta conceitos para entendimento de fadiga estrutural em um *riser* de perfuração e a descrição do método experimental empregado para definir a vida útil de uma estrutura.

O capítulo 5 é destinado a apresentar a metodologia utilizada na avaliação do comportamento dinâmico, em decorrência do fenômeno de VIV, com base em comparações providas por modelos numéricos e analíticos.

O capítulo 6 apresenta os resultados obtidos com a implementação e comparação da metodologia empregada e uma discussão dos parâmetros que influenciam na análise.

No capítulo 7 é apresentada uma breve descrição dos conceitos mais relevantes do projeto.

## 2. CONCEITOS DE UM *RISER* DE PERFURAÇÃO

### 2.1 DEFINIÇÃO

Os *risers* são estruturas tubulares esbeltas que ligam a cabeça do poço de petróleo no fundo do mar até a unidade de produção. Existem três tipos principais de *risers*: de produção, *riser* de completação e *riser* de perfuração. O *riser* de completação é o responsável por colocar um poço em operação. O *riser* de produção tem a finalidade de conduzir o óleo bruto do poço à plataforma.

Um *riser* de perfuração é um componente essencial para o processo do qual faz parte. Suas principais funções são proteger a coluna de perfuração e retornar o fluido de perfuração à superfície, trazendo consigo os resíduos provenientes desta operação. Perfurar em área desconhecida é sempre uma operação de alto risco, por isto todas as medidas devem ser adotadas para garantir a segurança da operação.

O *riser* de perfuração é vertical e contém uma coluna em seu interior, para transportar o óleo, além de uma lama que tem a função de resfriar o equipamento de perfuração e conduzir os fragmentos de rocha para superfície. Uma vista esquemática desse tipo de *riser* é apresentada na Figura 2.2.1.

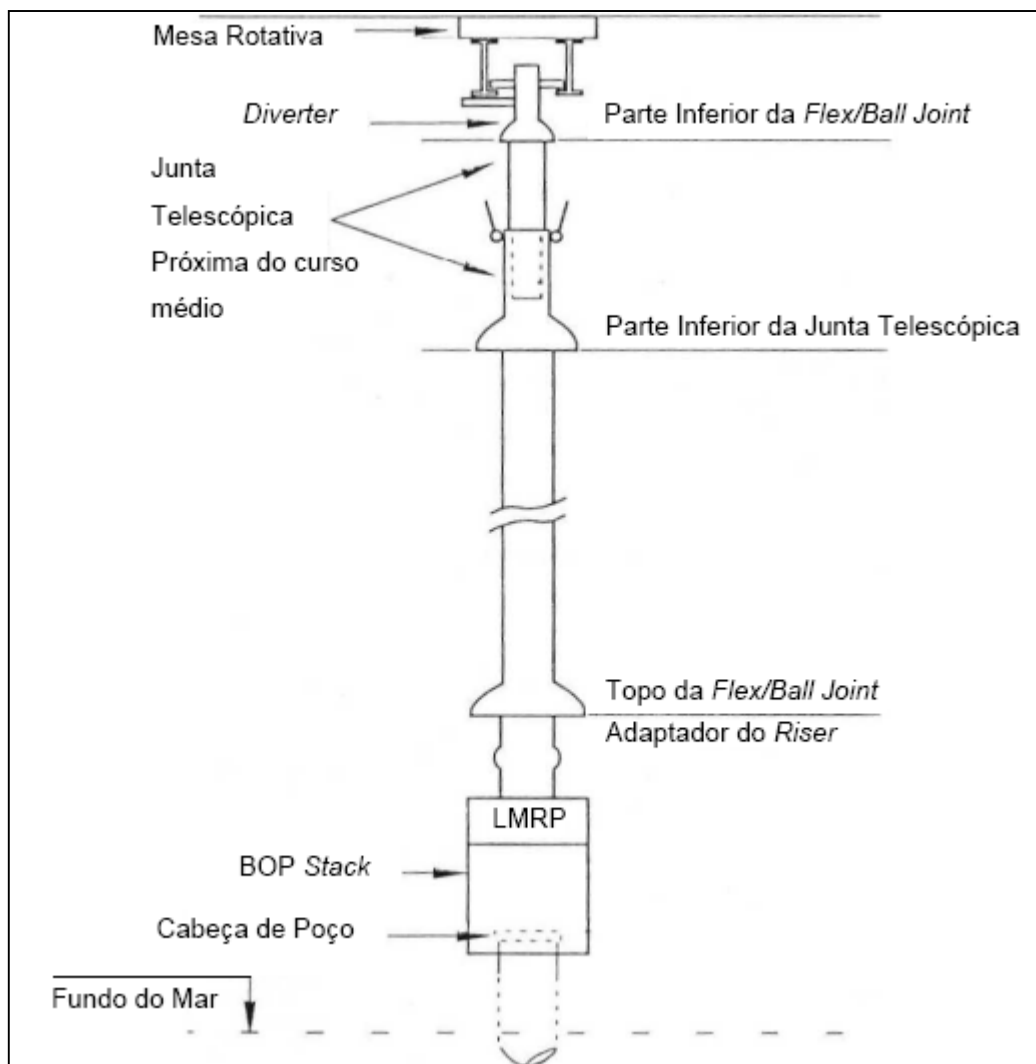
Por ser rígido, o *riser* de perfuração está sujeito a danos por fadiga em um processo muito mais acelerado do que um *riser* flexível, o que reduz sua vida útil. Sua função, porém, requer uma duração de 1 a 2 anos em média, o que para padrões de estruturas *offshore* é uma vida útil curta.

No topo de *risers* verticais é aplicada uma tração, denominada tração de topo, que tem a finalidade de garantir que não ocorrerá flambagem ou flexões excessivas ao longo da estrutura. Uma de suas principais vantagens é o custo quando comparado a um *riser* flexível.

### 2.2 ELEMENTOS CONSTITUINTES

Alguns dos principais componentes de um *riser* de perfuração são: BOP, LMRP, *Flexjoint*, *Balljoint* e flutuadores. Os flutuadores, geralmente, podem ser usados ao longo de todo o *riser*. Não se utilizam flutuadores um pouco antes da superfície e antes da *flexjoint* inferior, pois no último concentraria tensões próximas ao BOP.

Os flutuadores funcionam como tracionadores. O empuxo dos flutuadores reduz o efeito do peso próprio na estrutura. Para um *riser* em águas ultra profundas é necessária uma grande quantidade de flutuadores para compensar o peso próprio e manter tracionado todo o *riser*.



**Figura 2.2.1** – Esquema do *riser* de perfuração [2].

A seguir são descritos alguns dos principais componentes do *riser* de perfuração:

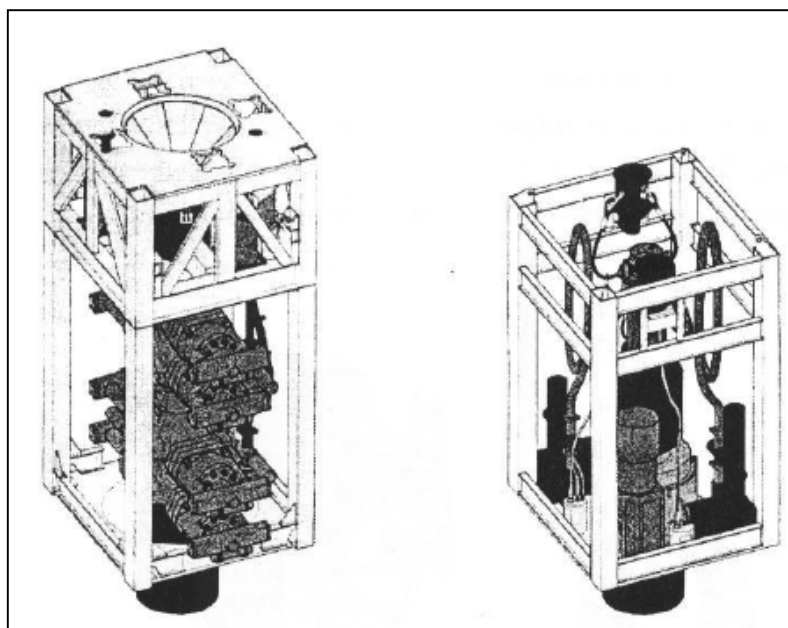
*Blow-out Preventor* (BOP): é um conjunto de válvulas de segurança que têm a função de conter a pressão do poço (Figura 2.2.2). Suas principais vantagens são: isolar o poço do ambiente marítimo e desligar-se do *riser* de perfuração, caso haja alguma emergência.

O BOP é um equipamento constituído de três gavetas. Uma delas é denominada de cisalhante e sua função é fechar completamente o poço, evitando que ocorra o fluxo de gás da superfície para o poço, fenômeno chamado de *kick* [7].



**Figura 2.2.2** – Representação de um BOP [1].

*Lower Marine Riser Package (LMRP)*, Figura 2.2.3: é um equipamento acoplado ao BOP *stacks* por um conector. Em caso de emergência (falha operacional ou condições ambientais externas) é possível desconectar a LMRP.



**Figura 2.2.3** – BOP à esquerda e LMRP à direita [14]

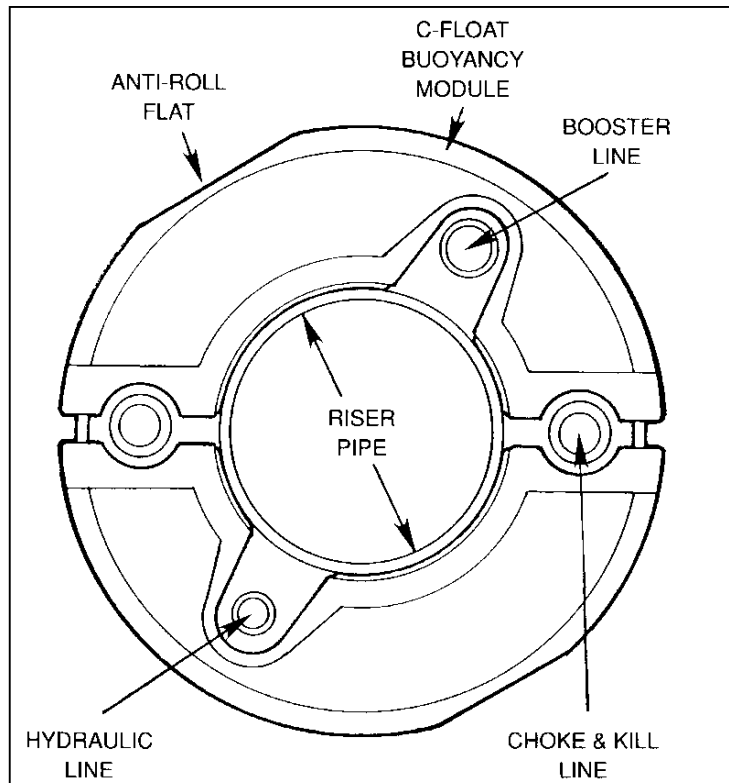
Juntas Flexíveis (*Flex Joint/Ball Joint*): tem a função de permitir o movimento relativo do *riser* para que as altas tensões do *riser* não sejam transferidas para o BOP. As altas tensões são, principalmente, devido à alta rigidez do *riser*, [17]. As juntas podem ser instaladas no fundo do mar (junto ao BOP), ou no topo do *riser* (próximo à junta telescópica).

A *flexjoint* consiste de uma estrutura feita de camadas de aço com elastômero (Figura 2.2.4), que permite ao *riser* uma rotação de até 10°, no entanto, para o *riser* em operação este valor reduz-se a 2°, em média.



**Figura 2.2.4** – Representação de uma *flexjoint*.

Linhas de controle (*Choke e Kill lines*): são dutos externos que tem a função de controlar a vazão em caso de *kicks*.



**Figura 2.2.5** – Representação da seção transversal de um *riser* de perfuração com flutuadores.

Conector Hidráulico (*Hydraulic Line*): Basicamente assegura a desconexão entre o *riser* e a BOP em caso de emergência.

Flutuadores (*Bouyancy modules*): Sua função é reduzir a tensão de topo que será aplicada para manter o *riser* tracionado, com a ação que o empuxo exerce sobre a estrutura. Segundo a API RP 16Q [2], é recomendável empregá-los para profundidades maiores que 2000 pés (609,6 metros) .

Juntas Telescópicas (*Slip Joint*): São juntas de expansão situadas na parte superior da coluna do *riser*, [24], que têm a função de compensar os movimentos verticais do *riser*. Possuem dois barriletes cilindros concêntricos, um interno e outro externo como mostrado Figura 2.2.6. Para manter o *riser* com tração constante, a junta telescópica varia a tração dos cilindros e com movimento vertical somente do barrilete interno.

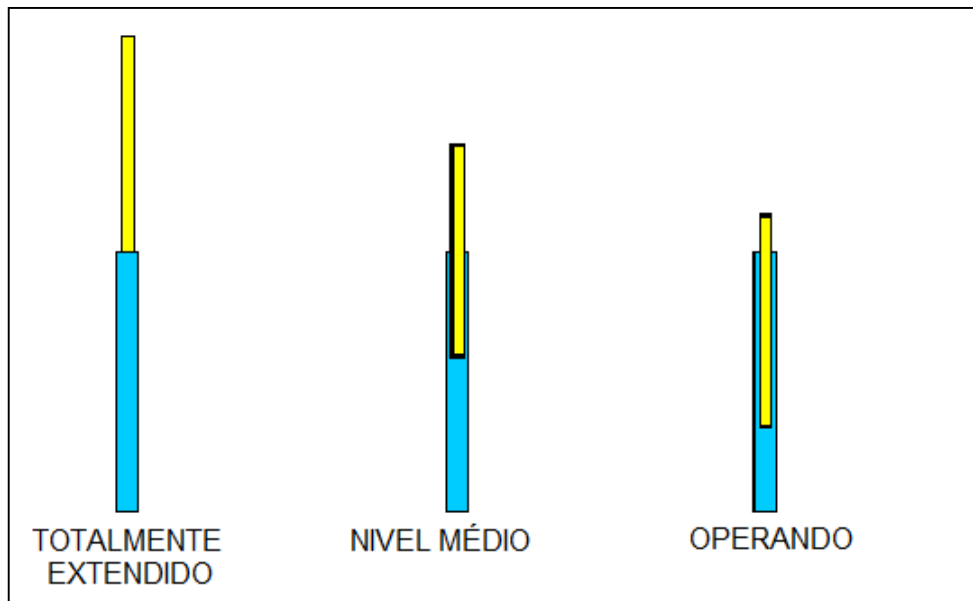


Figura 2.2.6 – Níveis da junta Telescópica

*Diverter*: Geralmente localizado entre o barrilete interno e a embarcação. Permite o redirecionamento do fluido de perfuração e cascalhos durante um *kick*, [24].

## 2.3 FORÇAS EXERCIDAS SOBRE O RISER

*Risers* em grandes lâminas d'água sob fortes correntes são propícios a vibrações criadas por desprendimento de vórtices ao longo da estrutura. Estas vibrações induzidas por vórtices podem danificar a estrutura do *riser* e limitar a vida útil devido à fadiga. No item a seguir serão descritos os principais carregamentos que atuam sobre um *riser* e que, em conjunto, poderão criar condições mais ou menos propícias para que o fenômeno ocorra.

### 2.3.1 TRAÇÃO EFETIVA

Peso próprio - O peso próprio é fornecido por unidade de comprimento. São utilizados como dados de entrada apenas o peso próprio da estrutura atuante entre a articulação superior e a inferior. Para este trecho é considerado o peso de cada elemento.

- Peso próprio do *riser*

$$P_{est} = A_{sç} \cdot \gamma_{aço} \cdot L \quad (\text{Eq. 2.3.1})$$

Onde:

$P_{est}$ : Peso próprio do *riser*;

$A_{sç}$ : Área da seção transversal do *riser*;



$\gamma_{aço}$ : Peso específico do aço.

Pressão no Topo e Pressão Interna - No topo do *riser* pode atuar uma pressão independente do peso específico do fluido interno, chamada de pressão de topo, a qual, para pontos abaixo da superfície, é somada a pressão exercida pela coluna de fluido interno dando origem à pressão interna total atuante em uma seção transversal do *riser*.

$$P_i = P_t + \delta_{flu_i}(L - s) \quad (\text{Eq. 2.3.2})$$

Onde, seguindo a nomenclatura indicada na Figura 2.3.1:

$P_i$ : Pressão interna na cota  $s$ ;

$P_t$ : Pressão de topo;

$\delta_{flu_i}$ : Peso específico do fluido interno;

$s$ : Varia de 0 a  $L$ .

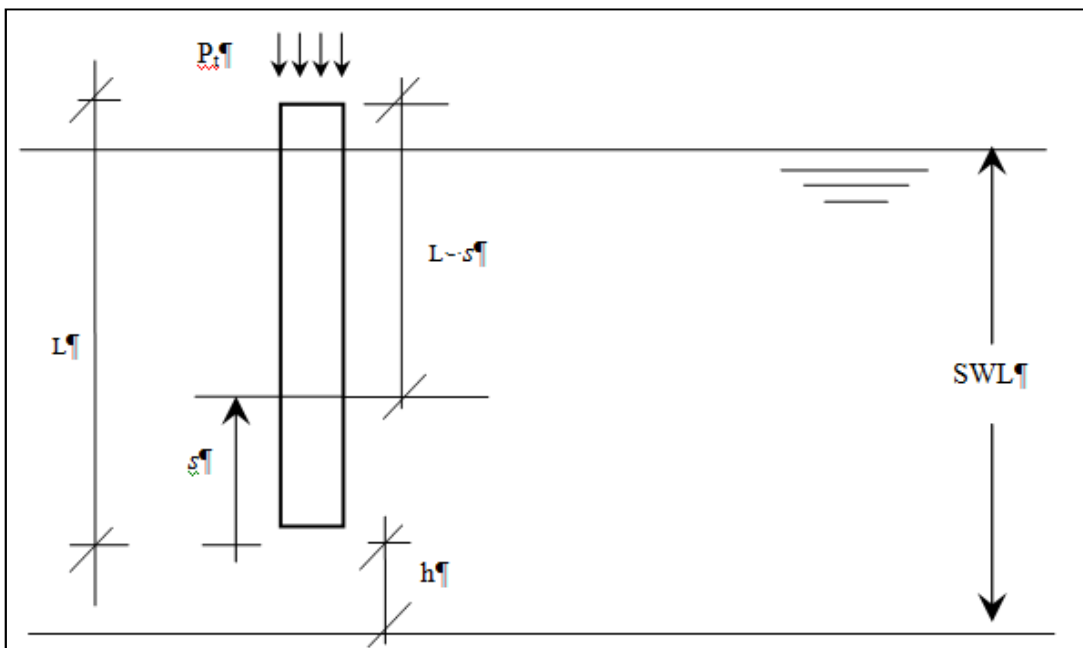


Figura 2.3.1. – Esquema de um *riser* [28].

Pressão Externa ( $P_e$ )- Considerando o mar sem ondas a pressão externa na cota  $s$  (vide Figura 2.3.1) será:

$$P_e = \delta_{fluidoE}(SWL - h - s) \quad (\text{Eq. 2.3.3})$$

Tração Efetiva ( $T_e$ ):

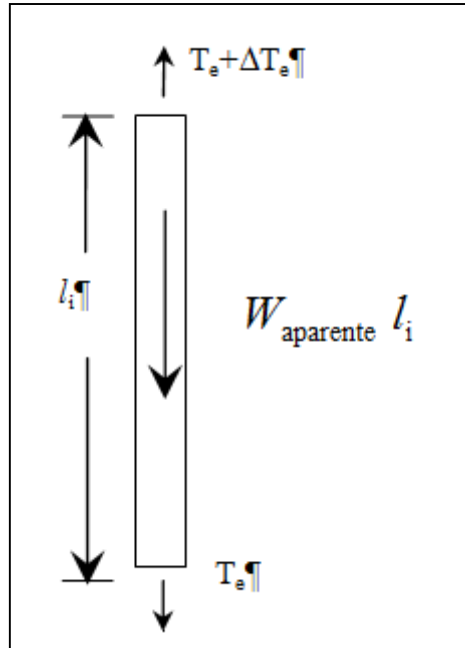


Figura 2.3.2 – Força Efetiva.

$$T_e = T_n - P_i A_i + P_e A_e \quad (\text{Eq. 2.3.4})$$

Onde:

$T_n$ : Esforço Real;

$P_i$ : Pressão Interna;

$A_i$ : Área Interna do *riser*;

$P_e$ : Pressão externa;

$A_e$ : Área Externa do *riser*, determinada a partir do diâmetro hidrodinâmico externo do *riser*.

$$W_{sub} = P_{est} + P_i - P_e \quad (\text{Eq. 2.3.5})$$

A tração que o tracionador aplicará no *riser* dependerá dos valores da tração na base do *riser* e na compressão exercida ao longo do *riser*.

$$T_{topo} = W_{sub} + T_{fundo} \quad (\text{Eq. 2.3.6})$$

Para simplificar o cálculo é usual considerar a tração ao longo do comprimento como:

$$T(s) = T_{sup} - \frac{T_{sup} - T_{inf}}{L} \cdot s \quad (\text{Eq. 2.3.7})$$

Onde:

$T(s)$ : Tração no *riser* ao longo do seu comprimento;

$s$ : varia de 0 a  $L$ .

Caso o *riser* seja muito extenso, o valor que será necessário aplicar para manter a estrutura totalmente tracionada será muito alto, inviabilizando o projeto. Para solucionar este problema são colocados flutuadores ao longo do *riser* para que o empuxo exercido pelos flutuadores “alivie” o peso próprio da estrutura, como descrito no item 2.2. Neste caso deve-se acrescentar o peso do flutuador e a área externa hidrodinâmica que corresponderá ao diâmetro externo do flutuador.

## 2.3.2 AÇÕES AMBIENTAIS

As ações ambientais que envolvem a análise de VIV são, principalmente, a onda e a corrente. Para grandes profundidades a corrente é mandatória.

### 2.3.2.1 CORRENTE

Corrente uniforme – considera que o *riser* estará sujeito a uma velocidade constante ao longo de todo comprimento e vida útil. Com isto considera-se que o desprendimento de vórtices ocorrerá em apenas uma frequência.

Corrente não uniforme unidirecional – requer uma análise mais complexa, na qual se utilizam dados obtidos experimentalmente para determinar parâmetros de análise. Para esta análise considera-se que a velocidade é monotônica, varia linearmente em um único sentido. Assim obtêm-se frequências de desprendimento de vórtices distintas ao longo de todo o *riser*.

Corrente não uniforme multi-direcional- Ainda não se têm conhecimento de programas que considerem a velocidade de corrente tridimensional, porém podem ser feitas algumas aproximações de maneira a considerar a ação da velocidade incidindo em diferentes planos. No artigo da OTC19026 [26] são descritos três métodos distintos para representar a variação da velocidade agindo no cilindro, concluindo-se que a consideração de velocidade em uma única direção fornece resultados consistentes.

No presente trabalho, somente serão considerados os dois primeiros casos, velocidade uniforme e velocidade não uniforme unidirecional.

### 2.3.2.2 ONDA

A compreensão da força de onda em estruturas *offshore* é uma das tarefas mais difíceis, principalmente por envolver a complexa interação entre fluido e estrutura. Muitas teorias já foram desenvolvidas para descrever o fenômeno, porém nenhuma delas através de estudos analíticos.

Forças originadas da onda são calculadas por três diferentes métodos em estruturas *offshore*:

- Equação de Morison;
- Teoria de Froude-Krylov;
- Teoria da difração.

Das três metodologias acima, a mais importante é a equação de Morison, que assume que as forças de inércia e arrasto são lineares podendo ser somadas. Os componentes que envolvem a força de inércia e de arrasto são obtidos experimentalmente. A equação de Morison é aplicável quando a força de arrasto é significativa; este é o caso quando, geralmente, a estrutura é pequena comparada com o comprimento da onda.

A seguir é apresentada a equação de Morison para o cálculo da força por unidade de comprimento atuante em um cilindro vertical, em onda perpendicular ao eixo do cilindro:

$$f = C_D \frac{\rho}{2} D u |u| + C_M \rho \frac{\pi D^2}{4} \dot{u} \quad (\text{Eq. 2.3.8})$$

Onde:

- $f$ : Força por unidade de comprimento;  
 $D$ : Diâmetro externo do cilindro;  
 $u$ : Velocidade das partículas fluidas devido às ondas, no centro da seção;  
 $\dot{u}$ : Aceleração das partículas fluidas devido às ondas, no centro da seção;

|u|: Módulo da velocidade.

## 2.4 ANÁLISE DINÂMICA DE UM RISER DE PERFURAÇÃO (MODELO BI-ROTULADO)

Para analisar estruturalmente o *riser*, é utilizado o modelo de uma barra/viga bi-rotulada tracionada no topo, incluindo sua geometria, profundidade, massa e as propriedades do material. O material utilizado geralmente é o aço, mas pode ser também o alumínio. O modelo viga bi-rotulada pode ser usado graças ao dispositivo *flex/Balljoint*, que fica localizado no trecho inicial e final do *riser*.

A análise dinâmica consiste em avaliar o comportamento de uma estrutura ao vibrar ou apresentar movimento oscilatório ao longo do tempo. Para se fazer a análise dinâmica de uma estrutura o primeiro passo é determinar um modelo simplificado, de forma a tornar viável a análise.

A forma mais simples de representar dinamicamente o comportamento de uma estrutura é mostrada na Figura 2.4.1.

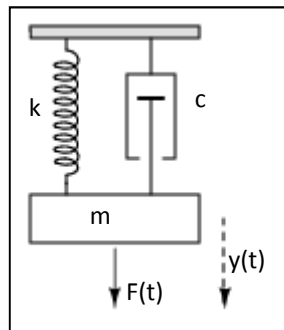


Figura 2.4.1 – Sistema massa mola amortecedor.

Onde:

k: Rigidez da estrutura;

m: Massa do elemento de um corpo rígido, admite-se que um elemento de massa;

c: Representa qualquer perda de energia, denominado de amortecimento. Existem três tipos: amortecimento por atrito, por histerese e amortecimento viscoso. O amortecimento viscoso é a resistência de um fluido ao movimento do corpo, ou seja, o amortecimento é proporcional a velocidade do corpo vibratório;

F(t): é a força gerada por uma carga dinâmica aplicada na estrutura. A carga dinâmica é a carga aplicada na estrutura alternadamente em função do tempo. Pode-se dizer que a força F(t) tem características oscilatórias. Como será visto mais adiante;

y: Deslocamento do corpo rígido.

Por estas definições pode-se compreender a equação de movimento, Equação 2.4.1:

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F(t) \quad (\text{Eq. 2.4.1})$$

A equação acima representa uma solução clássica. A partir desta podem ser feitas algumas simplificações de modo a viabilizar a solução.

A resposta para o comportamento de um *riser* submetido a cargas dinâmicas pode ser obtida através de dois modelos. O modelo no domínio da frequência e no domínio do tempo e, ainda, a combinação dos dois modelos.

O modelo no domínio do tempo permite considerar a não linearidade física e geométrica da estrutura, e ainda fazer as interações de forma a considerar os efeitos

hidrodinâmicos ao longo do tempo. O modelo no domínio da frequência possui algumas limitações, e tem como premissa a conservação da linearidade da estrutura.

Para a solução analítica é utilizado o domínio da frequência, apesar de sua aplicação implicar em algumas simplificações. Serão abordadas algumas formulações simplificadas para obter de forma direta a frequência e os modos de vibração. No caso de um *riser* de perfuração, pode-se considerar a estrutura como uma viga ou um cabo.

Cabos – Possui rigidez à flexão próxima de zero e somente permite cargas axiais. Algumas características definidas por Blevins [6] serão apresentadas a seguir:

- Os cabos são uniformes e elásticos;
- A tração média do *riser* é muito maior do que o componente flutuante durante a vibração;
- As flechas dos cabos não ultrapassam 1/8 do comprimento do vão;
- A amplitude da vibração é pequena quando comparada com a flecha do cabo e a distancia entre os nós de vibração;
- O cabo é apoiado em ambas as extremidades por ligação rígida.

A influência da flecha na frequência natural do cabo é bastante significativa, quando comparada a um cabo esticado.

Vigas – É considerada a rigidez à flexão.

Serão feitas algumas considerações para o caso da viga submetida a vibrações transversais, [6]:

- As vigas são uniformes ao longo do vão;
- As vigas são compostas de material linear, homogêneo, isotrópico e elástico;
- As vigas são esbeltas, a dimensão da seção transversal é muito menor do que o comprimento da viga;
- Somente são consideradas deformações normais no eixo da barra;
- O centro de cisalhamento da viga coincide com o centro de massa.

Nos próximos itens serão apresentadas equações que determinam a frequência natural em função de três aspectos: tração de topo constante, tração de topo variável, consideração da estrutura como cabo e como viga.

### 3. O FENÔMENO DE VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES

#### 3.1 SURGIMENTO DE VÓRTICES

##### 3.1.1 Experiência de Reynolds

Com a finalidade de observar os regimes de escoamento, Reynolds em 1883 realizou uma experiência em um reservatório que continha um fluido em repouso, com um orifício de pequeno diâmetro próximo ao seu fundo e uma válvula que permitia a saída do fluido em alta velocidade (Figura 3.1.1). Foi inserido no orifício, através de um dispositivo, um fluido colorido com escoamento contínuo e, simultaneamente foi aberta a torneira.

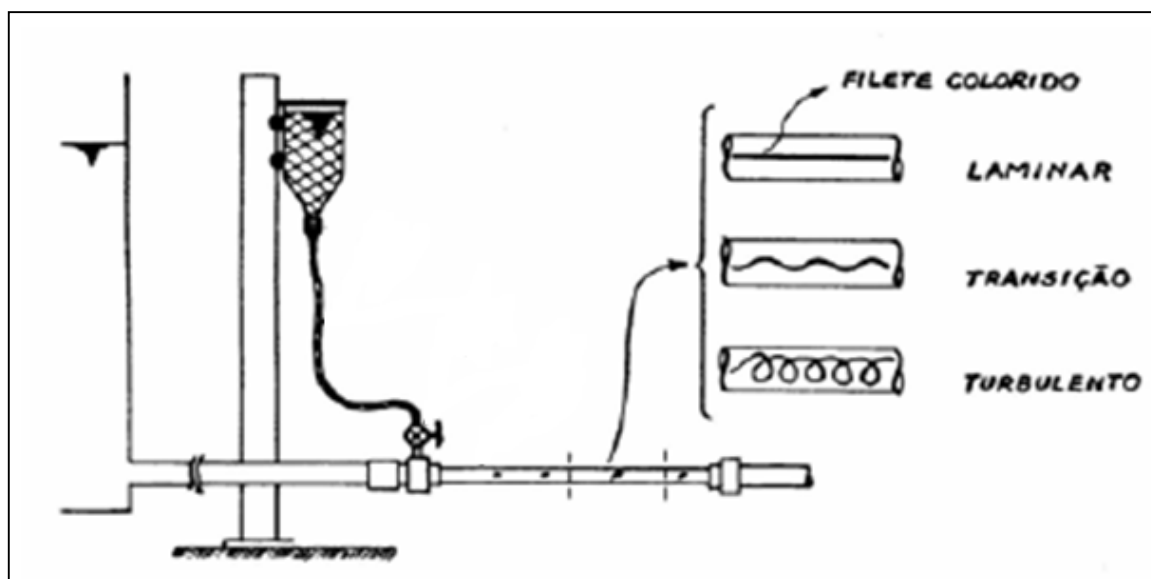
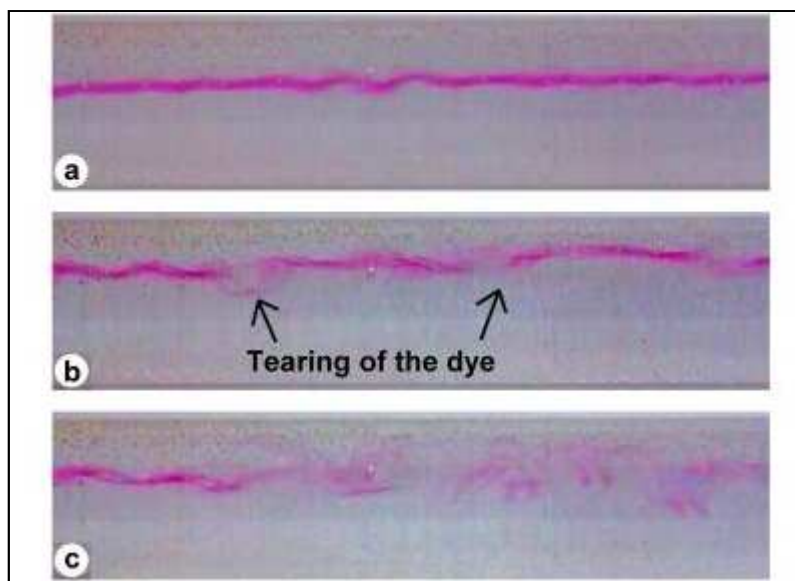


Figura 3.1.1 – Esquema representativo da experiência de Reynolds.

Durante os primeiros instantes, a tinta percorria em linha reta sem ser perturbada pelo fluido proveniente do reservatório. Porém, a partir de um dado trecho, gradativamente a tinta deixava de escoar linearmente e surgiam movimentos verticais, ocasionando oscilações. Para o primeiro trecho é dito que o escoamento se encontra no regime laminar (Figura 3.1.2a). Quando o escoamento é dominado pelas perturbações, é dito que ele está no regime turbulento (Figura 3.1.2 c). O trecho, em que ocorre a transição entre o regime laminar e turbulento, é chamado de regime transitório (Figura 3.1.2b).



**Figura 3.1.2** – Comportamento do fluido (a) regime laminar, (b) regime transitório e (c) regime turbulento [15].

As forças ordenadoras do escoamento são forças de origem viscosa, ou seja, são forças provenientes da tensão de cisalhamento existente entre as camadas de fluido. Essas forças são as que mantêm o fluido no regime laminar. As forças que fazem com que o escoamento se torne turbulento são de origem inercial, ou seja, são causadas pela tendência que o fluido tem de se manter em movimento, mesmo com a presença de fatores dissipadores de energia. As forças viscosas tendem a não permitir que as partículas do fluido se desloquem entre si. Quando as forças inerciais superam as forças viscosas, o escoamento tende a tornar-se perturbado de forma que o fluido passa a possuir movimentos verticais no caso da Figura 3.1.2.

No que se refere à consideração das forças viscosas, ainda não foi desenvolvida uma forma fechada para a representação analítica do escoamento em torno de geometrias imersas. Por esse motivo, é amplamente utilizado no meio científico o conceito de fluido ideal ou fluido invíscido. O fluido ideal é desprovido de viscosidade, ou seja, não possui a propriedade de resistir às forças tangenciais. O escoamento de um fluido ideal é governado por forças inerciais que definem o efeito geométrico de alteração do escoamento quando este se dá em torno de uma estrutura imersa. Ao contrário do fluido ideal, o escoamento considerando fluido real apresenta os efeitos de ambas componentes de forças: viscosa e inercial.

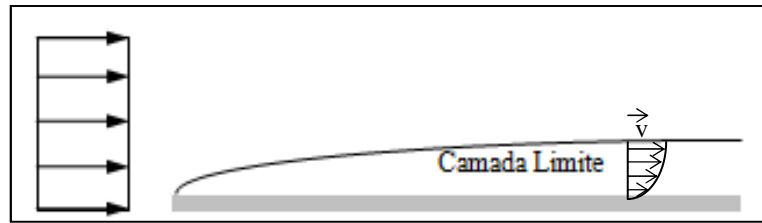
### 3.1.2 Camada Limite

O conceito de camada limite pode ser visualizado através da consideração de um fluido em escoamento laminar, entre duas placas paralelas entre si e de comprimento infinito na direção do escoamento. Uma das placas está imóvel e a outra possui movimento com velocidade conhecida.

Como há atrito entre a superfície das placas e o fluido, o mesmo possui cinemática igual à da placa no contato com esta, de forma que haverá uma retenção do fluido junto à placa que está sem movimento e um arraste de fluido pela placa que está em movimento.

A viscosidade entre as camadas de partículas de fluido faz com que a velocidade do escoamento aumente gradativamente, partindo de zero junto à placa parada, até alcançar a velocidade da placa na outra extremidade.

O trecho onde ocorre esta variação de velocidade é muito pequeno, e é denominado como camada limite.



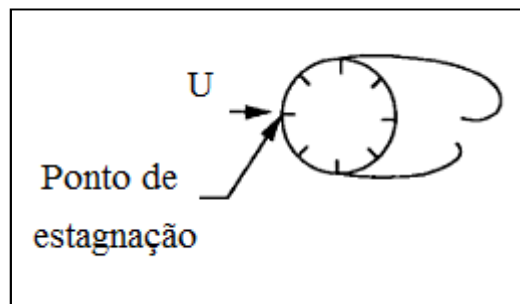
**Figura 3.1.3** – Ponto de estagnação do escoamento ao redor de um cilindro [29].

Analisando-se um fluido em repouso, com uma placa imersa de comprimento infinito que está inicialmente parada. A partir de um movimento repentino, a placa que estava inicialmente parada, passou a ter uma velocidade  $V$ . Nos primeiros instantes, em que a placa inicia o movimento, a velocidade do fluido aderente à superfície da placa passa a ser  $V$ . O que significa um salto brusco na velocidade do escoamento surgindo então uma vorticidade, que por difusão passará a se propagar transversalmente ao escoamento até a velocidade ser nula. O trecho onde a velocidade varia até chegar a zero corresponde à camada limite, e por ser uma camada regida pela característica viscosa do fluido, a camada tende a “engrossar” em função do tempo.

Pode se adotar um raciocínio análogo para o caso do fluido em movimento com uma velocidade constante  $V$  com um obstáculo em seu percurso. O fluido que possuía velocidade uniforme  $V$ , terá na região limite com a superfície do obstáculo, um salto brusco de velocidade que passa a ser nula para o fluido em contato com a superfície do obstáculo. A região próxima à superfície do obstáculo na qual a velocidade do escoamento varia unicamente em função da existência de atrito entre o fluido e a superfície do obstáculo, é definida como camada limite.

### 3.2 SEPARAÇÃO DO ESCOAMENTO

Para um escoamento que incide de forma frontal à seção transversal de um cilindro, o ponto onde ocorre o primeiro encontro entre as partículas de fluido e a superfície do cilindro é o ponto onde o escoamento incide a  $0^\circ$  (ponto A da Figura 3.2.2). Este ponto é conhecido como ponto de estagnação (Figura 3.2.1), onde a velocidade do escoamento é nula e a pressão associada à dinâmica do escoamento é máxima.



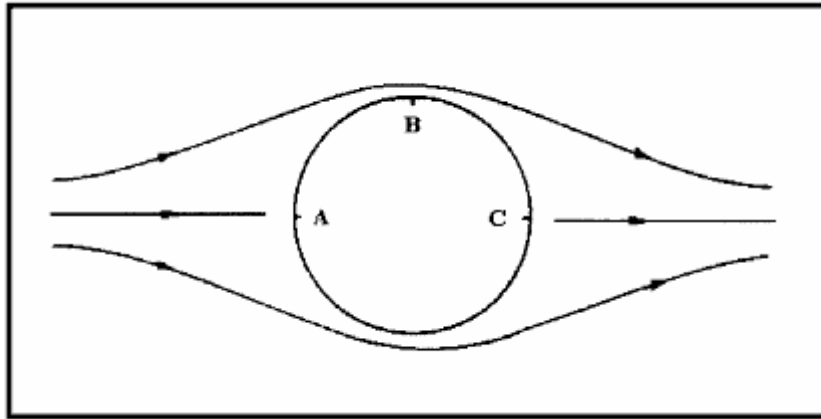
**Figura 3.2.1** – Ponto de estagnação do escoamento ao redor de um cilindro [32].

Se o fluido em consideração for invíscido (fluido ideal), o ponto de estagnação ocorre tanto para  $\theta=0^\circ$ , como para  $\theta=180^\circ$ , pontos A e C da Figura 3.2.2, respectivamente. Ainda, na trajetória do ponto A ao B, ocorre um aumento de velocidade e, conseqüentemente, uma diminuição de pressão até o fluido atingir o ponto B,  $\theta=90^\circ$ , onde a velocidade é máxima e a pressão é mínima.

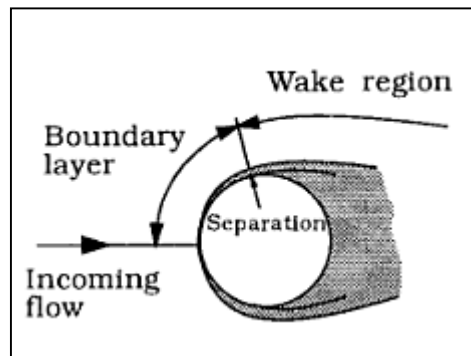
Observando-se o escoamento que parte do ponto A para o B ao redor de um cilindro ( $0^\circ$  para  $90^\circ$  da Figura 3.2.2), o gradiente de pressão é favorável fazendo com que haja um ganho de velocidade, conforme a pressão tende a diminuir. Quando o fluido atinge o ponto B ( $90^\circ$ ) a velocidade é máxima e o fluido desloca-se em direção ao ponto C com o gradiente de pressão desfavorável, mas com o ganho de energia cinética para vencer o gradiente adverso.



Para o fluido real, porém, há o efeito da viscosidade, caracterizado pela camada limite, e ocorrem perdas de energia devidas aos efeitos de fricção, ou seja, as partículas na camada limite não acumulam energia cinética suficiente para superar o gradiente adverso e então ocorre uma redução na velocidade até que em um determinado ponto dentro da camada limite ocorre um movimento de fluido contrário ao da direção do escoamento, causando assim a separação do mesmo (Figura 3.2.3).

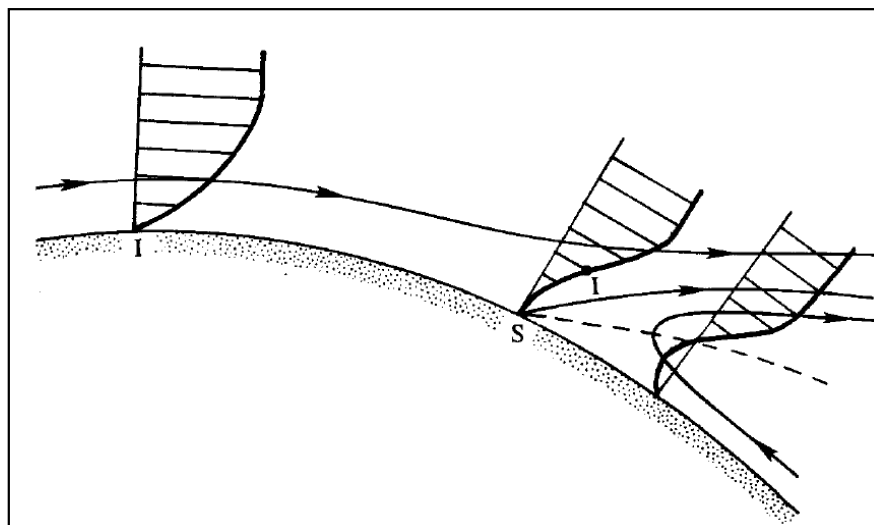


**Figura 3.2.2** – Linhas do escoamento de um fluido ideal em torno de um cilindro [21].



**Figura 3.2.3** – Separação do escoamento de um fluido real ao redor de um cilindro [32].

No ponto onde ocorre a separação do escoamento a tensão cisalhante é nula e as velocidades normais e tangenciais, junto à parede do cilindro, também o são. A Figura 3.2.4 apresenta o perfil de velocidade na camada limite até o ponto onde há um refluxo do escoamento, ilustrando o efeito da separação.



**Figura 3.2.4** – Perfil de velocidade na camada limite de um escoamento de fluido real ao redor de um cilindro (separação) [29].

Na Figura 3.2.5 é possível ver a distribuição do gradiente de pressão em função da posição do escoamento ao redor do cilindro. Na região próxima a 90° as pressões são mínimas. Nota-se que no ponto de estagnação (0°) a pressão é igual para os três casos apresentados, porém deste ponto em diante a distribuição de pressão para escoamento de fluido ideal passa a ser diferente da distribuição de pressão para escoamento de fluido real, uma vez que há perda de carga devido à viscosidade do fluido. Nota-se também que devido à separação, a distribuição de pressão, para o fluido real, deixa de ser simétrica fazendo com que surja uma força de arrasto na direção do escoamento. O comportamento da pressão ao redor do cilindro para o fluido real varia também em função do N° de Reynolds, que é definido na próxima seção deste capítulo.

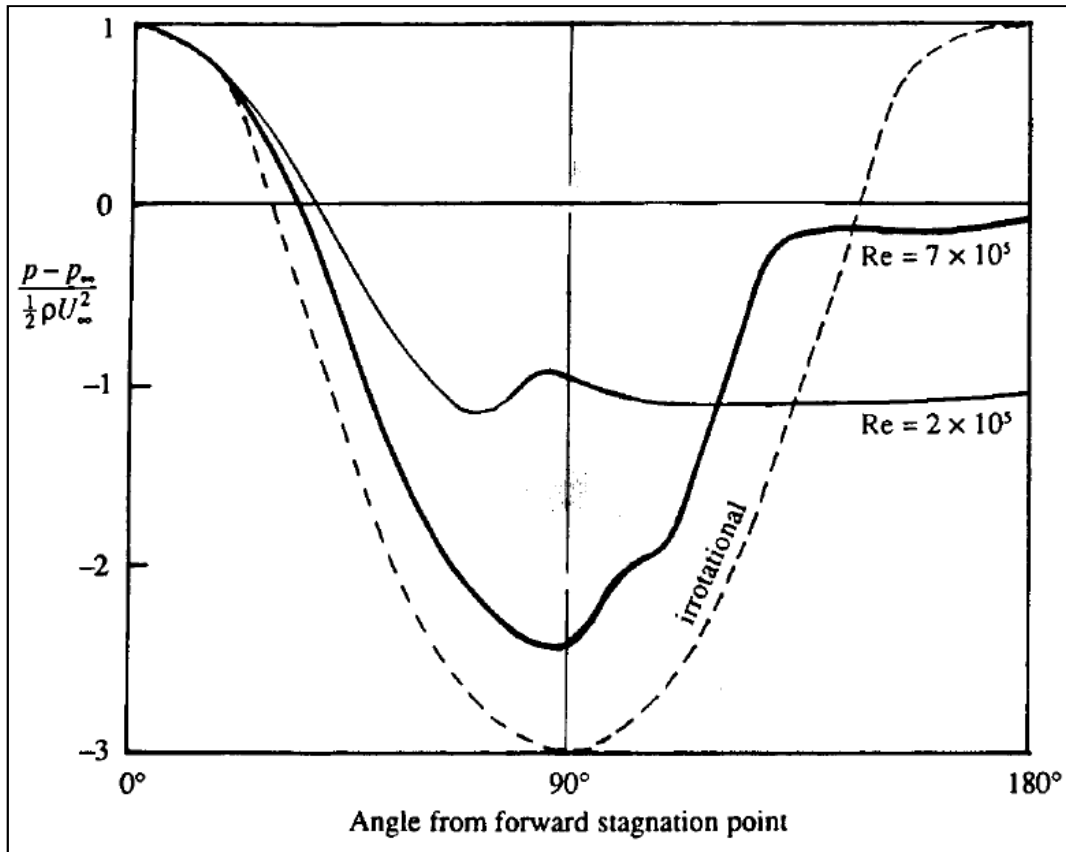


Figura 3.2.5 – Distribuição de pressão do escoamento em torno de um cilindro (fluido ideal versus fluido real) [5].

### 3.3 ANÁLISE ADIMENSIONAL

Os parâmetros adimensionais são utilizados para reduzir o número e a complexidade de variáveis experimentais que afetam um dado fenômeno físico. Alguns parâmetros ao serem estudados experimentalmente podem ser difíceis de ser relacionados devido ao conjunto de grandezas do problema em questão. Para solucionar tal dificuldade e melhorar a compreensão dos fenômenos físicos, recorre-se aos parâmetros adimensionais. Os parâmetros adimensionais são obtidos através de análises que envolvem a dimensão dos parâmetros envolvidos.

Para se fazer uma análise dimensional pode-se abordar o problema de várias formas. Uma delas é o teorema dos  $\Pi$ s de Buckingham que diz que o número de grupos adimensionais será igual ao número de variáveis envolvidas no problema menos o número de grandezas dimensionais básicas requeridas.

Como no estudo das VIV os métodos semi-empíricos ainda são utilizados amplamente, os parâmetros adimensionais são uma importante ferramenta para a compreensão e representação do fenômeno.

A Tabela 3.3.1 lista a definição de cada parâmetro utilizado abaixo e suas respectivas unidades.

**Tabela 3.3.1** – Grandezas dimensionais.

Grandezas dimensionais	Definição	Dimensão
L	Comprimento da estrutura	[comprimento]
D	Largura máxima da estrutura	[comprimento]
A <sub>y</sub>	Amplitude de vibração	[comprimento]
U	Velocidade do fluido	[comprimento/tempo]
m	Massa por unidade de comprimento do modelo	[massa/comprimento]
ρ	Densidade do fluido	[massa/comprimento <sup>3</sup> ]
ν	Viscosidade cinemática do fluido	[comprimento/tempo]
f	Frequência de vibração	[tempo <sup>-1</sup> ]

A seguir, são listados os principais parâmetros adimensionais relacionados com o fenômeno das Vibrações Induzidas por Vórtices.

#### Geometria:

O adimensional que representa a geometria da estrutura, ou índice de esbeltez, é um dos mais importantes parâmetros, segundo Blevins [5], para a determinação das características da força do fluido sobre a estrutura.

$$\frac{L}{D} = \text{índice de esbeltez} \quad (\text{Eq. 3.3.1})$$

#### Velocidade Reduzida

A velocidade reduzida, por observações experimentais, delimita a região relacionada a vibrações devido ao desprendimento de vórtices, ou seja, a região onde a frequência da excitação devido ao desprendimento de vórtices se aproxima da frequência natural da estrutura.

$$\frac{U}{f_v \cdot D} = \text{velocidade reduzida} \quad (\text{Eq. 3.3.2})$$

O parâmetro D (diâmetro externo da estrutura) é amplamente utilizado porque tende a controlar a espessura da esteira de vórtices.

#### Amplitude Adimensional

A amplitude adimensional relaciona a amplitude de vibração com o diâmetro da estrutura.

$$\frac{A_y}{D} = \text{Amplitude adimensional} \quad (\text{Eq. 3.3.3})$$

#### Razão de massa

A razão de massa relaciona a massa da estrutura à massa de fluido deslocada.

$$\frac{m}{\rho \cdot D^2} = \text{Razão de massa} \quad (\text{Eq. 3.3.4})$$

É uma importante medida para flutuadores e para os efeitos de massa adicional no modelo. É geralmente usado para medir a suscetibilidade de estruturas leves às vibrações induzidas por desprendimento de vórtices, [5].

### Número de Reynolds

O Número Reynolds é a relação entre as forças inerciais e as forças viscosas.

$$\frac{U \cdot D}{\nu} = \text{Número de Reynolds} \quad (\text{Eq. 3.3.5})$$

O Número de Reynolds (Re) evidencia o comportamento do regime do escoamento, da espessura da camada limite e da forma como ocorre a separação.

### Razão de Amortecimento ( $\xi$ )

A razão de Amortecimento Estrutural relaciona a energia dissipada pela estrutura com a energia de deformação da estrutura, quando esta é submetida a vibrações.

$$\xi = \frac{\text{Energia dissipada por ciclo}}{4\pi \cdot (\text{Energia de deformação da estrutura})} \quad (\text{Eq. 3.3.6})$$

Outro parâmetro que relaciona propriedades importantes é o amortecimento reduzido que é composto pelo produto da razão de massa com o fator de amortecimento.

$$\frac{2 \cdot m \cdot (2\pi\xi)}{\rho \cdot D^2} = \text{Amortecimento reduzido} \quad (\text{Eq. 3.3.7})$$

O aumento do amortecimento reduzido normalmente diminui a amplitude de vibração do fluido.

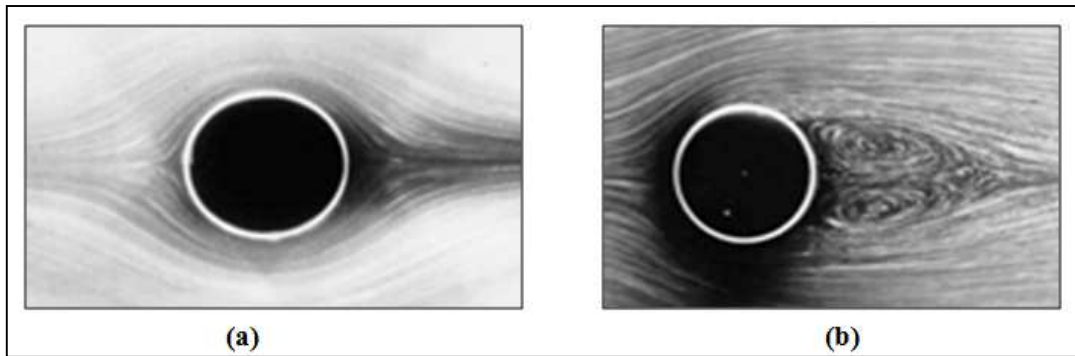
## **3.4 COMPORTAMENTO DO FLUIDO X NÚMERO DE REYNOLDS**

O parâmetro que relaciona as forças inerciais e as forças viscosas é definido como Número de Reynolds.

O Número de Reynolds advém de estudos de semelhança obtidos por modelos reduzidos e protótipos, ou pela equação de Navier-Stokes na forma adimensional, [29]. No estudo de um escoamento em torno de um obstáculo, a variação do Número de Reynolds se dá através da variação da velocidade do escoamento, portanto quanto maior a velocidade do escoamento maior será o Número de Reynolds.

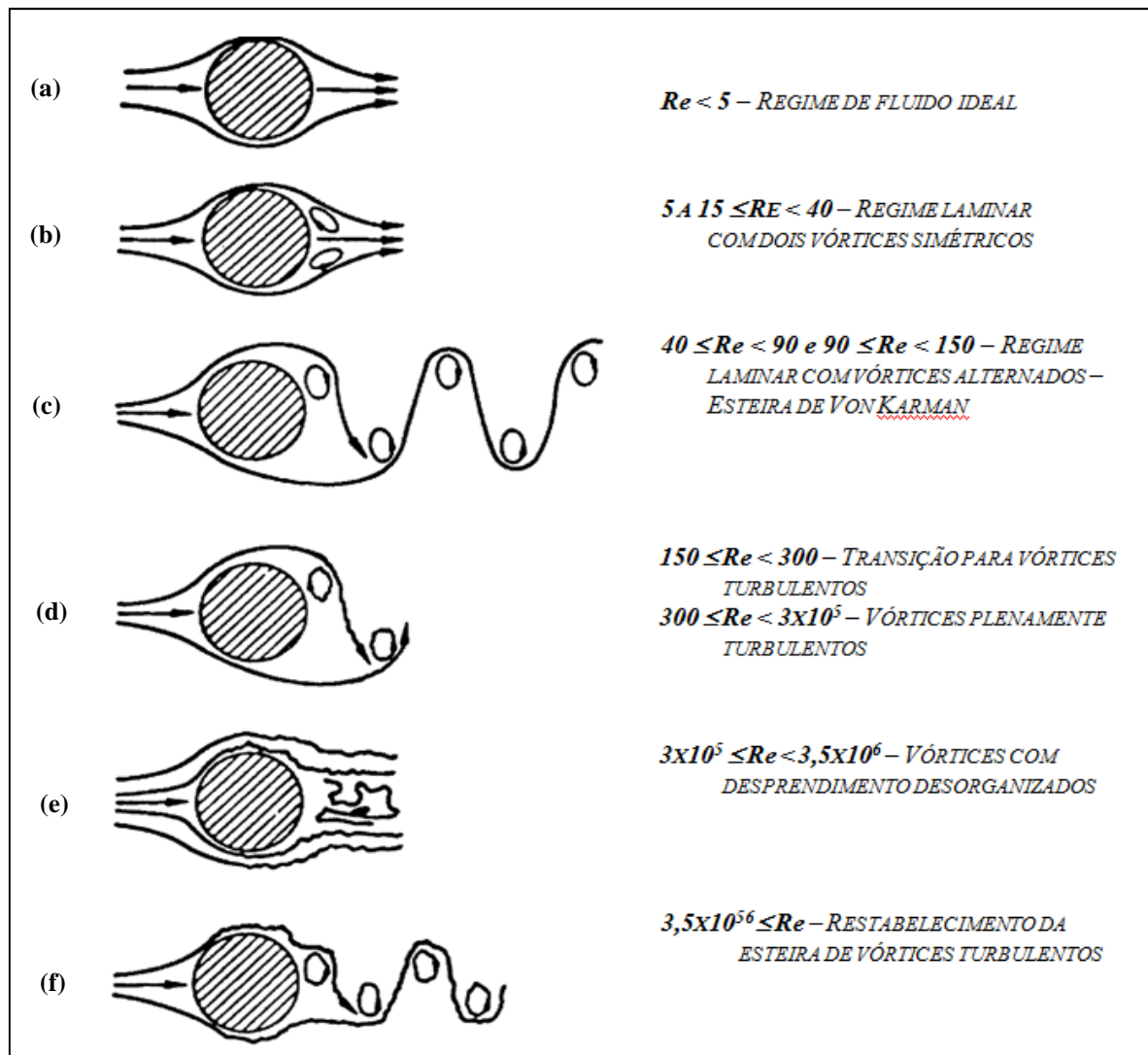
O desprendimento de vórtices tem origem na separação do escoamento, que ocorre na camada limite. O Número de Reynolds caracteriza o comportamento do fluido na camada limite. Enquanto as forças viscosas tendem a ordenar o escoamento tornando-o laminar, as forças inerciais influenciam o escoamento próximo ao cilindro de forma que as partículas do fluido se movimentem transversalmente fazendo com que o escoamento se torne desordenado.

Para valores de Reynolds menores que 5 o escoamento é lento e predominantemente regido por forças viscosas, ou seja, em regime laminar. A partir de valores de Reynolds de 5 e até 40, surgem pares de vórtices formados na esteira do cilindro. Quando o Número de Reynolds está aproximadamente entre 40 e 50 acontece o desprendimento de vórtices na estrutura. Quando há desprendimento de vórtices surge uma força transversal alternada no cilindro, excitando movimentos oscilatórios (VIV) no cilindro. A Figura 3.4.1 ilustra a passagem do fluido por um obstáculo para Número de Reynolds até 50.



**Figura 3.4.1** – escoamento em torno de um cilindro (a) No regime laminar, com  $Re < 5$  (b) Par de vórtices,  $5 < Re < 40 \sim 50$ .

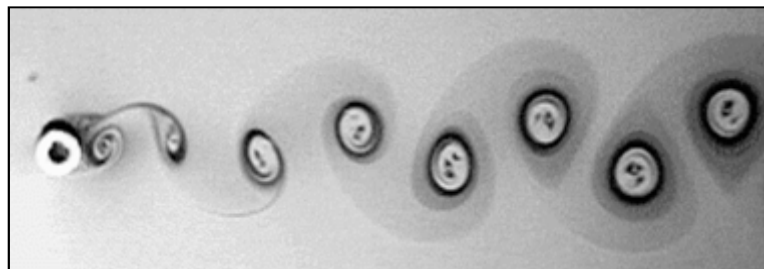
Assim o padrão do escoamento na camada limite e na esteira de vórtices de um escoamento em torno de um cilindro não varia de forma contínua com o Número de Reynolds. Há variações no padrão do escoamento para intervalos constantes do Número de Reynolds, apresentando formas perceptivelmente distintas para cada intervalo. A Figura 3.4.2 apresenta a classificação do escoamento na esteira de vórtices, de acordo com os intervalos do Número de Reynolds.



**Figura 3.4.2** – Regimes do escoamento para diferentes Números de Reynolds [27].

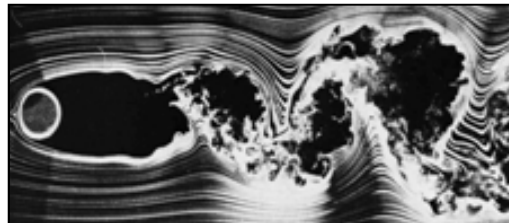
Os padrões observados na figura acima são descritos em detalhe nos itens em seqüência:

- Figura 3.4.2 a - Número de Reynolds menor que 5, onde o fluido na camada limite é caracterizado por ter somente forças viscosas e de pressão e estar em regime laminar;
- Figura 3.4.2 b –  $5 < Re < 40 \sim 50$ . Um par de vórtices estáveis, simétricos e laminares ocorre na região atrás do cilindro;
- Figura 3.4.2 c –  $40 \leq Re < 90$  e  $90 \leq R < 150$ . Deixam de ser estáveis, conseqüentemente um vórtice irá crescer mais do que o outro. O aumento do vórtice torna-se forte o suficiente para expulsar o vórtice oposto da esteira. Gerrard (1966) [47] observou que a aproximação do vórtice oposto irá então interromper o fornecimento de vorticidade ao vórtice de mesmo lado na camada limite. Neste instante ocorre então o desprendimento de vórtices alternado. Para o Número de Reynolds em aproximadamente 150, forma-se uma dupla fila de vórtices alternados conhecidos com vórtices de Von Karman (Figura 3.4.3);



**Figura 3.4.3** – Esteira de Von Karman.

- Figura 3.4.2 d – ( $150 < Re < 300$ ) e ( $300 < Re < 3 \times 10^5$ ). Os vórtices se tornam turbulentos, como na Figura 3.4.4, embora o escoamento na camada limite ainda permaneça laminar. No intervalo de  $300 < Re < 3 \times 10^5$ , a esteira torna-se mais estreita, com larguras menores que o diâmetro do cilindro, com períodos de desprendimento bem definidos. Esta faixa do Número de Reynolds é chamada de região subcrítica;



**Figura 3.4.4** – Região com vórtices turbulentos e camada limite laminar.

- Figura 3.4.2 e – ( $3 \times 10^5 < Re < 3,5 \times 10^6$ ) Intervalo transitório. A camada limite deixa de ser laminar e passa a ser turbulenta. A esteira turbulenta apresenta uma desorganização com relação ao desprendimento de vórtices que ocorre de forma aleatória;
- Figura 3.4.2 f – ( $3,5 \times 10^6 < Re$ ) A esteira de vórtices volta a se comportar de forma mais bem organizada e possui novamente uma forma de desprendimento alternado.

### 3.5 NÚMERO DE STROUHAL E SUA RELAÇÃO COM O DESPRENDIMENTO DE VÓRTICES EM ESCOAMENTOS AO REDOR DE CILINDROS

Como já foi citado acima o desprendimento de vórtices ocorre em geral em uma frequência bem determinada, denominada frequência de desprendimento de vórtices, ou frequência de *shedding* ( $f_s$ ):

$$f_s = \frac{St \cdot U}{D} \quad (\text{Eq. 3.5.1})$$

Onde:

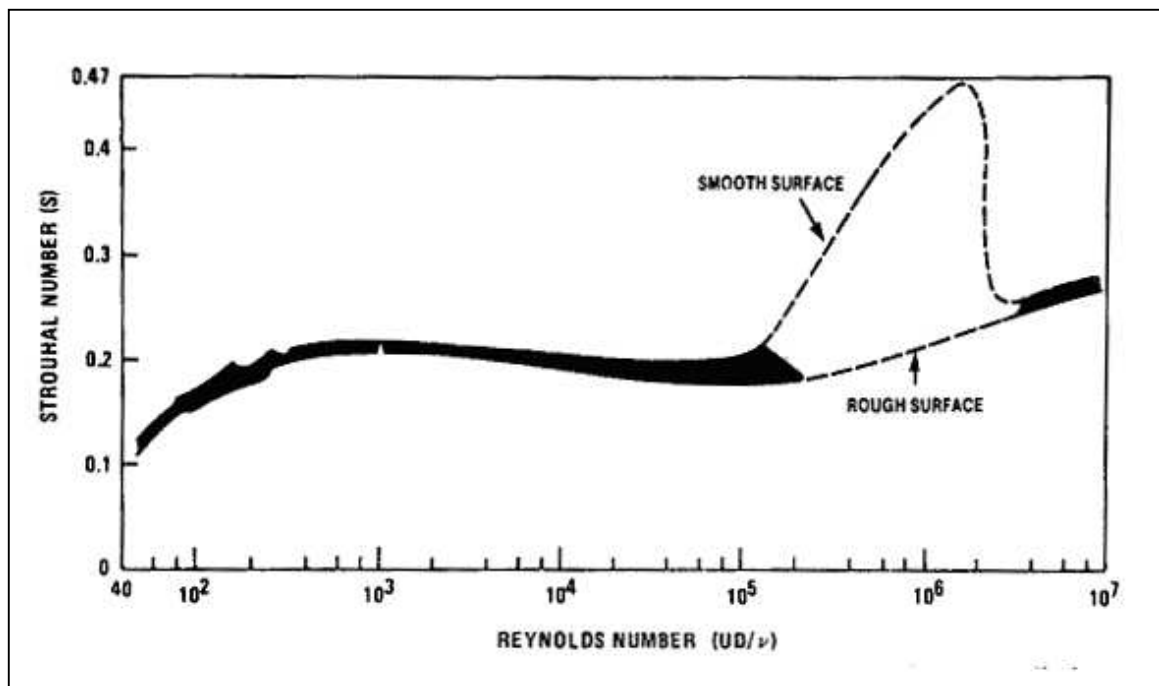
$f_s$ : Freqüência de desprendimento de vórtice;

St: Número de Strouhal;

U: Velocidade do Escoamento Uniforme;

D: Diâmetro do Cilindro.

O Número de Strouhal define a relação entre a freqüência de desprendimento de vórtices, a geometria da estrutura e a velocidade do escoamento. A Figura 3.5.1 mostra a existência de uma dependência entre o Número de Strouhal e o Número de Reynolds. Observa-se que há um pequeno engrossamento na região devido ao efeito da transição do escoamento. Esta alteração não significa uma mudança entre a relação da freqüência de desprendimento e a velocidade de corrente incidente, mas sim uma falta de ordem do escoamento na esteira de vórtices [29].



**Figura 3.5.1** – Relação entre o Número de Strouhal e o de Reynolds para um cilindro [5].

A região de aumento do Número de Strouhal ocorre no regime supercrítico do Número de Reynolds para cilindros, onde ambos os lados do cilindro na camada limite são turbulentos. Este resultado faz com que o desprendimento de vórtices ocorra mais à jusante, gerando vórtices mais próximos uns dos outros, ocasionando uma interação mais rápida do que em um regime subcrítico, o que ocasionará um aumento na freqüência dos vórtices observada na esteira e conseqüentemente, no Número de Strouhal, [32].

Segundo Blevins, [5], Achenbach e Heinecke (1981) [42] observaram que o engrossamento no Número de Strouhal somente ocorre para superfícies “lisas”, com os valores do Número de Strouhal de aproximadamente 0,5. Nas superfícies rugosas, observa-se que a esteira de vórtices, para um mesmo Número de Reynolds, está organizada possuindo um correspondente Número de Strouhal de valor constante aproximadamente igual a 0,25.

Para um cilindro elasticamente montado, livre para mover-se em um escoamento uniforme, quando a freqüência de desprendimento de vórtices está próxima da sua freqüência natural, a freqüência de vibração do cilindro governa a freqüência de desprendimento de vórtices, ou seja, pode-se dizer que a freqüência de oscilação do cilindro estaciona em um

valor próximo da frequência natural da estrutura, tão bem como a frequência de despreendimento de vórtices, sendo que a amplitude de vibração da estrutura atinge um valor máximo. Esse fenômeno é conhecido como *lock-in*. A Figura 3.5.2 mostra a relação da amplitude de vibração adimensional com a razão entre a frequência de oscilação da estrutura e a frequência de despreendimento de vórtices.

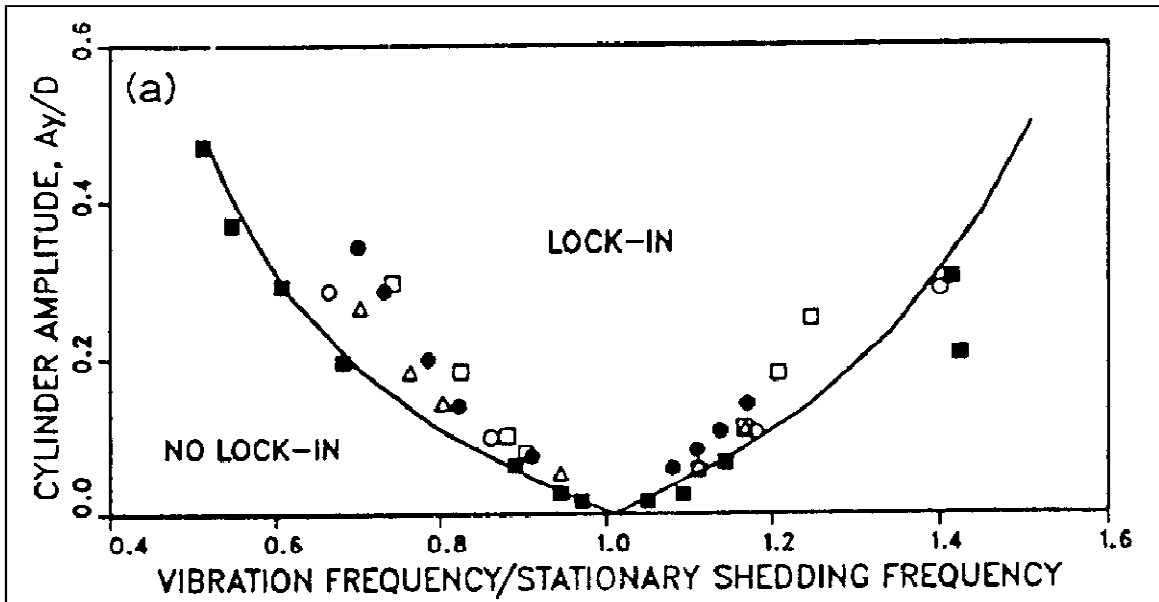


Figura 3.5.2 – Região de *lock-in* pela sincronização do despreendimento de vórtices com a vibração transversal do cilindro [5].

### 3.6 FORÇAS ATUANTES EM UM CILINDRO SUBMETIDO A UM ESCOAMENTO COM DESPRENDIMENTO DE VÓRTICES

Quando um fluido em movimento passa por algum obstáculo é intuitivo imaginar que será gerada uma força no sentido do deslocamento do fluido, Figura 3.6.1. Esta força denomina-se força de arrasto.

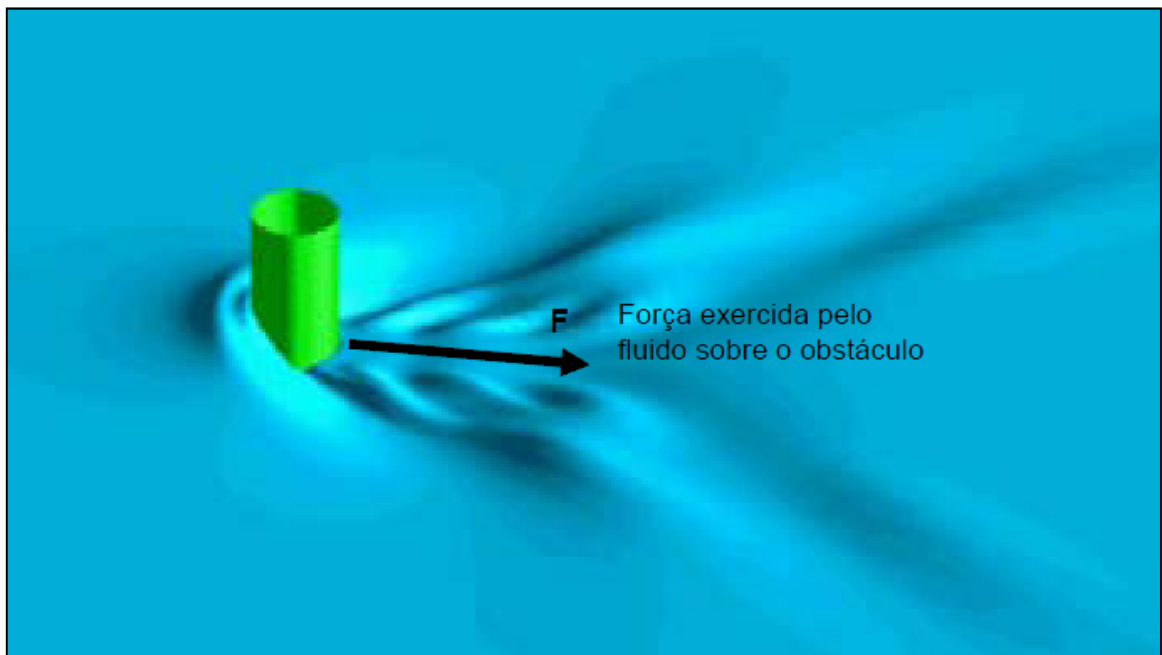


Figura 3.6.1 – Ilustração da reação de um fluido em movimento a um obstáculo [13].



A força de arrasto é uma das forças exercidas no cilindro quando ocorre uma excitação na estrutura. Pode ocorrer em duas direções *in-line* (na direção da esteira de vórtices) e *cross-flow* (transversal a esteira de vórtices).

Dois fatores compõem a força de arrasto: a pressão e a fricção, como indicado na Figura 3.6.2. A fricção depende da superfície de contato do escoamento com o cilindro. Já a pressão depende do percurso do escoamento (ver item 3.2) e, para cada região da trajetória do escoamento próximo ao cilindro, a pressão tem influência distinta (ponto A para o ponto B, será favorável, de B para C a pressão atuará adversa ao escoamento). Em cascos de navios devido à região de contato entre a parede e o fluido ser relativamente grande e não haver grande variação de pressão, a força de arrasto será em grande parte originada pela fricção entre o fluido e o casco do navio. Para escoamentos ao redor de um cilindro a força originada pela diferença de pressão ao longo do cilindro será a componente predominante da força de arrasto.

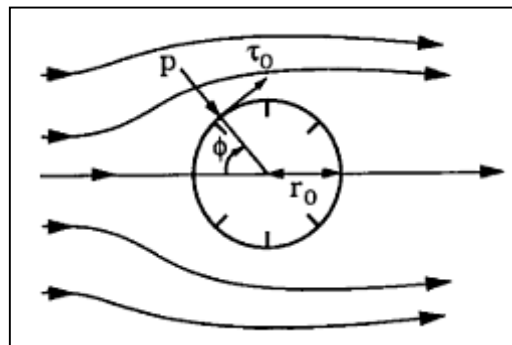


Figura 3.6.2 – Componentes da força resultante em um cilindro [32].

Quando ocorre o desprendimento de vórtices, este se dá de forma alternada, de forma que o vórtice gerado exerce uma força oscilatória na direção transversal ao escoamento. A esta força denomina-se força de sustentação ou força de *lift*.

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot C_L \cdot \sin(\omega s \cdot t) \quad (\text{Eq. 3.6.1})$$

Onde:

- $F_L$ : Força de sustentação por unidade de comprimento;
- $\rho$ : Peso específico do fluido;
- $U$ : Velocidade do escoamento incidente no cilindro;
- $C_L$ : Coeficiente de *lift* (sustentação);
- $\omega s$ : frequência (angular) de desprendimento de vórtices;
- $t$ : tempo.

Proveniente do desprendimento de vórtices alternado, a força de sustentação é a força oscilatória, transversal ao fluxo exercida no cilindro que varia com a frequência de desprendimento de vórtices. A força de sustentação provoca um deslocamento transversal no cilindro, que corresponde à amplitude de vibração da estrutura. A vibração gerará uma reação do fluido ao deslocamento provocado; esta reação denomina-se de força de arrasto *cross-flow* (transversal).

A Figura 3.6.3 mostra um esquema com as forças atuantes em um cilindro, quando aplicada uma corrente uniforme em um *riser*. Conforme mostra o esquema somente é considerada a força de sustentação na direção transversal, pois é comum assumir a força de sustentação como a força resultante transversal das forças provocadas pelo escoamento atuantes no cilindro.

A resultante das forças provocadas pelo escoamento no cilindro corresponde basicamente à:

- Força devido ao surgimento de vórtices e reações viscosas e inerciais nesta direção;
- Força de arrasto e força de inércia na direção do escoamento devido ao surgimento de vórtices.

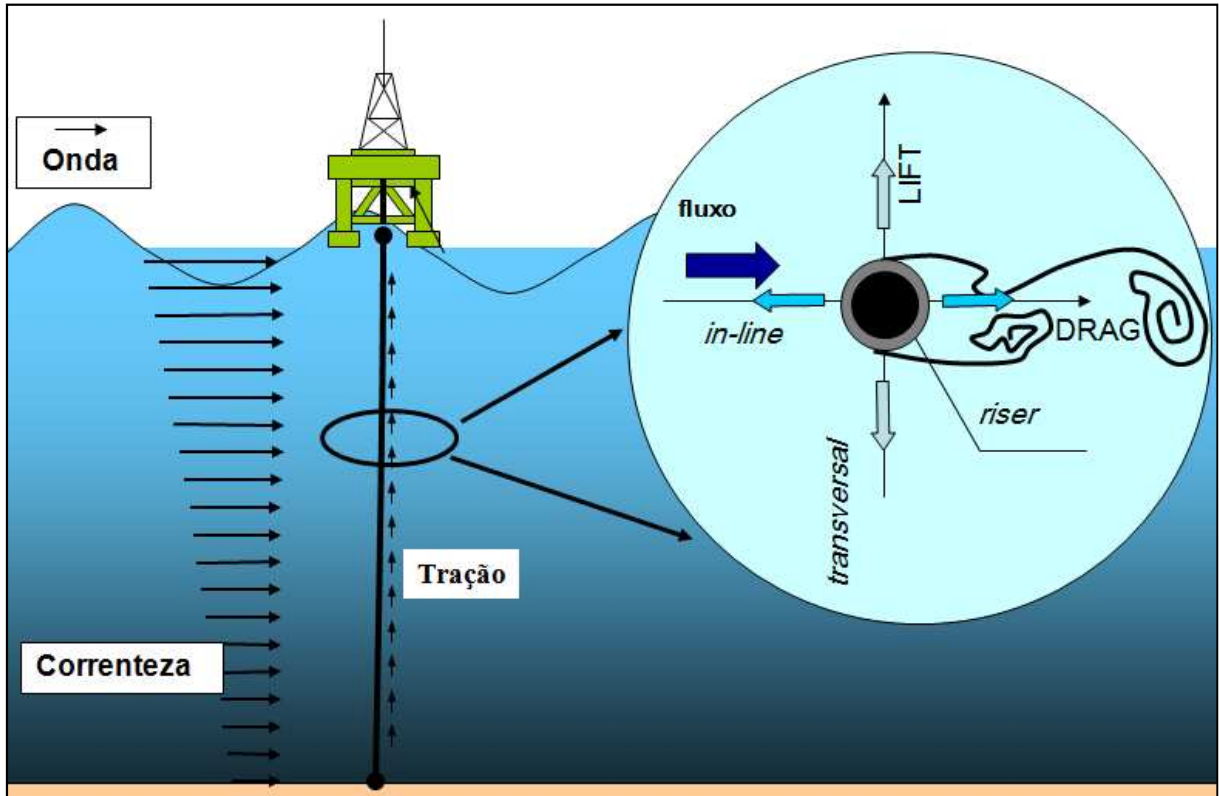
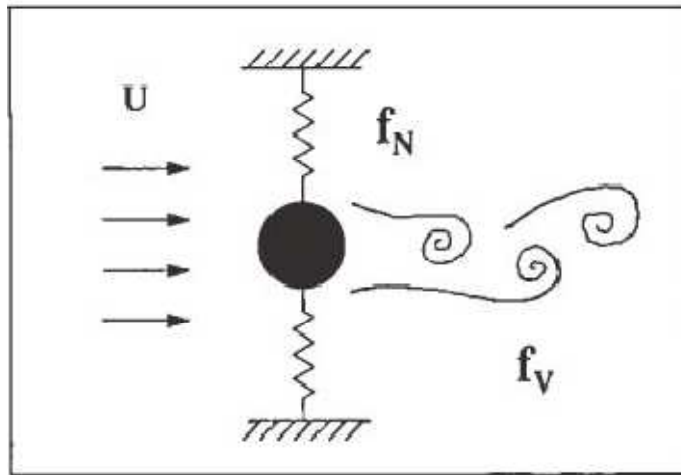


Figura 3.6.3 – Forças atuantes para um cilindro com corrente uniforme [9].

### 3.7 O EFEITO DE FORÇA TRANSVERSAL AO ESCOAMENTO: VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES (VIV)

Para fins de representação matemática e experimental das vibrações induzidas por vórtices em estruturas marítimas, considera-se um modelo de um cilindro apoiado em uma estrutura com coeficiente de amortecimento conhecido e conectado a molas de forma que o conjunto movimente-se somente na direção transversal ao escoamento, Figura 3.7.1. Baseado neste modelo será apresentada a interação entre o movimento do cilindro e o movimento do fluido.



**Figura 3.7.1** – Modelo de um cilindro apoiado em molas elásticas [33].

Conforme foi visto no item 3.5.2 o *lock-in* ocorre quando a frequência de oscilação do cilindro, assim como a frequência de *shedding* ( $f_s$ ) se aproxima da frequência natural ( $f_n$ ) do cilindro em um regime de grandes amplitudes de vibração sofridas pelo cilindro.

Para o modelo clássico de *lock-in* a máxima amplitude ocorre quando há ressonância do cilindro,  $f^*$  ( $= f_s/f_n$ ) igual a 1, conforme será visto na Figura 3.7.2 (b). As respostas obtidas no gráfico são resultados da experiência realizada por Feng em 1968, [33]. A experiência de Feng foi realizada para um cilindro com um grau de liberdade, como mostra a Figura 3.7.2, com vibração livre e realizada no ar ( $m^*=254$ ).

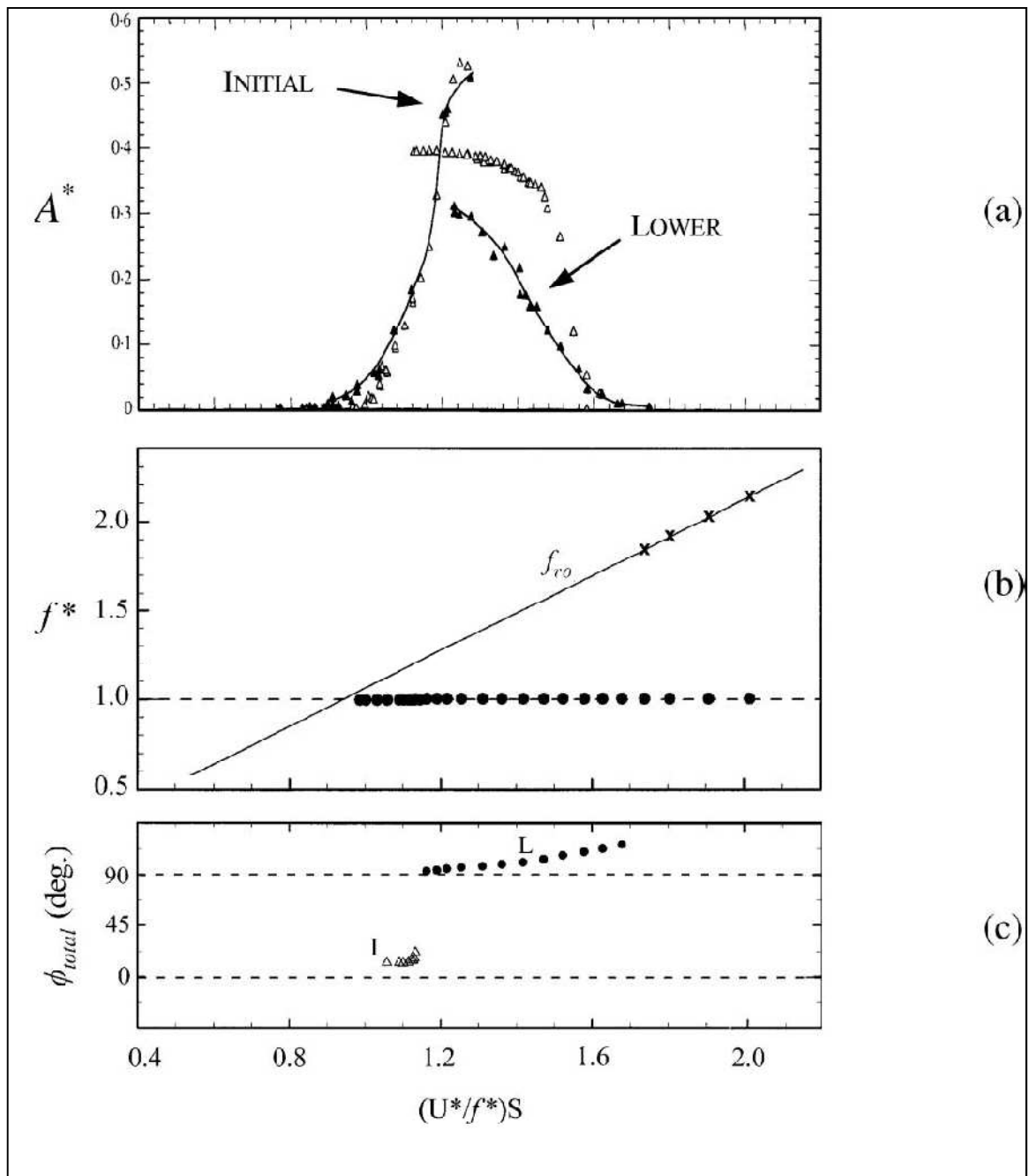


Figura 3.7.2 – Região de *lock-in* do tubo [33].

Conforme visto na Figura 3.7.2 (b) os resultados obtidos coincidem com a reta  $f_{r0}$  até aproximadamente  $f^*$  igual a 1. Em seguida, o valor da razão de frequências permanece constante conforme há o aumento de velocidade. Quando a vibração se afasta da região de *lock-in*, os valores de  $f^*$  retornam ao mesmo comportamento daquele observado para um cilindro estacionário. Observa-se que para o experimento no ar realizado por Feng, para um cilindro com uma razão de massa altíssima, o movimento oscilatório do cilindro acontece somente quando a frequência de *shedding* se aproxima da frequência natural, o que levou durante anos a uma equivocada crença de que as VIV ocorriam somente para esta condição.

A Figura 3.7.2 (a) representa a relação entre a amplitude de vibração adimensional (Amplitude de Vibração / Diâmetro do Cilindro) e a velocidade reduzida multiplicada pelo Número de Strouhal e dividida pela razão de frequências  $(U^*xS/f^*)$ . Pela figura observa-se que há duas áreas de amplitude, chamadas de “initial” e “lower” (terminologia adotada por Khalak e Williamson, 1996, [34]), com uma súbita transição de uma área para outra. Feng

notou que o “salto” na resposta de amplitude é reflexo de um salto na diferença de fase entre a força transversal e o movimento do corpo, Figura 3.7.2 (c).

A fim de estudar a esteira de vórtices para um cilindro na região de *lock-in*, Willianson e Roshko (1988) [35] impuseram movimentos oscilatórios com vibração controlada, estudando uma faixa considerável da amplitude ( $A/D$  acima de 5) e comprimento adimensional de movimento senoidal ( $\lambda/D$ ) maior que 15. O movimento senoidal foi obtido movimentando-se um carrinho que suportava a estrutura. A oscilação forçada era transversal ao movimento do carrinho, daí o sentido da trajetória ser senoidal. Para descrever o comportamento dos vórtices formados, eles determinaram uma nomenclatura para cada novo formato de padrão de vórtice que surgia. Cada novo formato foi comparado a vórtices unitários (S) e pares de vórtice (P), ver Figura 3.7.3. Os novos formatos de vórtices foram estabelecidos, a partir dos modos S e P, como: 2S, 2P e P+S. Estes modos definem o padrão de vórtices na região de *lock-in* e fora dela, conforme apresenta a Figura 3.7.4.

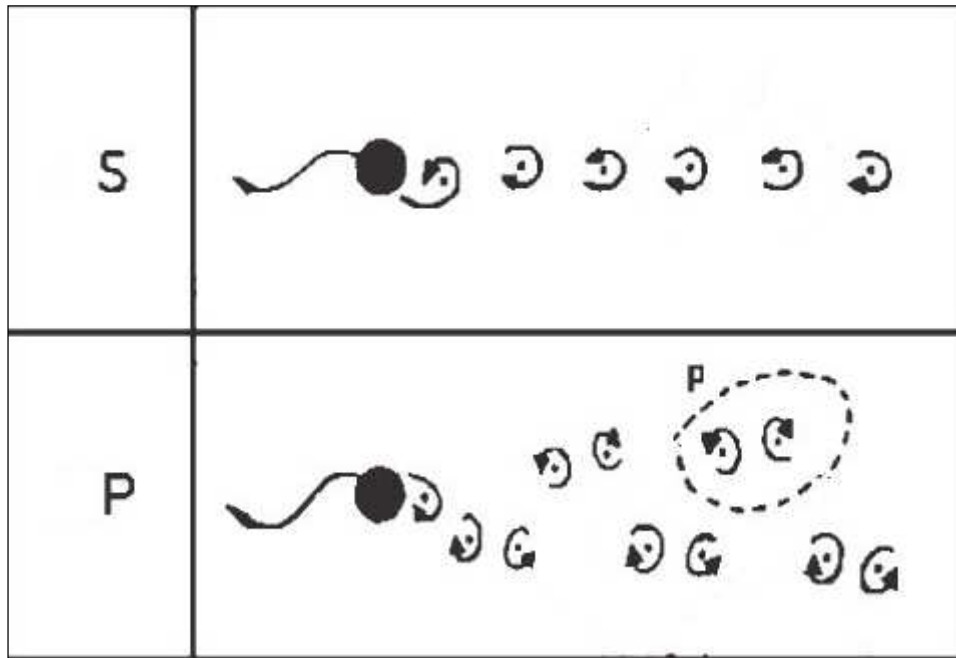
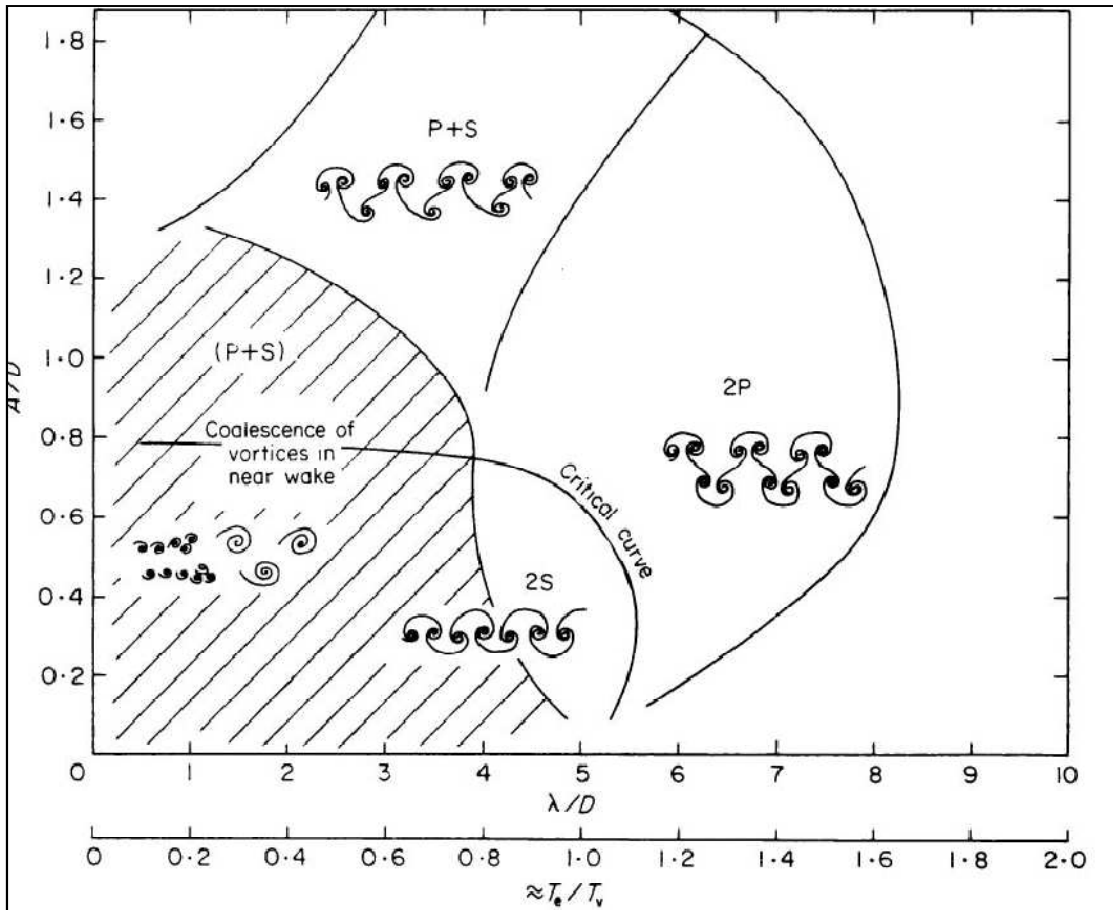


Figura 3.7.3 – Padrões de Vórtice.



**Figura 3.7.4** – Padrões de Vorticidade por Williamson e Roshko [35].

Os modos  $2P+2S$  e  $P+S$  são encontrados no estudo de vibrações forçadas transversais à direção do escoamento uniforme (Grifing & Ramberg 1976 [43], Ongoren e Rockven 1988b [44] e [15]). Williamson e Roshko [35] concluíram, que o salto ocorrido no ângulo de fase próximo a região de *lock-in*, descrito por Feng [41], para um cilindro com vibração livre, é causado pela mudança do modo 2S para o modo 2P, [35].

Na Figura 3.7.2 (a) foi apresentada a amplitude de vibração ocorrida na região de *lock-in*, para um fator de massa-amortecimento elevado, bem diferente do que acontece em casos reais como *risers* onde a razão de massa e o amortecimento estrutural são bem menores. O fenômeno de *lock-in* tradicionalmente é caracterizado pela relação  $f^* \approx 1$ , como visto na Figura 3.7.2 para altos valores de razão de massa. Porém para valores menores de razão de massa ( $m^*=2.4$ ) e fator de amortecimento estrutural, o corpo oscila com frequências distintas ( $f^*=1.4$ ), Figura 3.7.5. Ou seja, a oscilação do cilindro ocorre a partir de  $f^* \approx 1$ , conforme a frequência de desprendimento de vórtices aumenta o corpo se mantém vibrando com grandes amplitudes mesmo para razões de frequência diferentes de 1.

Em contraste com o salto repentino que ocorre na interface entre as regiões de *initial* e *lower*, como descrito por Feng [41], para razão de massa e amortecimento menores a transição dos modos não ocorre de maneira repentina, mas sim com o surgimento de uma nova região denominada de *upper*.

A tecnologia de PIV (*Particle-Image Velocimetry*) corresponde a um aparelho usado para filmar escoamentos. O grupo de Donald Rockwelda (Universidade de Lehigh) foi o primeiro a medir o movimento do vorticidade em cilindros através do PIV. Govardham & Williamson [36], através do equipamento confirmaram que na área de *initial* e *lower* ocorrem esteira de vórtices nos modos 2S e 2P. Na área de *upper* o modo de vórtice é 2P, porém o segundo vórtice de cada par é mais fraco do que o antecessor, como mostra a Figura 3.7.6.

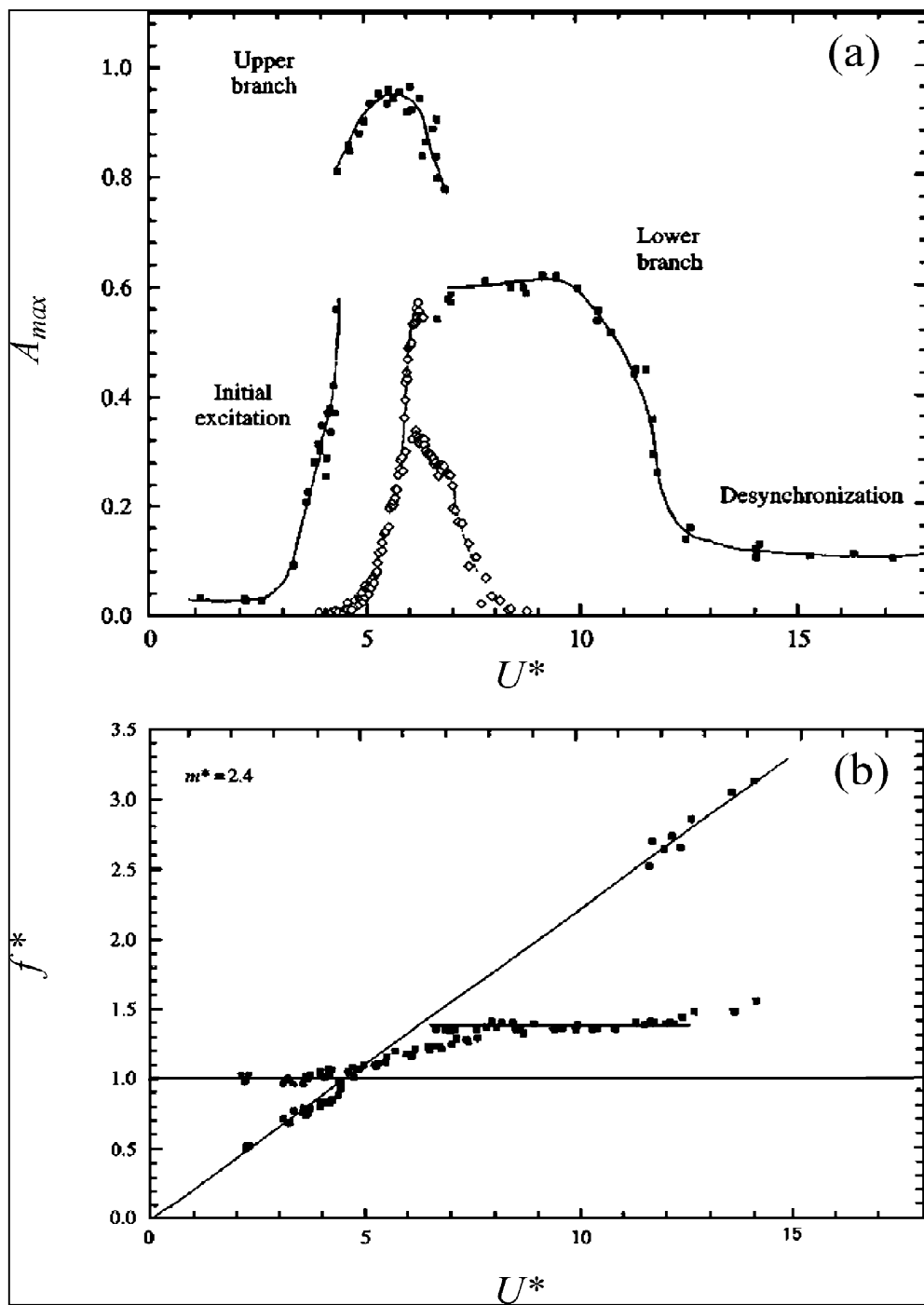
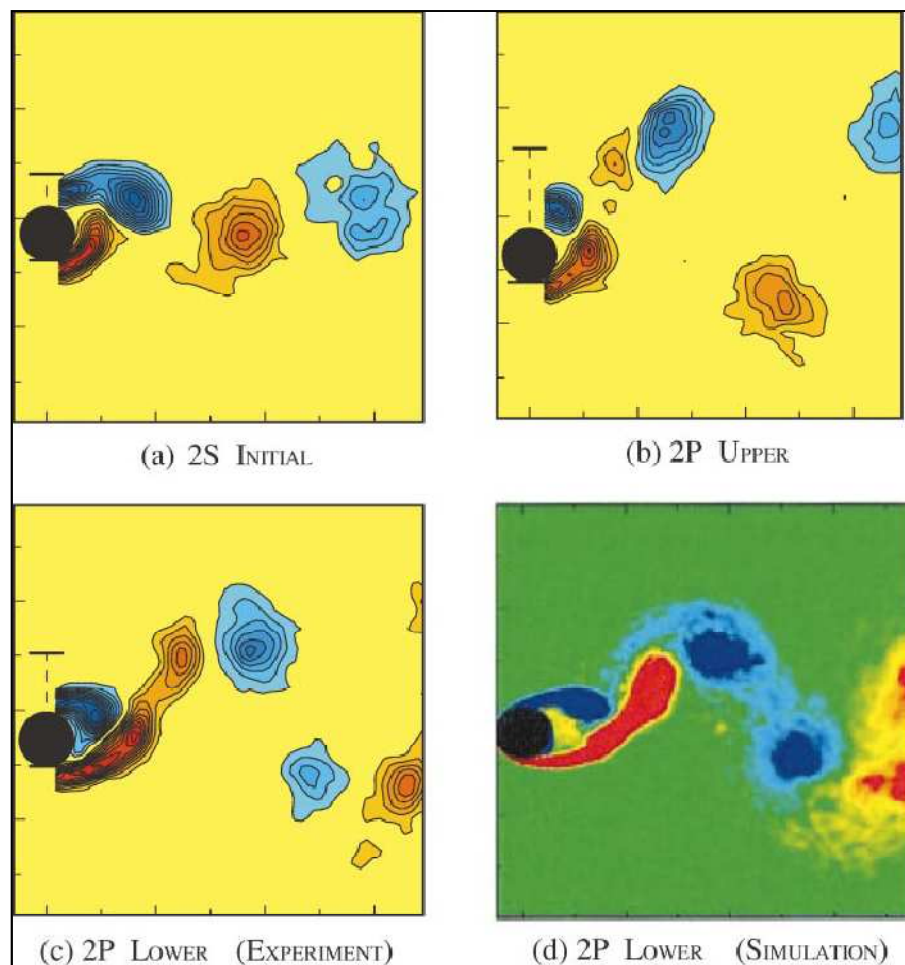


Figura 3.7.5 – Comportamento do cilindro na região de *lock-in* para valores reduzidos de massa e amortecimento.



**Figura 3.7.6** – Padrões de vorticidade para massa e amortecimento reduzido [33].

Pelo gráfico mostrado na Figura 3.7.7 resumidamente pode-se explicar como ocorrem as duas mudanças repentinas da amplitude (*initial*→*upper* e *upper*→*lower*). O salto que ocorre entre *initial* e *upper* é causado pelo salto na diferença de fase entre a força transversal devida ao vórtice  $\varphi_{\text{vortex}}$  e a vibração do cilindro. Este salto coincide com o momento em que frequência de resposta do cilindro é igual à frequência natural do cilindro no meio (água). Na transição há uma mudança no padrão de vorticidade (2S para 2P). A segunda transição de *upper* para *lower* corresponde a um salto na diferença de fase entre o movimento do cilindro e a força transversal total (vorticidade + reação do fluido),  $\varphi_{\text{TOTAL}}$ , coincidindo com uma frequência de resposta do cilindro igual à frequência natural do cilindro no vácuo.



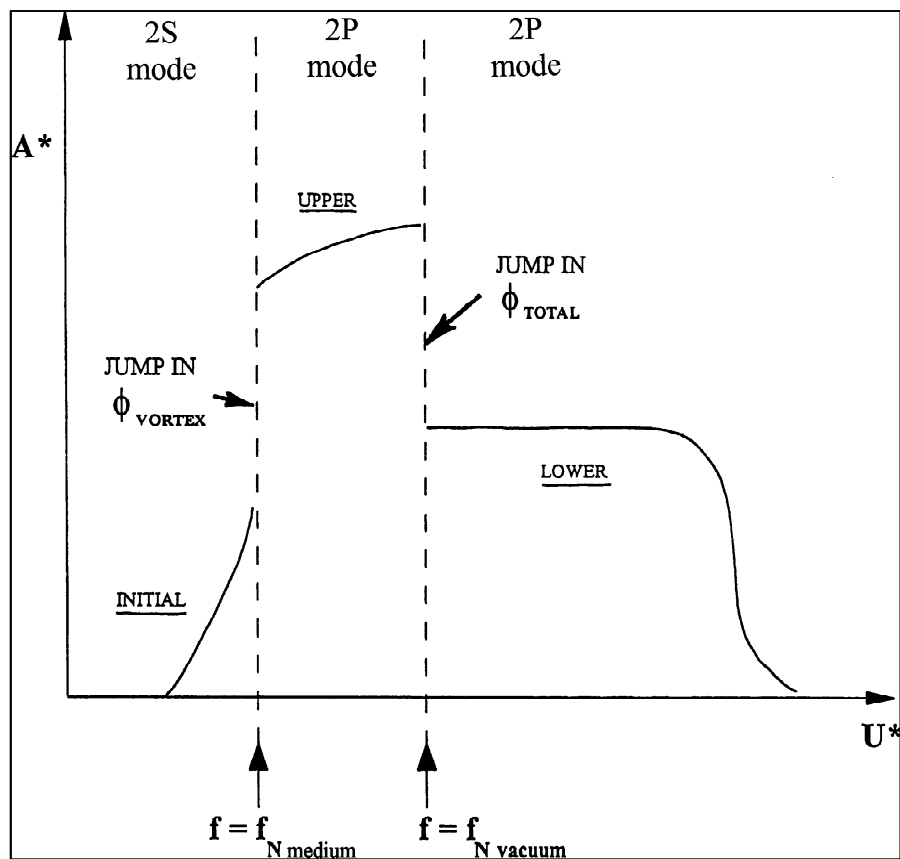


Figura 3.7.7 – Salto ocorrido entre as áreas de inicial, upper e lower para reduzido valor de massa-amortecimento.

### 3.8 SUPRESSORES DE VÓRTICES

Para os casos em que o dano à fadiga devido às vibrações induzidas por vórtices inviabiliza o projeto, é necessário utilizar dispositivos que reduzam a amplitude destas vibrações causadas pela vibração induzida pelo desprendimento de vórtices. Estes dispositivos denominam-se supressores de vórtice.

Os supressores podem estar ao longo de todo o *riser* ou somente em pontos identificados como mais críticos a partir de uma análise numérica ou a partir de ensaios em tanques de prova.

Um supressor deve ser dimensionado para suportar a incidência de fluxos em qualquer direção, podendo variar com a profundidade ou o tempo.

Outro ponto importante a ser destacado é que a utilização de supressores acarreta no aumento do arrasto. Este fato pode gerar um aumento relevante no custo e dificultar a instalação, pois membros com este dispositivo podem prender em algum outro componente.

Quando os supressores são usados, a região em que estes estão instalados é excitada com uma carga muito pequena. Determina-se então a taxa de redução do coeficiente de sustentação desta região, a qual é fornecida pelo fabricante do supressor.

O supressor tipo helicoidal é o mais adotado ultimamente. Este supressor pode ser identificado por três parâmetros: a altura da hélice, o passo das hélices e o número de hélices por seção transversal. A Figura 3.8.1 apresenta alguns exemplos.



**Figura 3.8.1** – Supressores de Vórtices helicoidais [21]

Há também outros tipos de supressores menos usados como o supressor aerofólio, a Figura 3.8.2 apresenta alguns.

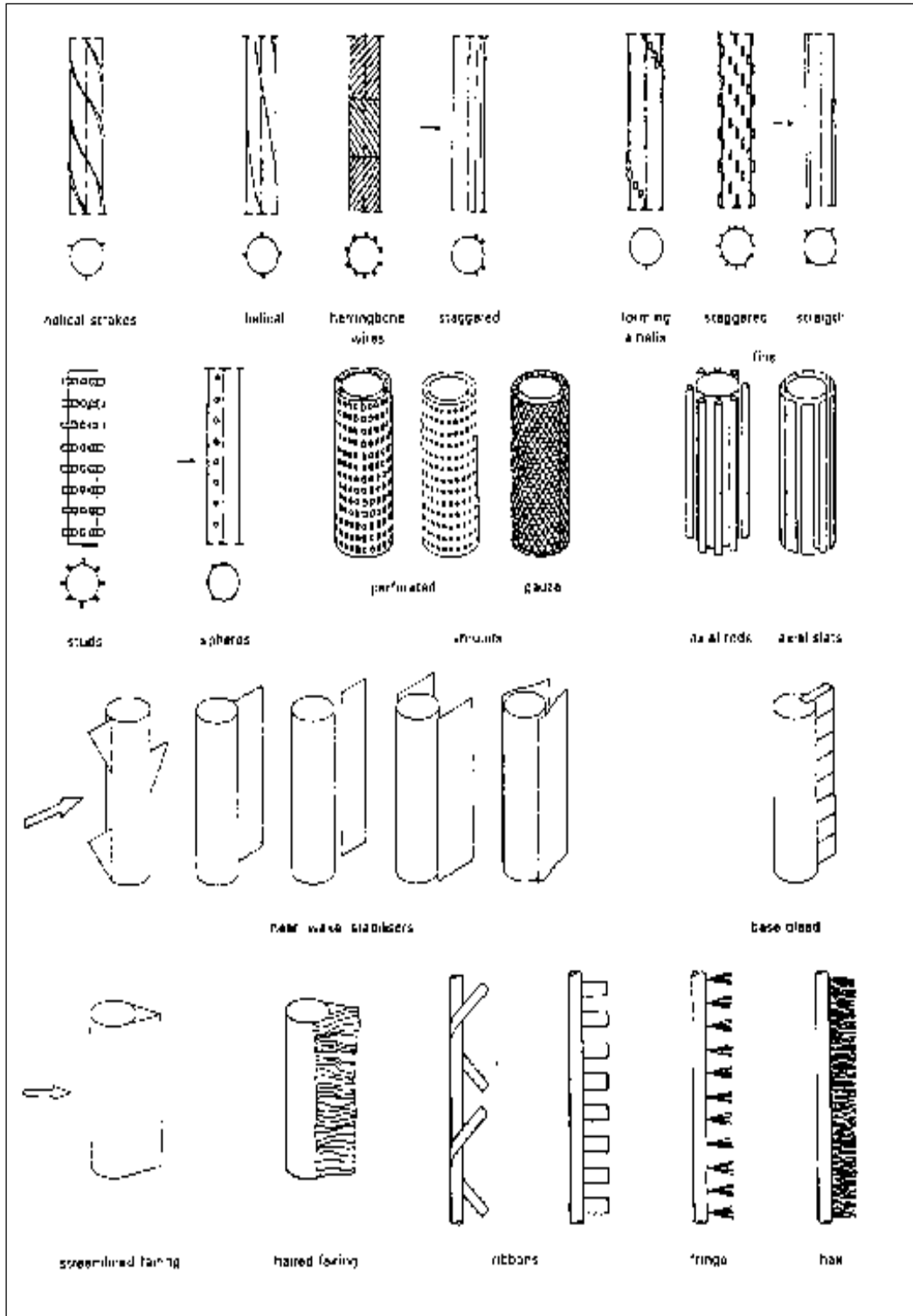


Figura 3.8.2 – Supressores de Vórtices [27].

## 4. ANÁLISE DE FADIGA

Na maior parte dos testes em que se deseja definir a resistência de um material é obtida a relação tensão-deformação para a aplicação gradual de uma carga. No entanto, para esta metodologia a carga é aplicada uma única vez; testes com esta prática são realizados como condições estáticas.

Nos casos de máquinas e ações ambientais (vento, onda e corrente) o comportamento da estrutura não obedece à relação de tensão-deformação para uma carga aplicada somente uma vez. A estrutura rompe com uma tensão inferior à tensão última, e frequentemente inferior à tensão de escoamento. A principal característica para este tipo de ruptura é a repetição da aplicação de carga na estrutura até que ocorra a falência desta. Este tipo de ruptura é denominado fadiga [8].

Segundo a ASTM, o processo de fadiga é definido como:

“Fadiga é um processo de alternância estrutural permanente, progressivo e localizado, que ocorre em material sujeito as condições que produzem tensões ou extensões dinâmicas num ponto ou em vários pontos, e que podem culminar em trincas ou uma fratura completa após um número suficiente de variações“.

A fadiga ocorrerá onde o carregamento cíclico desenvolver tensões máximas, geralmente ocasionando uma trinca na região. Em regiões onde há concentrações de tensão (chanfros, orifícios, etc.) e este ponto estiver localizado numa região de tensão máxima de tração, uma trinca por fadiga poderá se propagar rapidamente. Logo, quanto maior a concentração de tensão, mais rapidamente se dará a fadiga [25].

### 4.1 ANÁLISE DE TENSÃO EM UMA VIGA LINEAR E HOMOGÊNEA

Para estimar a resistência da estrutura à fadiga é essencial determinar o valor da tensão a qual a estrutura está submetida, em um ciclo. Existem dois métodos básicos para o cálculo de tensões em uma estrutura: o método analítico e o método numérico.

O método analítico permite respostas exatas das deformações, deslocamentos e tensões na estrutura em todos os seus pontos, porém estas soluções são somente conhecidas em alguns casos, os quais fogem da maioria dos casos práticos recorrentes na engenharia.

O método numérico oferece respostas aproximadas, no entanto sua aplicabilidade é garantida para qualquer caso da engenharia, dentro de previsões aceitáveis, independente da forma da estrutura e da condição do carregamento.

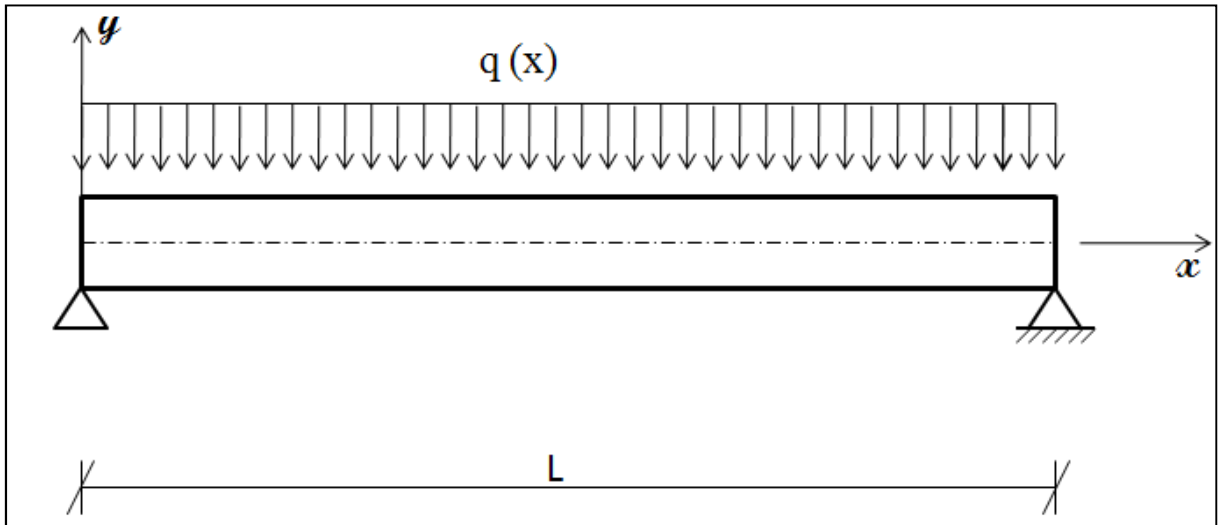
O desenvolvimento da solução analítica pode ser feito de duas maneiras: análise via equilíbrio ou via energia.

Para a solução numérica existe um leque de métodos na literatura sendo alguns deles:

- Método de Resíduos Ponderados;
- Método de Rayleigh-Ritz;
- Método das Diferenças Finitas e
- Método dos Elementos Finitos.

O método dos elementos finitos é o mais consagrado na engenharia, baseia-se no método dos deslocamentos e na discretização da estrutura em subestruturas. No entanto não será abordado neste documento, por não fazer parte do objetivo do projeto.

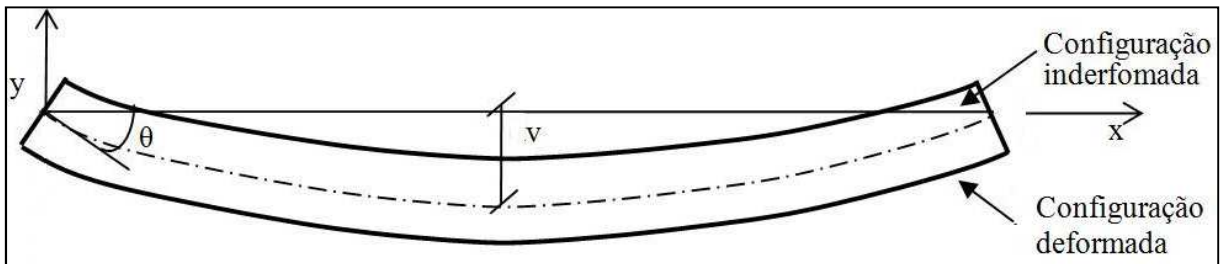
Será descrito abaixo o procedimento para analisar uma viga isostática por equilíbrio. Considerando uma viga bi-rotulada (condição de contorno simplificada aplicada em um *riser*), com carregamento distribuído, homogênea e seção transversal constante, Figura 4.1.1.



**Figura 4.1.1** – Viga bi-rotulada com carga distribuída constante.

- y: Coordenada transversal;
- x: Coordenada axial;
- L: Comprimento da viga;
- E: Módulo de elasticidade (Young);
- A: Área da seção transversal da viga;
- I: Inércia da seção;
- q(x): Carga distribuída, na direção y e ao longo de x, atuante na viga;
- Q: Carga concentrada na direção y (cortante);
- N: Carga concentrada na direção x (tração);
- $\epsilon$ : Deformação longitudinal;
- v: Deslocamento da estrutura na direção y;
- u: Deslocamento da estrutura na direção x;
- M: Momento fletor da viga;
- $\sigma$ : Tensão normal da viga.

Pela figura abaixo nota-se o efeito da deformação em um pequeno trecho da viga.



**Figura 4.1.2** – Deformada de uma viga bi-rotulada com carga distribuída constante.

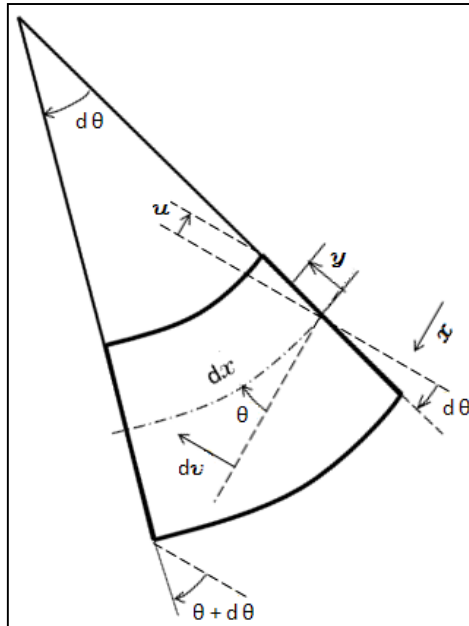


Figura 4.1.3 – Elemento infinitesimal da viga deformada.

Pela Figura 4.1.3 conclui-se:

$$u = -y \cdot \theta \quad (\text{Eq. 4.1.1})$$

$$\varepsilon = \frac{du}{dx} = -y \cdot \frac{d\theta}{dx} \quad (\text{Eq. 4.1.2})$$

$$\theta = \frac{dv}{dx} \quad (\text{Eq. 4.1.3})$$

Substituindo a equação 4.1.3 na 4.1.2:

$$\varepsilon = -y \cdot \frac{d^2v}{dx^2} = -y \cdot v'' \quad (\text{Eq. 4.1.4})$$

Como o material é elástico linear pode-se obter (lei de Hooke):

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (\text{Eq. 4.1.5})$$

$$\sigma = -y \cdot v'' \cdot E \quad (\text{Eq. 4.1.6})$$

Considerando:

$$M = \int \sigma dA \cdot y \quad (\text{Eq. 4.1.7})$$

Substituindo a Equação 4.1.6 na 4.1.7:

$$M = \int -E \cdot v'' \cdot y^2 dA \quad (\text{Eq. 4.1.8})$$

Como:

$$I = \int y^2 dA \quad (\text{Eq. 4.1.9})$$

$$M = -E \cdot v''' \cdot I \quad (\text{Eq. 4.1.10})$$

4.1.10)

Pela equação de equilíbrio mostrada na Figura 4.1.4 e as condições de contorno para viga bi-rotulada são feitas algumas conclusões.

Condições de contorno:  $v(x=0) = v(x=L) = 0$

$$v'(x=0) = v'(v=L)$$

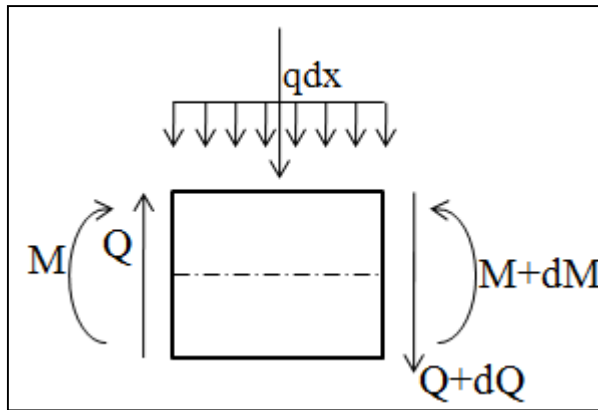


Figura 4.1.4 - Cargas atuantes em uma seção da viga.

$$\sum Fy = 0 \rightarrow \frac{dQ}{dx} + q = 0 \quad (\text{Eq. 4.1.11})$$

$$Q = - \int q dx \quad (\text{Eq. 4.1.12})$$

$$\sum M = 0 \rightarrow \frac{dM}{dx} - Q = 0 \quad (\text{Eq. 4.1.13})$$

$$M = \iint q d^2x \quad (\text{Eq. 4.1.14})$$

Pelas equações acima é possível escrever que:

$$q = -v'''' \cdot EI \quad (\text{Eq. 4.1.15})$$

$$\sigma = -\frac{M}{I}y \quad (\text{Eq. 4.1.16})$$

Resolvendo o problema analogamente para um carregamento distribuído axialmente chega-se a seguinte conclusão:

$$\sigma = \frac{N}{A} \quad (\text{Eq. 4.1.17})$$

Para o caso em que se aplicam ambas as cargas, transversal e axial, a tensão será:

$$\sigma = -\frac{M}{I}y + \frac{N}{A} \quad (\text{Eq. 4.1.18})$$

## 4.2 FADIGA EM UM RISER DE PERFURAÇÃO

Um dos principais problemas para um riser de perfuração é a ação de onda e corrente que pode acarretar ruptura por fadiga. Correntes em águas profundas tendem a variar de intensidade e direção mais do que em águas rasas, aumentando a dificuldade na previsão das tensões devidas às VIV.

As vibrações alternadas na estrutura geram cargas cíclicas, que em um curto prazo de tempo não causam danos visíveis ao riser. Porém, as vibrações provocadas por despreendimento de vórtices ao longo de um intervalo significativo de tempo implicam em falhas que podem comprometer a operação.

As tensões podem ter amplitude constante e amplitude variável. No caso de vibrações induzidas por vórtices, as amplitudes variam com o próprio sistema, por ser um sistema de vibração auto-excitável. Entretanto para tornar prático o problema, será considerada a amplitude constante e a máxima tensão no riser.

Para cargas oscilatórias, como é o caso das VIV, são utilizadas equações que relacionam a amplitude de vibração causada pelo desprendimento de vórtices às tensões geradas.

O deslocamento imposto pela aplicação das cargas perpendiculares a viga, no caso *riser*, correspondem ao movimento oscilatório do *riser* quando submetido a ações de corrente:

$$v(x) = A_x(x) \cdot \sin(\omega(x)t + \varphi(x)) \quad (\text{Eq. 4.2.1})$$

Porém para esta análise, será abordada a amplitude em um instante de tempo, e não ao longo do tempo. O instante de tempo correspondente à máxima amplitude, simplificando a equação anterior:

$$v(x) = A_x(x) \quad (\text{Eq. 4.2.2})$$

Considerando o *riser* como uma viga bi-rotulada, pode-se reescrever as Equações 4.1.14 e 4.1.15 do item 4.2:

$$EIv''''(x) = -q(x) \quad (\text{Eq. 4.2.3})$$

$$EIv''(x) = M(x) \quad (\text{Eq. 4.2.4})$$

$$\sigma = v''(x)Ey \quad (\text{Eq. 4.2.5})$$

Na Equação 4.2.5  $y$  é a distância entre a linha neutra da estrutura e a superfície. Portanto para o caso do *riser*, o  $y$  será igual ao raio externo do *riser* sem considerar o flutuador.

A carga distribuída na Equação 4.2.3 equivale à força perpendicular à corrente gerada pela VIV:

$$q(x) = \frac{1}{2} \rho C_L DU^2 \quad (\text{Eq. 4.2.6})$$

A parcela da direita da equação acima equivale à força de *lift* (item 3.5) onde  $U$  corresponde à velocidade de incidência ao longo do *riser*. Portanto, a velocidade será considerada por unidade de comprimento, assim como o coeficiente de *lift* será determinado em função do comprimento do *riser*.

Substituindo a Equação 4.2.6 na 4.2.3:

$$EIv''''(x) = -\frac{1}{2} \rho C_L DU^2 \quad (\text{Eq. 4.2.7})$$

A Equação 4.2.6 na 4.2.4:

$$EIv''(x) = \iint -\frac{1}{2} \rho C_L DU^2 dx dx \quad (\text{Eq. 4.2.8})$$

E a Equação 4.2.8 na 4.2.5:

$$\sigma = -\frac{y}{I} \iint \frac{1}{2} \rho C_L DU^2 dx dx \quad (\text{Eq. 4.2.9})$$

Pela equação acima e os conceitos abordados no item 3 pode-se concluir que:

1. A tensão depende da amplitude de vibração à qual o *riser* estará submetido;
2. A inércia é inversamente proporcional à tensão, ou seja, a tensão é maior para seções esbeltas;

Considerando a tração efetiva que um *riser* de perfuração deverá ter, para se manter tracionado, a tensão no eixo longitudinal do *riser* será:

$$\sigma = -\frac{y}{I} \iint \frac{1}{2} \rho C_L DU^2 dx dx + \frac{T_{ef}}{A} \quad (\text{Eq. 4.2.10})$$



A tração efetiva será constante ao longo de todo o *riser*, porém a tensão do *riser* devido às VIV irá variar ao longo do *riser*, sendo a máxima tensão correspondente a máxima amplitude, conforme a Equação (4.2.5).

### 4.3 CURVA S-N E O CÁLCULO DO DANO DEVIDO À FADIGA

Como já foi descrito há dois tipos mais comuns de carregamento de fadiga: carregamento com amplitude constante e amplitude variável.

A amplitude constante, como o próprio nome diz, significa que a amplitude de vibração não varia ao longo do tempo, conforme a Figura 4.1.4.

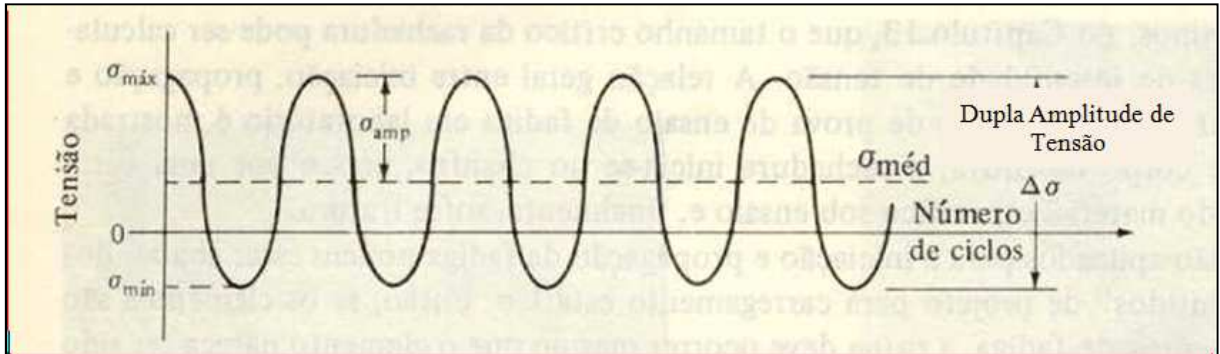


Figura 4.3.1 – Exemplo de amplitude constante ao longo do tempo, [13].

Pela figura obtêm-se as seguintes equações:

$$\sigma_{\text{méd}} = \frac{\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{mín}}}{2} \quad (\text{Eq. 4.3.1})$$

$$\sigma_{\text{amp}} = \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}}}{2} \quad (\text{Eq. 4.3.2})$$

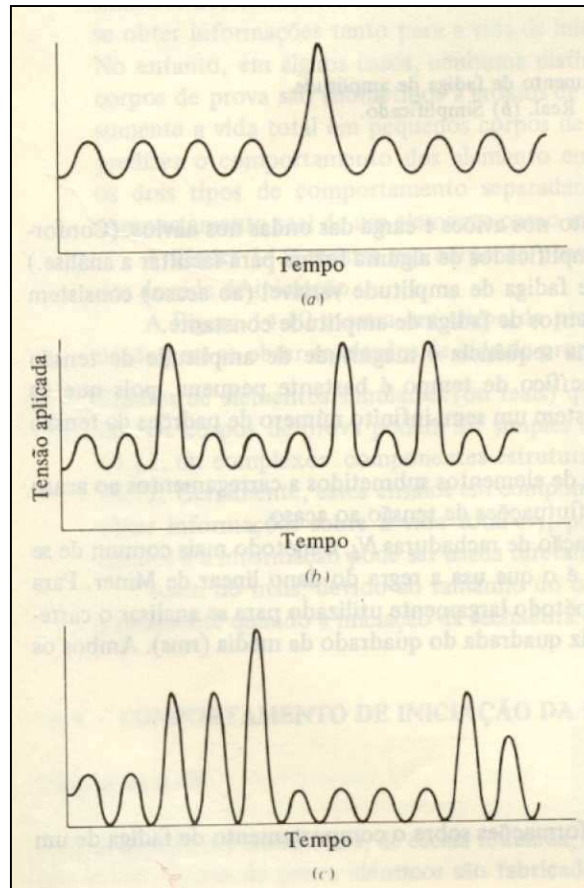
$$\sigma = \sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}} \quad (\text{Eq. 4.3.3})$$

Sendo:

$\sigma_{\text{mín}}$ : Amplitude mínima;

$\sigma_{\text{máx}}$ : Amplitude máxima.

A amplitude variável não apresenta uma lei definida entre a tensão e o tempo e é a amplitude que geralmente representa a ocorrência de tensões na estrutura. A Figura 4.3.2 ilustra alguns gráficos onde ocorre amplitude variável.



**Figura 4.3.2** – Carregamentos típicos com ciclos de amplitude variável. A) carregamento único superposto de alta ciclagem. B) carregamento múltiplo superposto de alta ciclagem. C) carregamento múltiplo variável altamente superposto, [13].

Os carregamentos variáveis podem ser impostos ao longo de toda a vida da estrutura, podendo ser causados por: onda, corrente, vento, pressão hidrostática variável, máquinas, etc. Para o caso de um *riser* em grandes profundidades a corrente será a carga variável que atuará com mais relevância.

Geralmente, para possibilitar o estudo da variação de tensões ao longo do tempo em uma estrutura, aproximam-se as amplitudes em muitas combinações diferentes, simplificando e transformando em vários ciclos de blocos, onde cada bloco possui amplitude constante, conforme mostra a 4.3.3.

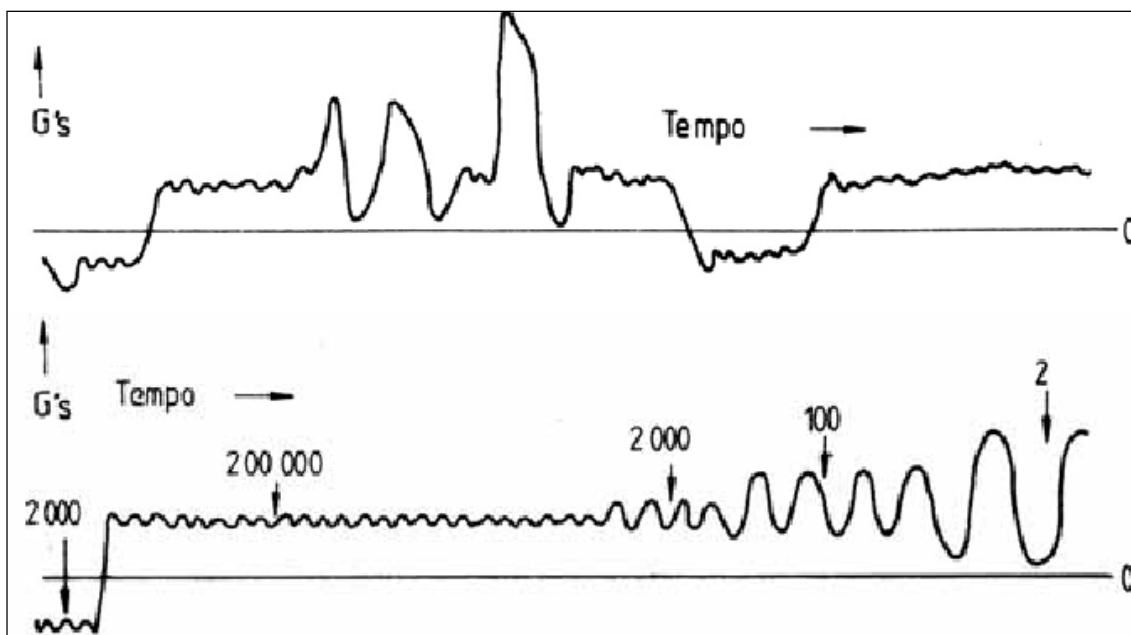


Figura 4.3.3 – Exemplos de amplitudes variáveis [22].

A relação entre o ciclo, no caso ciclo por blocos, e o tempo é representada a seguir:

$$f = \frac{N}{t} \quad (\text{Eq. 4.3.4})$$

Onde:

N: Número de ciclos;

t: Intervalo de tempo em que ocorre aplicação do carregamento.

Para analisar a variação da tensão ao longo do tempo em uma determinada estrutura é necessário acompanhar as tensões atuantes às quais a estrutura encontra-se submetida. Contudo, estudos experimentais devem estar associados à estimativa dessas tensões, de modo a viabilizar a realização do projeto.

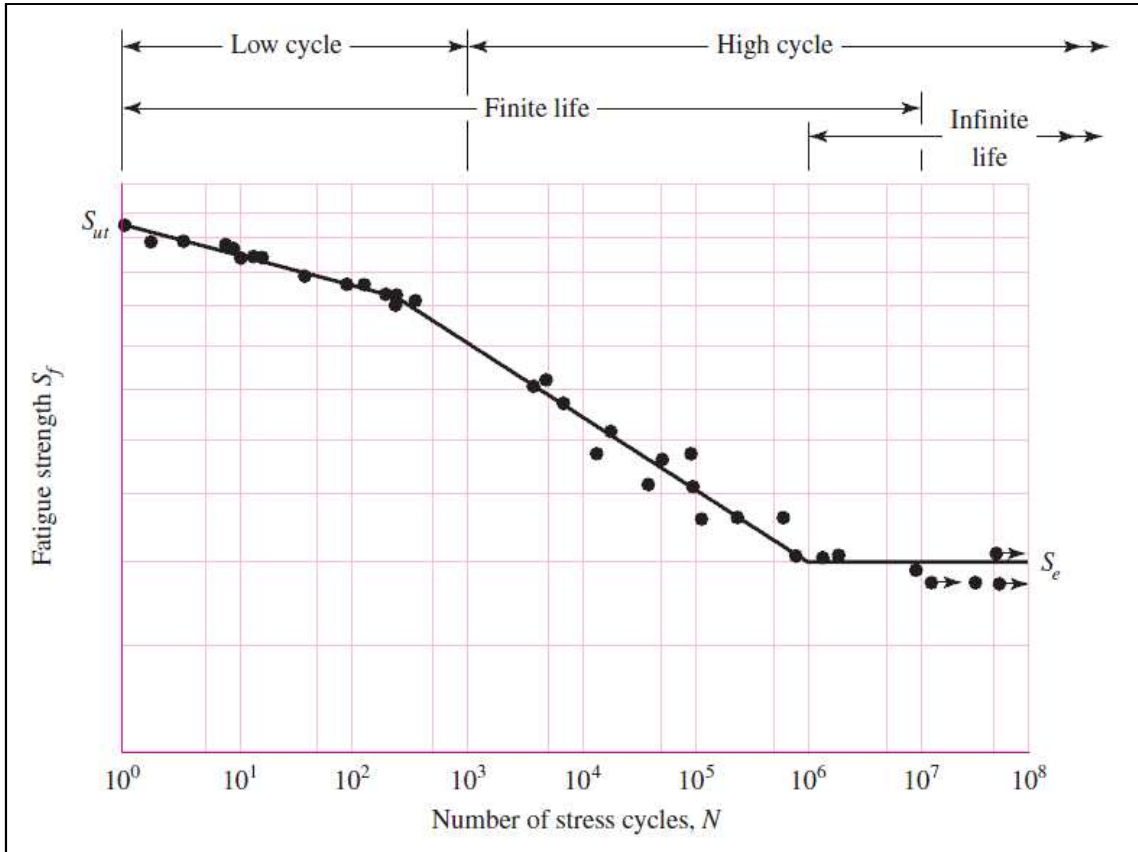
O comportamento do material em termos de resistência à fadiga é avaliado com os resultados obtidos em ensaios. Através de ensaios obtêm-se as curvas S-N, que são curvas empíricas que relacionam a variação de tensão ao número de ciclos que leva à ruptura do elemento.

Em ensaios de laboratório, são feitos vários corpos de prova em escala reduzida, que visam obter a vida útil da peça. Os corpos de prova são então submetidos a várias amplitudes de tensão, até que uma rachadura devido à fadiga inicie.

Valores de ciclos de ruptura superiores a  $10^4$  ou  $10^5$  são representados por gráficos de tensão alternada em função do número de ciclos. Para valores inferiores a  $10^4$  ou  $10^5$ , a tensão nominal é elástica, podendo ser reduzida se existir concentração de tensão. Na região inferior a  $10^4/10^5$ , as tensões são predominantemente plásticas. Nestes casos, os ensaios são feitos controlando a plasticidade do material e não mais a tensão. Esta região denomina-se de zona de fadiga de baixo número de ciclos ou fadiga.

Os primeiros testes necessários para obter a curva são feitos com uma tensão que é um pouco menor do que a tensão última do material. O segundo teste é feito com uma tensão ainda menor do que a usada na primeira. Esse processo é contínuo, e os resultados são apresentados no gráfico da curva S-N, conforme mostra a Figura 4.3.4.

Os resultados são apresentados em uma “mono log” de forma a enfatizar a flexão das curvas, as quais podem não ser notadas caso sejam representadas em coordenadas cartesianas.



**Figura 4.3.4** – Resultados de ensaios de fadiga com cargas axiais [8].

A equação que descreve a curva S-N é:

$$N = \frac{A}{S^k} \quad (\text{Eq. 4.3.5})$$

Ou:

$$\log N = \log A - k \log S \quad (\text{Eq. 4.3.6})$$

Onde:

- N: Número de ciclos;
- A e k: Constantes do material e ensaio;
- S: Amplitude de tensão na estrutura.

As curvas S-N não levam em conta as concentrações de tensão, as tensões residuais e as térmicas. Para o projeto estas tensões devem ser levadas em conta, utilizando fatores de concentração de tensão, principalmente em materiais base, ou estruturas mais complexas

Como estruturas *offshore* são normalmente estruturas de grande porte e estão sempre sujeitas às ações ambientais, verificar a falência por fadiga torna-se imprescindível.

Os ensaios costumam ser muito dispendiosos, pois os corpos de prova são de grande dimensão. A Figura 4.3.5 apresenta os resultados obtidos por algumas normas, no ensaio de perfis tubulares de grande porte.

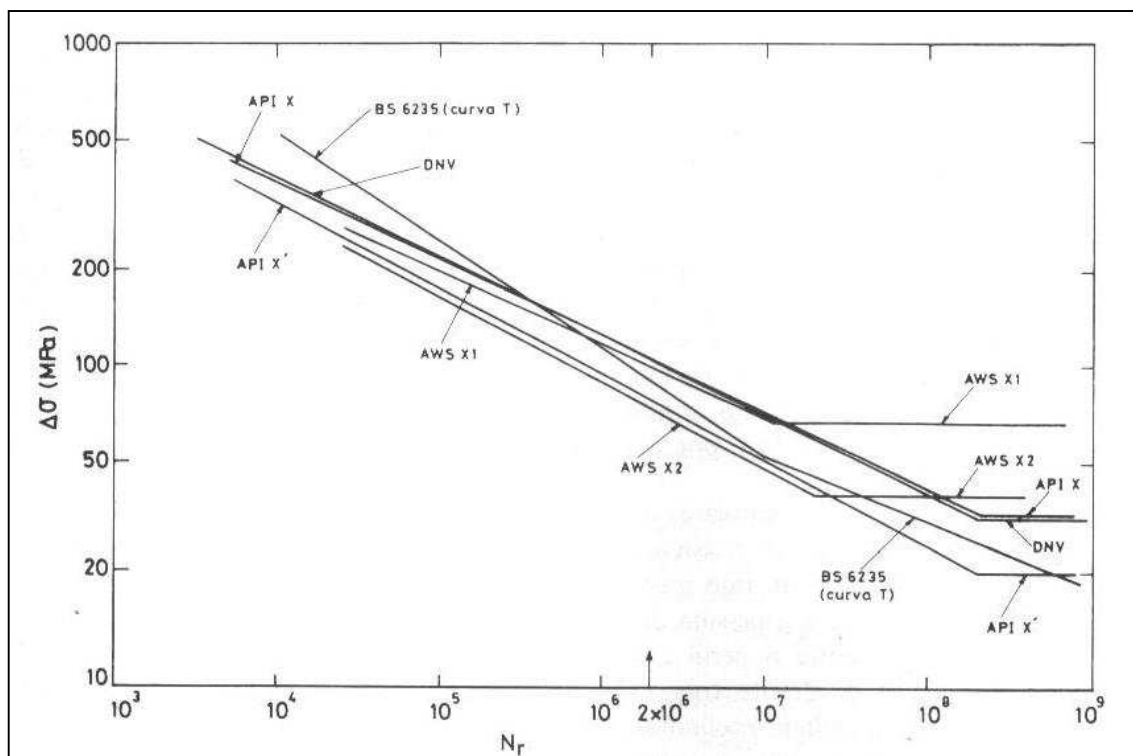


Figura 4.3.5 – Comparação de curvas S-N de projeto para juntas tubulares de seção circular [23].

Para se calcular a quantidade de ciclos antes que ocorra a ruptura na estrutura utiliza-se a lei de danos cumulativos de Miner. A hipótese básica da regra de Miner é de que o dano sobre a estrutura por ciclo de carregamento é constante numa dada faixa de tensões:

$$D = \frac{1}{N} \quad (\text{Eq. 4.3.7})$$

Onde  $N$  é o número de ciclos, correspondente a tensão máxima requerida em projeto, extraído da curva S-N.

No caso do ciclo de tensão ser variável, é assimilado um conjunto de  $n$  blocos, e em cada bloco uma amplitude de tensão constante dura  $n_i$  ciclos. A lei de Miner estabelece que os danos acumulam-se de forma linear.

$$\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (\text{Eq. 4.3.8})$$

Onde:

- $k$  : Número de diferentes níveis de tensão em uma seqüência específica de carregamento;
- $i$  :  $i$ -ésimo nível de tensão na seqüência do carregamento;
- $n_i$  : número de ciclos de carregamento a uma tensão de nível  $\sigma_i$ ;
- $N_i$  : vida de fadiga a um nível de tensão de  $\sigma_i$  (número total de ciclos de carregamento a um nível de tensão  $\sigma_i$  que a estrutura resiste).

Algumas considerações não são feitas na Lei de Miner, e têm influência significativa no processo de fadiga do material, são elas:

- As tensões inferiores à tensão do estado limite último não provocam alteração do material;
- A resistência independe do histórico da carga.

A vida útil da estrutura em decorrência da fadiga é:

$$L = \frac{L_0}{D} \quad (\text{Eq. 4.3.9})$$

Onde:

$L_0$ : Tempo relativo ao número total de ciclos;

D: Somatório total do dano.

Apesar de ter suas restrições a Lei de Miner é amplamente empregada devida a sua fácil aplicabilidade, além de oferecer uma relativa margem de segurança.

## 5. REPRESENTAÇÃO MATEMÁTICA DO MODELO

### 5.1 APROXIMAÇÃO LINEAR (BLEVINS)

De forma a compreender a influência da força de sustentação na vibração induzida por vórtices, utiliza-se um modelo harmônico para a representação do fenômeno, onde é considerado: um sistema massa – mola - amortecedor para um cilindro. A Figura 5.1.1 apresenta um esquema do sistema.

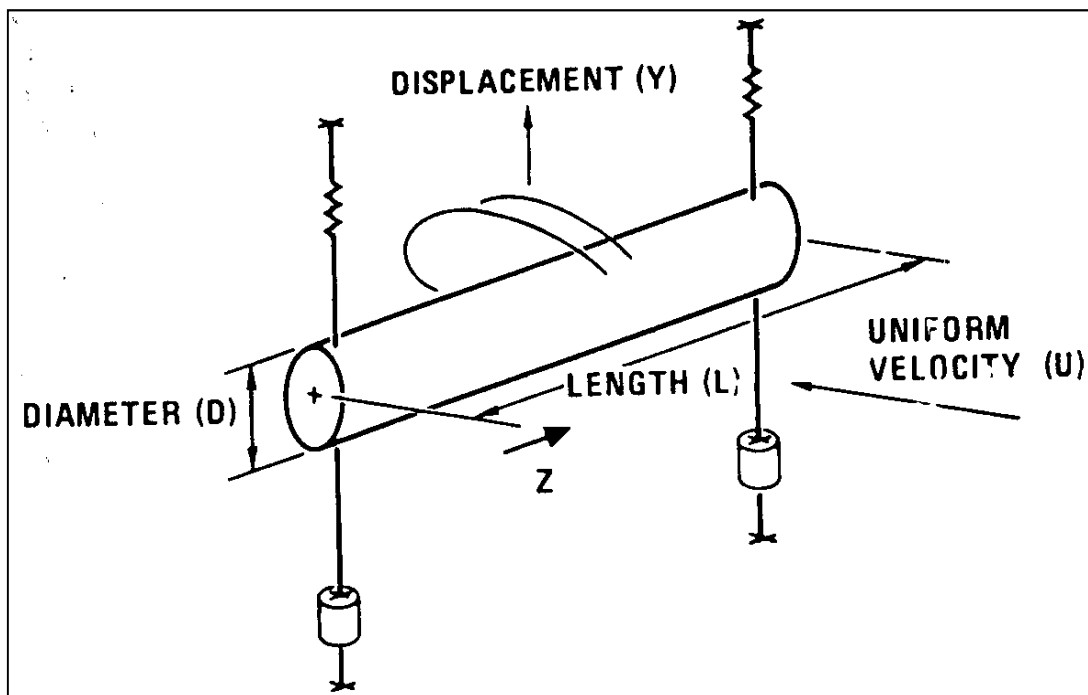


Figura 5.1.1 – Sistema de coordenadas e um cilindro submetido à velocidade uniforme, [5].

A equação de movimento do cilindro é descrita abaixo:

$$m\ddot{y} + 2m\xi\omega_y\dot{y} + ky = \frac{1}{2}\rho U^2 DC_L \sin \omega_s t \quad (\text{Eq. 5.1.1})$$

Onde:

m: Massa por unidade de comprimento do cilindro;

y: Deslocamento na direção y;

$\xi$ : Fator de amortecimento estrutural;

$\omega_y$ : Freqüência (angular) da estrutura,  $\sqrt{\frac{k}{m}}$ .

Uma solução linear para esta equação é definida através da consideração de uma amplitude  $A_y$ , freqüência  $\omega_s$ , e a fase  $\varphi$ .

$$y = A_y \sin(\omega_s t + \varphi) \quad (\text{Eq. 5.1.2})$$

O ângulo de fase é definido como:

$$\tan \varphi = (2\xi\omega_s\omega_y)/(\omega_s^2 - \omega_y^2) \quad (\text{Eq. 5.1.3})$$

Considerando que o ângulo de fase seja igual a  $180^\circ$  e a frequência de desprendimento de vórtices igual à frequência da estrutura, chega-se à seguinte relação aproximada para a vibração da estrutura em ressonância (ou *lock-in* no caso da VIV):

$$\frac{A_y}{D} = \frac{\rho U^2 C_L}{4k\xi} = \frac{C_L}{4\pi S^2 \delta_r} \quad (\text{Eq. 5.1.4})$$

A Equação 5.1.4 é válida quando o cilindro está em ressonância (frequência igual à frequência natural do cilindro e próxima à frequência do cilindro) com a amplitude aumentando a partir de zero.

Considerando a Equação 5.1.4 e adotando  $C_L$  igual a 1, foi estimada em laboratório a amplitude para muitos diâmetros de cilindros em água, porém em nenhum dos testes foi constatada uma relação entre a amplitude e o diâmetro maior que 1.5. Isto sugere que a vibração, quando o cilindro está na ressonância faz aumentar o desprendimento de vórtice para amplitudes a partir de zero. O movimento do cilindro organiza a esteira e o comprimento da esteira aumenta. A força do desprendimento de vórtice aumenta e com isso o coeficiente de sustentação. Quando a amplitude do cilindro aumenta até aproximadamente uma vez e meia o seu diâmetro o cilindro acelera o desprendimento de vórtices e diminui o coeficiente de sustentação (*lift*), [5].

## 5.2 SHEAR 7 (SOLUÇÃO NUMÉRICA – SUPERPOSIÇÃO MODAL)

O software Shear 7 foi desenvolvido no departamento de Engenharia Oceânica do MIT (Massachusetts Institute Technology), pelo professor J. K. Vandiver e sua equipe. O programa é usado mundialmente por dispor do maior número de ensaios relacionados com os problemas reais, que foi traduzido em gráficos e fórmulas semi-empíricas.

A análise de VIV é feita através do domínio da frequência e consiste na determinação das amplitudes transversais de vibração associadas às frequências que são excitadas pelo desprendimento de vórtice. O programa divide-se, de forma simplificada, em algumas etapas: determinam-se as frequências naturais da estrutura a ser estudada; verificam-se quais os modos são excitados; determinam-se as regiões excitadas da estrutura e as respectivas regiões de amortecimento; e, finalmente, as amplitudes do movimento e os respectivos danos.

Devido às incertezas que envolve o fenômeno de VIV, o programa é cercado por fatores de segurança, que garante confiabilidade nos resultados gerados.

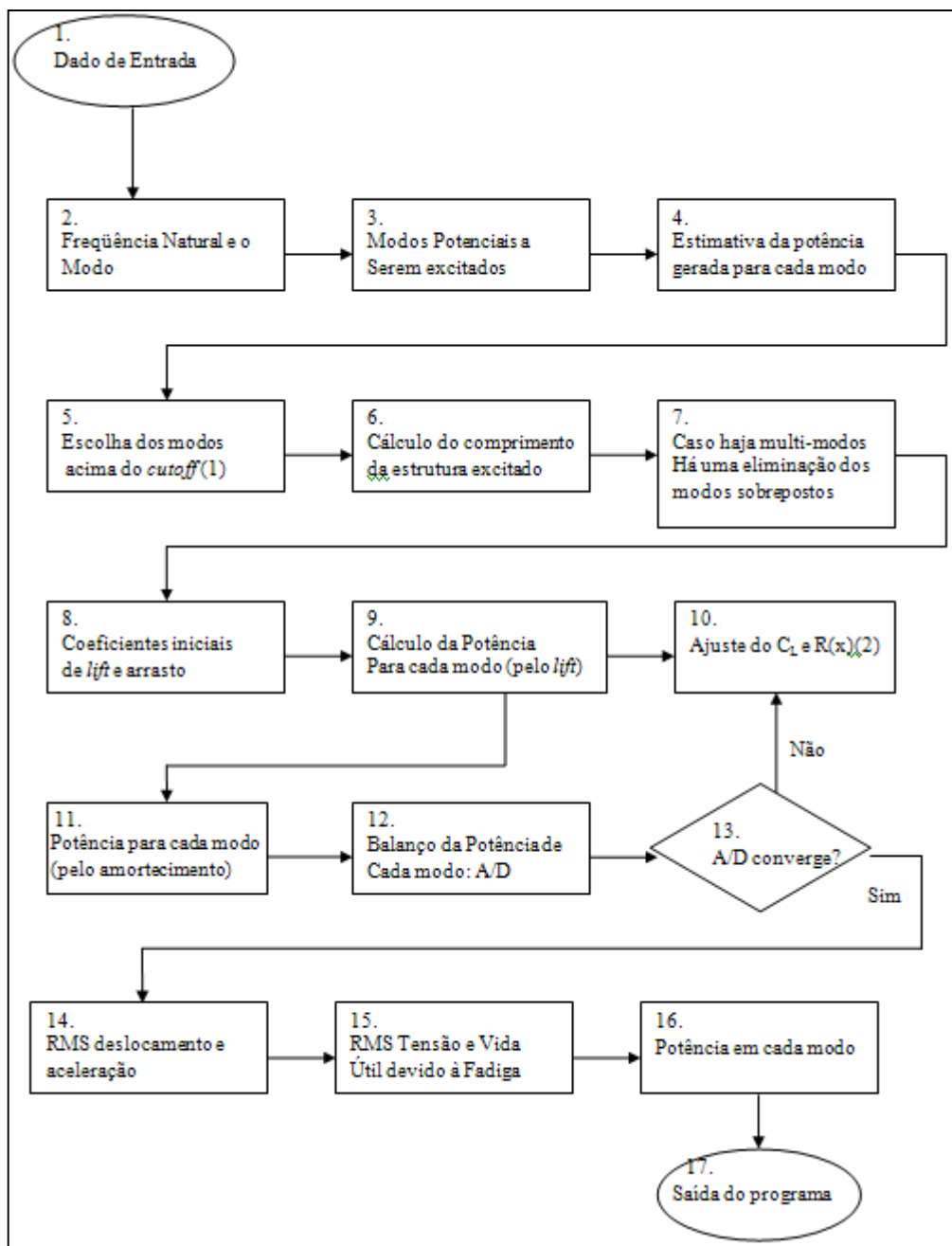
A tabela a seguir apresenta os tipos de estrutura e as condições limite que o Shear 7 é capaz de modelar. Caso o tipo de modelo requerido não estiver contido na Tabela 5.2.1, é possível ser calculado separadamente e incluir com o arquivo de entrada no Shear 7.



**Tabela 5.2.1** – Modelos padrões do programa Shear 7,[31].

<b>Número no modelo</b>	<b>Tipo de estrutura</b>	<b>Condição de contorno</b>	<b>Tensão</b>
0	Cabo	Rotulado-Rotulado	origem na extremidade com tensão mínima
1	Viga	Rotulado-Rotulado	origem na extremidade com tensão mínima
2	Viga	Livre-Rotulado	origem na extremidade livre
9	Viga	Livre-Rotulado	origem na extremidade livre
10	Cabo	Rotulado-Rotulado	origem em ambas extremidades
11	Viga	Rotulado-Rotulado	origem em ambas extremidades
19	Viga	Livre-Rotulado	origem na extremidade livre
22	Viga	Livre-Rotulado	origem na extremidade livre
23	Viga	Engastado-Livre	origem na extremidade engastada
24	Viga	Engastado-Rotulado	origem na extremidade engastada
25	Viga	Engastado-Engastado	origem em ambas extremidades
26	Viga	Sliding-Rotulado	origem na extremidade sliding

A Figura 5.2.1 apresenta um esquema com as principais etapas relacionadas ao programa.



**Figura 5.2.1** – Esquema da seqüência de cálculo utilizada pelo Shear 7, [30].

(1): Dado de *input*, é a razão da potência calculada para cada modo e a máxima potência.

(2): Amortecimento ao longo da estrutura.

Ressalta-se que na versão 4.2 do Shear 7 o cálculo do coeficiente de sustentação tem valores negativos, o que contribui para a dimensão da resposta para grandes amplitudes adimensionais ( $A/D > 1,1$ ) que, normalmente, ocorrem para perfis de corrente quase uniformes. Os valores negativos do coeficiente de sustentação fazem o papel de um amortecimento adicional, contribuindo para que a resposta de VIV seja auto contida.

### 5.3 PLANILHA MATHCAD – SOLUÇÃO ANALÍTICA APROXIMADA

A solução analítica é separada em algumas etapas básicas:

- Calcular as cargas aplicadas à estrutura;

- Definir os principais parâmetros para o VIV: Número de Reynolds, velocidade reduzida, o Número de Strouhal, frequência de desprendimento de vórtices e o parâmetro de caracterização;
- Calcular a frequência natural da estrutura, os modos de vibração, escolher os modos de vibração e, também, o tipo de estrutura a ser considerada (viga x cabo);
- Determinação da amplitude de vibração, a partir da frequência de desprendimento de vórtices, e descrição de alguns métodos para obter a amplitude;
- Determinação da fadiga a partir das curvas experimentais S-N;
- Estimativa da vida útil.

Na solução analítica aproximada alguns dos conceitos discutidos serão abordados de maneira simplificada.

Seguem abaixo as simplificações feitas para viabilizar a análise:

- A seção transversal será considerada constante ao longo de todo comprimento;
- O flutuador será considerado contínuo ao longo do *riser*;
- A junta telescópica será considerada como parte do *riser*, com a mesma seção e peso, sem levar em conta a variação da junta;
- A corrente será uniforme;
- A massa adicional será considerada como a massa deslocada do fluido

### 5.3.1 Cargas aplicadas

O primeiro passo é calcular o valor da tração que deverá ser aplicada no topo do *riser*, a fim de que este permaneça tracionado. Para isto, serão considerados os seguintes pesos: peso da estrutura ( $P_{estr}$ ); peso do fluido interno ( $P_{int}$ ); peso das linhas auxiliares ( $P_{laux}$ ) e o peso equivalente do flutuador ( $P_{flut}$ ), que será o peso do flutuador subtraído do empuxo.

$$P_{sub} = P_{estr} + P_{int} + P_{laux} + P_{flut} \quad (\text{Eq. 5.3.1})$$

Sendo:

$$P_{estr} = A_{riser} \cdot \gamma_{riser} \cdot L \quad (\text{Eq. 5.3.2})$$

$$P_{int} = A_{int} \cdot \gamma_{int} \cdot L \quad (\text{Eq. 5.3.3})$$

$$P_{laux} = N \cdot A_{laux} \cdot \gamma_{laux} \cdot L \quad (\text{Eq. 5.3.4})$$

$$P_{flut} = (A_{flut} \cdot \gamma_{flut} - A_{ext} \cdot \gamma_{ext}) \cdot L_{flut} \quad (\text{Eq. 5.3.5})$$

Onde:

$P_{sub}$ : Peso submerso do conjunto;

$P_{estr}$ : Peso da estrutura do conjunto, no caso o *riser*;

$P_{int}$ : Peso do fluido interno;

$P_{laux}$ : Peso das linhas auxiliares;

$P_{flut}$ : Peso do flutuador

$A_{riser}$ : Área da seção transversal do *riser*;

$\gamma_{riser}$ : Peso específico do material do *riser*

$A_{int}$ : Área da seção transversal interna do *riser*;  
 $\gamma_{int}$ : Peso específico do fluido interno;  
 $N$ : Número de linhas auxiliares;  
 $A_{laux}$ : Área da seção transversal de cada linha auxiliar;  
 $\gamma_{laux}$ : Peso específico das linhas auxiliares;  
 $A_{flut}$ : Área da seção transversal do flutuador;  
 $\gamma_{flut}$ : Peso específico do flutuador;  
 $A_{ext}$ : Área da seção transversal externa do *riser*;  
 $\gamma_{ext}$ : Peso específico do fluido externo;  
 $L_{flut}$ : Comprimento do flutuador.

A Equação 5.3.1 corresponde ao peso equivalente do *riser* quando totalmente submerso. Na Equação 5.3.5 a segunda parcela à direita corresponde ao empuxo.

Com a obtenção dos valores indicados e o valor da tração de fundo ( $T_{fundo}$ ) fornecida pelo fabricante, é possível calcular qual a tração no topo necessária para manter o *riser* tracionado:

$$T_{topo} = P_{sub} + T_{fundo} \quad (\text{Eq. 5.3.6})$$

Os valores obtidos acima permitem calcular a tração no *riser* em qualquer ponto ao longo do *riser*:

$$T(s) = T_{topo} - \frac{T_{topo} - T_{fundo}}{L} \cdot s \quad (\text{Eq. 5.3.7})$$

Onde:

$T_{topo}$ : Tração exercida no topo do *riser*  
 $T_{fundo}$ : Tração exercida no fundo do *riser* (especificada pelo fabricante);  
 $T(s)$ : Tração ao longo do *riser*;  
 $s$ : Qualquer ponto ao longo do *riser*.

### 5.3.2 Definição dos parâmetros utilizados para análises de VIV

O segundo passo é definir os parâmetros que caracterizam as VIV. Será determinado o Número de Reynolds ( $Re$ ), que caracteriza o comportamento do conjunto fluido-estrutura, conforme visto no item 3.4 .

$$R\Re = \frac{U \cdot D}{\nu} \quad (\text{Eq. 5.3.8})$$

Número de Strouhal ( $S$ ) será determinado por uma função logarítmica obtida pelo gráfico mostrado na Figura 3.5.1.

$$\begin{aligned}
 S_0(R\Re) &= 0.13 \\
 S_1(R\Re) &= 0.13 + \frac{0.18 - 0.13}{\log(1 \cdot 10^2) - \log(5 \cdot 10^1)} \cdot (\log(R\Re) - \log(5 \cdot 10^1)) \\
 S_2(R\Re) &= 0.18 + \frac{0.2 - 0.18}{\log(2 \cdot 10^2) - \log(1 \cdot 10^2)} \cdot (\log(R\Re) - \log(1 \cdot 10^2)) \\
 S_3(R\Re) &= 0.2 + \frac{0.22 - 0.2}{\log(5 \cdot 10^2) - \log(2 \cdot 10^2)} \cdot (\log(R\Re) - \log(2 \cdot 10^2))
 \end{aligned}$$

$$S_4(\text{Re}) = 0.22 + \frac{0.22 - 0.2}{\log(9 \cdot 10^3) - \log(5 \cdot 10^2)} \cdot (\log(\text{Re}) - \log(5 \cdot 10^2))$$

$$S_5(\text{Re}) = 0.2$$

$$S_6(\text{Re}) = 0.2 + \frac{0.26 - 0.2}{\log(1 \cdot 10^7) - \log(1 \cdot 10^5)} \cdot (\log(\text{Re}) - \log(1 \cdot 10^5))$$

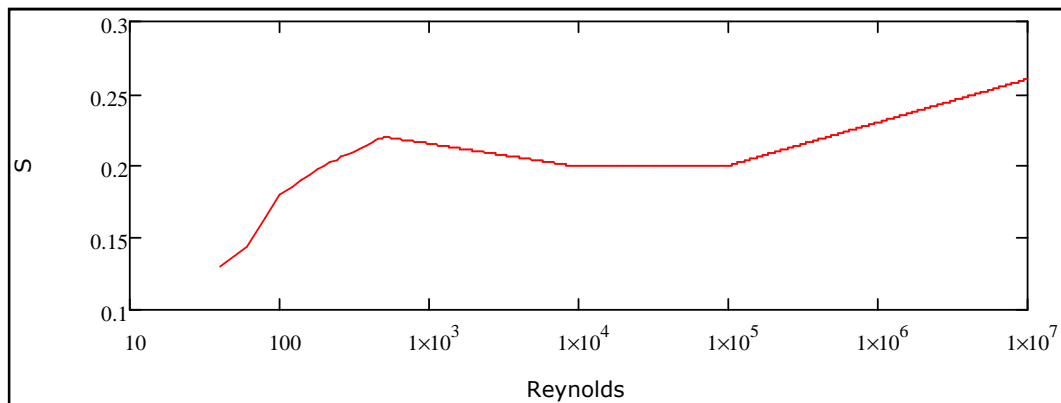
(Eq. 5.3.9)

A equação a ser escolhida acima depende do Número de Reynolds:

$$S(\text{Re}) := \begin{cases} S_0(\text{Re}) & \text{if } \text{Re} < 5 \cdot 10 \\ S_1(\text{Re}) & \text{if } 5 \cdot 10 \leq \text{Re} < 1 \cdot 10^2 \\ S_2(\text{Re}) & \text{if } 1 \cdot 10^2 \leq \text{Re} < 2 \cdot 10^2 \\ S_3(\text{Re}) & \text{if } 2 \cdot 10^2 \leq \text{Re} < 5 \cdot 10^2 \\ S_4(\text{Re}) & \text{if } 5 \cdot 10^2 \leq \text{Re} < 9 \cdot 10^3 \\ S_5(\text{Re}) & \text{if } 9 \cdot 10^3 \leq \text{Re} < 1 \cdot 10^5 \\ S_6(\text{Re}) & \text{if } 1 \cdot 10^5 \leq \text{Re} < 1 \cdot 10^7 \end{cases}$$

(Eq. 5.3.10)

As expressões descritas acima estão representadas na Figura 3.5.1, que corresponde a uma representação aproximada da Figura 5.3.1. No entanto é possível obter analiticamente um gráfico mais preciso, basta aumentar o número de equações que define o número de Strouhal e, conseqüentemente, diminuir o intervalo do Número de Reynolds.



**Figura 5.3.1** – Gráfico Analítico do Número de Strouhal x Número de Reynolds.

A frequência em que os vórtices se desprendem da estrutura ( $f_s$ ) é calculada em função do Número de Strouhal, a velocidade da corrente e a geometria do cilindro.

$$f_s = \frac{S \cdot U}{D} \quad (\text{Eq. 5.3.11})$$

Ou,

$$\omega S = \frac{2\pi \cdot \text{St} \cdot U}{D} \quad (\text{Eq. 5.3.12})$$

A frequência de desprendimento de vórtices será comparada posteriormente às frequências naturais da estrutura, o modo no qual a frequência natural estiver mais próxima da frequência de desprendimento de vórtices será o modo excitado [5].

O próximo passo será calcular a frequência natural da estrutura. Para tal, primeiramente deve-se definir o modelo de estrutura que será adotado (viga ou cabo), calculado pelo parâmetro de caracterização (P).

$$P = \frac{2}{-1 + \sqrt{-1 + \frac{4 \cdot EI \cdot M_t \cdot \omega s}{T_{\text{fundo}}}}} \quad (\text{Eq. 5.3.13})$$

Se P for menor ou igual a 30 o modelo é considerado viga, caso contrário, o modelo é cabo, [27] e [20].

### 5.3.3 Determinação da vibração da estrutura na região de *lock-in*

Será utilizada a equação já indicada no capítulo 2, item 2.4.2.

O valor de n é determinado de acordo com as características da estrutura, e deve ser tal até que a frequência do n-ésimo modo seja compatível com o valor da frequência de desprendimento de vórtices:

$$n = 1, 2, 3 \dots n$$

$$fr_{\omega_v}(n, \omega_v) = \int_0^L \sqrt{\frac{-T(s)}{2EI(s)} + \frac{1}{2} \sqrt{\left[\frac{T(s)}{EI(s)}\right]^2 + \frac{4m\omega_v}{EI(s)}}} ds = n\pi \quad (\text{Eq. 5.3.14})$$

Para determinação das raízes da expressão acima, admite-se um valor inicial e aplica-se o método de Newton para obtenção das raízes. O valor da frequência estimada será com a tração média ( $T_{\text{média}}$ ) cuja fórmula matemática é fechada conforme abaixo:

$$T_{\text{média}} = \frac{T_{\text{topo}} - T_{\text{fundo}}}{2} \quad (\text{Eq. 5.3.15})$$

$$\omega_{\omega_n} = \frac{\pi^2}{L^2} \cdot \sqrt{\frac{EI}{M_t} \cdot \left(n^4 + \frac{n^2 \cdot T_{\text{medio}} \cdot L^2}{\pi^2 \cdot EI}\right)} \quad (\text{Eq. 5.3.16})$$

A partir do valor determinado da frequência natural para tração constante, se fazem as iterações para achar os valores da frequência natural de cada modo até o n-ésimo.

É possível também determinar a frequência natural da estrutura considerando-a como cabo, e não mais como viga.

$$fr_{\omega_c}(n, \omega_c) = \int_0^L \omega_c \cdot \sqrt{\frac{M_t}{T(s)}} ds = n\pi \quad (\text{Eq. 5.3.17})$$

$$\omega_{\omega_c n} = \frac{n \cdot \pi}{L} \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{medio}}}{M_t}} \quad (\text{Eq. 5.3.18})$$

A determinação dos modos naturais ( $\phi$ ) associados às frequências anteriormente calculadas pode ser descrita para o modelo cabo ou viga:

$$\phi(n, z) := \begin{cases} \left[ \sin \left[ \int_0^z \sqrt{\left(\frac{1}{2}\right) \cdot \frac{T(s)}{E \cdot I} + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{T(s)}{E \cdot I}\right)^2 + 4 \cdot M \cdot t \cdot \frac{(\omega n)^2}{E \cdot I}} ds \right] \right] & \text{if } P \leq 30 \\ \left( \sin \left[ \int_0^z \omega n \cdot \sqrt{\frac{M \cdot t}{T(s)}} ds \right] \right) & \text{otherwise} \end{cases} \quad (\text{Eq. 5.3.19})$$

Com os valores obtidos acima se pode calcular qual modo da estrutura estará na região de *lock-in*, ou seja, o modo em que a frequência natural do *riser* se aproxima do valor da frequência de *shedding* ( $f_s$ ):

$$f_s \cong f_n \quad (\text{Eq. 5.3.20})$$

Ou:

$$\frac{U}{f_s \cdot D} \cong \frac{U}{f_n \cdot D} \cong \frac{1}{St} \cong 5 \quad (\text{Eq. 5.3.21})$$

Os valores de máximo e mínimo da velocidade reduzida ( $V_R$ ) é que delimitam a região de *lock-in* [19].

$$V_R = \frac{U}{f_s \cdot D} \quad (\text{Eq. 5.3.22})$$

Desta forma a sincronização da esteira ocorre quando:

$$\alpha \leq V_R \leq \beta \quad (\text{Eq. 5.3.23})$$

Onde  $\alpha$  e  $\beta$  são parâmetros estabelecidos empiricamente geralmente considerados como 4 e 8, respectivamente [28].

É esperado que o fator de modo ( $\gamma$ ) para viga bi-rotulada esteja no entorno de 1,16. Este fator é usado na maioria das fórmulas para calcular a amplitude de vibração de vigas. Funciona como um fator de amplificação nas fórmulas anteriormente desenvolvidas, [5]:

$$\gamma_{ux_n} = \sqrt{\frac{\int_0^L \Phi(n,s)^2 ds}{\int_0^L \Phi(n,s)^4 ds}} \quad (\text{Eq. 5.3.24})$$

Considerando a amplitude unitária máxima para o modo  $n$  ( $y_{\text{máx}_n}$ ), a amplitude com o fator de amplificação será:

$$\gamma(n) = y_{\text{máx}_n} \cdot \gamma_{ux_n} \quad (\text{Eq. 5.3.25})$$

O fator de amortecimento reduzido ( $\delta_r$ ) é utilizado para o cálculo em estruturas lineares e viscosamente amortecidas. Caso o *riser* esteja dotado de flutuadores, o diâmetro a ser considerado será o diâmetro externo do flutuador:

$$\delta_r = \frac{2 \cdot m \cdot (2\pi\xi)}{\rho \cdot D^2} \quad (\text{Eq. 5.3.26})$$

### 5.3.4 Amplitude

A amplitude máxima para corrente uniforme pode ser expressa pelo fator de amortecimento reduzido.

Os resultados de experimentos mostram que a fórmula de Blevins (1977) atende ao trecho de  $200 < Re < 200000$ . A seguir serão apresentadas algumas fórmulas desenvolvidas a partir de resultados observados em laboratório.

- Blevins (1977) – [5]

$$A_y = D \cdot \left[ \frac{0.07 \cdot \gamma}{(1.9 + \delta_r) \cdot S^2} \cdot \sqrt{0.3 + \frac{0.72}{(1.9 + \delta_r) \cdot S}} \right] \quad (\text{Eq. 5.3.27})$$

- Griffing e Ramberg (1982) – [46]

$$A_y = D \cdot \left[ \frac{1.29 \cdot \gamma}{[1 + 0.43 \cdot (2 \cdot \pi \cdot S^2 \cdot \delta_r)]^{3.35}} \right] \quad (\text{Eq. 5.3.28})$$

- Sarpkaya (1979) – [38]

$$A_y = D \cdot \left[ \frac{0.32 \cdot \gamma}{\sqrt{0.06 + (2 \cdot \pi \cdot S^2 \cdot \delta_r)^2}} \right] \quad (\text{Eq. 5.3.29})$$

- Brown & Root – [46]

$$A_y = D \cdot \left[ \frac{C_1 \cdot \gamma^{3.82}}{\left[ \left( \frac{2 \cdot \pi \cdot S^2 \cdot \delta_r}{C_1} \right) \cdot 0.19 + 1 \right]^{3.35}} \right] \quad (\text{Eq. 5.3.30})$$

É importante salientar que as amplitudes das fórmulas acima independem da velocidade da corrente e do modo a ser excitado. Como será visto no próximo capítulo, o valor da amplitude só varia quando as condições de contorno da estrutura mudarem.

- Cálculo da Amplitude pela DNV, [10]

A amplitude neste modelo é calculada em função do fator de estabilidade (ks). O fator de estabilidade, também chamado de amortecimento reduzido, é composto pelo produto da razão de massa com o fator de amortecimento

$$k_s = \frac{2 \cdot M_t \cdot 2 \pi \cdot \delta_r}{\rho_{\text{fluido externo}} \cdot D^2} \quad (\text{Eq. 5.3.31})$$

A expressão  $2 \cdot \pi \cdot \delta_r$  equivale ao logaritmo natural da relação entre as amplitudes de dois ciclos sucessivos de uma estrutura levemente amortecida em decaimento livre, conforme a Figura 5.3.2. Se a energia acumulada na estrutura for menor que a energia dissipada no amortecimento então a vibração irá diminuir.

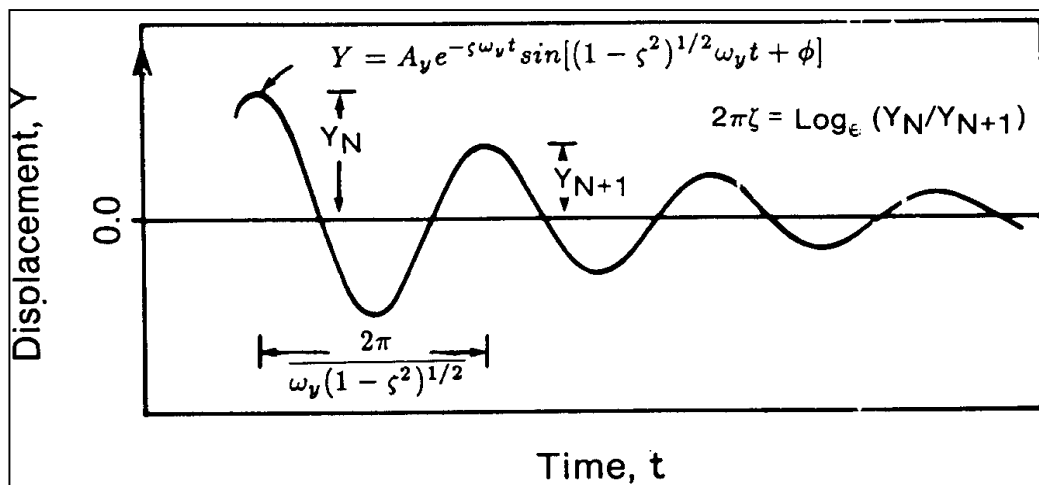
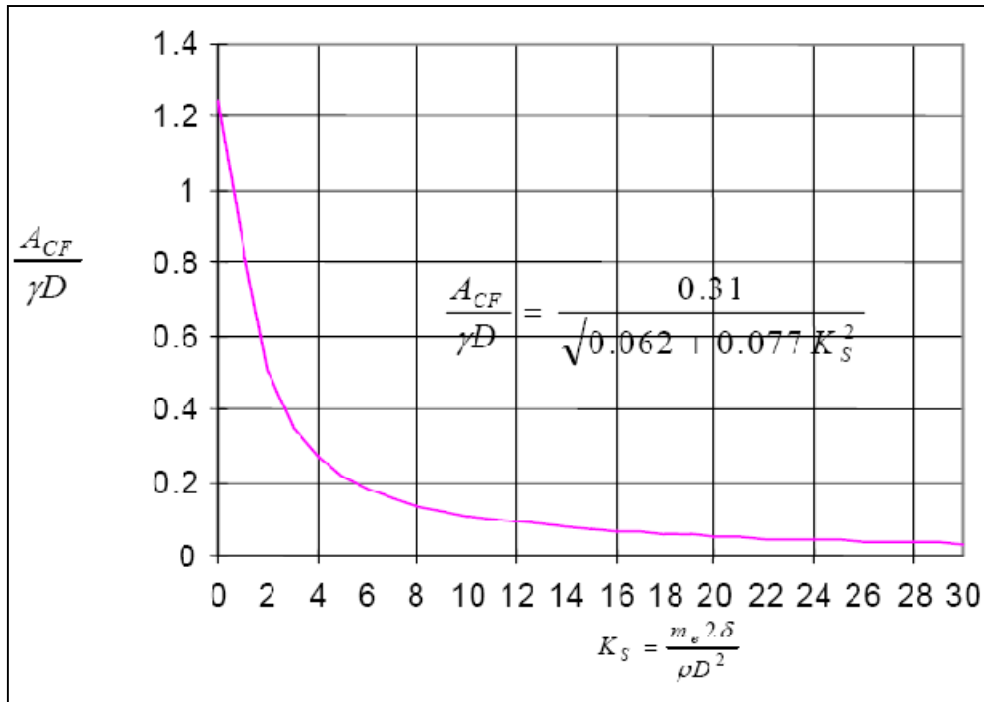


Figura 5.3.2 – Vibração livre de uma estrutura com amortecimento viscoso [5].

Uma curva é gerada conforme mostra a Figura 5.3.3, sendo  $k_s$  abscissa e a razão  $A_{CF}/\gamma D$  a ordenada. Sendo  $A_{CF}$  a amplitude na direção transversal (*cross-flow*) desta curva obtém-se o valor correspondente ao  $k_s$  encontrado na Equação 5.3.31.





**Figura 5.3.3** – Amplitudes de movimentos transversais em função de  $K_s$  [12]

A amplitude é produto da função de interpolação, do diâmetro externo e o fator de amortecimento:

$$A = f(c(K_s, \text{fator})) \cdot D \cdot \delta_r \quad (\text{Eq. 5.3.32})$$

#### Modelo Harmônico Iterativo (1977) [5]

Para representar o processo de interação entre o coeficiente de sustentação ( $C_L$ ) a amplitude adimensional ( $A/D$ ), foi criado um modelo iterativo por Blevins e Burton, [5]. Neste modelo foram utilizados dados experimentais de Vickery e Watkins (1962) [40] e Hartlen (1968) [39]. Partindo da Equação 5.1.4, para obter  $C_L$  como uma função de  $A/D$  foram encontrados três termos polinomiais [5]:

$$C_L = a + b \left(\frac{A}{D}\right) + c \left(\frac{A}{D}\right)^2 \quad (\text{Eq. 5.3.33})$$

Os coeficientes da curva são:

$$a = 0,35;$$

$$b = 0,60;$$

$$c = -0,93.$$

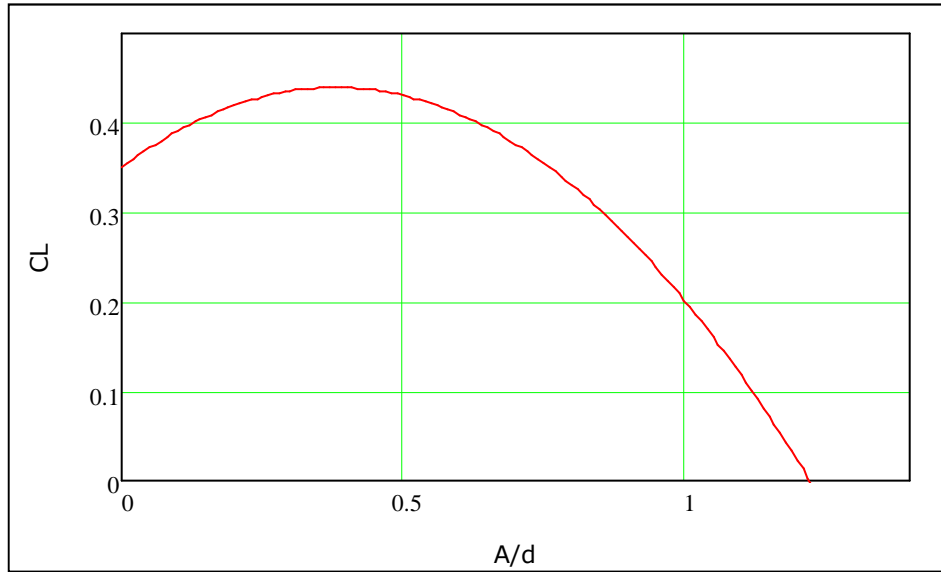


Figura 5.3.4 – Gráfico de C<sub>L</sub> em função do fator de amplitude.

Para ser determinado o C<sub>L</sub> máximo ocorre uma interação entre a amplitude e o C<sub>L</sub>.

### 5.3.5 Análise de Fadiga

O cálculo da fadiga será baseado no valor de amplitude calculado pela DNV [11].

Em estruturas esbeltas, como um *riser* de perfuração, tem-se que introduzir o valor da dupla amplitude máxima de tensão (S<sub>aux</sub>) e um fator de concentração de tensões (SCF) acrescido de um fator (fator de Goodman) que leva em conta o valor da tensão devida à tração exercida no topo do *riser* e a tensão última do aço.

$$\frac{S_{aux} \cdot SCF}{\frac{\sigma_u}{1.16}} = r \cdot \text{tração} \cdot \text{tensão} \quad (\text{Eq. 5.3.34})$$

Onde S<sub>aux</sub> é igual a:

$$S_{aux} = 2 \cdot \left( n \cdot \frac{\pi}{L} \right)^2 \cdot A \cdot E \cdot r \quad (\text{Eq. 5.3.35})$$

Sendo:

$$r = \frac{D_{interno} + e}{2} \quad (\text{Eq. 5.3.36})$$

Para determinar o fator de Goodman (K<sub>G</sub>) utiliza-se:

$$K_G = \frac{1}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u}} \quad (\text{Eq. 5.3.37})$$

O fator de Goodman será utilizado onde não houver solda; para o caso de solda se utiliza a expressão seguinte:

$$S = S_{aux} \cdot SCF \quad (\text{Eq. 5.3.38})$$

### 5.3.6 Determinação da vida útil

A curva S-N será representada por duas curvas distintas, uma considerando a solda (X') e outra sem esta consideração (X).

Para ambos os casos a curva é desenvolvida através de uma única fórmula, variando apenas os coeficientes a serem aplicados:

$$N = \frac{A}{(S)^k} \quad (\text{Eq. 5.3.39})$$

As constantes A e k dependem do material e das condições de ensaio. Para o caso da curva X da norma API RP-2A-WSD [3], a expressão está descrita abaixo:

$$N = 2 \times 10^6 \cdot \left( \frac{\Delta\sigma}{\Delta\sigma_{ref}} \right)^{-m} \quad (\text{Eq. 5.3.40})$$

Onde m é igual a k.

**Tabela 5.3.1** – Dados do *riser* [3].

	Curva S-N	k	A	$\Delta\sigma_{ref}$
1	Curva X da API	4,38	1,15E+15	100
2	Curva X' da API	3,74	2.512+E13	79,09

Para a determinação do número de ciclos admissíveis na aplicação da carga cíclica utiliza-se da Regra de Miner. O princípio básico da regra de Miner é de que o dano (D) sobre a estrutura por ciclo de carregamento é constante numa dada faixa de tensões

$$D = \frac{1}{N} \quad (\text{Eq. 5.3.41})$$

Para o caso em que N for extraído de uma curva S-N, o ciclo de tensão variável é assimilado a um conjunto de n blocos, em que cada bloco tem uma amplitude de tensão constante  $\sigma_i$  e dura  $n_i$  ciclos. A Lei de Miner estabelece que a perda de vida de fadiga se acumula linearmente, e é dada por:

$$\sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (\text{Eq. 5.3.42})$$

## 6. RESULTADOS

Para analisar as metodologias descritas nos itens 5.2 e 5.3 será feita análise de um *riser* rígido de perfuração

### 6.1 Dados Gerais

. O *riser* a ser utilizado como exemplo se encontra no Campo de Roncador na Bacia de Campos, na plataforma P23.

A seguir será apresentado um esquema representativo do *riser* estudado, Figura 6.1.1.

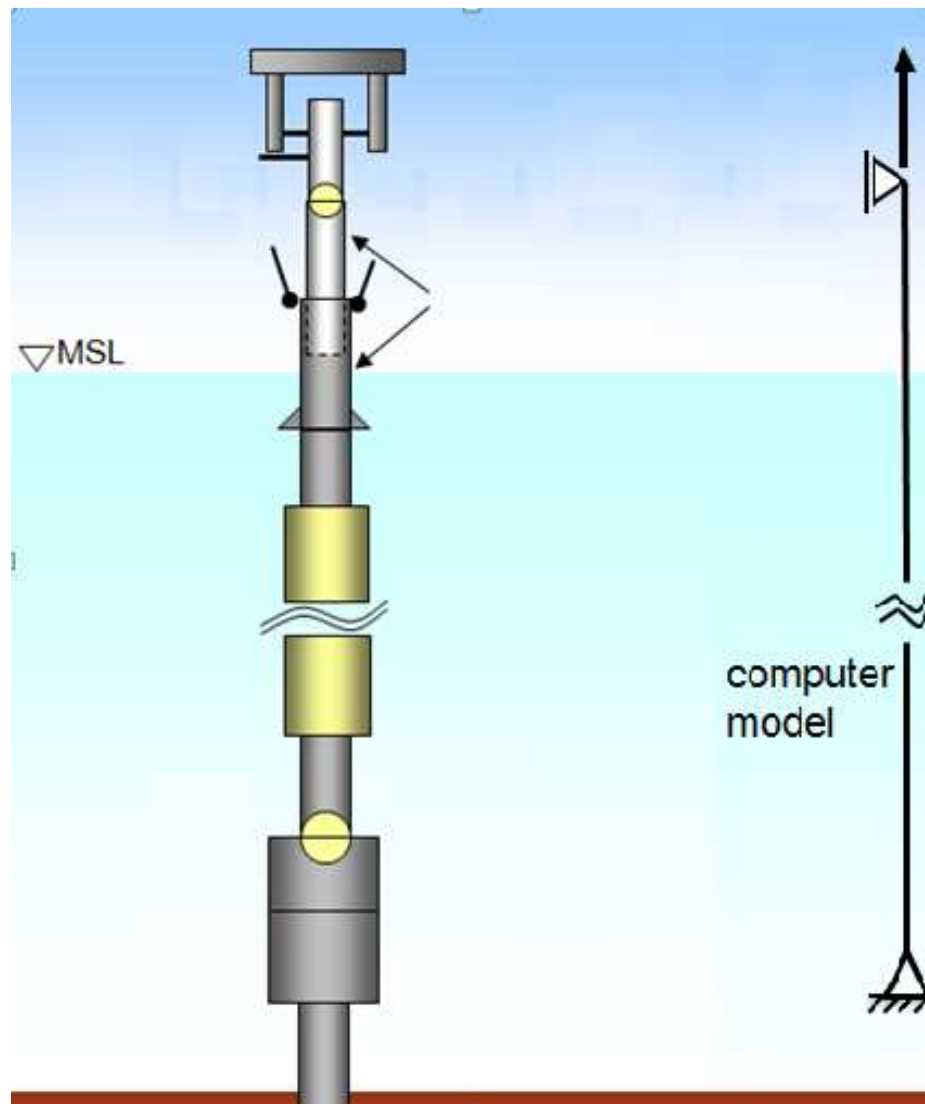


Figura 6.1.1 – Esquema do *riser* de perfuração da plataforma P23 [26].

Os dados do *riser* estão apresentados na Tabela 6.1.1. O Anexo A apresenta algumas fotos do *riser* em estudo.

**Tabela 6.1.1** – Dados do *riser*.

Lâmina d'água:	1900	m
Diâmetro externo:	21	in
Diâmetro interno:	19,75	in
Densidade do fluido externo:	1025	kg/m <sup>3</sup>
Densidade do fluido interno:	800	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidade cinemática d'água:	0,00000155	m/s <sup>2</sup>
Módulo de Elasticidade:	2,10E+11	N/m <sup>2</sup>
Densidade do Aço:	7850	kg/m <sup>3</sup>
Amortecimento Estrutural:	0,003	
Número de Strouhal:	0,023	
Tração no fundo:	222,411	kN
Diâmetro Externo (flutuador):	41	in

Serão expostos alguns exemplos a fim de observar o fenômeno de VIV com algumas variações do problema.

A Tabela 6.1.2 tem a finalidade de apresentar as características específicas de cada exemplo.

**Tabela 6.1.2** – Exemplos a serem analisados.

Exemplo	Modelos	Velocidade		Flutuadores	Métodos
		Tipo	Valor		
1	1	Uniforme	0,45 m/s	Todo <i>riser</i>	Shear 7/ Solução Analítica
	2	Uniforme	0,90 m/s	Todo <i>riser</i>	Shear 7/ Solução Analítica
	3	Uniforme	1,35 m/s	Todo <i>riser</i>	Shear 7/ Solução Analítica
2	1	Uniforme	0,45 m/s	Todo <i>riser</i>	Shear 7
	2	Uniforme	0,90 m/s	Todo <i>riser</i>	Shear 7
	3	Uniforme	1,35 m/s	Todo <i>riser</i>	Shear 7
	4	Triangular	0 - 1,35 m/s	Todo <i>riser</i>	Shear 7
3	1	Uniforme	1,35 m/s	Todo <i>riser</i>	Shear 7
	2	Uniforme	1,35 m/s	50% do <i>riser</i>	Shear 7
	3	Uniforme	1,35 m/s	Sem flutuador	Shear 7

## 6.2 Exemplo 1

Neste exemplo serão feitas 3 análises com a finalidade de estimar a influência da velocidade de corrente nos resultados, comparar as metodologias empregadas no item 5.2 e 5.3 e avaliar diferentes curvas S-N prescritas nas normas DNV e API, [2], [3] e [11]. Para isto, três análises serão com velocidade constante com um acréscimo linear em cada análise:

Análise 1: *Riser* submetido a uma velocidade de 0,45 m/s ao longo de todo o *riser*.

Análise 2: *Riser* com velocidade de 0,90 m/s ao longo de todo o *riser*.

Análise 3: *Riser* a uma velocidade de 1,35 m/s ao longo de todo o *riser*.

A seguir serão apresentados os resultados obtidos.

Como nas três análises os dados de entrada diferem apenas pelo módulo da velocidade, a frequência natural obtida será igual para as três.

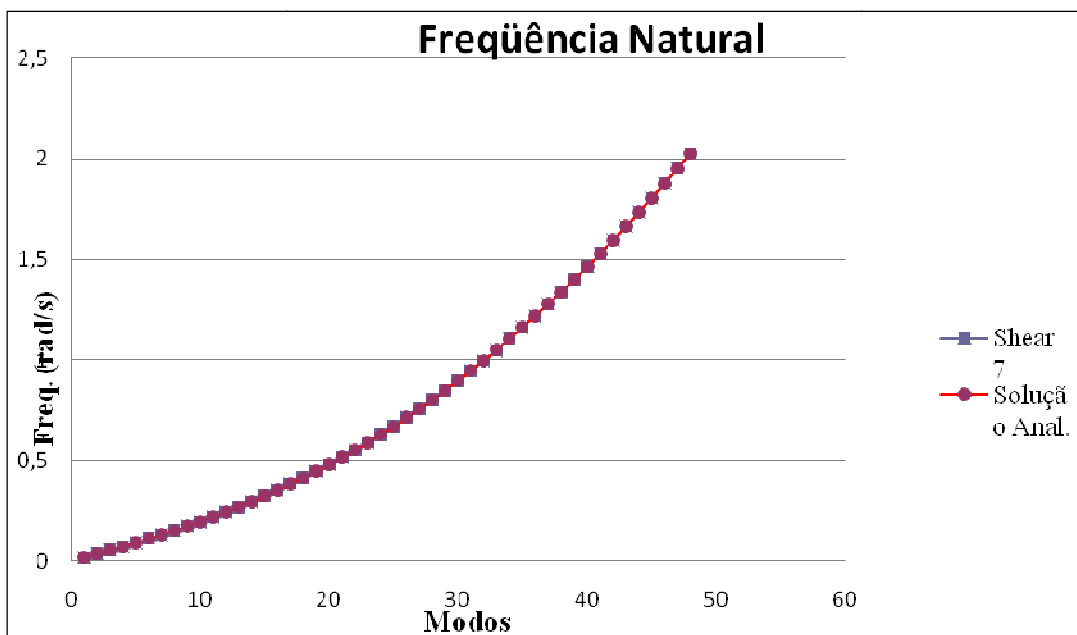
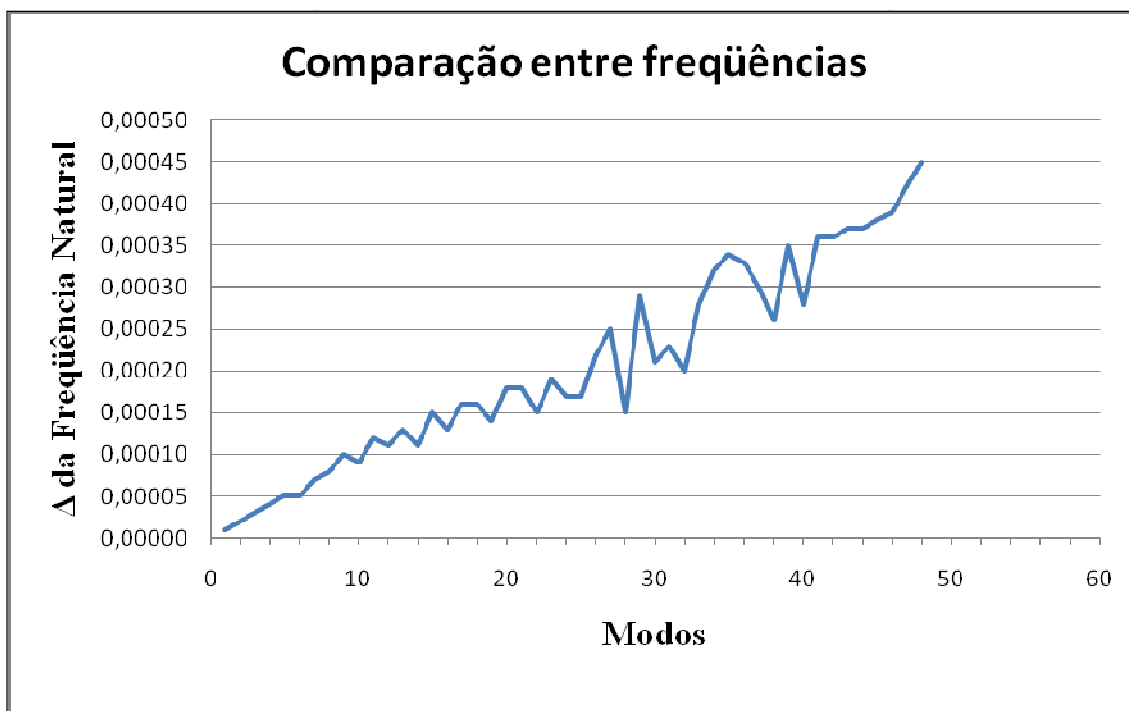


Figura 6.2.1 – Frequência Natural para o *riser* do exemplo 1.



**Figura 6.2.2** – Diferença entre as freqüências naturais da saída do Shear 7 e da Solução analítica aproximada.

Pelos gráficos apresentados nas Figura 6.2.1 e Figura 6.2.2 é possível afirmar que a diferença entre as freqüências naturais estimadas pelo programa Shear 7 e a solução analítica é desprezível.

A seguir será apresentado um resumo dos resultados gerados neste exemplo, Tabela 6.2.1. Na tabela está o valor das amplitudes de fórmulas semi-empíricas desenvolvidas por alguns autores, cuja fórmula se encontra no capítulo 5, item 5.3, e a amplitude gerada pelo programa Shear 7.

Tabela 6.2.1 – Resumo dos resultados.

Análise	Modelo	Modo	A/D	Vida Útil		
				X (API)	X'(API)	B2 (DNV)
1	Blevins (1977)	22	0,859	2,152E+00	7,600E-01	4,740E+00
	Griffin Ramberg		1,239	4,330E-01	1,930E-01	1,095E+00
	Saparkaya		1,329	3,180E-01	1,490E-01	8,270E-01
	Brown e Root		1,226	4,530E-01	2,010E-01	1,142E+00
	DNV (simplificado)		0,806	2,845E+00	9,640E-01	6,115E+00
	Modelo Harmônico (não-Iterativo)		1,332	3,150E-01	1,470E-01	8,200E-01
	Modelo Harmônico (Iterativo)		0,938	1,464E+00	5,470E-01	3,334E+00
	Shear 7	22	1,073	3,940E-02	2,940E-02	2,160E-01
2	Blevins (1977)	35	0,859	1,800E-02	1,100E-02	5,500E-02
	Griffin Ramberg		1,239	3,521E-03	2,847E-03	1,300E-02
	Saparkaya		1,329	2,590E-03	2,190E-03	9,580E-03
	Brown e Root		1,226	3,867E-03	2,962E-03	1,300E-02
	DNV (simplificado)		0,806	2,300E-02	1,400E-02	7,100E-02
	Modelo Harmônico (não-Iterativo)		1,332	2,564E-03	2,172E-03	9,494E-03
	Modelo Harmônico (Iterativo)		0,938	1,200E-02	8,062E-03	3,900E-02
	Shear 7	35	0,905	3,906E-04	5,155E-04	2,994E-03
3	Blevins (1977)	44	0,859	1,580E-03	1,355E-03	5,893E-03
	Griffin Ramberg		1,239	3,176E-04	3,442E-04	1,361E-03
	Saparkaya		1,329	2,336E-04	2,648E-04	1,028E-03
	Brown e Root		1,226	3,326E-04	3,581E-04	1,420E-03
	DNV (simplificado)		0,806	2,088E-03	1,719E-03	7,601E-03
	Modelo Harmônico (não-Iterativo)		1,332	2,313E-04	2,626E-04	1,019E-03
	Modelo Harmônico (Iterativo)		0,938	1,075E-03	9,747E-04	4,144E-03
	Shear 7	44	0,894	3,76E-05	6,630E-05	3,413E-04

Pelos resultados apresentados, pode-se fazer algumas afirmações:

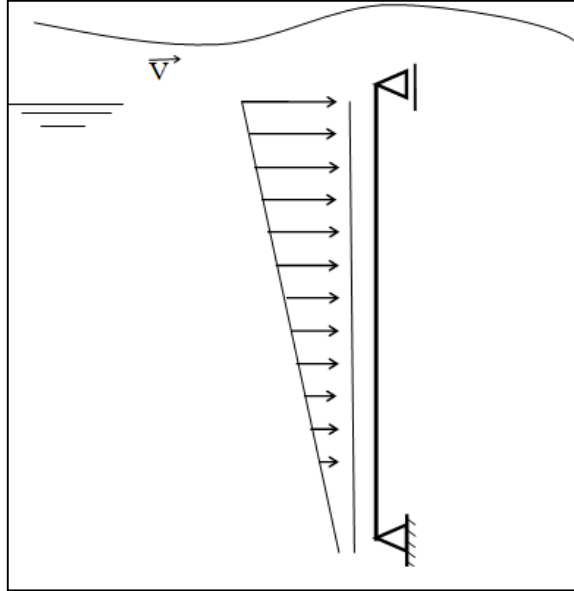
- ✓ As fórmulas semi-empíricas de amplitude consideram que a vibração causada pelo desprendimento de vórtices não muda com o valor da frequência de desprendimento de vórtices;
- ✓ O modo de excitação é o mesmo para ambas as metodologias, e, conseqüentemente, a frequência de desprendimento de vórtices;
- ✓ O aumento dos modos excitados implica em valores menores de Vida Útil;
- ✓ Dentre as curvas S-N indicadas na Tabela 6.2.1, a curva B2, DNV [11], apresentou valores menos conservadores;



### 6.3 Exemplo 2

No exemplo 2 será avaliada a influência do perfil de velocidade na resposta do *riser*. Neste exemplo será utilizado o programa Shear 7.

Para avaliar a importância do perfil de velocidade serão rerepresentadas as análises do exemplo anterior, nas quais o perfil é constante ao longo de todo o *riser* e uma análise com o perfil triangular (Figura 6.3.1), cuja velocidade no topo corresponde à maior velocidade dentre os três exemplos anteriores.



**Figura 6.3.1** – Esquema do perfil de corrente incidindo no *riser*.

Análise 1: *Riser* submetido a uma velocidade de 0,45 m/s ao longo de todo o *riser*.

Análise 2: *Riser* com velocidade de 0,90 m/s ao longo de todo o *riser*.

Análise 3: *Riser* a uma velocidade de 1,35 m/s ao longo de todo o *riser*.

Análise 4: *Riser* com velocidade de corrente variável de 0 a 1,35 m/s, (perfil triangular).

A seguir, são apresentados os resultados mais relevantes para a finalidade do exemplo:

**Tabela 6.3.1 – Modos excitados**

Análise	Modos excitados	Taxa de Potência
1	22	1,000
2	35	1,000
3	44	1,000
4	30	0,057
	31	0,086
	32	0,132
	33	0,157
	34	0,226
	35	0,305
	36	0,406
	37	0,531
	38	0,794
	39	1,000
	40	0,978
	41	0,812
42	0,645	
43	0,487	
44	0,316	

**Tabela 6.3.2 – Principais resultados.**

Análise	Modos excitados	Região excitada (m)		Amplitude (m)	A <sub>y</sub> /D	Dano (1/ano)	Local do dano (x/L)
		Início	Fim				
1	22	0	1	1,02219	1,917805	3,40E+01	0,38
2	35	0	1	0,71407	1,339719	1,94E+03	1,90
3	44	0	1	0,54483	1,022195	1,51E+04	3,23
4	30	8,17	10,07	0,01082	0,02030	4,28E-05	0,48
	31	10,26	10,64	0,00384	0,00720	1,23E-06	0,56
	32	10,83	11,21	0,00398	0,00747	2,27E-06	0,58
	33	11,40	11,78	0,00457	0,00857	5,18E-06	0,62
	34	11,97	12,54	0,00749	0,01405	3,97E-05	0,66
	35	12,73	13,11	0,00513	0,00962	1,33E-05	0,67
	36	13,30	13,68	0,00446	0,00837	1,18E-05	0,79
	37	13,87	14,06	0,00312	0,00585	9,94E-06	0,85
	38	-	-	0,00000	0,00000	0,00E+00	0,00
	39	14,25	16,53	0,02826	0,05302	1,03E-02	0,78
	40	-	-	0,00000	0,00000	0,00E+00	0,00
	41	16,72	17,10	0,00783	0,01469	3,43E-04	0,99
42	17,48	18,05	0,00791	0,01484	6,09E-04	0,94	
43	18,24	18,81	0,01042	0,01955	3,64E-03	0,99	
44	19,00	19,00	0,00000	0,00000	0,00E+00	0,00	

Como esperado, na Tabela 6.3.2 se percebe que, para perfis constantes, os valores da amplitude adimensional são maiores que 1,1.

O gráfico da Figura 6.3.2 indica que o dano causado para um perfil triangular, com corrente no topo de 1,35 m/s, é menor do que para os perfis constantes. Contudo, não é possível, nessa figura, visualizar o dano para o perfil triangular. A Figura 6.3.3 reinterpreta este gráfico.

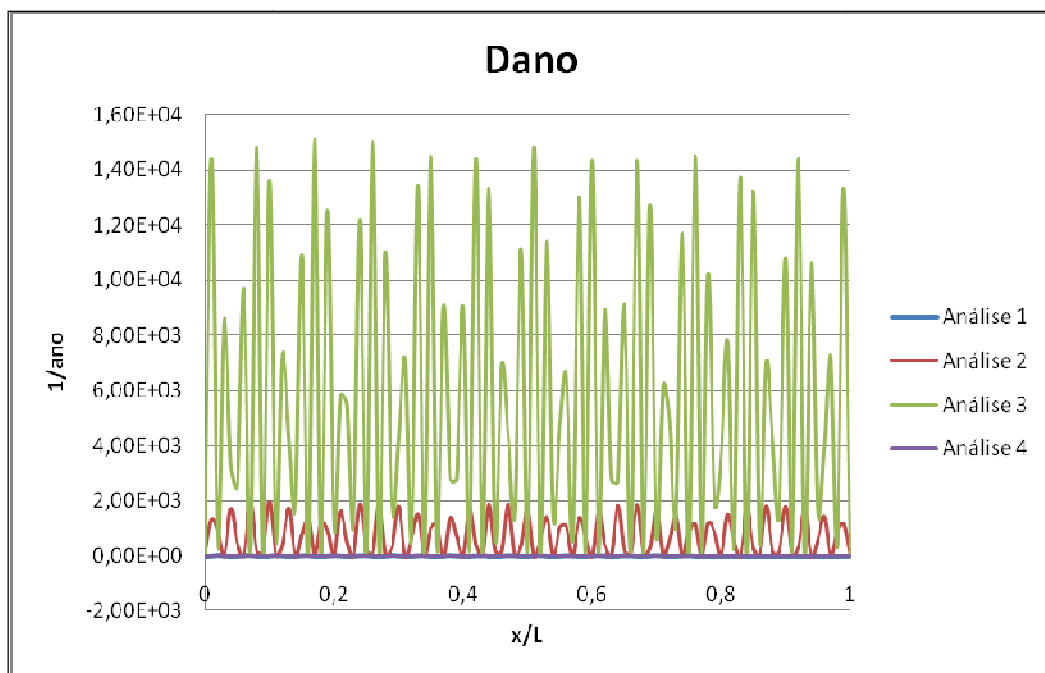


Figura 6.3.2 – Dano de todas as análises do exemplo.

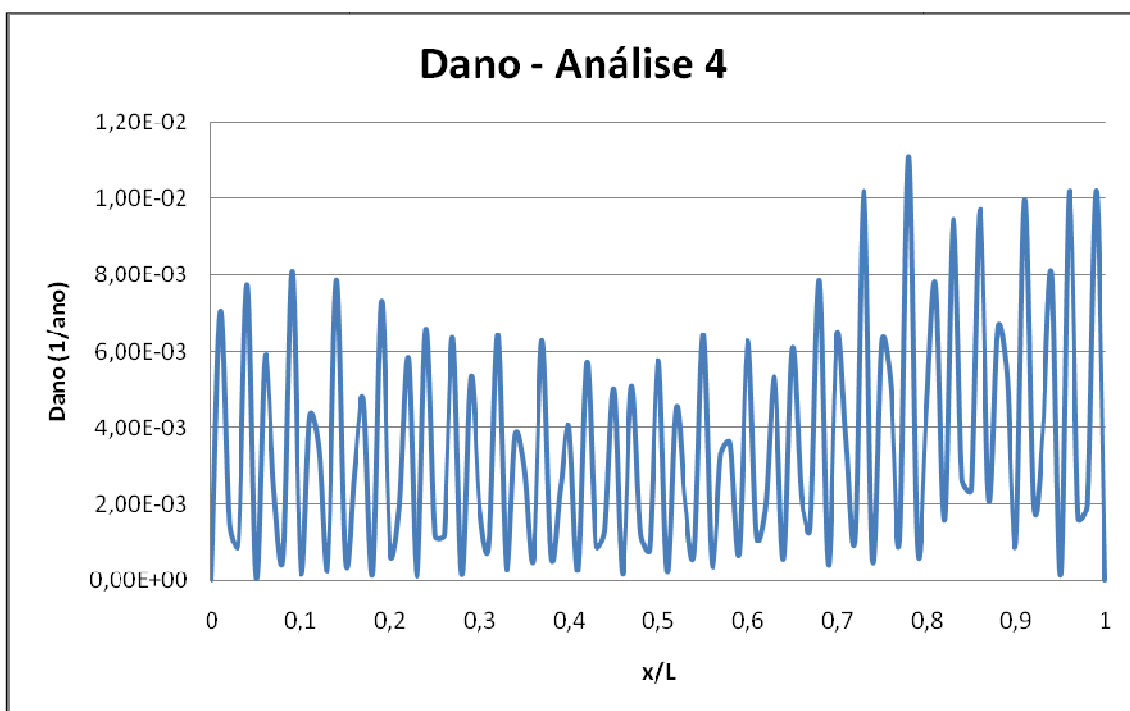


Figura 6.3.3 – Dano para o perfil triangular.

Neste exemplo observou-se que no perfil de corrente triangular o modo de excitação varia ao longo da estrutura, fazendo com que o deslocamento gerado pelo desprendimento de vórtices seja menor do que para perfil constante, e por consequência o dano diminua.

### 6.4 Exemplo 3

O objetivo deste modelo é comparar os resultados gerados pelo programa Shear 7, variando a região onde há flutuador. Para isto serão feitas três análises com velocidade constante ao longo de toda estrutura.

O valor da velocidade da corrente ao incidir o *riser* será de 1,35 m/s.

Análise 1: *Riser* sujeito à corrente constante e com flutuador ao longo de todo o *riser*

Análise 2: *Riser* sujeito à corrente constante e com flutuador em 50% do seu comprimento total

Análise 3: *Riser* sujeito à corrente constante sem flutuadores.

Resultados:

A seguir os coeficientes de *lift* ao longo do *riser* no modo, ou modos, de máxima excitação.

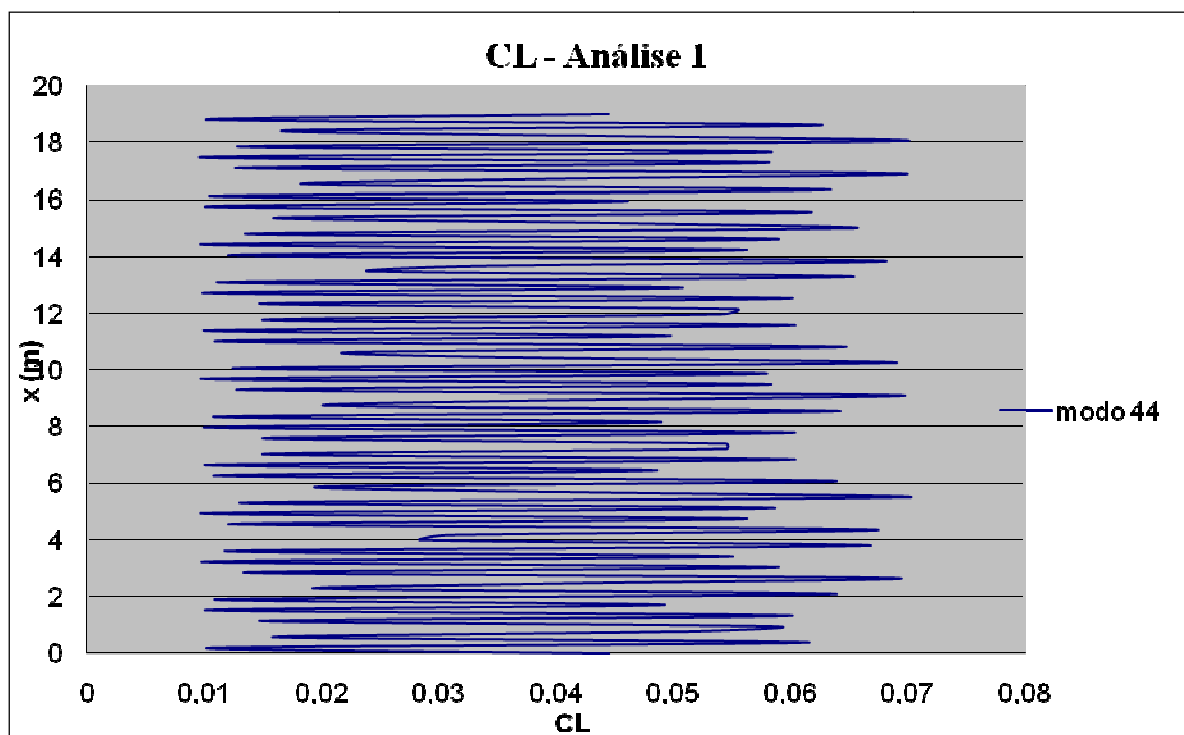
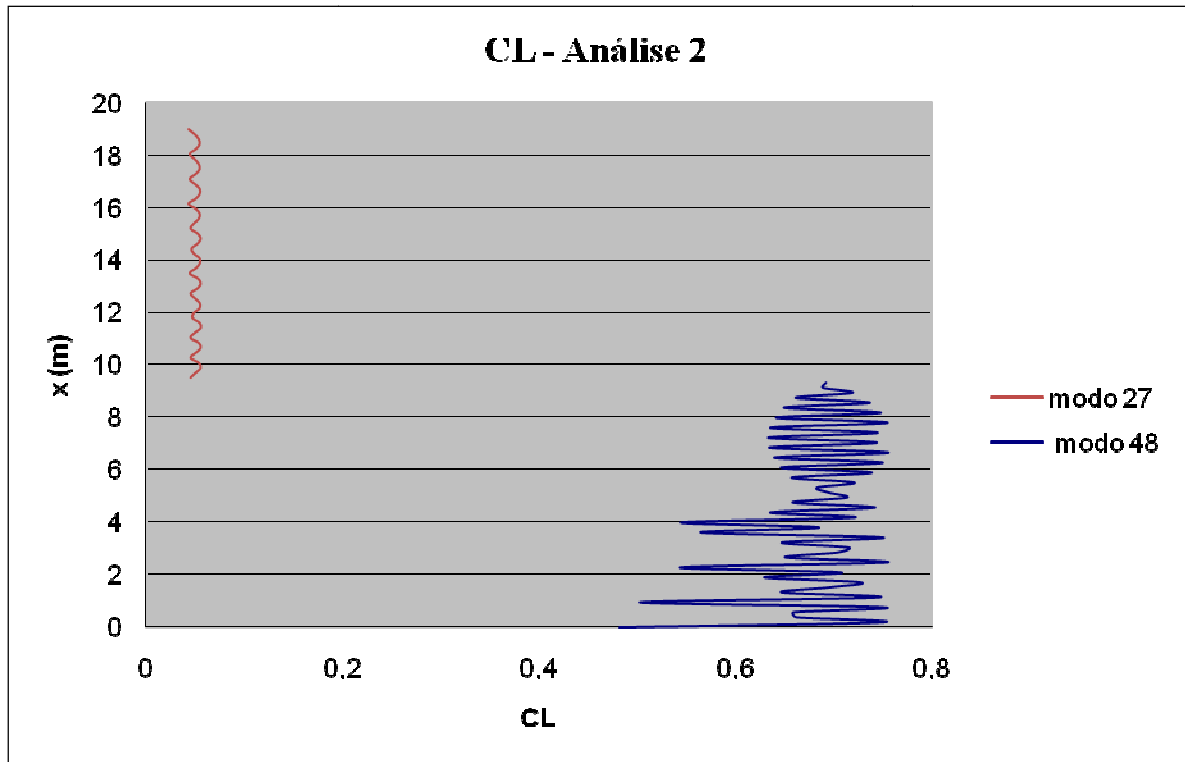
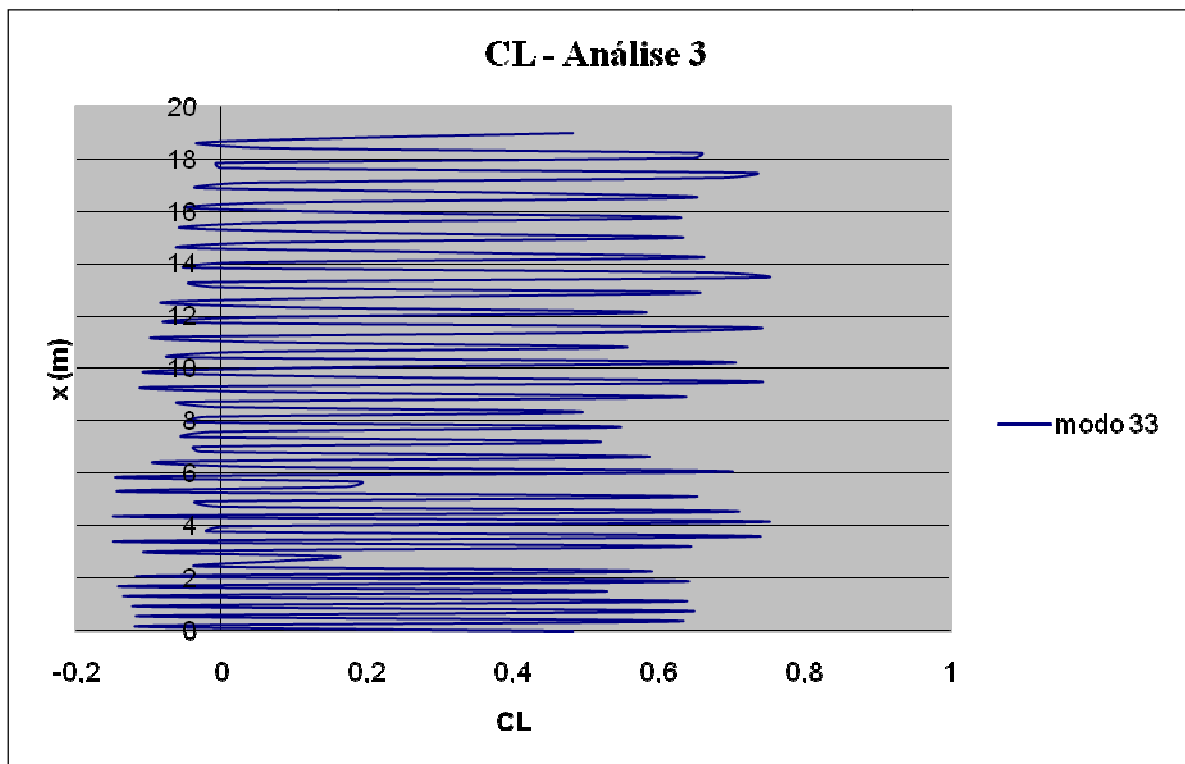


Figura 6.4.1 – Coeficiente de *lift* para o *riser* com flutuadores em todo comprimento.



**Figura 6.4.2** – Coeficiente de *lift* para o *riser* com flutuadores em 50% do comprimento.



**Figura 6.4.3** – Coeficiente de *lift* para o *riser* sem flutuadores em todo comprimento.

Para perfis de velocidade de corrente constante ao longo de todo o *riser* somente ocorrerá *lock-in* em um modo de vibração, e pode ser observado pelos exemplos anteriores. Por conseqüência só haverá coeficiente de sustentação para um modo, como mostra os gráficos das Figura 6.4.1 e Figura 6.4.3.

Na Figura 6.4.2, que corresponde à análise 2, o coeficiente de sustentação é dividido em dois modos. O modo 27 refere-se ao trecho em que há flutuadores e o modo 48 aos 50%

restantes em que não há flutuadores. Nesta análise observa-se a mudança da variação do coeficiente de *lift* quando há flutuador.

É importante salientar que na Figura 6.4.3 há valores negativos para o *lift*. Esta é uma implementação da versão 4.2 do Shear 7. O valor de *lift* negativo contribui para a diminuição da resposta para grandes amplitudes adimensionais ( $A/D > 1,1$ ), [30]. Conforme mostra a Tabela 6.4.1.

**Tabela 6.4.1** – Principais dados de saída do exemplo 3.

Análise	Modos excitados	Região excitada (m)		Amplitude (m)	$A_y/D$	Dano (1/ano)	Local do dano (x/L)
		Início	Fim				
1	44	0	1	1,02219	1,9178	1,51E+04	0,17
2	26	-	-	0	0	0,00E+00	0,00
	27	9,5	19	0,16061	0,30133	4,80E+00	0,01
	28	-	-	0	0	0,00E+00	0,00
	29	-	-	0	0	0,00E+00	0,00
	30	-	-	0	0	0,00E+00	0,00
	31	-	-	0	0	0,00E+00	0,00
	43	-	-	0	0	0,00E+00	0,00
	44	-	-	0	0	0,00E+00	0,00
	45	-	-	0	0	0,00E+00	0,00
	46	-	-	0	0	0,00E+00	0,00
	47	-	-	0	0	0,00E+00	0,00
	48	0	9,5	0,28511	0,53492	2,51E+03	0,01
3	33	1,00	19,00	0,65102	1,22143	1,66E+04	0,01

Pela tabela conclui-se que não há diferença significativa considerando, ou não, o flutuador, em relação à vida útil do *riser*.

## 7. CONCLUSÕES

Este projeto teve como finalidade descrever o estudo do fenômeno de desprendimento de vórtices e os efeitos em uma estrutura esbelta como um *riser* de perfuração.

O trabalho foi desenvolvido de forma que o leitor compreenda os conceitos que envolvem as vibrações induzidas por vórtices. Para tal, foram estabelecidas de maneira simplificada: a funcionalidade e os principais componentes de um *riser* de perfuração; as etapas que envolvem as vibrações por vórtices, desde o surgimento do vórtice até a interação da vibração com a estrutura e uma breve descrição sobre o efeito de fadiga.

O fenômeno de vibrações induzidas pelo desprendimento de vórtices (VIV) é um problema hidro-elástico complexo, não linear, onde vários fatores influenciam em seu comportamento, tais como: o número de Reynolds, a geometria da estrutura, os esforços impostos a ela e o meio no qual a estrutura esta imersa. A viabilização do estudo do fenômeno implica em considerar de forma simplificada algumas características do *riser* e das cargas ambientais no qual está submetido, e, ainda é necessário simplificar alguns efeitos dos vórtices.

A partir dos conceitos básicos apresentados desenvolveu-se uma metodologia analítica aproximada e comparada ao Programa Shear 7. Em seguida, foram realizadas análises de VIV em um *riser* de perfuração localizado no Campo de Roncador, na Bacia de Campos.

Diante das análises realizadas sobre vibrações induzidas por vórtices do *riser* de perfuração é possível afirmar que:

1. Para modelos simplificados os resultados obtidos para o programa Shear 7 se assemelham aos da solução analítica aproximada;
2. A variação no módulo e/ou na direção da velocidade promove significativas mudanças nos resultados;
3. A presença dos flutuadores restringe-se apenas a amenizar as tensões do *riser*, não tendo relevância para as respostas na análise de VIV.

Devidas as incertezas relacionadas ao comportamento fluido/estrutura não é possível, com os recursos até então utilizados, obter resultados precisos. Pesquisas sobre o assunto têm sido realizadas em todo mundo, e, por conseqüência, novas metodologias são desenvolvidas. No entanto, com os métodos de cálculo apresentados é possível perceber os principais fatores que influenciam o fenômeno, e, ainda, avaliar a importância das VIVs, principalmente com relação à vida útil da estrutura analisada.

Para estudos futuros recomendam-se os seguintes tópicos:

- Implementar na solução analítica aproximada uma metodologia que permita o cálculo para velocidade de corrente triangular;
- Estudar os efeitos do amortecimento hidrodinâmico x amplitude;
- Comparar os resultados obtidos com resultados considerando o efeito de onda.

## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] [http://www.ccop.or.th/ppm/document/INEXV2/INEXV2DOC05\\_nergaard.pdf](http://www.ccop.or.th/ppm/document/INEXV2/INEXV2DOC05_nergaard.pdf)
- [2] API RP 16Q, 1993, Recommended Practice for Design, Selection, Operation and Maintenance of Marine Drilling Riser Systems.
- [3] API RP 2A WSD, 2000, Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms – Working Stress Design.
- [4] API RP 2RD (WSD), Design of Risers for Floating Production Systems (FPS's) and Tensioning Leg Platforms, American Petroleum Institute, 1998.
- [5] Blevins, R. D., 1994, Flow Induced Vibration, Van Nostrand Reinhold Company, New York, USA.
- [6] Blevins, R. D., 1993, Formulas For Natural Frequency and Mode Shape, ed. Krieger Publishing Company Malabar, Flórida.
- [7] Bragança Ribeiro, J., Elton, 1999, Análise de “Risers” de Plataformas Marítimas Tipo “Spar Buoy”, Tese de Mestrado, Programa de Engenharia Civil, COPPE/UFRJ.
- [8] Budynas, R. R. e Nisbett, K. J., Mechanical Engineering Design, Edição 8 no SI, Ed. Mc. Graw Hill.
- [9] Coelho, F. M., Morooka, C. K., Ferrari Jr J. B., R. Ribeiro, E. J. B., Estudo Paramétrico dos Deslocamentos em “Risers” de Produção com Tensionamento de Topo, 20º Congresso Nacional de Transportes Marítimos, Construção Naval e Offshore.
- [10] DNV- OS-F101, 2001, Dynamics Risers.
- [11] DNV - RP C203, Fatigue Design of Offshore Steel Structural, Agosto 2005.
- [12] DNV - RP C205, Environmental Conditions and Environmental Loads, abril 2007
- [13] Ellwanger, B. Gilberto, Apostila de Tecnologias de Exploração de Petróleo, março 2009, PEC/COPPE/UFRJ
- [14] Figueiredo, M. W., Estudo de Cargas em Cabeça de Poço Submarino em Operações de Completação. Tese de M.Sc., Programa de Engenharia Oceânica, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil, 2001.
- [15] Ongoren A, Rockwell D. 1988a. Flow structure from an oscillating cylinder. Part 1. Mechanisms of phase shift and recovery in the nearwake. J. Fluid Mech. 191:197–223
- [16] <http://pen.physik.uni-kl.de/medien>.
- [17] <http://www.oilstates.com/fw/main>.
- [18] *J. Pressure Vessel Technol.* 102:158–66.
- [19] Vandiver J. K, Marcollo H., 2003. High Mode Number VIV Experiments, ITAUM Kluwer Academic Publishers Dordrecht.
- [20] Larsen, C.M., Vikestad, K., Yttervik, R., Passano, E. Empirical model for analysis of Vortex Induced Vibration - Theoretical Background and cases studies - OMAE 2001-OFT-1203 Rio de Janeiro Brazil - June 2001 Vivana.
- [21] Lopes, R. de K. D., 2006, Análise de Estruturas Esbeltas Offshore Sujeitas a Vibrações Induzidas por Vórtices, Tese de Mestrado, COPPE/UFRJ.
- [22] Morai, W. A. de, 2007, Fundamentos de mecânica de Fratura e suas Potenciais Aplicações na Análise de Falhas, Faculdade de Engenharia / Engenharia Industrial Mecânica – UNISANTA.
- [23] Moura Branco, Carlos A. G. de, FERNANDES, Antônio A., CASTRO, Paulo M. S. T. de, Fadiga de Estruturas Soldadas, edição de Fundação Calouste Gulbenkian, agosto de 1986.



- [24] Pacheco, A. de A., 2004, Desenvolvimento de um Pós-Processador para Visualização das Janelas de Operação de Riser de Perfuração, Tese de Mestrado, Programa de Engenharia Civil, COPPE/UFRJ.
- [25] Riva, I. dos R., 2004, Análise de Fadiga de Estruturas Metálicas com Ênfase em Offshore, Projeto de Fim de Curso, DME/Engenharia Civil/UFRJ.
- [26] Roveri, E. F., Petrobras R&D Center, A Sensitivity Study on Fatigue Damage Riser Caused by Vortex-Induced Vibrations, OTC2007-19026.
- [27] Santos, C. M. P. M. dos, 1998, Análise de Risers e Linhas de Ancoragem, Tese de Mestrado, Programa de Engenharia Civil, COPPE/UFRJ.
- [28] Santos, C. M. P. M. dos, 2005, Análise de Estruturas Esbeltas Offshore Sujeitas a Vibrações Induzidas por Vórtices (VIV), Tese, Programa de Engenharia Civil, COPPE/UFRJ.
- [29] Sphaier, S. H., 2007, Programa de Engenharia Oceânica, COPPE/UFRJ.
- [30] Shear 7, Program Theoretical Manual, versão 4.4, Vandiver, J. K., Lee, L., 2005, Technical Report, MIT, Cambridge, Massachusetts, USA.
- [31] Shear 7, User's Guide, versão 4.2, Vandiver, J. K., Lee, L., Leverette S., 2002.
- [32] Sumer, B. Mutlu, Fredsoe, J., Hydrodynamics Around Cylindrical Structures, Advanced Series on Ocean Engineering, vol. 26, ed. World Scientific.
- [33] Williamson, C.H.K., Govardhan, R., 2004, Vortex-Induced Vibration – Annu. Rev. Fluid Mech.
- [34] Khalak A, Williamson CHK. 1996. Dynamics of a Hydroelastic Cylinder with very Lowmass and Damping. *J. Fluids Struct.* 10:455–72.
- [35] Williamson CHK, Roshko A. 1988. Vortex formation in the wake of an oscillating cylinder. *J. Fluids Struct.* 2:355–81.
- [36] Gavardhan, R., Williamson, CHK. 2000, Modes of vortex formation and frequency response for a freely-vibrating cylinder. *J. Fluid Mech.* 420:85–130.
- [37] Griffin, O. M., Skop, R. A. and Ramberg, S. E., 1975, The Resonant, Vortex Excited Vibrations of Structures and Cable Systems, OTC 2319, Dallas, Texas, USA.
- [38] Sarpkaia, T. Fluid Forces on Oscillating Cylinders *Journal of the Waterway, Poart, Coastal and Ocean Division*, ww4, pp275-90, 1978.
- [39] Hartlen, R. T., W., D. Baines, and I. G. Currie, 1968, "Vortex Excited Oscillations of a Circular Cylinder," University of Toronto Report UTME-TP 6809.
- [40] Vickery, B. J., Watkins R. D., (1962) "Flow Introduced Vibration of Cylindrical Structures," in Proceedings of the First Australian Conference, held at the University of Western Australia.
- [41] Feng CC. 1968. The measurements of vortex induced effects in flow past a stationary and oscillating circular and D-section cylinders. Master's thesis. Univ. BC, Vancouver, Can.
- [42] Achenbach, E., Heinecke, E., 1981, On Vortex Shedding from Smooth and Rough Cylinders in the Range of Reynolds Numbers  $6 \times 10^3$  to  $5 \times 10^6$ , *Journal of Fluid Mechanics*, 109, 239-251.
- [43] Griffin, O. M., Ramberg S. E., 1976, Vortex shedding from a cylinder vibrating in line with an incident uniform flow. *J. Fluid Mech.* 75:257–71.
- [44] Ongoren, A, Rockwell, D., 1988b, Flow structure from an oscillating cylinder. Part 2. Mode competition in the near wake. *J. Fluid Mech.* 191:225–45.
- [45] Griffin, O.M., Ramberg S.E., 1982, Some recent studies of vortex shedding with application to marine tubulars and risers. *Trans. ASME J. Energy Resour. Technol.* 104:2–13.

- [46] Blevins, R. D., 1990, Flow Induced Vibration, Van Nostrand Reinhold Company, New York, USA.
- [47] Gerrard, J. H., 1966, The mechanics of the formation region of vortices behind bluff bodies, Journal of Fluid Mechanics, Vol. 25, pp. 401-10.

## 9. ANEXOS

### 9.1 ANEXO A – COMPONENTES DO *RISER* DE PERFURAÇÃO



**Figura 9.1.1** – *Risers* de perfuração no convés P23.



**Figura 9.1.2** – Sistema de tensionamento.



**Figura 9.1.3** – Vista geral da LMRP e BOP.



**Figura 9.1.4** – Detalhe da BOP e da LMRP



Figura 9.1.5 – Conector e linhas auxiliares do riser.

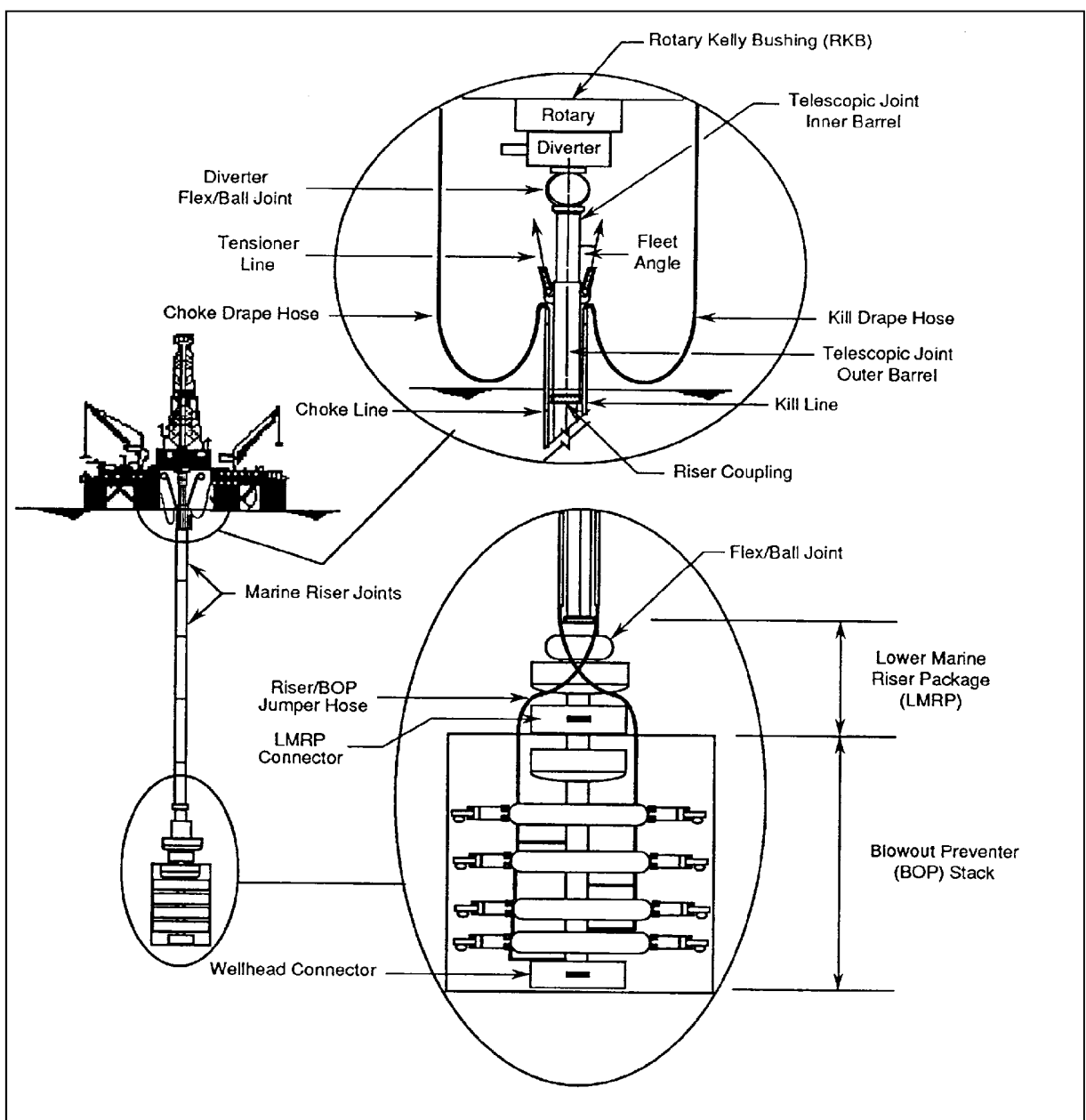


Figura 9.1.6 – Esquema de um riser e equipamentos associados..

## 9.2 ANEXO B – FLUTUADORES



Figura 9.2.1 – Riser com flutuador em alguns trechos.



Figura 9.2.2 – Seção Transversal de um flutuador.



**Figura 9.2.3** – Flutuador ao longo de um *riser*.



**Figura 9.2.4** – Conjunto: *riser*, linhas auxiliares e flutuador.



### 9.3 ANEXO C – DADOS DO SHEAR 7

```

Typical North Sea Drilling riser with buoyancy
SHEAR7 File name riser5carol.dat
*** BLOCK 1. unit system ***
0 flag for units
*** BLOCK 2. structural and hydrodynamic data ***
1 flag for structural model
1900.00 total length of the structure (m)
100 number of spatial segments
207000000000.0 modulus of elasticity (N/m**2)
1025.000 volume density of the fluid (kg/m**3)
0.000001550 kinematic viscosity of the fluid (m**2/s)
0.00300 structural damping coefficient:
222411.1 effective tension at origin (N)
2 no. of zones to define sectional property
0.0000 0.1300 zone start and end point in x/L
0.53340 0.53340 0.5020 hydro strength inside diameter(m)
8.6490E-04 652.608 4156.0 inertia(m**4)mass(kg/m) sbmg wt(N/m)
1.000 0.23000 1.00 Ca St code C1 reduction factor:
0.130 1.0000 zone start and end point in x/L
1.1430 0.53340 0.5020 hydro strength inside diameter(m)
8.649E-04 1054.00 26.06 inertia(m**4)mass(kg/m) sbmg wt(N/m)
1.000 0.23000 0.10 Ca St code C1 reduction factor:
*** BLOCK 3. current data ***
11 0.100E+01 100 no. of profile data pts probability profile ID
0.000 0.000 location (x/L) and velocity (m/s)
0.100 0.1350 location (x/L) and velocity (m/s)pa
0.200 0.2700 location (x/L) and velocity (m/s)
0.300 0.4050 location (x/L) and velocity (m/s)pa
0.400 0.5400 location (x/L) and velocity (m/s)
0.500 0.6750 location (x/L) and velocity (m/s)pa
0.600 0.8100 location (x/L) and velocity (m/s)
0.700 0.9450 location (x/L) and velocity (m/s)pa
0.800 1.0800 location (x/L) and velocity (m/s)pa
0.900 1.2150 location (x/L) and velocity (m/s)
1.000 1.3500 location (x/L) and velocity (m/s)pa
*** BLOCK 4. s-n and scf data ***
1 no. of S-N curve segments
0.0000 cut-off stress range (N/m**2)
0.6029E+09 0.1000E+04 stress range (N/m**2) cycles to failure
0.2756E+08 0.1000E+09 stress range (N/m**2) cycles to failure
1.000 global stress concentration factor
0 no. of local stress concentration positions|
*** BLOCK 5. computation/output option ***
1 calculation option
0.0000 1.0000 0.010 response location definition
0 no. of user input modes
0.0 gravitational acceleration
0.4 0.4 two-sided bandwidth multi-mode bandwidth
0.05 cutoff for eliminating unimportant modes
0.0 0.0 0.0 3 coefficients in damping model (use of 0.0=default)
0 flag for importing nodal effective tension and mass (0=no;1=yes)
0 flag for MATLAB animation data output (1=yes;0=no)
*** BLOCK 6. supplemental data ***

if nmodel = 6 (pinned-pinned tensioned beam w/two rot springs)
provide rotational stiffness at each end (see example "beam1.dat" for input format)
if nmodel = 9 (free-pinned (w/spring) beam w/varying tension origin at free end)
provide translational stiffness at x = L (see example "beam6.dat" for input format)
if nmodel = 19 (free-pinned (w/spring) beam w/o tension origin at free end)
provide translational stiffness at x = L (see example "beam9.dat" for input format)
if nmodel = 33 (inclined cable)
provide chord inclination (angle) (see example "scr3.dat" for input format)

```

Figura 9.3.1 – Dados de entrada do programa Shear 7, utilizado exemplo 2, análise 4.