

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

RENATA PRATA FERREIRA

**DESENVOLVIMENTO DE UM *SOFTWARE* PARA O CÁLCULO DA
VIDA EM FADIGA DE UM *RISER* RÍGIDO SUBMETIDO A VIV**

São Paulo

2011

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

RENATA PRATA FERREIRA

**DESENVOLVIMENTO DE UM *SOFTWARE* PARA O CÁLCULO DA
VIDA EM FADIGA DE UM *RISER* RÍGIDO SUBMETIDO A VIV**

**Relatório final para obtenção do título de
engenheira.**

Orientador: Clóvis de Arruda Martins

Coordenador: Alberto Hernandez Neto

São Paulo

2011

FICHA CATALOGRÁFICA

Ferreira, Renata Prata

Desenvolvimento de um *software* para o cálculo da vida em fadiga de um *riser* submetido a VIV / R.P.

Ferreira. – São Paulo, 2011.

85 p.

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

1.VIV (Fadiga) 2.*Riser* I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

"Na vida, não existem soluções. Existem forças em marcha: é preciso criá-las e, então, a elas seguem-se as soluções."

(Antoine de Saint-Exupéry)

RESUMO

Com o aumento da demanda por petróleo e gás natural, as fronteiras de extração foram ampliadas, chegando a profundidades superiores a 2000m. Contudo, as soluções conhecidas não se mostraram aplicáveis às novas necessidades tecnológicas, além do desconhecimento dos riscos envolvidos em empregar tais soluções. Dessa forma, a pesquisa por *software* que predissessem o comportamento de umbilicais foi bastante incentivada. Foram desenvolvidos diversos modelos para a previsão do comportamento dentro da água, sendo que essa previsão tornou-se fundamental para as previsões de tempo de exploração com o mesmo *riser*. Nesse contexto, o trabalho visa implementar a rotina de cálculo de fadiga – utilizando o método de *Rainflow* – e elaborar a atualização para a plataforma .NET do programa elaborado por Silveira [2], como forma de complementar o *software* desenvolvido dentro da Escola Politécnica. Para a validação do programa obtido foram examinados dois casos específicos, o primeiro em configuração vertical e o segundo em catenária. O primeiro caso apresentou resultados bastante semelhantes ao do *software Orcaflex*, com erros na ordem de 0,01%. Além disso, explorando o resultado em fadiga, notou-se que as respostas apresentadas para o aumento da velocidade de corrente implicaram em redução da vida útil do *riser*, o que é coerente com a teoria. O segundo caso apresentou resultados compatíveis com o *Orcaflex*, apresentando as mesmas frequências de vibração e esforços na mesma ordem de grandeza. Ressalta-se que para o segundo caso, a vida em fadiga é de pelo menos uma ordem de grandeza inferior ao primeiro, para as mesmas condições de simulação.

Palavras-chave: VIV. Fadiga. *Software*.

ABSTRACT

With increasing demand for oil and natural gas, the boundaries of extraction were expanded, reaching depths of over 2000m. However, the known solutions are not applicable to the new technology needs and ignoring the risks involved in using such solutions. Thus, the search for *software* that predicted the behavior of umbilical is very encouraged. It was developed several models for the prediction of the behavior in the water and this prediction has become fundamental for the time forecast in operational with the same riser. In this context, that this work aims to implement the routine calculation of fatigue - using the method of *Rainflow* – and to upgrade to the platform .NET in the program developed by Silveira [2], as a way to complement the *software* developed in the Polytechnic School. For the validation of the program obtained were examined two specific cases, the first in vertical configuration and the second in catenary. The first case had quite similar to the *software Orcaflex*, with errors on the order of 0,01%. In addition, exploring the result in fatigue, it was noted that the answers presented to increasing velocity of flow are involved in reduced service life of the riser, which is consistent with the theory. The second case showed results consistent with the *Orcaflex*, having the same vibration frequencies and efforts in the same order of magnitude. It is emphasized that for the second case, the fatigue life is at least an order of magnitude lower than the first, for the same simulation conditions.

Keyword: VIV. Fatigue. *Software*.

LISTA DE FIGURAS

Figura 4.1 - Imagem de um <i>riser</i> rígido à esquerda e um flexível à direita [5].....	9
Figura 4.2 - Caminhos da camada cisalhante [6].	10
Figura 4.3 - Curva do número de Strouhal pelo inverso da raiz do número de Reynolds [2].	11
Figura 4.4 - Esteira de Von Kármán e a relação das distâncias.....	12
Figura 4.5 - Amplitude relativa de vibração em função da velocidade reduzida [8]...	13
Figura 4.6 - Formato desenvolvido pelo corpo rombudo para diversas velocidades reduzidas [8].....	14
Figura 5.1 - Comportamento típico da variação da temperatura e densidade com a variação de profundidade, com superfície aquática iniciando em 22,5°C [15], [16]. .	22
Figura 5.2 - Curva do coeficiente de arrasto em função do número de Reynolds para um cilindro liso e para uma esfera [7].....	23
Figura 6.1 - Modelo discreto espacial [2].....	27
Figura 7.1 - Imagens de alguns acidentes devido à fadiga. Na esquerda tem-se o esquema do mapa da aeronave da China Airlines voo 611 que sofre falha por fadiga em 2002 e todos os passageiros morreram e na direita o Boeing 737 da Aloha Airlines no fim da década de 80 [19].	29
Figura 7.2 - Gráfico da tensão pelo tempo. Adaptado de [21].....	31
Figura 7.3 - Desenho esquemático de curva SN, sendo que o aço representado possui limite de resistência à fadiga e o não ferroso, não. Adaptado de [22].....	32
Figura 7.4 - Curva SN para diferentes razões de fadiga [22].	33
Figura 7.5 - Diagrama de vida constante para a solução de uma placa de Ti-6Al-4V tratado e envelhecido, sob temperatura ambiente e direção longitudinal [22].....	33
Figura 7.6 - Curva SN na água do mar com proteção catódica [23].....	35
Figura 7.7 - Construção japonesa, pagoda, onde a ideia do <i>Rainflow</i> foi desenvolvida [25].	37
Figura 7.8 - Ilustração do gráfico rotacionado de 90° no sentido horário como forma de analogia com os templos japoneses. Adaptado de [26].	37
Figura 7.9 - Resultado da aplicação de fluido cuja fonte provém dos vales [27].	38
Figura 7.10 - Esquema de solução pelo método de <i>Rainflow</i>	39

Figura 7.11 - Passos executados durante o exemplo do método da contagem de <i>Rainflow</i> . Adaptado de [24].	41
Figura 7.12 - Regra linear de dano de <i>Palmgren-Miner</i> . Adaptado de [28].	42
Figura 7.13 - Acúmulo de danos em carregamento de alto para baixo. Adaptado de [29].	43
Figura 7.14 - Ciclo de repetição para o cálculo do dano acumulado de <i>Palmgren-Miner</i> . Adaptado de [28].	44
Figura 7.15 - Verificação da regra de <i>Palmgren-Miner</i> para variação da amplitude de tensão variável. Adaptado de [22].	44
Figura 7.16 - Esquema de solução para a obtenção da resposta de vida em fadiga.	47
Figura 8.1 - Imagem de algumas abas do <i>software</i> proposto.	49
Figura 9.1 - Configuração estática do <i>riser</i> estudado, estudo de caso 1, para o <i>software</i> comercial <i>Orcaflex</i> e o proposto, sendo que as configurações deram praticamente iguais.	52
Figura 9.2 - Comparação da tensão efetiva do <i>riser</i> estudado, estudo de caso 1, para o <i>software</i> comercial <i>Orcaflex</i> e o proposto, sendo que as trações deram numericamente iguais.	52
Figura 9.3 - Configuração de máximo deslocamento ao longo do <i>riser</i> no intervalo de 700s a 800s para o estudo de caso 1. Dando destaque ao nó 5 escolhido para análise dinâmica.	53
Figura 9.4 - Deslocamento na direção transversal ao escoamento do nó 5, que apresenta maiores amplitudes de deslocamento, para o estudo de caso 1.	54
Figura 9.5 - Relação de deslocamento transversal e do diâmetro do <i>riser</i> no intervalo estável de 770s a 790s, para o estudo de caso 1.	54
Figura 9.6 - Lugar geométrico do nó 5 no tempo de 700s a 800s. Valores obtidos pelo <i>software</i> proposto e estudo de caso 1.	55
Figura 9.7 – Amplitude de tração efetiva do nó 5 no intervalo de 770 a 790s para o estudo de caso 1.	55
Figura 9.8 – Aplicação da transformada rápida de Fourier no intervalo de 700s a 800s, para o estudo de caso 1 através do <i>software</i> proposto. No gráfico da direita, deu-se destaque para a vibração <i>inline</i> .	56

Figura 9.9 – Aplicação da Transformada Rápida de Fourier no intervalo de 700s a 800s, para o estudo de caso 1 através do <i>software Orcaflex</i> . No gráfico da direita, deu-se destaque para a vibração <i>inline</i>	56
Figura 9.10 – Modos naturais de vibração para o caso 1.....	57
Figura 9.11 - Configuração estática do <i>riser</i> estudado, estudo de caso 2, para o <i>software</i> comercial <i>Orcaflex</i> e o proposto.	59
Figura 9.12 - Comparação da tração efetiva do <i>riser</i> estudado, estudo de caso 2, para o <i>software</i> comercial <i>Orcaflex</i> e o proposto.	60
Figura 9.13 – Configuração de máximo deslocamento ao longo do <i>riser</i> no intervalo de 4900s a 5000s para o estudo de caso 2. Dando destaque ao nó 10 escolhido para análise dinâmica.	61
Figura 9.14 - Deslocamento na direção transversal ao escoamento do nó 10 para o estudo de caso 2.	61
Figura 9.15 - Relação de deslocamento transversal e do diâmetro do <i>riser</i> no intervalo de 4980s a 5000s, para o estudo de caso 2.	62
Figura 9.16 - Lugar geométrico do nó 5 no tempo de 4900s a 5000s. Valores obtidos pelo <i>software</i> proposto e estudo de caso 2.....	62
Figura 9.17 - Amplitude de tração efetiva do nó 10 no intervalo de 4970s a 5000s para o estudo de caso 2.	63
Figura 9.18 – Aplicação da transformada rápida de Fourier no intervalo de 4900s a 5000s, para o estudo de caso 2 através do <i>software</i> proposto. No gráfico da direita, deu-se destaque para a vibração <i>inline</i>	63
Figura 9.19 – Aplicação da transformada rápida de Fourier no intervalo de 4900s a 5000s, para o estudo de caso 2 através do <i>software Orcaflex</i> . No gráfico da direita, deu-se destaque para a vibração <i>inline</i>	64
Figura 9.20 – Modos naturais de vibração para o caso 2.....	65

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 - Resumo da análise da equação de Van der Pol.	15
Tabela 5.1: Resumo das informações físicas iniciais para a resolução do problema estático.....	18
Tabela 7.1 - Valores correspondentes a Figura 7.6 [23].	35
Tabela 9.1 - Propriedades distintas entre os casos.....	51
Tabela 9.2 - Valores de frequência em Y, para o estudo de caso 1.....	57
Tabela 9.3 - Valores de frequência , para o estudo de caso 1.	58
Tabela 9.4 - Valores de frequência em Y, para o estudo de caso 2.....	65

LISTA DE SÍMBOLOS

$\Delta\sigma$	faixa de tensão
ρ_a	densidade do fluido onde o cabo está imerso
σ_a	amplitude de tensão ($\Delta\sigma/2$)
$\sigma_a (\sigma_m \neq 0)$	tensão alternada com tensão média diferente de zero
$\sigma_a (\sigma_m = 0)$	tensão alternada com tensão média nula
σ_m	tensão média entre picos
$\sigma_{m\acute{a}x}$	tensão máxima
$\sigma_{m\acute{i}n}$	tensão mínima
γ	peso por unidade de comprimento do <i>riser</i>
ω_n	frequência natural do corpo
ω_s	frequência de desprendimento de vórtices.
ν	viscosidade cinemática do fluido imerso
ζ_T	coeficiente de amortecimento estrutural
a_i	coeficientes adimensionais da equação de Van der Pol
B_f	número de repetições para falha
c_d	coeficiente de arrasto da secção do cabo
D	dimensão característica do cabo (diâmetro)
$D(t)$	taxa de dano acumulado
DF_{VIV}	fator de segurança do cálculo da fadiga devido ao VIV

D_{VIV}	dano acumulado devido ao VIV
EA	rigidez axial do cabo
EI	rigidez flexional do cabo
$f(Z_0)$	fator multiplicador da velocidade
f_n	frequência natural do corpo
f_s	frequência de emissão de vórtices (frequência de Strouhal).
g	aceleração gravitacional
GJ	rigidez torcional
h	profundidade total da lâmina de fluido onde o cabo está imerso
k	número de níveis de tensão no espectro de blocos de carregamento OU rigidez do oscilador estrutural
$\log \bar{a}$	intersecção da curva no eixo das abscissas da curva SN.
l_T	comprimento total do cabo
m	inclinação inversa da curva SN OU a massa do oscilador estrutural incluindo a adicional
m_f	massa do fluido
N_f	número de ciclos para falha
n_i	i-ésimo número de ciclos realizados com determinada amplitude de tensão
N_{f_i}	i-ésimo número de ciclos para a falha para a determinada amplitude de tensão
R	razão de fadiga
Re	número de Reynolds

S_t	frequência de Strouhal
S_u	tensão de ruptura
S_y	tensão de escoamento do material
TDP	touchdown point
U_∞	velocidade do fluido ao longe
v_c	valor da velocidade da corrente em toda a profundidade do fluido onde o cabo está imerso
V_r	velocidade reduzida
X_T	coordenada X do topo do cabo
y	deslocamento do oscilador estrutural
Y_T	coordenada Y do topo do cabo
z	variável “fictícia” que representa o fluido
Z_T	coordenada Z do topo do cabo

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	4
2.	SITUAÇÃO ATUAL E OBJETIVOS	6
2.1	Situação Atual	6
2.2	Objetivos	6
3.	LINGUAGEM E ALGORITMOS - C#	8
4.	BASE TEÓRICA FUNDAMENTAL	9
4.1	<i>Riser</i>	9
4.2	VIV	9
4.3	Modelos fenomenológicos	14
4.3.1	Equações do modelo fenomenológico de VIV	14
4.3.2	Modelo de Iwan & Blevins	16
4.3.3	Modelo de Parra & Aranha	17
5.	ESTÁTICO	18
5.1	Hipóteses a Serem Adotadas	19
5.1.1	Rigidez Flexional do Cabo é Nula	20
5.1.2	Cabo Livre para Torcer	20
5.1.3	Esforços Relevantes Aplicados no Cabo: Gravitacional, Hidrodinâmico e Hidrostático	20
5.1.4	Interação Cabo-Solo Desconsiderada	21
5.1.5	Solo Plano, Horizontal e Infinitamente Rígido	21
5.1.6	Cabo Extensível	21
5.1.7	Invariância das Propriedades da Água com a Temperatura	21
5.1.8	Invariância do Coeficiente de Arrasto com o Número de Reynolds	22
5.1.9	Força de Sustentação Não Será Considerada Neste Momento	23

5.1.10	A Área da Seção do Duto Dentro de um Segmento de Integração é Invariante	23
5.1.11	Perfil de Corrente Sempre Horizontal ao Plano XY	24
5.1.12	Densidade do Ar é Considerada Nula	24
5.1.13	Deformação no Regime Linear	24
6.	DINÂMICO	25
6.1	Hipóteses a serem adotadas.....	25
6.1.1	Rigidez axial finita, rigidez flexional nula e rigidez torcional nula.....	26
6.1.2	Esforços relevantes aplicados no cabo: hidrodinâmico e movimento de topo.....	26
6.1.3	Interação do cabo com o solo marítimo será desconsiderada.....	26
6.1.4	Cada segmento será modelado como uma mola com extremidade (nós) com metade do peso do segmento	27
7.	FADIGA.....	28
7.1	Acepção	28
7.2	Importância	28
7.3	Processos de Fadiga.....	29
7.4	Curvas.....	30
7.4.1	Curva de Tensão ao Longo do Tempo	30
7.4.2	Curva SN	31
7.4.3	Curva SN para o <i>riser</i>	34
7.5	Métodos de Contagem de Ciclos Randômicos	36
7.5.1	Rainflow	36
7.6	Regra de Palmgren-Miner	41
7.7	Obtenção do Valor da Vida em Fadiga	45
8.	PROGRAMA	48
9.	RESULTADOS.....	51
9.1	Estudo de Caso 1.....	51

9.2	Estudo de Caso 2.....	59
10.	CONCLUSÃO.....	66
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	68
	APÊNDICE A – Dados de Entrada do Programa	72

1. INTRODUÇÃO

Atualmente a área do petróleo se encontra em grande fase de desenvolvimento no Brasil. Novas tecnologias estão sendo empregadas tanto para o melhor aproveitamento das partes fracionadas quanto para a prospecção de petróleo e gás. Para isto diversos assuntos vêm sendo estudados, entre eles os esforços dinâmicos existentes em umbilicais e *risers*, principalmente após a descoberta de poços com lâmina d'água com mais de 2000m, como é o caso dos poços na camada pré-sal [1], que até o presente momento não possui soluções consagradas para extração.

Um esforço dinâmico importante para estudo é o provocado pelas vibrações induzidas por vórtices (VIV), pois através de seu movimento cíclico, autoexcitado e autocontrolado, ele influi na vida útil dos cabos submersos através do fenômeno conhecido como fadiga.

Um dos modos de representar os esforços dinâmicos é por meio de formulações matemáticas feitas a partir de modelos fenomenológicos, cujas equações podem ser utilizadas em *software*, e a partir destes calcular a vida útil. Deste modo, este trabalho tem como proposta final o desenvolvimento de um *software* para o cálculo da vida útil de *risers* submetidos à VIV. A disposição presente neste texto segue a seguinte estrutura dividida em capítulos.

No segundo capítulo, são dispostos os objetivos deste projeto, as suas metas e a situação na qual o *software* de interação fluido-*riser* se encontra.

No capítulo 3, há uma explicação sobre a ferramenta C#, a sua importância e o motivo pelo qual foi escolhida esta ferramenta neste presente trabalho, ademais, explica-se brevemente o que é o WPF.

No capítulo 4, toda a base teórica necessária e fundamental para o entendimento do fenômeno de VIV é apresentada, juntamente com uma breve explicação de que vem a ser um *riser*.

No capítulo 5, o modelo estático é descrito, dando um maior enfoque as hipóteses a serem empregadas.

No capítulo 6 assim como no modelo estático, o modelo dinâmico será brevemente descrito.

No capítulo 7, será explicado o fenômeno de fadiga, o seu comportamento e como obter a vida de um *riser* através do método de *Palmgren-Miner* e *Rainflow*.

No capítulo 8, serão apresentados brevemente o programa desenvolvido e a interface desenvolvida.

No capítulo 9, serão apresentadas algumas análises resultantes do programa proposto.

Por fim, no capítulo 10, seguem-se as conclusões.

2. SITUAÇÃO ATUAL E OBJETIVOS

2.1 Situação Atual

Atualmente têm-se alguns *software* que se encontram disponíveis para o cálculo da resposta dinâmica de um *riser* submetido à VIV, é o caso do *software Orcaflex* de uso comercial e o *PoliVIV* desenvolvido *in house*, no trabalho de doutorado de Silveira [2].

O *Orcaflex* é um *software* completo que inclui inclusive o cálculo da vida em fadiga de um cabo submerso, já o *PoliVIV* apesar de apresentar todos os cálculos necessários para a obtenção da resposta dinâmica de um cabo submerso, não apresenta a resposta da vida em fadiga.

Além desta diferença principal há outras, assim como a interface e entrada de dados. A interface do *PoliVIV* é muito mais simplificada, pois ele apresenta uma solução mais fechada sem muitas opções de variáveis de entrada, por exemplo, a movimentação do topo do cabo juntamente com a influência do VIV, a desconsideração da interação entre o solo e a parte apoiada do cabo, entre outras opções.

Para soluções mais simplificadas o *PoliVIV* é uma ótima opção, porém ainda há alguns pontos que ainda precisam ser melhorados assim como a entrada de dados e atualização da plataforma .NET.

2.2 Objetivos

É diante da atual situação que este trabalho vem a ser realizado. O intuito final é desenvolver um *software* como complementação do trabalho de doutorado de Silveira [2], utilizando o núcleo de cálculo desenvolvido da parte estática e dinâmica,

para então implementar o cálculo de fadiga, além da atualização da plataforma .NET.

Para isto foi-se necessário o entendimento da base teórica por trás da tese de Silveira. Porém neste presente trabalho para se evitar repetição do desenvolvimento de todas as fórmulas, estas foram ocultadas. Deste modo, para um estudo mais aprofundado consulte a referida tese.

3. LINGUAGEM E ALGORITMOS - C#

Antes de se explicar o que vem a ser C# (lê-se “cê sharp”) é importante primeiro se explicar o que é o WPF.

WPF (*Windows Presentation Foundation*) é uma tecnologia utilizada para o desenvolvimento de aplicativos e interface da Microsoft. Entre suas vantagens estão a capacidade de separação entre o design e o código. Sendo o design formado por um arquivo XML com características especiais, chamado XAML (*eXtended Application Markup Language*), e o código para um arquivo .NET, que pode ser escrito, por exemplo, em C#.

O C# é uma linguagem de programação robusta orientada a objetos desenvolvida pela Microsoft. Ele tem muitas características do C++ como a sintaxe, porém o C# é uma linguagem mais limpa e mais lógica.

A escolha pelo WPF veio principalmente pela sua difusão como ferramenta de interface gráfica amplamente utilizada atualmente e com grandes perspectivas futuras, por exemplo, de se ter sua distribuição em sistemas como MAC, Linux e celulares [3]. Além de ser mais simples que o *Windows Forms*.

Por outro lado, a escolha do C# se deu devido à facilidade de informações acerca deste e também pela disposição de uma versão gratuita, o Microsoft Visual C# 2010 Express.

4. BASE TEÓRICA FUNDAMENTAL

4.1 *Riser*

Risers de produção são elementos que transportam os hidrocarbonetos extraídos de um poço submerso até uma plataforma flutuante. A extremidade superior de um *riser* está sujeita aos movimentos da unidade flutuante a que ele está conectado e, portanto, está sujeita a níveis variados de tração. Além disto, por estar inserido num meio fluido com velocidade, ele vibra tanto na linha de corrente como perpendicular a esta. Um *riser* é considerado rígido quando possui apenas uma parede de camada única, ao contrário dos flexíveis que possuem várias camadas, Figura 4.1.

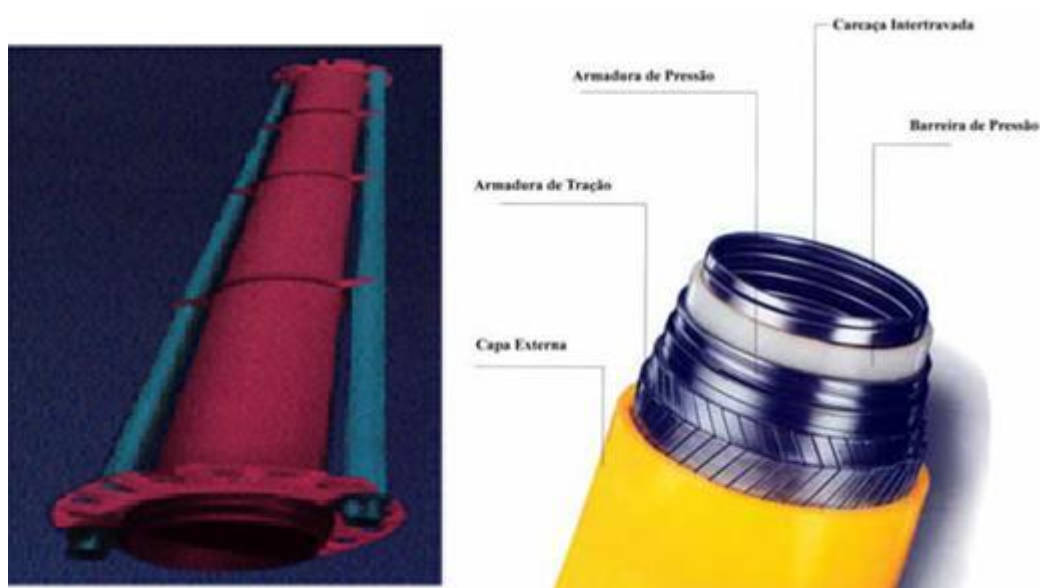


Figura 4.1 - Imagem de um *riser* rígido à esquerda e um flexível à direita [5].

4.2 VIV

Um corpo rombudo inserido em um meio fluido provoca um desvio no escoamento e, conseqüentemente, o cisalhamento entre as camadas livres do fluido, formando um

gradiente de velocidades. Dois esforços diferentes aparecem: o primeiro é gerado na parte superior da camada cisalhante, e tende a deslocar o fluido para frente; o segundo aparece na parte inferior dessa camada e tende a freá-lo. A combinação desses esforços faz com que o fluido sofra rotação, formando vórtices.

Um vórtice cresce, ganhando rotação, até o momento que atrai a camada cisalhante oposta, o que interrompe o seu crescimento e faz com que ele se desconecte e seja convectado para jusante formando a esteira. Segundo Gerrard [6], são três os caminhos que a camada cisalhante oposta pode seguir (Figura 4.2):

1. O fluido com vorticidade oposta mistura-se como o vórtice que está se formando, o que diminui a circulação total do vórtice em formação;
2. O fluido com vorticidade oposta move-se em direção à camada cisalhante oposta, o que diminui a intensidade ou até interrompe a alimentação do vórtice em crescimento, promovendo desta maneira uma instabilidade do escoamento;
3. O fluido com vorticidade oposta volta na direção da região da esteira próxima ao corpo, o que fecha o ciclo de geração e desprendimento de vórtice.

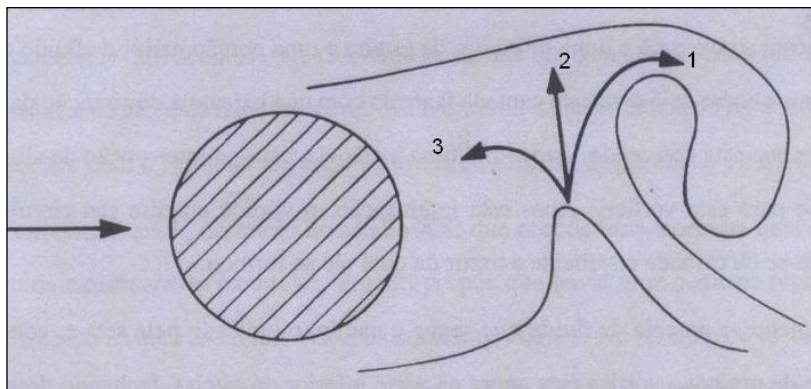


Figura 4.2 - Caminhos da camada cisalhante [6].

A diferença do caminho e da quantidade de fluido com vorticidade oposta modifica a “frequência de geração e desprendimento de vórtices, a intensidade dos mesmos e a pressão na região posterior do corpo” [7]. Os vórtices são desprendidos com uma determinada frequência que depende das condições do escoamento, como por exemplo, o número de Reynolds.

Um adimensional importante no estudo das vibrações induzidas por vórtices é o número de Strouhal, definido por:

$$St = \frac{f_s \cdot D}{U_\infty} \quad [4.1]$$

Onde D é a dimensão característica do corpo, U_∞ é a velocidade do escoamento e f_s é a frequência de emissão de vórtices (frequência de Strouhal).

Este adimensional depende do número de Reynolds, porém para uma faixa entre $4 \cdot 10^2$ a $2 \cdot 10^5$ o número de Strouhal se mantém praticamente constantes em torno de 0,2, observe na Figura 4.3.

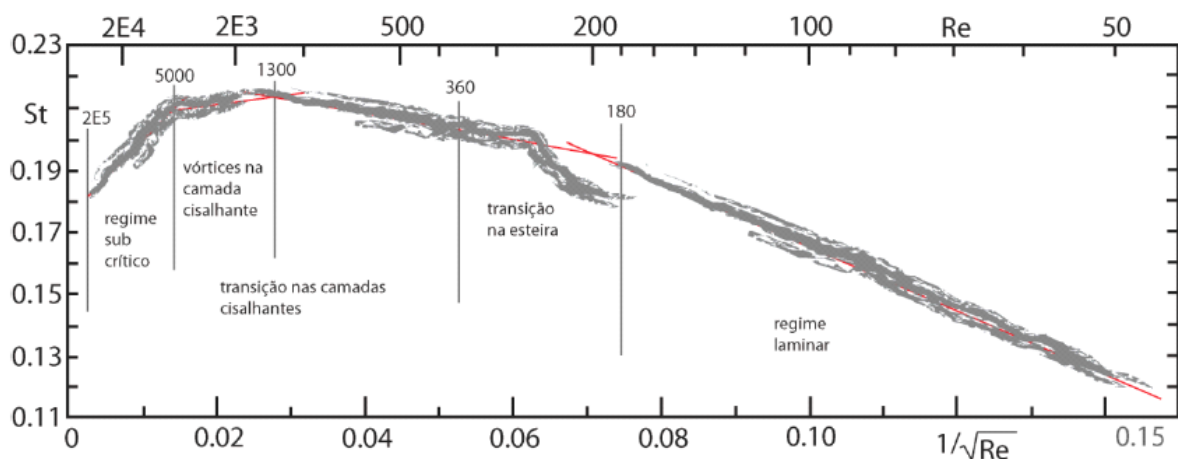


Figura 4.3 - Curva do número de Strouhal pelo inverso da raiz do número de Reynolds [2].

Para compreender o que o desprendimento de vórtices causa em um cilindro, pode ser usado o modelo simplificado da esteira de Von Kármán. Este modelo consiste em uma fileira dupla de vórtices na região da esteira de escoamento ao redor de um corpo rombudo. Esta fileira dupla é estável para uma relação entre espaçamento transversal e longitudinal constante (Figura 4.4).

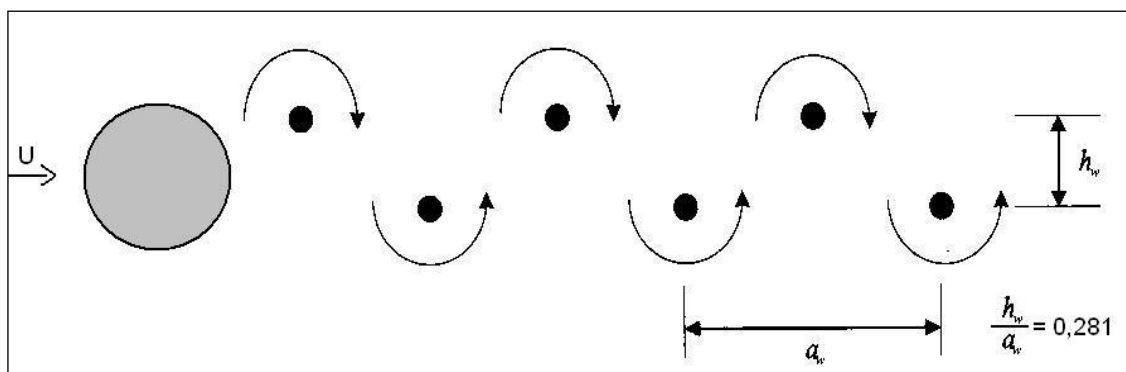


Figura 4.4 - Esteira de Von Kármán e a relação das distâncias.

O caráter alternado do desprendimento dos vórtices sugere a existência de uma excitação oscilatória sobre o corpo. De fato, enquanto há liberação dos vórtices a jusante, as partes superior e inferior da seção circular do cilindro da Figura 4.4 ficam submetidas a uma diferença de pressão devida ao “acúmulo” ou a “retirada” de fluido devido ao desprendimento de vórtices. Essa diferença de pressão acima faz com que surja uma força cujo sentido vai da maior para menor pressão (força de sustentação). Como o sentido do gradiente de pressão se altera a cada ciclo, dependendo do ponto em que o vórtice está se desprendendo, essa força tem caráter oscilatório, fazendo com que o cilindro vibre no sentido transversal ao escoamento. Observa-se, no entanto, uma defasagem entre a força de sustentação e a vibração transversal.

Conforme aumenta a velocidade do escoamento, aumenta a frequência f_s com que os vórtices se desprendem. Quando ela torna-se próxima a uma das frequências naturais do corpo f_n , o mesmo entra em ressonância e ocorre uma sincronização entre a frequência de vibração do corpo e a frequência de desprendimento dos vórtices. Esse fenômeno é conhecido como *lock-in* e ocorre para certa faixa de velocidades do escoamento. Definindo-se a *velocidade reduzida*:

$$V_r = \frac{U_\infty}{f_n \cdot D} \quad [4.2]$$

Na Figura 4.5, mostra-se a amplitude adimensional com a velocidade reduzida, onde a faixa de aproximadamente de 5 a 12,5 representa a faixa de *lock-in*.

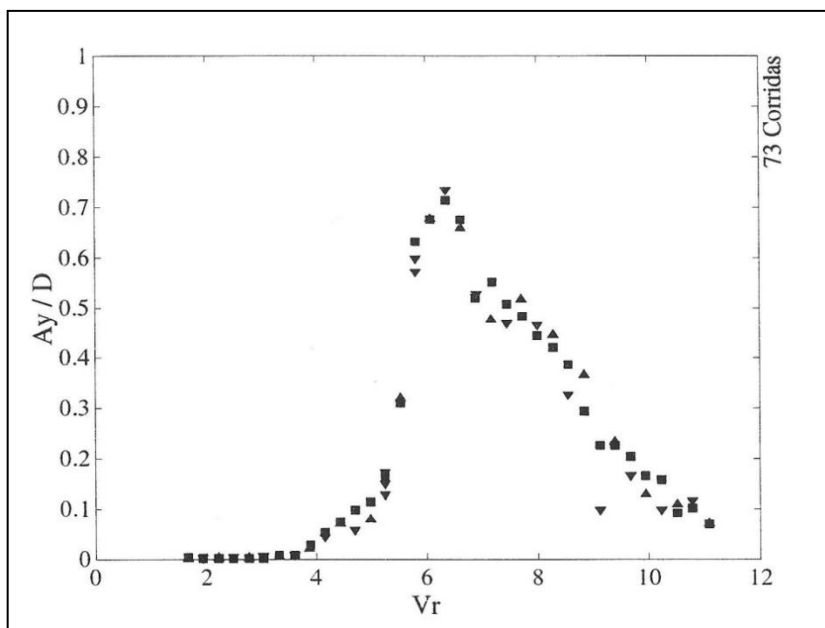


Figura 4.5 - Amplitude relativa de vibração em função da velocidade reduzida [8].

No início da faixa de *lock-in*, com $V_r \cong 5$, a oscilação transversal e a força de sustentação encontram-se praticamente em fase. No pico da resposta, quando $V_r \cong 7,5$, a oscilação e a força de sustentação estão praticamente em quadratura e ao término da faixa de *lock-in*, com $V_r \cong 12,5$, as duas estão em fases opostas, indicando um fenômeno tipicamente ressonante. Estas diferenças de fase explicam a natureza autoexcitada e autocontrolada das vibrações induzidas por vórtices. Quando a força de sustentação tem a mesma fase da oscilação, ela contribui para aumentá-la, por outro lado, quando as fases são opostas, a força de sustentação contribui para reduzir a amplitude do movimento transversal. Isso faz com que, para um cilindro, as amplitudes máximas da vibração transversal fiquem limitadas à faixa entre 1,0 e 1,5 diâmetros.

Quando o cilindro tem um grande comprimento, como um *riser*, o desprendimento de vórtices ao longo do seu comprimento se dá de forma aleatória ao longo do comprimento, enquanto o cilindro não se movimenta. Quando ele começa a se movimentar, esse movimento organiza e correlaciona a fase da emissão de vórtices e, consequentemente, a fase da força de sustentação, aumentando o seu efeito.

Um nó que não esteja fixado (livre para se movimentar), quando este entra em regime, algumas vezes ele apresenta uma trajetória em forma de oito (8), Figura 4.6.

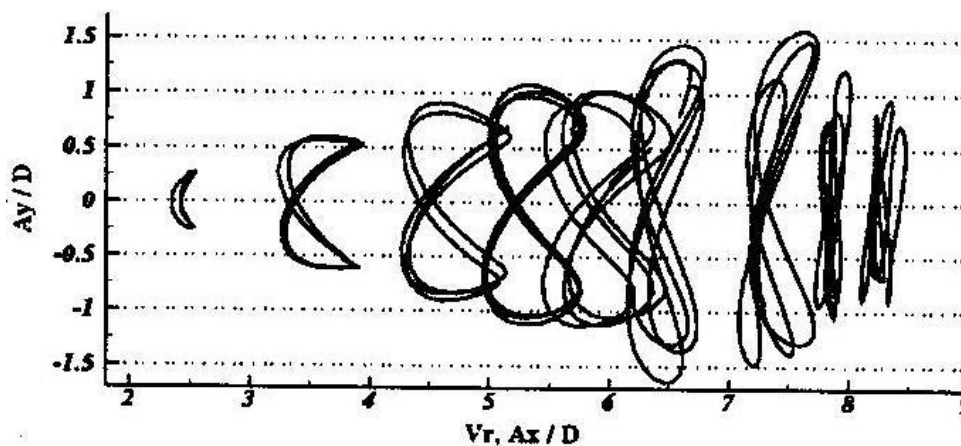


Figura 4.6 - Formato desenvolvido pelo corpo rombudo para diversas velocidades reduzidas [8].

4.3 Modelos fenomenológicos

O modelo fenomenológico de VIV é um modelo matemático que tenta representar o comportamento autoexcitado e autorregulado das vibrações induzidas por vórtices gerado a partir da observação deste fenômeno. Este modelo estabelece um acoplamento entre dois osciladores, um para representar o movimento do fluido e outro para simular o movimento do corpo. O modelo depende da determinação de cinco coeficientes adimensionais, a partir de resultados experimentais. Dentre deste tipo de modelo há dois que se destacam: o modelo de Iwan & Blevins [9] e o modelo de Parra & Aranha [10], que é uma revisão deste primeiro.

4.3.1 Equações do modelo fenomenológico de VIV

Conforme o parágrafo anterior, as equações que descrevem o fenômeno são acopladas, sendo uma para o oscilador fluido e outra para o oscilador estrutural. O oscilador fluido é descrito pela equação [4.3], já o estrutural pela equação [4.4].

$$\ddot{z} - a.(1 - b.\dot{z}^2).\dot{z} + c.z = d.\dot{y} \quad [4.3]$$

$$\ddot{y} + e.y = f.(z - \dot{y}) \quad [4.4]$$

$$\ddot{z} - a.(1 - b.z^2).\dot{z} + c.z = 0 \quad [4.5]$$

Onde os índices a , b , c , d , e e f são constantes.

A equação [4.3] obedece a uma equação tipo Van der Pol (equação [4.5]). Para se entender essa equação é preciso ter em mente que ela é uma equação oscilatória e, portanto, o termo $-a.(1 - b.z^2)$ representa o termo de “amortecimento”, quando este é positivo, a amplitude da oscilação tende a diminuir, ao contrário, quando ele é negativo, a amplitude tende a aumentar.

Analizando esta situação, para o caso em questão. Quando se tem $-a.(1 - b.z^2)$ positivo, ou seja, quando z^2 é maior que $1/b$, a amplitude de oscilação diminuir. Já, quando se tem $-a.(1 - b.z^2)$ negativo, ou seja, quando z^2 é menor que $1/b$, a amplitude de oscilação a aumentar. Na situação onde z^2 é igual a $1/b$, não há mais caráter de amortecimento e, portanto, a oscilação permanece constante. Um resumo desta análise se encontra na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Resumo da análise da equação de Van der Pol.

Termo de amortecimento	Condição de z	Comportamento verificado
$-a.(1 - b.z^2) > 0$	$z > \sqrt{1/b}$	Amplitude diminui
$-a.(1 - b.z^2) < 0$	$z < \sqrt{1/b}$	Amplitude aumenta
$-a.(1 - b.z^2) = 0$	$z = \sqrt{1/b}$	Amplitude constante

Pode-se observar pelas duas últimas colunas que quando z é menor que certo valor $\sqrt{1/b}$ a amplitude aumenta, porém se esta aumentar muito z poderá passar $\sqrt{1/b}$, o que diminui a sua amplitude de oscilação. Conclui-se que existe uma amplitude de estabilização e esta ocorre quando $z = \sqrt{1/b}$.

Observa-se, também, que na equação [4.4] o seu termo forçante é dependente de $\dot{z}$, ou seja, quando este termo varia em caráter oscilatório, o oscilador estrutural sofre esta interferência, que varia o termo forçante do oscilador fluídico. Demonstrando assim o seu acoplamento.

4.3.2 Modelo de Iwan & Blevins

O oscilador estrutural do modelo de Iwan & Blevins é colocado na seguinte forma:

$$\ddot{y} + 2 \cdot \zeta_T \cdot \omega_n \cdot \dot{y} + \omega_n^2 \cdot y = f(z, t) \quad [4.6]$$

Onde:

$$\omega_n = \frac{m \cdot \sqrt{k/m}}{1 + a_3 \cdot \rho \cdot D^2} \quad [4.7]$$

é a frequência natural do corpo, m a sua massa e k a sua rigidez,

$$\zeta_T = \left(\frac{\zeta_s \cdot \sqrt{k/m}}{\omega_n} + \zeta_f \right) / \left(1 + \frac{a_3 \cdot \rho \cdot D^2}{m} \right) \quad [4.8]$$

É o coeficiente de amortecimento estrutural e z é uma variável “fictícia” que representa o fluido.

O oscilador fluido do modelo de Iwan & Blevins é:

$$\ddot{z} - \frac{a_1 - a_4}{a_0} \cdot \frac{U_\infty}{D} \cdot \dot{z} + \frac{a_2}{a_0} \cdot \frac{1}{U_\infty \cdot D} \dot{z}^3 + \omega_s^2 \cdot z = \frac{a_3}{a_0} \cdot \dot{y} + \frac{a_4}{a_0} \cdot \frac{U_\infty}{D} \dot{y} \quad [4.9]$$

Onde ω_s é a frequência de desprendimento de vórtices.

Os coeficientes adimensionais têm os seguintes valores:

$$a_0 = 0,48 \quad a_1 = 0,44 \quad a_2 = 0,20 \quad a_3 = 0,00 \quad a_4 = 0,38$$

4.3.3 Modelo de Parra & Aranha

O modelo de Parra & Aranha [10] segue a mesma ideia, apenas as equações são escritas de uma forma diferente. Neste modelo, o oscilador fluido é representado pela equação:

$$m_f \cdot \ddot{z} - 2 \cdot m_f \cdot \omega_s \cdot \alpha_1 \cdot \left(1 - \frac{4}{3} \alpha_2 \frac{\dot{z}^2}{U_\infty^2}\right) \cdot \dot{z} + m_f \cdot \omega_s^2 \cdot z = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_\infty \cdot D \cdot \alpha_4 \cdot \dot{y} \quad [4.10]$$

Onde m_f é a massa do fluido, e o oscilador elástico é definido por:

$$m \cdot \ddot{y} + K \cdot y = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_\infty \cdot D \cdot \alpha_4 \cdot (\dot{z} - \dot{y}) \quad [4.11]$$

Onde m é a massa do cilindro, incluindo a massa adicional.

Os coeficientes desse modelo foram determinados experimentalmente:

$$\alpha_0 = 0,48 \quad \alpha_1 = 0,05 \quad \alpha_2 = 3,01 \quad \alpha_3 = 0,00 \quad \alpha_4 = 0,75$$

5. ESTÁTICO

Entende-se como resultado do modelo estático a configuração de equilíbrio do cabo após a aplicação dos esforços gravitacional, hidrodinâmico e hidrostático, dada as informações físicas iniciais do problema. Estas informações podem ser divididas em três grupos principais:

- Geometria do *riser*;
- Propriedades mecânicas do *riser*;
- Condições ambientais.

O grupo da geometria do *riser* contém as coordenadas do topo (X_T , Y_T e Z_T), o comprimento do cabo (l_T) e o diâmetro do cabo (D).

O grupo das propriedades mecânicas do *riser* contém o peso por unidade de comprimento do *riser* (γ), a rigidez axial (EA), a rigidez flexional (EI) e a rigidez torcional (GJ).

O grupo das condições ambientais contém a profundidade (h), a densidade da água (ρ_a), aceleração gravitacional (g) e perfil da corrente marítma local (v_c).

Tabela 5.1: Resumo das informações físicas iniciais para a resolução do problema estático

GEOMETRIA DO RISER	PROPRIEDADES MECÂNICAS DO RISER	CONDIÇÕES AMBIENTAIS
Coordenadas do topo (X_T , Y_T e Z_T)	Peso por unidade de comprimento do <i>riser</i> (γ)	Profundidade (h)
Comprimento do cabo (l_T)	Rigidez axial (EA)	Densidade da água (ρ_a)
Diâmetro do cabo (D)	Rigidez flexional (EI)	Aceleração gravitacional (g)
	Rigidez torcional (GJ)	Perfil da corrente marítma local (v_c e $f(Z_O)$)

Antes de se dar continuidade ao presente capítulo, ressalva-se que a seguir serão apenas apresentadas as hipóteses do modelo estático, para mais informações leia a tese de Silveira [2].

5.1 Hipóteses a Serem Adotadas

Para os cálculos dos resultados estáticos são adotadas as seguintes hipóteses iniciais a seguir:

- 1- Rigidez flexional do cabo nula;
- 2- Cabo livre para torcer;
- 3- Esforços relevantes aplicados no cabo: gravitacional, hidrodinâmico e hidrostático;
- 4- Interação cabo-solo desconsiderada;
- 5- Solo plano, horizontal e infinitamente rígido;
- 6- Cabo extensível;
- 7- Invariância das propriedades da água com a temperatura;
- 8- Invariância do coeficiente de arrasto com o número de Reynolds;
- 9- Força de sustentação não será considerada neste momento;
- 10- Área da secção dentro de um segmento de integração é invariante;
- 11- Perfil de corrente sempre horizontal ao plano XY ;
- 12- Densidade do ar é considerada nula;
- 13- Deformação no regime linear.

É importante destacar que segundo Silveira [2], tais simplificações são plausíveis, pois os prejuízos são sentidos localmente principalmente nas regiões extremas do cabo (TDP e topo) e os seus resultados globais não são relevantes em termos qualitativos para o estudo do VIV.

5.1.1 Rigidez Flexional do Cabo é Nula

Segundo Silveira & Martins [11], devido ao elevado índice de esbeltez de um cabo, a diferença nos valores de curvatura com e sem rigidez flexional é desprezível na maioria dos casos usuais encontrados nas instalações *offshore*. Tendo relevância apenas onde a região de tração é muito baixa (Triantafyllou [12]) ou quando o modo de vibrar é extremamente alto, de modo que o comprimento de onda seja da mesma ordem que o comprimento de flecha associado (Pesce & Martins [13]) ou nos extremos do cabo, incluindo ainda os casos onde há *touchdown point* (TDP) e pontos com mudança de peso submerso, Martins [14].

Esta hipótese ainda é sustentada, pois “a curvatura obtida com a solução de fio flexível é sempre maior e a favor da segurança”, [2].

5.1.2 Cabo Livre para Torcer

Conforme Silveira [2], ao instalar um cabo, como um *riser*, no ambiente marítimo, evita-se torcê-lo e agregar uma força torsional a mais. Além disto, pode-se desconsiderar esta torção, pois ela não é usual nas aplicações *offshore*.

5.1.3 Esforços Relevantes Aplicados no Cabo: Gravitacional, Hidrodinâmico e Hidrostático

Os esforços relevantes aplicados no cabo são o gravitacional, hidrodinâmico e hidrostático, sendo então desconsideradas a força de atrito e as forças devido ao efeito de trincheira e de sucção (veja itens 5.1.4 e 5.1.5).

5.1.4 Interação Cabo-Solo Desconsiderada

Como forma de simplificação numérica, o atrito entre o cabo e o solo, os efeitos de sucção e o de trincheira serão desconsiderados, uma vez que a sua modelagem é difícil. Além disto, este campo ainda é motivo de estudo em teses e dissertações.

5.1.5 Solo Plano, Horizontal e Infinitamente Rígido

Esta hipótese juntamente com a anterior, implica que na parte apoiada do cabo no solo, quando houver, ela será posicionada ao longo de uma reta com angulação constante no plano pelo solo. Isto ocorre, pois não serão considerados os esforços hidrodinâmicos neste trecho de cabo.

5.1.6 Cabo Extensível

O cabo pode se deformar ao longo do seu comprimento de acordo com os esforços solicitantes no trecho.

5.1.7 Invariância das Propriedades da Água com a Temperatura

Sabendo que atualmente a profundidade da lâmina d'água para operações *offshore* chega a um máximo de 2000m, através da Figura 5.1, nota-se que a variação de temperatura varia de 4°C a 22,5°C aproximadamente. Com esta variação a densidade da água varia de 1,025 a 1,028 g/cm³, ou seja, uma variação de 2000m de lâmina d'água varia em apenas 0,003 g/cm³.

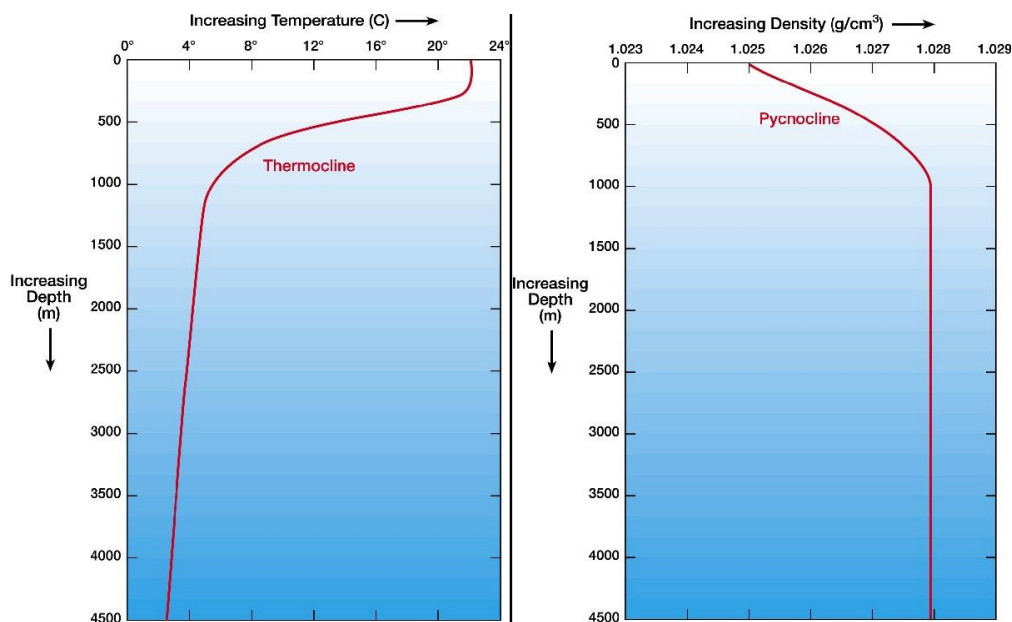


Figura 5.1 - Comportamento típico da variação da temperatura e densidade com a variação de profundidade, com superfície aquática iniciando em 22,5°C [15], [16].

5.1.8 Invariância do Coeficiente de Arrasto com o Número de Reynolds

Ao se verificar a curva do coeficiente de arrasto versus o número de Reynolds para um cilindro liso, nota-se que para uma grande região de variação do número de Reynolds ($1 \cdot 10^4 \lesssim Re \lesssim 2 \cdot 10^5$), o coeficiente de arrasto permanece praticamente o mesmo em torno de 1,2, Figura 5.2. Conforme Silveira [2], os valores típicos para o número de Reynolds, por exemplo, para estudos em umbilicais em plataforma de petróleo é de $4 \cdot 10^2 < Re < 2 \cdot 10^5$, visto que a viscosidade cinemática da água (ν) a aproximadamente 20°C é de $\nu = 1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, com diâmetro (D) de aproximadamente 0,2 m e velocidade do fluido ao longe de $2 \cdot 10^{-3} < U_\infty < 1 \cdot 10^0 \text{ m/s}$.

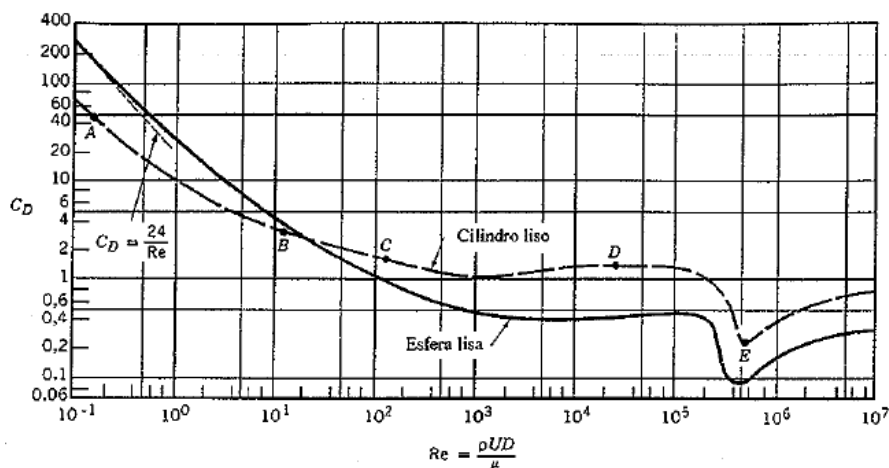


Figura 5.2 - Curva do coeficiente de arrasto em função do número de Reynolds para um cilindro liso e para uma esfera [7].

5.1.9 Força de Sustentação Não Será Considerada Neste Momento

As forças de sustentação ocorrem devido à aplicação de VIV, como será visto no capítulo 6, portanto ela tem caráter dinâmico e será considerada apenas no cálculo do modelo dinâmico.

5.1.10 A Área da Seção do Duto Dentro de um Segmento de Integração é Invariante

Os segmentos de integração ao longo do comprimento do cabo devem ser discretizados de tal forma que dentro de um mesmo segmento de integração a área da secção transversal seja constante. Isto se torna possível quando estes segmentos são tidos como o limite do seu comprimento tendendo a zero. Hipótese pelo o qual será desenvolvido todo o trabalho estático.

5.1.11 Perfil de Corrente Sempre Horizontal ao Plano XY

Além de o atrito ser desconsiderado no solo marítimo, o perfil de corrente será dado como paralelo ao plano do solo, ou seja, não haverá correntes convectivas de modo a facilitar nos cálculos.

5.1.12 Densidade do Ar é Considerada Nula

A pressão de $1atm$, a densidade da água do mar a $22,5^{\circ}C$ é de aproximadamente $1,025g/cm^3$, já o do ar é de aproximadamente $0,001g/cm^3$. Comparando as diferenças, pode-se considerar que a densidade do ar é nula.

5.1.13 Deformação no Regime Linear

O cabo é considerado extensível, porém a deformação sofrida é reparável e retornável a suas condições iniciais, portanto a sua deformação é apenas tratada no regime linear elástico, sem danos permanentes.

6. DINÂMICO

Entende-se como resultado do modelo dinâmico os resultados obtidos através da implementação de alguma perturbação, assim como a aplicação de movimento de topo, a aplicação de onda e a inserção da oscilação provocada pelas vibrações induzidas por vórtices ao longo do tempo a partir de uma configuração estática.

A sua importância é dada quando se deseja conhecer o comportamento do *riser* durante um determinado intervalo de tempo. Dentre os resultados, há um que se destaca para o cálculo posterior da vida em fadiga, a tensão dinâmica.

Assim como no capítulo 5, este presente capítulo apenas tratará das hipóteses do modelo, visto que na teses de Silveira [2], pode-se encontrar todo o detalhamento numérico.

6.1 Hipóteses a serem adotadas

Para os cálculos dos resultados dinâmicos são adotadas as seguintes hipóteses iniciais a seguir:

- 1- Rigidez axial finita, rigidez flexional nula e rigidez torcional nula;
- 2- Esforços relevantes aplicados no cabo: hidrodinâmico e movimento de topo;
- 3- Interação do cabo com o solo marítimo será desconsiderada;
- 4- Cada segmento será modelado como uma mola com extremidade (nós) com metade do peso do segmento.

Nas próximas seções as hipóteses listadas acima serão mais bem detalhadas.

6.1.1 Rigidez axial finita, rigidez flexional nula e rigidez torcional nula

Assim como no modelo estático, a rigidez axial é finita, a torcional é nula e a flexional é nula pelos mesmos motivos. Porém, destaca-se que há situações das quais não se poderiam considerar a rigidez flexional nula, assim como para *risers* com alto modo de vibrar e com comprimento de onda da ordem da raiz quadrada da rigidez flexional pela tração efetiva.

6.1.2 Esforços relevantes aplicados no cabo: hidrodinâmico e movimento de topo

No modelo hidrodinâmico os esforços mais relevantes são o hidrodinâmico associado à VIV e os associados ao movimento de topo. Contudo, na natureza, estes dois esforços exercem um esforço concomitante no corpo do *riser*, neste trabalho eles não serão concomitantes, pois o acoplamento das equações dos modelos fenomenológicos se dá pela velocidade na direção transversal ao escoamento e a imposição de um movimento de topo alteraria este campo de velocidades e “iria realimentar o oscilador fluido com componentes diferentes das quais o modelo fenomenológico prevê”, Silveira [2].

6.1.3 Interação do cabo com o solo marítimo será desconsiderada

Assim como no modelo estático e pelos mesmos motivos, a interação entre a o cabo e o solo marítimo será desconsiderada. Devido a isto, apenas a parte suspensa do *riser* entrará no estudo do modelo dinâmico, sendo então o nó de *touch down point* (TDP) e o do topo suas partes extremas, que serão vinculadas ao solo marítimo e a uma unidade flutuante por meio de rótulas.

6.1.4 Cada segmento será modelado como uma mola com extremidade (nós) com metade do peso do segmento

Este tipo de tratamento do cabo é feito para se resolver o modelo dinâmico. Ele consiste em dividir o cabo em segmento, não necessariamente iguais, e transformar cada segmento em uma mola sem massa, sendo que metade desta massa transferida para cada nó, Figura 6.1.

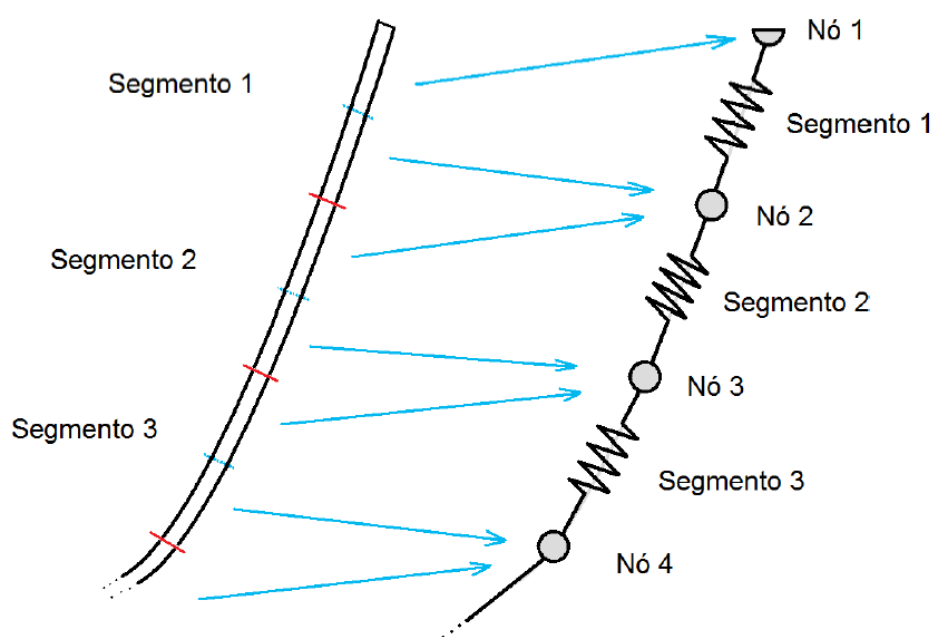


Figura 6.1 - Modelo discreto espacial [2].

7. FADIGA

Como o escopo do trabalho é o estudo de fadiga, optou-se por explicitar com mais detalhes este tema, devido a não abordagem nos trabalhos que se antecederam a esta implementação.

7.1 Acepção

Conforme [18], fadiga é uma forma de falha que ocorre em estruturas submetidas a tensões dinâmicas e flutuantes. Esta pode ocorrer mesmo num nível de tensão inferior ao limite de resistência à tração ou ao limite de escoamento para uma carga estática.

7.2 Importância

Foi a fadiga a causa de diversos acidentes no passado, como os exemplos que constam na Figura 7.1, incluindo vários acidentes aéreos com vítimas fatais. Foi principalmente após estes acidentes, que se deu a devida importância para a fadiga e os estudos acerca deste tema foram desenvolvidos. Porém, ainda hoje, este campo não está totalmente dominado e por isto ainda se utilizam fatores de segurança. Atualmente, há a busca por uma previsão mais precisa do material em vista de diminuir este fator.

Diante de tantos acidentes com a mesma causa, surgem perguntas como por que a falha dos materiais não é percebida e como não se aplicam medidas para se evitar este tipo de acidente.

Quando uma falha por fadiga é perceptível a olho nu, o material já se encontra no final de sua vida. Dependendo da situação no qual o material se encontra, o tempo de percepção da falha e do rompimento do material é quase que instantâneo. Em [20] é afirmado que para um material não soldado com alta vida em fadiga, a propagação da trinca representa menos de 5% do tempo total da vida em fadiga, ou seja, a iniciação da trinca, que é praticamente imperceptível a olho nu, leva mais de 95% do tempo de vida. Assim, fica claro que a manutenção tem um papel fundamental neste campo e que esta não pode ser negligenciada de modo a prever com antecedência que um desastre venha a ocorrer.



Figura 7.1 - Imagens de alguns acidentes devido à fadiga. Na esquerda tem-se o esquema do mapa da aeronave da China Airlines voo 611 que sofre falha por fadiga em 2002 e todos os passageiros morreram e na direita o Boeing 737 da Aloha Airlines no fim da década de 80 [19].

7.3 Processos de Fadiga

Conforme [21] há seis processos de fadiga, que são listados a seguir:

1. Fadiga cíclica: ocorre devido à aplicação alternada de tensão ou deformação. Podendo ainda ser classificada de alto ciclo ou baixo ciclo.

2. Fadiga por corrosão: tem-se a aplicação de tensão alternada como na fadiga cíclica, mas a sua origem é devido à ação da corrosão na superfície externa do componente, que cria um concentrador de tensão geométrico.
3. Fadiga por fricção: ocorre devido à pequena movimentação de baixa amplitude entre as superfícies de contato, onde ocorre abrasão e a formação de concentradores de tensão.
4. Fadiga térmica: ocorre devido a variações de temperatura, sendo que os diferentes tipos coeficientes de dilatação térmica produzem tensões suficientes para ocorrer fadiga cíclica.
5. Fadiga de contato: ocorre em componentes projetados para estar continuamente em contato um com o outro, nos quais as cargas flutuantes produzem danos superficiais que promovem nucleação de trincas de fadiga.
6. Fadiga sônica ou acústica: ocorre devido a vibrações de ondas acústicas.

7.4 Curvas

7.4.1 Curva de Tensão ao Longo do Tempo

A curva que descreve a tensão aplicada ao material ao longo do tempo para uma amplitude constante é a representada na Figura 7.2. Da mesma figura, podem-se tirar algumas expressões, listadas a seguir.

Tensão média entre picos (σ_m):

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad [7.1]$$

Onde $\sigma_{m\acute{a}x}$ é a tensão máxima e $\sigma_{m\acute{i}n}$ é a tensão mínima. A faixa de tensão ($\Delta\sigma$):

$$\Delta\sigma = \sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n} \quad [7.2]$$

Amplitude de tensão (σ_a):

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} \quad [7.3]$$

Razão de fadiga (R):

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad [7.4]$$

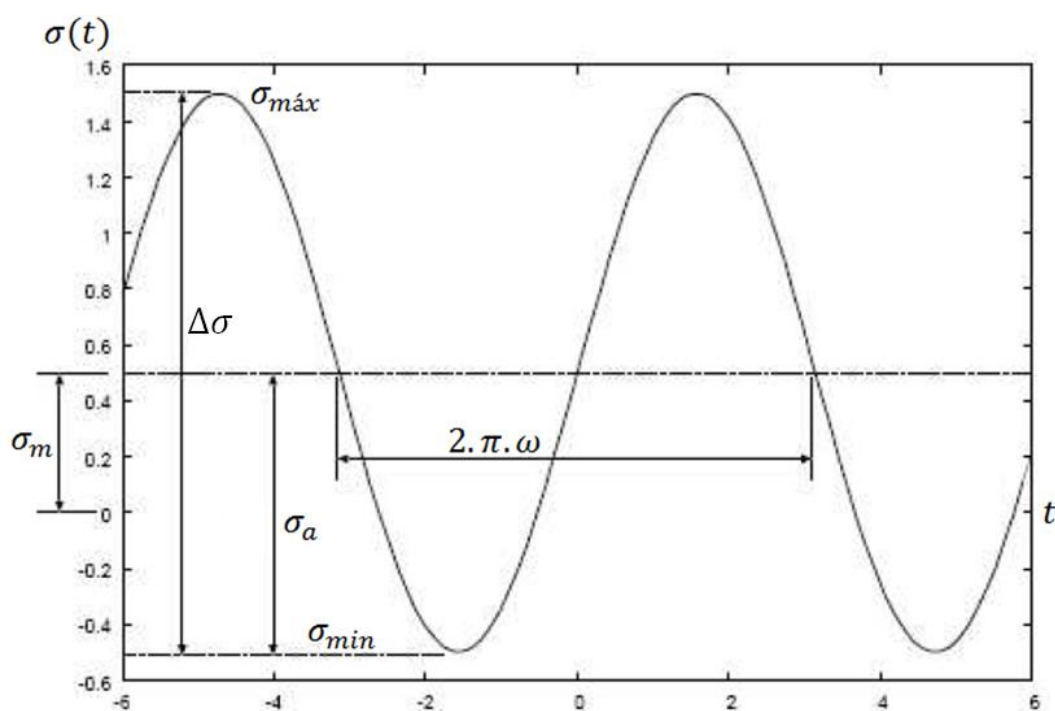


Figura 7.2 - Gráfico da tensão pelo tempo. Adaptado de [21].

7.4.2 Curva SN

A curva SN é a curva característica que indica o número máximo de ciclos de movimento (N – vida em fadiga – em escala logarítmica) que o material submetido a carregamento cíclico suporta sem falhar dada certa amplitude de tensão aplicada (S), Figura 7.3. Observa-se que geralmente a média do carregamento aplicado é nula.

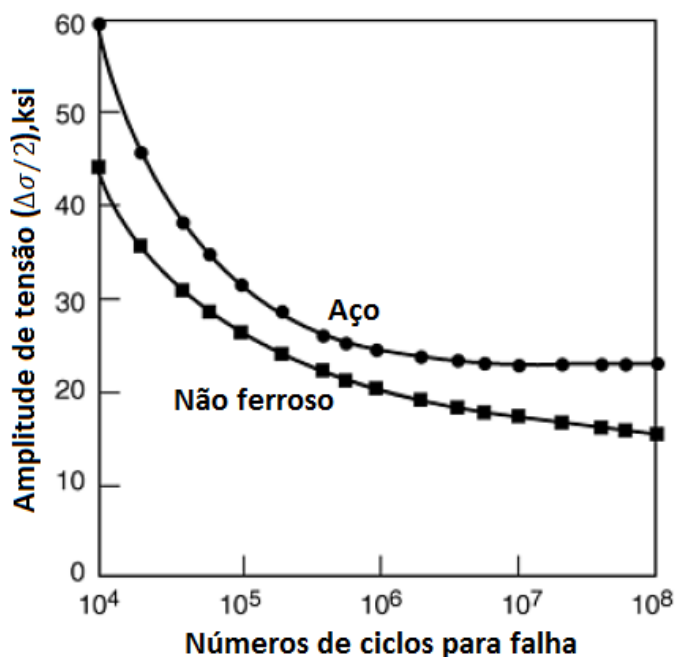


Figura 7.3 - Desenho esquemático de curva SN, sendo que o aço representado possui limite de resistência à fadiga e o não ferroso, não. Adaptado de [22].

Esta curva é a de melhor ajuste, dada por uma aproximação estatística do levantamento de pontos através de ensaios que dependem da fabricação do corpo de prova, da preparação da superfície, de variáveis metalúrgicas, do alinhamento do corpo de prova no equipamento, da tensão média e da frequência dos testes [18].

Alguns materiais, dependendo do seu tratamento e componentes, mesmo sobre movimento cíclico, não sofrem fadiga. Este fenômeno ocorre até certa amplitude de tensão, denominada de limite de resistência à fadiga. É o caso de algumas ligas ferrosas (à base de ferro) e de titânio.

É importante observar que o gráfico SN depende da média de tensão aplicada. Note pela Figura 7.4, que quanto maior a razão de fadiga, maior a probabilidade de falha para uma mesma amplitude de tensão.

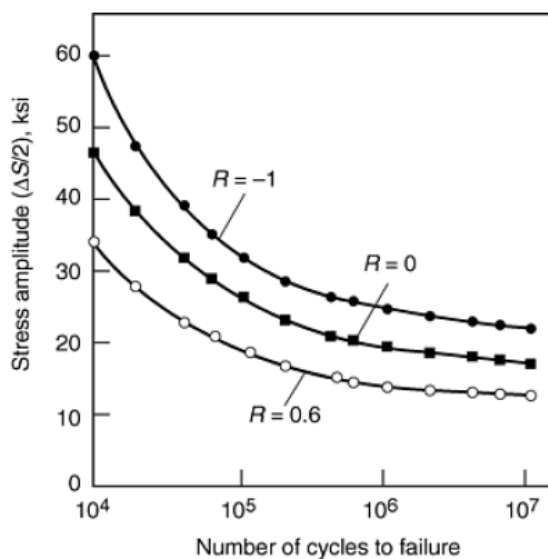


Figura 7.4 - Curva SN para diferentes razões de fadiga [22].

Como forma alternativa da curva SN, para se contemplar as mais diferentes tensões médias, foi proposto um novo diagrama, no qual se trabalha com as tensões extremas e um critério de correção, Figura 7.5. Note que os valores de vida em fadiga com média nula estão representados na linha cuja razão de fadiga é -1.

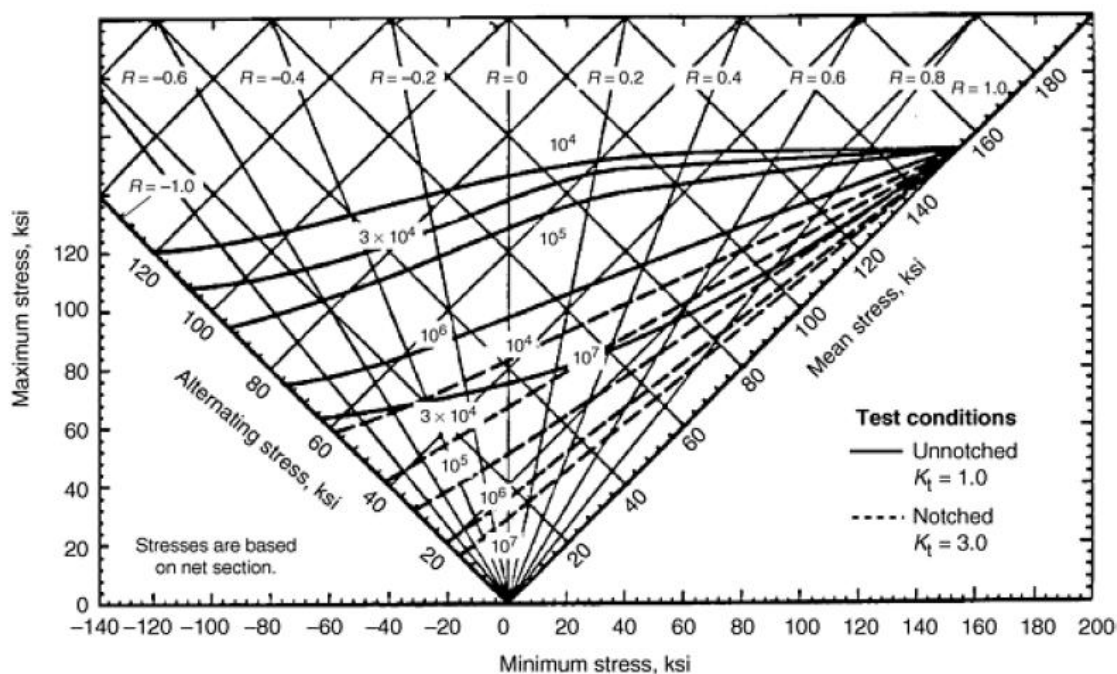


Figura 7.5 - Diagrama de vida constante para a solução de uma placa de Ti-6Al-4V tratado e envelhecido, sob temperatura ambiente e direção longitudinal [22].

Como este último gráfico não está disposto para todos os materiais, é preciso saber a relação para determinar o valor de ciclos para a falha para uma determinada amplitude de tensão dada a sua média. Para isto têm-se alguns critérios de correção entre a amplitude de tensão com $\sigma_m \neq 0$ e com $\sigma_m = 0$, sendo que nesta última se sabe de antemão através da curva SN o número de ciclos até a falha. Entre esses critérios destacam-se o de Goodman (equação [7.5]) e Soderberg (equação [7.6]).

$$\sigma_a (\sigma_m \neq 0) = \sigma_a (\sigma_m = 0) \cdot \left[1 - \frac{\sigma_m}{S_u} \right] \quad [7.5]$$

$$\sigma_a (\sigma_m \neq 0) = \sigma_a (\sigma_m = 0) \cdot \left[1 - \frac{\sigma_m}{S_y} \right] \quad [7.6]$$

Onde $\sigma_a (\sigma_m \neq 0)$ é a tensão alternada com tensão média diferente de zero, $\sigma_a (\sigma_m = 0)$ é a tensão alternada com tensão média nula, S_u é a tensão de ruptura e S_y tensão de escoamento do material.

Assim, com o valor de $\sigma_a (\sigma_m = 0)$ em mãos, sabe-se o número de ciclos para a falha de uma determinada $\sigma_a (\sigma_m \neq 0)$.

7.4.3 Curva SN para o riser

Conforme as práticas recomendadas [23], a curva SN tida para um *riser* na água do mar com proteção catódica é dada através de uma curva formada por dois segmentos de retas com inclinações diferentes (lembrando que a curva é uma reta, por se tratar de um gráfico logarítmico), Figura 7.6. Cada segmento é calculado através da seguinte equação:

$$\log N_f = \log \bar{a} - m \cdot \log \Delta \sigma \quad [7.7]$$

Onde N_f é o número de ciclos para falha, $\Delta \sigma$ é a faixa de tensão, m é a inclinação inversa da curva SN e $\log \bar{a}$ é a intersecção da curva no eixo das abscissas da curva SN. Os valores nominais para o cálculo da curva é dada pela Tabela 7.1.

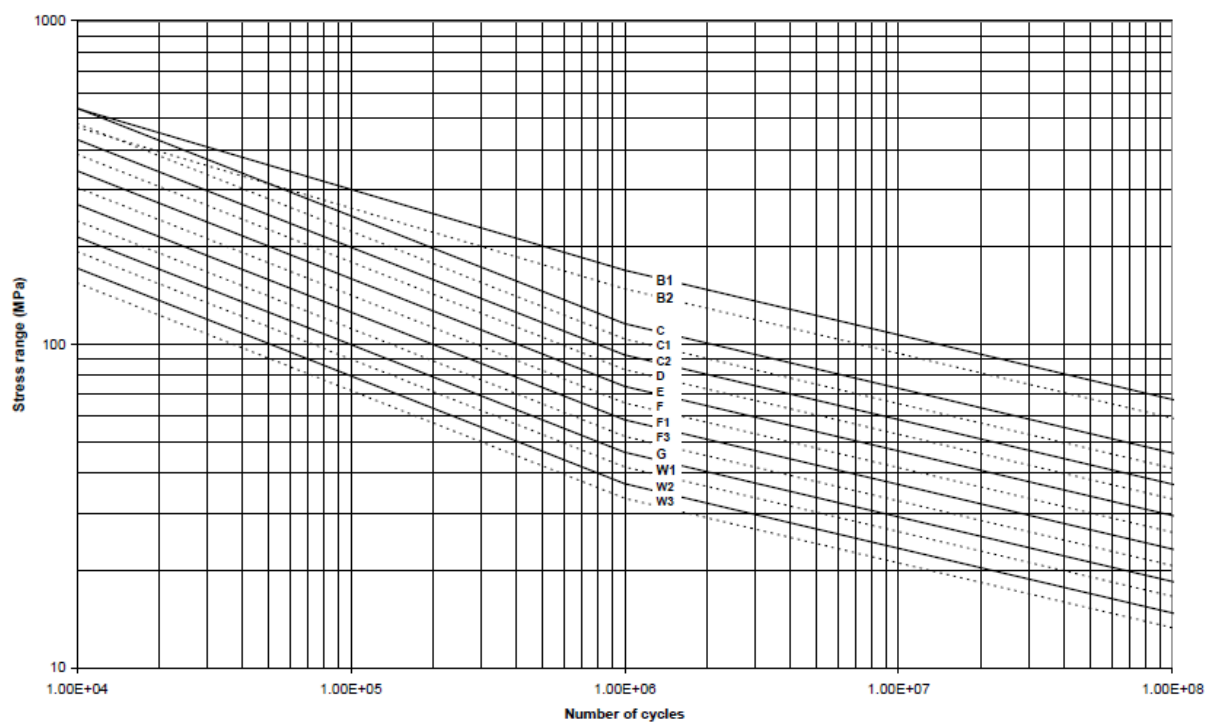


Figura 7.6 - Curva SN na água do mar com proteção catódica [23].

Tabela 7.1 - Valores correspondentes a Figura 7.6 [23].

Curva S-N	N ≤ 10 ⁶ ciclos		N > 10 ⁶ ciclos	Limite de Fadiga com 10 ⁷ ciclos
	m ₁	log $\bar{a}_1$	m ₂ =5,0 log $\bar{a}_1$	
B1	4,0	14,917	17,146	106,97
B2	4,0	14,685	16,856	93,59
C	3,0	12,192	16,320	73,10
C1	3,0	12,049	16,081	65,50
C2	3,0	11,901	15,835	58,48
D	3,0	11,764	15,606	52,63
E	3,0	11,610	15,350	46,78
F	3,0	11,455	15,091	41,52
F1	3,0	11,299	14,832	36,84
F3	3,0	11,146	14,576	32,75
G	3,0	10,998	14,330	29,24
W1	3,0	10,861	14,101	26,32
W2	3,0	10,707	13,845	23,39
W3	3,0	10,570	13,617	21,05
T	3,0	11,764	15,606	52,63

7.5 Métodos de Contagem de Ciclos Randômicos

Em um carregamento cíclico randômico, ou seja, com amplitude máxima e mínima variável ao longo do tempo e totalmente aleatória, utilizam-se métodos para a contagem de seus ciclos, com o intuito de organizar o número de ciclos de cada faixa de tensão ($\Delta\sigma$).

De acordo com [24], há vários métodos para a contagem, entre eles destacam-se a contagem de níveis de cruzamento, contagem de pico, contagem simples de faixa de tensão, contagem de par de faixas de tensão, contagem de *Rainflow*, contagem de *Rainflow* simplificada para repetição histórica.

Como o intuito deste trabalho é a contagem de ciclos para um cabo submetido à VIV, buscou-se o melhor método ou o mais indicado e através de práticas para fadiga em *risers* [20]. Deste modo verificou-se que o método recomendado é a contagem de *Rainflow*.

7.5.1 *Rainflow*

A analogia inicial que pode ser feita deste método é comparar o fluxo de água da chuva que cai nos telhados de templos japoneses, *pagoda*, Figura 7.7, com o gráfico de tensão ao longo do tempo rotacionado de 90° no sentido horário como mostra a Figura 7.8. Esta analogia é feita, pois não há demonstração deste método, na realidade ele é um algoritmo empírico.



Figura 7.7 - Construção japonesa, pagoda, onde a ideia do *Rainflow* foi desenvolvida [25].

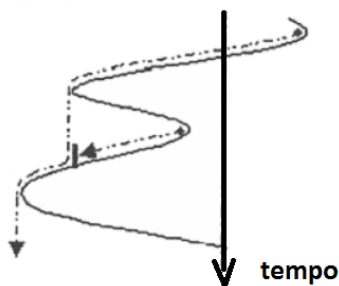


Figura 7.8 - Ilustração do gráfico rotacionado de 90° no sentido horário como forma de analogia com os templos japoneses. Adaptado de [26].

Conforme [27], este fluxo de chuva flui com as regras definidas a seguir para a analogia do método de *Rainflow*, tendo praticamente as mesmas regras que devem ser aplicadas para fontes de fluxos nos picos e também nos vales. Essas regras devem ser aplicadas sempre na sequência de menor tempo para o maior tempo.

Se a queda d'água for originária dos vales, veja Figura 7.9:

- a) Fluxo de água parará se encontrar um vale mais profundo que do que a profundidade da fonte. Figura 7.9 fonte E.
- b) Também parará se encontrar outro fluxo que já percorre um “caminho”. Figura 7.9 fontes C, I e K.

- c) Um fluxo pode cair em outro telhado e continuar a fluir de acordo com as regras a e b. Figura 7.9 fontes A e G.

Se a queda d'água for originária dos picos:

- Fluxo de água parará se encontrar um pico maior que do que a fonte.
- Também parará se encontrar outro fluxo que já percorre um “caminho”.
- Um fluxo pode cair em outro telhado e continuar a fluir de acordo com as regras de.

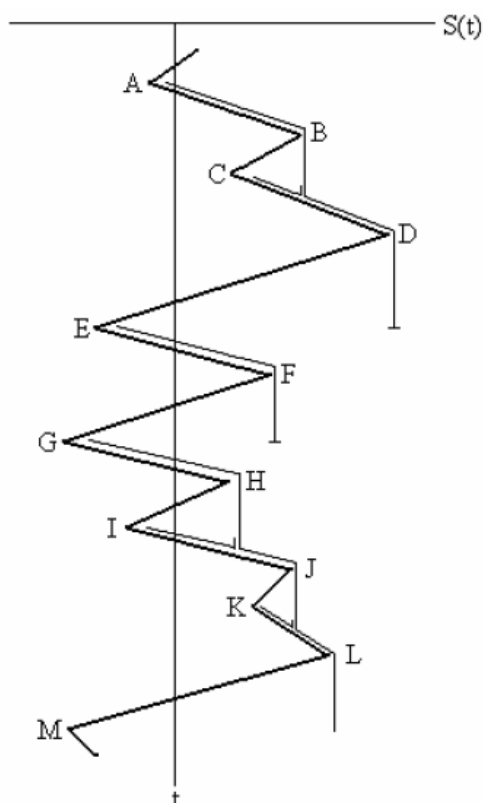


Figura 7.9 - Resultado da aplicação de fluido cuja fonte provém dos vales [27].

O comprimento horizontal de cada *Rainflow* define a faixa de tensão ($\Delta\sigma$) que pode ser guardada como equivalente a meio ciclo de $\Delta\sigma$ constante.

A seguir serão dados os passos numéricos que devem ser realizados conforme [24] e um exemplo presente na mesma norma da ASTM. De antemão deve-se obter do carregamento as tensões de inflexão, ou seja, picos e máximos locais e globais. Para o método X será a faixa de tensão ($\Delta\sigma$) sobre consideração, Y a faixa de tensão ($\Delta\sigma$) adjacente ao X anterior e S o ponto histórico inicial.

Passos:

- 1- Leia o próximo pico ou vale. Se não há mais dados, vá para o passo 6.
- 2- Se há menos que três pontos, vá para o passo 1. Forme as faixas X e Y usando os mais recentes picos e vales que não foram descartados.
- 3- Compare os valores absolutos de X e Y:
 - (a) Se $X < Y$, vá para o passo 1.
 - (b) Se $X \geq Y$, vá para o passo 4.
- 4- Se a faixa Y contem o ponto inicial S, vá para o passo 5. Caso contrário, conte a faixa Y como um ciclo. Descarte o pico e o vale de Y. Vá para o passo 2.
- 5- Conte a faixa Y como meio ciclo. Descarte o primeiro ponto de Y (pico ou vale). Mova o ponto inicial S para o segundo ponto de Y. Vá para o passo 2.
- 6- Conte cada faixa que não foi previamente contada como meio ciclo.

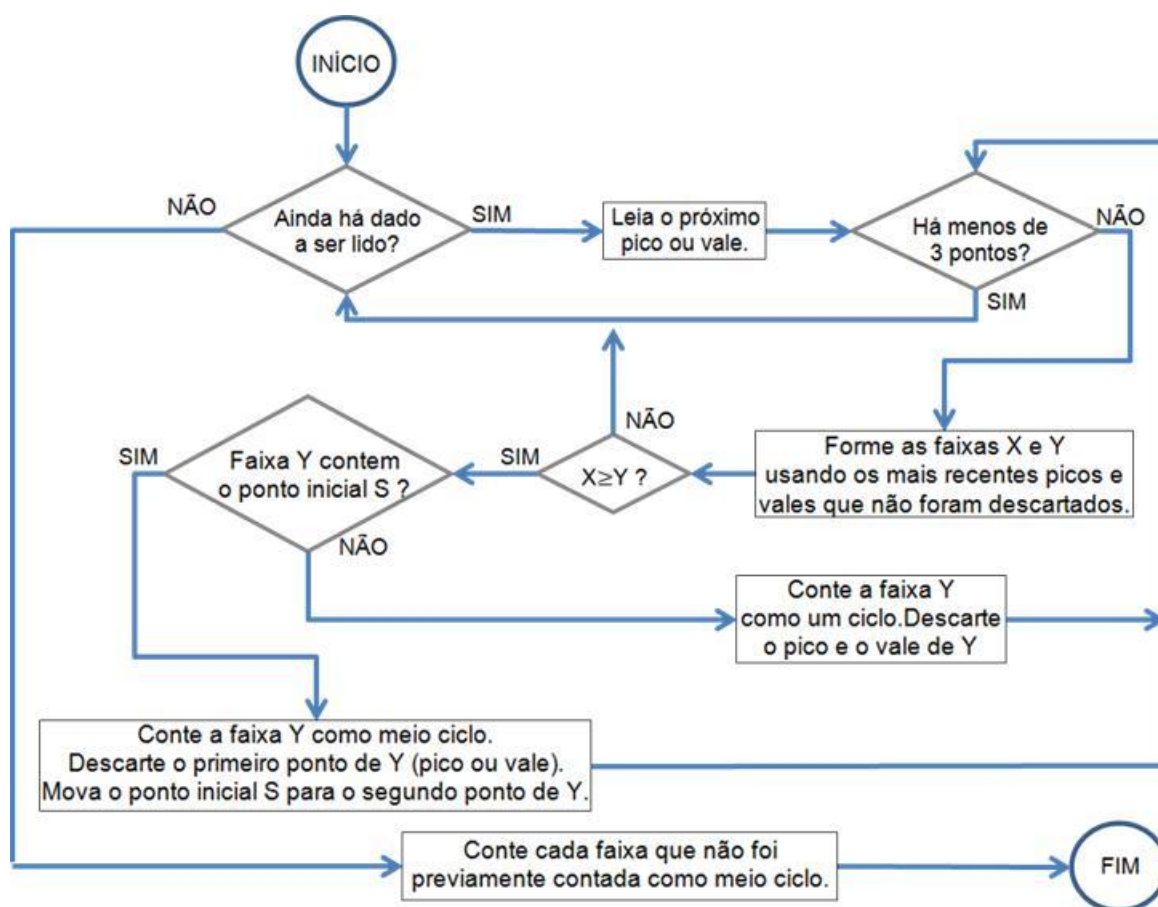


Figura 7.10 - Esquema de solução pelo método de *Rainflow*.

Exemplo:

- 1- $S = A$, $Y = |A-B|$, $X = |B-C|$ e $X > Y$;

Y contem S , que é o ponto A . Conte $|A-B|$ como meio ciclo e descarte o ponto A ;

$S = B$. (Veja Figura 7.11 (b)).

- 2- $Y = |B-C|$; $X = |C-D|$; $X > Y$;

Y contem S , que é o ponto B . Conte $|B-C|$ como meio ciclo e descarte o ponto B ;

$S = C$. (Veja Figura 7.11 (c)).

- 3- $Y = |C-D|$; $X = |D-E|$; $X < Y$.

- 4- $Y = |D-E|$; $X = |E-F|$; $X < Y$.

- 5- $Y = |E-F|$; $X = |F-G|$; $X > Y$.

Conte $|E-F|$ como um ciclo e descarte os pontos E e F . (Veja Figura 7.11 (d)).

Note que o ciclo é formado pelo par de faixa $E-F$ e uma porção da faixa $F-G$).

- 6- $Y = |C-D|$; $X = |D-G|$; $X > Y$;

Y contem S , que é o ponto C . Conte $|C-D|$ como meio ciclo e descarte o ponto C .

$S = D$. (Veja Figura 7.11 (e)).

- 7- $Y = |D-G|$; $X = |G-H|$; $X < Y$.

- 8- $Y = |G-H|$; $X = |H-I|$; $X < Y$;

Fim dos dados.

- 9- Conte $|D-G|$ como meio ciclo, $|G-H|$ como meio ciclo, e $|H-I|$ como meio ciclo. (Veja Figura 7.11 (f)).

- 10- Fim da contagem.

Veja na tabela da Figura 7.11 o resumo da contagem de ciclos deste exemplo.

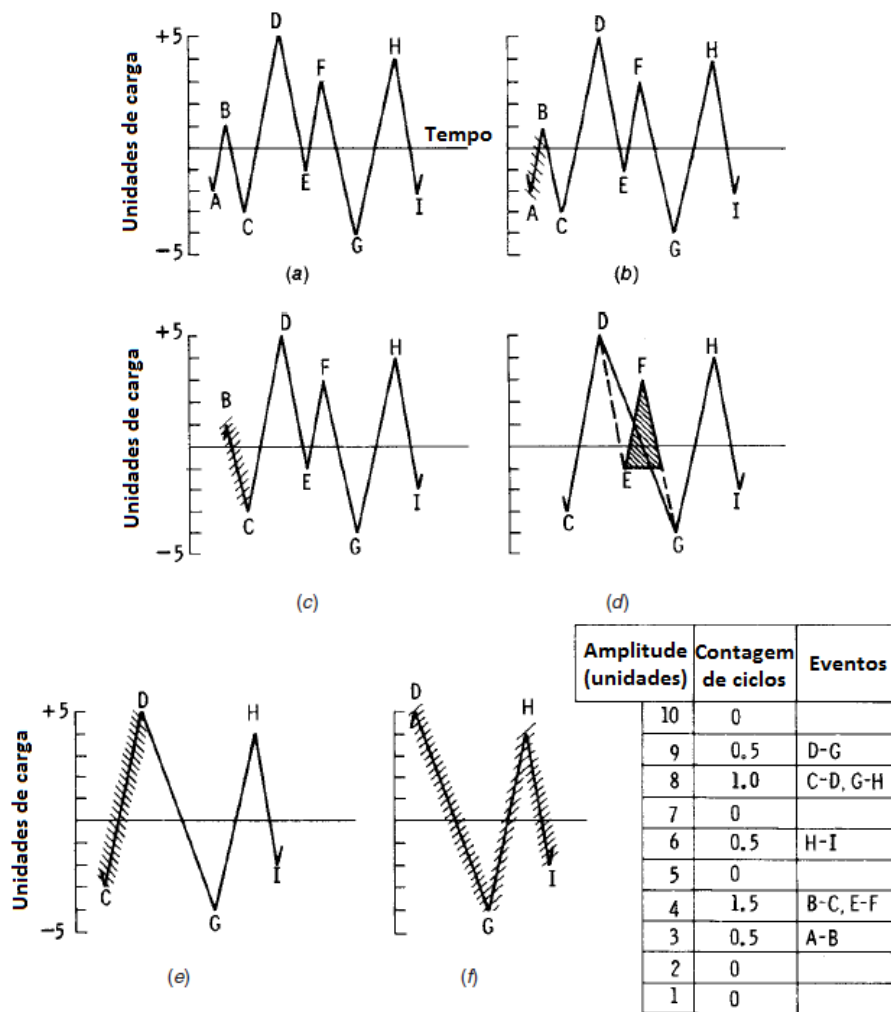


Figura 7.11 - Passos executados durante o exemplo do método da contagem de *Rainflow*. Adaptado de [24].

Ressalta-se que a média da faixa de tensão não é influenciada na contagem do número de ciclos e nem uma resposta.

7.6 Regra de *Palmgren-Miner*

Na vida real um carregamento quando sujeito a uma variação cíclica possui raramente mesma amplitude máxima, mínima e média e frequência constante. Devido a este fato, a predição para a vida em fadiga não é obtida diretamente através da curva SN. Para isto tem-se a teoria dos danos acumulados.

Esta teoria considera que o processo de fadiga como um processo de acumulação de danos até certo ponto máximo de danos toleráveis. Considerando este acúmulo como linear, cada ciclo contribui para uma mesma quantidade de danos em um dado nível de tensão. Este método também é denominado de método de *Palmgren-Miner*.

Segundo este método para ocorrer uma falha o somatório do número de ciclos de certa amplitude de tensão sobre o número de ciclos de falha deve ser igual a um, equação [7.8].

$$D(t) = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_{fi}} = 1 \quad [7.8]$$

Onde, $D(t)$ é a taxa de dano acumulado, k é o número de níveis de tensão no espectro de blocos de carregamento, n_i é o i -ésimo número de ciclos realizados com determinada amplitude de tensão, e N_{fi} é o i -ésimo número de ciclos para a falha para a determinada amplitude de tensão, Figura 7.12.

Observa-se que quando $D(t)$ superar o valor unitário pela primeira vez este será tido como o tempo de vida em fadiga.

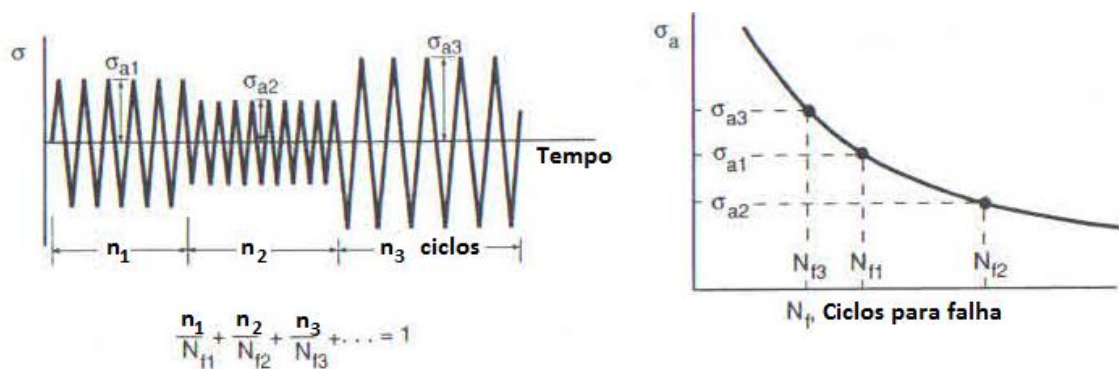


Figura 7.12 - Regra linear de dano de *Palmgren-Miner*. Adaptado de [28].

Para exemplificar o método de *Palmgren-Miner* de acúmulo linear, veja a Figura 7.13. Quando se passa do ponto A para o ponto E, o material sofreu 50 ciclos e faltam teoricamente 100 ciclos para a falha em fadiga, ou seja, 1/3 do sua vida foram

gastos. Agora, quando se passa de C para F, o material sofreu 100 ciclos e faltam 300 ciclos para falha, também 1/3 da sua vida em fadiga.

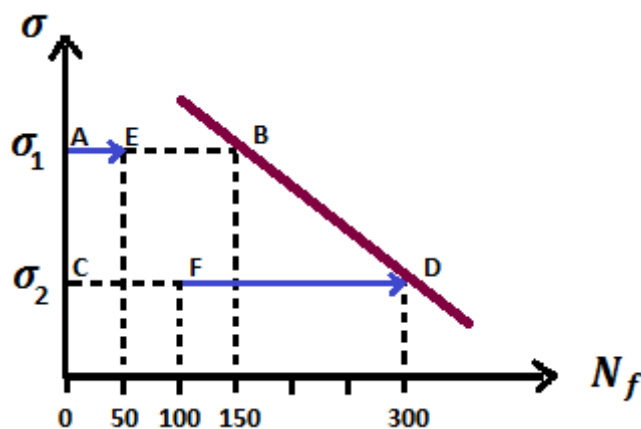


Figura 7.13 - Acúmulo de danos em carregamento de alto para baixo. Adaptado de [29].

Observa-se que nos dois casos anteriores a amplitude de tensão permaneceu constante. Imagine então a tensão variando do ponto E em $\Delta\sigma_1$ para um ponto a ser estabelecido em $\Delta\sigma_2$, qual seria este ponto? Segundo a regra de acúmulo linear, o mesmo dano causado pela tensão $\Delta\sigma_1$ deverá ser aplicado em $\Delta\sigma_2$, ou seja, se foram gastos 1/3 da vida em $\Delta\sigma_1$, em $\Delta\sigma_2$ deverão ser dados como gasto os mesmos 1/3 de vida em fadiga. Portanto o ponto em $\Delta\sigma_2$ será o F.

Resumindo, a porcentagem da vida em fadiga gasto sob uma determinada amplitude de tensão será a mesma gasta sob outra amplitude de tensão quando esta é alterada.

Visto isto, percebe-se que tanto faz a ordem da soma do dano de cada amplitude, ou seja, não importa se a amplitude de tensão aumenta ou diminui e quantas vezes esta alternância é feita, a taxa de acumulação de dano será sempre o mesmo. Portanto, esta não depende de histórico anterior de carregamento.

Observa-se que a tensão média é sempre constante dada pela curva SN. Conforme [28], frequentemente a sequência de variação de amplitude é repetida ao longo do tempo, como forma de simplificação do método numérico Miner propôs a seguinte equação provinda da equação [7.9]:

$$B_f \cdot \left[\sum \frac{n_i}{N_{fi}} \right]_{\text{uma repetição}} = 1 \quad [7.9]$$

Onde B_f é o número de repetições para falha.

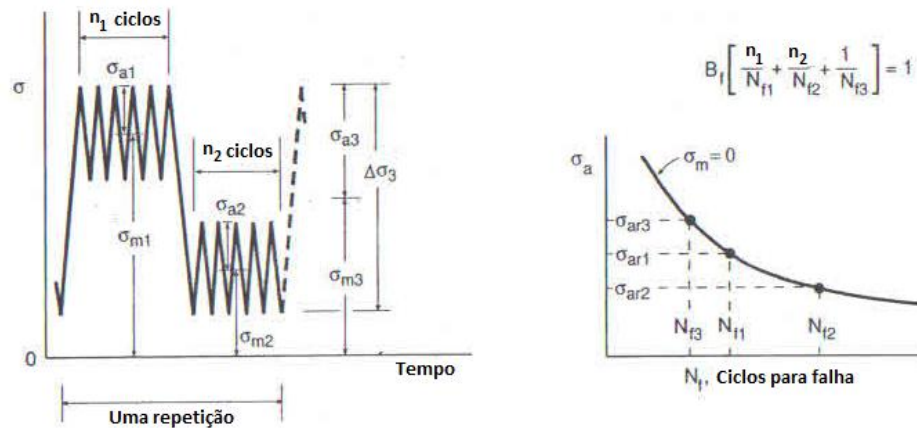


Figura 7.14 - Ciclo de repetição para o cálculo do dano acumulado de *Palmgren-Miner*. Adaptado de [28].

Embora este método seja tido como resultado de danos lineares, na vida real isto nem sempre ocorre, por exemplo, se uma faixa de tensão passar de certo nível para um menor, a tensão residual devido à alta amplitude causará a propagação da trinca de forma mais rápida do que se a faixa de tensão passar de uma amplitude de tensão menor para uma maior [22], ou seja, o dano causado com a passagem de uma alta amplitude de tensão para uma baixa é menor que 1, já no caso inverso de aumento da amplitude de tensão o dano é maior que 1. Esta afirmação pode ser verificada na Figura 7.15. Portanto a regra de *Palmgren-Miner* não é verificada neste caso.

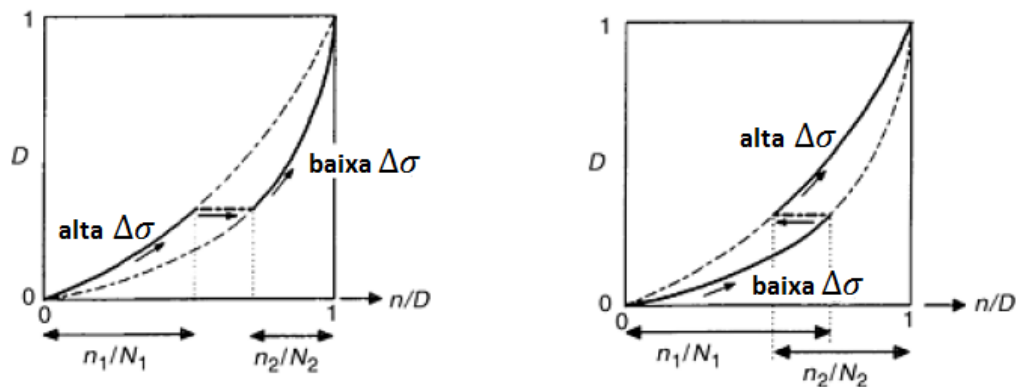


Figura 7.15 - Verificação da regra de *Palmgren-Miner* para variação da amplitude de tensão variável. Adaptado de [22].

Segundo [26], testes realizados por Miner mostram que razão de número de ciclos pelo número de ciclos por falha varia de 0,61 a 1,45, já para outros pesquisadores este intervalo é de 0,18 a 23.

Apesar desta controvérsia, quando se analisa um range de ciclos randômicos, estes valores de mais ou menos um tendem a se estabelecer por volta de um, o que gera certa confiabilidade a este método.

Mesmo assim, para o cálculo da vida em fadiga de um *riser* submetido à VIV, que envolve certos riscos ambientais, a prática recomendada [20] é aplicar um fator de segurança de modo a diminuir o dano acumulado para a falha.

$$D_{VIV} \cdot DFF_{VIV} \leq 1,0 \quad [7.10]$$

Onde, D_{VIV} é o dano acumulado de fadiga sob VIV e DFF_{VIV} é o fator de segurança aplicado devido ao VIV.

Deste modo, substituindo a equação [7.9] em [7.10], tem-se que:

$$DFF_{VIV} \cdot B_f \cdot \left[\sum \frac{n_i}{N_{fi}} \right]_{uma \text{ retetição}} \leq 1,0 \quad [7.11]$$

7.7 Obtenção do Valor da Vida em Fadiga

Para completar este capítulo falta apenas concluir como se calcula a vida em fadiga de um *riser*. Para isto foi-se esquematizado os dados iniciais necessários e o prosseguimento de cálculo.

Dados:

- Dados acerca da curva SN;
- Valores obtidos pela dinâmica do sistema de interação *riser* – fluido em movimento de tensão pelo tempo para o sistema estabilizado;
- Intervalo de tempo para a contagem de ciclos;

- Fator de segurança para o cálculo do dano acumulado;

Prosseguimento de cálculo:

- Calcula-se a curva SN do problema.
- Com os valores obtidos pela dinâmica do sistema de tensão pelo tempo (distribuição randômica), calculam-se os valores de máximos locais e mínimos locais;
- Com estes valores, faz-se a contagem do número de ciclos com determinada faixa de tensão através do método de *Rainflow* em certo intervalo de tempo;
- Com os dados de contagem, da curva SN e fator de segurança, calcula-se o dano acumulado através da equação [7.11]. Observa-se neste ponto que a curva SN que pode ser utilizada é a corrigida por algum dos critérios de correção (Goodman ou Soderberg). Ademais, nota-se que o método de contagem verifica as faixas de tensão ($\Delta\sigma$), enquanto que o gráfico SN calcula para a amplitude de tensão ($\Delta\sigma/2$).

A resposta será dada por meio do número de ciclos, pode-se utilizar a frequência obtida pelo cálculo do FFT para se obter o tempo em segundos. Um esquema de fácil visualização e entendimento é tido na Figura 7.16.

É importante destacar que a resposta deste método, utilizado para a obtenção da resposta em fadiga, é uma aproximação estatística de métodos empíricos através de fenômenos observados. Isto implica que a resposta apresentada no final dos cálculos é uma estimativa, o que não garante que um *riser* irá falhar com esta vida, podendo durar mais ou menos sem falhar. Prevê-se que esta dispersão possa chegar no máximo de cem anos. Portanto, ao se analisar o dado final, deve-se analisar os anos de vida em potência de 10.

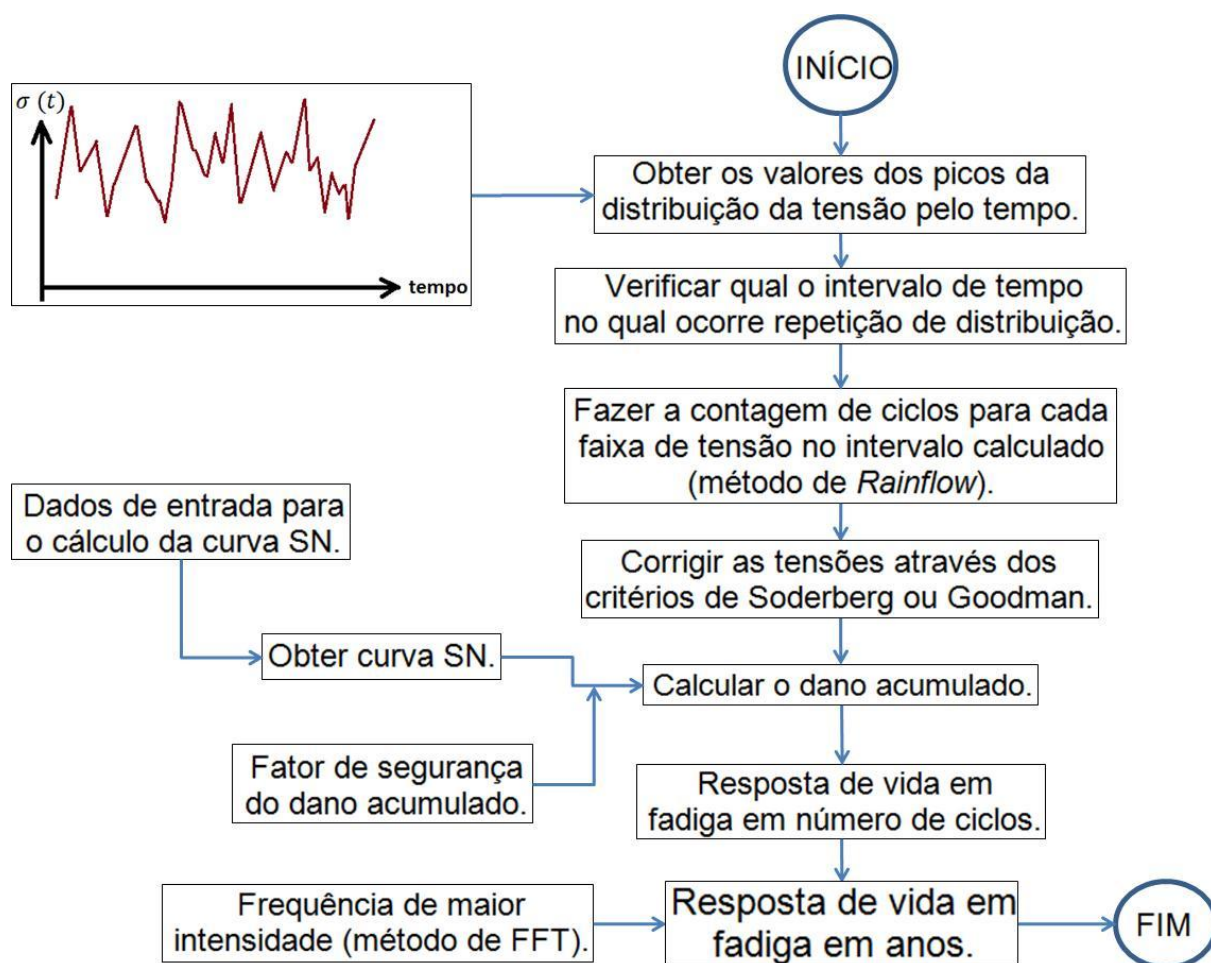


Figura 7.16 - Esquema de solução para a obtenção da resposta de vida em fadiga.

8. PROGRAMA

O *software* proposto pode ser dividido em nove partes, listadas a seguir, sendo que as quatro primeiras partes envolvem os parâmetros de entrada do sistema e as cinco posteriores mostrem os resultados a serem obtidos.

- Informações sobre o meio;
- Informações sobre o *riser*;
- Modelo de perturbação do resultado estático;
- Discretização e tempo;
- Resultado do modelo estático;
- Resultado dos modos naturais;
- Resultado do dinâmico;
- Resultado da aplicação da transformada rápida de Fourier (*Fast Fourier Transformer* – FFT);
- Resultado da vida em fadiga.

Cada parte representa no *software* uma aba específica. Algumas destas abas podem ser visualizadas na Figura 8.1. A seguir, as abas de resultado serão um pouco mais detalhadas para a compreensão geral do programa, haja vista que as quatro primeiras partes são autoexplicativas.

Os resultados do modelo estático dão a configuração espacial do *riser* através dos esforços gravitacionais, hidrostático e hidrodinâmico, conforme o item 5.1.3. As variáveis que são calculadas para todo o comprimento do cabo são as seguintes:

- deslocamento na direção X (direção da corrente, quando esta não está rotacionada);
- deslocamento na direção Y (sentido transversal a corrente, quando esta não está rotacionada);
- deslocamento na direção Z (sentido solo linha de maré);
- coordenada curvilínea (coordenada que acompanha o *riser*);
- curvatura no cabo;
- deformação no cabo;

- tração total;
- tração efetiva (tração total menos a força de tração oposta à resultante da pressão hidrostática na tampa de um segmento do cabo);
- declinação;
- azimute;

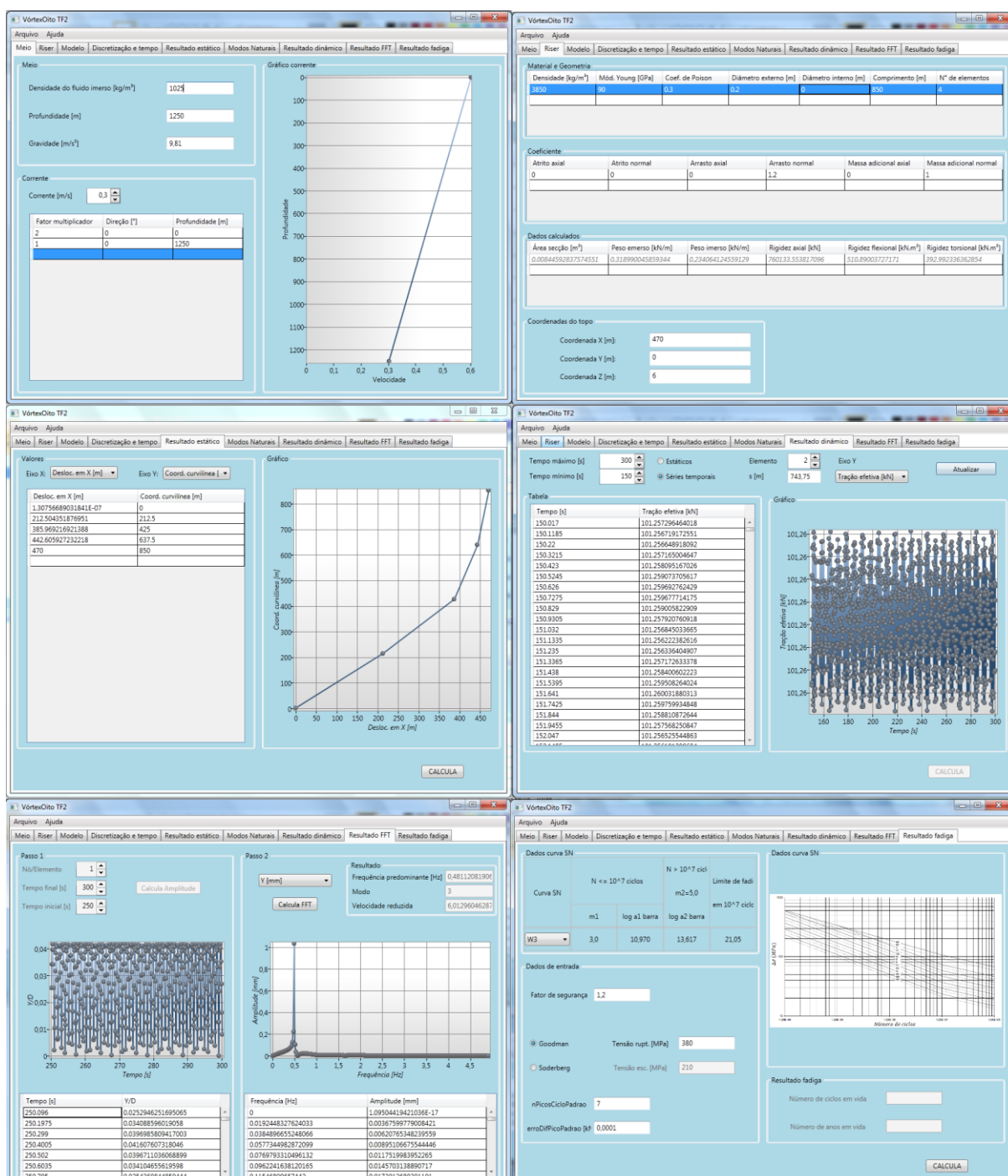


Figura 8.1 - Imagem de algumas abas do software proposto.

Os resultados dos modos naturais demonstram as frequências, períodos e frequência angular de cada nó do *riser*, sendo que os modos ímpares são pertencentes ao cabo na direção Y e os pares na direção X. Ademais, pode-se visualizar a representação de cada modo no *riser*.

Em suma, os resultados do modelo dinâmico dão informações de um nó ou de um segmento do *riser* no tempo a partir da configuração estática e também a configuração estática dos máximos ou dos mínimos ou das médias dos deslocamentos ao longo do cabo em um intervalo determinado de tempo.

Os resultados da aplicação da Transformada Rápida de Fourier informa qual a frequência predominante de oscilação do cabo, juntamente com a velocidade reduzida que ele representa e qual o modo mais próximo. Todas estas informações são importantes como complemento para entender a dinâmica do cabo principalmente quando o movimento do cabo está estabilizado. Destaca-se que a região denominada de “passo 1” serve não somente para escolher um nó do *riser* em um determinado intervalo de tempo para se visualizar a amplitude de deslocamento de pelo diâmetro do cabo, mas também para se calcular a frequência predominante do “passo 2”.

O resultado da vida em fadiga informa tanto o número de ciclos, quanto os anos para a falha. Para isto, deve-se escolher uma curva SN, fator de segurança, um critério de correção da média de tensão, os n número de picos ou vales para o cálculo do ciclo padrão e o erro para o cálculo da diferença entre picos. Observa-se que o ciclo padrão de repetição é o ciclo de repetição dentro do intervalo fornecido na aba “FFT”.

9. RESULTADOS

Como resultado deste trabalho, as saídas do *software* proposto serão analisadas neste capítulo, tanto em comparação com o *software* comercial *Orcaflex*, quanto em relação a ele próprio. Há dois estudos de caso, o primeiro envolverá um *riser* vertical com determinado nível de pré-tensão e o segundo um *riser* em catenária. Nos casos considerados algumas propriedades serão iguais na qual poderão ser encontradas no APÊNDICE A – DADOS DE ENTRADA DO PROGRAMA, enquanto as propriedades diferentes são colocadas na Tabela 9.1.

Tabela 9.1 - Propriedades distintas entre os casos.

Propriedade	Estudo de caso 1	Estudo de caso 2
Comprimento do <i>riser</i>	1995 m	2200 m
Nº de elementos do <i>riser</i>	40	100
Coordenada X	0 m	500 m
Tempo de simulação	800s	5000s
Passo integração	0,001s	0,003s

9.1 Estudo de Caso 1

Neste primeiro estudo de caso, um *riser* na configuração vertical será analisado, cuja coordenada do topo se localiza em (0; 0; 2000) metros e a coordenada do outro extremo do cabo se localiza em (0; 0; 0) metro em contato com o solo marítimo. O seu comprimento é de 1995 metros, ou seja, o *riser* está esticado em 5 metros, dando-lhe pré-tensão inicial de modo a tentar mantê-lo o mais vertical possível. A corrente empregada tem intensidade de 0,5 m/s no sentido positivo de X e o modelo dinâmico aplicado é de Iwan & Blevins.

Com base na configuração estática do *riser*, Figura 9.1, pode-se notar que nos dois *software* o deslocamento estático em X foi praticamente igual, dando uma diferença

máxima de apenas 0,16 mm. Além disto, pode-se notar que em ambos o ponto de máximo deslocamento é de 2,1m na cota 100 m.

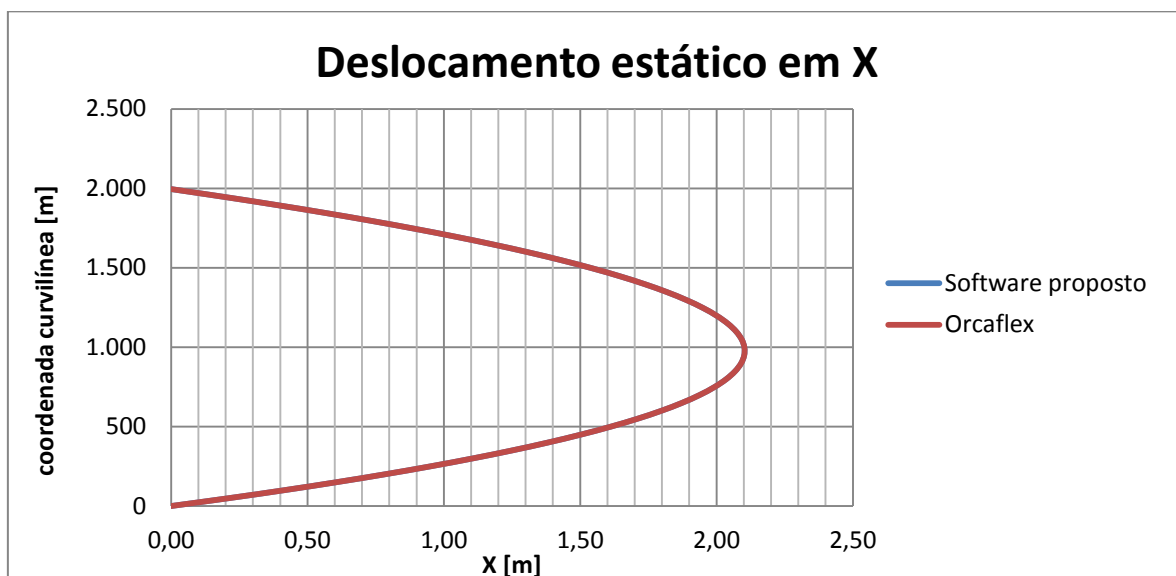


Figura 9.1 - Configuração estática do *riser* estudado, estudo de caso 1, para o *software* comercial *Orcaflex* e o proposto, sendo que as configurações deram praticamente iguais.

Assim como para o deslocamento estático, a tração efetiva se demonstrou numericamente igual, com erro na ordem de 0,01% diante de 15635,75 kN presente na base, Figura 9.2.

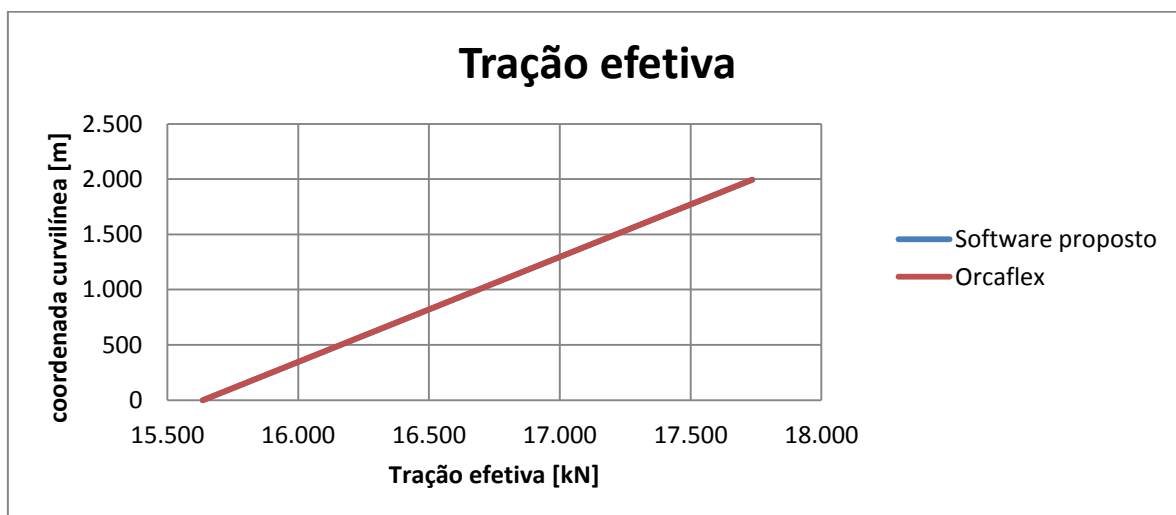


Figura 9.2 - Comparação da tensão efetiva do *riser* estudado, estudo de caso 1, para o *software* comercial *Orcaflex* e o proposto, sendo que as trações deram numericamente iguais.

Diante destes resultados, prosseguiram-se os estudos para ver o comportamento dinâmico do sistema. Primeiramente, ao se verificar o envelope de máximos deslocamentos na direção Y no intervalo de tempo de 700s a 800s, Figura 9.3, observou-se que em ambos os *software* o cabo apresentou uma excitação de quarto modo, porém com diferenças de amplitudes máximas.

Como para se estudar com maior profundidade o comportamento dinâmico do cabo é preciso escolher um nó e um elemento correspondente, optou-se então pelo estudo dinâmico do nó 5 (249,375m), que apresenta maior amplitude e pelo elemento 5 correspondente (274,3125m).

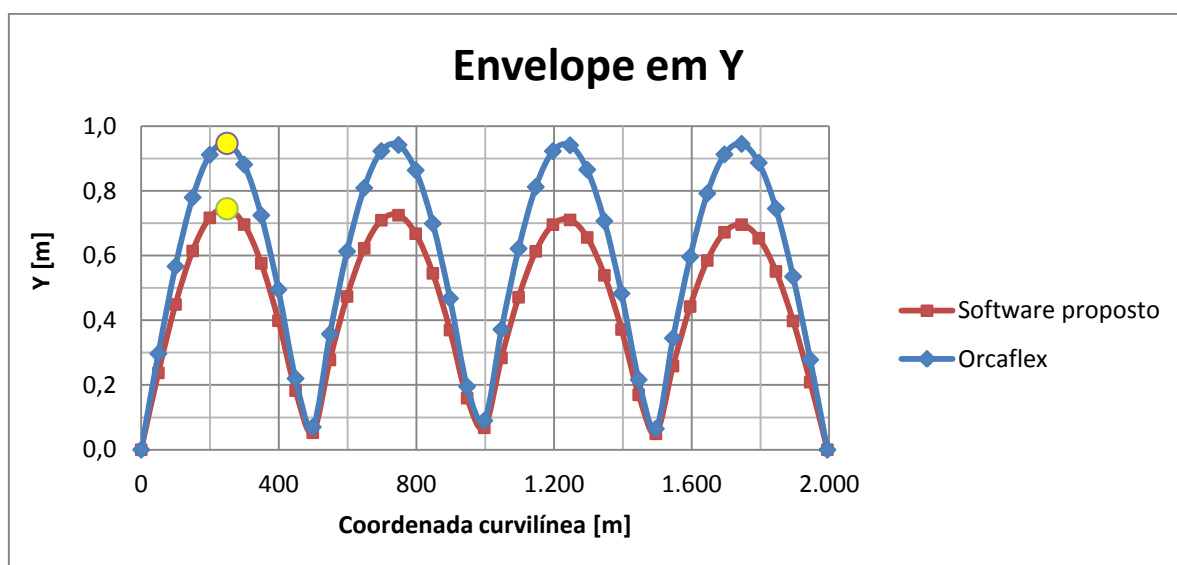


Figura 9.3 - Configuração de máximo deslocamento ao longo do *riser* no intervalo de 700s a 800s para o estudo de caso 1. Dando destaque ao nó 5 escolhido para análise dinâmica.

Comparando os resultados dinâmicos, o deslocamento na direção transversal ao escoamento tem uma diferença de 0,2 m, sendo que o *software* proposto apresentou menores deslocamentos, Figura 9.4. Além disto, nota-se que as frequências de vibrar são diferentes. Da mesma figura, tem-se que no *software* proposto uma frequência de vibração de 0,23 Hz, enquanto que no *Orcaflex* de 0,20 Hz.

O máximo valor da relação do módulo adimensional de amplitudes do *riser* fica em 2,1 para o *Orcaflex* e de 1,6 para o *software* proposto, Figura 9.5, uma diferença de 0,2 que representa a mesma diferença observada no envelope da Figura 9.3.



Figura 9.4 - Deslocamento na direção transversal ao escoamento do nó 5, que apresenta maiores amplitudes de deslocamento, para o estudo de caso 1.

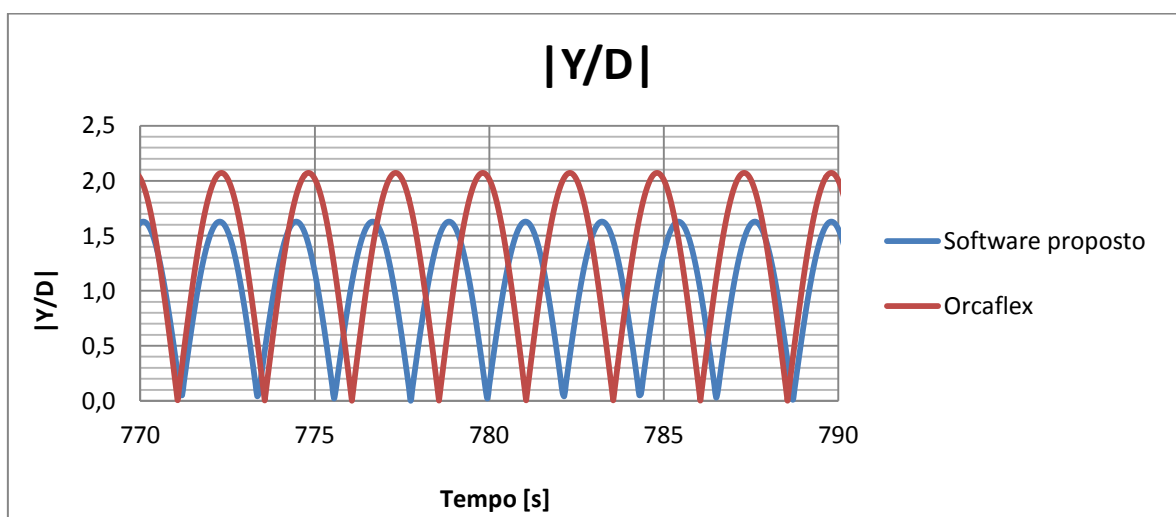


Figura 9.5 - Relação de deslocamento transversal e do diâmetro do *riser* no intervalo estável de 770s a 790s, para o estudo de caso 1.

Observando o lugar geométrico que o nó 5 percorre, no tempo de 700s a 800s, nota-se que o caminho é bem estável e no formato de oito (8) quando se distorce a imagem de modo a deixá-la mais aproximada, Figura 9.6.

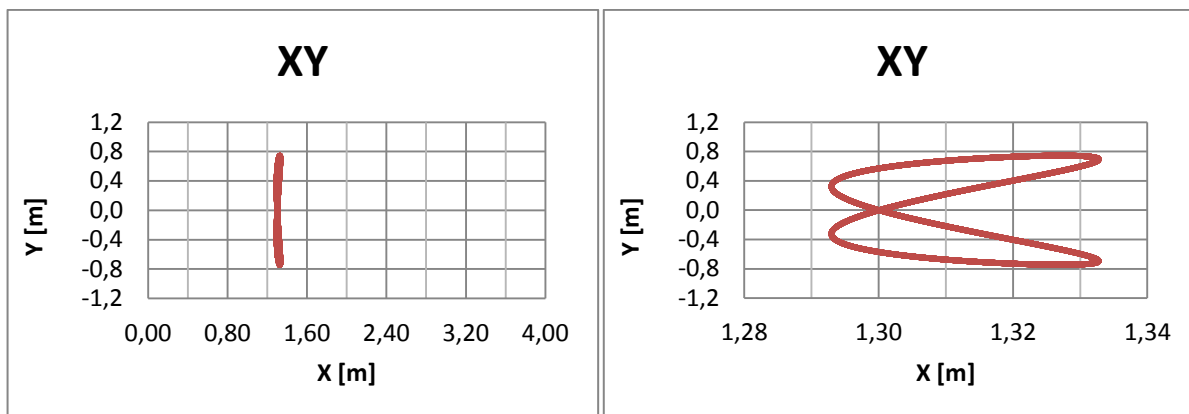


Figura 9.6 - Lugar geométrico do nó 5 no tempo de 700s a 800s. Valores obtidos pelo *software* proposto e estudo de caso 1.

Visualizando o comportamento do elemento 5 para a tração efetiva, Figura 9.7, vê-se que a amplitude da tração efetiva tem uma diferença de 10kN e que as frequências, assim como no deslocamento em Y, são diferentes.

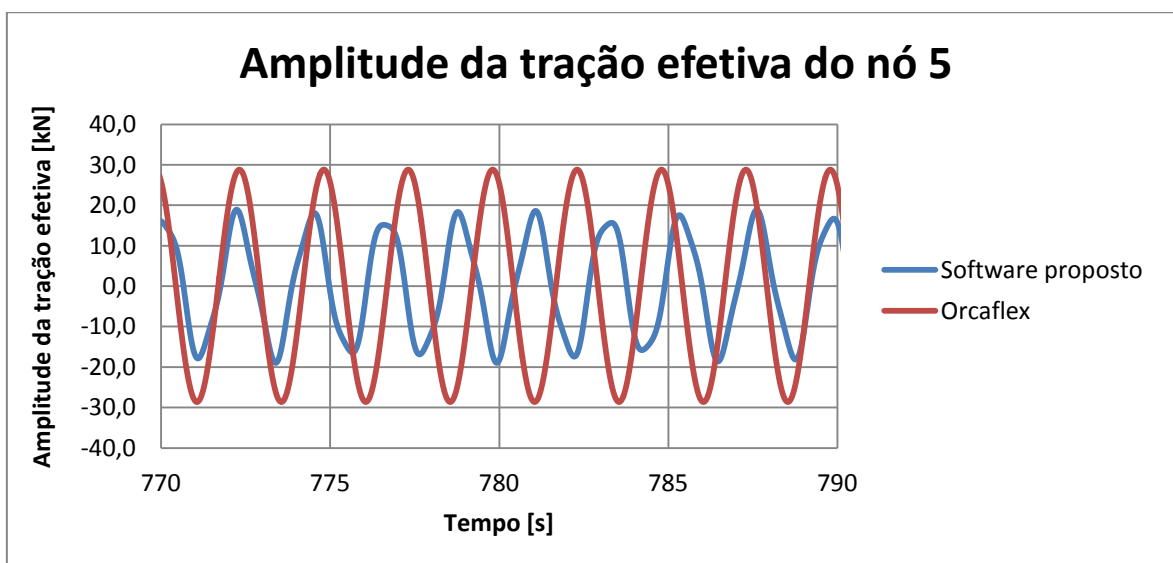


Figura 9.7 – Amplitude de tração efetiva do nó 5 no intervalo de 770 a 790s para o estudo de caso 1.

Utilizando a Transformada Rápida de Fourier para o *software* proposto, observa-se pela Figura 9.8 que a frequência com maior amplitude em Y é de 0,23Hz, como já se esperava pelos cálculos feitos através da Figura 9.4, com amplitude de 0,35m. Para a frequência em X obteve-se dois picos, um como dobro de Y (amplitude: 8mm) e outro com 0,88Hz (amplitude: $6,1 \cdot 10^{-5}$ m).

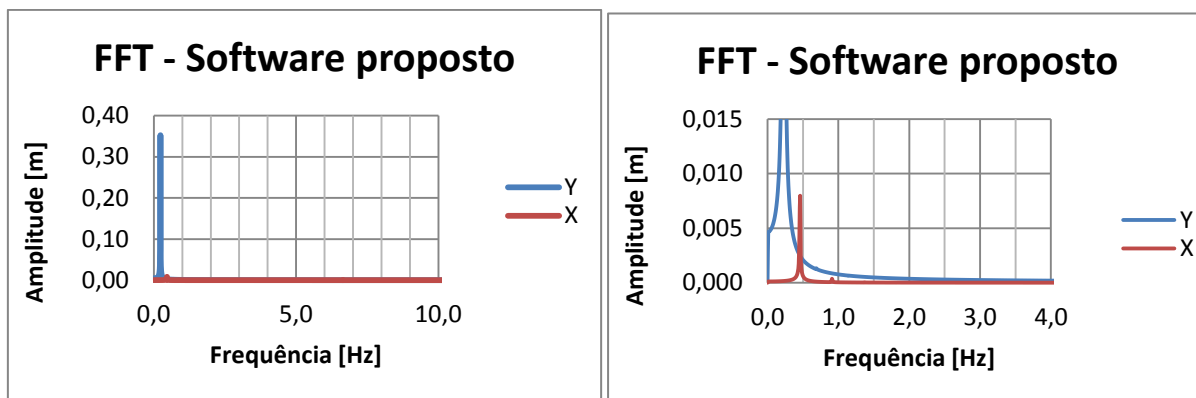


Figura 9.8 – Aplicação da transformada rápida de Fourier no intervalo de 700s a 800s, para o estudo de caso 1 através do *software* proposto. No gráfico da direita, deu-se destaque para a vibração *inline*.

Como comparação, as respostas do *software Orcaflex* utilizando a Transformada Rápida de Fourier são apresentadas na Figura 9.9, cuja frequência de maior amplitude em Y (0,47m) obtida foi de 0,23Hz. Diferentemente do resultado do *software* proposto, o deslocamento em Y apresenta outra frequência com amplitude menor (1,98mm) de 0,6 Hz. Ao mesmo tempo, o *software* apresentou duas amplitudes pronunciadas em relação ao deslocamento X, assim como no *software* proposto, uma com o dobro da frequência do deslocamento Y (amplitude: $1,5 \cdot 10^{-2}$ m) e outra quatro vezes maior (amplitude: $9,3 \cdot 10^{-3}$ m).

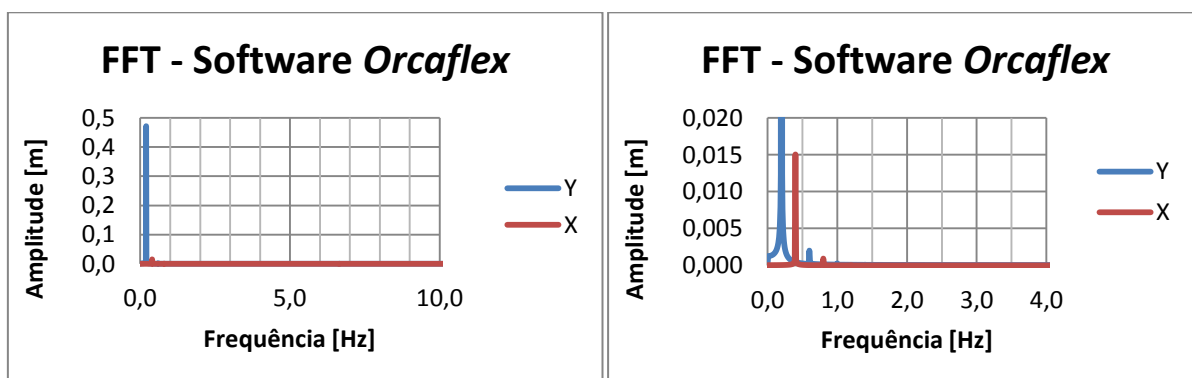


Figura 9.9 – Aplicação da Transformada Rápida de Fourier no intervalo de 700s a 800s, para o estudo de caso 1 através do *software Orcaflex*. No gráfico da direita, deu-se destaque para a vibração *inline*.

Observando os resultados dos modos naturais de vibrar em relação às frequências correspondentes, Figura 9.10, nota-se que quanto maior é o modo de vibrar maior a diferença entre frequências obtidas nos dois *software*.

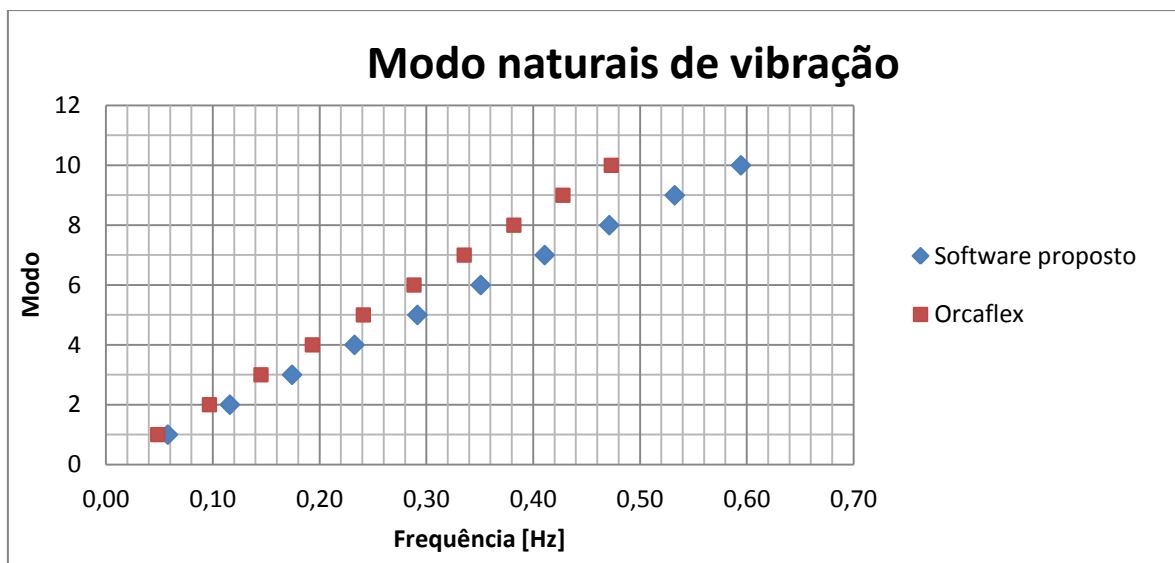


Figura 9.10 – Modos naturais de vibração para o caso 1.

Através picos de frequências em Y encontradas utilizando a Transformada Rápida de Fourier e observando qual é o seu modo correspondente através da Figura 9.10, construiu-se a Tabela 9.2 calculando também a sua velocidade reduzida.

Tabela 9.2 - Valores de frequência em Y, para o estudo de caso 1.

Software	Frequência (Hz)	Modo	Velocidade reduzida
Proposto	0,20	Entre 3º e 4º	5,48
Orcaflex	0,23	4º	4,75

O modo de vibrar encontrado para o *software Orcaflex* bate com o seu envelope, Figura 9.3. Além disto, ele se encontra em *lock-in* com velocidade reduzida de 4,75. Para o *software* proposto, o modo encontrado está entre o terceiro modo e o quarto. O que se esperado era que a frequência de 0,20 Hz correspondesse ao quarto modo de vibrar, conforme seu envelope em Y, visto que sua velocidade também está na faixa de *lock-in*.

Como resultado final a acrescentar, foi-se estudado a vida em fadiga do *riser* através do nó 5 no intervalo de 700 a 800s para o cálculo da frequência predominante para o *software* proposto. Escolheu-se a curva W3 com fator de segurança 1,0 e o critério

Goodman de correção das médias. O que resultou em $1,33 * 10^{11}$ ciclos, ou seja, $1,87 * 10^4$ anos. Apesar do fator de segurança ser unitário, este valor de vida ainda é muito alto.

Para se verificar o comportamento da vida em fadiga, da frequência e do modo de vibrar do *riser* de acordo com a velocidade da corrente no *software* proposto, optou-se por variá-la de 0,2 em 0,2m/s começando por 0,1m/s até 0,9m/s, estes resultados são apresentados na Tabela 9.3.

Tabela 9.3 - Valores de frequência , para o estudo de caso 1.

Velocidade (m/s)	Nó ¹	Frequência (Hz)	Amplitude (m)	Modo	Vida (anos) ²
0,1	20	0,05	0,06	1	$9,54 * 10^{10}$
0,3	10	0,12	0,41	2	$1,08 * 10^6$
0,5	5	0,20	0,35	4	$1,87 * 10^4$
0,7	5	0,29	0,28	5	1726
0,9	3	0,40	0,32	7	228

Nota-se que com o aumento da velocidade de corrente, a frequência aumenta juntamente com o modo de vibração, acarretando uma vida útil menor. É interessante notar que a variação da corrente em baixas velocidades gera um aumento de energia bastante pronunciada, enquanto nas velocidades mais altas a variação de energia é bem menor. Isto se deve ao fato, que com o aumento da frequência, o desprendimento de vórtices ao longo do comprimento do *riser* se dá de forma mais homogênea e com maior intensidade, interrompendo a alimentação da vorticidade ao longo do comprimento do *riser*.

¹ Nó escolhido de acordo com a maior amplitude de Y

² Para o cálculo foi escolhido a melhor configuração entre erro e número de picos afim de encontrar a menor vida. Utilizando a curva SN W3, critério de correção de Goodman com 380 MPa de tensão de ruptura e fator de segurança 1,0.

9.2 Estudo de Caso 2

Neste segundo estudo de caso, um *riser* em catenária será analisado, cuja coordenada do topo se localiza em (500; 0; 2000) metros e a coordenada do outro extremo do cabo se localiza em (0; 0; 0) metro em contato com o solo marítimo. O seu comprimento é de 2200 metros, ou seja, o *riser* está livre para se movimentar em quase 140 metros, situação oposta ao primeiro estudo de caso. A corrente empregada tem a mesma intensidade de 0,5 m/s no sentido positivo de X e o modelo dinâmico aplicado é de Iwan & Blevins.

Comparando os resultados estáticos do *riser*, Figura 9.11 e Figura 9.12, pode-se notar assim como no estudo de caso 1 não existe diferenças no deslocamento estático em X nem de tração efetiva ao longo do *riser*.



Figura 9.11 - Configuração estática do *riser* estudado, estudo de caso 2, para o *software* comercial *Orcaflex* e o proposto.



Figura 9.12 - Comparação da tração efetiva do *riser* estudado, estudo de caso 2, para o *software* comercial *Orcaflex* e o proposto.

Ao se visualizar, no intervalo de tempo de 700s a 800s, a configuração de máximo deslocamento ao longo do *riser*, observou-se através da Figura 9.13 que o cabo apresentou uma configuração bem diferente do que foi apresentado na Figura 9.3, sendo impossível distinguir qual(s) o(s) modo de vibrar e se a configuração apresentada é estável.

Diante desta dúvida, optou-se por continuar este estudo e verificar o comportamento do nó 10 (264m) da malha suspensa do *software* proposto do elemento correspondente 10 (275m), visto que o nó de maior amplitude observada no *software* proposto tinha configuração bem diferente do *Orcaflex*. Esta diferença pode ter ocorrido porque o *software* proposto só calcula a malha suspensa e o *Orcaflex*, o comprimento total do *riser* incluindo a parte apoiada.

Destaca-se que a situação ideal para se corrigir a diferença de configuração inicial do cabo, entre os dois *software*, seria aplicar um refinamento melhor da malha, contudo, o C# possui limitação de memória para cálculo, de tal forma que existe um *trade off* entre o tempo total a ser simulado e o refinamento do passo. Aumentando o passo de integração, há uma perda na exatidão do modelo, de tal forma que em alguns casos o modelo não converge. Por outro lado, uma redução do tempo total, pode implicar em uma maior influência do regime transitório no resultado

apresentado como estável, de tal forma que se pode gerar dúvida se o riser realmente está estável na configuração apresentada.

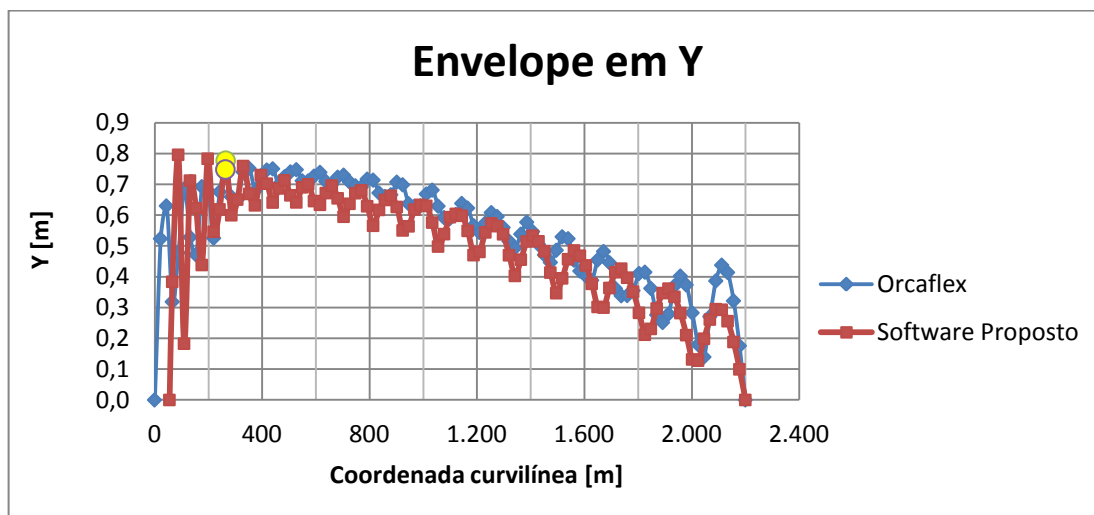


Figura 9.13 – Configuração de máximo deslocamento ao longo do *riser* no intervalo de 4900s a 5000s para o estudo de caso 2. Dando destaque ao nó 10 escolhido para análise dinâmica.

Ao se verificar o deslocamento transversal ao longo do tempo do nó 10 na Figura 9.14, percebe-se que o deslocamento na direção transversal ao escoamento tem uma diferença aproximada de 0,2 m.

Ademais, nota-se que as frequências de vibrar são iguais a 0,22 Hz nos dois *software*. O máximo módulo do deslocamento transversal Y sobre o diâmetro fica em 1,4 para o *Orcaflex* e de 1,7 para o *software* proposto, Figura 9.15.

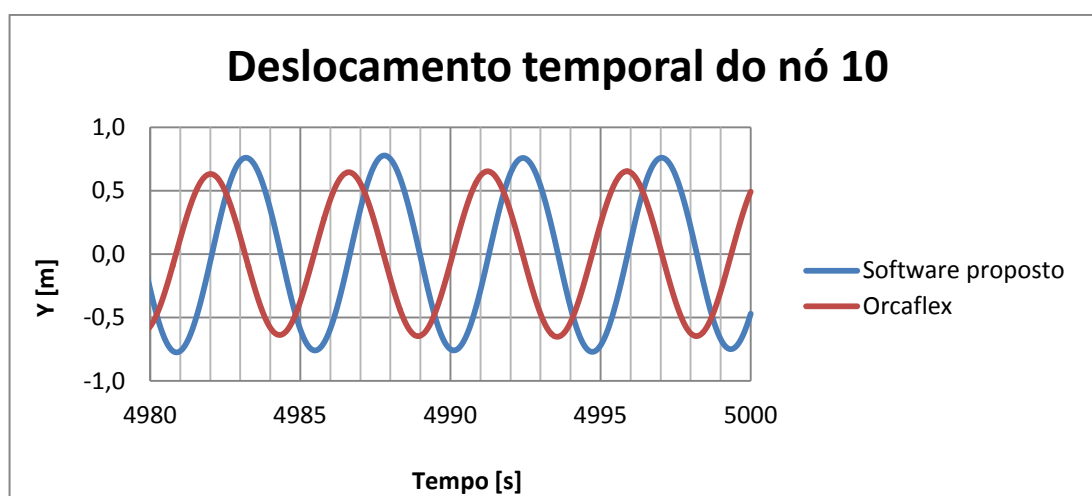


Figura 9.14 - Deslocamento na direção transversal ao escoamento do nó 10 para o estudo de caso 2.

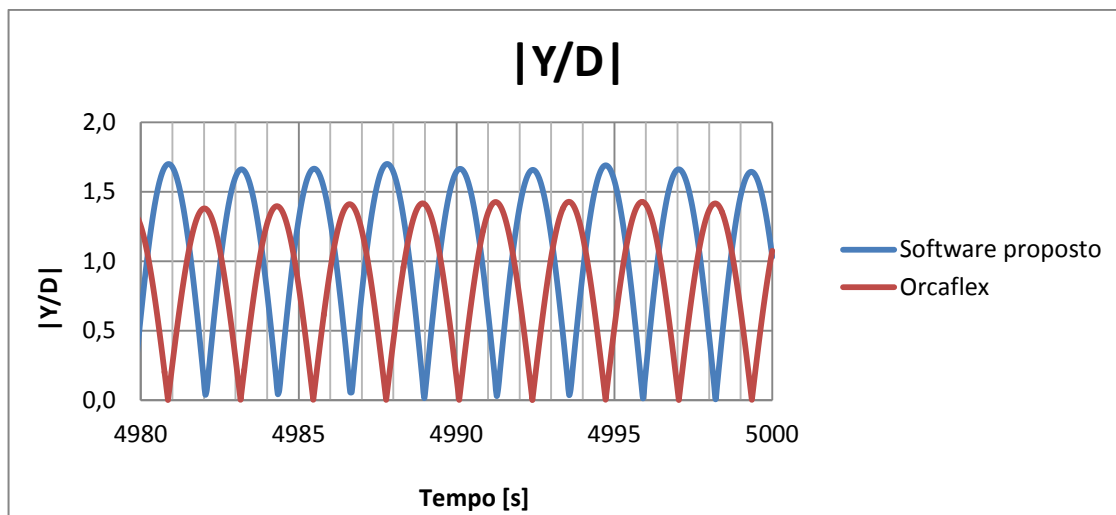


Figura 9.15 - Relação de deslocamento transversal e do diâmetro do *riser* no intervalo de 4980s a 5000s, para o estudo de caso 2.

Observando o lugar que o nó 10 percorre, no tempo de 4900s a 5000s, nota-se que o caminho percorrido não é tão bem definido como no estudo de caso 1 quando a imagem está distorcida, porém percebe-se que há estabilidade.

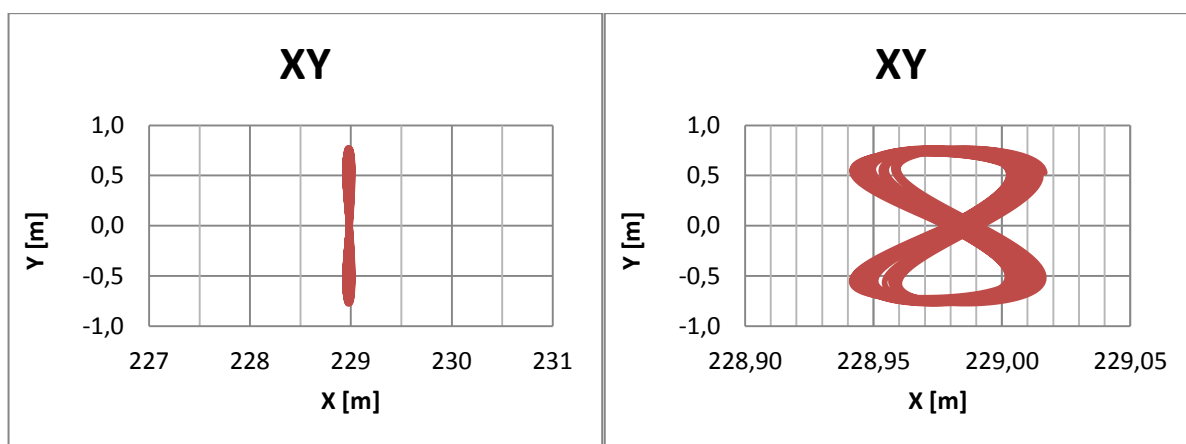


Figura 9.16 - Lugar geométrico do nó 5 no tempo de 4900s a 5000s. Valores obtidos pelo *software* proposto e estudo de caso 2.

Visualizando o comportamento do elemento 10 para a tração efetiva, vê-se que a amplitude da tração efetiva varia para o *Orcaflex*, Figura 9.17, e as frequências são iguais, assim como na resposta de deslocamento.

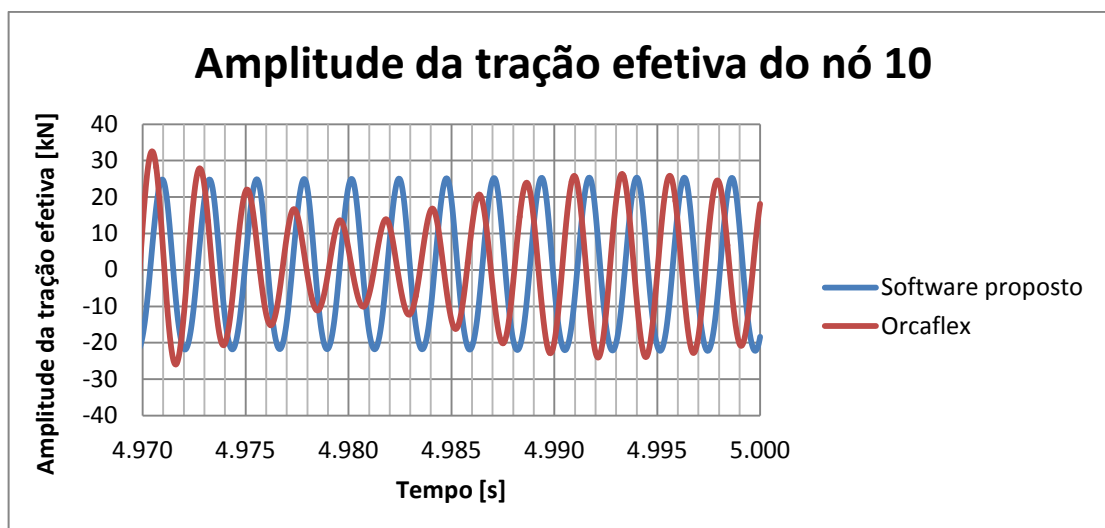


Figura 9.17 - Amplitude de tração efetiva do nó 10 no intervalo de 4970s a 5000s para o estudo de caso 2.

Utilizando a Transformada Rápida de Fourier para o *software* proposto, observa-se pela Figura 9.18, que a frequência com maior amplitude em Y é de 0,22Hz, como já se esperava pelos cálculos feitos através da Figura 9.14, com amplitude de 0,36m. Além deste pico de amplitude, foram encontrados outros de menores de amplitudes $6,41 \cdot 10^{-3} \text{m}$ (0,08 Hz) e $3,63 \cdot 10^{-3} \text{m}$ (0,66 Hz). Para a frequência em X obteve-se um pico com o dobro de Y (amplitude: 12,5mm) e outra com 2,25 mm de amplitude (0,005 Hz).

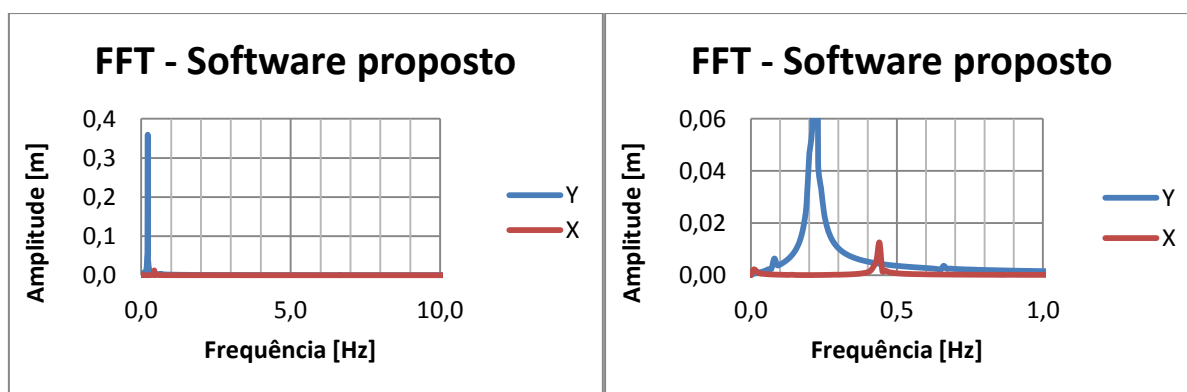


Figura 9.18 – Aplicação da transformada rápida de Fourier no intervalo de 4900s a 5000s, para o estudo de caso 2 através do *software* proposto. No gráfico da direita, deu-se destaque para a vibração *inline*.

Uma possível causa do aparecimento de outras duas frequências de menor amplitude é a variação do lugar geométrico obtido no plano XY do nó 10, que pode ser entendido na espessura da figura formada.

Como comparação, as respostas do *software Orcaflex* utilizando a Transformada Rápida de Fourier são apresentadas na Figura 9.19, cuja frequência de maior amplitude em Y (0,19m) obtida foi de 0,22Hz, em X, assim como no *software* proposto, uma com o dobro da frequência do deslocamento Y (amplitude: $1,3 \cdot 10^{-3}$ m) e outra quatro vezes maior (amplitude: $2,6 \cdot 10^{-4}$ m).

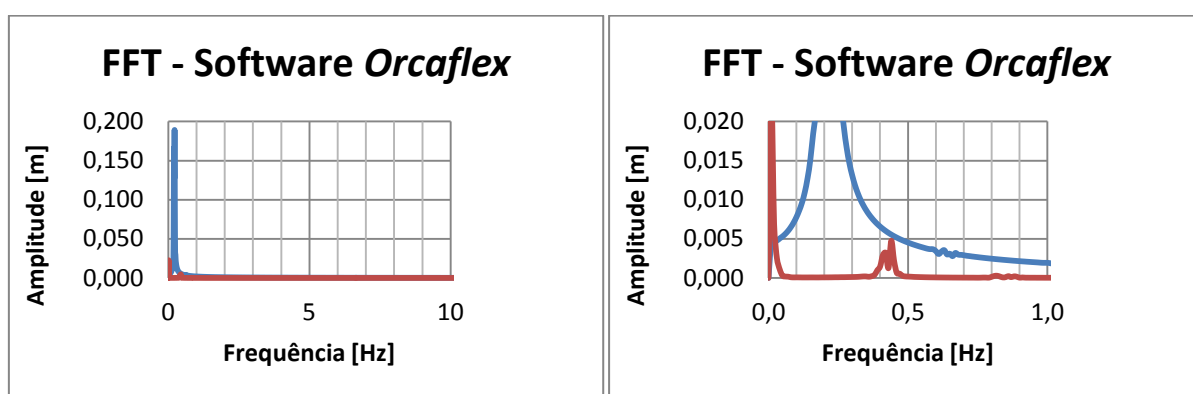


Figura 9.19 – Aplicação da transformada rápida de Fourier no intervalo de 4900s a 5000s, para o estudo de caso 2 através do *software Orcaflex*. No gráfico da direita, deu-se destaque para a vibração *inline*.

Observando os resultados dos modos naturais de vibrar em relação às frequências correspondentes, Figura 9.20, nota-se, assim como no estudo de caso 1, que quanto maior é o modo de vibrar maior a diferença entre frequências obtidas nos dois *software*.

Através das maiores frequências de vibração em Y encontradas utilizando a Transformada Rápida de Fourier e observando qual é o modo correspondente a esta frequência através da Figura 9.20, pode-se construir a Tabela 9.4.

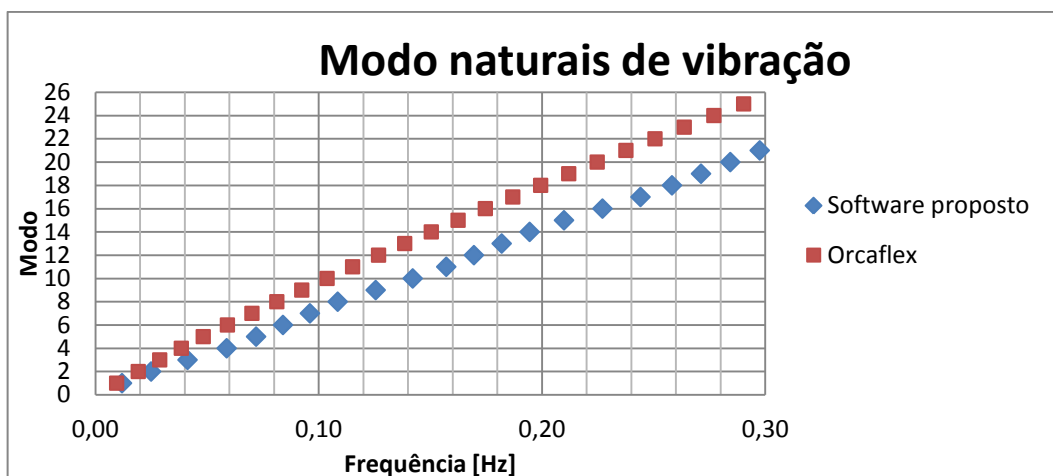


Figura 9.20 – Modos naturais de vibração para o caso 2.

Tabela 9.4 - Valores de frequência em Y, para o estudo de caso 2.

Software	Frequência (Hz)	Amplitude (m)	Modo	Velocidade reduzida
Proposto	0,08	0,006	1º	13,67
Proposto	0,22	0,360	16º	4,97
Proposto	0,66	0,004	44º	1,66
Orcaflex	0,22	0,189	20º	4,97

Analisando as vibrações que estão na faixa de *lock-in*, entre aproximadamente 5 e 12,5, no *software* proposto a frequência de 0,22 Hz corresponde ao modo 16º e o *software* proposto 20º.

Como resultado final a acrescentar, foi-se estudado a vida em fadiga do *riser* através do nó 10 para o *software* proposto. Escolheu-se a mesma curva W3 com fator de segurança 1,0 e o critério Goodman de correção das médias. O que resultou em $3,31 * 10^{10}$ ciclos, ou seja, 4755 anos. Este valor de vida se apresenta muito menor que no caso 1, dez vezes menor, para uma mesma velocidade de corrente. Ressalva-se que o fator de correção utilizado foi de apenas 1,0 e também que a curva SN utilizada é um dado estatístico, assim como a vida obtida.

10. CONCLUSÃO

Através dos resultados, pode-se observar que alguns resultados obtidos do *software* proposto se assemelham ao do *software* comercial *Orcaflex* e outros se diferenciam.

As respostas estáticas estudadas se mostraram iguais para os dois *software*. Todavia, ao se comparar as diferenças de respostas das frequências naturais correspondentes a um mesmo modo, o seu valor se diferencia mais conforme se aumenta o modo. Esta diferença é considerável não apenas para altos modos, mas para baixos também, por exemplo, nos dois casos estudados no modo 3 diferencia entre frequências já é de 0,1Hz.

Outro resultado importante que se diferenciou foi o envelope do perfil do *riser* no eixo Y, transversal a corrente. Este fator foi um indicativo que os resultados dinâmicos iriam se diferenciar.

Como a proposta deste trabalho se baseou em aprimorar o *software* desenvolvido por Silveira [2], inclusive utilizando os mesmos núcleos de cálculo do modelo estático e dinâmico, não foi foco descobrir o motivo desta diferença, nem procurar sua correção. Ademais, ressalva-se que os métodos numéricos e de cálculo do *software Orcaflex* não são sabidos, visto que ele se trata de um *software* comercial. Inclusive o método de integração entre os dois *software* devem ser diferentes. Isto pode implicar numa explicação entre diferentes resultados.

Um fato que chamou a atenção foi o comportamento do lugar geométrico dos nós. Tanto no primeiro e no segundo caso, o lugar ocupado pelo nó em estudo apresentou um formado de “8” definido, quando se distorce as escalas. Todavia no estudo de caso 1, a espessura da geometria formada é mais fina do que no estudo de caso2.

Como resultado final, o estudo da vida em fadiga se apresentou coerente em comparação com os resultados entre si. No estudo de caso 1 para a corrente de 0,5 m/s obteve-se $1,87 \cdot 10^4$ anos e para o estudo de caso 2, nas mesmas condições, 4755 anos. Estes valores para as condições empregadas são altos, mas o fator de

segurança empregado foi unitário para ambos os casos. Como este fator nunca será empregado, visto que na norma de práticas recomendadas [20] chega-se a comentar em um fator de 10, esta vida diminuirá. Aplicando este fator para os casos em estudo, o caso 1 passará a ter 1870 anos, o que ainda é alto, e o caso 2 a 475 anos. Estes valores são altos, mas ao se variar a corrente, notou-se para o primeiro estudo de caso que com corrente 0,9m/s a vida do *riser* cairia para 22 anos com fator de segurança 10, o que é arriscado.

Ademais, verificando a influência da variação de corrente para o caso onde o *riser* está na configuração vertical, percebeu-se que a vida em anos diminui conforme se aumenta a velocidade da corrente e que esta ligação é devido à característica do desprendimento de vórtices ao longo do comprimento do *riser*.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] BRASIL. PETROBRÁS. **Dados sobre o pré-sal.** Disponível em <<http://www.petrobras.com.br/pt/quem-somos/nossa-historia/>>. Acesso em: 26 set. 2011.
- [2] SILVEIRA, L. M. Y., **Modelo hidro-elástico para simular as vibrações induzidas por vórtices em cabos submersos.** 2009. Páginas: 163. Tese (Doutorado), Escola Politécnica da USP, São Paulo, 2009.
- [3] MSDN. **Apresenta informações sobre o WPF.** Disponível em <<http://msdn.microsoft.com/pt-br/library/cc564903.aspx>>. Acesso: 27 nov. 2010.
- [4] _____. **Apresenta informações sobre o C#.** Disponível em <<http://msdn.microsoft.com/pt-br/library/cc518016.aspx>>. Acesso: 27 nov. 2010.
- [5] Engenharia Naval e Oceânica UFRJ. **Apresenta imagem de riser rígido e flexível.** Disponível em <http://www.oceanica.ufrj.br/deno/prod_academic/relatorios/2011/Bruno_Mendes%20e%20Rafael_Brasil/relat1/Conteudo.htm>. Acesso: 26 set. 2011.
- [6] GERRARD, J. H., The mechanics of the formation region of vortices behind bluff bodies. **Journal of Fluid Mechanics**, vol. 25, 401–413, 1966.
- [7] MENECHINI, J. R., **Projetos de Pesquisa no Tópico Geração e Desprendimento de Vórtices no Escoamento ao Redor de Cilindros**, Resenha apresentada à Escola Politécnica da USP para obtenção do título de Professor Livre-Docente em Engenharia, 2002, 212p.
- [8] FUJARRA, A. L. C., **Estudos experimentais e analíticos das vibrações induzidas pela emissão de vórtices em cilindros flexíveis e rígidos.** Tese (Doutorado), EP - Escola Politécnica, São Paulo, 2002, exemplares na biblioteca EP, 234p
- [9] IWAN, W. D. & BLEVINS, R. D. A Model for Vortex Induced Oscillation of Structures. **Journal of Applied Mechanics**, September, p.581-586, 1974.

- [10] PARRA, P. H. C. C. **Modelo semi-empírico de vibrações induzidas por vortex shedding - análise teórica e experimental**. Dissertação (Mestrado), Escola Politécnica da USP, São Paulo, 1996, 56p.
- [11] SILVEIRA, L. M. Y.; MARTINS, C. A.. A numerical method to solve the three-dimensional static problem of *riser* with bending stiffness. **Proceedings of the 24th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering**. Halkidiki: 2005.
- [12] TRIANTAFYLLOU, M.S., The dynamics of taut inclined cables. **Quarterly Journal of Mechanics & applied Mathematics**, v.37, Pt.3, 1984.
- [13] PESCE, C. P.; MARTINS, C. A.. Numerical computation of *riser* dynamics. In: CHAKRABARTI, S.K. **Numerical models in fluid-structure interaction: Series: advances in fluid mechanics**, v.42. Southampton: WIT Press. Cap7, p. 253-310, 2005
- [14] MARTINS, C. A. **Uma ferramenta expedita para estudo de viabilidade de risers rígidos em catenária**. São Paulo, 2000.
- [15] **Windows to Universe**. Apresenta imagem sobre a variação de temperatura com a profundidade oceânica. Disponível em <<http://www.windows2universe.org/earth/Water/temp.html>>. Acesso: 19 set. 2011.
- [16] _____, Apresenta imagem sobre a variação da densidade com a profundidade oceânica. Disponível em <<http://www.windows2universe.org/earth/Water/density.html>>. Acesso: 19/09/2011
- [17] MUNSON, B. R.; OKIISHI, T. H.; YOUNG, D. F. **Fundamentos da mecânica dos fluidos**. Ed. Edgard Blucher, 4^a Edição. 584p.
- [18] CALLISTER, W. D. **Materials Science and Engineering: An Introduction**. Nova York ,1991.
- [19] **WIKIPEDIA**. Imagens de acidentes ocorridos devido à fadiga. Disponível em: <http://en.wikipedia.org/wiki/Fatigue_%28material%29>. Acesso: 20 set. 2011.

- [20] DNV. **Recommended Practice DNV-RP-F204.** *Riser fatigue.* Recomendações práticas, 2005, 34p.
- [21] ANGELO C. M. **Fadiga de amplitude variável como parâmetro de projeto para eixos traseiros automotivos: uma análise do efeito das sobrecargas e da filtragem matemática na predição de vida em fadiga.** 2007. Dissertação (mestrado). São Paulo, 2007.
- [22] ASM Handbook volume 19 – fatigue and fracture – 1996.
- [23] DNV. **Recommended Practice DNV-RP-C203.** Fatigue design of offshore steel structures. Recomendações práticas, 2005.
- [24] ASTM International. **Designation: E1049 – 85 (Reapproved 2005).** Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis.
- [25] **WIKIPEDIA.** Imagem de um pagoda. Disponível em <http://ja.wikipedia.org/wiki/%E3%83%95%E3%82%A1%E3%82%A4%E3%83%AB:Goju_no_To_%28Five_story_Pagoda%29_Horyuji.jpg>. Acesso: 19 set. 11.
- [26] CARVALHO, D. M., **Análise de fadiga de molas planas para suspensões de veículos comerciais.** Dissertação (mestrado). São Paulo, 2005.
- [27] ARIDURU S. **Fatigue life calculation by rainflow cycle counting method.** Dissertação (mestrado). 2004
- [28] DOWLING, N. E. **Mechanical behavior of materials: Engineering Methods for Deformation, Fracture and Fatigue.** 2ª Ed. New Jersey, 1998.
- [29] MEYER, M. A.; CHAWALA, K. K. **Princípios de Metalurgia Mecânica.** Edgard Blucher. São Paulo, 1982.
- [30] SHARP, J., **Microsoft Visual C# 2010 Step by Step.** Estados Unidos, 2010, 782p.
- [31] **Laboratório de Estruturas e Matérias Estruturais.** Apresenta informações sobre fadiga. Disponível em <<http://www.lem.ep.usp.br/pef418/petrobras.pdf>>. Acesso: 15 mai. 2011.

[32] **BALENA, R., Estudo analítico-numérico das vibrações induzidas por vórtex em trecho vertical de *riser* rígido, sujeito a variação de tração, e sua influência na fadiga.** 2010. Tese (Doutorado), Escola Politécnica da USP, São Paulo, 2010.

[33] **GERE, J. M.** Mecânica dos materiais. Ed. Thonson Heinle. 1^a Edição. 693p.

APÊNDICE A – Dados de Entrada do Programa

Propriedade	Valor
Densidade do fluido imerso	1025 kg/m ³
Profundidade	2000 m
Gravidade	9,81 m/s ²
Corrente	0,5 m/s (constante e uniforme)
Densidade do <i>riser</i>	8000 kg/m ³
Módulo de Young do <i>riser</i>	193 GPa
Coeficiente de Poison do <i>riser</i>	0,3
Diâmetro externo do <i>riser</i>	0,4572 m
Diâmetro interno do <i>riser</i>	0,4064 m
Coeficiente de atrito axial	0
Coeficiente de atrito normal	0
Coeficiente de arrasto axial	0
Coeficiente de arrasto normal	1,2
Coeficiente de massa adicional axial	0
Coeficiente de massa adicional normal	1
Coordenada Y do topo	0 m
Coordenada Z do topo	2000 m
Modelo de aplicação	VIV- Iwan & Blevins
Máximo passo de integração do estático	100 m
Mínimo passo de integração do estático	0 m
Erro máximo de integração do estático	1*10 ⁻¹⁰
Erro máximo dos resultados do estático	1*10 ⁻⁶
Número máximo de iterações do estático	100
Erro máximo dos modos naturais	1*10 ⁻⁶
Duração do estático do dinâmico	10 s
Fator de arrasto do dinâmico	1
Duração da rampa do dinâmico	10 s
Passo de amostragem	0,05 s
Amortecimento	10 %
Curva SN	W3
Fator de segurança	1,0
Critério de correção	Goodman (tensão de ruptura 380 MPa)