

**VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES EM
MEMBROS ESBELTOS DE ESTRUTURAS
OFFSHORE FLUTUANTES**

Ricardo Franciss

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS PROGRAMAS DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA CIVIL.

Aprovada por:



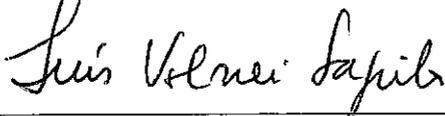
GILBERTO BRUNO ELLWANGER, D.Sc.



EDISON CASTRO PRATES DE LIMA, D.Sc.



ANTÔNIO CARLOS FERNANDES, Ph.D.



LUÍS VOLNEI SUDATI SAGRILO, D.Sc.



ELIANE MARIA LOPES CARVALHO, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

MAIO DE 1999

FRANCISS, RICARDO

Vibrações Induzidas por Vórtices em
Membros Esbeltos de Estruturas Offshore
Flutuantes [Rio de Janeiro], 1999.

XXIV, 404 p. 29,7 cm (COPPE / UFRJ),
D.Sc., Engenharia Civil, (1999)

Tese - Universidade Federal do Rio de
Janeiro, COPPE.

1. Vórtices.
2. Vibrações Induzidas.
3. Captador de Água Gelada.
4. Risers.

I. COPPE / UFRJ

II. Título (Série)

À minha esposa *Cristina*

Aos meus filhos *Felipe* e *Bernardo*

À memória de minha mãe *Wanda*

AGRADECIMENTOS

Ao professor Gilberto Bruno Ellwanger pela orientação e pelo incentivo.

À minha família pelo apoio e incentivo.

Ao Corpo Docente e aos funcionários da COPPE e a todos os amigos que contribuíram para que este trabalho fosse realizado, em especial Cláudia Martins Peri e José Renato Mendes de Souza.

À PETROBRAS, pelo apoio, incentivo e utilização dos recursos da instituição.

Ao IPT, principalmente aos Engs. Kasuo Hirata e Paulo Parra, que me ajudaram nos ensaios e discussão dos resultados.

Ao prof. Kim Vandiver (MIT) e Enrique Casaprima pelos esclarecimentos enviados durante a fase de elaboração dos capítulos relativos ao estudo do fenômeno no domínio da frequência.

Ao pessoal do CENPES pelo apoio dado durante a minha tese, em especial ao Eng. Marco Antônio Petkovic.

Dizer-nos que tudo é dotado de uma qualidade específica oculta através da qual agem e se produzem os efeitos manifestos, é nada dizer. Mas derivar dois ou três princípios gerais de movimento do fenômeno, e em seguida dizer-nos como as propriedades e ações de todas as coisas corpóreas decorrem destes princípios manifestos, seria um grande avanço.

Isaac Newton, *Optics*.

RESUMO DA TESE APRESENTADA À COPPE/UFRJ COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM CIÊNCIAS (D.Sc.).

**VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES EM MEMBROS
ESBELTOS DE ESTRUTURAS OFFSHORE FLUTUANTES**

Ricardo Franciss

MAIO DE 1999

Orientador : Prof. Gilberto Bruno Ellwanger

Programa : Engenharia Civil

O objetivo deste trabalho é o da análise dos efeitos das vibrações induzidas pelo fenômeno de despreendimento de vórtices (VIV) em componentes esbeltos de estruturas *offshore* flutuantes tipo risers, tendões, linhas de ancoragem e *jumpers*.

À medida que a exploração de petróleo caminha para águas cada vez mais profundas, o efeito da corrente passa a ser o principal fator determinante do projeto, tanto no que se refere às cargas estáticas resultantes sobre o corpo flutuante quanto aos danos de fadiga causados nos membros esbeltos em consequência do fenômeno de VIV.

Inicialmente foi realizado um amplo levantamento do estado da arte das técnicas e dos programas disponíveis para análise de VIV. Este estudo inicial mostrou uma grande controvérsia existente entre os pesquisadores, principalmente quando o perfil de corrente é variável com a profundidade, deixando bastante clara a necessidade de um incremento de pesquisas neste campo, tanto no que se refere a novos ensaios experimentais quanto no aprimoramento dos atuais procedimentos numéricos. Este trabalho inclui também alguns ensaios experimentais realizados junto ao IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo).

**ABSTRACT OF THESIS PRESENTED TO COPPE/UFRJ AS PARTIAL
FULLFILMENT OF THE REQUIREMENTS FOR THE DEGREE OF
DOCTOR OF SCIENCE (D.Sc.).**

VORTEX INDUCED VIBRATION IN SLENDER STRUCTURES OF OFFSHORE VESSELS

Ricardo Franciss

MAY, 1999

Thesis Supervisor : Prof. Gilberto Bruno Ellwanger

Department : Civil Engineering

The main goal of this dissertation is the analysis of the effects of vortex induced vibrations (VIV) in slender cilindrs of offshore structures, such as risers, tethers, mooring lines and jumpers.

As the exploitation of petroleum goes to deeper waters, the effect of the current turns to be the principal factor in the design, acting as static loads in the floating body or impacting in fatigue damage in slenders structures due the VIV fenomena.

Firstly, a great effort was spent in the research of the state of the art in tecniques and softwares to solve problems related to VIV. In this initial study, it was clear that there are a lot of different results between the researchers, mainly when there is a sheared current flow, showing that there is a necessity of more studies in the experimental field and in numerical procedures.

Then, seven structures that are subjected to a VIV fenomena have been analised: a sea-water uptake riser; a drilling and a production risers; a steel catenary riser; a tether for TLP; a taut-leg mooring lines and a flexible jumpers.

This study includes also some experimental tests made in IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas of the State of São Paulo).

SIMBOLOGIA

Letras arábicas

A_n	amplitude do movimento de vibração devida ao VIV do modo n
A_y	amplitude do movimento de vibração devida ao VIV
B	área da seção de aço
a, b, c	constantes do coeficiente de sustentação
c	amortecimento
\tilde{C}	matriz de amortecimento
C_a	coeficiente de massa adicional
C_d	coeficiente de arrasto
C_{cy}	razão de amortecimento crítico
C_M	coeficiente de massa
C_n	amortecimento modal
C_L	coeficiente de sustentação ou de <i>lift</i>
C_{LE}	coeficiente de sustentação equivalente
C_{v1}	coeficiente de amortecimento para velocidade reduzida baixa
C_{vh}	coeficiente de amortecimento para velocidade reduzida alta
C_{y2}	amortecimento total por unidade de comprimento
D	diâmetro externo do tubo
D_d	diâmetro de arrasto do tubo
D_R	diâmetro de referência
d	comprimento submerso do tubo
E	módulo de elasticidade
E_e	energia de excitação
E_h	energia de amortecimento hidrodinâmico
E_s	energia de amortecimento estrutural
F_L	força transversal ao fluxo
f_n	frequência natural do modo n (Hz)
f_s	frequência de excitação (Hz)
h	cota da lâmina d'água
H_w	altura de onda
H_{nr}	função resposta de frequência complexa
I	momento de inércia da seção
j	número complexo
KC	número de Keulegan-Carpenter
k	constante de mola
\tilde{K}	matriz de rigidez
K_n	rigidez modal
K_s	parâmetro de estabilidade
$\text{Log } A$	parâmetro da curva S-N
L	comprimento da estrutura
L_r^n	região de excitação do modo n
L_w	comprimento da onda

$L_{1,j}$	início da região de excitação para o j -ésimo modo
$L_{2,j}$	fim da região de excitação para o j -ésimo modo
l_c	comprimento de correlação
$l_{c,0}$	comprimento de correlação inicial
l'_c	parâmetro de crescimento do comprimento de correlação
\tilde{M}	matriz de massa
M_f	momento fletor
M_n	massa modal
m	massa por unidade de comprimento, parâmetro da curva S-N
m_e	massa efetiva por unidade de comprimento
N	número de ciclos, número de modos
NP	número de divisões do período
n_{nos}	número de nós da estrutura
n_{ijk}	número de ciclos atuante
N_{ijk}	número de ciclos admissível
NCA_i	número de período associado a cada estado de mar.
NEM	número de estado de mar.
NR	número de registros
\tilde{P}	vetor de cargas
\overline{P}_{nr}	força modal
q_n	resposta modal do modo n .
$r(z)$	função de correlação modal
R	raio do tubo
R_n	região da estrutura em excitação do modo n
Re	número de Reynolds
Re_w	número de Reynolds de vibração
s	curva fechada
S	número de Strouhal
SCF	fator de concentração de tensões
T	tempo total de integração, período
T_w	período da onda
t	tempo
Δt	variação do tempo
U	velocidade de corrente
ΔU	alteração da velocidade de fluxo
U_{av}	média da velocidade de fluxo
v_s	velocidade tangencial
V_r	velocidade reduzida
X	variação da amplitude em relação ao tempo
$X_{d,j}$	amplitude devida aos carregamentos ambientais
x	deslocamento na direção do fluxo
Y	variação da amplitude em relação ao tempo
y	deslocamento na direção perpendicular ao fluxo
\dot{y}	velocidade da estrutura na direção perpendicular ao fluxo
\ddot{y}	aceleração da estrutura na direção perpendicular ao fluxo
$Y_{v,j}$	amplitude devida ao desprendimento de vórtice

z distância vertical

Letras gregas

Γ	circulação de velocidade
α	valor inferior da velocidade reduzida para ocorrência de VIV
β	valor superior da velocidade reduzida para ocorrência de VIV
γ	fator adimensional
γ_D	coeficiente empírico
ξ	taxa de amortecimento
ϕ	ângulo de fase
ζ_n	amortecimento modal
ζ_h	amortecimento hidrodinâmico
ζ_s	amortecimento estrutural
ζ_{sw}	amortecimento estrutural dentro d'água
ζ_v	amortecimento negativo
ω_n	frequência natural do modo n (rd/s)
ω_s	frequência de excitação (rd/s)
ω''	curvatura
π	número pi
π_n	energia de excitação
Π_n^E	energia de excitação modal
Π_n^S	perda de energia modal
ρ	massa específica do fluido externo
$\sigma_d(t, z)$	tensão de flexão no plano da onda
$\sigma_v(t, z)$	tensão devida ao desprendimento de vórtices
$\sigma_t(t, z)$	tensão total
Λ_j	vetor de influência da tensão
ψ	modos naturais de vibração

Subscritos e superscritos

c	corrente
e	estrutural
h	hidrodinâmico
j	número do modo
k	número do modo
n	número da frequência natural, modos não ressonantes
r	modos ressonantes, modo predominante
s	frequência de excitação, estrutural
w	onda
v	hidrodinâmico negativo

Símbolos

- ∂ derivada parcial
- \sim aproximadamente
- \approx aproximadamente igual
- ' primeira derivada em relação ao espaço
- " segunda derivada em relação ao espaço
- primeira derivada em relação ao tempo
- .. segunda derivada em relação ao tempo

LISTA DE FIGURAS

	PÁG.
Figura I.1 – Visão geral de uma plataforma semi-submersível, navio de produção e estocagem, plataformas de pernas atirantadas e <i>Spar Buoy</i>	2
Figura I.2 – Vista geral de um captador de água gelada.....	4
Figura I.3 – Coluna de Riser, BOP e equipamento de cabeça de poço.....	6
Figura I.4 – Seção típica de um riser de completação.....	7
Figura I.5 – Plataforma de Pernas Atirantadas (TLP).....	8
Figura I.6 – Plataforma <i>Spar Buoy</i>	9
Figura I.7 – Sistemas de amarração.....	10
Figura II.1 – Sistema de referência.	13
Figura II.2 – Relação entre o Número de Reynolds e a esteira de vórtices.....	14
Figura II.3 – Regiões de fluxo nas proximidades de uma estrutura.....	16
Figura II.4 – Escoamento ao longo de um cilindro.....	17
Figura II.5 – Par de vórtices estacionários.....	18
Figura II.6 – Esteira de Von Karman.....	18
Figura II.7 – Circulação no instante t	20
Figura II.8 – Circulação no instante $t + \Delta t$	20
Figura II.9 – Relação entre o Número de Strouhal e o Número de Reynolds....	22
Figura II.10 – Perfis de corrente anuais nas direções Sul e Sudeste.....	23
Figura II.11 – Relação número de modos excitados pela razão de velocidade...	31
Figura II.12 – Regiões de amortecimento e excitação.....	34
Figura II.13 – Movimentação de um cilindro rígido.....	39
Figura II.14 – Amplitude de vibração pelo parâmetro de estabilidade... ..	42
Figura II.15 – Exemplo (a) de aplicação.....	44
Figura II.16 – Exemplo (b) de aplicação.....	46
Figura II.17 – Estrutura sujeita a seis possíveis perfis de corrente.....	49
Figura II.18 – Balanço de energia ao longo da estrutura sujeita a um perfil não uniforme monotônica.	50

Figura III.1 – Histórico dos desenvolvimentos dos modelos de VIV	57
Figura III.2 – Excitação das frequências naturais	63
Figura III.3 – Relação entre velocidade de corrente e velocidade reduzida.....	64
Figura III.4 – Trechos excitados sem e com superposição..	66
Figura III.5 – Vários trechos excitados com um perfil de corrente variável	66
Figura III.6 – Identificação dos modos mais importantes	68
Figura III.7 – Fator de redução para o coeficiente de sustentação	84
Figura III.8 – Coeficiente de sustentação segundo o prof. Vandiver	84
Figura III.9 – Eliminação dos trechos de <i>overlapping</i>	91
Figura III.10 – Fase inicial do processo no domínio da frequência..	92
Figura III.11 – Processo iterativo no domínio da frequência..	93
Figura III.12 – Cálculos finais do processo no domínio da frequência..	94
Figura IV.1 – Regiões adotadas no programa VIVCUR	106
Figura IV.2 – Fluxograma do programa VIVCUR	107
Figura IV.3 – Definição do sistema de coordenadas	111
Figura IV.4 – Fluxograma de cálculo de vibrações no domínio do tempo	122
Figura IV.5 – C_a versus Re e KC	123
Figura IV.6 - Coeficiente de sustentação por KC para fluxos retilíneos.....	124
Figura V.1 – Alguns dispositivos de supressão de vórtices	132
Figura V.2 – Saliências superficiais	133
Figura V.3 – Efeitos da redução das amplitudes de resposta para diversas coberturas de <i>strakes</i>	135
Figura V.4 – Ampliação do coeficiente de arrasto para diferentes coberturas de <i>strakes</i>	136
Figura V.5 – Projeto típico de um <i>strake</i> de aço	137
Figura V.6 – Supressores tipo aletas, varas, tábuas, cilindros e esferas.....	140
Figura V.7 – Tipos de <i>shrouds</i>	141
Figura V.8 – Estabilizadores e carenagens aerodinâmicas	142
Figura V.9 – Supressor tipo anel..	144
Figura VI.1 – Temperatura média da água do mar pela profundidade	153
Figura VI.2 – Junta coletora de água	155
Figura VI.3 – Conjunto superior <i>flexjoint</i> + suporte	156

Figura VI.4 – A <i>flexjoint</i>	157
Figura VI.5 – Vista geral do captador	159
Figura VI.6 – Riser rígido vertical de produção	164
Figura VI.7 – Riser rígido em catenária	168
Figura VI.8 - Exemplo de tendão montado.....	171
Figura VI.9 – Composição da linha de ancoragem da plataforma P-19	172
Figura VI.10 - TDP de uma linha flexível da plataforma de origem pode estar além da vertical da plataforma de destino devido à distância ...	173
Figura VI.11 – Configuração inicial de um <i>jumper</i>	174
Figura VI.12 – Camadas de um riser flexível para águas profundas	175
Figura VII.1 – Esquema do tanque do IPT	187
Figura VII.2 - Modelos M02, M03 e M04 com 3 <i>Strakes</i> e passos 6D, 10D e 18D (da esquerda para a direita).....	198
Figura VII.3 - Modelo M05 com 2 <i>Strakes</i> e passo 18D, Área frontal ao escoamento	199
Figura VII.4 - Modelo M06 com 2 <i>Strakes</i> e passo 18D, Área frontal ao escoamento.....	199
Figura VII.5 - Modelo M07 com 1 <i>Strake</i> e passo 18D, Área frontal ao escoamento	200
Figura VII.6 - Modelo M08 com 1 <i>Strake</i> e passo 18D, Área frontal ao escoamento	200
Figura VII.7 - Modelo 09 com 2 aletas paralelas e opostas, Área frontal ao escoamento.....	201
Figura VII.8 - Modelo M12 com 1 <i>Flag</i> de largura 3D, material tela de <i>Nylon</i> , à Ré do escoamento	201
Figura VII.9 - Modelo M13 com tela de <i>Nylon</i> sobre a superfície.....	202
Figura VII.10 – Amplitudes de vibração do modelo M01..	203
Figura VII.11 - Série Temporal do modelo M01	204
Figura VII.12 - Série Temporal do modelo M03	205
Figura VII.13 - Comparação Modelo M01 x <i>Strakes</i> (M05, M06, M07 e M08)	205
Figura VII.14 - Comparação Modelo M01 x <i>Strakes</i> (M09, M10 e M11)	206
Figura VII.15 - Comparação Modelo M01 x <i>Flag</i> (M12)	206
Figura VII.16 - Comparação Modelo M01 x Rugoso (M13)	207

Figura VII.17 - Decaimento do modelo M01 (7° modo)	208
Figura VII.18 - Decaimento do modelo M03 (7° modo)	209
Figura VII.19 - Comparação dos coeficientes de amortecimento (7° modo)	209
Figura VII.20 – Dispositivo que suporta o captador nos ensaios	212
Figura VII.21 – Decaimento do dispositivo de ensaio no ar	213
Figura VII.22 – Comparação entre a análise numérica no tempo e o ensaio para $U_e = 0,13$ m/s	215
Figura VII.23 – Comparação entre a análise numérica na frequência e o ensaio para $U_e = 0,13$ m/s	215
Figura VII.24 – Comparação entre a análise numérica no tempo e o ensaio para $U_e = 0,15$ m/s	216
Figura VII.25 – Comparação entre a análise numérica na frequência e o ensaio para $U_e = 0,15$ m/s	217
Figura VII.26 – Comparação entre a análise numérica no tempo e o ensaio para $U_e = 0,22$ m/s	218
Figura VII.27 – Comparação entre a análise numérica na frequência e o ensaio para $U_e = 0,22$ m/s	218
Figura VII.28 – Comparação entre a análise numérica no tempo e o ensaio para $U_e = 0,24$ m/s	219
Figura VII.29 – Comparação entre a análise numérica na frequência e o ensaio para $U_e = 0,24$ m/s	220
Figura VII.30 – Comparação entre a análise numérica no tempo e o ensaio para $U_e = 0,30$ m/s	221
Figura VII.31 – Comparação entre a análise numérica na frequência e o ensaio para $U_e = 0,30$ m/s	221
Figura VII.32 – Comparação entre a análise numérica no tempo e o ensaio para $U_e = 0,45$ m/s	222
Figura VII.33 – Comparação entre a análise numérica na frequência e o ensaio para $U_e = 0,45$ m/s	223
Figura VIII.1 - Esquema do tanque da Marintek	227
Figura VIII.2 – Esquema do tanque da Shell	230
Figura VIII.3 – Localização da área de testes no rio Merrimack, nos EUA.....	240
Figura VIII.4 – Desenho esquemático do aparato experimental	244
Figura VIII.5 – Resultados dos ensaios de corrente + movimento imposto do Prof. Larsen	246
Figura IX.1 - Modelo estrutural do captador	254

Figura IX.2 – Captador – 1º modo de vibração	257
Figura IX.3 – Captador – 2º modo de vibração	257
Figura IX.4 – Captador – 3º modo de vibração	258
Figura IX.5 – Captador – 4º modo de vibração	258
Figura IX.6 – Deslocamentos uni-modais do captador de água gelada	259
Figura IX.7 – RMS de tensões do captador de água gelada	260
Figura IX.8 – Dano à fadiga do captador de água gelada	261
Figura IX.9 – Dano à fadiga do captador de água gelada com 37,8 % do comprimento com supressores	261
Figura IX.10 – Dano à fadiga do captador de água gelada com 18,9 % do comprimento com supressores	262
Figura IX.11 – Dano à fadiga do captador de água gelada com 9,45 % do comprimento com supressores	262
Figura IX.12 – Velocidades reduzidas por modo atuante no captador de água gelada	263
Figura IX.13 – Dano à fadiga do captador de água gelada sem corrente no mesmo intervalo onde estão os supressores	264
Figura IX.14 – Variação do coeficiente de arrasto no captador sem supressores captador devida às vibrações..	265
Figura IX.15 – Variação do coeficiente de arrasto no captador devida às vibrações com supressores	266
Figura IX.16 – Variação do coeficiente de arrasto no captador devida às vibrações sem corrente na região dos supressores	267
Figura IX.17 – Captador – amplitudes de vibração ao longo do tempo	268
Figura IX.18 – Captador – deslocamentos de VIV por modo – LIC22	268
Figura IX.19 – Resposta do captador devido à corrente + onda	269
Figura IX.20 – Zoom da resposta do captador devido à corrente + onda	269
Figura IX.21 – Resposta do captador sujeito à corrente + mov. imposto	270
Figura IX.22 – Resposta do captador sujeito à onda + corrente + movimento imposto	271
Figura IX.23 – Deslocamentos de VIV do captador para diversos casos	272
Figura IX.24 – Perfil decenário – direção NE - Albacora.....	273
Figura IX.25 – Dano decenário – Corrente NE - Albacora	274
Figura IX.26 – Resposta multi-modal do captador – deslocam. RMS e C_D	275

Figura IX.27 - Deslocamentos RMS do captador para vários n^{os} de Strouhal...	277
Figura IX.28 – Dano do captador para vários n^{os} de Strouhal	277
Figura IX.29 - Deslocamentos RMS do captador sujeito a 3 perfis de corrente NE	281
Figura IX.30 – Dano do captador sujeito a 3 perfis de corrente NE	281
Figura IX.31 – Modelo estrutural do riser de perfuração	285
Figura IX.32 – 4° modo de vibração do riser de perfuração	287
Figura IX.33 – Perfil centenário de Marlim Sul – direção SE	290
Figura IX.34 – Linearização da tração no riser rígido em catenária	296
Figura IX.35 – Modelo estrutural do riser rígido em catenária	297
Figura IX.36 – Deslocamentos RMS do SCR de Roncador por 4 diferentes metodologias	300
Figura IX.37 – Dano à fadiga do SCR de Roncador por 4 diferentes metodologias	300
Figura IX.38 – <i>Zoom</i> do dano à fadiga do SCR de Roncador por 4 diferentes metodologias	301
Figura IX.39 – Modelo estrutural do riser rígido de produção	306
Figura IX.40 – Danos do riser rígido de produção para a corrente SUL.....	308
Figura IX.41- Deslocamentos RMS do riser de produção de Barracuda	309
Figura IX.42– Variação do coeficiente de arrasto do riser de produção	310
Figura IX.43– Variação do amortecimento estrutural <i>versus</i> máximo dano.....	311
Figura IX.44– Frequências naturais do riser de produção de compósito e aço..	313
Figura IX.45– Comparação entre os elementos de viga e cabo no dano do riser de produção	314
Figura IX.46– Modelo estrutural do tendão.....	319
Figura IX.47 – Deslocamentos RMS do tendão da TLP	321
Figura IX.48 – Dano devido ao VIV do tendão da TLP	321
Figura IX.49 – Variação do coeficiente de arrasto do tendão da TLP	322
Figura IX.50 – Variação do coeficiente de arrasto devido às correntes extremas para o tendão da TLP	324
Figura IX.51 – Função de densidade de probabilidade de valores extremos de velocidade de corrente.....	326
Figura IX.52 – Modelo estrutural da linha de <i>Taut-leg</i>	330
Figura IX.53 – FPSO P-43 e TLP P-41 - esquema	341

Figura IX.54 – Esquema do <i>juniper</i> considerado	341
Figura IX.55 – <i>Juniper</i> completo e meio- <i>juniper</i>	342
Figura IX.56 – Modelo estrutural do <i>juniper</i>	343
Figura X.1 – Amortecedor para <i>riser</i>	351

ÍNDICE

	PÁG.
CAPÍTULO I – INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO II - VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR DESPREENDIMENTO DE VÓRTICES	12
II.1. INTRODUÇÃO	12
II.2. O MECANISMO FÍSICO.....	13
II.3. PARÂMETROS ADIMENSIONAIS IMPORTANTES.	24
II.3.1 VELOCIDADE REDUZIDA (V_r)	28
II.3.2 RAZÃO DE VELOCIDADE ($\Delta U/U_{av}$) e NÚMERO DE MODOS EXCITADOS (N_s).	29
II.3.3. AMORTECIMENTO (ξ_n) e O PARÂMETRO DE PROPAGAÇÃO DA ONDA ($n\xi_n$).	31
II.4. MODELOS MATEMÁTICOS DISPONÍVEIS	35
II.4.1. MODELOS MATEMÁTICOS PARA PERFIS DE CORRENTE UNIFORMES.....	35
II.4.2. MODELOS MATEMÁTICOS PARA PERFIS DE CORRENTE NÃO UNIFORMES	48
CAPÍTULO III - VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR DESPREENDIMENTO DE VÓRTICES NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA EM CORRENTES NÃO UNIFORMES	56
III.1. INTRODUÇÃO	56
III.2. MODELO MATEMÁTICO.....	59
III.3. DETERMINAÇÃO DOS MODOS POTENCIALMENTE EXCITÁVEIS..	62
III.4. DEFINIÇÃO DOS TRECHOS DE EXCITAÇÃO E DE AMORTECIMENTO..	65
III.5. ORDENAÇÃO DOS MODOS SEGUNDO A ENERGIA DE EXCITAÇÃO.....	67
III.6. DETERMINAÇÃO DA FORÇA DE EXCITAÇÃO PARA O TRECHO EM VIBRAÇÃO.....	69

III.7. DESCRIÇÃO DO MODELO DE NIKKEL	69
III.8. DESCRIÇÃO DO MODELO DE BROOKS.....	76
III.9. DESCRIÇÃO DO MODELO DE VANDIVER/VENUGOPAL SHEAR7..	83
III.9.1. COEFICIENTE DE SUSTENTAÇÃO OU DE <i>LIFT</i>	83
III.9.2. DETERMINAÇÃO DO AMORTECIMENTO PARA TRECHOS NÃO EXCITADOS.	85
III.9.3. DETERMINAÇÃO DA AMPLITUDE DO MODO <i>n</i>	87
III.9.4. CRITÉRIO PARA DEFINIÇÃO DA OPÇÃO MODO- ÚNICO E DE ELIMINAÇÃO DE <i>OVERLAPPINGS</i> NA CONDIÇÃO MULTI-MODE.....	89
III.9.5. FLUXOGRAMA COMPLETO DO PROCESSO ITERATIVO NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	91
III.9.6. DETERMINAÇÃO DOS VALORES FINAIS DE DES- LOCAMENTOS, VELOCIDADES E ACELERAÇÕES EM TERMOS DE RMS.	95
III.9.7. DETERMINAÇÃO DOS VALORES FINAIS DE TENSÕES EM TERMOS DE RMS E DA VIDA ÚLTIMA À FADIGA	98
III.9.8. ATUALIZAÇÃO DOS COEFICIENTES DE ARRASTO..	99
III.9.9. CRITÉRIO PARA DEFINIÇÃO DO INTERVALO (α , β).....	100

CAPÍTULO IV - VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR DESPREENDIMENTO DE VÓRTICES NO DOMÍNIO DO TEMPO.....

IV.1. INTRODUÇÃO	102
IV.2. PROGRAMA VIVCUR.....	104
IV.3 HIPÓTESES BÁSICAS ADOTADAS NO PROGRAMA NO DOMÍNIO DO TEMPO – LIC22.....	109
IV.3.1. INTRODUÇÃO	109
IV.3.2. EQUAÇÕES BÁSICAS DA SUPERPOSIÇÃO MODAL E DA FÓRMULA DE MORISOM GENERALIZADA	110
IV.3.3. MODELO DE VIV EMPREGADO	114

IV.3.3.1. CRITÉRIO DE LOCK-IN	116
IV.3.3.2. AMORTECIMENTO	118
IV.3.3.3. DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES HIDRODINÂMICOS..	121
IV.3.3.4. DETERMINAÇÃO DO FATOR DE ESTA- BILIDADE K_s E DAS AMPLITUDES DE VIV	125
IV.4. CONSIDERAÇÕES IMPORTANTES SOBRE O PROGRA- MA LIC22.	127
CAPÍTULO V – SUPRESSORES DE VÓRTICES	129
V.1. INTRODUÇÃO	129
V.2. SALIÊNCIAS SUPERFICIAIS	133
V.2.1. STRAKES HELICOIDAIS	134
V.2.2. CABOS HELICOIDAIS	138
V.2.3. CABOS ALEATÓRIOS	139
V.3. COBERTURAS	139
V.3.1. ALETAS, VARAS, TÁBUAS, CILINDROS E ESFERAS	139
V.3.2. COBERTURAS TIPO SHROUDS	141
V.4. ESTABILIZADORES E CARENAGENS AERODINÂMICAS	142
V.5. OUTROS SUPRESSORES	143
V.6. ALTERAÇÕES NOS PROCEDIMENTOS NUMÉRICOS PARA CONSIDERAÇÃO DOS SUPRESSORES.	145
V.7. INFLUÊNCIA DAS INCRUSTAÇÕES MARINHAS NAS ESTRUTURAS MARÍTIMAS	148
CAPÍTULO VI - ESTRUTURAS ESBELTAS SUJEITAS ÀS VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES.....	151
VI.1. INTRODUÇÃO	151
VI.2. CAPTADOR DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO	152
VI.2.1. O MODELO	152

VI.2.2. HISTÓRICO	160
VI.3. RISER RÍGIDO VERTICAL DE PRODUÇÃO	162
VI.4. RISER RÍGIDO VERTICAL DE PERFURAÇÃO	163
VI.5. RISER RÍGIDO EM CATENÁRIA	166
VI.6. TENDÃO DE TLP	168
VI.7. LINHAS DE ANCORAGEM DO TIPO TAUT-LEG.	170
VI.8. RISER FLEXÍVEL EM CATENÁRIA SUSPensa – JUMPER	173

CAPÍTULO VII - ENSAIOS DE MODELOS REDUZIDOS

FEITOS NO IPT	176
VII.1. INTRODUÇÃO	176
VII.2. ANÁLISE DIMENSIONAL	177
VII.2.1. INTRODUÇÃO	177
VII.2.2. ANÁLISE DIMENSIONAL PROPRIAMENTE DITA	180
VII.2.3. SIMILARIDADE	183
VII.3. O TANQUE DE PROVAS DO IPT	184
VII.4. O ENSAIO DE TENSÕES MÁXIMAS	187
VII.5. O ENSAIO DE VIBRAÇÕES POR VÓRTICES DO CAPTADOR DE ÁGUA GELADA.	193
VII.6. COMPARAÇÃO ENTRE O ENSAIO NO TANQUE E A ANÁLISE NUMÉRICA	212

CAPÍTULO VIII - ENSAIOS DE MODELOS REDUZIDOS DE- SENVOLVIDOS NO EXTERIOR.

VIII.1. INTRODUÇÃO	225
VIII.2. TANQUES DE PROVA NO EXTERIOR.	226
VIII.3. ENSAIOS IN-SITU	233
VIII.4. PESQUISAS DO PROF. SARP KAYA	235

VIII.5. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA DOS ENSAIOS	237
VIII.6. ENSAIOS DO PROF. VANDIVER, DO MIT	238
VIII.7. ENSAIOS NA OTRC.	242
VIII.8. ENSAIOS DO PROF. LARSEN, DO N.I.T.	243
VIII.9. ENSAIOS DA SHELL.....	246
VIII.10 ENSAIOS DA LIC ENGINEERING	248

**CAPÍTULO IX - EXEMPLOS DE APLICAÇÃO – CASOS REAIS
ANALISADOS**

ANALISADOS	251
IX.1. INTRODUÇÃO	251
IX.2. CAPTADOR DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO	252
IX.2.1 MODELAGEM E ANÁLISES	254
IX.2.2 CONCLUSÕES DAS ANÁLISES	282
IX.3. RISER RÍGIDO DE PERFURAÇÃO	283
IX.3.1 MODELAGEM E ANÁLISES	284
IX.3.2 CONCLUSÕES DAS ANÁLISES	292
IX.4. RISER RÍGIDO EM CATENÁRIA.....	293
IX.4.1 MODELAGEM E ANÁLISES	294
IX.4.2 CONCLUSÕES DAS ANÁLISES	303
IX.5. RISER RÍGIDO DE PRODUÇÃO	304
IX.5.1 MODELAGEM E ANÁLISES	306
IX.5.2 CONCLUSÕES DAS ANÁLISES	315
IX.6. TENDÃO DE PLATAFORMA TLP	317
IX.6.1 MODELAGEM E ANÁLISES	318
IX.6.2 CONCLUSÕES.....	325
IX.7. TLP	326
IX.8. LINHA DE ANCORAGEM DO TIPO <i>TAUT-LEG</i>	328
IX.8.1 MODELAGEM E ANÁLISES	329
IX.8.2 CONCLUSÃO.....	338
IX.9. RISER FLEXÍVEL EM CATENÁRIA SUSPensa – <i>JUMPER</i>	339
IX.9.1 INTRODUÇÃO.....	340

IX.9.2	MODELAGEM E ANÁLISES	342
IX.9.3	CONCLUSÕES.....	346
CAPÍTULO X	- CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	347
CAPÍTULO XI	- BIBLIOGRAFIA.....	354
ANEXO 1	– RISER DE PERFURAÇÃO - SAÍDAS DO SHEAR7 E DO MATHCAD	366
ANEXO 2	– PROPRIEDADES FÍSICAS DA ÁGUA.	403

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

A interação hidroelástica entre o fluido e a estrutura é um dos problemas mais complexos no escopo da física clássica e ainda não foi total e satisfatoriamente resolvido. O fluxo de fluidos no entorno de estruturas pode causar vibrações que podem levá-la ao colapso por fadiga em consequência das Vibrações Induzidas por Vórtices (VIV). Além disso, devido a estas vibrações, há um aumento no coeficiente de arrasto (C_D), aumentando as forças devidas às correntes marinhas e/ou ondas, penalizando as estruturas instaladas em águas profundas que se caracterizam por abrigarem uma grande quantidade de *risers*¹ e linhas de ancoragem. O aumento de C_D pode causar inclusive o choque entre os *risers*, o que é totalmente indesejável.

Neste sentido, a análise de VIV torna-se fundamental quando se tem um grupo de *risers*, igualmente espaçados, cuja distância é pequena suficiente para possibilitar a instalação de um grande número de linhas, mas que impeça o contato entre elas. Devido às correntes, pode haver uma alteração do coeficiente de arrasto, devido à esteira que se forma à jusante do primeiro *riser*, que possibilita a colisão entre eles, podendo gerar uma trinca, iniciando o processo de propagação, reduzindo sua vida útil.

Na figura I.1 tem-se uma visão geral dos sistemas flutuantes mais utilizados na exploração de petróleo em águas profundas. À medida que se utilizam estes sistemas em águas cada vez mais profundas, aumenta a importância da análise das vibrações decorrentes de despreendimento de vórtices ocasionados

pelos correntes marinhas. Este tipo de análise passou a ser, em muitos casos, um dos fatores mais importantes, tanto no caso de membros esbeltos sujeitos à fadiga quanto no caso do corpo flutuante que sofre um acréscimo considerável da força resultante devido ao acréscimo do coeficiente de arrasto sobre os membros esbeltos.

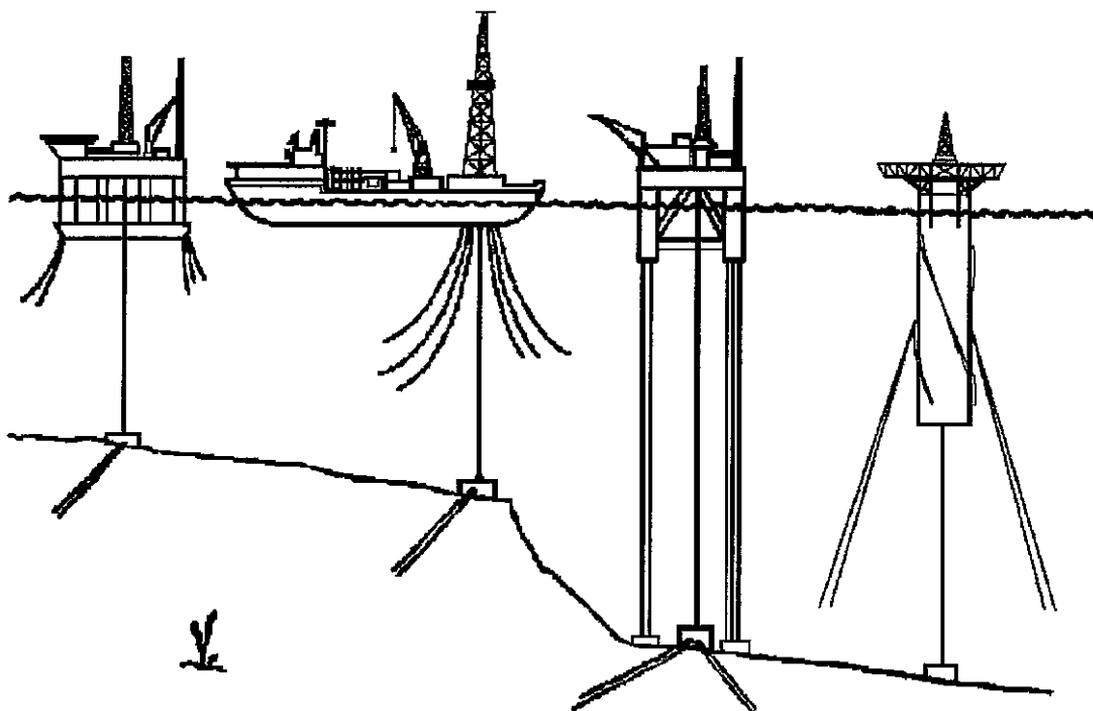


Figura I.1 – Visão geral de uma plataforma semi-submersível, navio de produção e estocagem, plataformas de pernas atirantadas e *Spar Buoy*

Nos problemas reais, as correntes variam com a profundidade, tanto no que se refere ao módulo quanto à direção. Na maioria dos casos reais, as análises de VIV só podem ser realizadas utilizando-se procedimentos numéricos baseados em resultados de ensaios experimentais, pois os atuais modelos computacionais baseados na dinâmica dos fluidos (CFD) estão limitados a casos particulares.

¹ Na falta da palavra correspondente em português, se usará a palavra original em inglês.

Os procedimentos numéricos utilizados neste trabalho estão baseados tanto no domínio da frequência quanto no domínio do tempo. Os procedimentos no domínio da frequência tem uma utilização mais geral tanto devido a facilidade de manipulação dos resultados quanto à quantidade de ensaios disponíveis. No entanto, nos procedimentos no domínio da frequência, não se pode levar em consideração os efeitos simultâneos das ondas e dos movimentos induzidos pelo corpo flutuante no topo dos membros esbeltos.

Os procedimentos no domínio do tempo apresentam uma característica mais geral, pois permitem a inclusão do efeito das ondas e de movimentos, mas estão baseados em um número reduzido de ensaios, o que torna sua utilização ainda bastante restrita.

As estruturas *offshore* que estão sujeitas a este tipo de comportamento vibratório são os membros e condutores de jaquetas, contraventamentos de plataformas flutuantes, captadores de água gelada, riser de perfuração, completação e produção, linhas de ancoragens, tendões de plataformas de pernas atirantadas (TLP), *jumpers* e dutos submarinos.

Neste trabalho foi dada ênfase na análise dos efeitos das vibrações induzidas por vórtices sobre os componentes esbeltos de plataformas flutuantes de produção citados anteriormente, em especial ao captador de água gelada por três razões básicas:

- a) de se dispor de informações de ensaios experimentais realizados no IPT;
- b) de se ter acompanhado todas as fases do projeto e do processo de instalação;
- c) da utilização obrigatória de supressores de vórtices com o objetivo de reduzir substancialmente as vibrações devidas às correntes marinhas.

O captador de água gelada é uma estrutura conectada ao *pontoon* da plataforma com a condição pendurada e a outra extremidade livre e aberta e com comprimento suficientemente grande para atingir temperaturas baixas da água, que refrigerará equipamentos e plantas de processo. A Figura I.2 fornece uma visão geral deste tipo de estrutura.

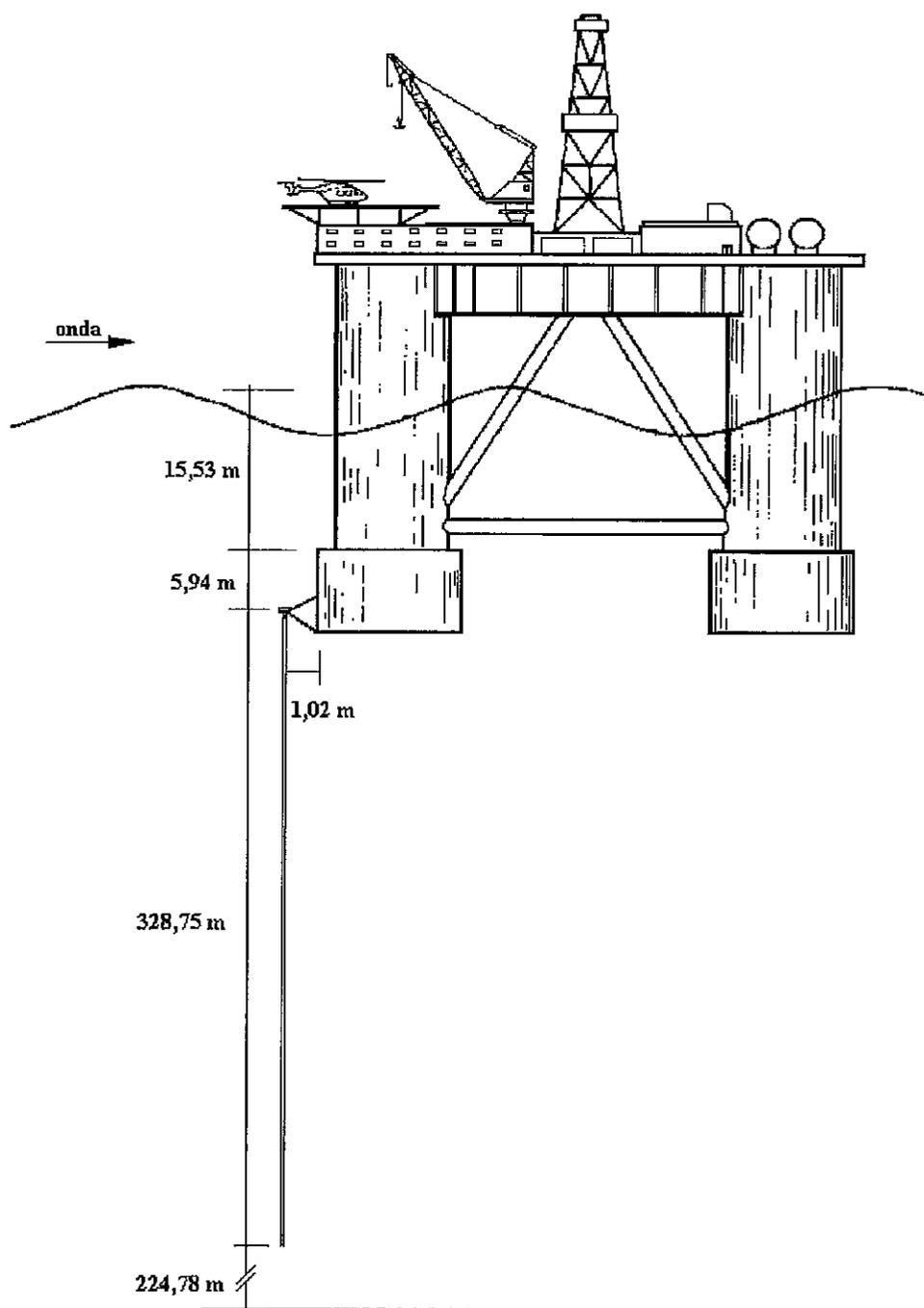


Figura I.2 – Vista geral de um captador de água gelada

Os risers são estruturas tubulares que ligam o fundo do mar à plataforma. Existem 3 tipos de risers: Riser de Perfuração, Riser de Completação e Riser de Produção.

O riser de perfuração tem a finalidade de abrigar a coluna de perfuração, retornando em seu anular o fluido de perfuração à superfície, trazendo consigo os cascalhos provenientes desta operação. O conjunto é composto de um tubo condutor de 0,762 m (30”), a base guia temporária, a base guia permanente, um conjunto de válvulas de segurança chamado *Blow-Out Preventer* (BOP), o *Low Marine Riser Package* (LMRP) com uma *flexjoint* no topo, juntas de risers geralmente de 0,533 m (21”) de diâmetro externo, junta telescópica que compensa os movimentos verticais, a *ball joint* e o diverter, que se fixa na parte inferior da mesa rotativa. A figura I.3 mostra este conjunto.

O riser de completção tem como finalidade [45] levar os equipamentos até a zona produtora a fim de que se possa completar um poço. Entende-se por completção um conjunto de operações, realizadas após o término dos trabalhos de perfuração, visando colocar o poço em produção. Estas operações são basicamente as seguintes:

- a) instalação dos equipamentos de segurança para controle do poço;
- b) condicionamento do revestimento de produção e do fluido nele contido;
- c) verificação da qualidade da cimentação primária realizada pela perfuração, quando da instalação do revestimento de produção;
- d) canhoneio (perfurações) na zona de interesse;
- e) instalação de equipamentos no interior do poço, para garantir a produção de forma segura e eficiente;
- f) instalação dos equipamentos de superfície;
- g) indução de surgência (isto é, colocar o poço em produção).

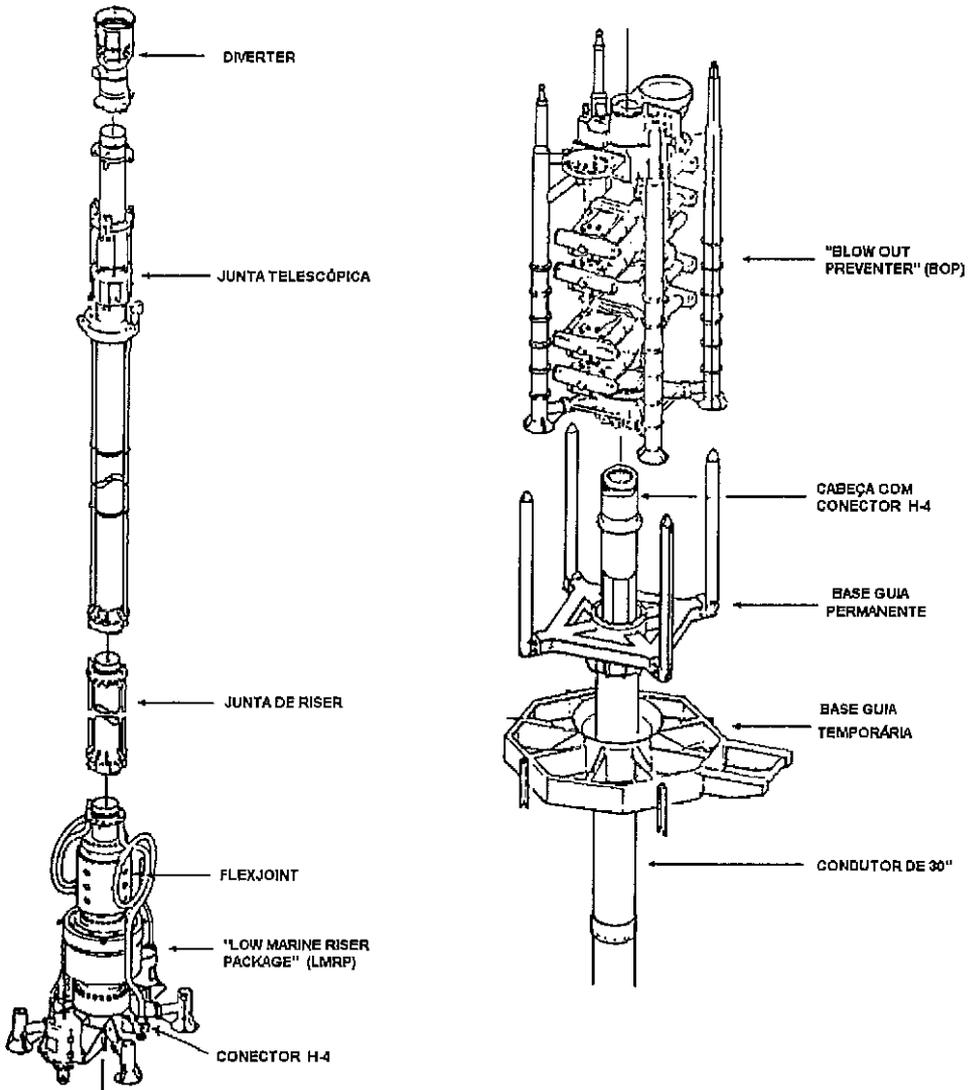


Figura I.3 – Coluna de Riser, BOP e equipamento de cabeça de poço

O riser é composto de uma *stress joint*, que suporta as cargas provenientes da coluna e as juntas de risers, geralmente de 0,244 m ($9 \frac{5}{8}$ "") de diâmetro externo, com 2 linhas internas, uma para produção (0,102 m \approx 4") e outra para o anular (0,064 m \approx 2,5") e 6 linhas hidráulicas. A figura I.4 mostra uma seção típica de um riser de completção.

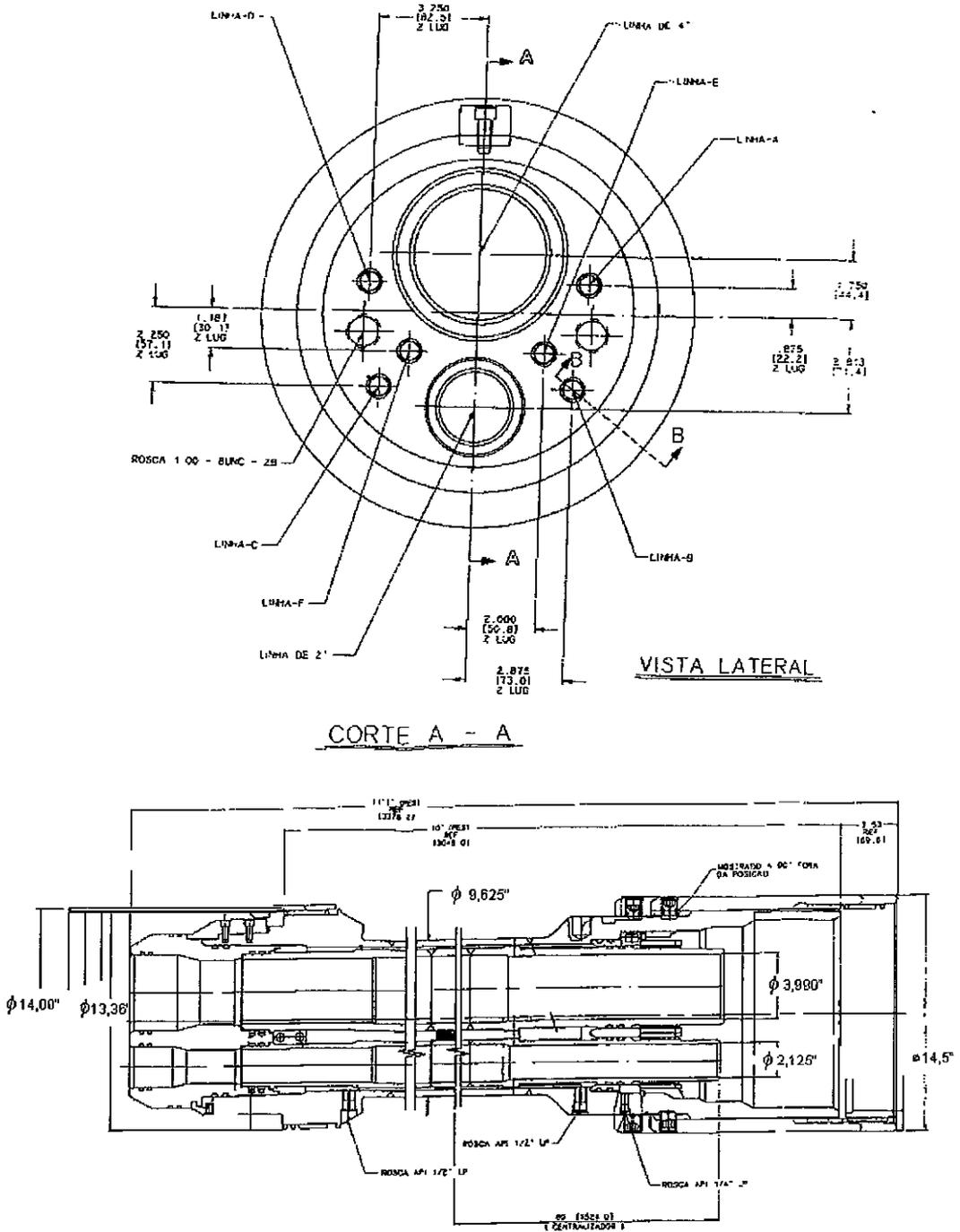


Figura I.4 – Seção típica de um riser de completção

Novos desenvolvimentos de plataformas de petróleo estão sendo feitos, principalmente para campos que permitam a concentração de poços, que depende das características do reservatório. São plataformas que admitem completação seca, ou seja, as árvores de natal se situam nos conveses da plataforma, reduzindo em muito o custo destes equipamentos em relação às árvores de natal molhadas, além de simplificar os comandos hidráulicos e as manutenções periódicas. Estas plataformas são as TLP's (*Tension Leg Platform*) - Figura I.5 e as SPAR's - Figura I.6. Para estas plataformas, os risers a serem usados para produção e/ou exportação são risers rígidos verticais ou em catenária livre. Estes risers e o captador estão descritos com detalhes no capítulo VI.

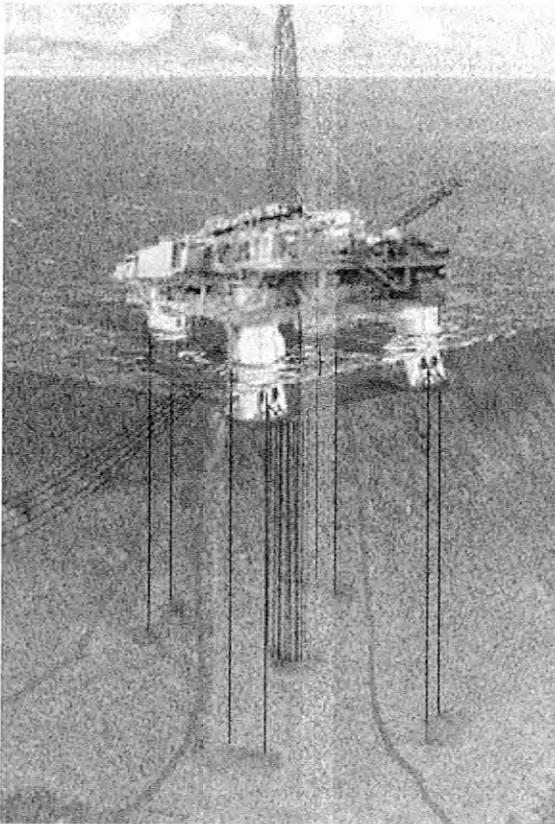


Figura I.5 – Plataforma de Pernas Atirantadas (TLP)

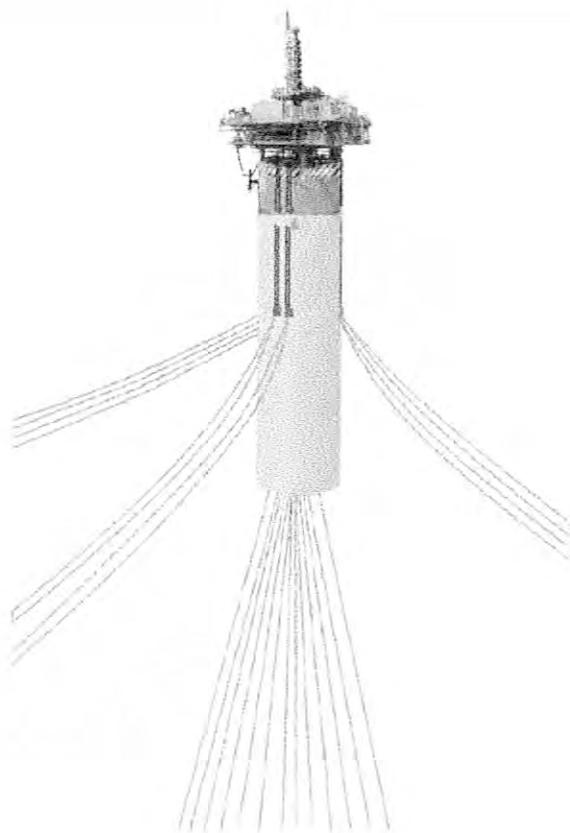


Figura I.6 – Plataforma *Spar Buoy*

As linhas de ancoragem, originalmente projetadas em catenária livre, eram compostas de tramos de amarra e cabos. Atualmente, há uma nova configuração que se chama *taut-leg*, cujas linhas em poliéster são tracionadas em um ângulo de aproximadamente 45° . A figura I.7 apresenta uma comparação entre os dois sistemas de ancoragem atualmente usados pela PETROBRÁS numa lâmina d'água no entorno de 700 metros.

Os dutos rígidos, quando instalados no fundo do mar, podem ficar suspensos em vãos livres, sujeitos às vibrações por VIV. Neste caso, a melhor solução para evitar as vibrações é instalar sacos de cimento ao longo do vão para reduzir o tamanho do comprimento suspenso, alterando suas frequências naturais.

O capítulo V apresenta os supressores de vórtices mais comuns e como eles agem no fluxo, para quebrar o sincronismo.

O capítulo VI apresenta as características básicas de estruturas esbeltas sujeitas às vibrações por vórtices, como o captador de água de resfriamento, instalado na plataforma P-25, em Albacora, Bacia de Campos, o riser rígido de perfuração utilizado no campo de Roncador, o riser vertical de produção de uma plataforma tipo TLP no campo de Barracuda, o riser rígido em catenária, a ser instalado no campo de Roncador, um tendão de TLP, uma linha de ancoragem de uma plataforma semi-submersível tipo *taut-leg* e um *jumper* ligando um navio de produção e uma TLP.

O capítulo VII apresenta os ensaios de estruturas sujeitas a vibrações por vórtices feitos pela PETROBRAS, no IPT em São Paulo e uma comparação dos resultados dos ensaios com diversos modelos numéricos.

O capítulo VIII apresenta um levantamento de ensaios de diversos pesquisadores, a nível mundial e uma descrição resumida dos principais tanques de prova e canais onde é possível ensaiar-se o VIV.

O capítulo IX apresenta os resultados dos exemplos utilizados neste trabalho, que se caracterizam por serem estruturas reais utilizadas em águas profundas na Bacia de Campos, e onde a análise de VIV é obrigatória, tanto no que se refere à análise de fadiga quanto no acréscimo dos coeficientes de arrasto que irá se refletir no comportamento global do corpo flutuante.

No capítulo X são apresentadas as conclusões do trabalho e as sugestões para desenvolvimentos futuros.

CAPÍTULO II

VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES

II.1. INTRODUÇÃO

Inicialmente, neste capítulo, descrevem-se as etapas mais importantes dos modelos de cálculo das amplitudes de vibração por vórtices para perfis de corrente uniforme, bastante desenvolvidos e testados em tanques de prova e *in situ*. Posteriormente, descrevem-se os modelos disponíveis para análise de VIV com perfis de corrente não uniformes, que são a maioria dos casos reais, mas cuja quantidade de ensaios ainda é restrita.

O sistema de eixos adotado neste trabalho está mostrado na Figura II.1. O eixo vertical Z tem como origem o fundo do mar apontado para cima, e para fins dos nossos estudos, o eixo Y indica a direção da vibração transversal (*cross flow* - de nosso interesse), enquanto que o eixo X é usado para as vibrações no plano (*in line*).

Os parâmetros adimensionais mais importantes relacionados com este tema estão apresentados no item de corrente não uniforme, mas são também aplicáveis para correntes constantes, sendo que 5 deles estão descritos mais detalhadamente por darem bons subsídios na avaliação da vibração de uma estrutura sob o efeito do desprendimento de vórtices. Estes parâmetros são descritos principalmente por Blevins [2], Sarpkaya [9] e Vandiver [3].

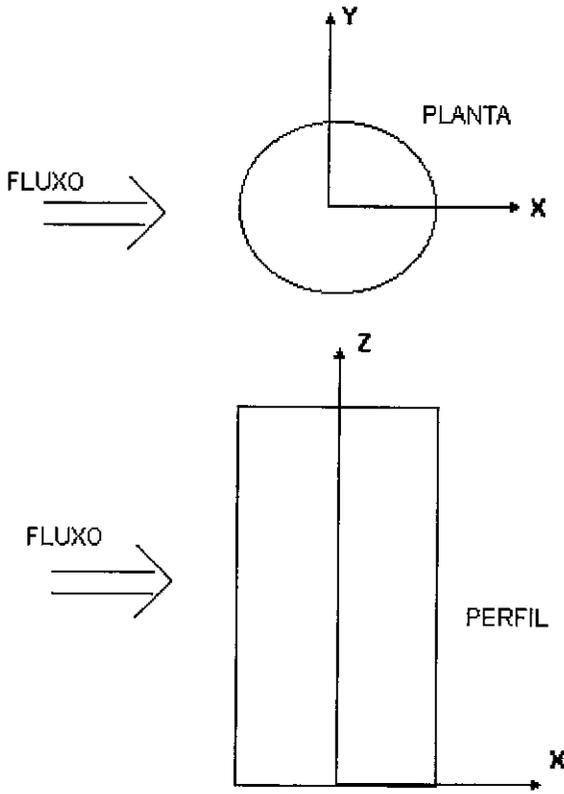


Figura II.1 – Sistema de referência

II.2. O MECANISMO FÍSICO

A abordagem do problema como um fenômeno hidroelástico, foi introduzida por Bishop e Hassam [4], que se basearam nos conceitos de um oscilador não-linear. Para baixos valores do número de Reynolds, (definido como $Re = UD/\nu$, onde U é a velocidade do fluxo, D é o diâmetro e ν é a viscosidade cinemática do fluido), os modelos de escoamento baseados em escoamento potencial incidindo sobre uma seção cilíndrica utilizam a Teoria do Potencial na formulação de modelos matemáticos, fornecendo ferramentas satisfatórias de

análise para o problema em questão [5]. Como exemplo, temos a Figura clássica II.2, onde se relaciona o número de Reynolds com a esteira de vórtices, periódica, observada cientificamente por Von Karman em 1912 e reproduzida por Blevins [2].

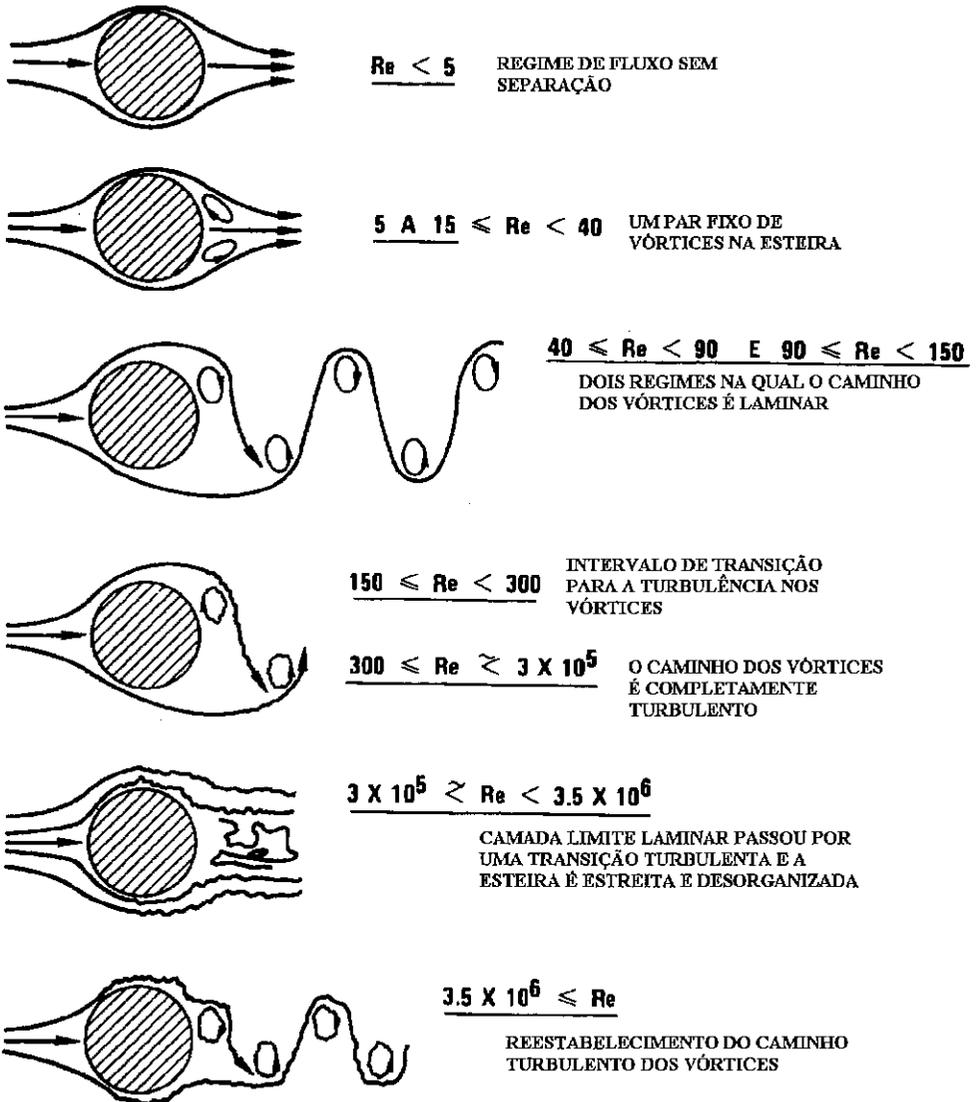


Figura II.2 – Relação entre o Número de Reynolds e a esteira de vórtices

Para o caso específico de um cilindro de paredes lisas, seção transversal circular e o fluido escoando com velocidade uniforme, é usado um modelo matemático que se apoia fortemente sobre resultados empíricos e é bastante

simplificado, diante das dificuldades de se formular modelos mais globais, mas que ainda mantenham a simplicidade de interpretação e de aplicação.

Acontece que, em geral, nos casos práticos os valores do número de Reynolds são elevados. É para estes casos que os modelos semi-empíricos têm-se mostrado úteis. Para valores do número de Reynolds até a ordem de 10^5 , existe uma série de trabalhos de caráter experimental mostrando a boa concordância entre os resultados experimentais e os resultados obtidos através dos modelos matemáticos [5]. Embora exista uma variedade de modelos semi-empíricos, todos baseados nas mesmas premissas básicas, diferenças ocorrem na operacionalização dos modelos, na determinação dos parâmetros empíricos, nas técnicas numéricas envolvidas, etc. Algumas variantes desses modelos têm explorado mais os aspectos numéricos para a estimativa de parâmetros; outras têm procurado assentá-los sobre princípios teóricos mais rigorosos. Nesta segunda linha encontram-se os trabalhos de Iwan and Blevins [6], que além dessa característica, oferecem uma melhor descrição da metodologia experimental para a determinação dos parâmetros empíricos. Essas razões aliadas ao fato de esta corrente dispor de uma maior quantidade de referências tratando do assunto, induziu à escolha da variante de modelos concebidos pelos autores anteriormente referidos.

Quando uma estrutura é excitada através de despreendimentos de vórtices ao longo de suas paredes externas, a vibração pode ocorrer segundo a direção ortogonal ao plano definido pela direção da correnteza e o eixo do tubo. Esta vibração é chamada *cross flow*. Outro tipo de vibração, de menor intensidade e, portanto, com menos interesse, é a vibração no plano da direção da corrente, chamada *in-line*. Este assunto não será abordado nesta tese, por se tratar de um problema com menores consequências sobre os membros esbeltos analisados.

Mais recentemente, o MARINTEK ensaiou um riser e descobriu que, surpreendentemente, há um acréscimo nas tensões axiais devido ao VIV

transversal. Isto ocorre em uma situação extremamente particular quando a primeira frequência axial é 2 vezes a frequência de VIV transversal. Teoricamente, segundo um modelo extremamente simplificado, o acréscimo de tensões pode atingir 25 % para estruturas bi-rotuladas e até 15 vezes para estruturas penduradas [87,99].

Consideremos uma estrutura tubular rígida, sob a ação de uma correnteza com valores da velocidade escalar variando de ponto para ponto e direção ao longo da profundidade. Quando um fluxo viscoso passa por esta estrutura, a influência da viscosidade sobre o fluxo é confinada a uma pequena faixa ao longo da superfície, que é denominada camada limite, cuja variação da velocidade do fluxo é grande, desde um valor nulo, bem próximo à parede do cilindro, até um valor característico do escoamento, no fluido propriamente dito [7]. Este efeito permite que se estude o fluxo dividindo-o em duas regiões, conforme mostrado na Figura II.3.

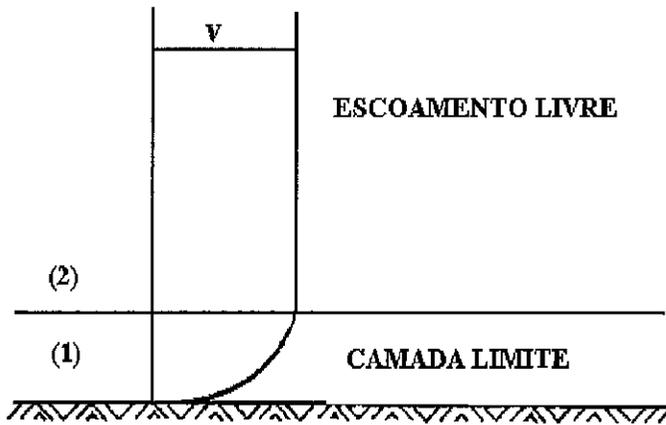


Figura II.3 – Regiões de fluxo nas proximidades de uma estrutura

Na região (1) - camada limite - a distribuição das velocidades é fortemente influenciada pela viscosidade. A velocidade é nula ao longo da superfície e atinge

rapidamente o valor da velocidade do escoamento livre, na fronteira da camada limite.

Na região (2) a influência da viscosidade é desprezível e o fluxo pode ser considerado irrotacional.

Quando o fluxo ocorre sobre a superfície de um cilindro posicionado horizontalmente, o campo de pressões não é mais constante, como se pode notar na Figura II.4: as partículas fluidas aumentam de velocidade entre A e B e diminuem entre B e C. Aplicando-se a equação de Bernoulli verifica-se que a pressão diminui entre A e B e aumenta entre B e C [8].

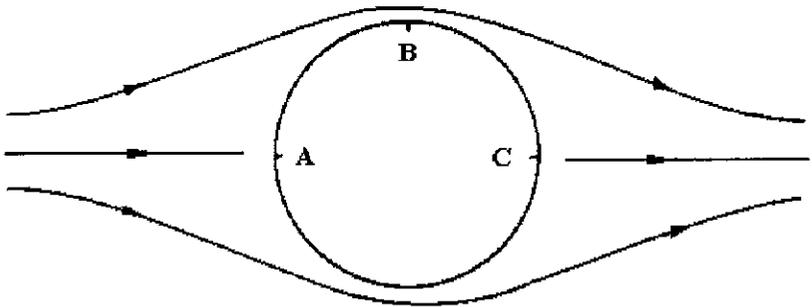


Figura II.4 – Escoamento ao longo de um cilindro

Como o fluido é viscoso, existe uma perda de energia cinética por fricção, ao longo da camada limite. A energia resultante pode tornar-se insuficiente para suportar o acréscimo de pressão necessário para se chegar a C. Este fato provoca o aparecimento de um movimento contrário causando o descolamento da camada limite em um lugar chamado "ponto de separação" e formando um par de vórtices estacionários (Figura II.5).

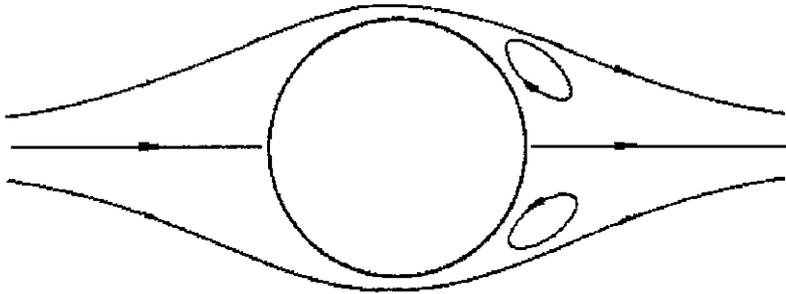


Figura II.5 – Par de vórtices estacionários

No entanto, se o número de Reynolds (Re) for maior que 40, a solução com vórtices estacionários modifica-se para uma solução periódica, cuja frequência é conhecida como a frequência de Strouhal, com vórtices se despreendendo alternadamente e se movendo na direção da corrente, igualmente espaçados de uma distância a e com uma velocidade u , formando o padrão regular, apresentado na Figura II.6 [88], chamado esteira de von Karman [2].

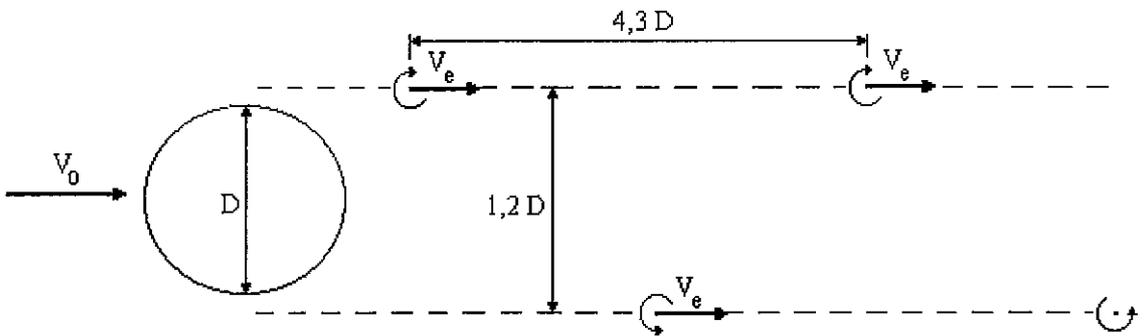


Figura II.6 – Esteira de Von Karman

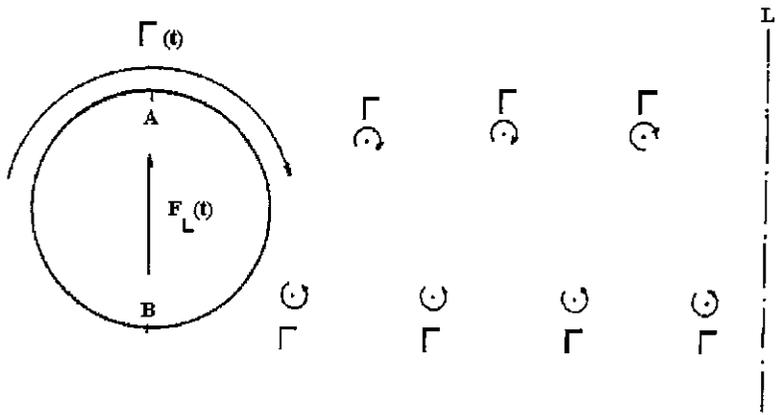
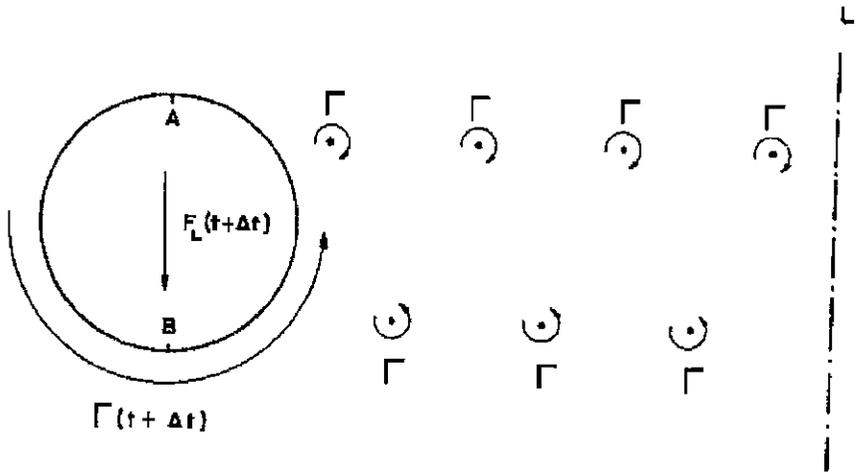
Na teoria dos fólhos é definida uma grandeza matemática denominada circulação de velocidade (Γ), que corresponde à integral ao longo de uma curva fechada (s) da componente tangencial da velocidade (v_s), ou seja,

$$\Gamma = \int_s v_s ds \quad (\text{II.1})$$

Para um fluxo irrotacional (fluido não viscoso) pode-se mostrar, através da conservação do momento angular, que a circulação é nula, a menos que a curva fechada considerada contenha em seu interior um corpo (região de conexão múltipla). Neste caso ela é constante.

A viscosidade, embora seja o grande responsável pelo fenômeno do desprendimento de vórtices nas proximidades do cilindro, pode ser desprezada no resto do fluido, quando o número de Reynolds é grande e o fluxo pode ser considerado irrotacional.

Seja $\Gamma(t)$ a circulação ao longo do cilindro em um dado instante t . Então, a circulação total à esquerda da linha L da Figura II.7 é nula. No instante $t + \Delta t$ um vórtice cruza a linha L. Para que a circulação total se conserve nula é necessário que a circulação $\Gamma(t + \Delta t)$ em torno do cilindro tenha sentido contrário ao de $\Gamma(t)$, conforme a Figura II.8.

Figura II.7 – Circulação no instante t Figura II.8 – Circulação no instante $t + \Delta t$

Conclui-se, então, que a circulação ao longo do cilindro oscila, a exemplo dos descolamentos dos vórtices, com a frequência de Strouhal.

Uma análise da Figura II.7 mostra que no instante t a circulação $\Gamma(t)$ significa um aumento da velocidade no ponto A e uma diminuição em B. Com o auxílio da equação de Bernoulli conclui-se que a pressão aumenta em B e diminui em A, provocando o aparecimento de uma força de sustentação orientada para cima $[F_L(t)]$. Um estudo equivalente da Figura II.8 indica o aparecimento de uma força de sustentação para baixo $[F_L(t+\Delta t)]$.

Portanto, o fenômeno do desprendimento de vórtices resulta em uma força oscilatória transversal ao fluxo, aplicada sobre o cilindro, que oscila com a frequência de Strouhal. Se uma das frequências naturais do cilindro estiver perto da frequência de desprendimento dos vórtices, então esta força fará com que ele entre em ressonância, começando a vibrar.

O problema do comportamento vibratório do tubo é particularmente importante se as frequências de desprendimento de vórtices, dada pela equação II.2, estiverem dentro do intervalo de *lock-in* de alguma das frequências naturais ω_n do tubo.

$$\omega_s = \frac{2\pi S U}{D} \quad (\text{II.2})$$

onde: ω_s = frequência de excitação em rad/s;

S = número de Strouhal;

U = velocidade de corrente;

D = diâmetro externo do tubo.

Observa-se que ω_s depende de um parâmetro S e de duas grandezas associadas ao problema específico; mais ainda, como U varia em módulo e direção, a frequência de excitação ω_s é local. Nestas condições, dificilmente o tubo vai apresentar um comportamento vibratório global. Acontece, porém, que não é raro a velocidade apresentar um perfil plano praticamente constante ao longo de um intervalo de profundidades; neste caso, ω_s é constante ao longo de um trecho do tubo e se $\omega_s \equiv \omega_n$, para algum $n \geq 1$, o comportamento vibratório global do tubo pode se manifestar. Nestas condições diz-se que existe uma correlação entre a geração de vórtices numa seção do tubo com os vórtices

gerados nas seções vizinhas, ou que os campos de pressão estão correlacionados neste trecho do tubo.

O número de Strouhal (S) de um cilindro circular estacionário é função do número de Reynolds e da rugosidade da superfície, para um dado regime de fluxo. Experimentos feitos determinaram que no regime de transição dos números de Reynolds, as vibrações induzidas por despreendimento de vórtices dos cilindros ocorrem geralmente com um número de Strouhal próximo a 0,2. A Figura II.9 mostra o gráfico que correlaciona número de Strouhal com o número de Reynolds (Re), através da relação $S \approx \{0.212 - (2,7/Re)\}$ para $Re < 10^5$ [9].

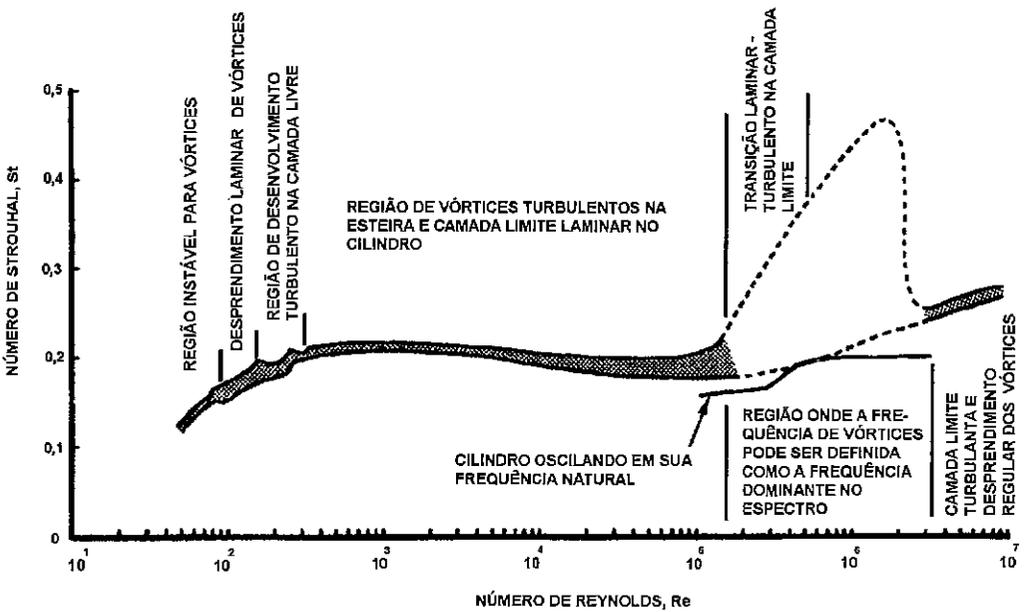


Figura II.9 – Relação entre o Número de Strouhal e o Número de Reynolds

Quando a frequência de despreendimento de vórtices captura a frequência natural de um cilindro, este passa a controlar o despreendimento de vórtices em

aparente violação da relação de Strouhal. Este fenômeno é conhecido como *lock-in*, sincronização, oscilações hidroelásticas, etc.

Para o caso da Bacia de Campos, campo de Albacora, os perfis de corrente com período de retorno anual, direção Sudeste, variam ao longo do perfil de 0.30 m/s a 1.34 m/s [10], variando o número de Reynolds, para estruturas esbeltas da ordem de 600 mm de diâmetro e viscosidade cinemática ν de $1,55 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, de $1,16 \times 10^5$ a $5,19 \times 10^5$, podendo o número de Strouhal variar de 0,20 a 0,40. Os perfis anuais SE e SUL estão plotados na Figura II.10.

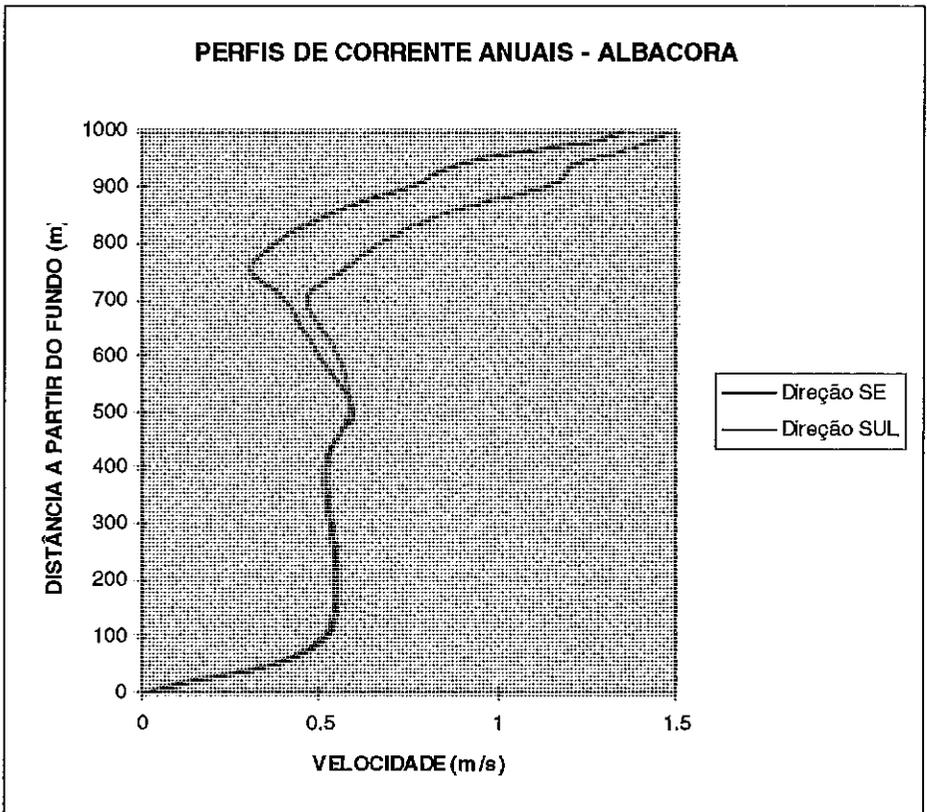


Figura II.10 – Perfis de corrente anuais nas direções Sul e Sudeste

Na raiz das dificuldades para entender o fenômeno de interação fluido-cilindro no processo de *vortex shedding*, está o fato de ainda não se ter

esclarecido precisamente os fatores mais importantes que governam o fenômeno. As pesquisas atuais apontam, além do parâmetro básico que é a viscosidade do fluido, para o coeficiente de amortecimento total, presente na dinâmica do cilindro e para o coeficiente de sustentação (coeficiente de *lift*).

O problema ficaria muito mais simples se os fatores que governam a interação fossem bem conhecidos. Avalia-se, portanto, frente às conclusões parciais já estabelecidas, que um dispositivo supressor de vórtices deve alterar essencialmente os parâmetros relativos ao amortecimento e ao comprimento da estrutura que efetivamente impõe oscilação.

Uma importante conclusão, quando se avalia o comportamento de estruturas elásticas sob a ação do escoamento de um fluido viscoso é que, diferentemente do caso do cilindro rígido, a estrutura sujeita a uma correnteza não uniforme pode ser excitada em vários modos naturais de oscilação, um modo para cada faixa de perfil de correnteza. Neste caso, a resposta da estrutura resulta da superposição dos vários modos que foram excitados [11], resultando em duas situações: (a) somente um modo dominante, quando a estrutura está em *lock-in* e (b) vários modos potencialmente ativos excitando a estrutura simultaneamente, quando, então, a situação é *no lock-in*.

II.3. PARÂMETROS ADIMENSIONAIS IMPORTANTES

A avaliação da resposta de estruturas sujeitas às vibrações por vórtices requerem a combinação de modelos de resposta dinâmica estrutural e modelos de excitação hidrodinâmica e amortecimento. Os modelos de resposta estrutural estão bem desenvolvidos e modelos teóricos são implementados com várias soluções numéricas. Os modelos hidrodinâmicos, porém, são muito menos desenvolvidos e sua implementação é, ainda, empírica. A excitação e o

amortecimento dependem da resposta e, portanto, a metodologia da solução é necessariamente iterativa.

A natureza empírica do VIV, portanto, requer o uso de informações apresentadas em numerosos parâmetros adimensionais. Alguns destes parâmetros estão apresentados na tabela II.1. Destes parâmetros, cinco deles são especialmente importantes na previsão das respostas de estruturas esbeltas para águas profundas sujeitas a perfis de corrente não uniformes [15]: velocidade reduzida (V_r), razão de velocidade ($\Delta U/U_{av}$), o número de modos excitados (N_s), o amortecimento modal (ξ_n) e o parâmetro de propagação da onda ($n\xi_n$). Estes parâmetros serão explicados mais adiante.

Embora existam muitos outros parâmetros, estes são especialmente importantes no entendimento e previsão da resposta dominante característica de estruturas esbeltas. Por exemplo, um dos mais importantes resultados é saber se a resposta é unimodal ou não, isto é, saber se um dos modos potencialmente excitáveis torna-se dominante. Isto depende dos parâmetros razão de velocidade ($\Delta U/U_{av}$) e do número de modos excitados (N_s) localizados dentro de uma largura de banda de excitação devida a uma corrente não uniforme. Estes parâmetros são descritos com mais detalhes nos itens a seguir.

Alguns outros parâmetros [2] são apresentados aqui, de modo a completar os conceitos e entendimento na apresentação dos resultados nos capítulos seguintes:

a) O fluido quando passa por um cilindro, cria fortes oscilações, tanto transversais quanto longitudinais. Estes deslocamentos são frequentemente representados por uma amplitude adimensionalizada de vibração induzida por fluxo:

$$\frac{A_y}{D} \quad (\text{II.3})$$

	Cilindro Estacionário Fluxo Uniforme	Cilindro Vibrando Fluxo Uniforme	Cilindro Vibrando Fluxo Não Uniforme
Razão de Dimensão	$\frac{L}{D}$	$\frac{L}{D}$	$\frac{L}{D}$
Rugosidade	$\frac{h}{D}$	$\frac{h}{D}$	$\frac{h}{D}$
Intensidade da Turbulência	$\frac{U_{rms}}{U}$	$\frac{U_{rms}}{U}$	$\frac{U_{rms}(x)}{U(x)}$
Número de Reynolds	$Re = \frac{DU\rho}{\mu}$	$Re = \frac{DU\rho}{\mu}$	$Re = \frac{DU(x)\rho}{\mu}$
Número de Strouhal	$\frac{f_s D}{U}$	-	(*)
Velocidade Reduzida		$V_r = \frac{U}{f_n D}$	$V_r = \frac{U(x)}{f_n D}$
Razão de Amortecimento		$\zeta_s = \frac{c_s}{2\omega_n m}$	$\zeta_t = \zeta_s + \zeta_h$
Balço de Energia		$\frac{c_s \omega_n}{\rho U^2}$	$\left\langle \frac{r_t \omega_n}{\rho U^2(x)} \right\rangle_L$
Razão de Massa		$\frac{m}{\rho D^2}$	$\frac{m}{\rho D^2}$
Razão de Velocidade			$\frac{\Delta U}{U_{av}}$
Número de Modos Excitados			N_s
Fator de Atenuação da Onda			$n\zeta_t$

(*) – Em cilindros flexíveis, o número de Strouhal se modifica para “capturar” a frequência natural mais próxima.

onde: L = comprimento da estrutura
 D = Diâmetro da estrutura,
 ρ = densidade da água salgada
 r_s = amortecimento estrutural
 f_s = frequência de excitação
 ζ_h = amortecimento hidrodinâmico

h = altura das protuberâncias no aço
 U = velocidade de corrente
 μ = viscosidade dinâmica
 ω_n = f_n = frequência natural do modo n
 ζ_s = amortecimento estrutural
 m = massa

Tabela II.1

onde A_y é a amplitude de vibração e D o diâmetro do cilindro. O objetivo da maioria das análises é prever a amplitude adimensionalizada em função de outras variáveis adimensionais, caracterizando, por exemplo, a velocidade de fluxo ou o amortecimento.

b) A razão de massa é um parâmetro que relaciona o modelo de massa com a massa do fluido que se desloca:

$$\frac{m_t}{\rho D^2} \quad (\text{II.4})$$

onde m_t é a massa por unidade de comprimento do cilindro, isto é, a massa estrutural mais a massa adicionada do fluido, D é o diâmetro do cilindro e ρ é a densidade do fluido. Pode ser interpretado como a medida do empuxo e da inércia do modelo em relação ao fluido. A razão de massa é também usada como uma medida da sensibilidade de estruturas leves a vibrações devida ao fluxo. Quando a razão de massa cresce, aumenta a possibilidade de acontecer vibrações.

c) A esteira periódica de um cilindro liso circular é função do número de Reynolds, Re . Ele é a razão entre a força inercial e a força viscosa, expressa por:

$$Re = \frac{UD}{\nu} = \frac{\rho UD}{\mu} \quad (\text{II.5})$$

onde U é a velocidade característica, D é o comprimento característico, ν é a viscosidade cinemática do fluido, razão entre a viscosidade dinâmica μ e a densidade do fluido ρ .

c) O amortecimento ou razão de amortecimento é a energia dissipada pela estrutura quando ela vibra [2], ou seja:

$$\xi = \frac{\text{energia dissipada por ciclo}}{4\pi (\text{energia de deformação da estrutura})} \quad (\text{II.6})$$

Para estruturas amortecidas viscosamente, $2\pi\xi$ é aproximadamente igual ao logaritmo da razão entre as amplitudes de dois ciclos sucessivos de um sistema levemente amortecido em decaimento livre. Se a energia que entra no sistema é menor do que a energia usada no amortecimento, as vibrações induzidas por fluxo decrescem [2]. O fator de estabilidade é definido como o produto da razão de massa e o amortecimento:

$$K_s = \frac{2m(2\pi\xi)}{\rho \cdot D^2} \quad (\text{II.7})$$

Um aumento no fator de estabilidade reduz a amplitude de vibração por fluxo. Estudos indicam que a excitação é suficientemente suprimida [82] se o fator de estabilidade for maior do que 16. Entretanto, cilindros na água tem como característica, um valor do fator de estabilidade de 2 ou menos. Este parâmetro será apresentado mais adiante.

II.3.1 VELOCIDADE REDUZIDA (V_r)

A velocidade reduzida é definida como $V_r = \frac{U}{f_n D}$ onde U é a velocidade local do fluxo, f_n é a frequência natural estrutural de interesse e D é o diâmetro da estrutura. A razão U/f representa o comprimento da esteira por 1 ciclo. A velocidade local do fluxo determina um valor de frequência de excitação e o intervalo definido pelos valores de α e β da velocidade reduzida, indica se esta

frequência coincide com uma das frequências naturais da estrutura. Sob fluxos uniformes, o fenômeno conhecido como sincronização ou *lock-in* pode ocorrer se este parâmetro estiver dentro de um intervalo de valores pré-estabelecidos, que depende do número de Reynolds e da razão de massa. Para fluxos subcríticos ($Re \leq 10^5$), o intervalo de *lock-in* em termos de V_r é aproximadamente entre 5 e 7 e para fluxos pouco menores que o supercrítico ($Re \approx 10^6$), aproximadamente entre 4 e 6 [15]. Entretanto, são necessários mais testes para os cilindros em fluxos supercríticos [98]. A velocidade reduzida é o parâmetro que estabelece quais as regiões do riser que podem ser fontes de vibrações por vórtices para determinados modos.

II.3.2 RAZÃO DE VELOCIDADE ($\Delta U/U_{av}$) e NÚMERO DE MODOS EXCITADOS (N_s)

Estes dois parâmetros precisam ser considerados juntos, porque eles indicam se pode ocorrer vibrações multi-modais ou uni-modais. $\Delta U/U_{av}$ é a razão da mudança da velocidade do fluxo ao longo do comprimento do cilindro pela média da velocidade do fluxo ao longo do mesmo comprimento. É a medida da severidade do fluxo não uniforme. Para fluxos uniformes, este parâmetro é zero. Este parâmetro cresce à medida que o fluxo aumenta a variação dos valores de corrente. Este parâmetro é um indicador da variação da interação fluido-estrutura.

N_s é o número de modos potencialmente excitados, dentro de uma largura de banda de frequências de excitação determinada pelo fluxo não uniforme. A largura de banda, Δf (Hz), devida ao fluxo não uniforme pode ser estimada usando o valor da velocidade reduzida correspondente ao pico da resposta. Para número de Reynolds subcríticos, este valor vale 5,0. Podemos usar este valor para prever o intervalo de frequências de excitação ao longo do riser:

$$\Delta f(\text{Hz}) = \frac{\Delta U}{V_r D} = \frac{\Delta U}{5,0D} = 0,20 \frac{\Delta U}{D} \quad (\text{II.8})$$

N_s é simplesmente o número de frequências naturais do sistema no qual recai dentro da largura de banda de frequências de excitação. Para um cabo com tração constante, o número de modos potencialmente excitados é:

$$N_s = \frac{\Delta f}{f_1} = \frac{\Delta U}{f_1 D V_r} = 0,20 \frac{\Delta U}{f_1 D} \quad (\text{II.9})$$

onde f_1 é a primeira frequência natural do cabo com tração constante. Para cilindros com rigidez à flexão e variação da tração, como são os casos dos risers, o número de modos potencialmente excitáveis é avaliado comparando as frequências naturais com a largura de banda das frequências de vórtices Δf . Este critério é detalhado mais adiante no capítulo IX.

É sabido que a ocorrência de *lock-in* pode ocorrer quando a largura de banda das frequências das forças de sustentação (*lift*) inclui somente um conjunto pequeno de frequências naturais. Como o número de modos potencialmente excitados cresce, a probabilidade de uma resposta multi-modal sem *lock-in* aumenta. Até recentemente, acreditava-se que se N_s fosse maior do que aproximadamente 3 e $\Delta U/U_{av}$ fosse maior do que aproximadamente 0,25, então não era possível ocorrer *lock-in* e poderia ocorrer uma resposta multi-modal sem *lock-in*. Evidências experimentais recentes [67] sugerem que a resposta unimodal é possível para alguns valores de $\Delta U/U_{av}$ nos quais alguns são grandes. A Figura II.11 mostra qualitativamente um gráfico $N_s \times \Delta U/U_{av}$, no qual aparece um contorno “U”, dentro do qual a resposta multi-modal é a resposta mais provável de acontecer e fora deste “U”, a resposta tipicamente unimodal domina.

A base do “U” corresponde a $N_s = 3$ e $\Delta U/U_{av} \approx 1,6$ indica um fluxo fortemente não uniforme.

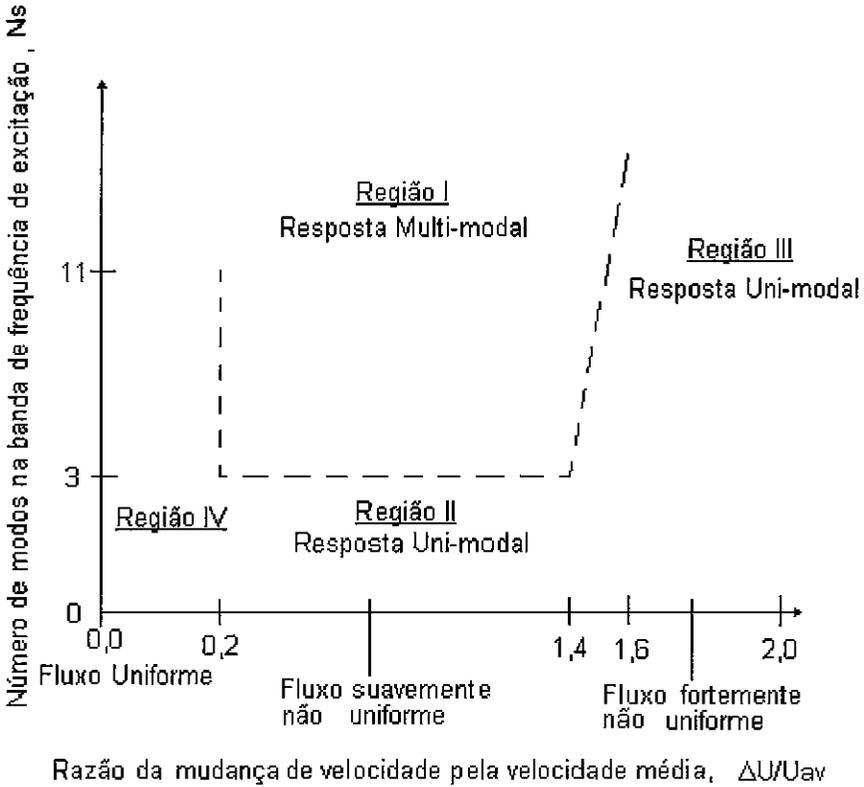


Figura II.11 – Relação número de modos excitados pela razão de velocidade

II.3.3 AMORTECIMENTO (ξ_n) e O PARÂMETRO DE PROPAGAÇÃO DA ONDA ($n\xi_n$).

O parâmetro de propagação da onda é um indicativo da existência de uma atenuação espacial da vibração ao longo do riser. Quando o parâmetro $n\xi_n$ for menor que 0,2, espera-se um comportamento ondulatório ao longo de todo o cilindro com uma pequena atenuação espacial na resposta, entre as regiões de

excitação e a região mais distante do riser. Quando $n\xi_n$ for maior que 2,0, então o comportamento de cabo infinito é a característica dominante. A excitação em uma locação gera uma onda que cria uma desordem e que amortece antes que seja capaz de refletir nas extremidades. Entre os valores 0,2 e 2,0 este parâmetro implica que, na frequência de interesse, a atenuação espacial será importante, mas a reflexão nas extremidades criará um modo dependente da modulação espacial, observada nas respostas do cilindro. A resposta exibirá atenuação espacial entre regiões de excitação e regiões distantes da estrutura.

O parâmetro $n\xi_n$ requer conhecimento do amortecimento modal total para cada modo de interesse. O amortecimento modal total inclui o amortecimento hidrodinâmico, no qual é usualmente a forma dominante de amortecimento em fluxos não uniformes. A principal característica do modelo de amortecimento hidrodinâmico é a consideração da amplitude local de resposta e da velocidade reduzida local.

A razão do amortecimento modal ξ_n é dada por:

$$\xi_n = \xi_{n,s} + \xi_{n,h} \quad (\text{II.10})$$

onde $\xi_{n,s}$ é o amortecimento modal estrutural e $\xi_{n,h}$ é o amortecimento modal de fontes hidrodinâmicas (fora do intervalo de excitação).

O amortecimento estrutural é tipicamente alguns décimos de percentual para aços tubulares e frequentemente desprezado quando comparado com a contribuição hidrodinâmica. A contribuição hidrodinâmica $\xi_{n,h}$ é definida como:

$$\xi_{n,h} = \frac{C_n}{2\omega_n M_n} \quad (\text{II.11})$$

onde ω_n é a frequência natural em rad/s, M_n é a massa modal e C_n é o amortecimento modal hidrodinâmico, constante para o modo n . Se $\psi_n(z)$ é a função de forma do modo, então M_n e C_n são definidos pelas integrais ao longo do comprimento da estrutura da massa local por unidade de comprimento ou o amortecimento por unidade de comprimento, vezes o quadrado do modo:

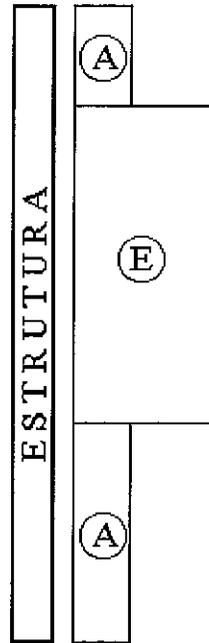
$$M_n = \int_L m(z) \psi_n(z)^2 dz \quad (\text{II.12})$$

$$C_n = \int_{L-L_r^n} c(z) \psi_n(z)^2 dz \quad (\text{II.13})$$

onde L_r^n é a região de excitação para o modo n . Esta região, definida pela velocidade reduzida, conforme veremos no item III.4, delimita uma ou, no máximo, duas regiões de amortecimento, quando se utiliza perfis monotônicos, isto é, sempre crescentes ou decrescentes. Estas regiões estão mostradas na Figura II.12.

Segundo esta figura, temos duas regiões distintas: uma região de excitação, geralmente central e duas regiões de amortecimento. A região superior de amortecimento tem valores de velocidade reduzida alta (>7), cujo modelo de amortecimento depende da frequência de vibração local e da velocidade local ao quadrado.

A região inferior de amortecimento tem baixos valores de velocidade reduzida e seu modelo depende de duas componentes: o amortecimento da água em repouso, quando a velocidade local do fluxo vai a zero, e o amortecimento de



Ⓐ Região de Amortecimento

Ⓔ Região de Excitação

Figura II.12 – Regiões de amortecimento e excitação

velocidades reduzidas baixas, que é proporcional à velocidade de fluxo local. No item III.9.2, será explicado com mais detalhes estas regiões de amortecimento.

O amortecimento estrutural para estruturas marítimas tracionadas em correntes não uniformes suscetíveis às vibrações induzidas por fluxos é usualmente muito pequeno quando comparado com o amortecimento hidrodinâmico.

II.4 MODELOS MATEMÁTICOS DISPONÍVEIS

II.4.1 MODELOS MATEMÁTICOS PARA CORRENTES UNIFORMES

O modelo mais simples refere-se ao descrito por Blevins [2] como o modelo linear harmônico, o qual leva a valores irrealis na maioria dos casos. Este modelo foi incluído no texto a título de ilustração do fenômeno de VIV.

O fenômeno de despreendimento de vórtices tem como origem uma força oscilatória transversal ao fluxo, aplicada sobre um cilindro, que oscila com uma frequência dada pela equação II.2. Caso a frequência de excitação esteja próxima à uma das frequências naturais da estrutura, esta começa a vibrar em consequência da força lateral segundo a equação II.14:

$$F_L(t) = \frac{1}{2} \rho U^2 D C_L \text{sen}(\omega_s t) \quad (\text{II.14})$$

onde: ρ = massa específica do fluido;

U = velocidade da corrente;

D = diâmetro do cilindro;

C_L = coeficiente de sustentação ou de *lift*²;

ω_s = frequência de despreendimento de vórtices (freq. excitação dada pela eq. II.2);

t = tempo em segundos

² A título de simplicidade, consideremos este coeficiente inicialmente constante. Na verdade, este valor depende da amplitude de vibração, como veremos mais adiante.

Conforme descrito no início deste capítulo, uma estrutura começa a vibrar por despreendimento por vórtices quando a frequência de excitação f_s (em hertz) se aproxima de uma das frequências naturais da estrutura f_n , ou seja:

$$f_n \cong f_s \quad (\text{II.15})$$

ou

$$\frac{U}{f_n D} \cong \frac{U}{f_s D} = \frac{1}{S} \cong 5 \quad (\text{II.16})$$

Quando esta condição ocorre, dizemos que a estrutura está em *lock-in*. Note que o quociente $\frac{U}{f_n D}$ é a Velocidade Reduzida V_r . A determinação das faixas de *lock-in* para as diferentes frequências modais, é feita através de estimativas empíricas do tipo:

$$\alpha \leq \frac{U}{f_n D} \leq \beta \quad (\text{II.17})$$

Os valores extremos da velocidade reduzida são determinados experimentalmente e há divergências entre os autores sobre os valores de α e β . Blevins [2] sugere, para oscilações transversais, os valores 4 e 8, respectivamente, enquanto o manual da LIC [12] informa os valores 4,8 e 7, respectivamente. Vandiver e Li Li, em seu manual do usuário do programa SHEAR7 [13], usam nos exemplos exibidos, os valores 4,0 e 6, respectivamente. Sarpkaya [39] descreve, para vibrações transversais, dois intervalos: no ar, os valores são 4,75 e 8, respectivamente, sendo que as máximas amplitudes ocorrem em um intervalo

de $\alpha = 5,5$ e $\beta = 6,5$. Na água, as excitações podem ser estendidas para valores de 4,5 e 10, com uma máxima amplitude atingindo os valores 6,5 e 8, respectivamente.

A DnV [14] sugere que os valores extremos da velocidade reduzida fiquem entre 3,8 e 6, desde que o parâmetro de estabilidade K_s seja menor que 16. A DnV define o parâmetro de estabilidade, apresentado na equação (II.7), como sendo:

$$K_s = \frac{2.m_e.\zeta}{\rho.D^2} \quad (\text{II.18})$$

onde: ζ = decréscimo logarítmico, definido como $\zeta = 2\pi\xi_s$, onde ξ_s é o amortecimento estrutural

ρ = densidade de massa da água no entorno do cilindro

D = diâmetro do tubo

m_e = massa efetiva por unidade de comprimento do tubo, definida como

$$m_e = \frac{\int_0^L m [\Psi (z)]^2 dx}{\int_0^d [\Psi (z)]^2 dx} \quad (\text{II.19})$$

onde: m = massa por unidade de comprimento, incluindo massa estrutural, massa adicionada e a massa do fluido interno, se houver

$\Psi(z)$ = modo de vibração transversal do vão do tubo

L = comprimento do tubo

d = comprimento submerso do tubo

Considerando que o cilindro é rígido e está restrito sua movimentação na direção do fluxo, conforme mostrado na Figura II.13, a equação que rege o movimento do cilindro é dada por:

$$m\ddot{y} + 2m\xi_s\omega_n\dot{y} + ky = F_L(t) \quad (\text{II.20})$$

onde: y = deslocamento do cilindro na direção perpendicular ao fluxo;

m = massa por unidade de comprimento do cilindro, incluindo massa do interior e massa adicional transversal;

k = constante de mola por unidade de comprimento;

ω_n = frequência circular natural do cilindro = $\sqrt{\frac{k}{m}}$

$F_L(t)$ = força oscilatória transversal ou força de *lift*, dada em (II.14).

ξ_s = taxa de amortecimento estrutural = $\frac{c}{c_{crit}}$

A solução desta equação linear é da forma :

$$y = A_y \text{sen}(\omega_s t + \phi) \quad (\text{II.21})$$

onde: A_y = amplitude do movimento;

ϕ = fase.

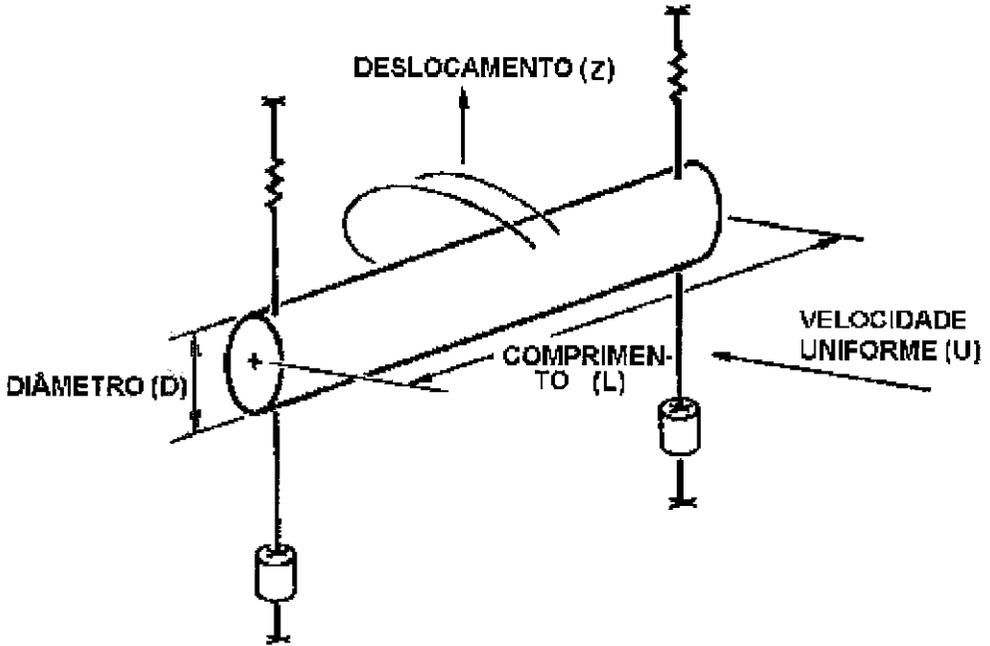


Figura II.13 – Movimentação de um cilindro rígido

Substituindo na equação (II.20), temos:

$$A_y = \frac{F_L}{k \sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega_s}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta \frac{\omega_s}{\omega_n}\right)^2}} \quad (\text{II.22})$$

onde a fase angular é obtida pela seguinte expressão:

$$\tan \phi = \frac{2\zeta \omega_s \omega_n}{\omega_s^2 - \omega_n^2} \quad (\text{II.23})$$

A amplitude de resposta aumenta à medida em que a frequência de excitação se aproxima de uma das frequências naturais do cilindro. Quando $f_s \approx f_n$ a condição é chamada de ressonância e a amplitude é inversamente proporcional ao amortecimento estrutural, conforme mostrada na equação (II.24):

$$\left. \frac{A_y}{D} \right|_{f_n=f_s} = \frac{\rho U^2 C_L}{4k\zeta} = \frac{C_L}{4\pi S^2 K_s} \quad (\text{II.24})$$

onde K_s é o decremento logarítmico, definido em (II.18).

Segundo Blevins [2], as amplitudes observadas em testes não ultrapassaram os valores de 1,5 diâmetros, indicando que o fenômeno é auto-contido. Portanto, recomenda-se utilizar um valor para o coeficiente de *lift* que seja função de $\frac{A_y}{D}$, o que torna a solução da equação (II.24) um processo iterativo bastante simples. A partir de resultados experimentais, Blevins sugere a seguinte equação para o coeficiente de *lift*:

$$C_L \left(\frac{A_y}{D} \right) = a + b \left(\frac{A_y}{D} \right) + c \left(\frac{A_y}{D} \right)^2 \quad (\text{II.25})$$

onde os coeficientes da curva ajustada são: $a = 0,35$, $b = 0,60$ e $c = -0,93$.

Outros modelos empíricos para perfis de corrente uniforme foram desenvolvidos, baseados em testes de campo e laboratório, por vários autores. Blevins [2] propõe a seguinte expressão para a amplitude máxima:

$$\frac{A_y}{D} = \frac{0,07\gamma}{(1,9+K_s)S^2} \sqrt{0,3 + \frac{0,72}{(1,9+K_s)S}} \quad (\text{II.26})$$

onde K_s está definido na equação (II.18) e γ sendo o fator de modo adimensional definido como:

$$\gamma = \Psi_{max} \left(\frac{z}{l} \right) \sqrt{\frac{\int_0^L \Psi^2(z) dz}{\int_0^L \Psi^4(z) dz}} \quad (\text{II.27})$$

onde $\Psi_{max} \left(\frac{z}{l} \right)$ é o valor máximo da função de forma do modo $\Psi \left(\frac{z}{l} \right)$ no intervalo de $z = 0$ a $z = L$.

Griffin e Ramberg [47] desenvolveram uma expressão a partir de ajustes de vários ensaios. A expressão para a amplitude máxima é dada por:

$$\frac{A_y}{D} = \frac{1,29\gamma}{[1 + 0,43(2\pi S^2 K_s)]^{3,35}} \quad (\text{II.28})$$

Sarpkaya [39] desenvolveu sua fórmula a partir de métodos analíticos. A expressão para a amplitude máxima é dada por:

$$\frac{A_y}{D} = \frac{0,32\gamma}{\sqrt{0,06 + (2\pi S^2 K_s)^2}} \quad (\text{II.29})$$

O modelo da DnV apresenta a resposta de $\frac{A_y}{D}$ em função do fator de amortecimento reduzido (parâmetro de estabilidade K_s), dado pela expressão II.18 e a amplitude dada pela Figura II.14, como função de K_s .

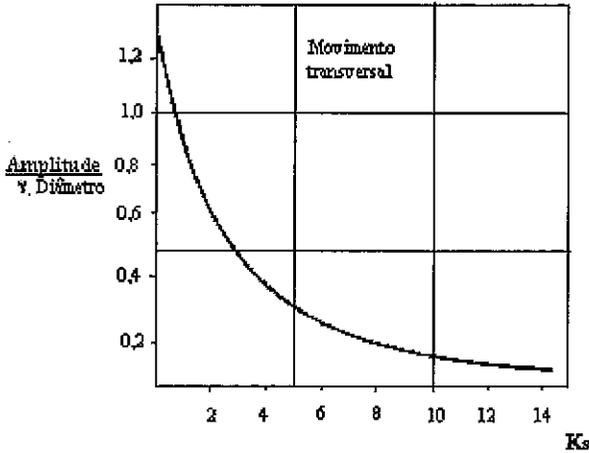


Figura II.14 – Amplitude de vibração pelo parâmetro de estabilidade

Brown & Root [13] sugere para a amplitude máxima de vibração, a seguinte expressão:

$$\frac{A_y}{D} = \frac{3,82 C_L \gamma}{\left(1,0 + 0,19 \frac{2\pi K_s S^2}{C_L}\right)^{3,35}} \quad (\text{II.30})$$

Podemos destacar algumas observações em relação às fórmulas anteriores:

- não dependem da magnitude da corrente;
- todos dependem da taxa de amortecimento;
- todos dependem do fator de modo adimensional, sendo que para cilindros rígidos, o modelo harmônico adota $\gamma = 1,0$;

- d) dependem do número de Strouhal;
- e) os modelos harmônico e Brown & Root dependem de C_L ;
- f) a expressão $2\pi S^2 K_s$ ocorre em todos os modelos, com exceção do modelo do Blevins.

A título de ilustração, as expressões anteriores foram aplicadas em um riser vertical de perfuração, descrito pela norma API BUL 16 J [54] e para o captador de água gelada, ambos sujeitos à uma corrente uniforme, conforme mostrados nas Figuras II.15 e II.16. Para este exemplo, consideramos um C_L fixo de valor igual a 0,4. Os dados do riser de perfuração estão mostrados a seguir:

a) Exemplo da API BUL 16 J:

Diâmetro externo	0,5334 m
Diâmetro interno	0,5080 m
Comprimento esbelto	143,26 m
Massa total (no ar, incluindo massas interna e adicional)	70348,5614 kg
Tração de topo	756,15 kN
Número de Strouhal	0,20
Velocidade Reduzida	5,00
Fatores de amortecimento estrutural	0,03 , 0,003 e 0,006
Parâmetros de estabilidade	0,63452 , 0,06345 e 0,12691
Modo excitado	2°
Fator de modo adimensional do 2° modo	1,1545
Frequência natural da estrutura 2° modo	0,2947 Hz
Frequência de desprendimento de vórtices	0,37495 Hz

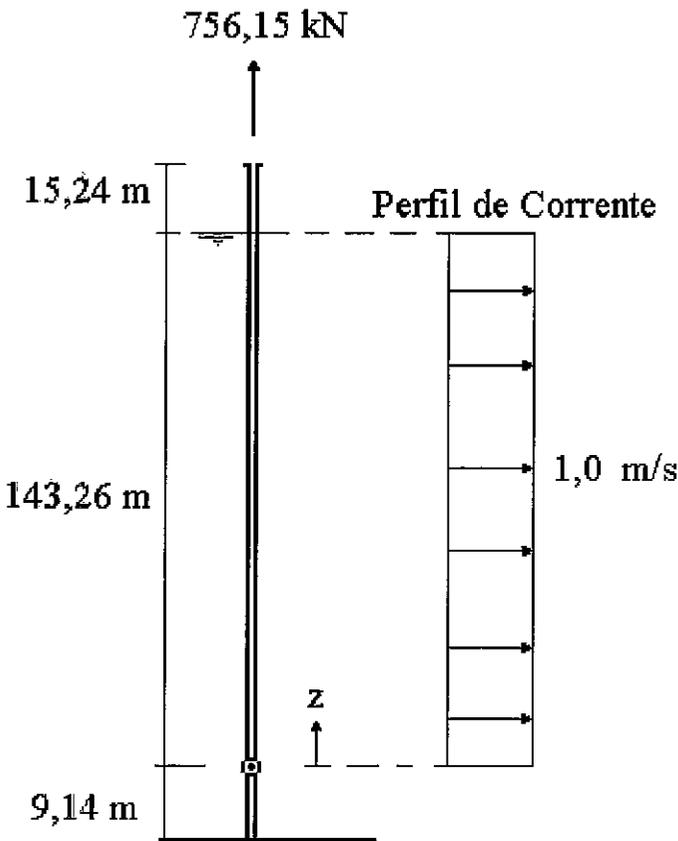


Figura II.15 – Exemplo (a) de aplicação

Os resultados estão mostrados na Tabela II.2. As amplitudes calculadas se basearam nas equações II.24 a II.30. Ao analisarmos esta tabela, notamos que para $\xi_s = 0,03$, o modelo do Blevins forneceu os valores mais baixos. O restante ficou com pequenas diferenças entre si. Já com $\xi_s = 0,003$ e $0,006$, os valores da DnV forneceram alguns valores mais baixos, porém próximos aos outros autores. Convém notar que o modelo harmônico com C_L fixo se aproxima dos outros modelos para valores altos de amortecimento. Quando este fica pequeno, o modelo já não reproduz o fenômeno. Já as respostas do modelo harmônico com C_L variável são mais próximas dos outros modelos, o que mostra que o fenômeno é auto-contido, isto é, não se pode aumentar o coeficiente de *lift* sem que a razão A/D seja verificada. Este modelo converge para um A/D sendo dado $C_L(A/D)$.

Metodologia	$\xi_s = 0,03$	$\xi_s = 0,003$	$\xi_s = 0,006$
Modelo Harmônico C_L fixo	$\frac{A_y}{D} = 1,2541$	$\frac{A_y}{D} = 12,5418$	$\frac{A_y}{D} = 6,2704$
Modelo Harmônico C_L variável	$\frac{A_y}{D} = 0,7838$ para $C_L = 0,25$	$\frac{A_y}{D} = 1,0033$ para $C_L = 0,032$	$\frac{A_y}{D} = 0,9719$ para $C_L = 0,062$
Blevins	$\frac{A_y}{D} = 1,0456$	$\frac{A_y}{D} = 1,5030$	$\frac{A_y}{D} = 1,4363$
Griffin e Ramberg	$\frac{A_y}{D} = 1,1926$	$\frac{A_y}{D} = 1,4556$	$\frac{A_y}{D} = 1,4229$
Sarpkaya	$\frac{A_y}{D} = 1,2640$	$\frac{A_y}{D} = 1,5051$	$\frac{A_y}{D} = 1,4956$
DnV	$\frac{A_y}{D} = 1,2122$	$\frac{A_y}{D} = 1,4547$	$\frac{A_y}{D} = 1,4085$
Brown & Root	$\frac{A_y}{D} = 1,3813$	$\frac{A_y}{D} = 1,7200$	$\frac{A_y}{D} = 1,6774$

Tabela II.2

As respostas deste exemplo resultam em grandes amplitudes de resposta ao fenômeno de VIV, o que levaria necessariamente à utilização de supressores de vórtices. Os valores do parâmetro de estabilidade sendo pequenos, indicam que a resposta é pouco sensível ao fator de amortecimento estrutural.

b) Exemplo do Captador de água gelada:

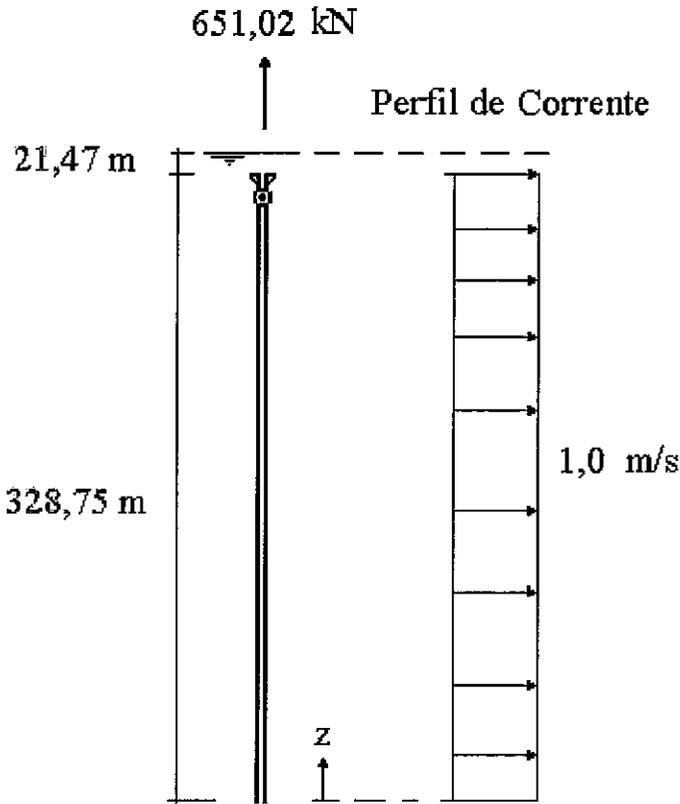


Figura II.16 – Exemplo (b) de aplicação

Diâmetro externo	0,6096 m
Diâmetro interno	0,5778 m
Comprimento esbelto	328,75 m
Massa total (no ar, incluindo massas interna e adicional)	263212,3396 kg
Esforço no topo	651,02 kN
Número de Strouhal	0,20
Velocidade Reduzida	5,00
Fatores de amortecimento estrutural	0,03 , 0,003 e 0,006
Parâmetros de estabilidade	0,79210 , 0,07921 e 0,15842

Modo excitado	6°
Fator de modo adimensional do 6° modo	1,53951
Frequência natural da estrutura 6° modo	0,2834 Hz
Frequência de desprendimento de vórtices	0,32808 Hz

Os resultados estão mostrados na tabela II.3:

Metodologia	$\xi_s = 0,03$	$\xi_s = 0,003$	$\xi_s = 0,006$
Modelo Harmônico C_L fixo	$\frac{A_y}{D} = 1,0046$	$\frac{A_y}{D} = 10,0464$	$\frac{A_y}{D} = 5,0232$
Modelo Harmônico C_L variável	$\frac{A_y}{D} = 0,7309$ para $C_L = 0,291$	$\frac{A_y}{D} = 0,9795$ para $C_L = 0,039$	$\frac{A_y}{D} = 0,9544$ para $C_L = 0,076$
Blevins	$\frac{A_y}{D} = 1,2805$	$\frac{A_y}{D} = 1,9815$	$\frac{A_y}{D} = 1,8735$
Griffin e Ramberg	$\frac{A_y}{D} = 1,5082$	$\frac{A_y}{D} = 1,9301$	$\frac{A_y}{D} = 1,8762$
Sarpkaya	$\frac{A_y}{D} = 1,5607$	$\frac{A_y}{D} = 2,0046$	$\frac{A_y}{D} = 1,9851$
DnV	$\frac{A_y}{D} = 1,5857$	$\frac{A_y}{D} = 1,8474$	$\frac{A_y}{D} = 1,7242$
Brown & Root	$\frac{A_y}{D} = 1,7380$	$\frac{A_y}{D} = 2,2794$	$\frac{A_y}{D} = 2,2093$

Tabela II.3

Ao analisarmos a tabela II.3, notamos as mesmas tendências do exemplo (a) em que, para $\xi_s = 0,03$, o modelo do Blevins forneceu os valores mais baixos e para $\xi_s = 0,003$ e $0,006$, os valores da DnV. Mais uma vez o modelo harmônico com C_L fixo se adequou bem para valores altos de amortecimento, mas diverge

para valores pequenos, não considerando que o fenômeno de VIV é auto-contido, levando a valores totalmente destituídos de significado físico.

Felizmente, os perfis de corrente reais não são uniformes, o que nos permite a consideração de uma parcela significativa de amortecimento hidrodinâmico, reduzindo substancialmente as amplitudes de vibração induzidas por vórtices, conforme descrito no item seguinte.

II.4.2. MODELOS MATEMÁTICOS DISPONÍVEIS PARA PERFIS DE CORRENTE NÃO UNIFORMES

As correntes que incidem sobre uma estrutura podem ser uniformes e não uniformes. As correntes uniformes tem apenas 1 valor de módulo e direção ao longo de todo o perfil, conforme mostra o primeiro perfil da Figura II.17. Os perfis não uniformes variam de valor e/ou direção ao longo da profundidade. Os outros perfis apresentados na mesma figura são exemplos de perfis não uniformes.

Uma das características do perfil uniforme é excitar a estrutura em apenas 1 modo. A velocidade de corrente, sendo fixa, gera apenas 1 valor de velocidade reduzida para cada modo. Invertendo este valor e comparando com o número de Strouhal, chega-se a conclusão se haverá VIV e qual o modo da estrutura que poderá entrar em vibração.

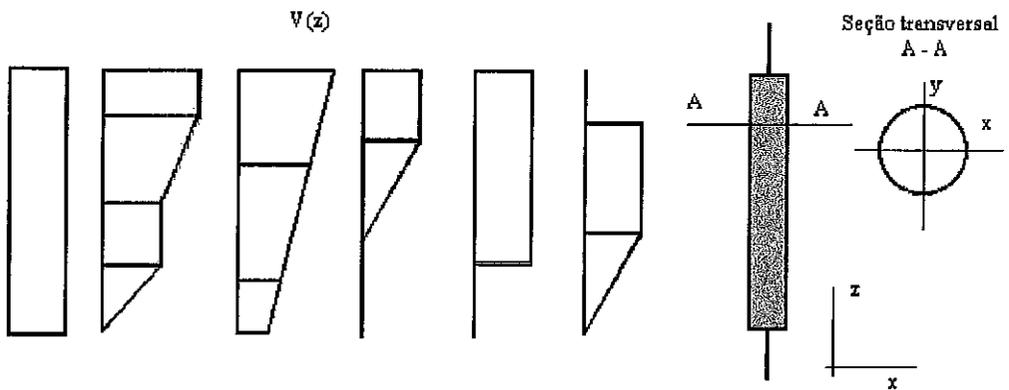


Figura II.17 – Estrutura sujeita a seis possíveis perfis de corrente

As correntes não uniformes excitam a estrutura em vários modos ao mesmo tempo. A velocidade reduzida, neste caso, é um intervalo para cada modo, podendo abranger um número razoável de frequências de excitação.

Um perfil não uniforme pode ter valores de correntes nem sempre crescentes ou decrescentes. A Figura II.10 mostra um perfil em que há um valor mínimo local entre 650 m e 800 m de distância a partir do fundo. Portanto, não é um perfil monotônico. Perfis monotônicos são aqueles em que os valores da corrente são sempre crescentes ou decrescentes. A vantagem dos perfis monotônicos é a garantia de se ter somente uma região da estrutura que é excitada e uma ou duas amortecidas para cada modo. A Figura II.18 mostra o balanço de energia ao longo da estrutura devido a um perfil de corrente não uniforme monotônico. O comprimento da região de excitação (L_r^n) está diretamente associado aos valores limites de velocidade reduzida α e β .

Para os casos práticos, as correntes são não uniformes, possuindo, às vezes, inversão na direção. Os modelos descritos neste item, portanto, são os que tem realmente valia, pois combinam vários modos atuando ao mesmo tempo.

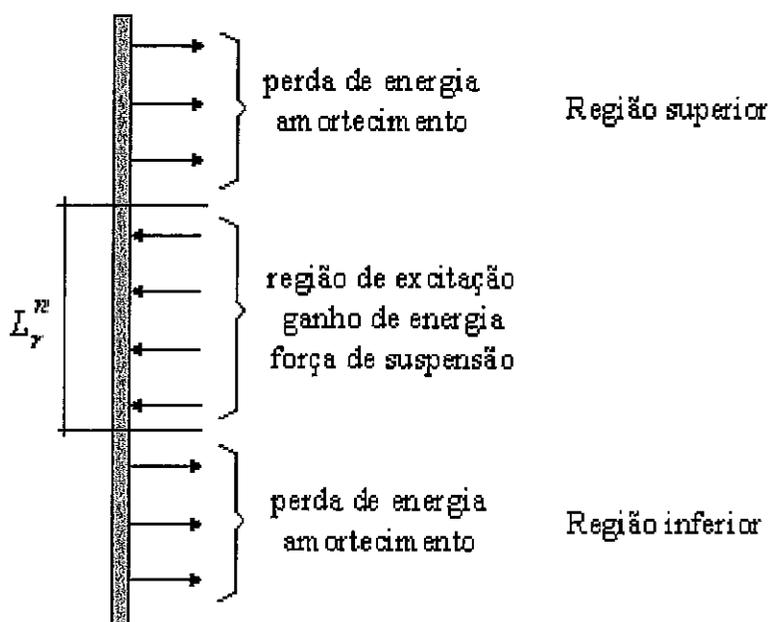


Figura II.18 – Balanço de energia ao longo da estrutura sujeita a um perfil não uniforme monotônico

Para casos específicos como testes em tanques, reboques ou estruturas localizadas perto de foz de rios, quando temos correntes praticamente uniformes e sem alteração da direção, podemos usar os modelos simplificados descritos no item anterior.

Muitos fatores podem interromper o processo de sincronização. Um deles é a presença de frequências de vibração que atuam simultaneamente na estrutura. Por causa da corrente não uniforme, a frequência de despreendimento de vórtices pode variar ao longo do comprimento da estrutura. Com isto, diferentes regiões podem ter diferentes modos excitados. Embora a excitação para cada modo possa estar confinada a uma pequena região, cada modo responde como uma onda que se propaga por toda a estrutura. Então, em algum ponto, o espectro de resposta revelará uma superposição modal com cada pico

sendo único com sua frequência natural própria. Isto foi demonstrado experimentalmente [67] em que, componentes de frequências múltiplas podem interromper o processo local de *lock-in*. Então, se um modo tem energia suficiente de vibração, pode-se desprezar a concorrência do desenvolvimento de modos com baixos níveis de resposta.

Os modelos disponíveis para a avaliação das vibrações de estruturas por perfis de corrente não uniformes foram descritos por Larsen [16] e inclui 7 modelos a saber: MIT - Modelo do prof. Vandiver, *LICEngineering A/S*, “*Det Norske Veritas*” (DnV), MARINTEK, MIT – Modelo do prof. Triantafyllou, Instituto Norueguês de Tecnologia (NTH) e *University College London* (UCL). Estes modelos estão descritos com detalhes na referência [1].

O modelo do MIT - Modelo do prof. Vandiver se baseia na superposição modal e regiões de excitação modal combinadas com a resposta dependente dos coeficientes de *lift*, implementados no programa SHEAR7. Este modelo segue a filosofia de Nikkel [68] e Brooks [60] e será explicado com mais detalhes no capítulo III. Caso uma estrutura seja excitada por mais de 100 modos, o programa SHEAR7 não é recomendado e, neste caso, um outro modelo foi desenvolvido baseado na técnica de solução da função de Green, e com a excitação formulada como um espectro transversal de força de *lift*, implementado no programa SHEAR6 [89]. O fato de mais de 100 modos atuando ao mesmo tempo não é característica de estruturas offshore e, portanto, este modelo não será tratado nesta tese.

O modelo desenvolvido pela *LICEngineering* (LIC) é baseado num esquema de integração no domínio do tempo [12], utilizando a superposição modal. Este modelo está apresentado no capítulo IV.

Embora haja muitas similaridades entre os programas SHEAR7 e LIC22, importantes diferenças são também vistas:

- O modelo da LIC pode considerar a ação de ondas como um verdadeiro processo no domínio do tempo, enquanto que o modelo do Vandiver é limitado a acrescentar um perfil de onda congelada na corrente. De acordo com Vandiver, esta solução será nestes casos uma aproximação e representa o limite superior da resposta.
- Vandiver tem outra formulação para o carregamento e o amortecimento, incluindo a resposta dependente do coeficiente de *lift*. O modelo da LIC assume coeficientes constantes.
- Vandiver tem uma estratégia formulada matematicamente para eliminação das zonas comuns de excitação entre as diferentes frequências, enquanto LIC seleciona a distribuição entre os modos competitivos de caso para caso baseado na experiência.
- O modelo de resposta do Vandiver é, como no LIC, baseado na superposição modal, mas não realiza uma integração no domínio do tempo, permitindo a todos os carregamentos modais a excitar todos os modos. Portanto, a atenuação espacial pode ser descrita de uma forma mais realista.

Outros modelos foram desenvolvidos para prever a resposta da estrutura para fluxo de fluidos viscosos ao redor de cilindros [16]. Um deles é o método da “*Det Norske Veritas*” (DnV), onde simula a resposta em 3-D de uma seção transversal cilíndrica usando um oscilador harmônico linear para representar a flexibilidade do cilindro. O fluxo viscoso é simulado usando um método considerando seções transversais da estrutura infinitamente pequenas com vórtices em circulação apropriada.

O modelo do MARINTEK considera apenas os deslocamentos transversais devidos ao *vortex shedding*. A resposta dinâmica *in-line* não é calculada e a versão avaliada não aumenta o valor do arrasto devido às vibrações transversais. A resposta transversal de um cabo ou um riser é encontrada

utilizando um modelo de elementos finitos e integração direta no tempo de uma equação dinâmica.

Outro modelo desenvolvido foi no MIT, através do Prof. Triantafyllou e seu grupo, que tem estudado o comportamento de cabos marítimos muito longos. Estes cabos podem ser modelados como cabos infinitos sem seus períodos naturais e modos de vibração. A resposta dependerá apenas da frequência de *vortex shedding*. Entretanto, os descolamentos dos vórtices em diferentes localizações podem ter uma pequena diferença das frequências de descolamentos devido a uma variação do fluxo de velocidade normal ao eixo do cabo. Isto faz com que duas ondas de frequências próximas se somem quando viajam pelo cabo, originando o fenômeno de batimento, que é uma resposta de amplitude modulada, com frequência de modulação igual à diferença entre duas frequências de excitação dominantes.

O modelo desenvolvido pelo Instituto Norueguês de Tecnologia (NTH) é baseado na hipótese de que a resposta é ideal e unimodal e portanto, definida pelo modo com uma característica amplitude e uma frequência. Se a análise mostra que mais de um modo é excitado, este método não tem uma consistência na seleção da resposta modal, mas deve dar mais de uma possibilidade de solução. Além disso, a excitação é assumida que aparece ao longo do comprimento do riser ou cabo. A amplitude de resposta é dada baseada em resultados de testes em seções transversais de cilindros, cujos suportes são feitos por molas nas direções *in-line* e *cross flow* para um fluxo incidente de fluido. As molas foram sintonizadas para dar a condição ótima para o aparecimento da oscilação na forma de um 8, que significa $\omega_{il} = 2 \omega_r$ ou $k_{il} = 4 k_r$. Destes testes, o coeficiente de arrasto e os deslocamentos dinâmicos *in-line* e transversal são obtidos. Os resultados são guardados em um banco de dados.

No modelo adotado pela *University College London* (UCL), a hipótese fundamental é que a frequência de vibrações por vórtices é maior do que a

frequência da componente do carregamento. Utilizando esta suposição, pode-se calcular as vibrações por vórtices como as observadas em um fluxo uniforme. O processo quasi-estático é usado para quantificar as vibrações por vórtices em cilindros em ondas, congelando o perfil de onda em alguns passos no tempo. As respostas das frequências *in-line* devidas às ondas é calculada pela equação de Morison. O modelo da UCL assume um aumento no coeficiente de arrasto devido às vibrações transversais. As oscilações transversais são definidas para começar com a velocidade reduzida igual a 4, atingindo um máximo de 6 e cessando além de 10, cuja faixa é um pouco mais larga do que a assumida pela LIC. A amplitude de cada modo é calculada usando o esquema do Iwan [6], usado também pelo modelo do NTH mas com algumas modificações. O modelo do NTH aplica resultados experimentais diretamente na predição da resposta e assume a resposta unimodal, enquanto que o modelo do UCL usa uma fórmula empírica para predizer a máxima amplitude para cada modo ativo.

Comparando este modelo com o modelo da LIC, a parte do carregamento é completamente diferente mas a resposta é achada baseada na mesma suposição: a resposta de um carregamento modal excita apenas este modo [16], não tendo a participação dos outros modos. Este programa prediz uma resposta uniforme ao longo da estrutura, porque a forma do modo é uniforme. Com isso, o programa não considera a atenuação espacial. E se o amortecimento ocorrer em um comprimento relativamente longo da estrutura, a resposta torna-se pequena.

As conclusões que podemos tirar ao aplicarmos estes procedimentos em exemplos práticos é que há grandes discrepâncias entre os resultados, significando que todos os aspectos das vibrações induzidas por vórtices ainda não foram totalmente entendidas [16]. São necessários mais testes e desenvolvimentos pela comunidade científica para que as ferramentas advindas destas pesquisas possam ser utilizadas pelos engenheiros. Entretanto, uma das maiores diferenças entre os modelos é a forma de considerar-se a atenuação espacial. Usando a hipótese de

que o carregamento em uma determinada frequência excita apenas o modo associado àquela frequência, significa que a atenuação espacial é desprezada [16], mesmo se houver uma região de excitação e uma região de amortecimento.

Outra observação importante está relacionada com a definição das regiões de excitação e como o carregamento está correlacionado com esta região. Os modelos tem diferentes valores extremos de velocidade reduzida que darão diferentes regiões de excitação. Um dos pontos mais importantes é como as regiões de *overlapping* são tratadas. Uma formulação coerente deve evitar regiões de *overlapping*, mas o critério de eliminação destas regiões ainda é incerto.

A maioria das formulações é baseada no coeficiente de sustentação e na clássica equação de força de *lift*. Experimentos tem sido desenvolvidos de modo a se determinar o valor deste coeficiente sob várias condições de fluxo e resposta. Porém, há grandes diferenças entre os experimentos e as formulações de cada método, obtendo, com isso, diferentes parâmetros. Isto certamente leva a diferenças observadas nos resultados finais.

Capítulo III

VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR DESPRENDIMENTO DE VÓRTICES NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA EM CORRENTES NÃO UNIFORMES

III.1 INTRODUÇÃO

A análise estrutural dinâmica no domínio da frequência em correntes não uniformes é, apesar de iterativa, um procedimento computacionalmente rápido que permite ao analista manipular e interpretar os resultados diretamente, possibilitando um ganho de tempo ao se fazer um estudo paramétrico, por exemplo. Além disso, o cálculo do dano é realizado de uma forma simples e rápida a partir do R.M.S. da resposta de tensões em cada ponto. A consideração de supressores de vórtices é imediata, sem prejuízo no tempo de CPU.

Os primeiros procedimentos foram desenvolvidos para correntes uniformes descritos no item anterior. Acrescente o fato de Ivan & Blevins [69], em 1974 terem também desenvolvido um modelo. A partir daí, Nikkel em 1983 [68] desenvolveu um modelo para correntes não uniformes. Vandiver em 1985 [23] e Humphries em 1987 [96] também desenvolveram seus modelos, baseados no parâmetro de estabilidade equivalente. Mais tarde, Vandiver e Chung [23] entre 1986 a 1988, fizeram ensaios e melhoraram seus modelos, resultando no programa SHEAR7. Finalmente em 1997, Vandiver e Venugopal [22] aprimoraram a parte de amortecimento, introduzindo as etapas de cálculo em programas de computador. Brooks em 1987 [60] desenvolveu seu modelo, baseado na conservação de energia, hipótese também adotada por Nikkel e

Vandiver. Este modelo foi usado para a verificação de VIV nos risers de Auger, pela firma Fluor Daniel [66]. Paralelamente, Lyons & Patel [69] desenvolveram, em 1986, um modelo baseado em Ivan & Blevins, também para correntes não uniformes. Este modelo foi utilizado pela USP [8] para o desenvolvimento do programa STEELCAT a partir de 1997, solicitado pela Petrobras. A Figura III.1 mostra um fluxograma do histórico do desenvolvimento destes modelos.

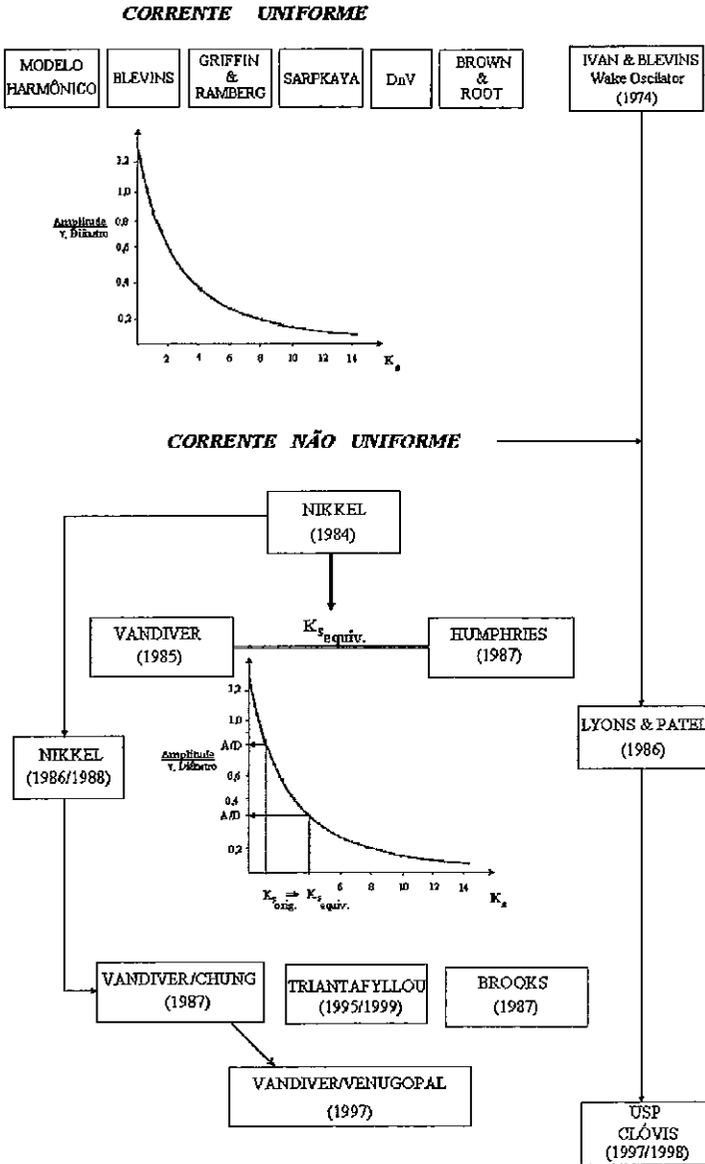


Figura III.1 –Histórico dos desenvolvimentos dos modelos de VIV

O grupo que dispõe de um maior número de ensaios relacionados com os problemas reais é o do Prof. Vandiver do MIT, cujos resultados dos ensaios são transformados em gráficos e expressões semi-empíricas adequadas à utilização em um procedimento de análise estrutural dinâmica no domínio da frequência. Estas implementações resultaram nas diversas versões do programa SHEAR, comercialmente utilizado pela Petrobras, Shell, Exxon, etc. (atualmente está na versão SHEAR7 - 2.2).

A Petrobras optou pela utilização do programa SHEAR7 por entender que se trata de uma ferramenta computacional que, utilizada com critério, fornece resultados satisfatórios. A Shell utiliza o programa SHEAR7 versão 1.0 com coeficientes calibrados obtidos a partir de uma extensa campanha de levantamento de dados conduzida por Don Alen no tanque de provas da Shell [18,19].

Na publicação de resultados comparativos realizados por Larsen [16], o procedimento do MIT, apresentou bastante consistência; estas conclusões foram confirmadas posteriormente em contatos pessoais com Carl Larsen quando de sua vinda ao Brasil em 1997.

No entanto, é necessário conhecer os fundamentos básicos que dão suporte aos procedimentos numéricos, de tal forma que os resultados sejam analisados de uma forma criteriosa, pois dependem de uma série de parâmetros empíricos obtidos em circunstâncias muitas vezes bastante diferentes do modelo real.

Os três modelos acima (Nikkel, Brooks e Vandiver) foram implementados no programa RISERFW [17], originalmente desenvolvido para análise dinâmica de risers rígidos no domínio da frequência. Estas implementações no programa, adaptando-o para análises de vibrações por vórtices no domínio da frequência, aumentaram consideravelmente a sua capacidade.

Atualmente, o programa ANFLEX também tem uma interface nova, gerada em 1998 pela COPPE, em que dada a discretização da estrutura, a análise estática gera um arquivo que descreve as velocidades de corrente e variação da tração por nó e a análise de vibrações livres gera um outro arquivo, descrevendo as frequências naturais, modos e curvaturas de uma estrutura vertical ou em catenária. Estes arquivos serão utilizados pelo programa SHEAR7 quando não for possível discretizar a estrutura usando somente os recursos deste programa.

III.2 MODELO MATEMÁTICO

O problema a ser analisado é o problema clássico da dinâmica traduzido pela seguinte equação, de forma matricial:

$$\tilde{M}\ddot{\tilde{y}} + \tilde{C}\dot{\tilde{y}} + \tilde{K}\tilde{y} = \tilde{P} \quad (\text{III.1})$$

onde: \tilde{M} é a matriz de massa estrutural, incluindo a massa adicional.

\tilde{C} é a matriz de amortecimento (amortecimento estrutural + amortecimento hidrodinâmico).

\tilde{K} é a matriz de rigidez (matriz linear estrutural + matriz geométrica)

\tilde{P} é o vetor de cargas.

Na forma contínua, para um cabo com tração constante, tem-se a seguinte expressão:

$$m_t \ddot{y}(z,t) + c \dot{y}(z,t) - Ty''(z,t) = P(z,t) \quad (\text{III.2})$$

onde m_t = massa por unidade de comprimento, incluindo massa adicional;
 c = amortecimento total (estrutural + hidrodinâmico), por unidade de comprimento;
 T = tração ao longo da estrutura.

Usando a técnica de superposição modal tradicional padrão e utilizando a notação contínua, a resposta do sistema de deslocamentos pode ser escrita como:

$$y(z, t) = \sum_n q_n(t) \psi_n(z) \quad (\text{III.3})$$

onde: ψ_n é o n-ésimo modo da função de forma do sistema e $q_n(t)$ é a resposta modal do modo n . Substituindo-se a equação (III.3) na equação (III.2), obtém-se:

$$M_n \ddot{q}_n(t) + C_n \dot{q}_n(t) + K_n q_n(t) = P_n(t) \quad (\text{III.4})$$

sendo:

a) M_n = massa modal, dada por:

$$M_n = \int_0^L m_t \psi_n^2(z) dz \quad (\text{III.5})$$

b) C_n = amortecimento modal, dado por:

$$C_n = \int_0^L c(z) \psi_n^2(z) dz \quad (\text{III.6})$$

onde $c(z) = c_h(z) + c_s(z)$

c) K_n = rigidez modal, para o caso de um cabo, desprezando EI e com tração constante, dada por:

$$K_n = -T \int_0^L \psi_n''(z) \psi_n(z) dz \quad (\text{III.7})$$

onde $\psi_n''(z)$ = curvatura do modo

d) $P_n(t)$ = força modal, dada por:

$$P_n(t) = \int_0^L P(z, t) \psi_n(z) dz \quad (\text{III.8})$$

É importante observar que no caso de V.I.V. o amortecimento hidrodinâmico está associado ao modo em questão, o que permite que o sistema (III.4) seja desacoplado, o que não ocorre no caso da análise dinâmica no domínio da frequência onde a matriz de amortecimento é consequência do processo de linearização do vetor de cargas [17].

Outra observação importante está relacionada com o fato que neste caso a amplitude máxima de cada modo é igual a 1, isto é, a normalização é realizada em relação a unidade.

Nos itens seguintes são descritas as formas como são obtidos os modos potencialmente excitáveis, a função de forças $P(z, t)$ e a função de amortecimento hidrodinâmico $c_n(z)$ correspondente a cada modo.

III.3 DETERMINAÇÃO DOS MODOS POTENCIALMENTE EXCITÁVEIS

O modelo implementado no SHEAR7 e no RISERFW exige que a corrente com perfil variável seja monotônica, isto é, sempre crescente ou sempre decrescente. Desta forma é assegurado que existirá somente uma região de excitação e uma ou duas regiões de amortecimento para cada modo (ver Figura II.17).

A técnica empregada para tornar um perfil qualquer em perfil monotônico basea-se na manutenção da energia contida no perfil [20], em que, de posse do perfil original possa se obter um novo perfil, semelhante ao primeiro, porém monotônico e com a mesma área velocidade x profundidade. Este novo perfil dá uma estimativa conservativa (respostas maiores do que o perfil original), mas para sistemas onde há relativamente poucos modos excitados, como é o caso de risers em geral, esta aproximação impõe pequenos erros. Para sistemas em que temos muitos modos, como modelos de cabo infinitos, esta não é uma boa aproximação.

A partir do número de Strouhal S , definido pelo usuário como sendo aquele cujo inverso corresponde à velocidade reduzida de maior amplitude de resposta do V.I.V. para todos os modos, define-se as expressões correspondentes à máxima e à mínima frequência de desprendimento de vórtices do perfil como sendo:

$$\omega_{\min} = \frac{2\pi S U_{\min}}{D} \quad (\text{III.9})$$

$$\omega_{\max} = \frac{2\pi S U_{\max}}{D} \quad (\text{III.10})$$

onde U_{min} e U_{max} correspondem aos valores extremos do perfil de corrente. Normalmente a amplitude de velocidades decresce com a profundidade e como se utiliza sempre o perfil monotônico, U_{max} corresponderá à velocidade da superfície e U_{min} à velocidade do fundo.

No modelo desenvolvido, o critério adotado para se determinar quais as freqüências naturais da estruturas que são potencialmente excitadas é mostrado na Figura III.2.

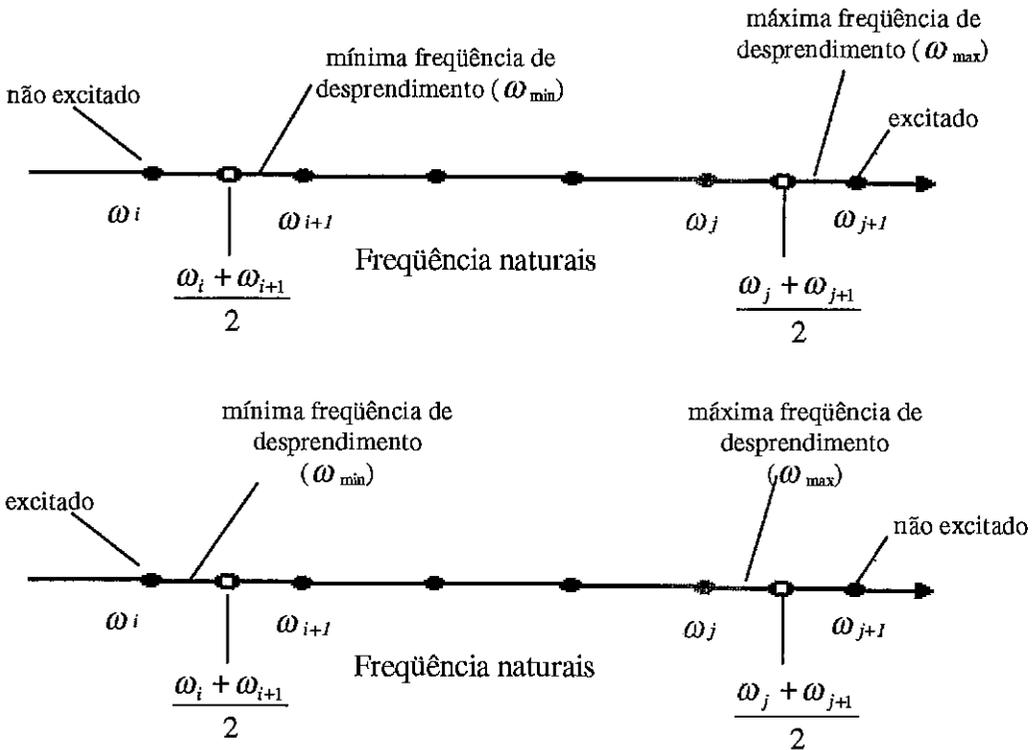


Figura III.2 – Excitação das freqüências naturais

Dado ao fato do perfil de corrente ser obrigatoriamente monotônico, todas as freqüências da estrutura contidas dentro do intervalo $(\omega_{min}, \omega_{max})$ apresentarão uma velocidade reduzida coincidente com o inverso do número de Strouhal (ver

Figura III.3). Nesta figura tem-se um perfil de corrente trapezoidal e três gráficos com as velocidades reduzidas (V_r) de três modos sucessivos. Nos três gráficos de velocidade reduzida, indica-se a cota z onde tem-se a coincidência entre a velocidade reduzida e o inverso do nº de Strouhal ($1/S$), o qual corresponde ao valor da velocidade reduzida com maior probabilidade de VIV. Desta forma, tem-se para o modo n , a cota z_n . Para o modo seguinte $n+1$, a região de excitação estará acima da do modo n , porque a velocidade reduzida, embora seja a mesma, terá uma velocidade de corrente maior para uma frequência f_{n+1} maior. Igualmente, para o modo $n-1$, a região de excitação estará abaixo do modo n , por ter, no mesmo perfil, uma velocidade de corrente menor.

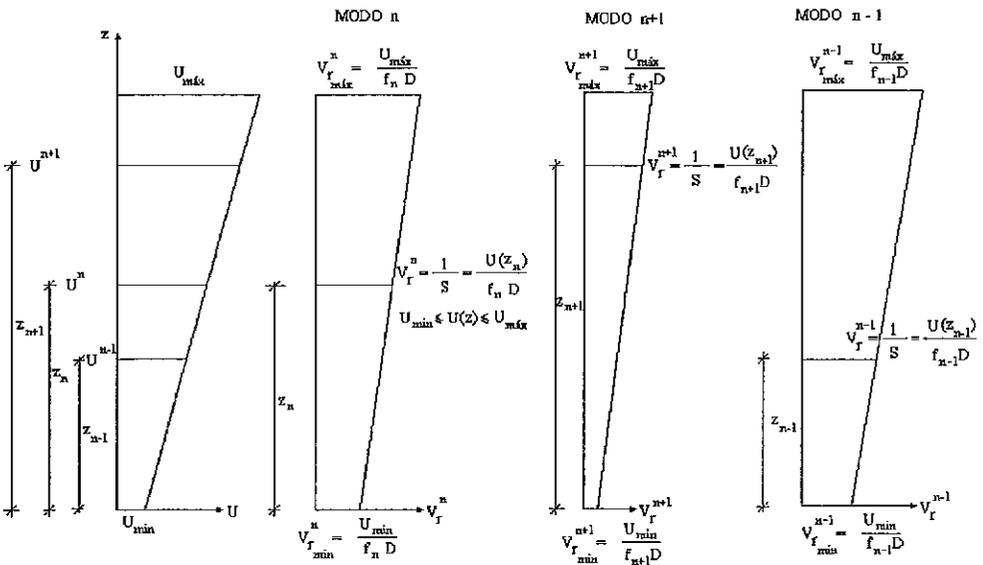


Figura III.3 - Relação entre velocidade de corrente e velocidade reduzida

A cada frequência excitada ao longo da estrutura está associada uma determinada energia de excitação (*Input Power*), a qual juntamente com outros parâmetros adimensionais vai orientar o usuário na definição dos modos a serem utilizados na análise.

É importante observar duas exceções para o critério anterior:

1. No caso de perfis uniformes ω_{\min} será igual a ω_{\max} sendo que neste caso somente a frequência mais próxima será tomada como potencialmente excitável. Deve-se ressaltar ainda que o modo correspondente entrará em VIV se a correspondente velocidade reduzida estiver dentro do intervalo (α, β) .

2. No caso em que ω_{\min} e ω_{\max} estiverem bastante próximos e que pelo critério adotado nenhuma frequência for excitável, toma-se duas frequências próximas: a anterior e a posterior ao intervalo.

III.4 DEFINIÇÃO DOS TRECHOS DE EXCITAÇÃO E DE AMORTECIMENTO

Para o caso de um perfil de corrente monotônica, a cada modo estará associado um trecho de excitação e um ou dois trechos de amortecimento, conforme mostrado na Figura II.18.

A definição das ordenadas dos três trechos do modo n é feita a partir da definição por parte do usuário do intervalo de velocidades reduzidas (α, β) no qual poderá ocorrer V.I.V., e a velocidade reduzida do perfil associada ao modo n , descritas no capítulo II e apresentadas no item II.3.1.

A Figura III.4 mostra o caso de dois modos excitados e os seus respectivos trechos de excitação. No trecho da Figura III.3.(a) não há superposição e na Figura III.3.(b) há um trecho de superposição, o qual é eliminado reduzindo-se igualmente o L_r de cada modo até que o fim de um trecho de excitação coincida com o início do outro.

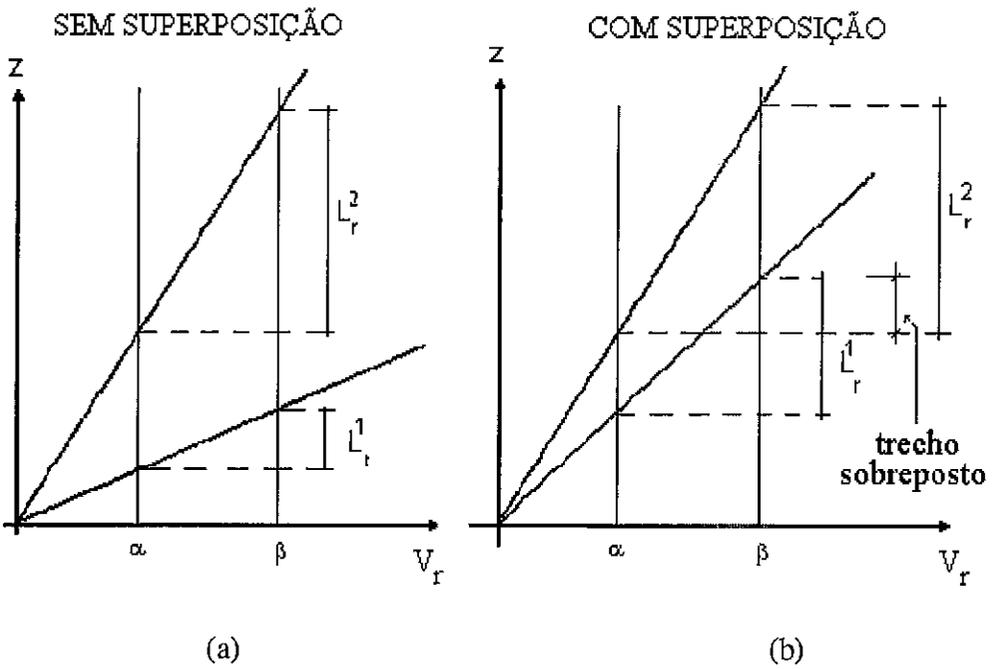


Figura III.4 - Trechos excitados sem e com superposição

No caso mais geral, como, do exemplo de um riser com tração variável apresentado na Figura III.5, tem-se vários trechos superpostos.

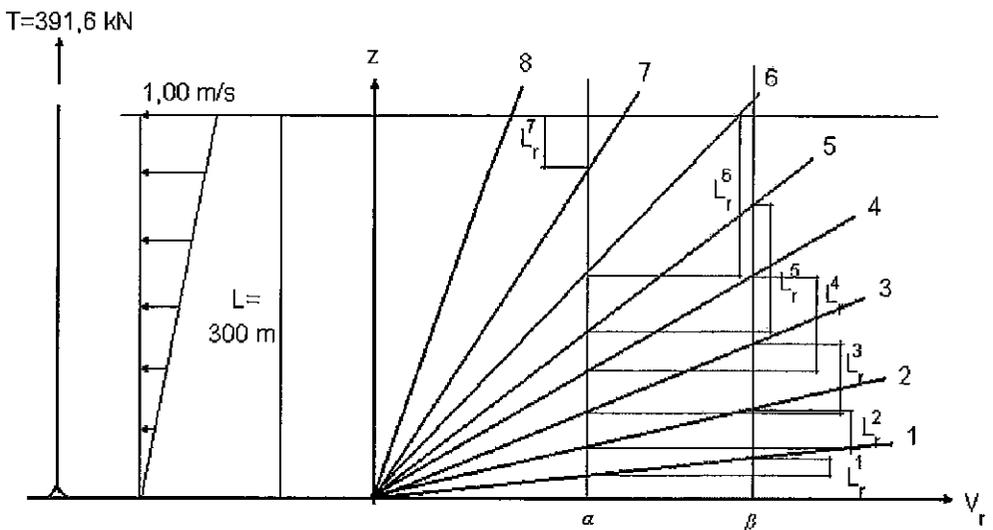


Figura III.5 – Vários trechos excitados com um perfil de corrente variável

É importante observar na Figura que o modo 1 apresenta um pequeno trecho de excitação, os modos 6 e 7 apresentam apenas 1 trecho de amortecimento, o modo 8 não apresenta nenhum trecho de excitação e os modos 2 ao 7 se superpõem.

III.5 ORDENAÇÃO DOS MODOS SEGUNDO A ENERGIA DE EXCITAÇÃO

Dado ao fato do procedimento ser iterativo, não se sabe a princípio qual é a energia de excitação associada a cada modo. Desta forma utiliza-se de uma expressão inicial a qual é confirmada no final do processo iterativo.

$$\pi_n = \frac{\int_{L_r^n} V^2(z) dz}{\int_L V^2(z) dz} \quad (\text{III.11})$$

onde L_r^n representa a região de excitação para o modo n e $V(z)$ é a velocidade de corrente do perfil monotônico.

Esta expressão é normalizada em relação à unidade resultando num gráfico similar a Figura III.6. O usuário define a partir deste gráfico quantos modos ele deseja que participem da resposta através de um valor limite mínimo. Se este valor for fornecido igual a 1 significa que somente um modo participará da resposta com seu trecho de excitação original. A carga senoidal correspondente na frequência deste modo, no entanto, é considerada na resposta dinâmica dos outros modos não ressonantes, o que irá contribuir para a atenuação da estrutura.

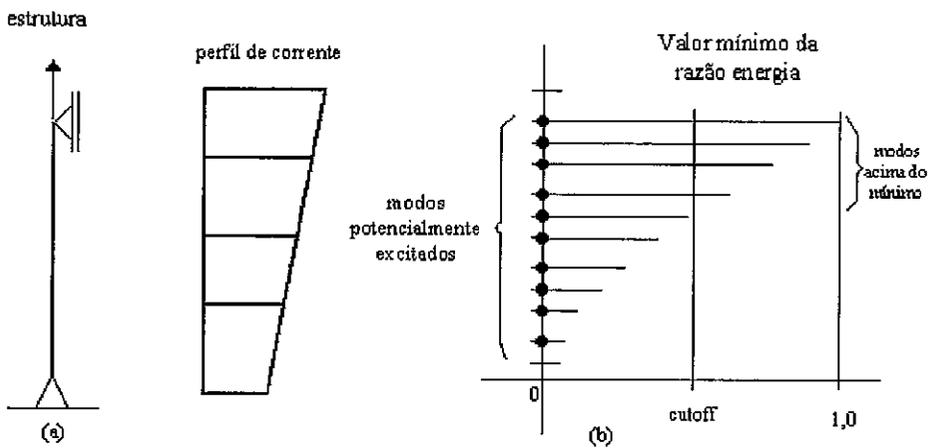


Figura III.6 – Identificação dos modos mais importantes

É importante observar ainda que nem sempre o maior modo será aquele de maior energia conforme sugere a Figura III.6.b. Pelos exemplos analisados utilizando-se os perfis da Bacia de Campos, o modo de maior energia está situado entre os três últimos potencialmente excitáveis.

III.6 DETERMINAÇÃO DA FORÇA DE EXCITAÇÃO PARA O TRECHO EM VIBRAÇÃO

A força de excitação $P(z,t)$ por unidade de comprimento, para uma freqüência ω_n , segundo Blevins [2], pode ser escrita como:

$$P(z,t,\omega_n,\frac{A_y}{D}) = \frac{1}{2} \rho D U^2 C_L(z,\omega_n,\frac{A_y}{D}) \text{sen}(\omega_n t) \quad (\text{III.12})$$

onde: $C_l(z, \omega_n, A_y/D)$ é o coeficiente de sustentação para cada modo, que vai depender do modelo adotado.

A força modal de sustentação é dada pela equação (III.13). Esta força é transversal à direção de propagação do fluido e ocorre na região de excitação, fornecendo energia para a estrutura.

$$P_n(t) = \int_{L_r^n} \left| \psi_n(z) P(z, t, \omega_n, A_y/D) \right| dz \quad (\text{III.13})$$

onde: L_r^n é a região excitada, definida pelo intervalo de velocidades reduzidas (α, β) .

III.7 DESCRIÇÃO DO MODELO DE NIKKEL

O modelo do Nikkel foi apresentado em 1983 [68], teve por objetivo principal a investigação dos efeitos da corrente não uniforme em risers. A técnica desenvolvida é baseada na análise de vibração randômica de Blevins e Burton [91] e outros autores, que investigaram as oscilações de estruturas em fluxos uniformes e foi estendido para fluxos não uniformes. Testes foram feitos para validar a teoria, porém o próprio autor indica que os testes não foram suficientemente completos para validar a teoria conclusivamente.

Testes mostraram que os vórtices são descolados em células com frequências pulando descontinuamente através dos contornos celulares. Baseado nestas observações, o autor chegou ao seguinte procedimento:

- a) o riser é dividido em células de vórtices. Sobre cada célula a frequência de VIV é constante e presa na frequência modal da estrutura. A frequência pula de célula para célula;
- b) mais de uma frequência modal da estrutura é excitada desde que a frequência de VIV e a sustentação associada variem ao longo do comprimento do tubo;
- c) os contornos das células são determinados pela consideração de que o fenômeno de *lock-in* determina limites definidos, no qual os limites da frequência local de VIV pode afastar-se da chamada “frequência natural de descolamento”, calculada usando o número de Strouhal e a velocidade local transversal;
- d) para cada modo excitado, há uma célula ativa, no qual a energia é alimentada na estrutura e a região passiva (o restante do riser) a energia é dissipada pelo amortecimento do fluido;
- e) a amplitude de cada modo é determinada pelo balanço entre a energia ganha e a energia perdida para cada modo;
- f) a resposta total do riser é obtida como uma superposição da soma dos quadrados de todos os modos de vibração excitados.

Este procedimento foi incorporado a um modelo matemático e numérico que calcula as amplitudes de resposta e as tensões de flexão como uma função da localização dos vãos do riser exposto à correntes arbitrárias. Para tanto, a quantidade de interesse é o valor médio quadrático do deslocamento:

$$\overline{y^2(z,t)} = \sum \overline{q_n^2(t)} \psi_n^2(z) + \Lambda \quad (\text{III.14})$$

onde Λ é o erro devido à correlação cruzada e

$$\overline{q_n^2} = \int_0^\infty F(\omega / q_n^2) d\omega \quad (\text{III.15})$$

é a média quadrática do coeficiente Lagrangiano, avaliado pela integração da densidade espectral de força:

$$F(\omega / q_n^2) = \frac{\int_0^L \int_0^L \psi_n(z) \psi_n(z') F(\omega / L(z) L(z')) dz dz'}{|Z_n(i\omega)|^2 \left[\int m(z) \psi_n^2(z) dz \right]^2} \quad (\text{III.16})$$

onde h é a cota da lâmina d'água e z' é o comprimento de *lock-in* e Z_n é a impedância do n -ésimo modo dado por:

$$Z_n = -\omega_n^2 + 2i\zeta_n \omega_n \omega + \omega^2 \quad (\text{III.17})$$

onde ω_n é a n -ésima frequência modal (rad/s) e ζ_n é o coeficiente de amortecimento do n -ésimo modo.

A função de correlação cruzada é assumida ter a seguinte forma:

$$F(\omega/L(z)L(z')) = \frac{1}{B\omega_s\sqrt{\pi}} \left\{ \frac{1}{2} \rho U^2(z) C_L(z) \exp \left[-\frac{\left(1 - \frac{\omega}{\omega_s}\right)^2}{2B^2} \right] \right\} \left\{ \frac{1}{2} \rho U^2(z') C_L(z') \exp \left[-\frac{\left(1 - \frac{\omega}{\omega_s}\right)^2}{2B^2} \right] \right\} \exp \left[\frac{-2|z-z'|}{l_c} \right] \text{sgn}(\psi_n(z)\psi_n(z')) \quad (\text{III.18})$$

onde B é a largura de banda da frequência de VIV e ω_s é a frequência de vórtices (em função de z). A frequência de vórtices prende na frequência modal ω_n dentro de certa região do riser, $z_{n,\text{min}} < z < z_{n,\text{max}}$, no qual chamamos de L_r^n . Para alocar as regiões de *lock-in*, consideremos que B é comparável com a largura de banda da resposta do oscilador ζ_n , então, a máxima amplitude do modo n é:

$$\left(\frac{A_{y,n}}{D} \right)^2 = \left(\frac{\rho \psi_{n,\text{max}}}{4\zeta_n \omega_n^2} \right)^2 \frac{\int_{L_r^n} \int_{L_r^n} f(z) f(z') e^{\frac{-2|z-z'|}{l_c}} dz dz'}{\left[\int m(z) \psi_n^2(z) dz \right]^2}$$

e $f(z) = U^2(z) |\psi_n(z)| k_1 k_2 C_L(z) \quad (\text{III.19})$

A constante k_1 é função da largura de banda do oscilador, e k_2 se relaciona com o RMS da máxima amplitude. As constantes k_1 e k_2 e o coeficiente de sustentação C_L foram achados empiricamente por Blevins e Burton [69] como sendo:

$$k_1 k_2 C_L = a + b \left(\frac{A_{y,n}}{D} \right) \left(\frac{\Psi_n(z)}{\Psi_{n,\max}} \right) + c \left(\frac{A_{y,n}}{D} \right)^2 \left(\frac{\Psi_n(z)}{\Psi_{n,\max}} \right)^2 \quad (\text{III.20})$$

onde $a = 0,35$, $b = 0,60$ e $c = -0,93$. Dos mesmos autores, temos:

$$\frac{l_c}{D} = 5 + \frac{100 \left(\frac{A_{y,n}}{D} \right)}{0,5 - \left(\frac{A_{y,n}}{D} \right)} \quad \text{para} \quad \frac{A_{y,n}}{D} < 0,5$$

ou $\frac{l_c}{D} = \infty$ para $\frac{A_{y,n}}{D} > 0,5$ (III.21)

Desde que C_L e l_c dependem de $\frac{A_{y,n}}{D}$, a equação (III.19) deve ser resolvida iterativamente, para cada amplitude desconhecida $\frac{A_{y,n}}{D}$.

Uma vez que a amplitude de cada modo é determinada, a resposta total é dada por:

$$\frac{A_y(z)}{D} = \sqrt{\sum \left(\frac{A_{y,n}}{D} \right)^2 \left(\frac{\psi_n(z)}{\psi_{n,\max}} \right)^2} \quad (\text{III.22})$$

Para levar em conta o amortecimento hidrodinâmico atuando em uma região sem *lock-in*, foi adotado uma linearização que deve valer enquanto a velocidade de fluxo transversal for grande em comparação com a velocidade lateral do tubo.

A força de arrasto é dada por:

$$F_D = \frac{1}{2} \rho D C_D |U_R| U_R \quad (\text{III.23})$$

onde $U_R = (U(z), -\partial y / \partial t)$ é a velocidade relativa de fluxo. Para $|\partial y / \partial t| \ll U$, a componente lateral da força é dada por:

$$F_y \cong -\frac{1}{2} \rho D C_D U(z) \frac{\partial y}{\partial t} \quad (\text{III.24})$$

Para se obter um coeficiente de amortecimento equivalente, incluindo amortecimento hidrodinâmico, volta-se à formulação determinística do problema. A força agindo no riser é composta da força de VIV sobre a região de *lock-in* L_r^n e a força de amortecimento (equação III.23) sobre a parte remanescente do riser $(L-L_r^n)$, obtendo uma força de sustentação por unidade de comprimento como sendo:

$$F_L(z, t) = \frac{1}{2} \rho D U^2 C_L e^{i\omega_n t} \quad \text{para } z \in L_r^n$$

ou

$$F_L(z, t) = -\frac{1}{2} \rho D C_D U \frac{\partial y}{\partial t} \quad \text{para } z \notin L_r^n \quad (\text{III.25})$$

Se o deslocamento $y(z, t)$ pode ser expandido por:

$$y(z, t) = \sum q_n(t) \psi_n(z) \quad (\text{III.26})$$

então a equação do movimento para o n -ésimo modo é:

$$\ddot{q}_n + 2\xi_n \omega_n \dot{q}_n + \omega_n^2 q_n = \frac{\int_{L_r^n} \frac{1}{2} \rho D U^2 C_L e^{i\omega_n t} \psi_n(z) dz}{\int_0^L m \psi_n^2(z) dz} \quad (\text{III.27})$$

onde o coeficiente de amortecimento ξ_n é dado por:

$$\xi_n = \xi + \frac{\frac{\rho D C_D}{4\omega_n} \int_{L-L_r^n} U \psi_n^2 dz}{\int_0^L m \psi_n^2 dz} \quad (\text{III.28})$$

Esta expressão é usada na equação (III.19) para se determinar a amplitude modal.

Este modelo foi implementado no programa RISERFW e em um procedimento utilizando-se o sistema MATHCAD para o caso de um modo dominante. Apesar do número reduzido de ensaios, este modelo pode ser considerado como aquele que serviu de base para o desenvolvimento do programa SHEAR7 (ver Figura III.1) .

III.8 DESCRIÇÃO DO MODELO DE BROOKS

O modelo do Brooks foi apresentado em 1987 [60] e teve por objetivo solucionar problemas de vibração em risers de perfuração. Este modelo foi citado no *TLP Seminar*, promovido pela Shell [95] em 1992. Como não existia um procedimento analítico ou numérico para quantificar as consequências das vibrações, o autor foi obrigado a desenvolver uma teoria que previsse as amplitudes de vibração e um programa de computador foi escrito aplicando a teoria, baseado em um programa de medições para validar esta teoria. A base deste estudo está no balanço de energia regular para vibrações por vórtices aplicado a cilindros esbeltos sob a ação de um perfil unidirecional arbitrário de corrente. Os casos de interesse ocorrem somente em *lock-in*, quando a frequência de VIV coincide com a frequência natural do riser. Portanto, a análise já exige um conhecimento prévio das frequências naturais e modos que estão sendo excitados. O deslocamento de um riser é dado pela equação (III.29) onde A_y não é conhecido:

$$\vec{y}(z, t) = A_y \psi_n(z) \text{sen}(\omega_n t) \vec{j} \quad (\text{III.29})$$

A velocidade oscilatória do riser é, então:

$$\vec{y}(z, t) = A_y \omega_n \psi_n(z) \cos(\omega_n t) \vec{j} \quad (\text{III.30})$$

Para um dado perfil de corrente e um dado arranjo de juntas do riser, este é representado como uma série contínua de pequenos cilindros, cada um tendo sua velocidade reduzida local. Em cada seção, este parâmetro é examinado para determinar se a estrutura está dentro dos limites da velocidade reduzida. Brooks [60] adota os valores 4,5 e 7. Por este processo, cada segmento do riser é caracterizado por pertencer a uma região de excitação (com $4,5 < V_r < 7$) ou a uma região de amortecimento hidrodinâmico. Além disso, um termo de energia de amortecimento estrutural é calculado, extraindo a energia do riser. O balanço dessas energias descreverá a situação da vibração.

A excitação é modelada pela força de sustentação em fase com a velocidade oscilatória do riser:

$$\vec{F}_L(z, t) = \frac{1}{2} \rho C_L(z) D(z) U^2(z) \Delta z \cos(\omega_n t) \vec{j} \quad (\text{III.31})$$

A energia transferida para o riser por ciclos de oscilação é o produto escalar de (III.30) com (III.31) integrado sobre um período, ou seja,

$$Ee(z) = \int_0^{\frac{2\pi}{\omega_n}} \vec{F}_L(z, t) \vec{y}(z, t) dt = \frac{\pi}{2} \rho A_y C_L(z) D(z) U^2(z) |\psi_n(z)| \Delta z \quad (\text{III.32})$$

Existem muitas regiões distintas de excitação, cada uma separada das outras por regiões de amortecimento hidrodinâmico. A equação (III.32) é, então, integrada sob os limites de uma região contínua de excitação:

$$Ee_i = \frac{\pi}{2} \rho A_y \int_{L_{r1i}}^{L_{r2i}} C_L(z) D(z) U^2(z) |\psi_n(z)| dz \quad (\text{III.33})$$

onde Ee_i é a energia de excitação para o i -ésima região excitada e L_{r1i} e L_{r2i} são os limites superior e inferior da i -ésima região.

O coeficiente de sustentação equivalente, C_{LE} é definido como sendo:

$$C_{LE} = \frac{\int_{L_{r1i}}^{L_{r2i}} C_L(z) |\psi_n(z)| dz}{\int_{L_{r1i}}^{L_{r2i}} |\psi_n(z)| dz} \quad (\text{III.34})$$

Uma estimativa inicial para o coeficiente de sustentação pode ser dada pela equação (III.35) [2]:

$$C_L = 0,35 + \frac{\pi}{4} 0,60 \left(\frac{A_y}{D} \right) - 0,62 \left(\frac{A_y}{D} \right)^2 \quad (\text{III.35})$$

Se tivermos I regiões de excitação em toda a estrutura, a energia total é dada pela equação (III.36), considerando um riser com seção constante e pouca variação do perfil de corrente:

$$Ee = \frac{\pi}{2} \rho A_y C_{LE} \sum_{i=1}^I \left[D_i U_i^2 \int_{L_{r1}}^{L_{r2i}} |\psi_n(z)| dz \right] \quad (\text{III.36})$$

Assume-se que apenas um coeficiente de sustentação equivalente atua nas regiões de excitação. Apenas os valores de A_y e C_{LE} são desconhecidos, impedindo o cálculo de Ee .

O amortecimento hidrodinâmico, causado por regiões não excitadas é dada pela força de arrasto:

$$\vec{F}_D(z,t) = \frac{1}{2} \rho C_D(z) D_d(z) \vec{U}_R(z,t) |\vec{U}_R(z,t)| \Delta z \quad (\text{III.37})$$

onde $U_R(z,t)$ é a velocidade relativa do fluido no riser dado por:

$$\vec{U}_R(z,t) = U(z)\vec{i} + \dot{y}(z,t)\vec{j} = U(z)\vec{i} + [A_y \omega_n \psi_n(z) \cos(\omega_n t)]\vec{j} \quad (\text{III.38})$$

$$\text{e, portanto: } |\vec{U}_R(z,t)| = \sqrt{U^2(z) + A_y^2 \omega_n^2 \psi_n^2(z) \cos^2(\omega_n t)} \quad (\text{III.39})$$

A energia transferida do riser por ciclo, $Eh(z)$ é o produto escalar das equações (III.30) e (III.37), integrado sobre um período:

$$Eh(z) = \int_0^{\frac{2\pi}{\omega_n}} \vec{F}_D(z,t) \vec{y}(z,t) \approx \frac{4}{3} \rho A_y^2 \omega_n^2 C_D(z) D_d(z) \psi_n^2(z) f^1(A_y, z) \quad (\text{III.40})$$

$$\text{onde: } f^1(A_y, z) = \sqrt{[A_y \psi_n(z)]^2 + \frac{1}{2} \left[\frac{5U(z)}{3\omega_n} \right]^2} \quad (\text{III.41})$$

A equação (III.40) é integrada ao longo de uma região distinta de amortecimento hidrodinâmico:

$$Eh_j = \frac{4}{3} \rho A_y^2 \omega_n^2 \int_{L_{1j}}^{L_{2j}} C_D(z) D_d(z) \psi_n^2(z) f^1(A_y, z) dz \quad (\text{III.42})$$

onde Eh_j é a energia da j -ésima região de amortecimento hidrodinâmico, limitada entre L_{r1j} e L_{r2j} . A energia total das J regiões de amortecimento hidrodinâmico é dada por:

$$E_H = \frac{4}{3} \rho A_y^2 \omega_n^2 \sum_{j=1}^J \int_{L_{r1j}}^{L_{r2j}} C_D(z) D_d(z) \psi_n^2(z) f^1(A_y, z) dz \quad (\text{III.43})$$

Desde que as regiões de excitação e de amortecimento hidrodinâmico se alternem ao longo da estrutura, I e J podem diferir em não mais do que 1 e os limites das regiões de excitação coincidam com os limites das regiões de amortecimento hidrodinâmico.

A força de amortecimento estrutural F_s é dada pela seguinte equação:

$$\vec{F}_S(z, t) = [2A_y \xi \omega_n^2 m(z) \psi_n(z) \Delta z \cos \omega_n t] \vec{j} \quad (\text{III.44})$$

Integrando o produto escalar de (II.30) com (II.44) sobre um ciclo, chega-se à energia estrutural do riser:

$$Es(z) = 2\pi A_y^2 \xi m(z) \psi^2(z) \Delta z \quad (\text{III.45})$$

Integrando sobre todo o comprimento do riser, obtém-se a energia total por ciclo do riser devido ao amortecimento estrutural:

$$Es = 2\pi A_y^2 \xi \omega_n^2 \int_0^L m(z) \psi_n^2(z) dz \quad (\text{III.46})$$

O balanço de energia se dá relacionando a equação de energia de excitação (II.36) com a soma das energias de amortecimento {equações (III.43) e (III.46)}, obtendo a expressão de C_{LE} em função de A_y :

$$C_{LE} = \frac{g_1(A_y) + g_2(A_y)}{g_3} \quad (\text{III.47})$$

onde:

$$g_1(A_y) = \frac{32}{3} \frac{\pi}{D_R} \left(\frac{A_y}{D_R} \right) \sum_{j=1}^J \int_{L_{r1j}}^{L_{r2j}} C_D(z) D_d(z) \psi_n^2(z) f(A_y, z) dz \quad (\text{III.47a})$$

$$g_2(A_y) = \left(\frac{4\pi}{D_R} \right)^2 \frac{\xi}{\rho} \left(\frac{A_y}{D_R} \right) \int_0^L m(z) \psi_n^2(z) dz \quad (\text{III.47b})$$

$$g_3 = \left(\frac{2\pi}{\omega_n D_R} \right)^2 \frac{1}{D_R} \sum_{i=1}^I \left[D_i U_i^2 \int_{L_{ri}}^{L_{r2i}} |\psi_n(z)| dz \right] \quad (\text{III.47c})$$

e

$$f(A_y, z) = \frac{f^1(A_y, z)}{D_R} = \sqrt{\left[\left(\frac{A_y}{D_R} \right) \psi_n(z) \right]^2 + \frac{1}{2} \left[\frac{5}{3} \frac{U(z)}{\omega_n D_R} \right]^2} \quad (\text{III.47d})$$

D_R é uma referência do diâmetro para a região de excitação e é o diâmetro do riser, liso ou com espumas, no qual é o dominante na excitação. A expressão (III.47) apresenta a expressão de C_{LE} como função de A_y/D . Note que esta é uma função monotônica de A_y/D , no qual passa na origem e que todos os outros parâmetros da equação (III.47) são conhecidos. Uma vez achado o valor de A_y/D , obtém-se os valores de deslocamentos, acelerações e tensões no riser.

Brooks [60] não cita Nikkel [68] na bibliografia, no entanto, os dois modelos apresentam muitas semelhanças entre si e se propõem a resolver o mesmo problema, isto é, análise de VIV em risers com corrente não uniforme.

Na opinião do autor desta tese, os trabalhos de Brooks e Nikkel são os mais importantes neste sentido. Nikkel foi o modelo que deu base para Vandiver e sua equipe para desenvolver o programa SHEAR7.

III.9 DESCRIÇÃO DO MODELO DO VANDIVER/VENUGOPAL (SHEAR7)

Este modelo corresponde à versão 2.1 do programa SHEAR7, a qual é um aprimoramento da versão 2.0, a partir da incorporação do modelo de amortecimento proposto por Venugopal [22].

III.9.1 COEFICIENTE DE SUSTENTAÇÃO OU DE LIFT

O atual modelo adotado no programa SHEAR7 foi proposto pelo Prof. Vandiver [13] e está apresentado na equação (III.48).

$$C_{L_2}(n, z, \frac{A}{D}) = \gamma_L(z) C_{L_0}(\frac{A_y}{D}) \quad (\text{III.48})$$

onde: $C_{L_2}(n, z, A_y/D)$ é o coeficiente de sustentação para o modo n ao longo do trecho da estrutura em excitação;

$\gamma_L(z)$ é um fator de redução que é função do número de Reynolds apresentado na Figura III.7;

C_{L_0} é o coeficiente de sustentação obtido através de ensaios de oscilação forçada e é função da amplitude da resposta (A_y/D) que por sua vez é exclusiva do modo analisado n . Este coeficiente está apresentado na Figura III.8.

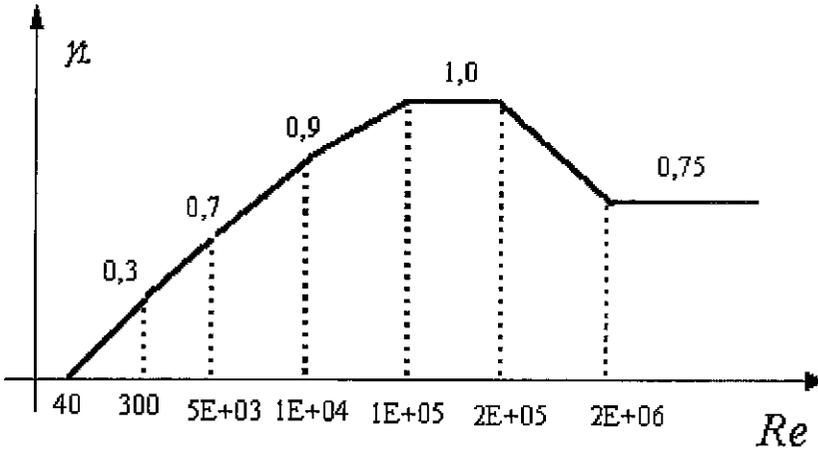


Figura III.7 – Fator de redução para o coeficiente de sustentação

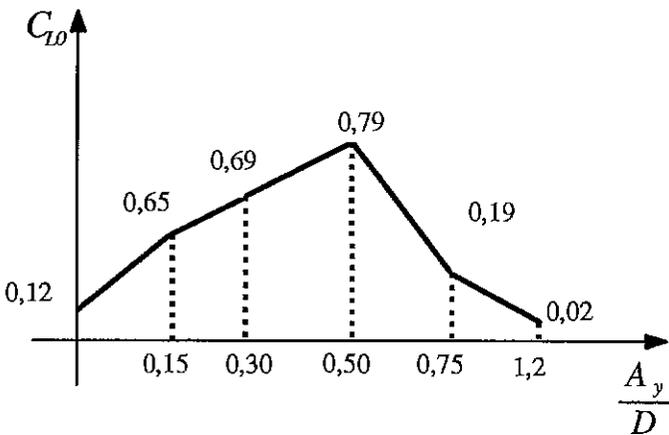


Figura III.8 – Coeficiente de sustentação segundo Vandiver [13]

Uma observação importante é que na tese de Madan Venugopal [22], foram utilizados outros modelos para C_{L0} que não foram incorporados à atual versão do SHEAR7. Foi utilizado somente o modelo de amortecimento o qual é descrito detalhadamente a seguir.

III.9.2 DETERMINAÇÃO DO AMORTECIMENTO PARA TRECHOS NÃO EXCITADOS

Encontram-se na literatura alguns modelos propostos para amortecimento total (amortecimento estrutural + hidrodinâmico) para perfis de corrente variável. O modelo de amortecimento é um modelo complexo, não só devido à não-linearidade do amortecimento viscoso, mas também devido à natureza da resposta da estrutura de ser auto-excitável e auto-limitante.

É importante observar que para perfis quase uniformes tem-se um modo predominante com região de excitação da estrutura o que implica que o amortecimento estrutural passa a predominar sobre o amortecimento hidrodinâmico.

Uma correta representação do amortecimento hidrodinâmico é essencial para se ter uma boa resposta em perfis com corrente não uniforme. O grupo do prof. Vandiver tem procurado aprimorar os modelos de amortecimento a partir de uma série de ensaios normalmente conduzidos através de alunos em doutoramento. Dois modelos encontram-se disponíveis: o primeiro foi proposto pelo grupo em 1994 [23] e ainda hoje é utilizado pela SHELL e o segundo é um aprimoramento proposto por Madan Venugopal [22], resultando no atual modelo implementado nos programas SHEAR7 e RISERFW.

O 2º modelo de amortecimento proposto e utilizado nesta tese divide-se em dois tratamentos, um para velocidade reduzida baixa ($V_r < 4$) e outro para velocidade reduzida alta ($V_r > 7$).

O modelo de amortecimento proposto para velocidade reduzida baixa consta de uma parcela devida à estrutura estar dentro d'água e outra devida ao fluxo, resultando:

$$C_1(z, \frac{A_y}{D}) = \zeta_s + \zeta_{sw} \left(\frac{A_y}{D} \right) + \frac{1}{2} \rho D U(z) C_{vl} \quad (\text{III.49})$$

onde: $C_1(z, A_y/D)$ é o amortecimento total (hidrodinâmico + estrutural) por unidade de comprimento

ζ_s é o amortecimento estrutural por unidade de comprimento;

U é a velocidade do fluido;

C_{vl} é o coeficiente de amortecimento para velocidade reduzida baixa; escolheu-se igual a 0,36, baseado nas medições [22].

ζ_{sw} é o amortecimento da estrutura de aço dentro d'água, que é igual a:

$$\zeta_{sw} \left(\frac{A_y}{D} \right) = \frac{\omega \pi \rho D^2}{2} \left[\frac{2\sqrt{2}}{\sqrt{\text{Re}_\omega}} + 0,25 \left(\frac{A_y}{D} \right)^2 \right] \quad (\text{III.50})$$

onde: Re_ω é o número de Reynolds de vibração na frequência ω dado por $\frac{\omega D^2}{\nu}$

A componente do modelo de velocidade reduzida alta em função dos coeficientes de amortecimento para direção transversal é dada pela expressão:

$$C_2(z) = \zeta_s + \frac{1}{2} C_{vh} \frac{\rho U^2(z)}{\omega} \quad (\text{III.51})$$

onde: ω é a frequência da vibração transversal na direção de propagação do fluido em radianos por segundo.

C_{vh} é o coeficiente de amortecimento da velocidade reduzida alta, escolhido igual a 0,40, baseado em medições [22].

Analisando as expressões anteriores, podemos fazer as seguintes observações:

- a) somente o termo de amortecimento da velocidade reduzida baixa é dependente da resposta A_y/D ;
- b) Enquanto o termo C_1 é função linear de U , o termo C_2 é uma função quadrática de U ;
- c) Conforme pode ser visto através das Figuras III.3 e III.4, a região de amortecimento definida por C_1 é normalmente bem maior do que a região definida por C_2 , para os modos com maior potencialidade de VIV.

III.9.3 DETERMINAÇÃO DA AMPLITUDE DO MODO n

Para determinar a expressão da amplitude do modo n iguala-se o valor médio da energia por unidade de tempo (potência) de entrada (força de excitação x velocidade modal) com o valor médio da energia por unidade de tempo de saída (força de amortecimento x velocidade modal).

A energia de excitação modal por unidade de tempo é dada pela força de excitação modal ao longo de tempo vezes a velocidade modal, ou seja:

$$\Pi_n^E = \int_{L_r^n} P_n(t) \dot{q}_n(t) dz \quad (\text{III.52})$$

onde: $\dot{q}_n(t) = A_n \omega_n \text{sen}(\omega_n t)$ (III.53)

Para um período de tempo P, a energia modal média de excitação, já substituindo as equações (III.53) e (III.13) na (III.52) é dada pela seguinte expressão:

$$\langle \Pi_n^E \rangle = \frac{1}{P} \int_0^P \Pi_n^E dt = \frac{1}{4} \int_{L_r^n} \rho D U^2(z) C_L(z, \omega_n) A_n \omega_n |\Psi_n(z)| dz \quad (\text{III.54})$$

A perda de energia modal por unidade de tempo é dada pela força de amortecimento modal ao longo de tempo vezes a velocidade modal, ou seja:

$$\Pi_n^S = \int_{L_r^n} C_n \dot{q}_n^2(t) dz \quad (\text{III.55})$$

Para um período de tempo P, a perda de energia modal, já substituindo as equações (III.6) e (III.53) na (III.55) é dada pela expressão:

$$\langle \Pi_n^S \rangle = \frac{1}{P} \int_0^P \Pi_n^S dt = \frac{1}{2} \int_0^L C(z) \Psi_n^2(z) A_n^2 \omega_n^2 dz \quad (\text{III.56})$$

Fazendo o balanço de energia, obtém-se:

$$\frac{A_n}{D} = \frac{\frac{1}{2} \int_{L_r} \rho U^2(z) C_L(z, \omega_n) |\Psi_n(z)| dz}{\int_0^L c_s(z) \Psi_n^2(z) \omega_n dz + \int_{L-E} c_h(z) \psi_n^2(z) \omega_n dz} \quad (\text{III.57})$$

A solução da equação (III.57) é através de um processo iterativo, onde os termos $C_L(z, \omega_i)$ no numerador e $c_h(z)$ - amortecimento hidrodinâmico - no denominador são dependentes de A_y/D . Estima-se, inicialmente, um valor de A_y/D e obtém-se os valores de C_L através da equação (III.48) e de $C(z)$ (equação III.49, para velocidade reduzida baixa). Caso a velocidade reduzida seja alta, o valor de $c(z)$, agora calculado pela equação (III.51), é independente de A_y/D . Calcula-se as amplitudes pela equação (III.57) e retorna-se às equações (III.48), (III.49) e (III.51) para verificação dos valores de C_L e $c(z)$.

Observa-se que análise completa do problema fluido-estrutura para uma estrutura esbelta excitada por desprendimento de vórtices é muito complexa. O modelo da resposta estrutural é um campo bem desenvolvido, conta com modelos teóricos implementados, com várias soluções numéricas. O modelo hidrodinâmico não está tão desenvolvido como o modelo estrutural e depende de uma série de coeficientes obtidos experimentalmente. Observa-se que a resposta ao problema depende da metodologia adotada. A estrutura é sensível ao modelo de amortecimento adotado, bem como, ao modelo de coeficiente de sustentação.

III.9.4 CRITÉRIO PARA DEFINIÇÃO DA OPÇÃO MODO-ÚNICO E DE ELIMINAÇÃO DE OVERLAPPINGS NA CONDIÇÃO MULTI-MODE

Até recentemente acreditava-se que em correntes com perfil bem não uniforme não poderia ocorrer a condição de um único modo excitado (*single-mode - lockin on condition*), isto é, um modo predominante. O parâmetro adimensional adotado que define a não uniformidade da corrente é a razão de velocidade, definida como $\Delta U/U_{av}$, apresentada no item II.3.2, capítulo II.

No entanto, a partir das publicações do Prof. Vandiver (1996) [21] que resultaram a partir de uma série de ensaios, nos quais se verificou que a condição

uni-modal pode ocorrer mesmo para correntes que apresentam a razão de velocidade maior do que 1,4.

O critério proposto por Vandiver, é definido na Figura II.11, capítulo II, onde são definidas as regiões onde podem ocorrer resposta uni-modal ou multi-modal, de acordo com o número de modos potencialmente excitáveis e a razão de velocidade. Este critério, no entanto, é preliminar, sendo necessário uma maior quantidade de ensaios.

É importante salientar ainda que muitos projetistas, como a Shell, preferem utilizar sempre a condição uni-modal por ser, a princípio, mais conservadora, pois quando se utiliza a opção multi-modal deve-se empregar um fator de redução na força de sustentação entre 0,3 e 0,8, de tal forma a considerar certa interferência entre os modos. Este fator de redução associado com a atenuação do cálculo final do valor médio quadrático (*Root Mean Square - RMS*) tem conduzido a valores menores da resposta [13].

A eliminação do *overlapping*, segundo o critério do MIT, identifica, primeiramente, as regiões de excitação e os modos. Após delimitar o trecho de *overlapping*, toma-se a metade do trecho para cada modo, conforme mostrado na Figura III.9. Com isso, a estrutura fica com os comprimentos de excitação bem definidos e não sobrepostos, podendo fazer as análises de vibração para cada modo segundo seus respectivos trechos de excitação.

Em estruturas tipo cabos, onde tem-se vários modos altos potencialmente excitáveis, as freqüências encontram-se bastante próximas uma das outras e as regiões de sobre-posição tornam-se complicadas. Há casos inclusive que freqüências intermediárias potencialmente excitáveis, podem ser eliminadas.

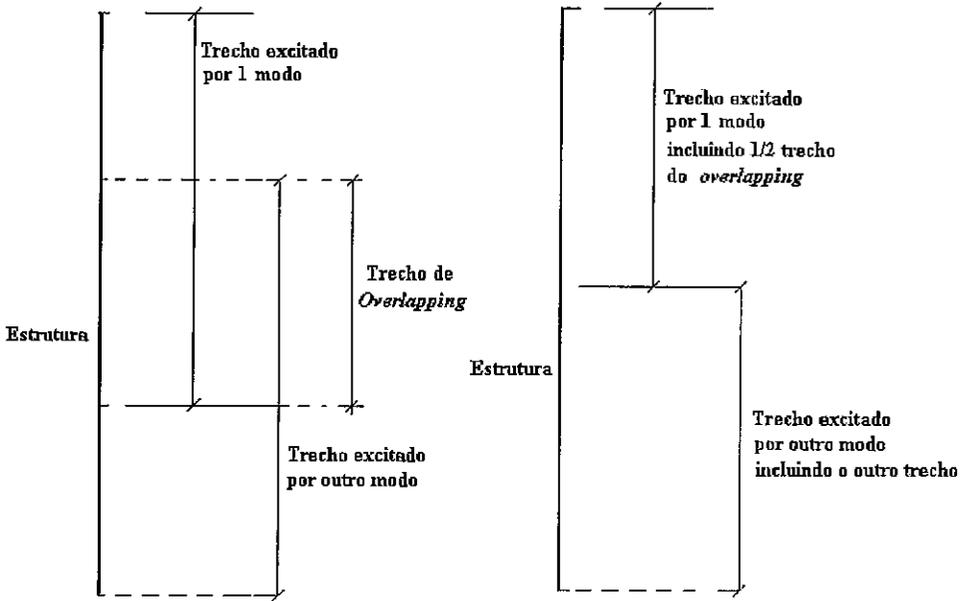


Figura III.9 – Eliminação dos trechos de *overlapping*

III.9.5 FLUXOGRAMA COMPLETO DO PROCESSO ITERATIVO NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA UTILIZANDO-SE O MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

O fluxograma global apresenta quatro etapas bem distintas:

1. Determinação das frequências naturais e modos laterais de vibrações a partir da matriz de rigidez e de massa, sendo que a matriz de rigidez incorpora a parcela não linear geométrica e os respectivos esforços normais dos elementos obtidos a partir de uma análise estática prévia com todas as cargas estáticas incluindo a corrente. Os programas SHEAR7 ou MATHCAD usam métodos analíticos ou leituras de arquivos externos. O programa RISERFW usa o Método dos Elementos Finitos, podendo gerar as frequências e modos de vibração para o programa SHEAR7.

2. Determinação das características de V.I.V. de cada modo e definição de análise.

Estes dois itens estão mostrados na Figura III.10:

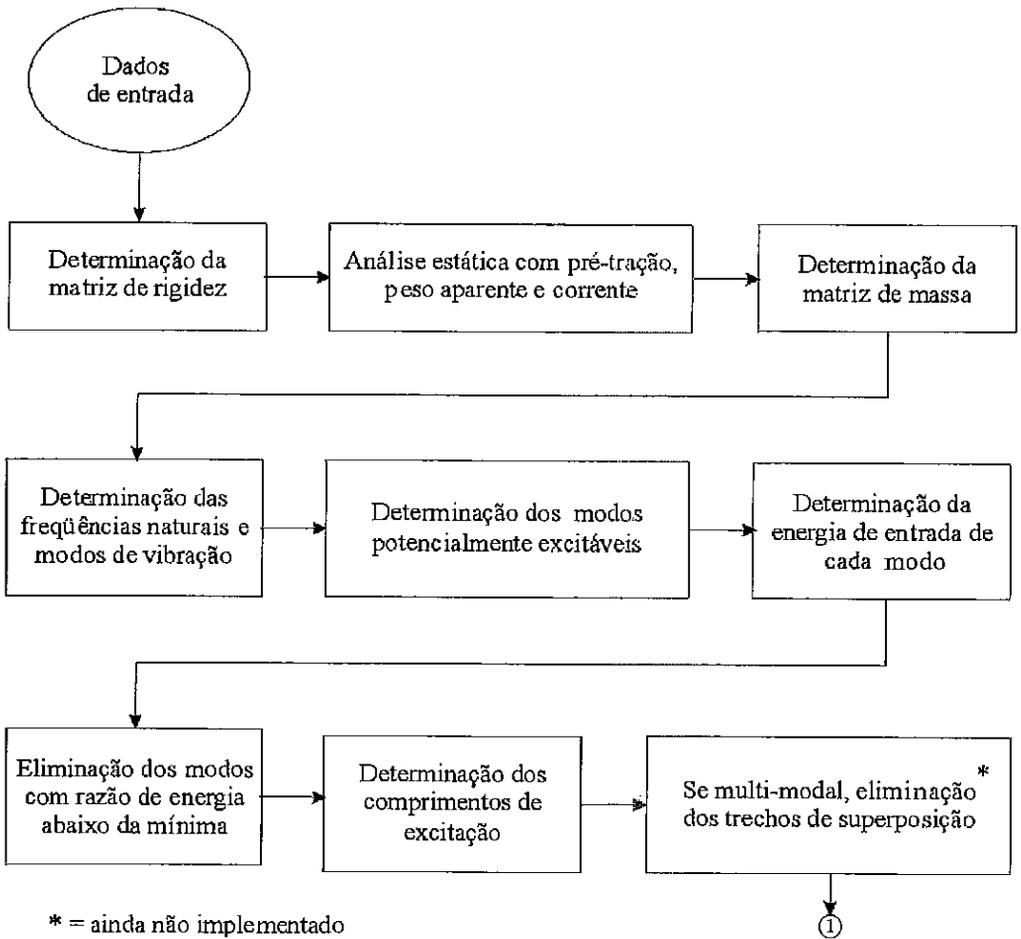


Figura III.10 – Fase inicial do processo no domínio da frequência

Uma observação importante é que no programa SHEAR7, quando as frequências e os modos são determinados utilizando-se expressões analíticas, a posição correspondente da estrutura é a inicial, isto é, a deformada devida à corrente não é considerada.

3. Processo iterativo de cada modo onde em cada iteração são atualizados:

- Força de excitação.
- Força de amortecimento modal.
- A/D.

Este item está mostrado na Figura III.11:

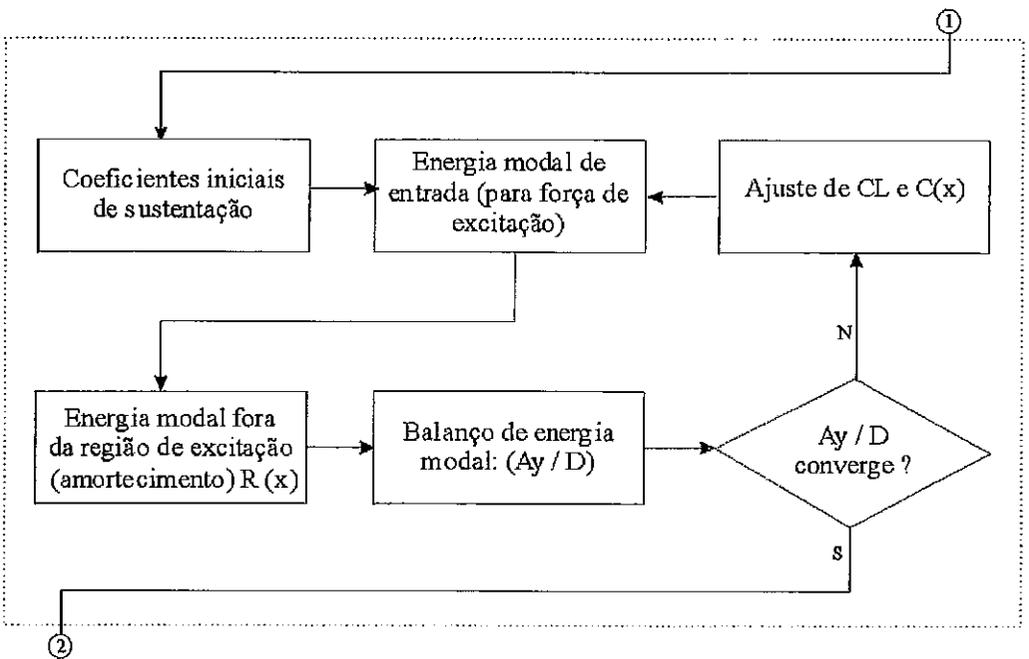


Figura III.11 – Processo iterativo no domínio da frequência

Podemos destacar algumas observações importantes:

- a) o processo iterativo empregado no programa RISERFW é do tipo secante, onde procura-se ajustar simultaneamente o numerador e o denominador da expressão (III.57). Quando utiliza-se o programa MATHCAD, a solução é obtida com a função ROOT (ver anexo 1);

- b) quando A_y/D é grande, isto é, maior que 0,9, Vandiver recomenda a utilização do formulário de corrente uniforme com o modelo de Brown & Root, já que o gráfico de $C_{Lo} \times (A_y/D)$ (Figura III.7) não é adequado para esta faixa;
- c) o processo iterativo para cada modo é igual, considerando-se tanto a opção uni-modal como a multi-modal. A única diferença está no fator de redução da força modal na opção *multi-mode*.

4. Determinação dos resultados finais descritos nos itens seguintes.

Este último item está mostrado na Figura III.12:

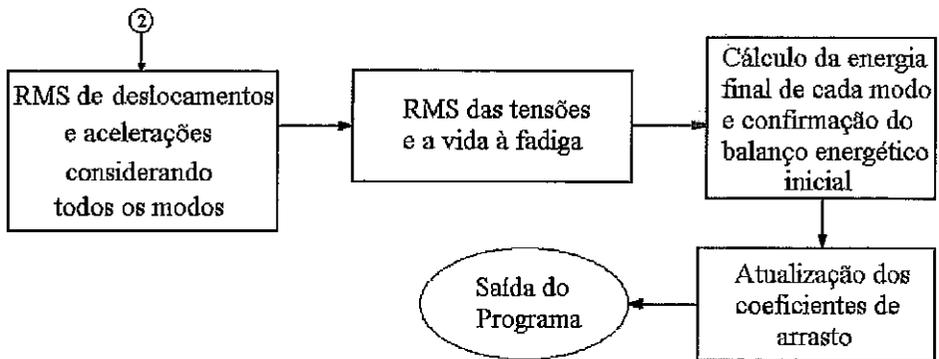


Figura III.12 – Cálculos finais do processo no domínio da frequência

III.9.6 DETERMINAÇÃO DOS VALORES FINAIS DE DESLOCAMENTOS, VELOCIDADES E ACELERAÇÕES EM TERMOS DE RMS

O balanço de energia entre as forças de excitação e de amortecimento, fornece, após a convergência no domínio da frequência, valores de A_y/D dos modos previamente selecionados. Adota-se, então, uma formulação da análise modal completa para o cálculo do RMS de deslocamentos, tensões e fadiga, onde os modos ressonantes e não ressonantes são incluídos. Este cálculo é capaz de prever de uma forma razoável a atenuação espacial quando o parâmetro de propagação de onda ($n\zeta_n$) não for pequeno.

Quando se calcula a força modal \bar{P}_{nr} , utiliza-se uma fórmula especial no modo para somar os efeitos da força de sustentação no modo ressonante (r) e não ressonante (n). A fórmula proposta pelo Prof. Vandiver [43] é a seguinte:

$$\bar{P}_{nr} = \int_0^L \text{sgn}[\Psi_r(z)] \Psi_n(z) P_r(z) dz \quad (\text{III.58})$$

onde: $P_r(z)$ é a força de sustentação distribuída do modo r para região de ganho de energia $\left(P_r(z) = \frac{1}{2} \rho D U^2(z) C_L(z, \omega_r) \right)$ e $C_L(z, \omega_r)$ é o coeficiente de sustentação obtido pelo processo iterativo com o modo predominante r .

$\Psi_n(z)$ é o modo de vibração.

$\text{sgn}[\Psi_n(z)]$ é uma função com o seguinte significado:

$$\begin{cases} \Psi_r(z) > 0 \Rightarrow \text{sgn}[\Psi_r(z)] = 1 \\ \Psi_r(z) = 0 \Rightarrow \text{sgn}[\Psi_r(z)] = 0 \\ \Psi_r(z) < 0 \Rightarrow \text{sgn}[\Psi_r(z)] = -1 \end{cases}$$

Os deslocamentos (na forma complexa) são obtidos pela seguinte expressão, para a condição uni-modal:

$$\bar{y}(z) = \sum_{n=r-3}^{r+3} \Psi_n(z) \bar{P}_{nr} H_{nr} \left(\frac{\omega_r}{\omega_n} \right) \quad (\text{III.59})$$

onde: r é o modo predominante.

OBS: adotam-se 7 modos (1 ressonante e 6 não ressonantes), pois modos além do intervalo indicado praticamente não contribuem para a resposta.

H_{nr} é a função resposta de freqüência complexa dada por:

$$H_{nr} \left(\frac{\omega_r}{\omega_n} \right) = \frac{1}{K_n} \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{\omega_r}{\omega_n} \right)^2 + j2\zeta_r \left(\frac{\omega_r}{\omega_n} \right) \right]} \quad (\text{III.60})$$

onde: ζ_r é a razão de amortecimento total (estrutural + hidrodinâmico) obtida no processo iterativo e $j = \sqrt{-1}$.

$\bar{y}(z)$ na equação (III.59), é a resposta do deslocamento em z devida a todos os modos, tanto ressonantes quanto não ressonantes. Se o procedimento adotado tivesse sido o de considerar vários modos ativos atuando

simultaneamente ao invés de considerar um modo predominante, a fórmula (III.59) passaria a ser a seguinte:

$$\bar{y}(z) = \sum_r \sum_n \Psi_n(z) \bar{P}_{nr} H_{nr} \left(\frac{\omega_r}{\omega_n} \right) \quad (\text{III.61})$$

Para este caso multi-modal, a força modal de cada modo é reduzida antes da resposta de todos os modos excitados serem somados para se obter a resposta final. A razão para esta redução das forças modais tem por base uma redução dos coeficientes de sustentação. Vandiver [43] ressalta que no momento, não se sabe ainda qual o melhor valor para este fator (provavelmente está entre 0,3 e 0,8). O Prof. Vandiver espera que haja mais resultados experimentais para melhor definir estes coeficientes de redução [98]. Este é mais um dos motivos para que alguns projetistas utilizem sempre a opção uni-modal, a qual tende a ser conservativa.

O RMS de deslocamentos comumente usado, para a condição multi-modal, é dado por:

$$y_{RMS}(z) = \left\{ \sum_r \frac{1}{2} \left| \sum_{n=1}^N \Psi_n(z) \bar{P}_{nr} H_{nr} \left(\frac{\omega_r}{\omega_n} \right) \right|^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (\text{III.62})$$

O RMS de acelerações é dado por:

$$\ddot{y}_{RMS}(z) = \left\{ \sum_r \frac{1}{2} \omega_r^4 \left| \sum_{n=1}^N \Psi_n(z) \bar{P}_{nr} H_{nr} \left(\frac{\omega_r}{\omega_n} \right) \right|^2 \right\} \quad (\text{III.63})$$

III.9.7 DETERMINAÇÃO DOS VALORES FINAIS DE TENSÕES EM TERMOS DE RMS E DA VIDA ÚLTIMA À FADIGA

A expressão do RMS de tensões é similar à expressão dos deslocamentos:

$$S_{RMS}(z) = \left\{ \sum_r \frac{1}{8} \left| \sum_{n=1}^N \Psi_n''(z) ED_d P_{nr} H_{nr} \left(\frac{\omega_r}{\omega_n} \right)^2 \right|^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (III.64)$$

onde: $\Psi_n''(z)$ é a curvatura do modo n , E é o módulo de elasticidade e D_d é o diâmetro estrutural externo.

O cálculo do dano, D , é baseada no período de um ano. O inverso do dano é a vida útil em anos. O dano causado pela excitação no modo r é estimado usando a fórmula de Miner e a distribuição de Rayleigh com o RMS de tensões, segundo a seguinte equação:

$$D_r = \frac{\omega_r T}{2\pi \log A} \left(\sqrt{2} S_{r,rms}(z) \right)^m \Gamma \left(\frac{m+2}{2} \right) \quad (III.65)$$

$$\text{onde: } S_{r,rms}(z) = \frac{1}{2\sqrt{2}} \left[\sum_n \Psi_n''(z) ED_d P_{nr} H_{nr} \left(\frac{\omega_r}{\omega_n} \right) \right] \quad (III.66)$$

m e $\log A$ são constantes definidas pela curva S-N pela expressão:

$N = \log A \cdot S^{-m}$ onde S é a amplitude de tensão e N é o nº de ciclos.

Γ = função gama.

Se a estrutura vibra em um modo puramente senoidal com uma amplitude constante, então o cálculo baseado na distribuição de Rayleigh super-estima o dano. Entretanto, na realidade, um movimento puramente harmônico com amplitudes constantes raras vezes acontece. Portanto, o cálculo do dano baseado na hipótese de Rayleigh é mais realístico e é o adotado neste trabalho.

III.9.8 ATUALIZAÇÃO DOS COEFICIENTES DE ARRASTO

Após obtida a convergência da amplitude no processo de V.I.V, determina-se um fator de amplificação para o coeficiente de arrasto, o qual pode ser calculado pela formula empírica proposta pelo Prof. Vandiver [43]:

$$C_{D,amp(i)} = 1,0 + 1,043 \left(2 \frac{y_{RMS}(i)}{D} \right)^{0,65} \quad (III.67)$$

onde: $y_{RMS}(i)$ é o RMS de deslocamentos da estrutura para o nó i . A amplificação do fator é, então, multiplicada pelo coeficiente de arrasto original, podendo chegar a dobrar de valor, acarretando um acréscimo no *offset* do corpo flutuante e, em conseqüência, um acréscimo nas tensões estáticas dos risers e das linhas de ancoragem.

No caso de uma plataforma onde, em um determinado bordo, pode conter um número muito grande de risers, com distâncias entre si pequenas, as amplificações do coeficiente de arrasto podem, em alguns casos, ocasionar a colisão entre eles, reduzindo em muito sua vida útil. Uma corrente marinha vindo na direção perpendicular aos risers fará com que o primeiro tenha um coeficiente de arrasto maior. O segundo, caso a distância entre eles seja pequena, estará na sombra do primeiro, cuja esteira não permitirá amplitudes altas e,

consequentemente terá um arrasto menor. Com isso, haverá uma aproximação do primeiro em relação ao segundo, podendo ocasionar choques. Deve-se, portanto, fazer uma análise considerando as ampliações destes coeficientes e aumentando as distâncias entre as estruturas, de modo a se evitar colisões.

III.9.9 CRITÉRIO PARA DEFINIÇÃO DO INTERVALO (α , β)

A definição do valor superior (β) e inferior (α) da velocidade reduzida é de grande importância, pois estabelecerá o comprimento de excitação para cada modo.

Os valores extremos da velocidade reduzida são determinados experimentalmente e há divergências entre os vários pesquisadores sobre estes valores. No capítulo II, damos alguns valores de α e β adotados por diversos autores. Para o programa SHEAR7, estes valores são em função da estrutura e da razão de massa definida na tabela II.2. Na versão atual do SHEAR7.2 especifica-se uma banda e um valor do número de Strouhal cujo inverso está associado à velocidade reduzida para a qual existe a maior probabilidade de que ocorra o fenômeno de desprendimento de vórtices. Desta forma tem-se para α e β as seguintes expressões:

$$\alpha = Vr - \frac{\text{banda}}{2} \quad (\text{III.68})$$

$$\beta = Vr + \frac{\text{banda}}{2} \quad (\text{III.69})$$

Cilindros flexíveis tendem a ter extensas regiões de *lock-in*, quando expostos a correntes uniformes. Isto ocorre devido à massa adicional, que decresce quando a velocidade reduzida cresce, permitindo a frequência natural crescer com a velocidade de fluxo. Em fluxos não uniformes, a largura de banda de *lock-in* é mais estreita e é aproximadamente a mesma para todos os cilindros, independente da razão de massa.

Para fluxos não uniformes, Vandiver [13] recomenda uma largura de banda de 0,30 (que corresponde a um intervalo de V_r de 4,8 a 6,4 para $S = 0.18$) e para fluxos uniformes, uma largura de banda entre 0,50 e 0,80, dependendo da razão de massa. Cilindros com baixa razão de massa ($<1,5$) tem maiores larguras de banda em fluxos uniformes.

No caso de números de Reynolds menores que 10^5 , com fluxos não uniformes, Vandiver [13] sugere para o número de Strouhal, valores entre 0,15 e 0,18. Se os valores da razão de massa são altos ($>3,0$), a largura de banda deve ser algo entre 0,4 e 0,6 para uma análise uni-modal e 0,2 a 0,4 para uma análise multi-modal. Se a razão de massa é baixa ($< 1,5$), a largura de banda deve ficar entre 0,6 e 1,0 para *single mode* e 0,2 a 0,4 para *multi-mode*. Os valores dos coeficientes de massa adicional podem variar entre 0,5 a 1,0, porém, em águas paradas, o valor deve ser 1,0.

No caso de números de Reynolds acima de 10^5 e fluxos não uniformes, o coeficiente de massa adicional também pode variar entre 0,5 e 1,0 e o número de Strouhal entre 0,2 e 0,3. Se os valores da razão de massa são altos, a largura de banda deve ser algo entre 0,4 e 0,6 para a análise uni-modal e 0,2 a 0,4 para a análise multi-modal. Se a razão de massa é baixa, a largura de banda deve ficar entre 0,6 e 0,8 para *single-mode* e 0,4 a 0,6 para *multi-mode*.

Capítulo IV

VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR DESPRENDIMENTO DE VÓRTICES NO DOMÍNIO DO TEMPO

IV.1 INTRODUÇÃO

No capítulo anterior foram apresentados diversos procedimentos para a análise de VIV no domínio da frequência sem a inclusão dos efeitos de onda ou dos movimentos impostos pelo corpo flutuante no topo da estrutura esbelta. A consideração do efeito da onda pode ser realizada de uma forma simplificada através do “congelamento” da mesma e a correspondente superposição com a corrente. No entanto, para a inclusão dos movimentos é necessário a utilização de um procedimento no domínio do tempo.

A análise de vibrações induzidas por desprendimento de vórtices no domínio do tempo considerando-se simultaneamente cargas de onda, corrente com qualquer perfil e direção, movimento no topo, interação entre o fluxo longitudinal e transversal com as amplitudes de V.I.V. transversais e longitudinais, é um problema bastante complexo e ainda não bem entendido, necessitando ainda de muitos ensaios em tanques de prova, medições *in situ* e aprimoramento dos modelos matemáticos.

O problema complica-se ainda mais quando tem-se a estrutura em forma de catenária, como no caso de um riser rígido em catenária ou de uma linha de

ancoragem onde várias outras não linearidades estão presentes as quais modificam constantemente os modos de vibração e em consequência, a resposta de VIV.

Na bibliografia examinada verificou-se a existência de dois programas para análise no domínio do tempo:

- a) Programa VIVCUR – programa desenvolvido para análise de vibrações transversais para análise de risers e tendões. Este programa foi escrito por G. J. Lyons entre novembro de 1984 e fevereiro de 1988 e disponibilizado na sua forma educacional junto com o livro *Vertical Riser Design Manual* [69]. Dado o fato de que o programa fonte também encontra-se disponível junto com a documentação básica descrita no livro, este programa pode ser aprimorado por alunos e professores interessados no assunto.
- b) Programa LIC22 – trata-se de um programa bastante ambicioso calcado em uma série de ensaios experimentais. A base do programa foi proposta por Ottesen Hansen [12,25], sendo desenvolvido pela LICEngineering (LIC). A Petrobrás adquiriu em 1995 a versão 3.04 deste programa. Esta versão está sendo aprimorada pela LIC, já que muitos resultados quando comparados com o domínio da frequência apresentam valores bastante diferentes.

A versão adquirida pela Petrobras consiste basicamente de um módulo de integração no domínio do tempo. Os modos de vibração e de algumas características geométricas e hidrodinâmicas são previamente determinados através de um pré-processador dentro do programa RISERFW.

A seguir, são descritas as características básicas dos dois programas.

IV.2 PROGRAMA VIVCUR

O método proposto por Lyons e Patel em 1986 para utilização na análise de VIV em risers e tendões basea-se nas seguintes hipóteses:

- a) o fenômeno de despreendimento de vórtices é dependente da velocidade local relativa entre o fluxo e a estrutura;
- b) as vibrações transversais começam aproximadamente quando a velocidade reduzida tem o valor 4, chega a um máximo em 6 e termina além de 10;
- c) as amplitudes de vibração para cada modo podem ser calculadas através do procedimento desenvolvido por Iwan descrito mais adiante, onde as regiões de excitação estão definidas no item b);
- d) as regiões que excitam modos altos não excitam modos baixos, isto é, há uma prioridade modal na ocorrência de modos altos;
- e) o coeficiente de arrasto, que irá variar com o tempo e ao longo do comprimento, é fixo no valor 2,0 por simplicidade computacional;
- f) o coeficiente de massa adicional, que também varia com o tempo e ao longo do comprimento, é fixo no valor 1.0;
- g) o número de Strouhal é fixo no valor 0,2;
- h) para membros bi-apoiados, todas as altas frequências são múltiplos inteiros da primeira frequência natural;
- i) as frequências de *lock-in* não variam das frequências naturais dos membros;
- j) os modos de vibração são dados por $\psi(z) = \text{sen } \frac{n\pi z}{L}$;

k) para todos os modos, o fator de modo adimensional γ tem o valor de 1,155.

O esquema proposto por Iwans [69] basea-se nas seguintes hipóteses:

$$A_y = DF_n \gamma_n^{-1/2} \psi_n(z) \quad (\text{IV.1})$$

onde D é o diâmetro do cilindro e γ_n é o fator de modo adimensional dado por:

$$\gamma_n = \frac{\int_0^L m(z) \psi_n^4(z) dz}{\int_0^L m(z) \psi_n^2(z) dz} \quad (\text{IV.2})$$

$$e \quad F_n = \left[1 + 9.6 (\mu_r^n \zeta_n^s)^{1.8} \right]^{-1} \quad (\text{IV.3})$$

$$\text{onde } \mu_r^n = \frac{\tau_n}{(\rho \pi D^{2/4})} \quad e \quad \tau_n = \frac{\int_0^L m(z) \psi_n^2(z) dz}{\int_0^L s(z) \psi_n^2(z) dz} \quad (\text{IV.4}) \quad (\text{IV.5})$$

$$e \quad s(z) = \begin{cases} 1 & \text{para comprimentos da estrutura onde o VIV está atuando} \\ & \text{junto com o movimento estrutural;} \\ 0 & \text{em casos contrários.} \end{cases} \quad (\text{IV.6})$$

O efeito da posição das regiões de *lock-in* determinadas por este parâmetro depende da velocidade incidente de corrente na estrutura e da velocidade reduzida.

A Figura IV.1 mostra as regiões adotadas no programa VIVCUR e a Figura IV.2 mostra o fluxograma de implementação do modelo teórico no domínio do tempo. As velocidades relativas ao longo do comprimento são calculadas e as regiões corrigidas de excitação são identificadas por passos incrementais de tempo. O método do Iwan é implementado para o comprimento do membro em cada modo no qual é excitado, para a obtenção da amplitude modal.

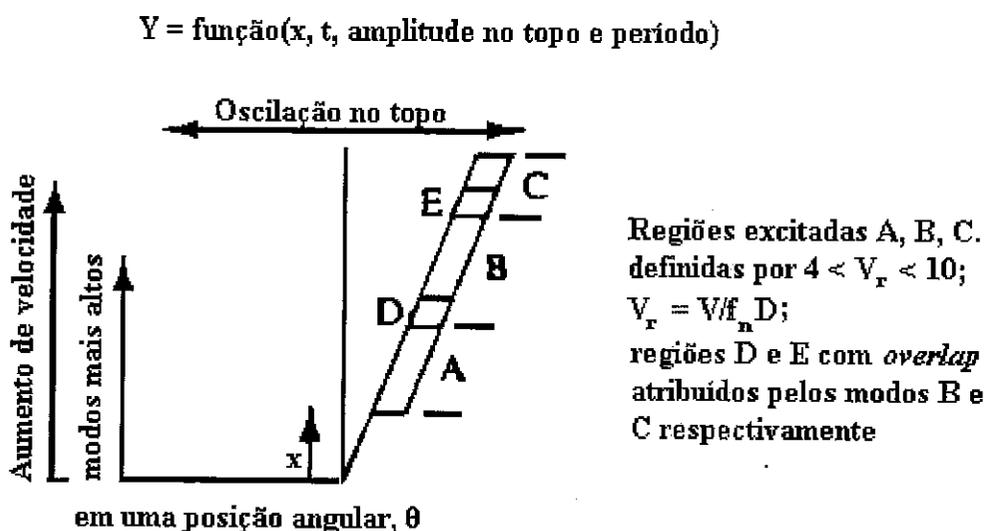


Figura IV.1 – Regiões adotadas no programa VIVCUR

No caso desta amplitude ser o valor máximo, é necessário modificá-la para determinar a amplitude de vibração nas velocidades reduzidas na região de excitação. Utiliza-se a hipótese (b) descrita anteriormente. Obtém-se, então, um multiplicador de amplitude, no qual modifica-se a amplitude de pico dependente do intervalo das velocidades reduzidas nas regiões de excitação. Este método utiliza a máxima velocidade reduzida para cada região de excitação.

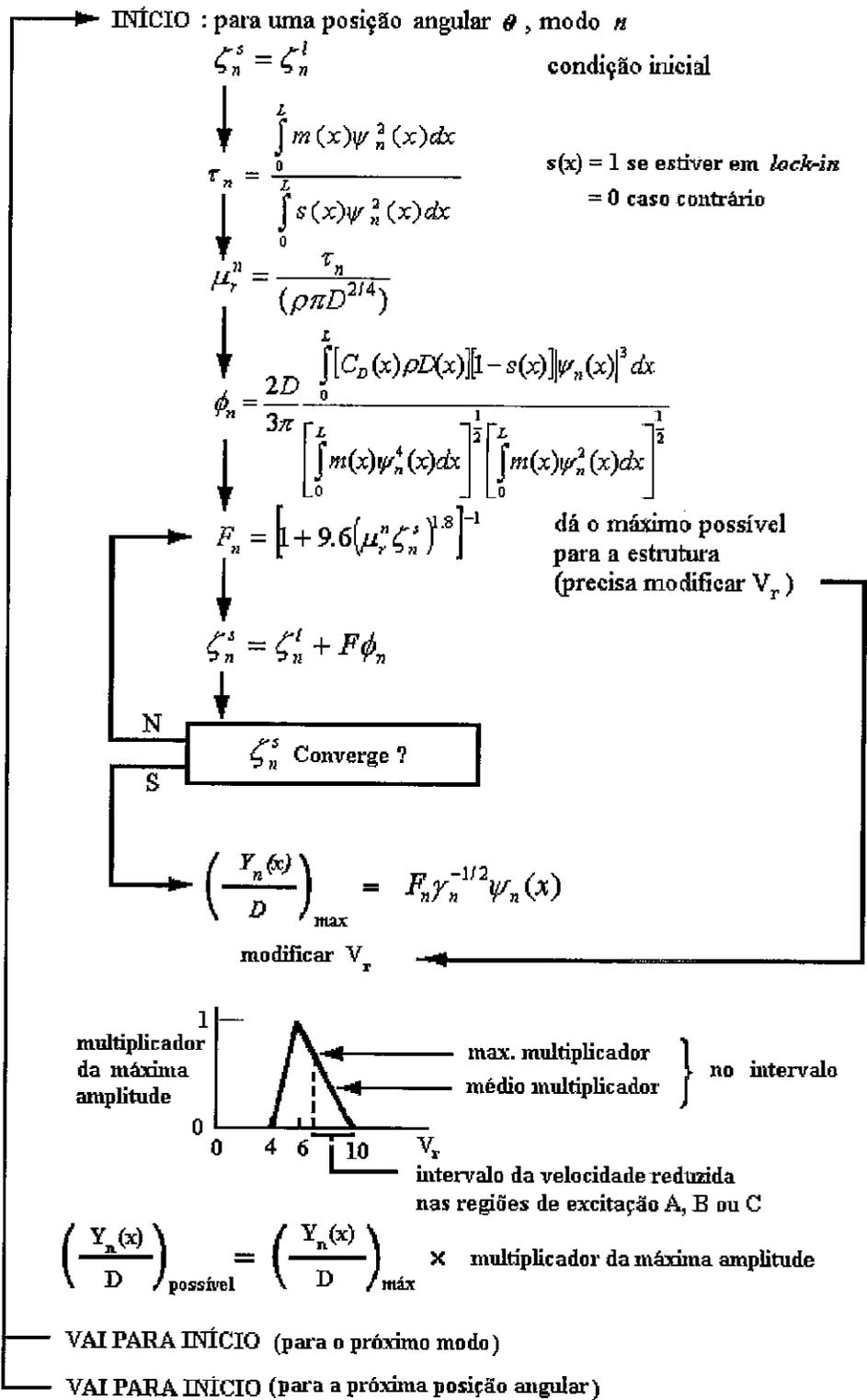


Figura IV.2 – Fluxograma do programa VIVCUR

IV.3 HIPÓTESES BÁSICAS ADOTADAS NO PROGRAMA DO DOMÍNIO DO TEMPO - LIC22

IV.3.1 INTRODUÇÃO

O programa LIC22 foi desenvolvido para análise de estruturas esbeltas tipo risers, tendões e membros de plataformas. O objetivo principal do programa é a determinação da resposta de VIV e sua influência na resposta conjunta onda e corrente.

O programa baseia-se no princípio da superposição modal sendo que a resposta é obtida através da técnica de integração por convolução. A versão 3.04 apresenta as seguintes características:

- a) movimentos no topo nas duas direções do plano;
- b) onda e corrente em duas direções;
- c) onda determinística e aleatória;
- d) consideração da não linearidade das forças de arrasto e de amortecimento.

O programa é dividido basicamente em cinco módulos sendo o primeiro e o último desenvolvidos em um esforço conjunto entre a COPPE e a PETROBRAS:

- a) PRELIC – determinação das frequências, modos naturais, massa modal e seleção dos modos potencialmente ativos;
- b) VEL22 – geração das características cinemáticas das partículas fluidas (velocidades e acelerações);
- c) MOV22 – geração das forças decorrentes dos movimentos de apoio;
- d) LIC22 – determinação da resposta modal com a consideração simultânea dos

efeitos de onda, corrente, movimento de apoio e vibrações de VIV;

- e) POSLIC – determinação da resposta da estrutura em termos de deslocamentos, tensões e dano de fadiga.

O programa LIC22 determina a cada instante de tempo a resposta de cada modo em termos de deslocamentos modais e amplitudes de VIV. Para um caso de corrente constante, a integração irá prosseguir até ser obtida uma resposta estacionária. Para os casos envolvendo ondas, é realizada a integração simultânea da resposta devida à ação direta das ondas e as vibrações induzidas por vórtices.

Para a direção do carregamento da onda, a força hidrodinâmica é dada pela equação de Morison, na qual leva-se em consideração a variação do coeficiente de arrasto devido ao aparecimento de vibrações induzidas pelo fenômeno de desprendimento de vórtices, conforme apresentado no item seguinte.

IV.3.2 EQUAÇÕES BÁSICAS DA SUPERPOSIÇÃO MODAL E DA FÓRMULA DE MORISON GENERALIZADA

A solução básica do problema utilizando o princípio da superposição modal é dada pela seguinte expressão:

$$x(t, z) = \sum_{j=1}^N X_j(t) \Psi_j(z) \quad (\text{IV.7})$$

onde $x(t, z)$ = deslocamento da estrutura

$X_j(t)$ = resposta modal

$\psi_j(z)$ = forma do modo.

O sistema de coordenadas adotado no programa LIC22 está mostrado na Figura IV.3.

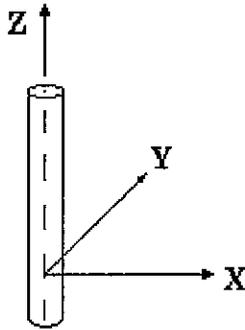


Fig. IV.3 – Definição do sistema de coordenadas

A ortogonalização dos modos é dada pela equação IV.8

$$\int_Z \psi_j(z) \psi_k(z) dz \equiv 0 \quad \text{para } j \neq k \quad (\text{IV.8})$$

A massa generalizada (massa modal) é dada por:

$$\bar{m}_j = \int_0^L m(z) \psi_j^2(z) dz \quad (\text{IV.9})$$

A frequência natural é dada pela equação IV.10:

$$\omega_{oj}^2 = \frac{1}{\bar{m}_j} \int_0^L \psi_j(z) \left\{ EI \frac{\partial^4 \psi_j(z)}{\partial z^4} - N \frac{\partial^2 \psi_j(z)}{\partial z^2} \right\} dz \quad (\text{IV.10})$$

O amortecimento generalizado é dado por:

$$\zeta_j = \frac{1}{2\bar{m}_j\omega_{0j}} \int_0^L c(z)\psi_j^2(z)dz \quad (\text{IV.11})$$

A força generalizada é dada pela equação IV.12:

$$F_{x,j}(t) = \int_0^L F_x(t,z)\psi_j(z)dz \quad (\text{IV.12})$$

E a fórmula compacta final da equação do movimento para cada modo em questão é dada pela equação IV.13:

$$\ddot{X}_j(t) + 2\bar{\zeta}_j\omega_{0j}\dot{X}_j(t) + \omega_{0j}^2 X_j(t) = \frac{\bar{F}_{x,j}(t)}{\bar{m}_j} \quad (\text{IV.13})$$

Para a determinação das forças modais em cada instante de tempo, utiliza-se a fórmula de Morison generalizada, onde são consideradas simultaneamente as velocidades relativas fluido-estrutura, as amplitudes de VIV instantâneas e os coeficientes de arrasto atualizados.

As forças nas direções x e y utilizadas no processo de integração numérica são dadas pelas seguintes expressões, de acordo com DS499 [70] :

$$F_x(t,z) = \frac{1}{2} \rho C_d(t,z) D(z) |U_t(t,z)| U_{r,x}(t,z) + \rho C_M B \dot{U}_x(t,z) \quad (\text{IV.14})$$

$$F_y(t,z) = \frac{1}{2} \rho C_d(t,z) D(z) |U_t(t,z)| U_{r,y}(t,z) + \rho C_M B \dot{U}_y(t,z) \quad (\text{IV.15})$$

onde $B = \frac{\pi D^2(z)}{4}$ e $U_{r,x}$ e $U_{r,y}$ são respectivamente as velocidades relativas fluido-estrutura em x e y , obtidas utilizando-se o princípio da superposição modal resultando nas seguintes expressões:

$$U_{r,x} = U_x - \sum_{j=1}^N \dot{X}_{d,j}(t) \Psi_j(z) \quad (\text{IV.16})$$

$$U_{r,y} = U_y - \sum_{j=1}^N \dot{Y}_{d,j}(t) \Psi_j(z) \quad (\text{IV.17})$$

onde: U_x, U_y = velocidades da partícula fluida nas direções x e y respectivamente.

Ψ_j = modo de vibração.

$\dot{X}_{d,j}, \dot{Y}_{d,j}$ = velocidades nas ordenadas modais segundo as direções longitudinal e transversal obtidas no processo de integração numérica a partir das forças definidas pelas equações IV.14 e IV.15.

A velocidade relativa total é dada pela seguinte expressão :

$$U_t(t, z) = \sqrt{U_{r,x}^2 + U_{r,y}^2 + \frac{1}{2}(U_{v,x}^2 + U_{v,y}^2)} \quad (\text{IV.18})$$

onde : $U_{v,x}, U_{v,y}$ = são as amplitudes induzidas pelo fenômeno de desprendimento de vórtices nas direções longitudinal e transversal, respectivamente, fornecidas pelas seguintes expressões:

$$U_{v,x} = \sum_{j=1}^N \omega_j X_{v,j}(t) \Psi_j(z) \quad (\text{IV.19})$$

$$U_{v,y} = \sum_{j=1}^N \omega_j Y_{v,j}(t) \Psi_j(z) \quad (\text{IV.20})$$

onde $X_{v,j}, Y_{v,j} =$ são as amplitudes induzidas pelo fenômeno de desprendimento de vórtices nas coordenadas modais.

O coeficiente de arrasto atualizado na direção do carregamento de onda é dado pela expressão :

$$C_d(t, z) = C_d \left[1 + \frac{0,97}{D} \sum_{j=1}^N X_{v,j}(t) \Psi_j(z) \right] \quad (\text{IV.21})$$

É importante observar que o segundo termo nos colchetes é a influência da vibração induzida por desprendimento de vórtices na direção do carregamento de onda.

IV.3.3 MODELO DE VIV EMPREGADO

Dois tipos de vibrações induzidas por fluido são consideradas, (1) vibrações paralela ao fluxo, e (2) vibrações transversais ao fluxo. Quando houver sincronização, assume-se que o sistema está vibrando em uma das frequências naturais do sistema. A força transversal e a correspondente força generalizada são dadas pelas seguintes expressões:

$$F_L(t, z) = \frac{1}{2} \rho D C_L(z) U^2(t, z) \text{sen}(\omega t) \quad (\text{IV.22})$$

$$\bar{F}_{L,j}(t) = \int_{L_{1,j}}^{L_{2,j}} \frac{1}{2} \rho C_L(z) D(z) U^2(z) \Psi_j(z) dz \sin(\omega_j t) \quad (IV.23)$$

onde a integral desde $L_{1,j}$ a $L_{2,j}$ é a região de excitação para o j-ésimo modo. Para análise do movimento transversal assume-se que a força de sustentação é perpendicular à velocidade local relativa fluido-estrutura. A força de sustentação do desprendimento de vórtices é modelada usando a seguinte função de correlação modal:

$$r(z_1 - z_2) = e^{-2(z_1 - z_2)} \quad (IV.24)$$

De acordo com Blevins [2], a relação exponencial é escolhida por conveniência matemática. Se o fluido for completamente bidimensional, o comprimento de correlação tenderá para infinito e a ação dinâmica do fluido será totalmente correlacionada ao longo do cilindro.

A força de sustentação pode ser expressa, como:

$$\bar{F}_{L,j}(t) = \sqrt{\int_{L_{1,j}(t)}^{L_{2,j}(t)} \int_{L_{1,j}(t)}^{L_{2,j}(t)} F_L(z_1, t) F_L(z_2, t) \Psi_j(z_1) \Psi_j(z_2) e^{\frac{-2(z_1 - z_2)}{l_c(z_1, t)}} dz_1 dz_2} \quad (IV.25)$$

onde l_c é o comprimento de correlação e o intervalo desde $L_{1,j}$ a $L_{2,j}$ define a região de *locking-on* para o j-ésimo modo. Os valores do comprimento de correlação são dados pelas equações IV.26 e IV.27.

$$l_c = l_{c,0} + l'_c \frac{X_j(t)}{\frac{D(z)}{2} - X_j(t)} \quad \text{se} \quad X_j(t) < \frac{D(z)}{2} \quad (IV.26)$$

$$l_c = \infty \quad \text{se} \quad X_j(t) > \frac{D(z)}{2} \quad (\text{IV.27})$$

sendo $D(z)$ o diâmetro e $X_j(t)$ a resposta da estrutura.

Os parâmetros recomendados do comprimento de correlação para movimento transversal e paralelo ao fluxo são dados na Tabela IV.1

Direção do movimento	$l_{c,o}$	l'_c
Transversal ao fluxo	3 x D	35 x D
Paralelo ao fluxo	1 x D	70 x D

Tabela IV.1 – Comprimentos de correlação recomendados

IV.3.3.1 CRITÉRIO DE LOCK-IN

Os dois principais parâmetros que governam o desprendimento de vórtices são a velocidade reduzida V_r e o fator de estabilidade K_s . A região de excitação do desprendimento de vórtices é governada pela velocidade reduzida, enquanto que a amplitude do movimento é governada pelo fator de estabilidade. A região de excitação de desprendimento de vórtices ou sincronização ocorrerá dentro de um intervalo de velocidades reduzidas, dado pela expressão (IV.28), idêntica à (II.17):

$$V_{r,min} < \frac{U(t,z)}{f_j D(z)} < V_{r,max} \quad (\text{IV.28})$$

onde o intervalo desde $V_{r,min}$ até $V_{r,max}$ da velocidade reduzida é a região de excitação, $U(t,z)$ é a velocidade relativa fluido-estrutura, f_j é a frequência de excitação do modo em análise e $D(z)$ é o diâmetro da estrutura. As recomendações para o intervalo de velocidade reduzida para movimento induzidos por desprendimento de vórtices paralela e transversal ao fluxo são dadas na tabela IV.2.

Direção do movimento	$V_{r,min}$	$V_{r,max}$
Transversal ao fluxo	4,8	7,0
Paralela ao fluxo	1,0	3,5

Tabela IV.2 – Valores de velocidade reduzida recomendados

IV.3.3.2 AMORTECIMENTO

O amortecimento na resposta modal do desprendimento de vórtices é composto por três contribuições: o amortecimento estrutural c_s , o amortecimento hidrodinâmico $c_h(z)$, e o amortecimento hidrodinâmico negativo $c_v(z)$, resultando na seguinte expressão:

$$c(z) = c_s + c_h(z) - c_v(z) \quad (\text{IV.30})$$

Em estruturas esbeltas com perfil de corrente variável, o amortecimento estrutural é pequeno na maioria dos casos, quando comparado com o amortecimento hidrodinâmico. O amortecimento estrutural é considerado constante, mesmo quando incluída a contribuição do solo. O amortecimento hidrodinâmico de acordo com Ottesen Hansen (1982) [25] é dado por:

a) movimento paralelo ao fluxo:

$$c_{h,j}(z) = 2 \frac{\rho D(z) C_d(z)}{\omega_j \bar{m}_j} \sqrt{\left[\frac{U(t, z)}{4} \right]^2 + \left[\frac{2X_j(t) \omega_j \Psi_j(z)}{3\pi} \right]^2} \quad (\text{IV.31})$$

b) movimento transversal ao fluxo:

$$c_{h,j}(z) = \frac{\rho D(z) C_d(z)}{\omega_j \bar{m}_j} \sqrt{\left[\frac{U(t, z)}{4} \right]^2 + \left[\frac{2X_j(t) \omega_j \Psi_j(z)}{3\pi} \right]^2} \quad (\text{IV.32})$$

onde U é a velocidade relativa fluido-estrutura. O segundo termo dentro da raiz é devido a contribuição do movimento induzido por desprendimento de vórtices no j -ésimo modo. O termo é derivado como um amortecimento linear equivalente da mesma perda de energia no período do j -ésimo modo [2].

O amortecimento hidrodinâmico negativo é dado por uma expressão similar dentro da região de excitação, sendo que fora da região de excitação o amortecimento hidrodinâmico negativo é zero. O coeficiente de amortecimento negativo é dado por [12]:

$$c_v(z) = C_d(z) - \frac{C_L(z)}{8 \sqrt{\left(\frac{U_{\max}}{4}\right)^2 + \left(\frac{4X_{\max} U_{\max}}{3U_{r,\max}}\right)^2}} \quad (\text{IV.33})$$

O propósito do amortecimento hidrodinâmico negativo é o de modelar a diminuição do amortecimento hidrodinâmico dentro da área de excitação. As seguintes expressões são utilizadas:

a) movimento paralelo ao fluxo:

$$c_{v,j}(z) = 2 \frac{\rho D(z) C_v(z)}{\omega_j \bar{m}_j} \sqrt{\left[\frac{U(t,z)}{4}\right]^2 + \left[\frac{2X_j(t)\omega_j \Psi_j(z)}{3\pi}\right]^2} \quad (\text{IV.34})$$

b) movimento transversal ao fluxo:

$$c_{v,j}(z) = \frac{\rho D(z) C_v(z)}{\omega_j \bar{m}_j} \sqrt{\left[\frac{U(t,z)}{4}\right]^2 + \left[\frac{2X_j(t)\omega_j \Psi_j(z)}{3\pi}\right]^2} \quad (\text{IV.35})$$

É importante observar que nos modelos de VIV no domínio da frequência apresentados no capítulo anterior, o único amortecimento considerado na região de excitação é o amortecimento estrutural.

O amortecimento generalizado para o movimento transversal pode agora ser escrito como:

$$\bar{\zeta}_j(t) = \frac{1}{2\omega_j \bar{m}_j} \int_0^L \{c_s + c_{h,j}(z) - c_{v,j}(z)\} \Psi_j^2(z) dz \quad (IV.36)$$

ou:

$$\begin{aligned} \zeta_j(t) = & \frac{1}{2\omega_j \bar{m}_j} \int_0^L \zeta_s^2 \Psi_j^2(z) dz + \\ & + \int_0^L \frac{\rho D(z) C_d(z)}{\omega_j \bar{m}_j} \sqrt{\left[\frac{U(t,z)}{4} \right]^2 + \left[\frac{2\omega_j x_j(t) \Psi_j(z)}{3\pi} \right]^2} \Psi_j^2(z) dz - \\ & - \int_{L_j}^{L_{2j}} \frac{\rho D(z) C_v(z)}{\omega_j \bar{m}_j} \sqrt{\left[\frac{U(t,z)}{4} \right]^2 + \left[\frac{2\omega_j x_j(t) \Psi_j(z)}{3\pi} \right]^2} \Psi_j^2(z) dz \end{aligned} \quad (IV.37)$$

Uma expressão similar pode ser dada para o movimento induzido em linha pelo desprendimento de vórtices. Em cada passo de integração são calculadas as amplitudes de VIV em função do fator de estabilidade (\mathbf{K}_s).

As principais etapas do procedimento computacional implementado para análise de vibração induzidas pelo fenômeno de desprendimento de vórtices são apresentadas no fluxograma da Figura IV.4.

IV.3.3.3 DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES HIDRODINÂMICOS

A resposta da estrutura é obtida pela equação de Morison generalizada [70], a qual inclui o efeito de VIV. Os coeficientes hidrodinâmicos são obtidos com o auxílio dos números de Reynolds, Re e de Keulegan-Carpenter, KC , definidos por:

$$Re = \frac{(U_c + U_w)D}{\nu} \quad \text{e} \quad KC = \frac{U_{w,\max}T}{D} \left[1 + \frac{U_c}{U_{w,\max}} \right]^2 \quad (\text{IV.38})$$

onde U_c é a velocidade de corrente, U_w é a velocidade induzida pela onda, T é o período da onda e D é o diâmetro local do tubo.

O coeficiente de arrasto atua tanto no coeficiente de força quanto no coeficiente de amortecimento, sendo portanto, de difícil recomendação. Na zona das ondas (força) normalmente altos KC e Re estão presentes e na direção do fundo (amortecimento), a região é geralmente dominada por baixos KC e vários Re . Outro fator perturbador na determinação do arrasto está associado com a característica do fluxo: retilíneo ou não-planar (bi-dimensional). O maior número de testes para calibração dos coeficientes hidrodinâmicos foi conduzido para fluxos retilíneos. Apenas alguns dados foram pesquisados para fluxos bi-dimensionais [12]. Portanto, recomenda-se o uso destes coeficientes para movimentos retilíneos.

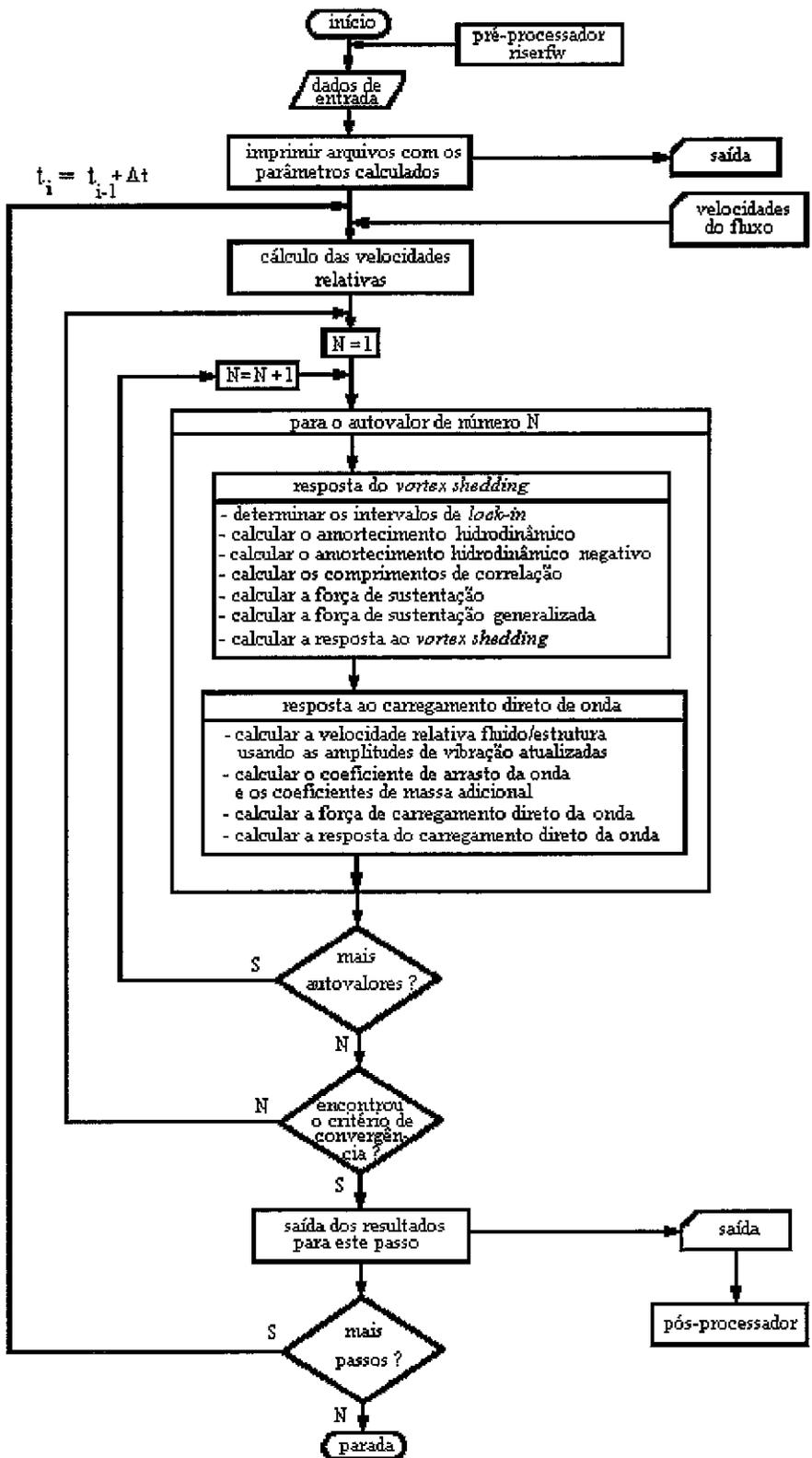


Figura IV.4 – Fluxograma de cálculo de vibrações no domínio do tempo

O coeficiente de inércia é definido como a soma do coeficiente de massa adicional com a unidade:

$$C_M = C_a + 1 \quad (\text{IV.39})$$

Para pequenos valores de KC (menores que 1), o valor do coeficiente de massa adicional é constante em relação ao número de Reynolds e de valor igual a 1. Para altos valores de KC e de Re , utiliza-se Sarpkaya e Isaacson, 1981 [9], apresentado na figura IV.5.

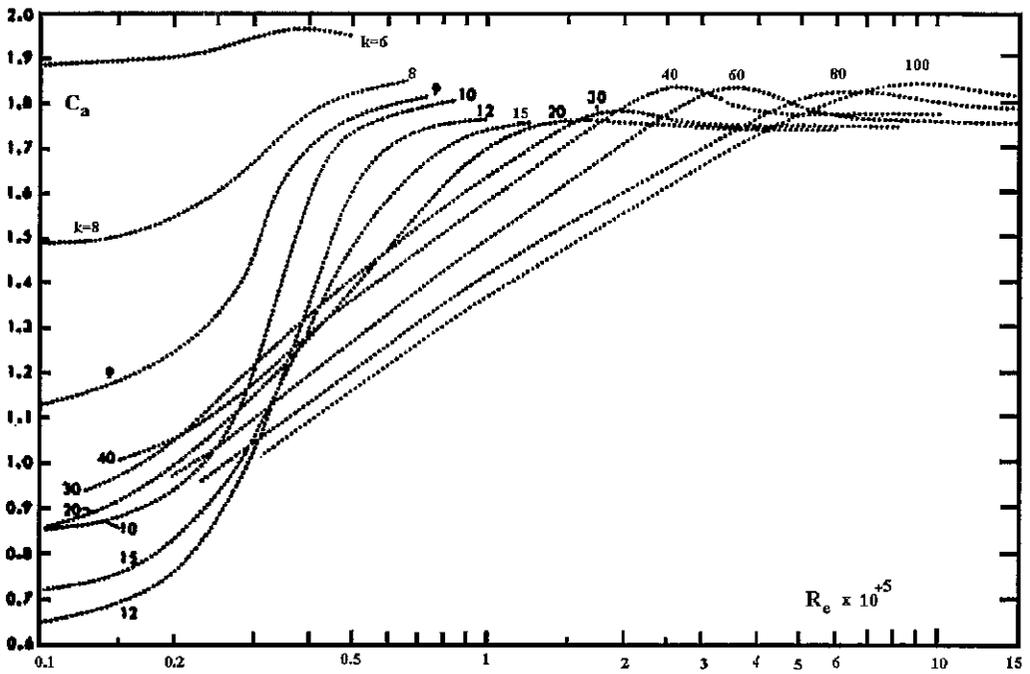
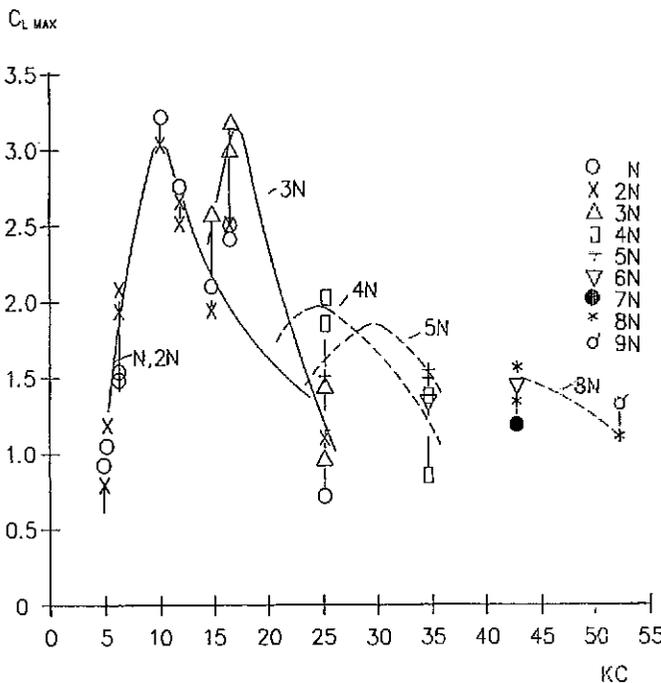


Figura IV.5 – C_a versus Re e KC (aquí como k)

Em relação ao coeficiente de sustentação, a LIC desenvolveu uma série de testes e recomenda os seguintes valores para a situação de vibração transversal:

- a) para $KC > 30$, use $C_L = 0,9$ como valor de projeto;
- b) para $KC < 30$, use $C_L = 0,9$ quando o fluxo relativo irregular não-planar for o dominante;
- c) para $KC < 30$ e fluxo relativo retilíneo, ampliações do coeficiente de sustentação podem ocorrer devido à ressonância com o movimento da onda. Para estimar esta amplificação, a Figura IV.6 mostra os altos valores [12], derivada dos máximos valores na resposta constante para movimentos oscilatórios regulares. Para movimentos irregulares, os coeficientes da figura IV.5 são muito altos, mas para um intervalo de $5 < KC < 25$, recomenda-se um coeficiente de sustentação de até 2,5. Para vibrações no plano da corrente, recomenda-se um coeficiente de sustentação igual a 0,5. Não é necessário nenhuma atenção especial para baixos valores de KC , uma vez que as vibrações *in-line* normalmente não estarão presentes nestas condições.



onde N é o nº de vórtices descolados por $1/2$ período de onda

Figura IV.6 – Coeficiente de sustentação por KC para fluxos retilíneos

Os valores de coeficiente de sustentação adotados pelo SHEAR7 são dados pela equação (III.47), isto é, são função da resposta A_y/D . Para os modelos descritos no item II.4.1, para correntes uniformes, foi adotado também o valor de 0,4, obtendo, com isso, resultados, para o exemplo do captador, coerentes com o programa SHEAR7. No modelo harmônico, porém, e para amortecimentos baixos, os valores calculados para C_L foram bem pequenos, não sendo, portanto, referência para comparação.

Então, para cada método, há um valor de C_L correspondente aos respectivos ensaios conduzidos pelos autores. As discrepâncias entre eles está na adoção dos coeficientes empregados e nas formulações de cada método, obtendo, com isso, diferentes valores.

IV.3.3.4 DETERMINAÇÃO DO FATOR DE ESTABILIDADE K_s E DAS AMPLITUDES DE

VIV

O parâmetro de estabilidade governa a velocidade incidente da corrente quando a estrutura entra em *lock-in*. A equação que governa os movimentos é dada por:

$$\ddot{X}_j(t) + 2\bar{\zeta}\omega_j\dot{X}_j(t) + \omega_j^2 X_j(t) = \frac{1}{\bar{m}_j} \int_{L_{1j}}^{L_{2j}} \frac{1}{2} \rho C_L D(z) U^2(z) |\psi_j(z)| dz \sin(\omega t) \quad (\text{IV.40})$$

Assumindo que a estrutura está em *lock-in* na k -ésima frequência, a solução pode ser dada na forma:

$$x(z, t) = \sum_{j=1}^N X_j(t) \psi_j(t) \quad (\text{IV.41})$$

onde $X_j(t) = 0$ para $j \neq k$ ou $X_j(t) = \Omega \text{sen}(\omega t)$ para $j = k$ e N é o número de modos.

Aplicando esta solução na equação IV.40, tem-se:

$$\Omega = \frac{1}{2\omega^2 \zeta \bar{m}} \int_0^L \frac{1}{2} \rho C_L D(z) U^2(x) |\psi(x)| dz \quad (\text{IV.42})$$

O *lock-in* aparece para $U_r = U/fD$ constante. Então:

$$\Omega = \frac{\rho U_r^2 C_L}{8\pi^2 \zeta \bar{m}} \int_{L_1}^{L_2} D^3(z) |\psi(x)| dz \quad (\text{IV.43})$$

De acordo com [78], o parâmetro de estabilidade K_s é definido conforme equação (II.18), ou seja:

$$K_s = \frac{2 \cdot m_e \cdot \zeta}{\rho \cdot D^2} \quad (\text{IV.44})$$

onde ζ é o decremento logarítmico. Em geral, a interpretação deste parâmetro mostra que K_s é inversamente proporcional a x/D , a amplitude do movimento.

Para um autovalor, a interpretação de x/D é correta, mas uma rigorosa definição deveria ser x_{\max}/D_{\max} .

$$\frac{x_{\max}}{D_{\max}} \sim \frac{X(t)\psi(z)}{D(z)} \Big|_{\max} \sim \frac{\rho U_r^2 C_L}{\bar{\zeta} \bar{m}} \int_{L1}^{L2} D^2(z) \psi^2(z) dz \quad (\text{IV.45})$$

Definindo:

$$\bar{D}^2 = \int_{L1}^{L2} D^2(z) \psi^2(z) dz \quad (\text{IV.46})$$

tem-se:

$$\frac{x_{\max}}{D_{\max}} \sim \frac{\rho \bar{D}^2}{4\pi \bar{\zeta} \bar{m}} \equiv \frac{1}{K_s} \quad (\text{IV.47})$$

Então, o parâmetro de estabilidade K_s governa a velocidade reduzida incidente para a vibração em *lock-in*.

IV.4 CONSIDERAÇÕES IMPORTANTES SOBRE O PROGRAMA LIC22

Conforme enfatizado na introdução deste capítulo, o LIC22 é um programa bastante ambicioso, pois propõe-se a determinar o VIV no domínio do tempo considerando onda, movimento imposto e corrente simultaneamente.

Acredita-se que tal proposta é válida, mas necessita de uma série de aprimoramentos, principalmente no que se refere a ensaios experimentais, que suportem as várias hipóteses adotadas. Em vários exemplos, onde espera-se que haja VIV, o programa LIC22 fornece valores bem inferiores aos esperados. Isto foi verificado por Larsen [16] e confirmado neste trabalho.

A utilização do programa LIC22, nesta tese, teve como objetivos básicos:

- a) confirmar os modelos de corrente uniforme sem ondas descritos nos capítulos II e VII;
- b) confirmar o modo dominante;
- c) verificar a influência da onda e dos movimentos do apoio (capítulo IX);
- d) verificar as diferenças de resultados quando se troca o perfil de corrente real por um perfil monotônico (capítulo IX).

CAPÍTULO V

SUPRESSORES DE VÓRTICES

V.1. INTRODUÇÃO

As grandes amplitudes de VIV afetam substancialmente o dano à fadiga para longos cilindros esbeltos. Para aliviar este problema, o uso de dispositivos supressores de vórtices, conhecidos no campo da aerodinâmica, tem sido considerados para o uso em condições marinhas.

A eliminação das vibrações por vórtices pode ser feita por diferentes meios:

- a) mudando a razão entre a frequência de despreendimento de vórtices com a frequência natural, evitando a ressonância;
- b) aumentando o parâmetro de estabilidade K_s , isto é, aumentando o amortecimento do sistema;
- c) evitando a formação de vórtices ou interrompendo sua formação estruturada, através da utilização de supressores.

As duas primeiras ações envolvem mudanças estruturais ao sistema. Os parâmetros estruturais da maioria dos cilindros esbeltos são determinados por outras considerações de projeto e podem não ser de fácil mudança. A segunda ação tem uma desvantagem adicional de que o amortecimento somente será ativo quando ocorrerem vibrações.

O método mais factível para redução do problema de VIV parece ser a aplicação de dispositivos supressores de vórtices, utilizados por muitos anos em

estruturas sujeitas à ação dos ventos e mais recentemente em engenharia *offshore* em conexões com risers para aplicações em águas profundas.

Para muitas das possíveis aplicações de supressores de vórtices, há uma exigência de que o supressor deve ser igualmente efetivo para fluxos incidentes de qualquer direção, onde esta direção pode variar com a profundidade e o tempo. O requerimento de omnidirecionalidade restringe severamente os tipos de supressores considerados adequados para correntes variáveis e ondas.

Outra importante observação é que a utilização de supressores geralmente aumenta o arrasto e dificulta a instalação, pois membros com estes dispositivos podem prender em guias, aramados ou em estruturas próprias para lançamento, como os *stingers*.

A razão de montar os dispositivos supressores é reduzir as tensões temporais associadas com descolamento dos vórtices, mas devido à sua presença, ocorre um aumento do coeficiente de arrasto. Este aspecto deve ser levado em conta nas respostas transversais da estrutura vibrando por VIV.

Os supressores de vórtices mais comuns podem ser adequadamente separados em quatro grupos (Figura V.1):

- a) **saliências superficiais:** *strakes*, arames, aletas, cilindros, esferas, etc, na qual afetam o mecanismo de separação;
- b) **coberturas (*shrouds*):** perfurados, gaze, varas axiais, tábuas axiais, etc, no qual limita o crescimento dos vórtices afetando a camada envoltória;
- c) **estabilizadores próximos da esteira:** chapas abertas e fechadas, guias, bases contínuas e vários estabilizadores complacentes (tipo bandeira, faixas), na qual previnem a interferência entre duas camadas adjacentes formadoras de vórtices;

d) **carenagens areodiâmicas**, que prevêm a separação e, portanto, a criação dos vórtices.

A Figura V.1 apresenta alguns destes dispositivos. Para aplicações destes dispositivos de supressão, os mesmos devem ser:

- a) de custos não elevados
- b) de construção simples
- c) de fácil instalação
- d) sem ou com pouca manutenção eficiente para qualquer direção de corrente.

O dispositivo mais usado na engenharia *offshore* é o *strake* helicoidal, um dispositivo frequentemente visto em chaminés de aço.

Airey [42] estudou 2 tipos de supressores de vórtices e chegou a duas conclusões: Os *strakes* helicoidais provaram ser ineficientes na supressão das vibrações em ondas somente, enquanto este tipo de dispositivo é reconhecidamente eficiente em correntes e as varas axiais verticais, que mostraram ser um excelente supressor de vórtices, tanto sob ação de ondas como de correntes. Único cuidado é não ter um passo muito pequeno, pois o espaçamento entre os supressores pode ser preenchido por incrustação marinha, reduzindo sua eficiência.

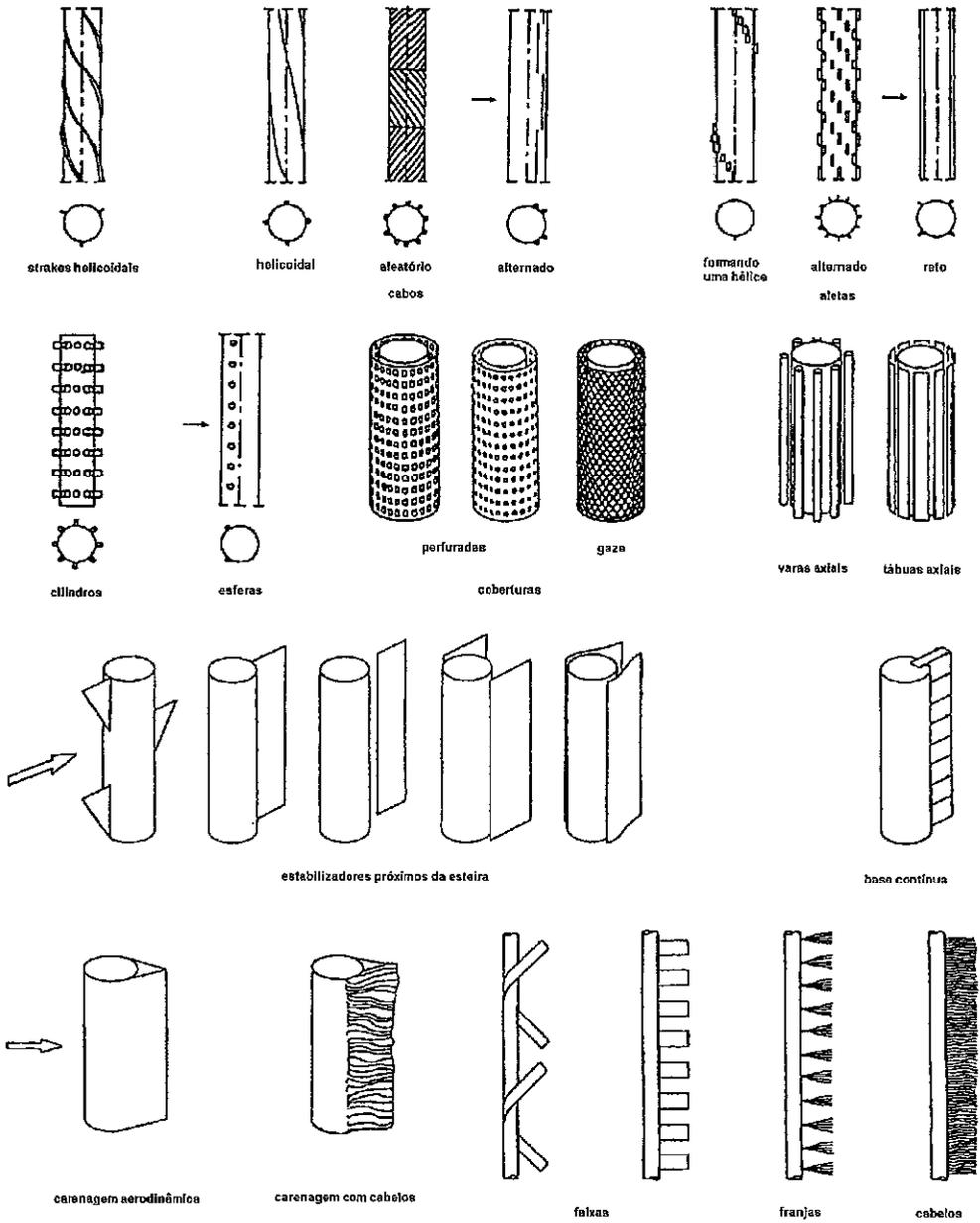


Figura V.1 – Alguns dispositivos de supressão de vórtices

V.2. SALIÊNCIAS SUPERFICIAIS

As saliências superficiais são os *strakes* ou dispositivos presos helicoidalmente no tubo. Os dispositivos mais comuns são aletas retangulares e arames ou cabos presos no entorno do tubo. Alguns destes dispositivos estão na Figura V.2. Nesta e nas Figuras V.6, V.7 e V.8 adiante, o símbolo “+” no círculo indica que o dispositivo é eficiente, ao passo que um “-” no círculo indica um dispositivo ineficiente. Os números no interior dos círculos correspondem aos coeficientes de arrasto.

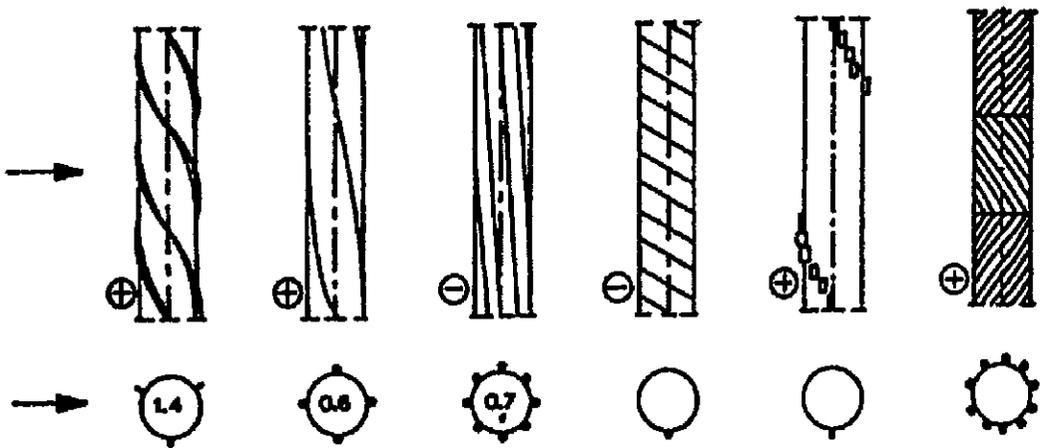


Figura V.2- Saliências superficiais

V.2.1 STRAKES HELICOIDAIS

O sistema típico de *strakes* helicoidais consiste em instalar dispositivos de seção triangular ou retangular em torno da superfície do cilindro. O principal efeito dos *strakes* é desorganizar os pontos de separação para a esteira formada à jusante do cilindro e provocar desarrumação no fluxo nas áreas vizinhas da esteira. Neste meio, o descolamento regular alternado dos vórtices será desorganizado. O comprimento sobre o qual os vórtices podem atuar sincronizadamente é limitado e então, a resposta ao sincronismo de VIV é também limitada.

O *strake* helicoidal tem muitos parâmetros que podem variar para otimizar sua eficiência. Enquanto existe um sentimento geral de que a altura do *strake* deva ser entre 0,1 a 0,15 vezes o diâmetro do tubo para ser eficiente [26], ainda com uma aceitável penalidade no crescimento do arrasto, o número de hélices, o passo de cada hélice e quanto será a cobertura necessária são ainda pontos de debate.

O número de hélices para produzir uma supressão eficiente varia entre 3 e 4. O passo de aproximadamente 5 diâmetros tem sido geralmente aceito como ótimo, mas recentemente testes tem mostrado que um passo de 15 diâmetros pode ser também eficiente [26].

Testes tem mostrado que se uma estrutura estiver com 80 % de seu comprimento com *strakes*, ou até menos, com 50 %, pode resultar em uma efetiva redução na resposta, enquanto que se tiver apenas 25 % do seu comprimento com este supressor, este será pouco efetivo.

Alguns testes [26] indicaram que a eficiência dos *strakes* helicoidais são mais pronunciados em baixos valores de velocidade reduzida (menor que 10),

com o decréscimo da eficiência para grandes valores de velocidade reduzida. Testes também indicaram que os *strakes* são menos efetivos em fluxos altamente turbulentos. Finalmente, alguns testes com cilindros muito próximos indicaram que os *strakes* tem um efeito contrário na resposta para cilindros à jusante [26].

A Figura V.3 mostra os efeitos da redução das amplitudes de resposta para diversas coberturas de *strakes*, para um passo de $15D$ [26]. A Figura V.4 mostra a ampliação do coeficiente de arrasto para as mesmas coberturas deste cilindro.

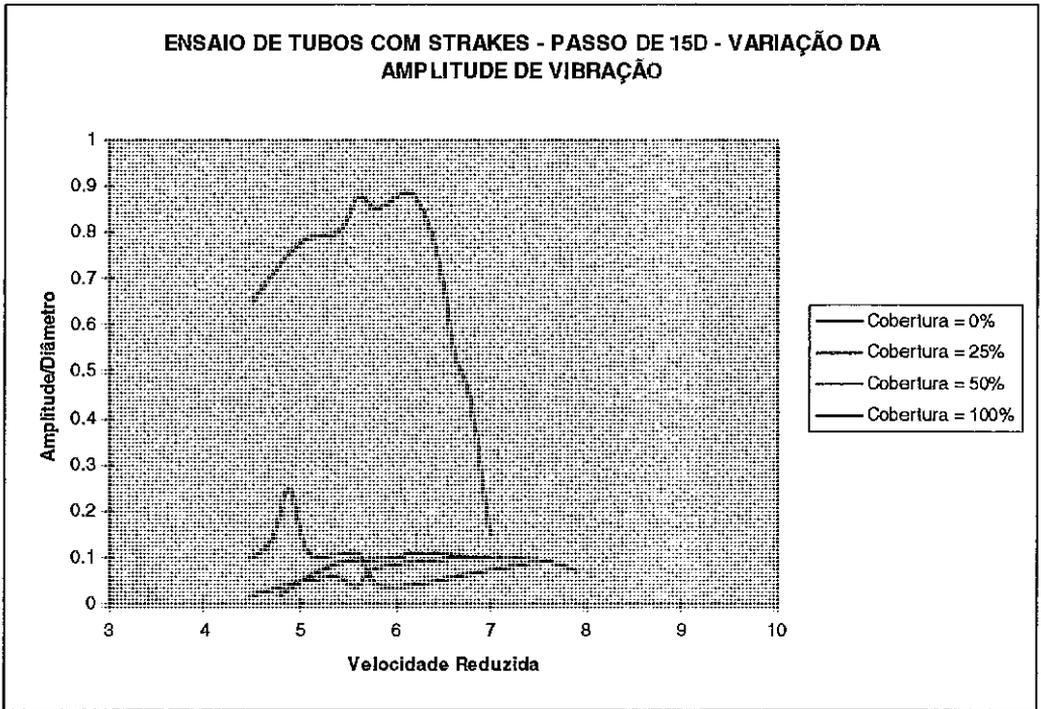


Figura V.3 – Efeitos da redução das amplitudes de resposta para diversas coberturas de *strakes*

Usualmente, um sistema com *strakes* compreende aletas de aço que são soldadas ou aparafusadas na seção circular. Estes dispositivos são bem conhecidos de chaminés de aço em terra. Para estruturas no mar, o uso de soldas

não é vantajoso por serem pesados e incômodos para o manuseio. Uma solução elegante para este sistema é a utilização de borracha, co-extrudada entorno de um cabo de aço inoxidável. Os *strakes* são vulcanizados e/ou fixos com parafusos tracionando o cabo de aço nas paredes externas do cilindro.

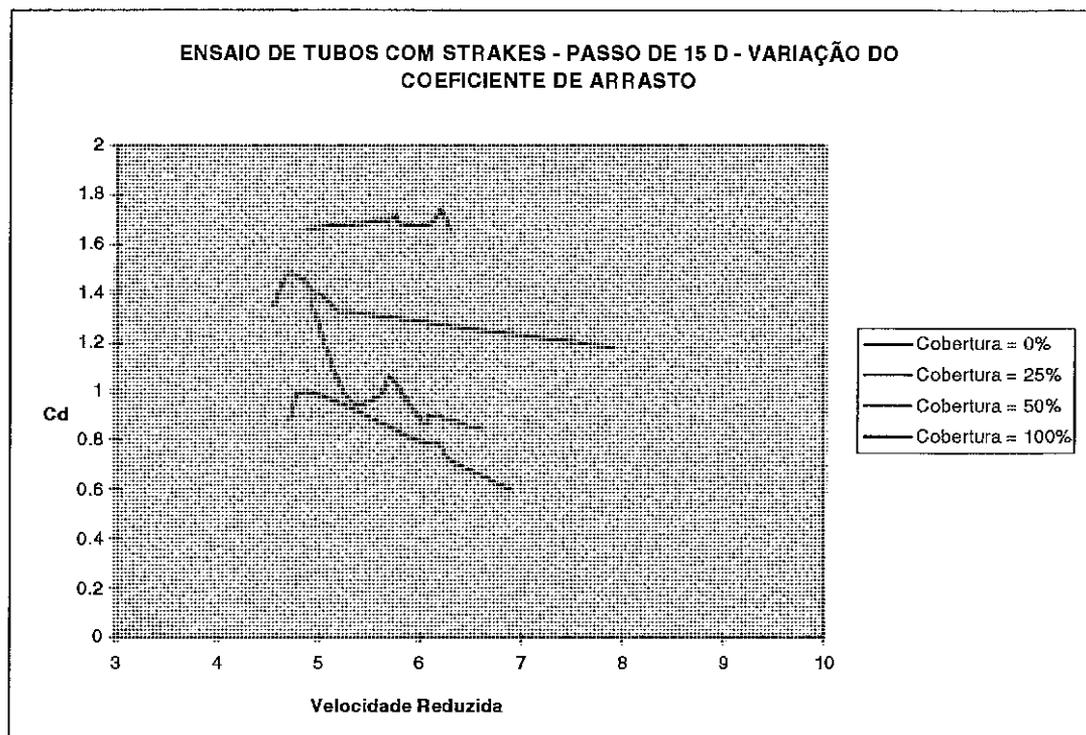


Figura V.4 – Ampliação do coeficiente de arrasto para diferentes coberturas de *strakes*

A Figura V.5 mostra um projeto típico de um *strake* de aço, feito para o captador de água gelada para a plataforma P-25 [27,28].

As vantagens deste sistema é que ele é omnidirecional, isto é, os efeitos hidrodinâmicos são independente da direção do fluxo.

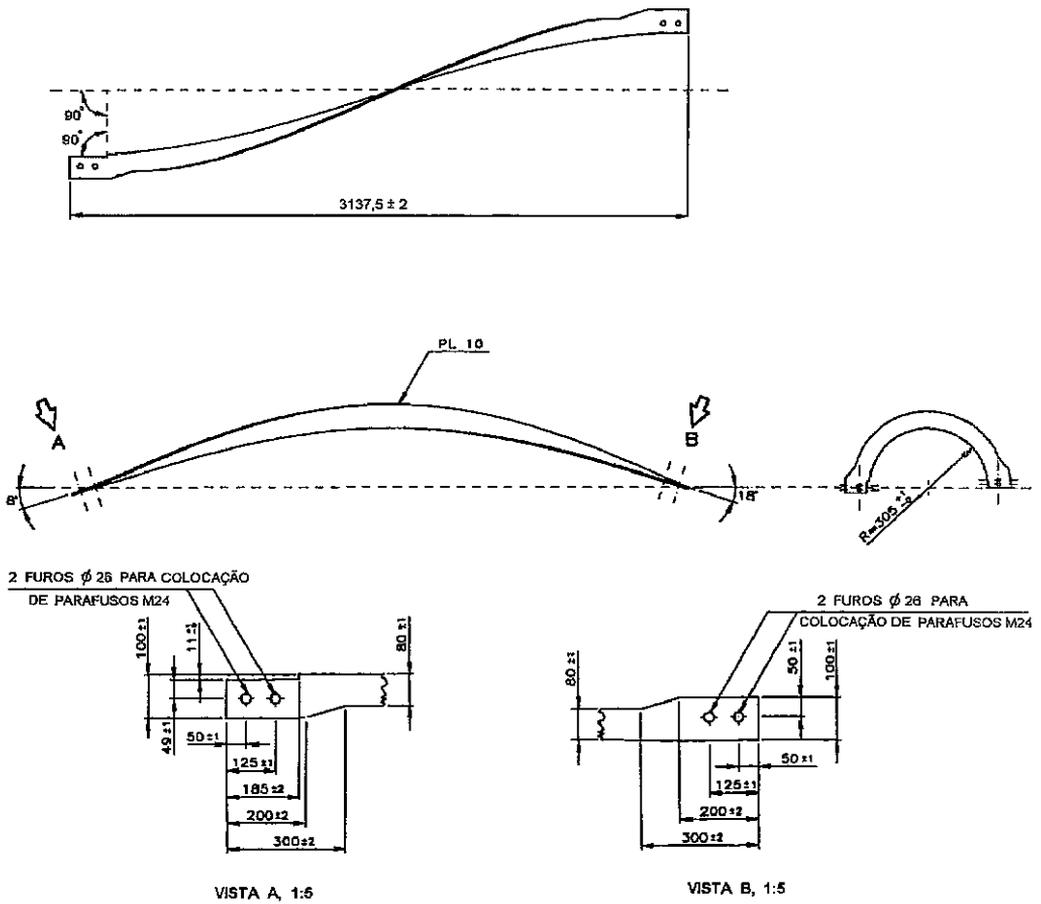


Figura V.5 – Projeto típico de um *strake* de aço

As desvantagens destes dispositivos é que eles podem crescer as forças de arrasto consideravelmente no tubo. Além disso, são de difícil manuseio, armazenagem, etc. Se os *strakes* forem muito pequenos, eles podem ser cobertos pelas incrustações marinhas e, portanto, deixarão de ser eficientes. Portanto, deve ser dado uma altura suficiente de modo que haja um contorno externo não incrustado.

Por exemplo, no caso do captador, a altura dos *strakes* seria de 6,09 cm ($0,1D$) + 9 cm (referente à espessura de encrustação na superfície do mar), chegando a 15,09 cm. Este valor decairia conforme a espessura de encrustação até atingir os 6,09 cm, ou seja, na profundidade onde não há mais incrustações. Na Bacia de Campos, já foram monitoradas incrustações marinhas em até 110 m de profundidade [32].

Entretanto, independente de algumas desvantagens, o *strake* helicoidal revela-se como um dos dispositivos mais atrativos no alívio dos efeitos adversos do VIV para cilindros esbeltos.

V.2.2 CABOS HELICOIDAIS

Os cabos helicoidais são parecidos com os *strakes*, presos helicoidalmente em torno do tubo. A mecânica dos fluidos atrás do tubo é a mesma para os *strakes*. É muito comum seu uso para supressores temporários de vórtices, por exemplo, tramos de jaqueta sujeitos ao vento, com cordas de nylon entorno do membro oscilante.

Testes foram feitos [28] usando cabos helicoidais e para que eles sejam eficientes atuando como supressores, com uma redução considerável do coeficiente de *lift*, o tubo deverá ter 3 ou 4 cabos com um diâmetro de $0,1D$ e um passo entre $10D$ e $14D$.

Este sistema é relativamente simples para instalar mas a grande desvantagem é o efeito das incrustações marinhas, no qual podem cobrir os cabos e, com isso, destruir o efeito do supressor.

V.2.3 CABOS ALEATÓRIOS

Cabos aleatórios (vide Figura V.1) são quase iguais aos cabos helicoidais. A diferença é que eles mudam de direção de rotação ao longo do tubo e que o espaçamento é mais denso do que os *strakes*. O efeito destes supressores é basicamente o mesmo dos *strakes*, entretanto, sob certas circunstâncias, eles podem aumentar a resposta de VIV em vez de reduzi-la.

Como estes supressores são normalmente instalados com cabos relativamente finos, este perde sua eficiência quando crescem as incrustações marinhas. Aumentar sua altura pode aliviar este efeito mas o espaçamento entre os cabos deve ser verificado para evitar enchimento dos espaços por incrustações.

V.3. COBERTURAS

V.3.1 ALETAS, VARAS, TÁBUAS, CILINDROS E ESFERAS

As coberturas são tipos de supressores que envolvem os tubos como as varas axiais e as tábuas axiais. Estes dispositivos são dependentes de uma direção de corrente. Podem ser também aletas retas ou cabos, que são fixados na superfície do tubo, paralelo ao seu eixo e com ângulos constantes na direção do fluxo. A Figura V.6 mostra alguns destes dispositivos.

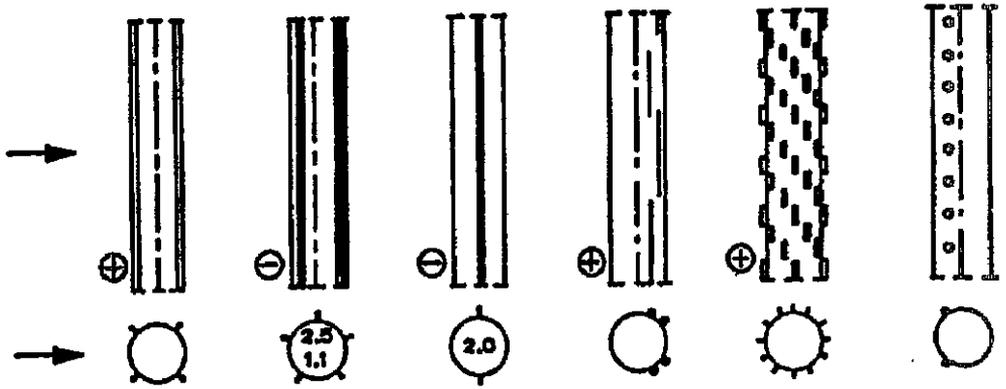


Figura V.6 – Supressores tipo aletas, varas, tábuas cilindros e esferas

A função destes supressores unidirecionais é que as aletas ou cabos mudam a localização do ponto de separação em torno do tubo somente em um lado e não no outro, de modo que a alternância rítmica de descolamento dos vórtices é perturbada.

Investigações em dispositivos de aletas verticais concluíram que o número de aletas não deve ser ímpar, caso contrário pode aumentar consideravelmente as amplitudes de vibração. Cabos presos no cilindro paralelos ao seu eixo central aumentam as forças de arrasto e de *lift*.

A grande desvantagem destes dispositivos é que eles são unidirecionais. Isto significa que se a direção do fluxo mudar de uma situação onde o efeito destes supressores é excelente, o resultado do VIV pode até crescer.

A vantagem destes dispositivos é que são fáceis de instalar em relação aos sistemas helicoidais.

V.3.2 COBERTURAS TIPO SHROUDS

Shrouds são cilindros perfurados montados em torno de membros cilíndricos principais. As perfurações podem abranger buracos circulares ou retangulares. Os *shrouds* podem também consistir de varas instaladas ao redor do tubo, presos com um anel espaçador fixado em torno do cilindro. A Figura V.7 mostra alguns tipos de *shrouds*.

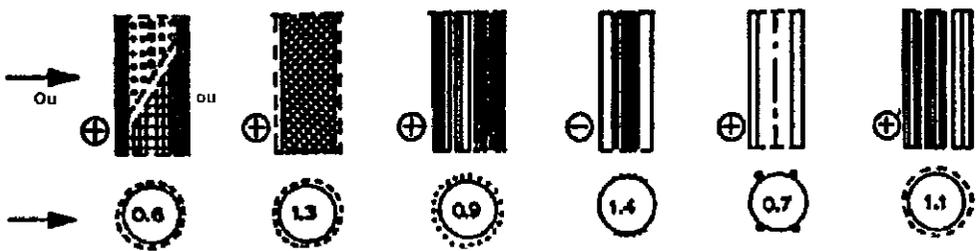


Figura V.7 – Tipos de *shrouds*

O efeito principal dos *shrouds* é quebrar o fluxo em um grande número de pequenos vórtices, reduzindo o descolamento rítmico alternado dos lados do cilindro. Estes sistemas são eficientes para qualquer direção do fluxo.

As vantagens dos *shrouds* são que para alguns dispositivos, o acréscimo do coeficiente de arrasto comparado com o cilindro liso é pequeno. Além disso, são fáceis de montar e podem ser pré-fabricados.

Estes tipos de supressores são, entretanto, muito vulneráveis à incrustações marinhas. Se os buracos e os espaços entre *shrouds* e o cilindro

forem preenchidos com cracas e mariscos, a superfície passa a ser de um cilindro circular com um grande diâmetro.

V.4 ESTABILIZADORES E CARENAGENS AERODINÂMICAS

Juntamente com as carenagens aerodinâmicas, os estabilizadores são dispositivos projetados para mudar o fluxo na frente ou atrás dos tubos. Eles atuam como chapas abertas, na qual mudam substancialmente a alternância dos descolamentos dos vórtices, chegando inclusive a eliminá-los. Eles estabelecem a esteira atrás do cilindro. Estes dispositivos estão mostrados na Figura V-8.

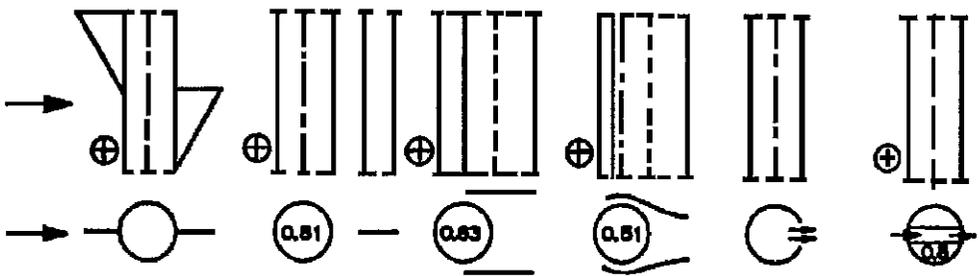


Figura V.8 – Estabilizadores e carenagens aerodinâmicas

Os estabilizadores e as carenagens reduzem as forças de arrasto e de *lift*. São os mais eficientes exemplos de eliminadores de vórtices. Mas a maior desvantagem é que são dependentes da rotação da direção do fluxo, de modo que são posicionados na esteira do cilindro.

Se o cilindro é colocado em ambientes com correntes que variam de direção, o sistema de supressão deve ser capaz de mudar a direção dos estabilizadores com a corrente. Isto requer um sistema que gire e que não seja sensível à incrustação marinha. Este sistema pode ser simples ou complicado, de acordo com o seu uso. Para sistemas temporários, como risers de perfuração, este sistema tem se mostrado eficiente.

As carenagens já foram usadas em risers de perfuração em regiões de alta correnteza, na costa brasileira. Este sistema pode girar e se alinhar com a direção da corrente. A maior desvantagem é que seu mecanismo deve ser projetado para girar com incrustação, durante toda a vida útil da estrutura sem manutenção.

V.5 OUTROS SUPRESSORES

Outros tipos de supressores, como anéis, podem ser usados, podendo ser fixos ou giratórios, com cones presos em torno do tubo. A figura V.9 mostra este tipo de supressor. O efeito destes anéis são similares às carenagens, mas devido ao efeito das correntes, os cones forçam o anel a girar e as incrustações tendem a se reduzir. Não há medições dos efeitos hidrodinâmicos e este sistema é simples de instalar e o efeito de reduzir as incrustações torna este dispositivo interessante.

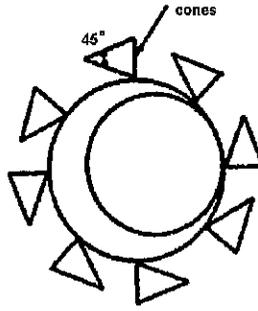


Figura V.9 – Supressor tipo anel

As fitas, faixas, cabelos, etc. (vide figura V.1) montados ao longo do comprimento do cilindro agem da mesma maneira do que os estabilizadores e outros supressores que agem perto da esteira. Eles são eficientes, além de baratos na fabricação e montagem. A vida útil destes dispositivos parece ser relativamente baixa e o efeito sobre as incrustações é desconhecido.

Em uma estrutura esbelta como o captador de água gelada (que será apresentado no capítulo VI), o sistema de supressores helicoidais foi selecionado como o mais eficiente e seguro entre todos os outros sistemas alternativos. Este sistema é eficiente quando crescem as incrustações marinhas sobre este dispositivo ou se a incrustação está ausente. O passo dos *strakes* foi escolhido para minimizar o coeficiente de *lift* para a situação com incrustação. O sistema de supressão proposto compreende 3 seções de *strakes* com o passo de $10D$ e altura variando de $0,16\text{ m}$ ($0,1 D + 8\text{ cm}$ de incrustação) na parte superior a $0,08\text{ m}$ ($0,1 D + 1,5\text{ cm}$) na parte inferior.

O coeficiente de arrasto do tubulão com *strakes* será aproximadamente igual ao sem *strakes*, mas com uma incrustação máxima. Foi observado que o coeficiente de arrasto para a situação com *strakes* mas sem incrustação situa-se entre 1,6 e 1,7 quando foi usado o diâmetro do cilindro liso. De outro lado, o coeficiente de arrasto para a situação com *strakes* e com incrustação é aproximadamente 1,2, mas aplicado sobre o diâmetro externo do tubo +

incrustação. Isto significa que a força de arrasto será a mesma sem e com incrustação.

O capítulo IX apresentará alguns exemplos numéricos de estruturas sujeitas à vibrações por vórtices e abordará a utilização dos supressores, sua modelação e verificação da redução das amplitudes de vibração e do dano à fadiga.

V.6. ALTERAÇÕES NOS PROCEDIMENTOS NUMÉRICOS PARA A CONSIDERAÇÃO DOS SUPRESSORES

A presença de supressores em estruturas sujeitas à fluxos alteram o comportamento hidrodinâmico dos mesmos. No caso de supressores helicoidais (*strakes*), pesquisadores [71] mostram que, para 3 supressores por seção e com altura $0,12D$, o aumento do coeficiente de arrasto é da ordem de 20%. Outro supressor como a carenagem (*fairings*), o coeficiente de arrasto é bem pequeno, chegando a 0,25. Porém, o aumento do coeficiente de arrasto não afeta o amortecimento, como se poderia pensar.

Outros pesquisadores, como o Vandiver [13] sugerem que, além do coeficiente de arrasto, o coeficiente de sustentação deve ser alterado. O coeficiente de sustentação deve ser reduzido para simular a presença do supressor. Por exemplo, se o programa SHEAR7 indica que a região de *power in* de um problema modal tem um coeficiente de sustentação igual a 0,6, adicionando o supressor nesta região, o valor do coeficiente de sustentação pode ser reduzido por um fator de 1/3, chegando a um valor de $C_L = 0,2$.

Portanto, a presença do supressor faz com que as forças excitadoras se reduzam bastante, e conseqüentemente as amplitudes de vibração. No caso de se querer usar valores ainda menores para o coeficiente de sustentação, Vandiver [13] sugerem valor praticamente zero para C_L em seus exemplos.

O procedimento para o uso de supressores nos programas SHEAR7 e RISERFW é o seguinte: ao fazer a análise preliminar de um cilindro liso, a saída identifica, para cada modo excitado, o comprimento da região de excitação (*power in*) e onde está localizado no cilindro. De posse deste(s) comprimento(s), podemos indicar a(s) região(ões) que colocaremos os supressores.

Cabe aqui ressaltar que a colocação dos supressores não altera as regiões de excitação e amortecimento; apenas diminui o valor da excitação.

A análise final, com supressores, indicará as regiões onde ficarão os supressores e quais os valores dos coeficientes de sustentação e de arrasto. Estes valores, confrontados com os indicados na análise preliminar, indicarão ao analista a redução das amplitudes de vibração e do dano acumulado.

No caso do LIC22, ao modelarmos a estrutura, deve-se considerar o peso dos strakes, os aumentos dos coeficientes de arrasto e de massa adicional e a redução do coeficiente de sustentação. A escolha do tipo de supressor fica a cargo do projetista. Se escolhermos os supressores helicoidais (*strakes*), o passo, número por seção transversal e altura são baseados na literatura.

Segundo [28], os valores do coeficiente de arrasto e de sustentação podem variar segundo a Tabela V.1, levando-se em consideração que o valor inicial do coeficiente de sustentação é de 0,9:

Passo	4,5D	15D
Coefficiente de sustentação	0,238	0,124
Coefficiente de arrasto	1,6	1,7

Tabela V.1 – Valores dos coeficientes de sustentação e de arrasto para dois tipos de passos dos *strakes*

No caso da estrutura ficar sujeita às incrustações marinhas, novos valores devem ser adotados [28]; para as paredes do tubo, o coeficiente de sustentação vale 0,2 e os coeficientes de arrasto foram testados com cilindros envoltos com cabos, simulando os *strakes* cobertos com incrustações. Os resultados estão mostrados na Tabela V.2.

Passo	5 D		10 D	
Diâmetro dos cabos	0,118D	0,238D	0,118D	0,238D
Coefficiente de arrasto	1,17	1,38	1,21	1,42
Coefficiente de sustentação	0,2	0,2	0,2	0,2

Tabela V.2 – Valores dos coeficientes de arrasto e de sustentação para dois tipos de passos

Como exemplo, indicamos na tabela V.3 os coeficientes hidrodinâmicos do captador de água de resfriamento, onde a estrutura foi analisada com supressor de vórtices (*strakes*) de passo 10D e incrustação marinha (com 8 cm de espessura na superfície e decrescendo até 1,5 cm a 90 m de profundidade) [28].

Elevação (em relação à superfície do mar)	Altura dos <i>strakes</i> (m)	Coef. de Sustentação	Coef. de Arrasto (max)	Coef. de Massa Adicional
-31,1 m a -49,4 m	0,16 (0,26D)	0,2	1,42	2,28
-49,4 m a -73,8 m	0,11 (0,18D)	0,2	1,28	2,20
-73,8 m a -122,6 m	0,08 (0,13D)	0,2	1,22	2,14
-170,1 m a -200,6 m	0,08 (0,13D)	0,2	1,22	2,14
Tubos sem <i>strakes</i>	-	0,9	0,7	2,0

Tabela V.3 – Coeficientes hidrodinâmicos adotados nas análises de VIV do captador de água gelada

Finalmente, existem autores que preferem não adotar um suposto valor para o coeficiente de sustentação, como segue a SHELL. Neste caso, os analistas retiram a corrente referente ao comprimento a ser coberto com os supressores e fazem as análises considerando sem supressores. Os resultados são próximos, como veremos no capítulo IX.

V.7. INFLUÊNCIA DAS INCRUSTAÇÕES MARINHAS NAS ESTRUTURAS MARÍTIMAS

Um fenômeno que ocorre na superfície do oceano, mais precisamente entre 0 m e 120 m é a presença das incrustações marinhas [32]. Devido à presença [79] da luz, oxigênio dissolvido, matéria orgânica e temperaturas médias altas ($> 15^\circ$), observa-se a presença de organismos como algas, briozoários e mexilhões que se agregam na parede externa de estruturas submersas a partir da superfície do mar.

A Petrobras monitorou o crescimento destes organismos ao longo do tempo, em Arraial do Cabo, cujas águas representam bem as atividades biológicas da Bacia de Campos. Placas instaladas em balsas, a 2 m de profundidade, dão o crescimento destes organismos, sendo que alguns deles cobriram as placas já no 2º mês. Estes organismos se fixam bem no aço e na borracha, porém revestimentos novos à base de cobre, inibem a fixação destes organismos.

Os *strakes* são supressores fabricados em aço, alumínio ou borracha. Estes materiais estão sujeitos a incrustações [32]. Com isto, há uma perda na eficiência dos supressores na redução das vibrações por vórtices. Conforme veremos no capítulo VII, o IPT ensaiou no tanque de provas o captador para diversos supressores e, um deles, simulou a existência de incrustações (modelo M13).

As incrustações afetam o comportamento estrutural de elementos sujeitos às condições ambientais, uma vez que rugosidade, o diâmetro hidrodinâmicos, o coeficiente de arrasto e a massa crescem. Um tubo liso, cujo ensaio no IPT [34] forneceu um $A/D = 1,05$, depois de 8 meses aproximadamente em contacto com a água do mar, incrusta, reduzindo as vibrações em 40 %, chegando a um $A/D = 0,75$, favorecendo à estrutura, no aspecto das vibrações. Porém, quando temos um tubo com *strakes* e as incrustações envolvem toda a estrutura, esta volta a ser um cilindro irregular e as vibrações, neste caso, começam a aumentar até o patamar de tubo liso incrustado, ($A/D = 0,75$), impondo um dano não esperado à estrutura.

Além disso, outros ensaios de arrasto em tubos incrustados foram feitos no túnel de vento, no CTA. Estes ensaios, complementados por outros, no túnel de cavitação do IPT, concluíram que o coeficiente de arrasto dos tubos incrustados pode chegar a 1,7, comparado com o tubo liso, que, nos ensaios, ficou em 0,7 [80,81].

Para que o supressor mantenha sua eficiência, deve-se manter uma rotina de raspagem das incrustações até que tenhamos, no mercado, supressores feitos à base de cobre, de modo a reduzir ou eliminar estes organismos que alteram o contorno externo das estruturas submersas. Para o revestimento de estruturas de aço, já existem revestimentos com boa eficiência contra incrustações, conforme os ensaios do IEAPM [79].

CAPÍTULO VI

ESTRUTURAS ESBELTAS SUJEITAS ÀS VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES

VI.1. INTRODUÇÃO

As recentes descobertas de enormes reservas de petróleo em grandes profundidades ao longo da costa brasileira, fizeram com que houvesse a necessidade do desenvolvimento e do domínio da tecnologia para exploração em águas profundas.

Dentro deste âmbito, algumas soluções apareceram, de modo a simplificar, ou reduzir, os equipamentos a bordo das plataformas de petróleo. Dentre estas soluções, está o captador de água de resfriamento. Outras soluções visando a exportação de hidrocarbonetos são a utilização de risers rígidos em catenária, que além do custo ser inferior ao equivalente riser flexível, permite a utilização de grandes diâmetros, que hoje está limitado a 16" para as linhas flexíveis e *jumpers* que permitem a ligação entre duas plataformas próximas e que a catenária não chega a atingir o solo.

As plataformas de produção instaladas necessitam de uma fixação com o solo. Neste caso, em plataformas tipo TLP são utilizados tendões que a ligam a uma estrutura estaqueada no fundo do mar (figura I.5); as plataformas convencionais, para reduzirem o raio de influência do sistema de ancoragem e simplificação do *lay-out* submarino, estão adotando o sistema de ancoragem *taut-leg* (figura I.7).

Estas sete estruturas (captador, risers rígidos de perfuração e produção, riser rígido em catenária, tendão, linha *taut-leg* e *jumpers*) estão sujeitas à vibrações por vórtices, por estarem sujeitas a correntes marinhas. Apresentaremos, neste capítulo, as características destas estruturas consideradas membros esbeltos devido ao fato destas estruturas apresentarem grande comprimento em relação ao seu diâmetro, apesar da maioria ser feita de tubo de aço.

VI.2. CAPTADOR DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO

Este tipo de estrutura, adotada recentemente pela PETROBRAS para plataformas de produção, terá uma atenção especial pelos seguintes motivos:

- a) concepção nova;
- b) acompanhamento de todas as fases do projeto;
- c) realização de ensaios no IPT;
- d) corrente mais próxima da uniforme;
- e) necessidade de utilização de supressores de vórtices.

VI.2.1 O MODELO

A plataforma PETROBRÁS P-25 (ou simplesmente P-25), localizada no Campo de Albacora, a nordeste da Bacia de Campos, é uma unidade de perfuração que foi convertida em uma unidade de produção para estabilização de óleo em dois estágios, compressão de gás e bombeamento do óleo produzido. Como as atuais plataformas de produção, a P-25 tem, em sua planta de processo, equipamentos específicos para resfriar componentes e fluidos, para uma melhor operação do conjunto [29].

Para simplificar ou reduzir o peso e o custo dos equipamentos da planta de processo, a unidade de compressão tem um sistema de resfriamento usando diretamente água do mar em vez do sistema tradicional de resfriamento por torres. A temperatura da água requerida na caixa de mar instalada no *pontoon* é de 13° C e somente abaixo de 300 m de lâmina d'água, esta temperatura está disponível, conforme mostra a figura VI.1. Esta temperatura permanece durante 281 dias por ano, sendo somente 84 dias, geralmente em abril, maio e junho, o período em que a temperatura máxima pode atingir 14°, porém não interferindo no sistema por ser um período relativamente curto e com valor próximo ao necessário.

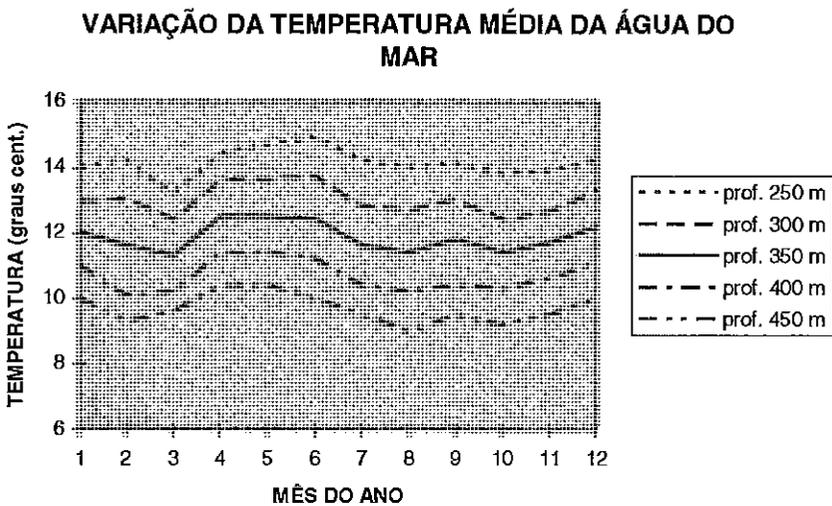


Figura VI.1 – Temperatura média da água do mar pela profundidade

Com uma vazão necessária de 1614 m³/h, o diâmetro externo comercial do *casing* ficou em 0,6096 m (24") e com uma espessura de parede de 15,87 mm (5/8"), de aço carbono API-5L grau X60, com limite de escoamento de 413,68 MPa (60 ksi) e limite de ruptura de 537,79 MPa (78 ksi). Sua composição

química inclui 0.26% de carbono, 1.35% de manganês, 0.04% de fósforo, 0.05% de enxofre, além de incluir frações de titânio, vanádio e nióbio.

O captador foi conectado no *pontoon* da plataforma com a condição pendurada e com a outra extremidade livre e aberta e seu comprimento é de 330 m; somando 23,47 m de calado de operação da P-25, a captação de água ocorrerá em torno dos 350 m de profundidade de comprimento, garantindo uma captação de, no máximo, 13° ao longo do ano [29,30]. A figura I.2 dá uma visão geral do conjunto plataforma-captador.

Na extremidade inferior do captador, temos uma junta especial por onde a água entra. São diversos furos, de 12 cm de diâmetro, de modo a evitar a entrada de animais marinhos de grande e médio porte. Um detalhe desta junta está na figura VI.2.

No topo está localizada uma *flexjoint*, de extremidade dupla, cada lado podendo pivotar em até 10°, totalizando 20° de inclinação. Sobre esta *flexjoint* está localizada uma base onde o captador se apoia no suporte instalado na P-25. As figuras VI.3 e VI.4 mostram, respectivamente, o conjunto superior *flexjoint*+suporte e a *flexjoint* em detalhes.

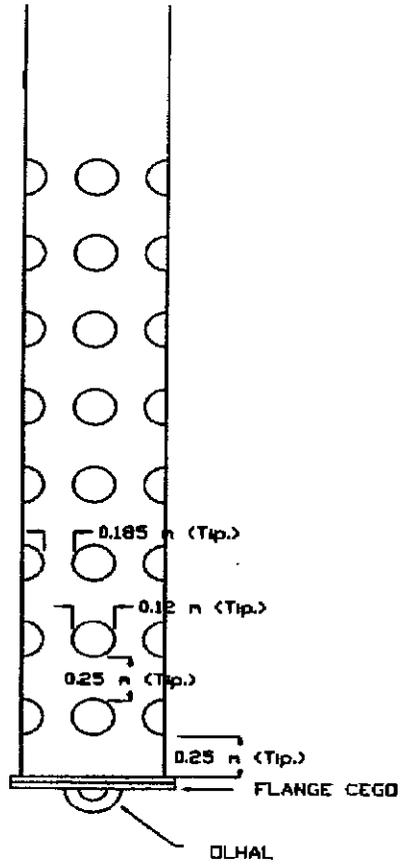
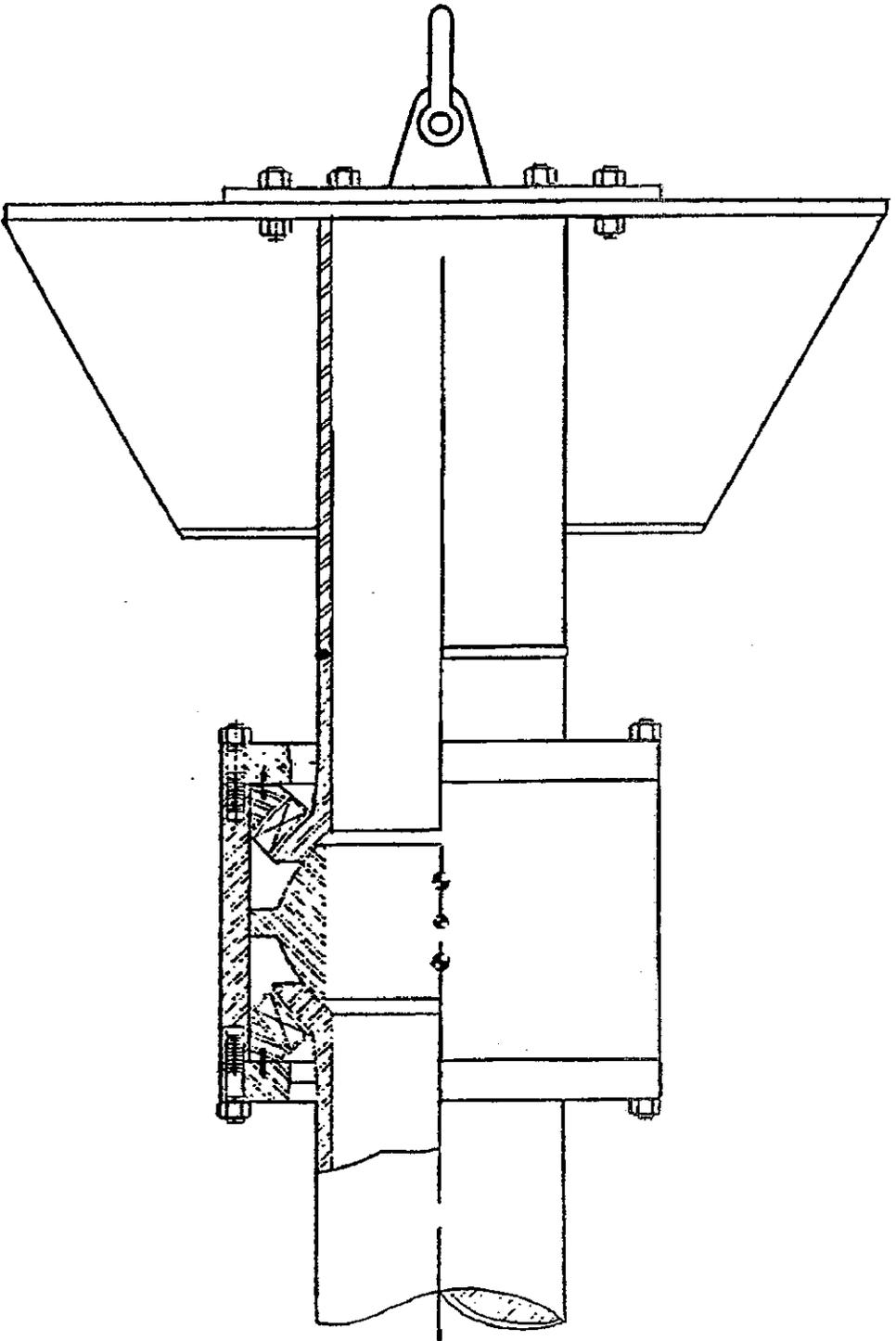
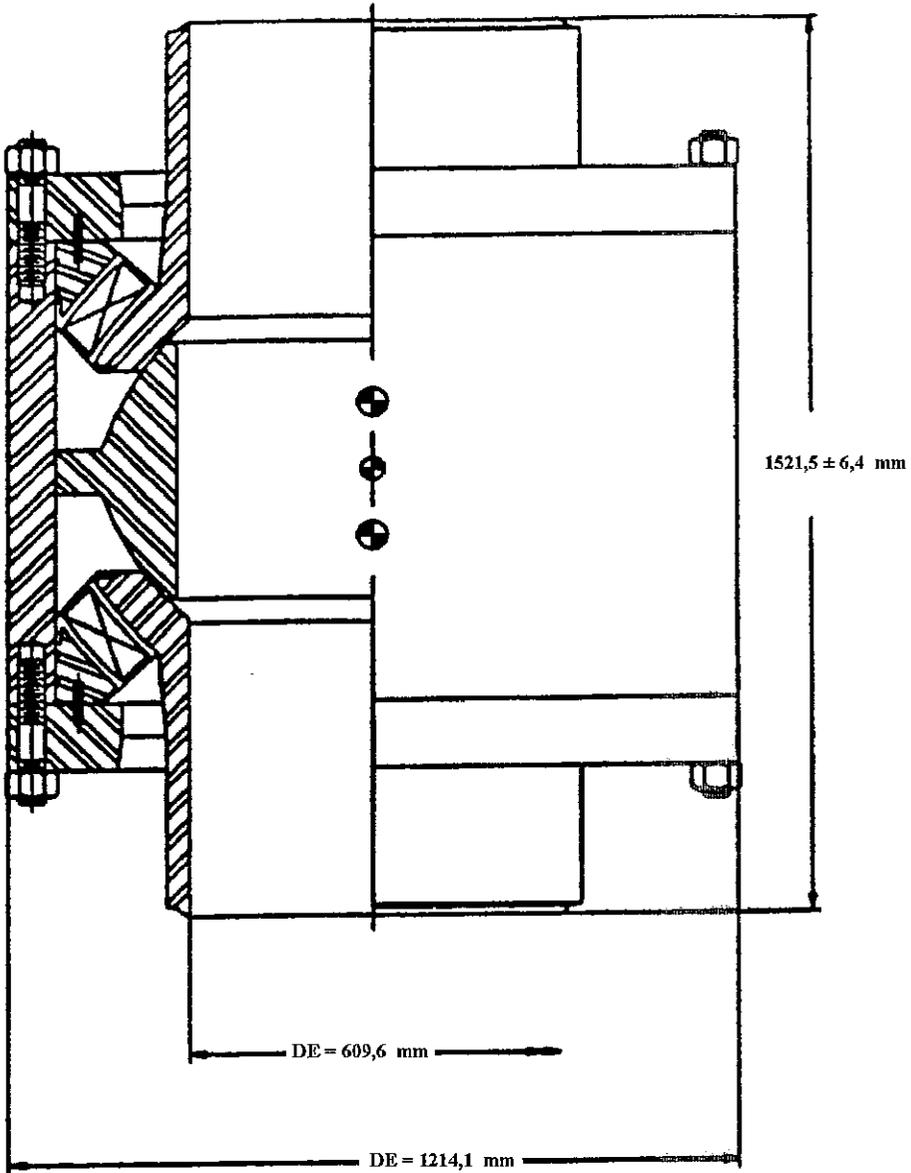


Figura VI.2 – Junta coletora de água

Figura VI.3 – Conjunto superior *flexjoint* + suporte



Parâmetros Operacionais:

1. Máxima deflexão angular = $26,2^\circ$
2. Máxima carga horizontal = 298 kN
3. Máxima carga vertical = 857 kN
4. Pressão de teste = 0.345 Mpa
5. Mola axial = 28.695 kN/mm
6. Mola radial = 30.27 kN/mm
7. Mola rotacional = 5.265 kN.m/grau
8. Mola torsional = 5.635 kN.m/grau
9. Peso da *flexjoint* = 32.1 kN

Figura VI.4 – A *flexjoint*

O projeto estudado inicialmente previa juntas soldadas e uma junta de 12 m para captação de água. O sistema consiste de 27 tubos de aço API 5L grau X-52 flangeados, com mesmo diâmetro externo (609.6 mm) e mesma espessura de parede de 15.90 mm. O comprimento unitário de cada junta é de 12,50 m (41'). Os flanges de 24" de diâmetro são de classe 150, ASME/ANSI B16.5 (1989) com 20 parafusos de 1 ¼" cada. A captação na extremidade inferior é feita por meio de um tubo de 2.47 m de comprimento, com as mesmas características do tubo principal, mas contendo furos de 4.5" de diâmetro, sem tela nos furos.

Na extremidade superior o riser é conectado a um suporte no *pontoon* por meio de uma *flexjoint* soldada a uma extensão de tubo com um total de 2.77 m de modo a reduzir os momentos a serem transmitidos à estrutura da plataforma [31].

Todos os tubos de 12.50 m são revestidos externamente com *Fused Bonded Epoxi* (FBE) com 0.457 mm de espessura, para evitar corrosão. A partir da *flexjoint* os primeiros cinco tubos tem ainda um revestimento de *Avonclad* (espessura de 3 mm) para eliminar a incrustação marinha e *strakes* para reduzir as vibrações devido a *vortex shedding*. Os 11 dutos seguintes tem apenas o revestimento de FBE e os *strakes*, restando em seguida mais 10 tubos apenas com o revestimento de FBE. O tramo de captação tem apenas uma pintura à base de epoxi.

Internamente, os tubos são revestidos com uma borracha de neoprene (espessura de 3,175 mm), para evitar troca térmica com o exterior e reduzir a perda de carga no fluxo de subida. Além disso, corre ao longo do tubo, um anodo de zinco, para proteção interna contra corrosão. O conjunto conforme descrito acima está apresentado na figura VI.5.

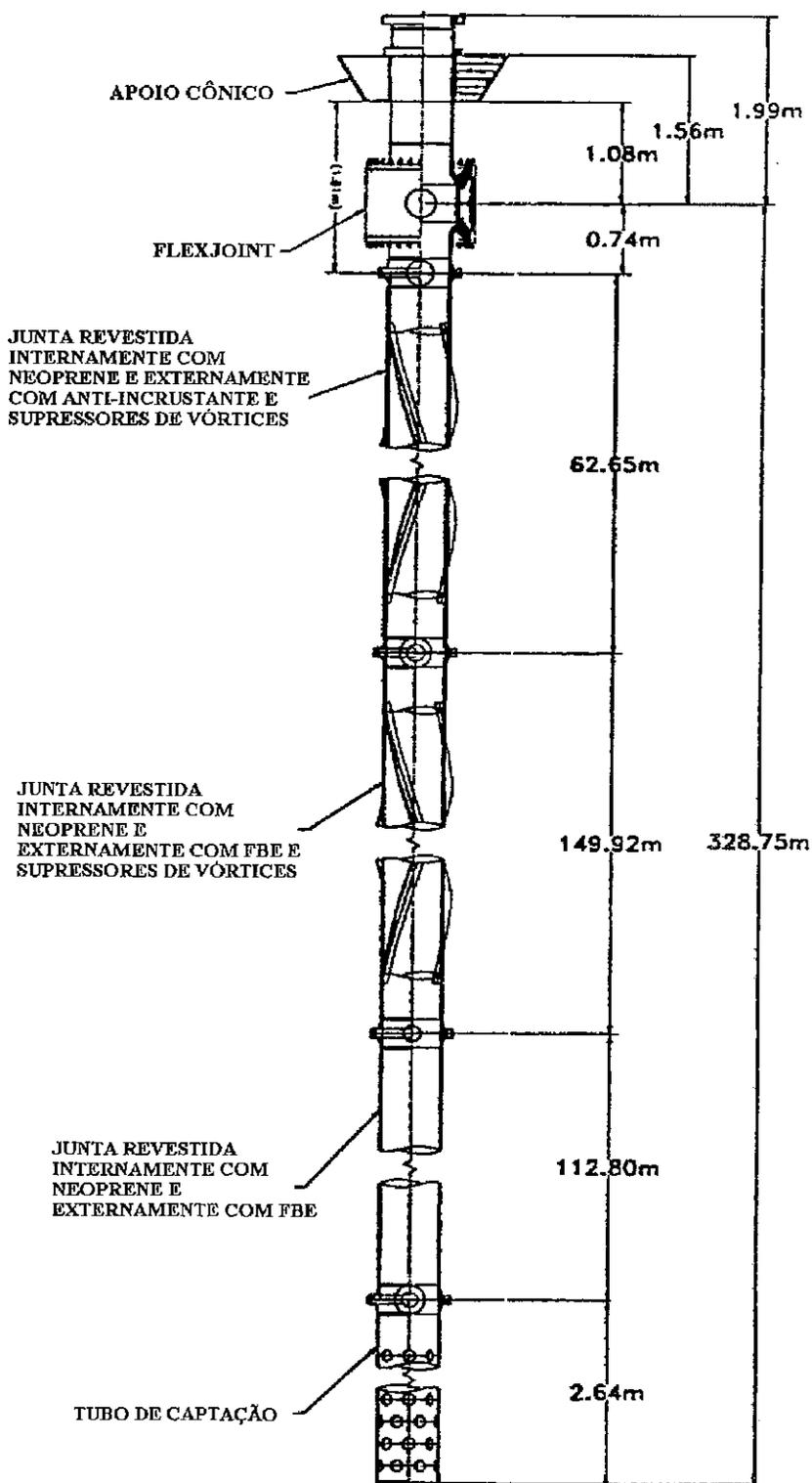


Figura VI.5 – Vista geral do captador

VI.2.2. HISTÓRICO

Em 1990, surgiu, em Macaé, a idéia de se captar água gelada do fundo do mar através de um tubo preso na perna de uma jaqueta, para resfriar o sistema de compressão de gás de exportação. Um ano depois, em 17/05/91, era depositada a patente nº PI-9102045 cujo título era “Sistema de Captação de água a Grandes Profundidades para Plataformas Semi-submersível de Produção”. A patente é da PETROBRAS e seus inventores tinham a intenção de captar água através de uma linha flexível de grande diâmetro, apesar da patente estar aberta a qualquer tipo de material disponível.

Uma vez depositada, a próxima etapa era viabilizar tecnicamente este conceito. Em 15/07/92 era emitido o primeiro relatório das análises de um tubulão de captação de água, onde foi utilizado o programa DERP [90] e feitas análises de tensões máximas para tubo liso e tubo incrustado. Naquela época, o grupo de oceanografia tinha apenas 3 direções de corrente (NE, SSW e Sul) e a onda era sem direção específica. A análise de fadiga foi determinística, usando o pós-processador DERPFT. Não foi feita a análise de *vortex shedding* por falta de conhecimento sobre o assunto. A análise de instalação admitia o reboque do tubo até o local de instalação e verticalizado por meio de alagamento do seu interior.

Em novembro de 1993 foi emitido um segundo relatório, onde se refinaram as análises estática e dinâmica, acrescentou-se algumas análises do ANFLEX para verificação do esforço axial não contemplados pelo DERP, verificação das frequências naturais e quais os modos a serem excitados. A análise de fadiga, agora aleatória, indicava que o dano se aproximava muito do limite inferior estipulado nas premissas, mostrando que esta estrutura deve ser dimensionada à fadiga e não à tensões máximas; estruturas como Riser Rígido em Catenária apresentam comportamento similar.

A análise de instalação contemplava a descida do captador na vertical, como se fosse um riser de perfuração, onde a conexão, soldada, levaria cerca de 2 horas para ser feita e liberada.

Finalmente, em novembro de 1996, o projeto completo foi concluído, incluindo análise aleatória de fadiga e projeto completo dos *strakes*, supressores de vórtices para evitar vibrações devido aos altos valores de corrente na região de Albacora. O captador foi, finalmente, instalado na plataforma P-25 em 25/01/97, após 10 dias de instalação feita pela plataforma Amethyst [30].

No período de 01 a 05/04/98, foi feita a primeira inspeção do captador [32]. As pessoas diretamente envolvidas com o equipamento se mostravam bastante satisfeitas com o valor da temperatura de chegada da água na caixa de mar: 12° C, permitindo a planta de processo trabalhar com uma certa folga em termos de água de resfriamento. Quanto aos aspectos estruturais, o captador encontra-se em perfeitas condições de operação, sem qualquer dano aparente. O sistema de proteção catódica associado ao revestimento anti-corrosivo utilizado garantiu a proteção necessária ao tubo e acessórios do captador, tais como flanges e parafusos. Alguns anodos de sacrifício utilizados como proteção extra nos parafusos dos flanges de ligação entre tramos do captador tiveram desgaste mais acentuados do que outros, as vezes no mesmo flange.

Foi observado [30] o aparecimento de algas até 120 m de profundidade aproximadamente, e há indícios de crescimento incipiente de incrustação marinha rígida principalmente nos supressores de vórtices helicoidais de neoprene (*strakes*) fixados ao terço superior do captador. Estas algas, apesar de se proliferarem, podem se desgarrar devido às correntes marinhas. Há possibilidade do aparecimento de cracas nestas juntas superiores sem revestimento anti-incrustante, porém em pequena quantidade, não causando, portanto, nenhuma preocupação. Nas juntas com revestimento anti-incrustante, há a fixação de algas, mas que provavelmente não crescerão nem criarão condições para o

aparecimento de incrustações. O único elemento a que se deve ter alguma preocupação é quanto aos supressores de vórtices, que mostram sinais de incrustações, principalmente nas juntas superiores do captador. Há o risco destes supressores ficarem completamente incrustados, tomando a forma, que outrora era triangular, arredondada, reduzindo, com isto, a eficiência dos supressores.

VI.3. RISER RÍGIDO VERTICAL DE PRODUÇÃO

Uma das possibilidades para a exploração do campo de Barracuda, na Bacia de Campos, é uma plataforma do tipo TLP, para produção de 100.000 barris/dia, composta de 18 risers verticais, todos de produção, espaçados entre si, em média, de 7,2 m (centro a centro). A composição da coluna de produção é a seguinte, a partir do fundo:

- a) 1 junta de tensão inferior, de 13,72 m de comprimento, com diâmetro extremo máximo de 0,3429 m (13,5") e peso total de 36,18 kN;
- b) 1 junta de transição de 9,14 m de comprimento, com 0,2445 m de diâmetro externo (9 ⁵/₈") e peso total de 13,19 kN;
- c) 24 juntas de riser de 19,20 m cada, sem *strakes*, com 0,2445 m de diâmetro externo (9 ⁵/₈") e peso total de 79,28 kN;
- d) 15 juntas de riser de 19,20 m cada, com *strakes*, com 0,2445 m de diâmetro externo (9 ⁵/₈") e peso total de 49,55 kN;
- e) 1 junta de transição de 10,41 m cada, sem *strakes*, com 0,2445 m de diâmetro externo (9 ⁵/₈") e peso total de 9,33 kN;
- f) 2 juntas de riser na zona das ondas, de 18,29 m, com 0,2477 m de diâmetro externo (9 ³/₄") e peso total de 50,33 kN;
- g) 1 junta de tração de 13,72 m de comprimento, com um peso total estimado de 111,21 kN;

A figura VI.6 apresenta o riser vertical a ser instalado no campo de Barracuda, Bacia de Campos.

Por ser vertical, este riser tem um comprimento extenso de cobertura por supressores de vórtices, para evitar grandes vibrações. Foi definido um comprimento que deverá ser verificado ao longo das análises estruturais do riser. Esta tese analisará este comprimento, de modo que a vida útil à fadiga fique superior à premissa atualmente adotada pela PETROBRAS como sendo de 1000 anos.

O riser de uma TLP é um dos principais limitantes para a extensão deste conceito para águas ultra-profundas ($LDA > 1500$ m), sendo que as vibrações devidas aos vórtices contribuem significativamente para esta limitação. Na maioria dos casos, há a necessidade de se utilizar supressores de vórtices, o que contribui ainda mais para o acréscimo das forças estáticas devidas à corrente na direção do fluxo e em consequência, uma influência maior no comportamento do conjunto casco/tendões/risers.

VI.4. RISER RÍGIDO VERTICAL DE PERFURAÇÃO

O campo de Roncador, na Bacia de Campos, tem recebido navios para perfuração de poços produtores e/ou injetores em uma lâmina d'água de 900 m a 1200 m. O navio é empregado neste caso por ter maior flexibilidade nas operações de perfuração. A composição da coluna de perfuração [72], já descrita no capítulo I e mostrada na figura I.3, é a seguinte, a partir do fundo:

- a) 1 tubo condutor de 0,762 m (30"); é o primeiro revestimento do poço, assentado a uma pequena profundidade (10 a 50 m), com a finalidade de sustentar sedimentos superficiais não consolidados;

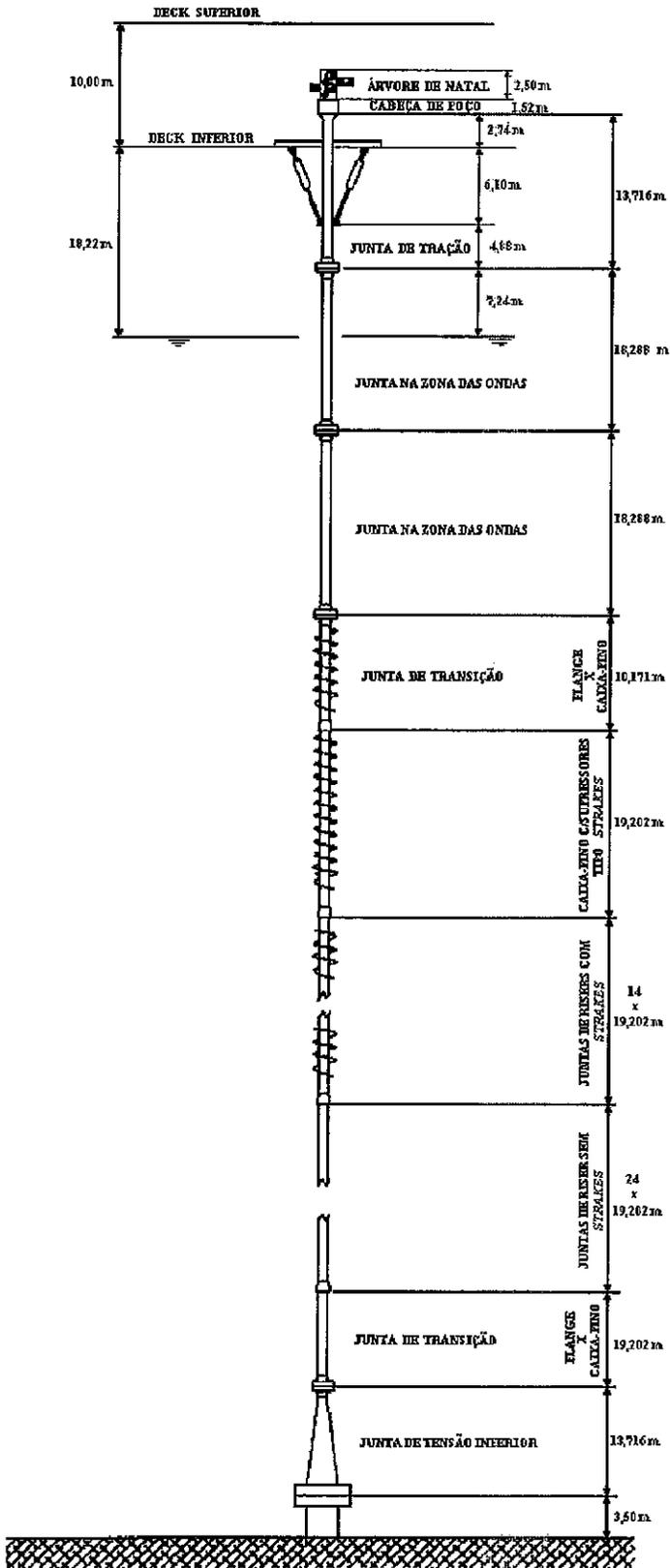


Figura VI.6 – Riser rígido vertical de produção

- b) 1 base guia temporária, que serve como guia primário do poço, através da qual se perfura a primeira fase de 0,9144 m (36"). Tem forma octagonal e é dividida em oito seções para receber material pesado (baritina, cimento ou sucata) para atuar como ponto de ancoragem para o sistema de cabos-guia (se for *guideline*); a base possui uma seção central de diâmetro interno igual a 1,168 m (46");
- c) 1 base guia permanente, que desce com o revestimento de 0,762 m (30"); é uma peça estrutural equipada com uma seção central para receber este revestimento, quatro postes-guia e um dispositivo de nivelamento, localizado em sua parte inferior; a base guia permanente desce por meio de uma ferramenta de manuseio apropriada acoplada ao alojador de 30" (conector H-4) com o revestimento de 30" soldado;
- d) 1 conjunto de válvulas de segurança chamado *Blow-Out Preventer* (BOP), cuja finalidade é de fechar o poço evitando uma invasão descontrolada de fluidos da formação para o poço; suas dimensões são: altura: 7,50 m; largura: 3,20 m; peso no ar: 953,15 kN; peso na água: 828,77 kN;
- e) 1 *Low Marine Riser Package* (LMRP) cuja finalidade é conectar o riser ao alojador de 30"; Este equipamento possui 8 cones para conexão e 4 cilindros hidráulicos que fazem este acoplamento; na parte superior do LMRP há uma *flexjoint* cuja capacidade é para 10° de afastamento com a vertical; suas dimensões são: altura: 6,25 m; largura: 3,20 m; peso no ar: 550,89 kN; peso na água: 478,99 kN;
- f) juntas de riser, geralmente de 0,533 m (21") ou de 0,4731 m (18,625") de diâmetro externo e 15,24 m (50 ft) de comprimento; existem também *pup joints*, juntas com comprimentos inferiores, de modo a produzir o comprimento da coluna adequada para as operações; os dados deste riser são: diâmetro externo: 0,4731 m (18,625"); espessura: 0,0158 m (0,625"); peso no ar: 3,28 kN/m; peso na água: 2,85 kN/m;
- g) 1 junta telescópica que compensa os movimentos verticais; trata-se de uma junta com um barrilete externo, onde recebe os cabos dos tracionadores e que se movimenta uma em relação à outra; os dados da junta são: comprimento: 20,73 m

(68 ft); peso no ar: 155,74 kN; peso na água: 99,40 kN; os dados do barrilete são: comprimento: 18,14 m e peso no ar: 41,46 kN;

h) 1 *ball joint* ou uma junta flexível sem rigidez rotacional, onde os esforços de flexão são minimizados na mesa rotativa, onde o riser está conectado;

i) 1 *diverter*, junta de ligação entre o riser e a parte inferior da mesa rotativa, tendo um desvio por onde os cascalhos provenientes da perfuração se encaminham para avaliação.

Da mesma maneira que o riser de produção, este riser é vertical estando sujeito às vibrações por corrente marinha. Porém, observa-se pouco uso de supressores de vórtices nestas estruturas porque pode-se controlar sua tração (podendo, neste caso, fugir da frequência de excitação), além do fato do riser permanecer por um período pequeno na locação e na sua retirada, faz-se uma inspeção rigorosa, anulando qualquer defeito nas juntas. Porém, com o avanço para águas ultra-profundas, supressores de vórtices estão cada vez mais sendo necessários para a manutenção da integridade do equipamento.

VI.5. RISER RÍGIDO EM CATENÁRIA

A plataforma P-18, em setembro de 1998, recebeu o primeiro riser rígido em catenária instalado em uma plataforma semi-submersível do mundo, em uma lâmina d'água de 910 m. Até então, os poucos risers rígidos em catenária eram instalados em plataformas do tipo TLP, como Auger, no Golfo do México [41]. Agora analisa-se um outro riser rígido em catenária para ser instalado em uma semi-submersível no campo de Roncador, em uma lâmina d'água de 1362 m.

O riser rígido a ser instalado em Roncador é um gasoduto composto de tubos de aço soldados, de diâmetro externo de 0,2731 m (10 ³/₄"") e uma espessura de parede de 20,62 mm (0,812"), de aço carbono API-5L grau X60,

com limite de escoamento de 413,68 MPa (60 ksi) e limite de ruptura de 537,79 Mpa (78 ksi). Sua composição química inclui 0.26% de carbono, 1.35% de manganês, 0.04% de fósforo, 0.05% de enxofre, além de incluir frações de titânio, vanádio e nióbio.

No topo está localizada uma *flexjoint*, podendo pivotar em até 20° de inclinação. Sua finalidade é reduzir os momentos a serem transmitidos à estrutura da plataforma. A *flexjoint* fica localizada numa base chamada receptáculo, onde é fixada a uma viga-caixão da plataforma. O receptáculo tem um ângulo de 20° com a vertical, impondo ao riser uma saída bem inclinada, para favorecer o raio de curvatura do mesmo perto do TDP. A localização do suporte é no *pontoon* da plataforma, para evitar a ação das ondas diretamente sobre o riser. Nos primeiros 90 m, o riser receberá um revestimento anti-incrustante. A figura VI.5 mostra a *flexjoint* em detalhes, sendo parecida com a do captador.

Todos os tubos serão revestidos externamente com *Fused Bonded Epoxi* (FBE) com 0.457 mm de espessura, para evitar corrosão. A partir da *flexjoint* os primeiros tubos terão ainda um revestimento de *Avonclad* (espessura de 3 mm) para eliminar a incrustação marinha. A partir de 90 m, os dutos terão apenas o revestimento de FBE.

A proteção catódica do riser utilizará a corrente impressa da plataforma. Internamente, não há proteção contra corrosão. A figura VI.7 mostra uma visão geral de um riser rígido em catenária.

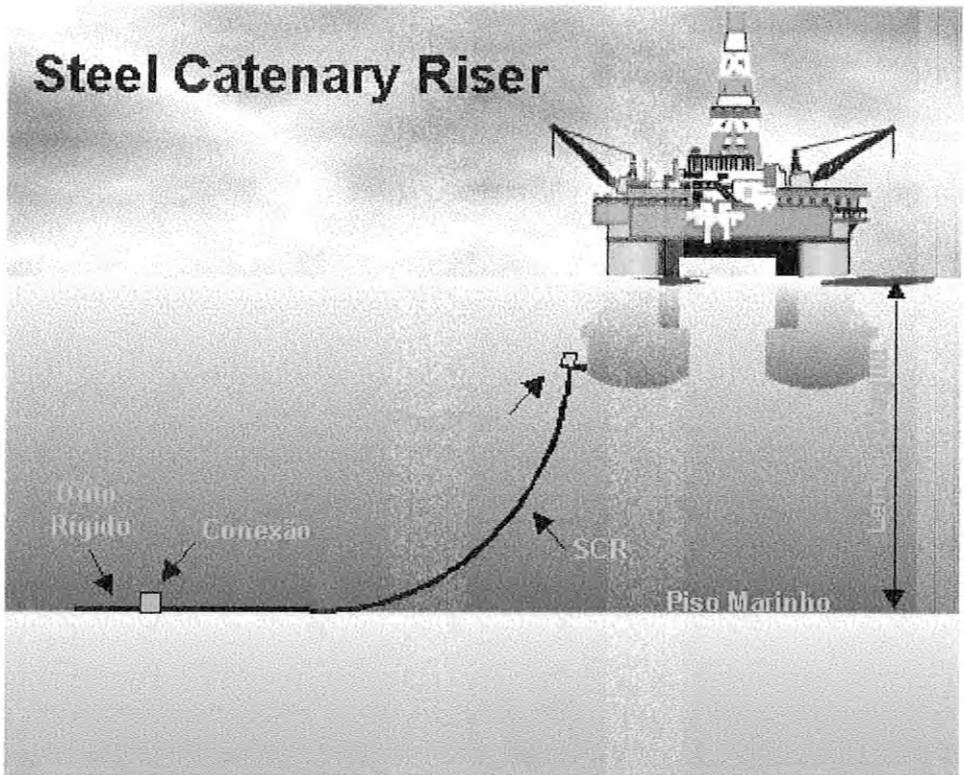


Figura VI.7 – Riser rígido em catenária

A inclusão deste exemplo deveu-se aos seguintes fatores:

- a) novidade deste conceito em plataformas semi-submersíveis;
- b) dificuldade de representação de uma estrutura em catenária com os atuais procedimentos;
- c) diferentes comportamentos com incidência da corrente (*out-of-plane*, *in-plane*, etc.)

VI.6. TENDÃO DE TLP

Os tendões de uma TLP tem como função principal manter a plataforma em posição, restringindo grande parte dos seus movimentos verticais [33]. Sua

restauração no plano horizontal é conferida apenas pela componente da sua força de tração projetada neste plano. A rigidez dos tendões é determinada de tal forma que os períodos naturais de *heave*, *roll* e *pitch* sejam da ordem de 2 a 4 segundos, ficando assim distante dos períodos dominantes dos estados de mar.

Em geral os tendões das TLPs são tubos estanques, não pressurizados. Os tendões podem ser dimensionados de tal forma que a relação diâmetro/ espessura seja próxima de 30, o que implica em flutuação neutra (peso = empuxo). Esta solução é interessante na fase de instalação, pois possibilita a verticalização do tendão em um único tramo. Para lâminas d'água profundas não é possível obter-se um tendão com flutuação neutra, uma vez que para resistir à pressão hidrostática é necessário que sejam utilizadas relações diâmetro/espessura menores que 30.

Os tendões podem ser fabricados em tramo único ou em tramos com cerca de 70 metros, estes tramos são conectados entre si, através de conectores especiais, durante a instalação da plataforma. A utilização de tendão em tramo único é limitada a lâminas d'água da ordem de 500 metros [33], pois o transporte e a verticalização do mesmo só torna-se viável para tendões com flutuação neutra; desta forma para lâminas d'água profundas os tendões, em geral, deixam de ter flutuação neutra; nestas condições os esforços durante o transporte e a verticalização do tendão são muito elevados.

Os tendões variam suas dimensões de acordo com a plataforma, lâmina d'água, condições ambientais e número de tendões por coluna. Para esta tese, as principais características dos tendões [33] são: diâmetro externo de 0,711 m (28"), espessura de parede de 0,03175 m, comprimento total de 907,0 m, feito de aço cuja tensão de escoamento é de 490 Mpa e com uma pré-tração de 7946,1 kN. As constantes das molas rotacionais que simulam as juntas flexíveis nas extremidades dos tendões tem o valor de $k = 4200 \text{ kN.m/rad}$, foram obtidas do

catálogo de um fabricante que forneceu este equipamento para outras TLP's similares.

A figura VI.8 mostra um exemplo de tendão inteiro com todos os seus componentes.

A principal razão deste exemplo ter sido incluído neste trabalho, deve-se ao fato do grande acréscimo do coeficiente de arrasto devido ao VIV, refletindo no comportamento do conjunto casco/tendões/risers.

VI.7. LINHAS DE ANCORAREM DO TIPO TAUT-LEG

O sistema de ancoragem do tipo *taut leg* é baseado na alta eficiência da fibra de poliéster para fixação de embarcações em águas profundas [73]. A linha de poliéster possui uma elasticidade bem maior do que o cabo de aço e um peso linear bem inferior. Este tipo de ancoragem, além de favorecer a redução do passeio estático, reduz a área ocupada no fundo do mar por este sistema. A medida que se avança para águas cada vez mais profundas, maiores pré-tensões são necessárias e este tipo de amarração favorece estas operações com o mesmo fator de segurança dos sistemas convencionais.

Quando comparado o sistema de amarração de baixo peso com os sistemas de amarração convencional, há vantagens adicionais devido ao fato que em qualquer lâmina d'água, a linha leve se aproxima da embarcação em um ângulo mais plano [74]. Então, para uma força horizontal devida às forças ambientais, a tração é bem menor em comparação aos sistemas convencionais. Forças verticais, que para águas profundas ficam cada vez mais críticas, são reduzidas devido ao baixo peso da linha, comparada com amarras e cabos.

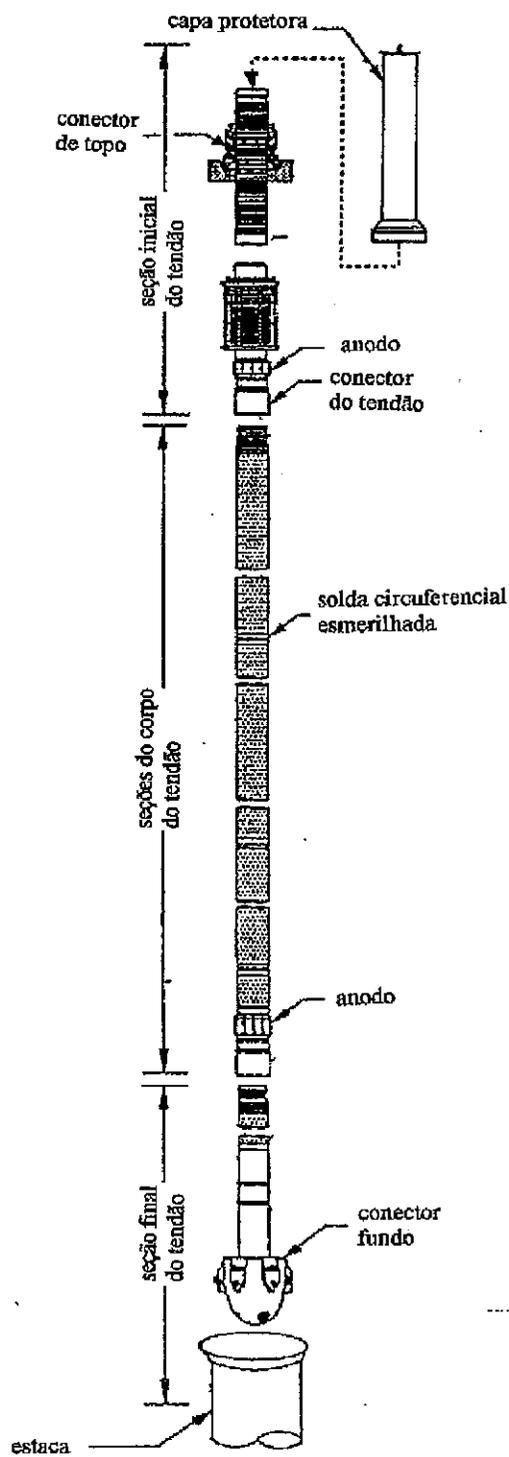


Figura VI.8 - Exemplo de tendão montado

A composição da linha da plataforma P-19 [75], seguindo a figura VI.9, está mostrada na Tabela VI.1:

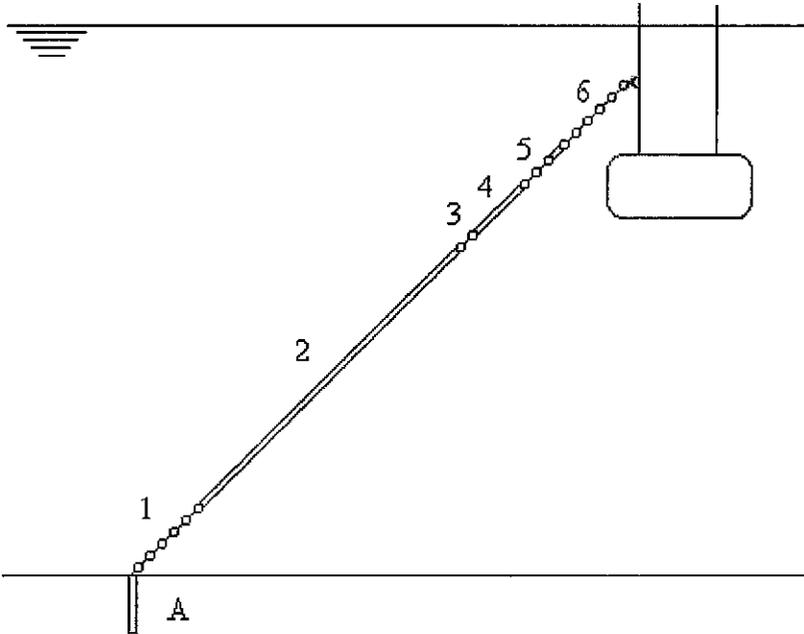


Figura VI.9 – Composição da linha de ancoragem da plataforma P-19

Segmento	Diâmetro (mm)	Descrição	Comprimento (m)	Carga de Ruptura (kN)
A	-	Estaca de sucção	-	-
1	95	Amarra	50	6932
2	160	Cabo de Poliéster	946 *	6970
3	76	Amarra	2	6001
4	160	Cabo de Poliéster	15 *	6970
5	76	Amarra	10	6001
6	76	Amarra	150	6001

OBS: * comprimento indeformado

Tabela VI.1 – Composição da amarra tipo *Taut-leg*

VI.8. RISER FLEXÍVEL EM CATENÁRIA SUSPensa – JUMPER

A conexão entre duas plataformas relativamente próximas em águas profundas pode levar a configurações diferentes das usuais, pois no caso de se adotar ângulos de saída convencionais, há o risco do ponto de contato com o fundo ser além da projeção da outra plataforma, como mostra a figura V.10. No caso de se apoiar estas estruturas no fundo do mar, os ângulos de saída podem ser demasiadamente pequenos, podendo ocasionar problemas estruturais nos risers, pois para risers flexíveis o fabricante especifica um raio mínimo admissível.

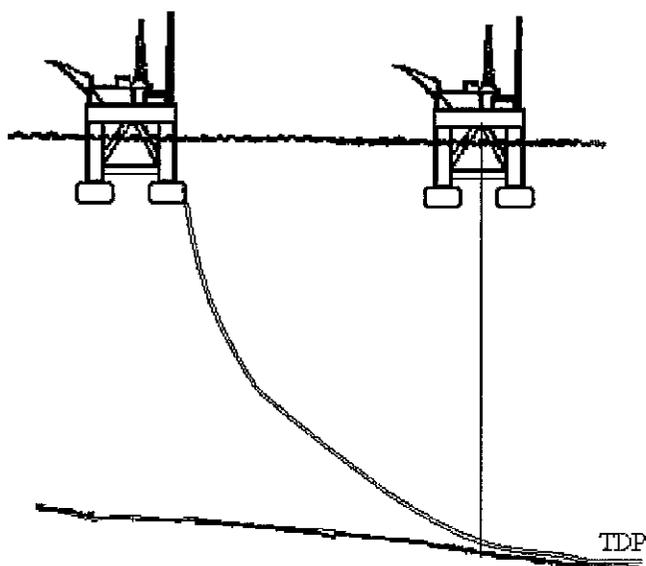


Figura V.10 –TDP de uma linha flexível da plataforma de origem pode estar além da vertical da plataforma de destino devido à distância.

Portanto, uma solução possível para este caso é a adoção da conexão em catenária suspensa, cuja configuração em varal não toca o solo. A figura VI.11 mostra uma configuração inicial de um *jumper*.

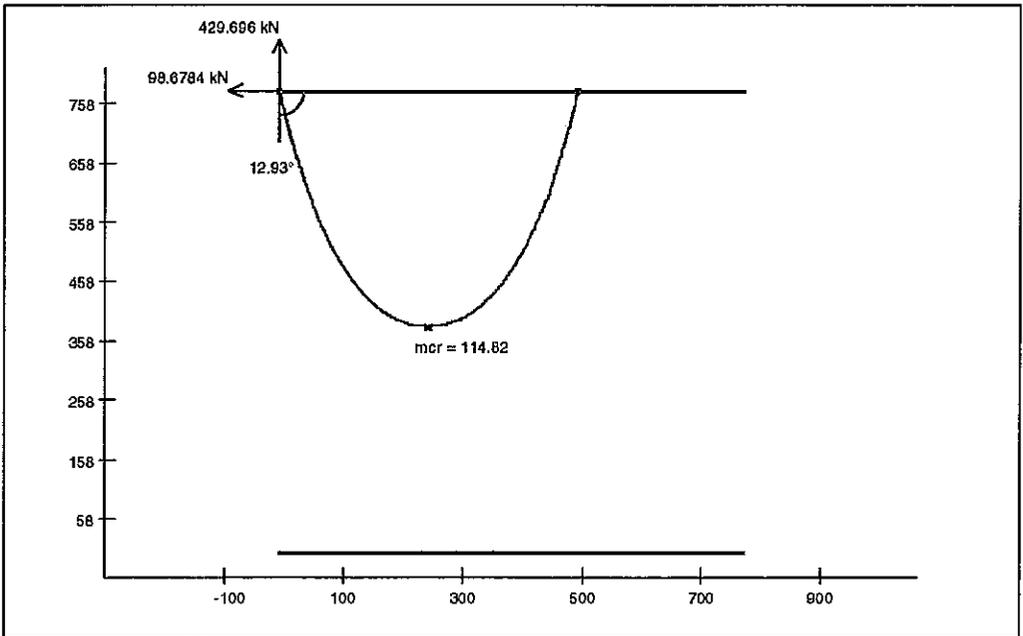
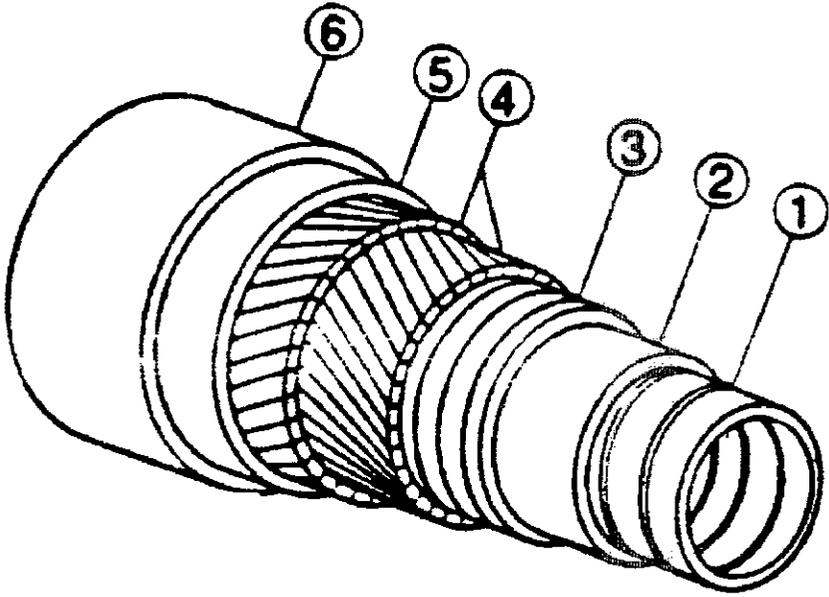


Figura VI.11 – Configuração inicial de um *jumper*

Estruturas como esta estão sujeitas a fadiga quanto aos movimentos de primeira e segunda ordem de ambas as embarcações e à vibrações induzidas por vórtices. E as correntes podem levar a estrutura a um acréscimo da força de arrasto devido ao VIV.

Para este caso, adotamos, para a exportação de óleo, uma linha flexível de 12" de diâmetro interno conforme a figura VI.12, onde pode-se identificar as diversas camadas que compõe a seção transversal. A separação inicial entre as embarcações é de 500 m e a lâmina d'água é de 800 m. No capítulo IX aplicaremos os conceitos de VIV para esta estrutura.



As camadas são:

- (1) camada interna de aço inoxidável intertravada
- (2) camada de nylon 11 para vedação
- (3) camada zeta em espiral
- (4) armaduras de tração
- (5) camada de polietileno intermediária
- (6) camada de polietileno externa

Figura VI.12 – Camadas de um riser flexível para águas profundas

CAPÍTULO VII

ENSAIOS DE MODELOS REDUZIDOS FEITOS NO IPT

VII.1. INTRODUÇÃO

O objetivo principal dos ensaios conduzidos no IPT foi o de selecionar o supressor de vórtices que melhor se adequasse à estrutura do captador. Este estudo foi motivado pelo fato de ter-se percebido em outros ensaios do captador, submetido a onda, corrente e movimentos, o aparecimento de vórtices confirmados posteriormente através de programas de computador com esta finalidade.

Uma das dificuldades de um projeto é a modelagem, em computador, de estruturas, levando-se em conta todos os carregamentos possíveis e que possa abranger todo um universo de resposta do seu comportamento estrutural. Para tornar possível o estudo deste comportamento, são projetados e construídos modelos reduzidos hidroelásticos para serem testados em tanques de provas e seus resultados, trazidos para escala real, utilizados em projetos específicos ou comparados com modelos numéricos.

Para a apresentação deste capítulo, primeiramente, há uma discussão sobre a Análise Dimensional, a Similaridade e as relações entre elas. Após há uma breve descrição do ensaio. Após o desenvolvimento dos números π , apresenta-se sucintamente as conclusões [20] deste ensaio e, com isso, iniciamos o estudo experimental de vibrações induzidas por vórtices em um captador de água de resfriamento, incluindo resultados de ensaios com modelos reduzidos e de

possíveis soluções de supressão [34,35]. Estes ensaios foram realizados no IPT, em São Paulo.

A finalidade destes ensaios foi de escolher quais as características dos *strakes* para que a vibração do captador fosse mínima. As características básicas eram a altura e o passo do *strake*, número de supressores por seção e qual a eficiência de outros tipos de supressores. Estes dados são obtidos somente em tanques de provas, não existindo até o momento, nenhum programa de computador que forneça esta informação com a precisão necessária.

VII.2. ANÁLISE DIMENSIONAL

VII.2.1. INTRODUÇÃO

Para um projeto hidrodinâmico de embarcações e de sistemas oceânicos, pode-se recorrer aos seguintes ferramentais:

- i) análise de observações feitas para embarcações e sistemas já construídos, em operação;
- ii) utilização de métodos analítico-numéricos;
- iii) realização de experiências com modelos em escala reduzida, simulando o fenômeno a ser observado.

Os dados observados para embarcações e sistemas oceânicos em operação são os mais realísticos, e devem servir de paradigma para confirmação da validade dos diferentes métodos analítico-numéricos e experimentais. Tais dados devem ser levantados, então, sempre que possível. Há, porém, a desvantagem do alto custo, e da interferência indesejável na operação normal dessas embarcações ou sistemas. Além disso, a consideração de variações nos parâmetros de projeto fica restrita aos dados das embarcações e sistemas já existentes.

A formulação de um modelo analítico-numérico envolve a suposição de certas hipóteses simplificadoras, normalmente tão mais restritivas quanto mais complexo for o fenômeno em estudo. Inicialmente, elabora-se o chamado “modelo físico”, incluindo somente os parâmetros que se julga terem importância significativa para análise de um dado fenômeno. Por exemplo, no estudo de ondas de superfície, muitas vezes se considera o fluido como incompressível, sem viscosidade, gravidade uniforme, etc.. A seguir, elabora-se o modelo matemático correspondente ao modelo físico proposto. Aqui, também, pode haver novas simplificações, tanto no equacionamento analítico, quanto na resolução dessas equações através de um processo numérico. Os resultados previstos por estes modelos, então, correspondem a aproximações das situações reais, envolvendo erros que devem ser avaliados pela comparação com dados levantados no campo. Apesar das simplificações, estes modelos podem resultar extremamente complexos, necessitando muitas vezes de computadores de alta velocidade e precisão para sua implementação.

Como vantagens, pode-se citar:

- i) generalidade na aplicação a uma certa classe de problemas;
- ii) custo baixo em geral (computadores podem ser caros, mas são de aplicação geral);
- iii) rapidez na obtenção de resultados, desde que os modelos físico e matemático estejam estabelecidos;
- iv) facilidade na variação dos parâmetros, desde que os modelos físico e matemático continuem válidos.

Quando os métodos dos parâmetros analítico-numéricos se tornam muito complexos, ou mesmo não podem ser totalmente estabelecidos, ou não tenham uma suficiente confiabilidade, pode-se tentar recorrer ao uso de métodos experimentais. Estes métodos também envolvem uma simplificação da realidade. Seus resultados são válidos para a situação específica em que foi realizada a experiência. Através da Análise Dimensional, porém, pode-se obter alguma

generalização, permitindo-se extrapolar os resultados experimentais para a situação real. Os resultados extrapolados envolverão erros, que devem ser avaliados pela comparação com dados levantados no campo, como no caso dos métodos analítico-experimentais. O uso de métodos experimentais apresenta em geral as seguintes dificuldades:

- i) os sistemas de medida interferem na variável medida;
- ii) há imprecisões devidas a limitações dos instrumentos;
- iii) custo alto, pois precisa-se de equipamentos e de laboratórios específicos;
- iv) demora na obtenção dos resultados, dependendo da construção e preparação do modelo, da preparação e calibração dos instrumentos e da análise dos dados coletados.

Em hidrodinâmica, tanto os métodos analítico-numéricos como os métodos experimentais são amplamente utilizados no projeto e na previsão de desempenho na operação.

Já por volta de 1500, Leonardo da Vinci utilizava modelos em escala reduzida de navios para inferir resultados sobre resistência ao avanço e formação de ondas e vórtices.

William Froude (1810-1879) foi, no entanto, o primeiro a conseguir aplicar métodos experimentais ao projeto hidrodinâmico do casco com resultados satisfatórios.

VII.2.2. ANÁLISE DIMENSIONAL PROPRIAMENTE DITA

O comportamento das estruturas oceânicas e navais está relacionado ao escoamento que se desenvolve ao seu redor. Sobre as estruturas atuam esforços que resultam da ação dos fenômenos ambientais (ondas, correntes, ventos) e da própria movimentação da estrutura. A determinação desses esforços é normalmente um problema complexo [36]. Sua solução deve ser precedida por uma simplificação, baseada na importância relativa dos vários efeitos envolvidos, como viscosos, de inércia, gravitacionais, etc.

O problema pode ser inicialmente abordado através da Análise Dimensional, facilitando a descrição da importância relativa dos efeitos envolvidos no problema.

Listam-se os parâmetros físicos de interesse, referentes por exemplo à dimensão da estrutura, às propriedades do fluido, às características das ondas incidentes, ao movimento que a estrutura adquire, etc.. A partir destes parâmetros formam-se grupos adimensionais, tais que nenhum deles possa ser obtido pela combinação de dois ou mais grupos adimensionais restantes. Se os parâmetros de interesse envolvem as grandezas fundamentais massa, tempo e comprimento, o número de grupos adimensionais resulta três a menos que o número de parâmetros originais. Daí, já há uma simplificação em termos do número de variáveis a serem consideradas.

Os grupos adimensionais podem ser formados de modo a terem um significado físico conveniente, como a razão entre forças de inércia e forças viscosas, que é o chamado *número de Reynolds*, e outros. A análise da importância relativa dos efeitos envolvidos pode eventualmente ser feita, então, pela identificação de situações-limite para cada grupo adimensional considerado.

A análise dimensional também orienta a realização de experimentos em escalas diferentes daquela do problema original. Pode-se, por exemplo, inferir o comportamento de uma estrutura flutuante submetida a ondas, observando o que ocorre com um modelo geometricamente semelhante, mas em escala reduzida. Neste caso, a Teoria da Similaridade requer que todos os grupos adimensionais fisicamente independentes sejam reproduzidos na escala do modelo. Deste modo, os demais grupos, isto é, aqueles em que se tem interesse em observar, resultam iguais nas duas escalas.

Na análise dimensional [37], pressupõe-se a validade da lei da homogeneidade dimensional, segundo a qual as equações da Física independem do particular sistema de unidades utilizado. Como consequência, todos os termos de uma equação devem ter a mesma representação dimensional.

Suponha-se, por exemplo, que em um dado fenômeno, o parâmetro y seja dependente de n parâmetros a, b, \dots , isto é, $y = f(a, b, \dots)$. Suponha-se que seja possível expressar a relação acima por uma série infinita:

$$y = k_1 \cdot a^{s_1} \cdot b^{s_2} \dots + k_2 \cdot a^{s_3} \cdot b^{s_4} \dots ,$$

em que os k 's são constantes adimensionais.

Devido à lei da homogeneidade dimensional, as dimensões de a, b , etc., elevadas aos respectivos expoentes, e multiplicadas entre si, em cada termo da série, devem resultar igual às dimensões de y .

Considere o caso em que a representação dimensional de y seja feita com base em três dimensões básicas, como por exemplo, massa, comprimento e tempo. A igualdade da representação dimensional aplicada a um termo genérico da série com relação à representação dimensional de y implicará em três relações envolvendo os índices a que estarão elevadas as dimensões básicas. Caso estas

relações sejam linearmente independentes, os n parâmetros a, b, \dots , originais poderão ser agrupados em $n-3$ grupos adimensionais, e somente desta forma estarão presentes em todos os termos da série.

Em resumo, a análise dimensional permite reagrupar em um número menor de parâmetros adimensionais a serem considerados no estudo do fenômeno.

Existe um enunciado formal para as considerações feitas acima: o teorema de Vaschy-Buckingham [37].

Considere a chamada matriz dimensional de um fenômeno, cujas colunas são formadas pelos expoentes a que estão elevadas as dimensões básicas nas representações dimensionais de cada variável do problema.

Segundo o teorema de Vaschy-Buckingham, o número de grupos adimensionais independentes que podem ser empregados para se descrever um fenômeno que envolva n variáveis é igual ao número $n-r$, em que r é o número de unidades fundamentais.

As relações entre grandezas físicas de um mesmo tipo e uma delas escolhida como representativa, designadas como fatores de forma e funções, expressas em forma adimensional, descrevendo a variação contínua de um mesmo tipo de grandeza física, designadas como funções de forma são relações funcionais matemáticas que descrevem um processo físico e que envolvem, no caso mais geral, produtos de potências designados como números π .

Na análise dimensional, a variável dependente é a incógnita do problema. Todas as demais variáveis e constantes físicas universais ou específicas constituem

os dados do problema. São consideradas as variáveis independentes. A variável dependente deverá aparecer em apenas um número π .

VII.2.3. SIMILARIDADE

Similaridade é uma indicação da existência de uma relação conhecida entre dois fenômenos [36].

No caso da hidrodinâmica, a similaridade geométrica existe quando as fronteiras do escoamento tem a mesma forma geométrica, embora possam ter escalas diferentes.

A similaridade cinemática existe quando as linhas de corrente também geometricamente similares, ou seja tem a mesma forma. Como as fronteiras (impermeáveis) são também linhas de corrente, os escoamentos cinematicamente similares são necessariamente geometricamente similares.

A similaridade dinâmica entre dois escoamentos existe quando:

- i) componentes idênticas de tensões (como pressões, tensões de cisalhamento, etc.) são paralelas quando consideradas em pares de pontos correspondentes nos dois escoamentos;
- ii) a razão entre os valores de cada componente das tensões é uniforme em toda parte;
- iii) esta razão é a mesma para todas as componentes de tensões.

A similaridade de distribuição de massas existe quando a razão entre densidades em pontos correspondentes é uniforme em toda parte.

Uma condição suficiente para que dois escoamentos sejam dinamicamente similares é que sejam cinematicamente similares e que tenham similaridade de distribuição de massas.

Se há similaridade dinâmica entre dois escoamentos, a razão entre as componentes das forças em pontos correspondentes é uniforme ao longo do campo, e a mesma para as diversas componentes [36].

Manter a proporção entre tipos diferentes de forças para os dois escoamentos em pontos correspondentes é então equivalente à condição de similaridade dinâmica.

Acontece que estas relações entre componentes diferentes de forças são justamente os parâmetros adimensionais que representam o problema na forma prevista pela análise dimensional.

A análise dimensional produz, então, grupos adimensionais cujos valores devem ser iguais entre escoamentos geometricamente similares, caso se tenha similaridade dinâmica.

Como haverá pelo menos um grupo dependente, a análise dimensional leva a grupos adimensionais que devem ser duplicados, com exceção daquele(s) dependente(s) dos demais, em escoamentos geometricamente similares, para que se consiga similaridade dinâmica.

VII.3. O TANQUE DE PROVAS DO IPT

O Instituto de Pesquisas Tecnológicas - IPT – possui, em suas instalações na Cidade Universitária da USP, um tanque de reboque com 280 m de

comprimento, sendo que ao longo de 60 m, o tanque apresenta uma largura de 3,7 m e uma profundidade de 2,0 m. Ao longo dos restantes 220 m, o tanque apresenta uma largura de 6,6 m e uma profundidade de 4,5 m.

O tanque possui um carro dinamométrico, em estrutura metálica, instalado sobre trilhos colocados nas bordas do tanque. O carro é acionado eletricamente, utilizando-se de um motor elétrico de corrente contínua acionado por um grupo *Ward Leonard*. A velocidade máxima atingida pelo carro é 5 m/s. No carro dinamométrico está instalado um dinamômetro K&R, com sensibilidade da ordem de 1 g, cuja capacidade máxima é de 25 kg, torque máximo de 100 kgf.cm e uma rotação máxima de 3500 rpm. O comprimento dos modelos a serem rebocados são de 2,0 a 6,0 m.

Em cada extremidade do tanque de provas está instalado um batedor de ondas do tipo cunha, acionado hidraulicamente, sendo que um deles apresenta uma largura de 3,50 m e outro uma largura de 6,75 m. Estes batedores de ondas tem capacidade para gerar ondas regulares, transitórios e irregulares (mar de vagas e mar de ventos) unidirecionais. Na seção mais larga, as ondas geradas podem chegar a uma altura de 0,4 m, com um período de 0,5 a 4 s. e na seção mais estreita, uma altura máxima de 0,15 m com um período de 0,3 a 2 s. As praias utilizadas no tanque apresentam perfil parabólico com a profundidade, para melhor absorver as ondas, reduzindo o intervalo entre os ensaios.

O tanque é dividido em duas partes, sendo que uma delas é utilizada para realização de ensaios de resistência ao avanço e auto-propulsão, com modelos de embarcação e para ensaios de água aberta com modelos de hélice, sendo que nesta parte do tanque está instalado o carro dinamométrico. Na outra parte do tanque são realizados ensaios para verificação de movimentos e carregamentos causados pela ação de ondas em navios ou estruturas flutuantes amarradas. Para os ensaios do captador, a plataforma semi-submersível foi instalada na parte maior do tanque, perto do batedor, tendo sido verificado o nível de tensões máximas da

estrutura sujeito à ondas e/ou correntes. No carro dinamométrico, foi fixado uma parte do captador para ensaios de VIV.

Os sistemas de aquisição, tratamento de dados, sensores e equipamentos disponíveis são compostos de placas e *software* de aquisição de dados, placas e *softwares* de tratamento de dados, sistema ótico de medida de movimentos tridimensionais, dinamômetro de força de 6 componentes, blocos de força, células de tração para ensaios de *bollard-pull* (até 100 ton) e transdutores desenvolvidos para aplicações específicas. Os sensores de medida são de pressão dinâmica, acelerômetros, *rate-gyros* e *strain-gages*.

A principal limitação deste tanque é a sua pequena largura, que impede a realização de ensaios com sistemas oceânicos em mares de ventos multidirecionais. Além disso, a sua pequena profundidade (4,50 m no máximo) reduz sua utilização em ensaios com risers ou plataformas semi-submersíveis amarradas em águas profundas, havendo a necessidade de truncamento na modelagem da amarração da mesma.

Segundo técnicos que trabalham com modelos reduzidos no IPT, a largura ideal de um tanque de provas deve ser superior a 10 m, de modo a não se ter reflexões em demasia atuando no modelo. A profundidade, por sua vez, deve ser superior a 10 m, para ser possível a modelagem de estruturas *offshore* em lâminas d'água de 1000 m. E o batedor ideal de ondas deve ter duas direções, para representar com mais exatidão mares aleatórios multidirecionais.

O autor, no relatório [20], descreve com mais detalhes o tanque de provas, incluindo um histórico e alguns testes importantes feitos para a Petrobras. A Figura VII.1 apresenta o esquema do tanque de provas do IPT.

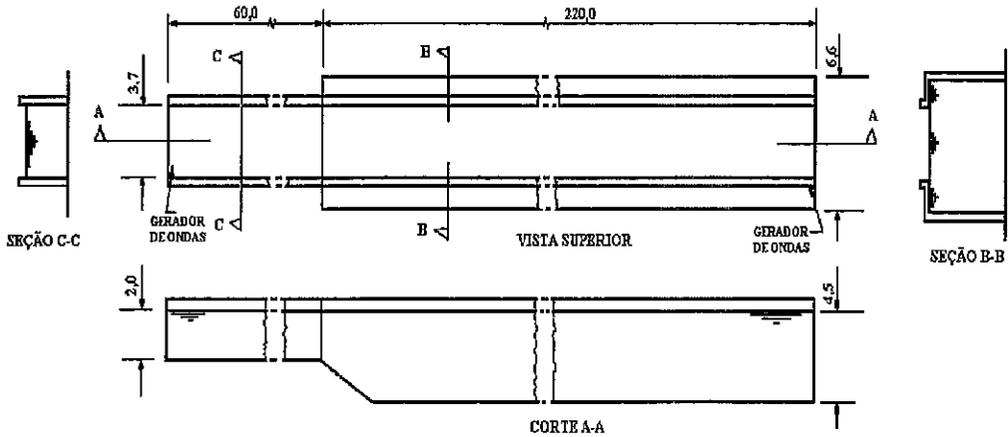


Figura VII.1 – Esquema do tanque do IPT

VII.4. O ENSAIO DE TENSÕES MÁXIMAS

O primeiro ensaio do captador de água de resfriamento feito no tanque de provas do IPT foi o conhecimento do seu comportamento estrutural pendurado de uma plataforma semi-submersível sujeito a ondas e correntes. Dado as características gerais desta estrutura, aplica-se a análise dimensional para a obtenção dos parâmetros de interesse [37]. Para tanto, tem-se para a flexão:

$$\frac{gT_w^2 M}{EI} = f\left(\frac{H_w}{gT_w^2}, \frac{g^5 T_w^{10} \rho}{EI}, \frac{l}{gT_w^2}, \frac{H_w}{L_w}, \frac{H_w}{l}, \text{fatores de forma}\right)$$

onde:

g - aceleração da gravidade

T_w - período da onda

l - comprimento

ρ - densidade da água

M - momento fletor

EI - rigidez à flexão

E - módulo de elasticidade

I - momento de inércia

H_w - altura de onda

L_w - comprimento da onda

Para a força axial, tem-se:

$$\frac{F}{g(EA)} = f\left(T_w \sqrt{\frac{g}{l}}, \frac{H_w}{l}, \frac{l^3 \rho}{EA}, \frac{H_w}{L_w}, \text{fatores de forma}\right)$$

onde:

EA - rigidez axial

A - área da seção de aço

F - força axial

Os fatores de forma para ambas as relações são movimentos da embarcação como *sway*, *heave* e *roll*. Uma vez deduzidas as escalas a serem adotadas, as características a serem contempladas no modelo - comprimento total, diâmetro externo, peso submerso inundado, rigidez à flexão e rigidez axial - são obtidas da Tabela VII.1, respeitando as seguintes relações:

Característica	Relação
Comprimento total	$L_m = k_l L_p$
Diâmetro externo	$d_{em} = k_l L_p$
Peso submerso	$W_m = k_w W_p \rho_m / \rho_p$
Rigidez à flexão	$E_m I_m = k_k E_p I_p$
Rigidez axial	$E_m A_m = k_a E_p A_p$

onde: $k_w = k_l^3$, e $\rho_m / \rho_p = 1/1,025$

$$k_k = k_l^5$$

$$k_a = k_l^3$$

Tabela VII.1 – Escalas a serem adotadas nos modelos

O modelo reduzido foi projetado para ser ensaiado no tanque de provas do IPT, em São Paulo. O modelo foi ensaiado na seção mais larga do tanque, perto do gerador de ondas adquirido mais recentemente, onde as alturas de onda chegam a 0,4 m e o intervalo de períodos sendo de 0,5 a 4 segundos.

A escala geométrica do modelo foi escolhida em função da profundidade do tanque. Com o comprimento do protótipo de 330 m e a profundidade do tanque de 4,5 m, a escala escolhida foi de $k_l = 1/105$. Porém, de acordo com a teoria da semelhança ou similaridade, seria necessário construir-se um modelo com as seguintes características adicionais:

$$k_E = k_\sigma \quad \text{mas} \quad k_\sigma = k_l \quad , \text{então} \quad k_E = k_l$$

Então, se no protótipo, o material do captador é o aço com módulo de elasticidade $E_p = 2,06 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$, teremos para o modelo $E_m = 1,96 \times 10^9 \text{ N/m}^2$. Como $(E_m A_m) = 5294,2 \text{ N}$, teremos $A_m = 0,0027 \text{ m}^2$, o que nos leva a uma espessura de 0,0002965 mm. Evidentemente, não é possível a obtenção deste modelo sem fazer algumas adaptações.

Como se trata de uma estrutura tubular muito alongada, pode-se, sem erro apreciável, adotar os parâmetros globais EI e EA, rigidezes à flexão e axial, desconsiderando a configuração interna da seção transversal (inclusive utilizando materiais diferentes), mas mantendo a semelhança externa, para que fique assegurada a semelhança na interação líquido/corpo sólido (as ondas agem no contorno externo da seção, mas “ignoram” como ela é configurada internamente). Assim, pode haver distorção na espessura de parede, mas, com a introdução de um arame com rigidez à flexão, ou de um fio sem rigidez à flexão mas com rigidez axial, esta distorção fica minimizada. Desse modo, será possível atender às condições de semelhança geométrica interna. E para manter a condição de semelhança relativa aos pesos submersos (e às massas), introduziu-se massas adicionais.

A utilização de um arame e um fio de nylon colocados juntos internamente no tubo é incompatível, pois o arame também tem rigidez axial, alterando o comportamento do captador. Além disso, as células de medição dos esforços fletores e axiais deveriam estar na mesma cota, não sendo possível, portanto, obter as duas medidas simultaneamente. Uma terceira dificuldade foi encontrar materiais que reproduzissem as rigidezes à flexão e axial desejadas, além das suas dimensões serem bastante reduzidas.

A solução encontrada mais simples foi modelar dois tubos captadores com as seguintes características: um contemplaria semelhança geométrica (diâmetro externo e comprimento total), de peso submerso e de rigidez à flexão; o outro contemplaria as mesmas semelhanças geométrica e de peso submerso, e de rigidez axial.

Desta forma, cada modelo atenderia as escalas exigidas, satisfazendo suas condições de semelhança, ou seja, no modelo de flexão, por exemplo, todas as características necessárias para medição do seu comportamento estariam mantidas. Neste modelo, como não se mediriam seu comportamento axial, a manutenção da semelhança do EA não é importante. Este raciocínio vale também para o modelo de tração.

O modelo de flexão foi obtido com a utilização dos seguintes materiais: tubo de PVC cristal, arame de aço e lastro. Cada um desses materiais cumpriu uma determinada função: o tubo de PVC cristal contemplou a semelhança geométrica externa, isto é, diâmetro externo e comprimento; o arame de aço (de diâmetro 1,2 mm), o peso submerso e rigidez à flexão; e o lastro simulou a semelhança do peso submerso (a utilização de um arame de aço para completar a semelhança de rigidez à flexão substitui a exigência de uma distorção bem definida na escala da espessura do tubo). Para as medições dos esforços, foram usados 2 placas transversalmente opostas, indicando a flexão em dois planos, a saber:

i) plano de incidência da onda, onde foram medidas flexões nas distâncias 0 m, 38,27 m e 258,27 m a partir do topo (elementos 190, 179 e 119, respectivamente) e

ii) plano perpendicular ao de incidência da onda, onde foram medidas flexões nas distâncias 41,73 m e 261,73 m a partir do topo (elementos 181 e 121, respectivamente).

Nas proximidades do topo, foi modelada uma junta flexível com característica elástica reproduzindo o valor de 15.13 kN.m/grau (valor fornecido por um tradicional fabricante de juntas flexíveis) e posicionada com seu centro a uma distância correspondente a 2,94 m da cota zero do modelo do captador, pois foi impossível manter a distância requerida de 1,54 m.

O modelo de tração contemplou as mesmas semelhanças geométricas do modelo à flexão e também a semelhança de rigidez axial. Para tanto, foram utilizados os seguintes materiais para sua construção: tubo de PVC cristal, fio de nylon e lastro. A função do tubo de PVC cristal é para obtenção da semelhança geométrica externa; o fio de nylon (de diâmetro 1,8 mm) para semelhança do peso submerso e rigidez axial; e o lastro para simular o peso submerso. Para a medição dos esforços, anéis são posicionados nas distâncias 0 m, 40 m e 260 m (correspondendo aos elementos 190, 180 e 120 respectivamente) do topo do captador e através de sua deformação indicam a tração atuante.

O modelo da junta flexível foi posicionado com seu centro a uma distância correspondente a 2,94 m da cota zero do modelo do captador, pois por questões construtivas, não foi possível mantê-la na distância especificada de 1,54 m. As Tabelas VII.2 e VII.3 apresentam uma comparação entre as características finais para cada modelo de tubo e os mesmos valores extrapolados para a escala real.

Características (modelo de flexão)	Valores do modelo	Valores extrapola- dos p/ escala real	Valores requeri- dos p/ protótipo
Diâmetro externo	6,05 mm	635,25 mm	609,60 mm
Comprimento total	3,143 m	330,015 m	330 m
Peso Submerso	0,553 N	655,5 kN	655,4 kN
Rigidez à flexão	0,021 N.m ²	2,71 x 10 ⁵ kN.m ²	2,71 x 10 ⁵ kN.m ²

Tabela VII.2 - Comparação entre características finais do modelo à flexão do tubo captador e extrapolação dos mesmos valores para a escala real

Características (modelo de tração)	Valores do modelo	Valores extrapola- dos p/ escala real	Valores requeri- dos p/ protótipo
Diâmetro externo	6,05 mm	635,25 mm	609,60 mm
Comprimento total	3,143 m	330,015 m	330 m
Peso Submerso	0,553 N	655,5 kN	655,4 kN
Rigidez axial	5785,5 N	6,70 x10 ⁶ kN	6,13 x10 ⁶ kN

Tabela VII.3 - Comparação entre as características finais do modelo de tração do tubo captador e extrapolação dos mesmos valores para a escala real

Para servir como unidade de produção nos ensaios de ondas, foi utilizado um modelo de plataforma semi-submersível já existente do tipo AKER H3.4. As massas desta plataforma foram alteradas para que seus movimentos fiquem similares com os da P-25, de modo que as respostas estruturais do captador não tenha grandes diferenças entre os valores ensaiados e os valores reais.

Como resultado de um grande número de ensaios, notou-se que a estrutura se desloca em círculos e não no plano de incidência das ondas e/ou correntes, indicando a presença de vibrações por vórtices. Este resultado foi

descisivo para que partíssemos para um ensaio mais específico de VIV. Este ensaio está descrito item a seguir.

VII.5. O ENSAIO DE VIBRAÇÕES POR VÓRTICES DO CAPTADOR DE ÁGUA GELADA

O objetivo deste ensaio foi o de verificar as amplitudes de vibração de um tramo do captador e escolher as características principais dos supressores de vórtices. O modelo adotado é truncado, pois a finalidade era a melhor escolha dos supressores. Caso os ensaios fossem com o comprimento total da estrutura, seria necessário utilizar uma escala bem pequena, da ordem do ensaio descrito no item anterior e, com isso, poderíamos ter resultados distorcidos, além da difícil modelação dos supressores, uma vez que alguns de seus dados básicos como altura e passo dos *strakes* necessitam ser precisos.

Dois tipos de ensaios foram realizados: i) ensaios livres, com modelo liso e com supressores passivos, onde algumas de suas características foram variadas; ii) ensaios de decaimento, com velocidade de avanço nula, visando a comparação entre eles com relação à dissipação e principalmente para a ponderação da escolha de uma possível solução entre as ensaiadas.

Foi construído um dispositivo metálico, com eixos para rolamentos, por onde corre um carrinho para fixação dos modelos, garantindo livre movimento transversal com atrito reduzido. Molas helicoidais, no papel de elemento restaurador do sistema, vinculam o carrinho à base. Variando-se o conjunto de molas, reproduz-se a frequência de interesse.

As grandezas medidas durante os ensaios foram os deslocamentos transversais e a velocidade de deslocamento do carro dinamométrico. A

instrumentação utilizada para as medições acima são, respectivamente, o sonar e o transdutor de rotação ótico junto ao carro. As séries temporais das grandezas medidas foram registradas via microcomputador, utilizando uma placa de aquisição Lynx 12 bits, gerenciada pelo programa AQDADOS versão 3.0, sendo armazenadas em discos flexíveis para posterior análise.

O modelo e o protótipo devem satisfazer as relações obtidas do desenvolvimento das equações da dinâmica do sistema cilindro-fluido, apresentadas abaixo:

a) O coeficiente de amortecimento total (estrutural + fluido) deve ser o mesmo, ou seja,

$$\xi_{Tp} = \xi_{Tr} \quad (\text{VII.1})$$

onde o índice p refere-se ao protótipo e r ao modelo reduzido

$$\text{b) } \frac{\rho_p D_p^2}{m_p} * \omega_{op} = \frac{\rho_r D_r^2}{m_r} * \omega_{or} \quad (\text{VII.2})$$

onde ω_b é a frequência adimensional = $\frac{\omega_s}{\omega_n}$, sendo que ω_s é a frequência de

Strouhal e ω_n é a frequência natural do modo n .

$$\text{c) } \omega_{op} = \omega_{or} \quad (\text{VII.3})$$

De (VII.3) e da igualdade das frequências naturais, obtém-se:

$$U_r = \frac{D_r}{D_p} * U_p \quad (\text{VII.4})$$

sendo U a velocidade escalar do fluido, em regime permanente;

De (VII.2) e (VII.3) tiramos:

$$m_r = \frac{\rho_r}{\rho_p} * \frac{D_r^2}{D_p^2} * m_p \quad (\text{VII.5})$$

Os valores das molas utilizadas nos ensaios são obtidos a partir da definição da frequência natural que se deseja obter, ou seja:

$$k = \omega_n^2 * m * L \quad (\text{VII.6})$$

É importante observar que com o ajuste da mola obtém-se as frequências de interesse do captador na forma original, mas não do respectivo modo, pois o modelo de ensaio refere-se a um cilindro rígido com somente um grau de liberdade de translação.

Como a montagem das duas molas no dispositivo resulta em paralelismo, o valor da constante de cada uma será a metade do valor calculado conforme expressão acima.

As características do protótipo e do modelo estão mostrados na tabela VII.4. A escala de redução geométrica é de 1:5,52, sendo que o comprimento do modelo, sendo truncado, é de 1,95 m, representando aproximadamente 11 metros do captador na escala real.

Características	Protótipo	Modelo
Diâmetro externo D (m)	0,6096	0,11
Massa no ar (kg/m)	232,94	2,90
Massa adicional (kg/m)	299,16	9,50
Massa líquido int. (kg/m)	266,09	0,00
Massa total (kg/m)	798,04	26,91
Material	Aço	PVC

Tabela VII.4 – Características do modelo de VIV

Na tabela acima, a massa do modelo no ar é uma consequência direta do tubo utilizado. Então a parte restante para a representação da massa total é feita através da massa do dispositivo (carrinho+vínculo+instrumentação+tampa do tubo) mais a massa adicional calculada. A massa do dispositivo, distribuída ao longo do comprimento imerso do modelo tem valor de 14,51 kg/m. O erro da massa resultante em relação ao valor da massa total requerida é de aproximadamente 1,05%. O modelo, ao contrário do protótipo, não é preenchido com líquido no seu interior.

No caso de modelos com supressores, a massa acrescida devida à sua presença foi considerada desprezível frente ao restante. Foram confeccionados 13 modelos, sendo 12 com algum tipo de supressor passivo. Um dos tipos de supressor passivo utilizado é o *strake*, constituído de lâminas colocadas sobre a superfície do cilindro na forma de hélices, podendo-se variar a sua altura, seu passo e o número de *strakes* por seção transversal. Todos os supressores tipo *strakes* foram confeccionados a partir de chapa de PVC, espessura aproximada de 1,3 mm, com altura de 11 mm (0,10 D) da superfície do cilindro.

Outro tipo de supressor utilizado foi a bandeira (*flag*), colocada à ré do cilindro (em relação ao escoamento), com largura de aproximadamente $3D$, feita de tela de *nylon*. E, finalmente, um outro modelo ensaiado foi de um tubo revestido por outra tela de *nylon*; ambas as telas são do tipo mosquiteiro, com fio de $0,5$ mm e malha de $1,0$ mm (espaçamento entre fios).

Os modelos ensaiados foram:

- M01 : Modelo liso;
- M02 : Modelo com 3 *strakes* na seção transversal e passo 660 mm ($6 D$);
- M03 : Modelo com 3 *strakes* na seção transversal e passo 1100 mm ($10 D$);
- M04 : Modelo com 3 *strakes* na seção transversal e passo 1980 mm ($18 D$);
- M05 : Modelo com 2 *strakes* assimétricos, passo 1980 mm ($18 D$);
- M06 : Modelo com 2 *strakes* assimétricos, passo 1980 mm ($18 D$), com sentido de escoamento contrário ao modelo M05;
- M07 : Modelo com 1 *strake*, passo 1980 mm ($18 D$);
- M08 : Modelo com 1 *strake*, passo 1980 mm ($18 D$), com sentido de escoamento contrário ao modelo M07;
- M09 : Modelo com 2 *strakes*, paralelos ao comprimento do modelo, opostos diametralmente;
- M10 : Modelo com 1 *strake*, paralelo ao comprimento do modelo;
- M11 : Modelo com 1 *strake*, paralelo ao comprimento do modelo, com sentido de escoamento contrário ao modelo M10;
- M12 : Modelo com *flag* de largura $3 D$, à ré do modelo;
- M13 : Modelo com tela sobre a superfície, simulando a incrustação marinha.

A Figura VII.2 mostra os modelos M02, M03 e M04 (3 *Strakes* - passos $6D$, $10D$ e $18D$), respectivamente; a Figura VII.3 mostra o modelo M05 (2 *Strakes* - passo $18D$) com a sua área frontal ao escoamento; a Figura VII.4 mostra o modelo M06 (2 *Strakes* - passo $18D$) com a sua área frontal ao

escoamento; a Figura VII.5 mostra o modelo M07 (1 *Strake* - passo 18D) com a sua área frontal ao escoamento; a Figura VII.6 mostra o modelo M08 (1 *Strake* - passo 18D) com a sua área frontal ao escoamento; a Figura VII.7 mostra o modelo 09 (2 aletas paralelas e opostas) com a sua área frontal ao escoamento; a Figura VII.8 mostra o modelo M12 (1 *Flag* de largura 3D) e a Figura VII.9 mostra o modelo M13 com tela de *Nylon*.

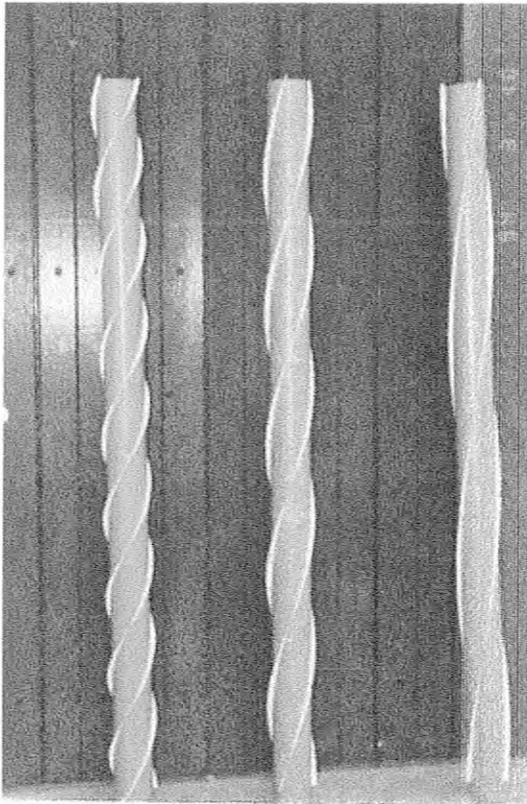


Figura VII.2 - Modelos M02, M03 e M04 com 3 *Strakes* e passos 6D, 10D e 18D (da esquerda para a direita)

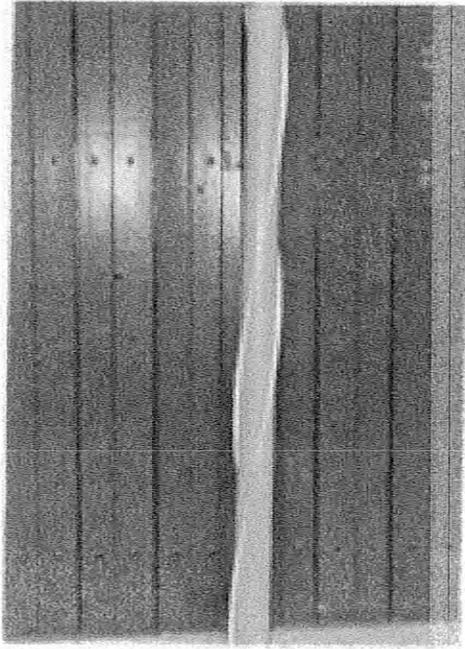


Figura VII.3 - Modelo M05 com 2 *Strakes* e passo 18D, Área frontal ao escoamento

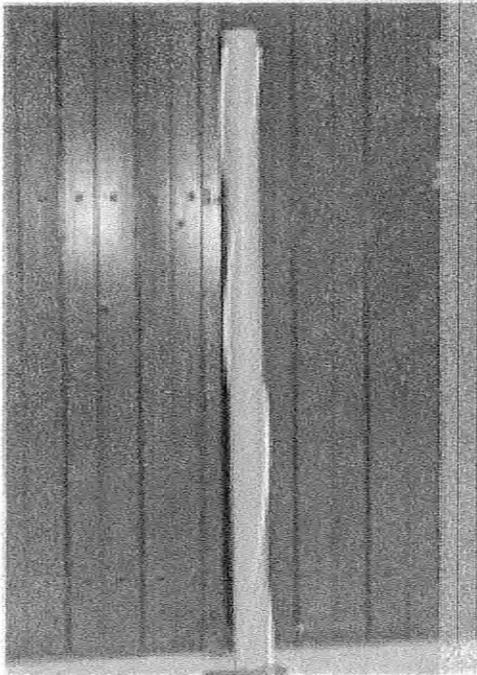


Figura VII.4 - Modelo M06 com 2 *Strakes* e passo 18D, Área frontal ao escoamento

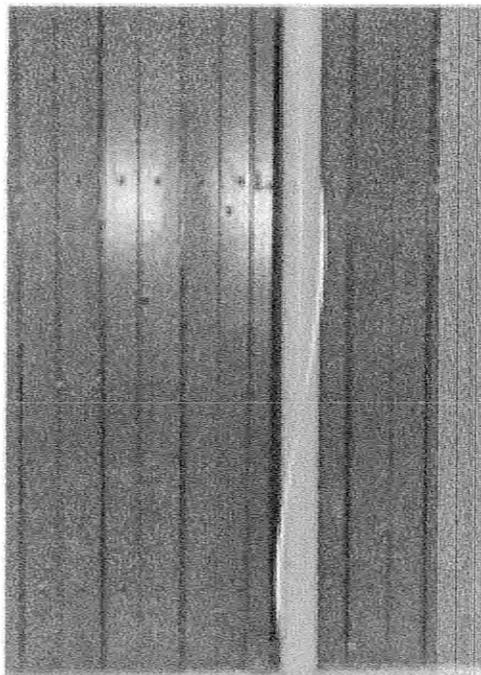


Figura VII.5 - Modelo M07 com 1 *Strake* e passo 18D, Área frontal ao escoamento

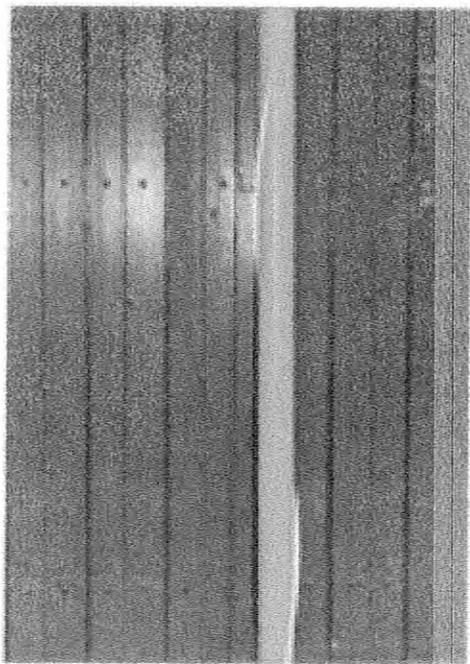


Figura VII.6 - Modelo M08 com 1 *Strake* e passo 18D, Área frontal ao escoamento

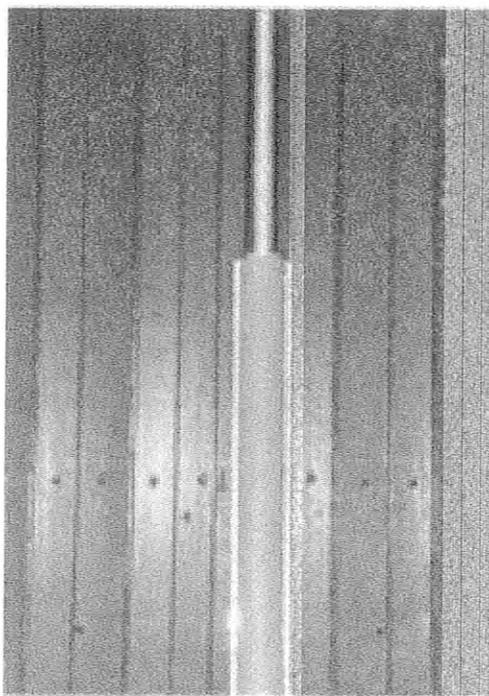


Figura VII.7 - Modelo 09 com 2 aletas paralelas e opostas, Área frontal ao escoamento

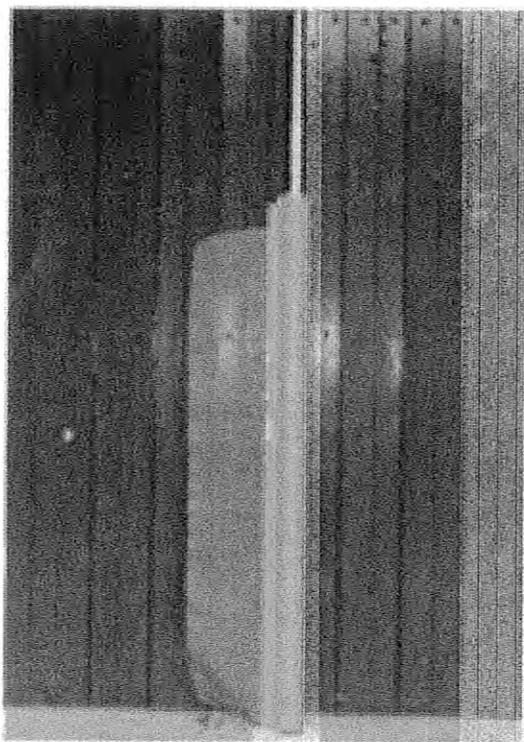


Figura VII.8 - Modelo M12 com 1 *Flag* de largura 3D, material tela de nylon, a Ré do escoamento

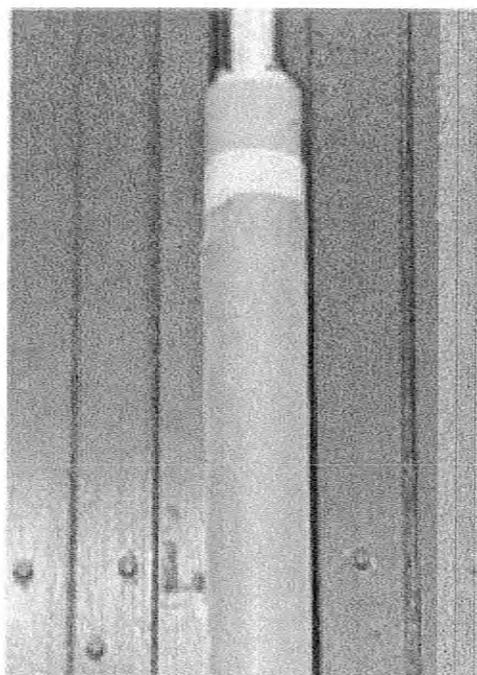


Figura VII.9 - Modelo M13 com tela de *Nylon* sobre a superfície

As condições dos ensaios dos modelos a partir das condições em escala real estão mostradas na Tabela VII.5 a seguir:

Modo	5°	6°	7°
ω_n (rd/s)	1,195	1,671	2,238
U_p (m/s)	0,679	0,949	1,249
U_r (m/s)	0,123	0,171	0,225
k_r total (N/m)	74,93	146,52	262,83
Re_r	13530	18810	24750

Tabela VII.5 – Condições dos ensaios do captador

As frequências naturais da versão original do captador, conforme será apresentado no capítulo IX, são, para o 5° modo 1,257 rd/s, para o 6° modo 1,781 rd/s e para o 7° modo 2,406 rd/s. Note que estes valores estão próximos das frequências naturais do captador na versão ensaiada. Os resultados dos ensaios

estão mostrados a seguir. O modelo liso (M01) apresentou os seguintes resultados para o 7º modo, apresentados na Figura VII.10 e na Tabela VII.6:

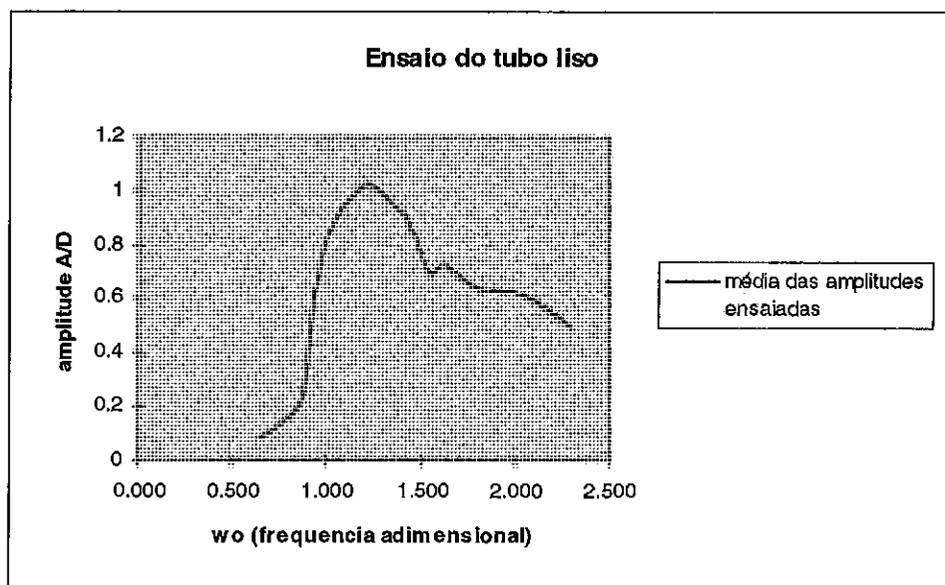


Figura VII.10 – Amplitudes de vibração do modelo M01

U_r (m/s)	ω_0	Média amplitudes A/D
0,130	0,663	0,080
0,150	0,765	0,142
0,170	0,867	0,236
0,190	0,969	0,739
0,220	1,122	0,971
0,240	1,224	1,022
0,260	1,327	0,954
0,280	1,429	0,875
0,300	1,531	0,698
0,320	1,633	0,716
0,350	1,786	0,642
0,400	2,041	0,614
0,450	2,296	0,496

Tabela VII.6 – Resultados do modelo M01 no tanque de provas

A Figura VII.11 mostra a série temporal do modelo M01 para $U_r = 0,22$ m/s. Note que a amplitude de oscilação chega quase a 1 D. Os resultados dos modelos M02, M03 e M04 (3 *strakes*) indicam que a amplitude de vibração para todas as velocidades ensaiadas e para os modos modelados foi zero, mostrando a eficiência deste supressor. A Figura VII.12 mostra a série temporal do modelo M03 para $U_r = 0,22$ m/s, resultado semelhante aos modelos M02 e M04.

Outros modelos, com 1 e 2 *strakes* por seção transversal mostram que há uma redução das amplitudes de vibração de até 85 %. Com o uso de aletas (1 a 2 *strakes* verticais), o resultado não foi bom, reduzindo a ampliação de, no máximo, 32 %. Com um *flag*, a redução foi de 75% e com revestimento rugoso, de apenas 30%. Os gráficos das Figuras VII.13 a VII.16 apresentam comparações entre o modelo M01 e estes modelos com supressores, referentes a estes ensaios, em função da velocidade do carro dinamométrico, para que se possa entender melhor o mecanismo de supressão.

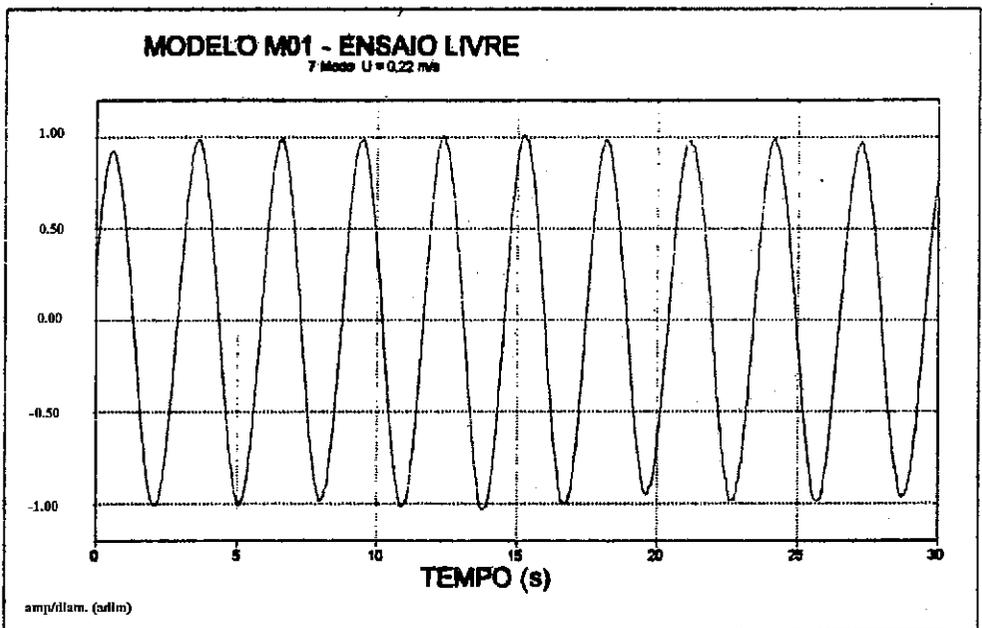


Figura VII.11 - Série Temporal do modelo M01

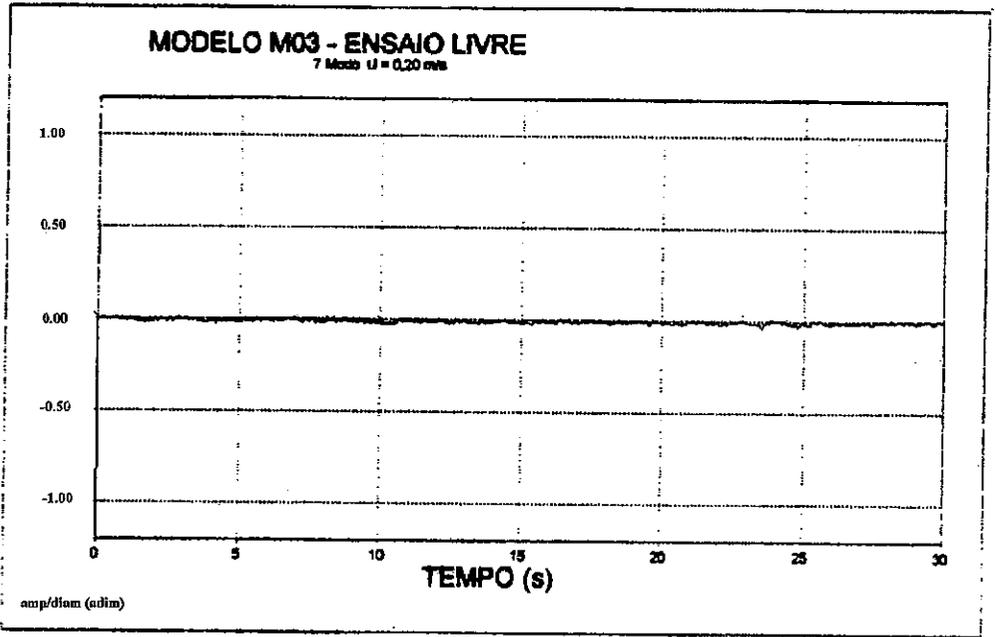


Figura VII.12 - Série Temporal do modelo M03

Modelo Liso x Strakes

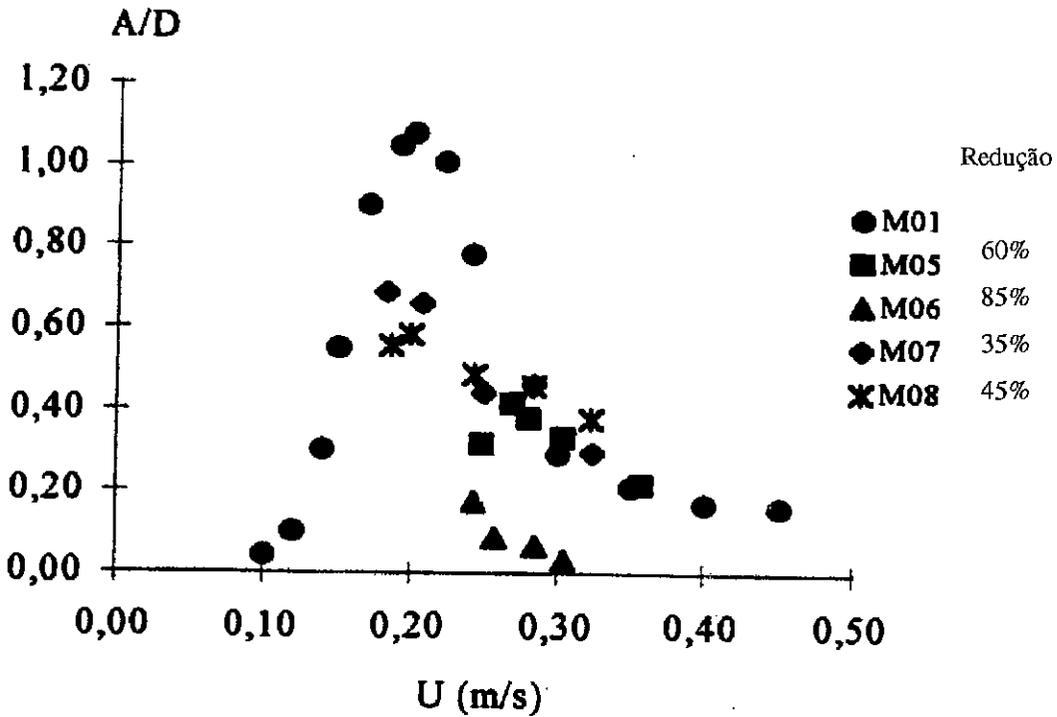


Figura VII.13 - Comparação Modelo M01 x Strakes (M05, M06, M07 e M08)

Modelo Liso x Strakes

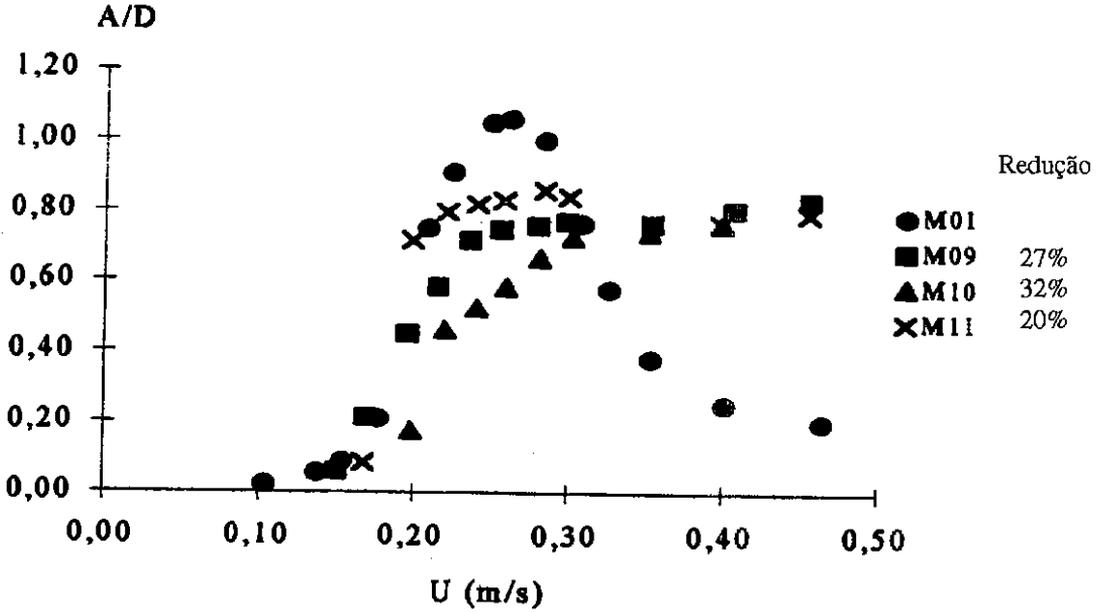


Figura VII.14 - Comparação Modelo M01 x Strakes (M09, M10 e M11)

Modelo Liso x Flag

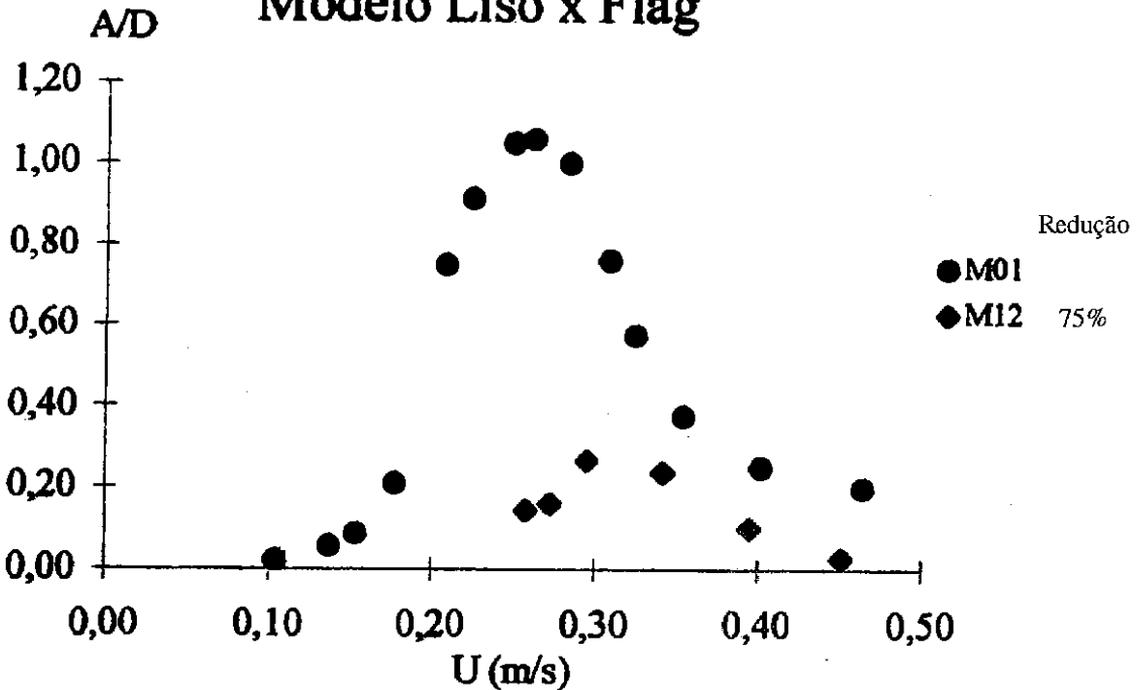


Figura VII.15 - Comparação Modelo M01 x Flag (M12)

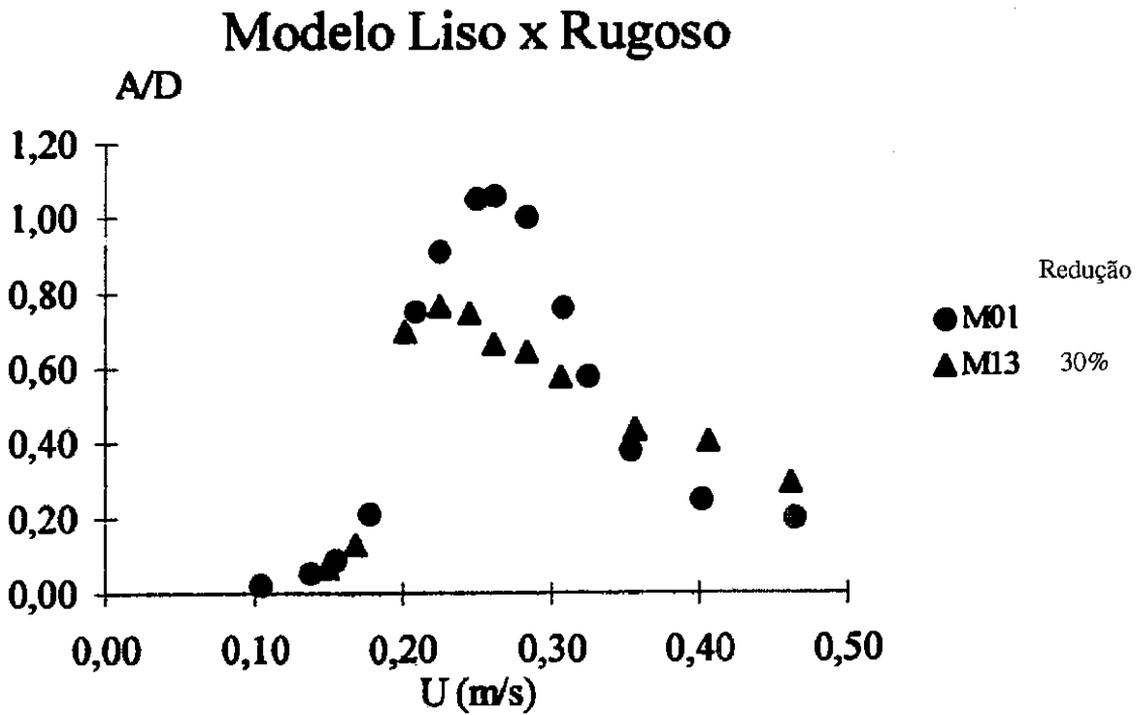


Figura VII.16 - Comparação Modelo M01 x Rugoso (M13)

Os valores médios do amortecimento adimensional obtido através dos ensaios de decaimento para o 7º modo estão mostrados na tabela VII.7:

Modelo	Amortecimento	Modelo	Amortecimento
M01	0,0699	M10	0,2538
M02	0,1524	M11	0,2538
M03	0,1693	M12	0,3831
M04	0,2140	M13	0,0775
M09	0,2599	-	-

Tabela VII.7 – Valores de amortecimento para diversos modelos

As Figuras VII.17 e VII.18 mostram as séries temporais dos ensaios de decaimento do modelo M01 e M03, respectivamente. Pelas figuras, é possível visualizar as diferenças existentes em decorrência dos decaimentos distintos nas oscilações livres dos modelos. A Figura VII.19 mostra a comparação dos coeficientes de amortecimento para o 7º modo.

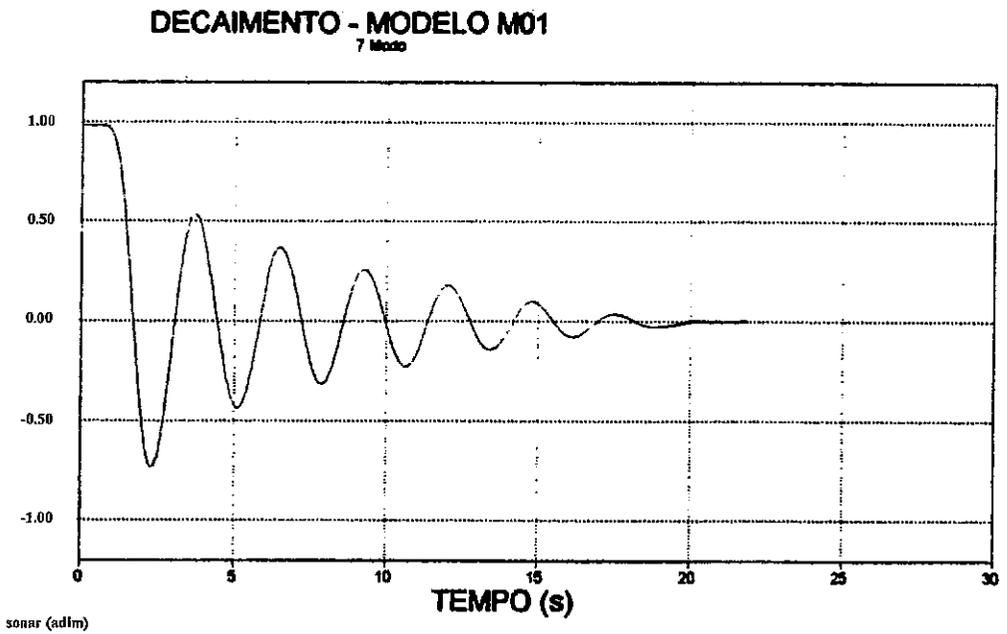


Figura VII.17 - Decaimento do modelo M01 (7º modo)

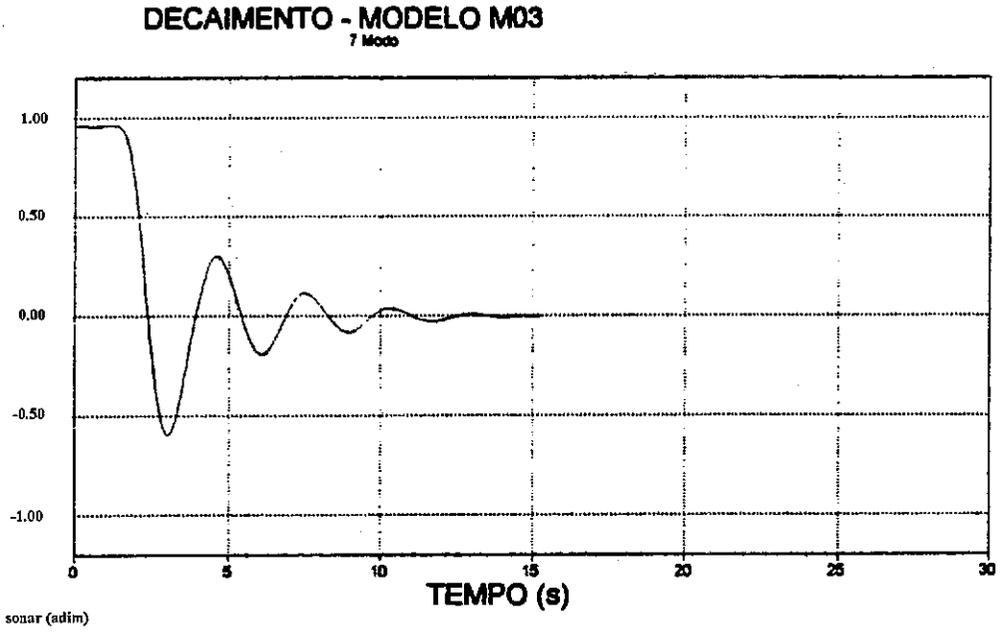


Figura VII.18 - Decaimento do modelo M03 (7º modo)

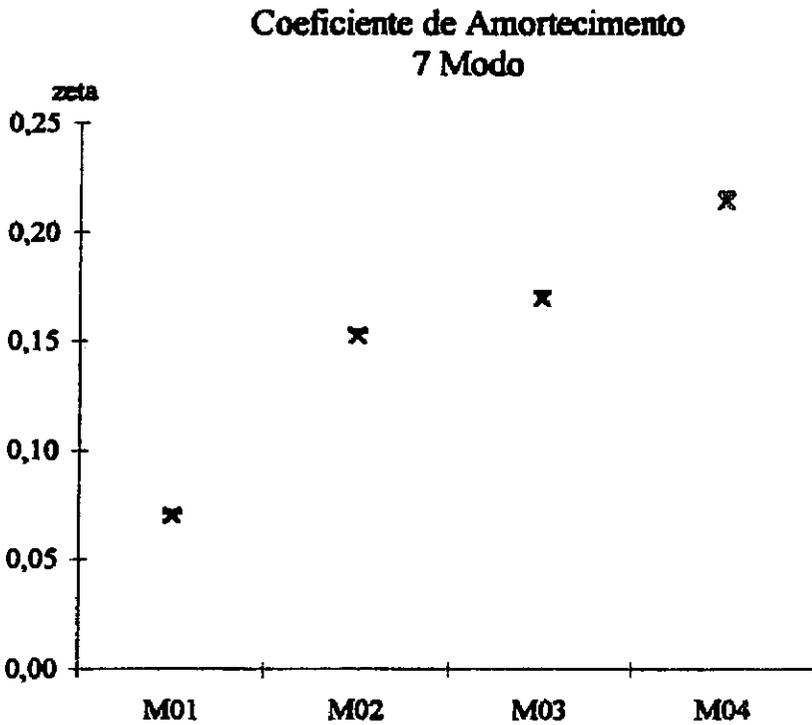


Figura VII.19 - Comparação dos coeficientes de amortecimento (7º modo)

De todos os modelos ensaiados, os *strakes* (M02, M03 e M04) e o *flag* (M12) foram os que minimizaram as vibrações laterais observadas no modelo liso, nas faixas de velocidade de interesse dos três modos ensaiados. Os *strakes*, em função das características de construção, não apresentam direção preferencial de incidência de escoamento. Já o *flag* necessita estar alinhado à direção do escoamento constantemente.

Na escolha do melhor supressor, um outro fator importante a ser levado em consideração é o aumento do arrasto devido à sua presença. O ideal é que se tenha um apêndice efetivo na destruição da esteira de vórtices que não provoque aumento no coeficiente de arrasto da estrutura no sentido do escoamento.

Apesar do modelo *flag* ter um coeficiente de arrasto menor do que o cilindro liso [8], a ressalva da necessidade de se permitir seu grau de liberdade de rotação em torno do tubo por um longo período de tempo faz com que este tipo de supressor não seja o mais indicado.

A escolha, então, das soluções de supressão com relação à diminuição das amplitudes de oscilação foram ponderadas através dos seus coeficientes de amortecimento. O conhecimento do acréscimo nos coeficientes de arrasto é importante para que se possa estimar o carregamento da força de arrasto no sentido do escoamento.

Através dos ensaios de decaimento, os coeficientes de amortecimento foram obtidos. Considerando-se um modelo de amortecimento da força de dissipação equivalente correspondente à energia dissipada em um ciclo completo, é possível obter um coeficiente de arrasto C_D [35]. O coeficiente obtido é utilizado como valor de referência, já que o comportamento do C_D ao longo do ciclo de oscilação não é constante. No caso o ciclo considerado é aquele na condição de oscilação na ressonância, onde as amplitudes são máximas.

O modelo de amortecimento considerado para um cilindro circular com oscilação de corpo rígido [35] é:

$$\xi = \frac{2}{3\pi} * \left(\frac{\rho \cdot D^2}{m} \right) * \left(\frac{A}{D} \right) * C_D \quad (\text{VII.7})$$

onde: ρ : densidade do meio fluido (kg/m^3)

D : diâmetro do cilindro (m)

m : massa linear total (kg/m)

A : amplitude simples máxima de oscilação (m)

C_D : coeficiente de arrasto

Os valores de C_D calculados a partir do modelo acima e de valores obtidos nos ensaios são apresentados na tabela VII.8:

Modelo	ξ	C_D
M01	0,0699	0,733
M02	0,1524	1,597
M03	0,1693	1,773
M04	0,2140	2,242

Obs: valores calculados para o 7º modo natural considerando-se $A/D = 1,0$

Tabela VII.8

De posse da tabela acima, uma boa escolha do supressor é o modelo M02, ou seja, com o passo de 6 D. Apesar das correntes oceânicas estudadas imporem uma vibração no entorno do 7º modo, é necessário ensaiar o captador para outros modos, de modo a termos certeza de que este modelo de *strake* atende aos requisitos de projeto.

VII.6. COMPARAÇÃO ENTRE O ENSAIO NO TANQUE E A ANÁLISE NUMÉRICA

Para comparar os resultados dos ensaios desenvolvidos no tanque de provas do IPT com uma análise numérica, primeiramente discretizamos a estrutura no programa RISERF, cujas características básicas estão mostradas na Tabela VII.4.

O amortecimento a ser considerado é o do dispositivo que suporta o captador. A Figura VII.20 mostra este dispositivo. Ele é considerado como uma parcela de dissipação estrutural, que no modelo analítico estudado é modelado como um termo linear proporcional à velocidade de oscilação da estrutura, ou

seja, $F_{DISSIPACAO} = -c \frac{dy}{dt}$, onde c é a constante de amortecimento.

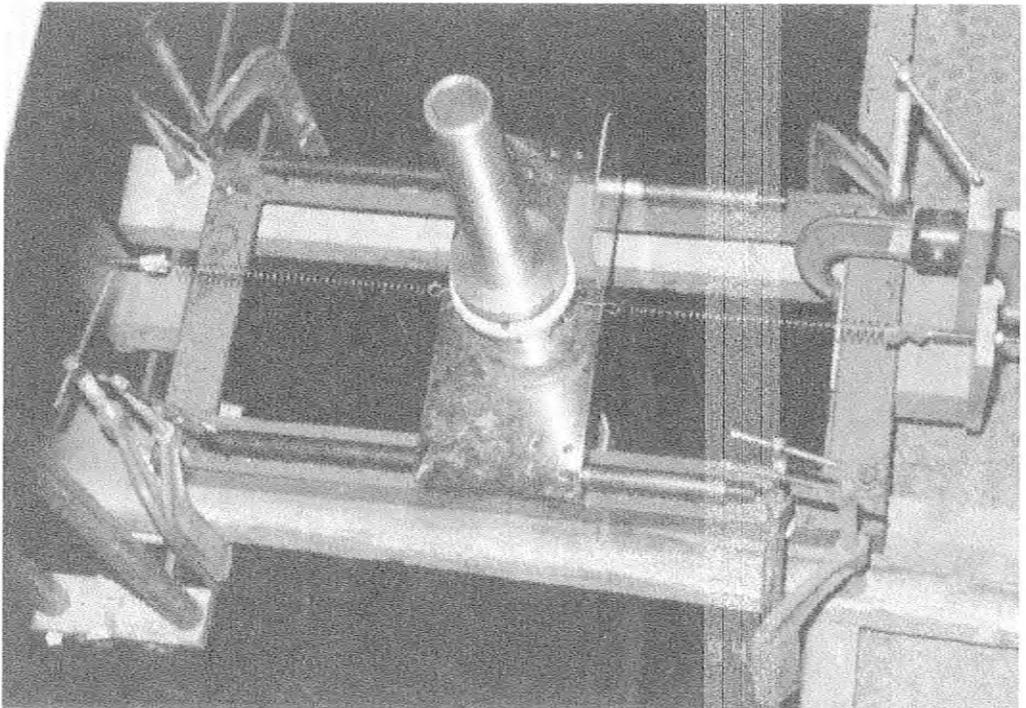


Figura VII.20 – Dispositivo que suporta o captador nos ensaios

O atrito seco é o mecanismo de dissipação do dispositivo, devido à sua construção, acarretando em uma parcela não linear do tipo $F_{DISSIPACAO} = -\mu mg \text{ sinal}(\frac{dy}{dt})$, onde μ é o coeficiente de atrito seco e $\text{sinal}(\frac{dy}{dt})$ é a função que atribui o sinal da velocidade ao termo dissipativo. O coeficiente de amortecimento adimensional ξ_s utilizado nas simulações foi calculado a partir dos dados de decaimento do dispositivo no ar. Igualando a potência dissipada num ciclo pelas parcelas lineares e não lineares mencionadas anteriormente, chega-se a $\xi_s = \frac{c}{2m\omega_n} = \frac{1}{2\pi n} (1 - \frac{A_n}{A_0})$, onde A_i são as amplitudes do gráfico de decaimento.

O gráfico da Figura VII.21 mostra a curva de decaimento do dispositivo no ar. O ensaio foi realizado com força normal atuante nos rolamentos equivalente a dos ensaios com os modelos acoplados ao dispositivo, acrescentando massa ao carrinho do mesmo.

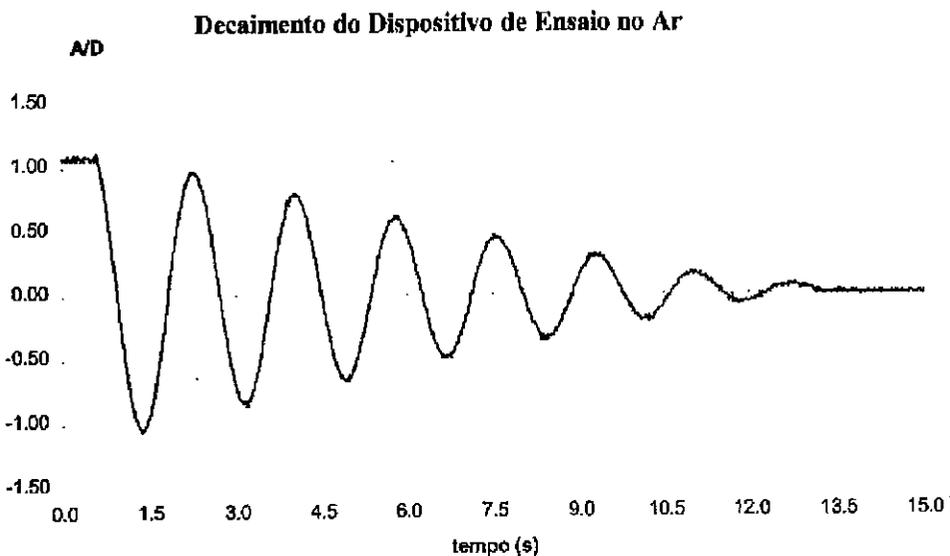


Figura VII.21 – Decaimento do dispositivo de ensaio no ar

Para este caso, o valor médio de ξ_s é 0,0215. No caso de se usar a definição teórica do amortecimento, segundo as equações $\zeta = \ln \frac{y_1}{y_2}$, sendo y_1 e y_2 as amplitudes consecutivas do ensaio de decaimento e $\zeta = \frac{2\pi\xi_s}{\sqrt{1-\xi_s^2}} \cong 2\pi\xi_s$.

Com isso, o valor médio obtido dos ensaios é 0,0365, próximo do anterior.

Os ensaios realizados tem um significado maior quando estamos próximos da ressonância, isto é, $f_s/f_n \cong 1$. Nesta condição as formulações tendem a se aproximar dos resultados experimentais de uma forma satisfatória. Longe da ressonância, há a necessidade de se introduzir algumas hipóteses de tal forma que a estrutura entre em VIV, como por exemplo, o aumento do intervalo de velocidades reduzidas (α , β).

a) Para o ensaio com $U_e = 0,13$ m/s, tem-se $f_s/f_n = 0,56$, isto é, bastante afastado da ressonância. O ensaio apresentou uma pequena amplitude de vibração. Tomando-se os valores tradicionais de (α , β), os programas não detectam nenhuma vibração por VIV. No entanto, se alargarmos a banda tem-se uma amplitude exagerada conforme pode ser visualizado na Figura VII.22, a qual foi obtida com o programa LIC22.

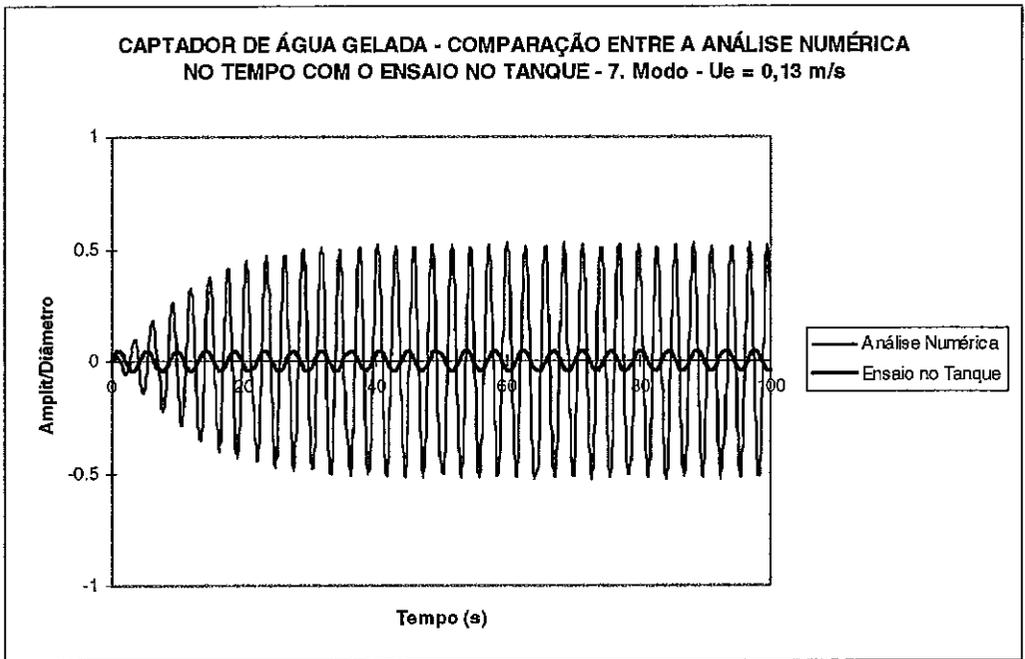


Figura VII.22 – Comparação entre a análise numérica no tempo e o ensaio para $U_e = 0,13$ m/s

Fazendo a análise no programa SHEAR7, com o intervalo da velocidade reduzida de $3,44 < V_r < 7,67$, temos os seguintes resultados:

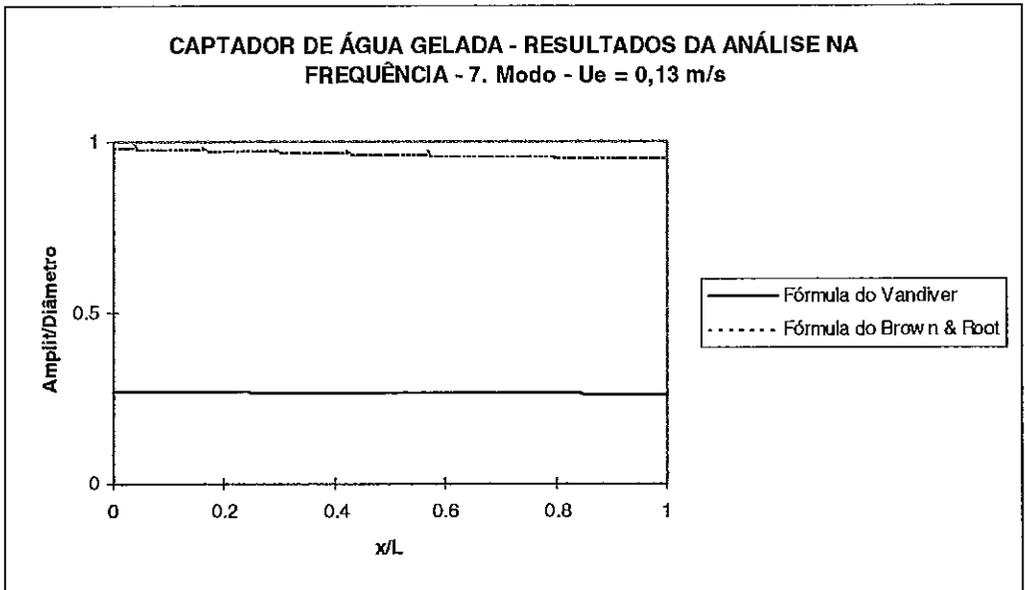


Figura VII.23 – Comparação entre a análise numérica na frequência e o ensaio para $U_e = 0,13$ m/s

b) Para o ensaio com $U_e = 0,15$ m/s, onde tem-se $f_s/f_n = 0,65$, o intervalo da velocidade reduzida foi alterado para $3,84 < V_r < 6,50$, de modo que pudéssemos englobar a excitação ($V_r = 3,85$ para $U_e = 0,15$ m/s). Os resultados da análise numérica, utilizando o LIC22 e do ensaio estão mostrados na Figura VII.24.

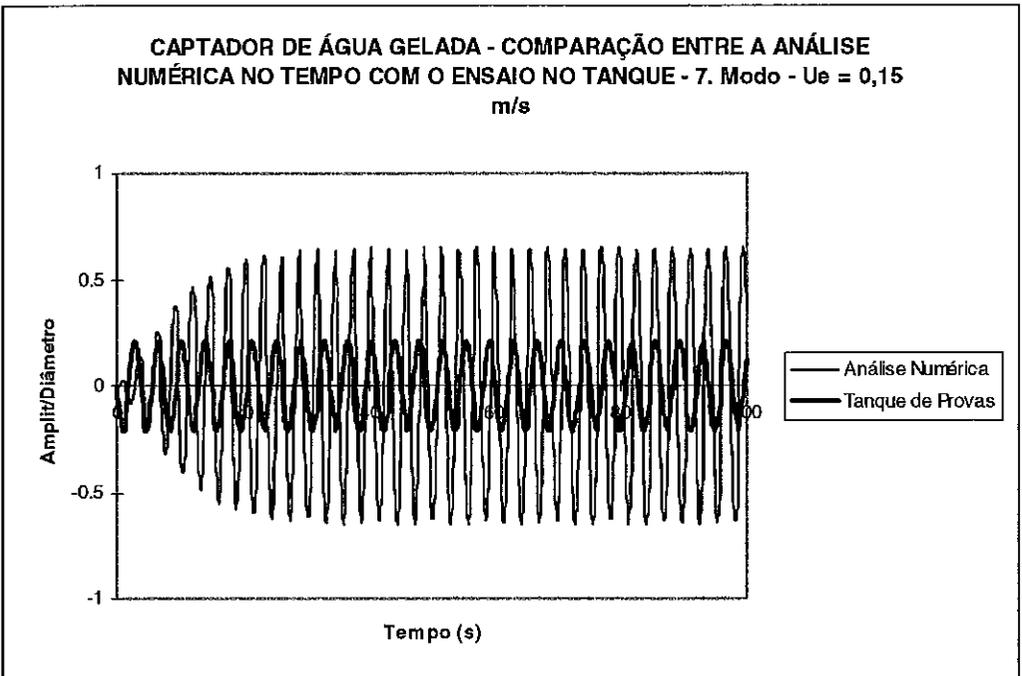


Figura VII.24 – Comparação entre a análise numérica no tempo e o ensaio para $U_e = 0,15$ m/s

O programa SHEAR7 deu os seguintes resultados:

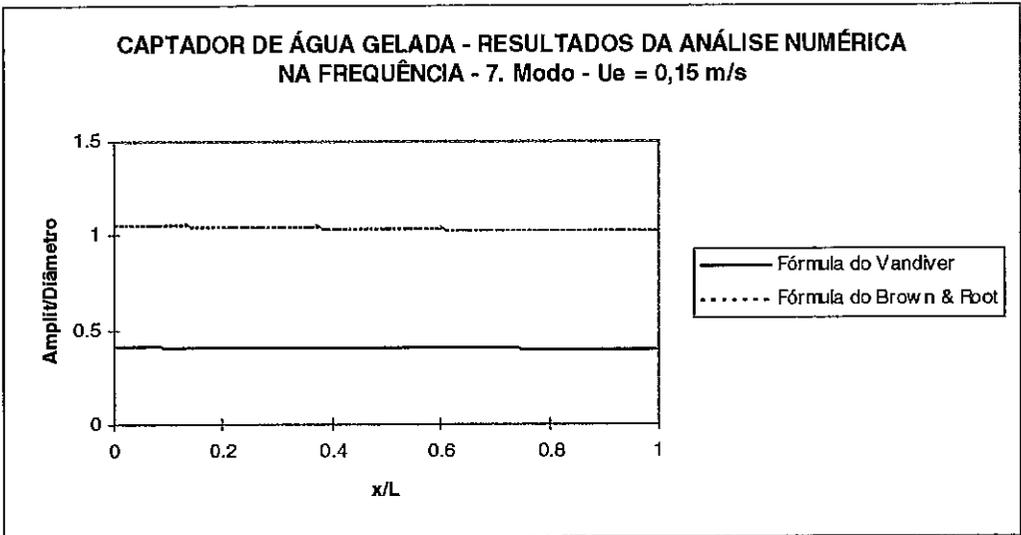


Figura VII.25 – Comparação entre a análise numérica na frequência e o ensaio para $U_e = 0,15$ m/s

Como podemos notar pelas 2 figuras anteriores, os valores máximos do ensaio foram $A/D = 0,212$, do LIC22 foi $A/D = 0,6527$, do SHEAR7 fórmula do Vandiver $A/D = 0,4094$ e fórmula do Brown & Root foi de $A/D = 1,0601$. Outra vez a fórmula do Vandiver foi a que mais se aproximou dos resultados dos ensaios. Porém, a diferença entre os resultados diminuiu, o que deve-se ao fato de não estarmos mais tão afastados da ressonância.

c) Para o ensaio com $U_e = 0,22$ m/s, isto é, próximos a ressonância, o intervalo da velocidade reduzida foi novamente alterado para $4,94 < V_r < 7,00$, valores indicados para a análise no LIC e comumente usados no SHEAR7. Este intervalo de velocidade reduzida engloba a excitação ($V_r = 5,65$ para $U_e = 0,22$ m/s). Os resultados da análise numérica, utilizando o LIC22 e do ensaio estão mostrados na Figura VII.26.

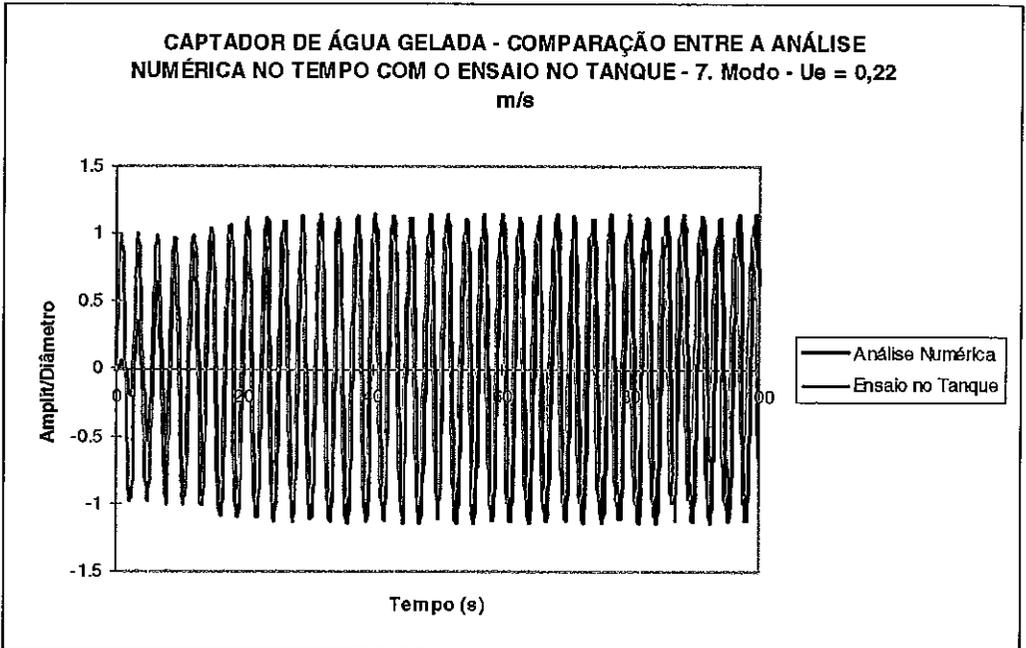


Figura VII.26 – Comparação entre a análise numérica no tempo e o ensaio para $U_e = 0,22$ m/s

Os resultados da mesma análise com o SHEAR7 forneceu os resultados apresentados na Figura VII.27:

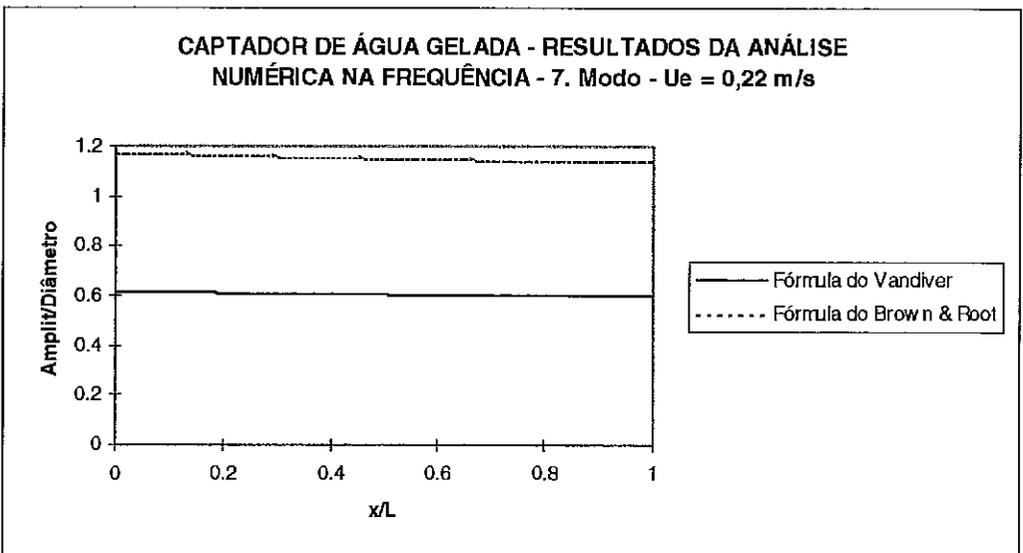


Figura VII.27 – Comparação entre a análise numérica na frequência e o ensaio para $U_e = 0,22$ m/s

Pelos resultados apresentados, vemos que para esta velocidade, que corresponde a grandes amplitudes, próxima à máxima resposta no tanque de provas, as amplitudes do programa LIC22 ($A/D = 1,1427$) se aproximaram em muito dos resultados dos ensaios ($A/D = 1,00$). Em relação ao SHEAR7, a fórmula do Vandiver forneceu uma amplitude $A/D = 0,6156$, enquanto que a fórmula do Brown & Root deu como resultado $A/D = 1,1740$. Vemos que, neste caso, a fórmula do Brown & Root se aproximou bastante dos resultados do ensaio, diferentemente dos resultados anteriores. É importante salientar que Vandiver [13] recomenda que se utilize a fórmula de Brown & Root quando se tem um RMS de $A_y/D > 0,75$, situação esta típica de perfis quase uniformes.

d) Para o ensaio com $U_e = 0,24$ m/s, isto é, também próximo a ressonância, o intervalo da velocidade reduzida permaneceu em $4,94 < V_r < 7,00$, já que este intervalo engloba a excitação ($V_r = 6,16$ para $U_e = 0,24$ m/s). Os resultados da análise numérica, utilizando o LIC22 e do ensaio estão mostrados na Figura VII.28.

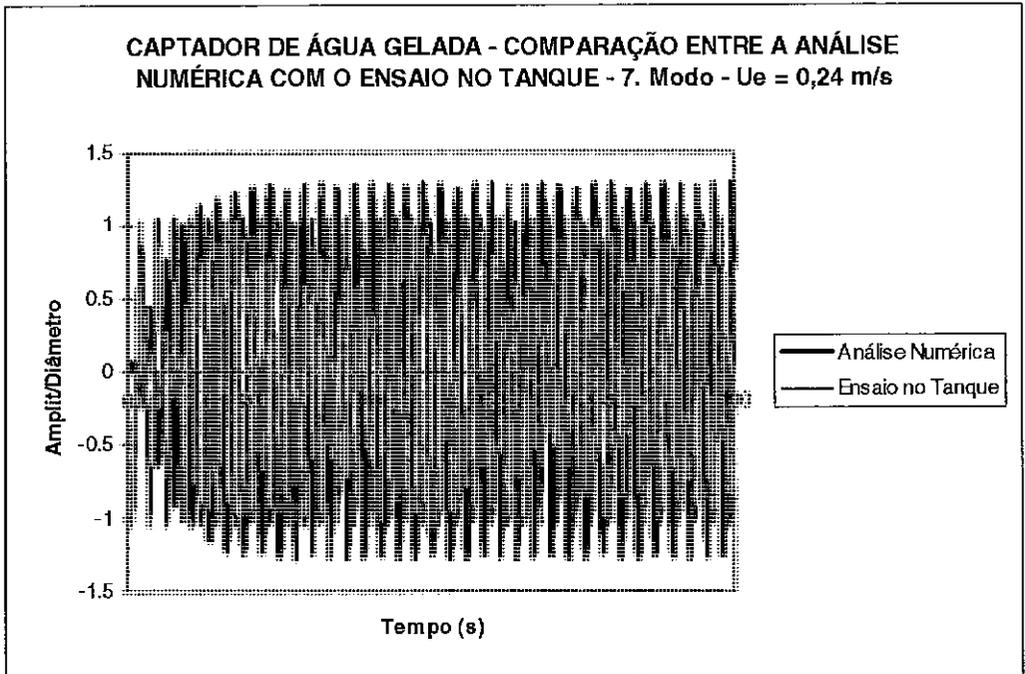


Figura VII.28 – Comparação entre a análise numérica no tempo e o ensaio para $U_e = 0,24$ m/s

Os resultados da mesma análise com o SHEAR7 forneceu os seguintes resultados:

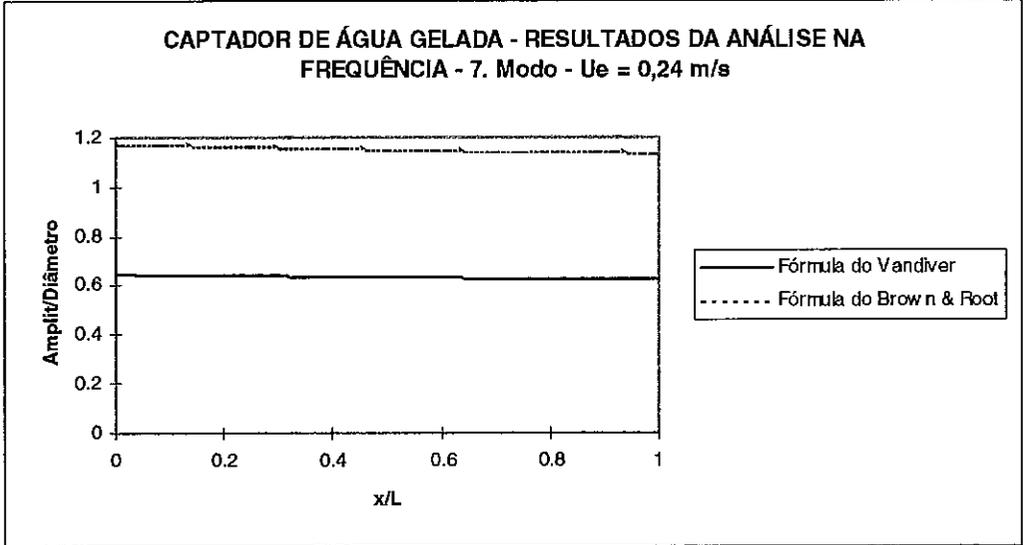


Figura VII.29 – Comparação entre a análise numérica na frequência e o ensaio para $U_e = 0,24$ m/s

É importante salientar que este caso é bastante similar ao anterior, isto é, $f_s/f_n \cong 1$.

e) Nos dois casos seguintes, tem-se, $f_s/f_n > 1$. Para o ensaio com $U_e = 0,30$ m/s, o intervalo da velocidade reduzida foi alterada para $4,32 < V_r < 8,00$, já que este intervalo engloba a excitação ($V_r = 7,70$ para $U_e = 0,30$ m/s). Os resultados da análise numérica, utilizando o LIC22 e do ensaio estão mostrados na Figura VII.30 e do SHEAR7 na Figura VII.31.

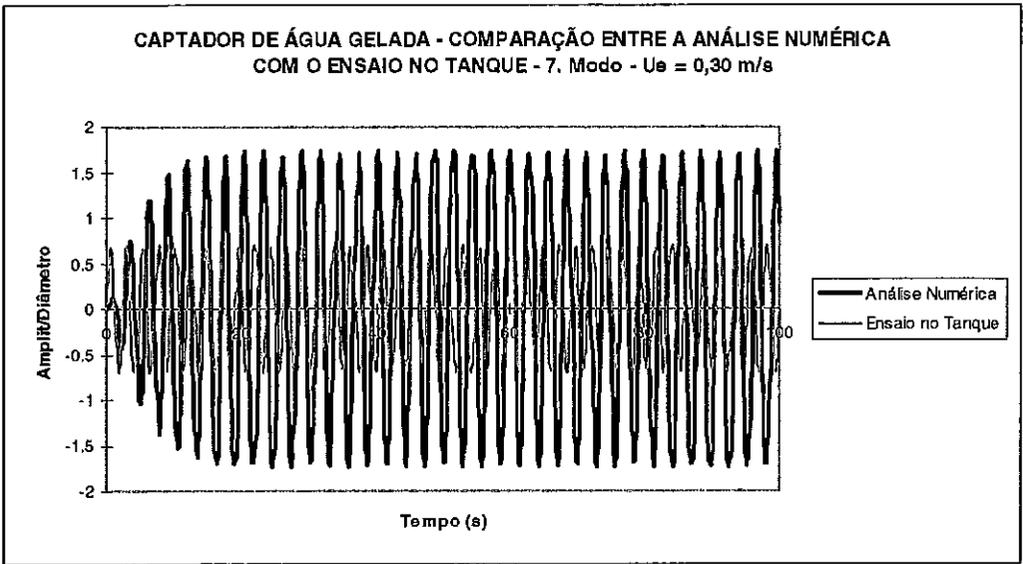


Figura VII.30 – Comparação entre a análise numérica no tempo e o ensaio para $U_e = 0,30$ m/s

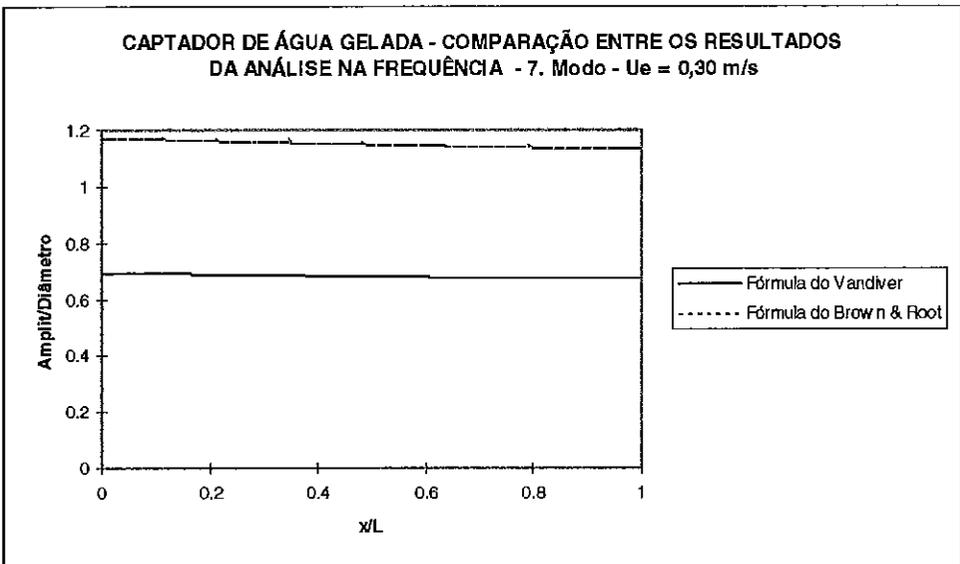


Figura VII.31 – Comparação entre a análise numérica na frequência e o ensaio para $U_e = 0,30$ m/s

Conforme podemos observar, os valores do ensaio foram $A/D = 0,700$ enquanto que o LIC22 forneceu $A/D = 1,7373$, o SHEAR7 com a fórmula do Vandiver forneceu $A/D = 0,6938$ e com a fórmula do Brown & Root deu $A/D =$

1,1740. É importante observar que os resultados obtidos com o programa LIC22 refletem o aumento de β sem o correspondente acréscimo de amortecimento.

f) Para o ensaio com $U_e = 0,45$ m/s, o intervalo da velocidade reduzida foi alterado para em $5,99 < V_r < 11,58$, já que este intervalo engloba a excitação ($V_r = 11,55$ para $U_e = 0,45$ m/s). Os resultados da análise numérica, utilizando o LIC22 e do ensaio estão mostrados na Figura VII.32 e do SHEAR7 na Figura VII.33.

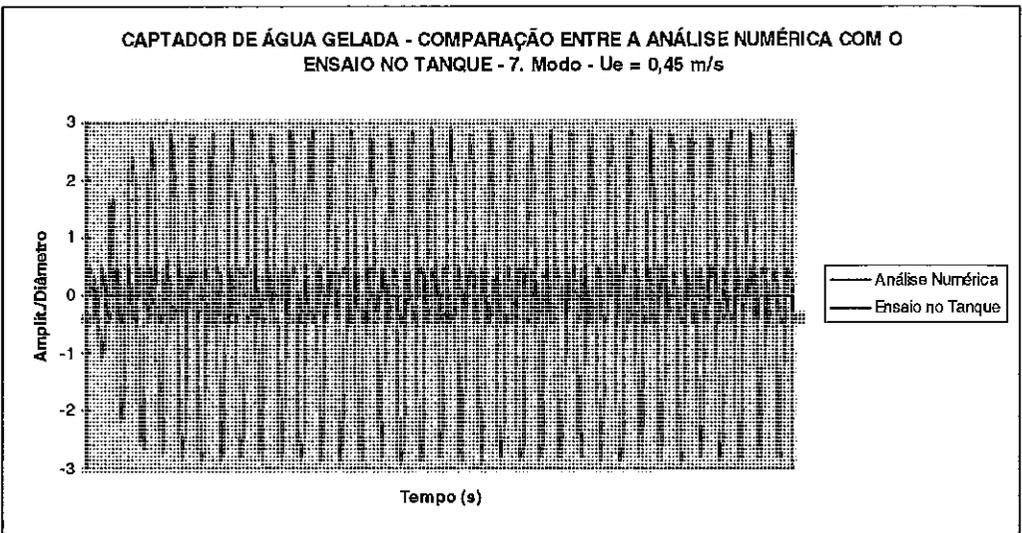


Figura VII.32 – Comparação entre a análise numérica no tempo e o ensaio para $U_e = 0,45$ m/s

Conforme podemos notar, os resultados dos ensaios indicaram uma amplitude adimensional de 0,500, enquanto que os resultados da análise no domínio do tempo ficaram em $A/D = 2,8945$ e no domínio da frequência com a fórmula do Vandiver em $A/D = 0,8438$ e com a fórmula do Brown & Root em $A/D = 1,3480$. Novamente é importante observar que o aumento do valor de β acima dos limites recomendados sem o devido acréscimo no amortecimento conduziu a valores totalmente desprovidos de significado físico.

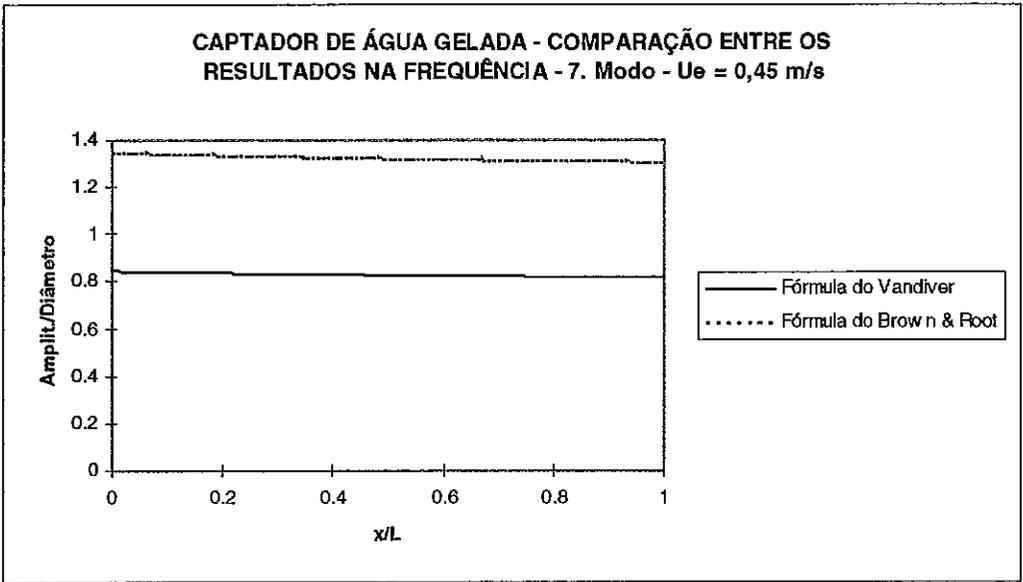


Figura VII.33 – Comparação entre a análise numérica na frequência e o ensaio para $U_e = 0,45$ m/s

Na Tabela VII.9 tem-se um resumo dos resultados comparativos entre os ensaios e os modelos numéricos.

Velocidade		0,10 m/s	0,13 m/s	0,15 m/s	0,22 m/s	0,24 m/s	0,30 m/s	0,45 m/s	0,50 m/s
V_R		2,5	3,3	3,8	5,6	6,1	7,7	11,5	12,8
f_s/f_n		0,43	0,56	0,65	0,95	1,04	1,30	1,95	2,17
A_y	ENSAIO	-	0,045	0,21	1,00	1,05	0,70	0,50	-
	LIC22	0,0	0,523	0,653	1,143	1,380	1,737	2,894	0,0
D	SHEAR7 (Vandiver)	0,0	0,270	0,409	0,616	0,660	0,694	0,844	0,0
	SHEAR7 (Brown & Root)	0,0	0,983	1,060	1,174	1,180	1,174	1,348	0,0

Tabela VII.9 – Resultados do ensaio e das análises numéricas do ensaio do captador no tanque

Como podemos notar, quando o captador entra em sua maior resposta (0,24 m/s), o programa LIC22 se aproxima do ensaio, dando valores um pouco mais conservativos. No domínio da frequência, a equação do Brown&Root foi a que melhor descreveu o comportamento da estrutura no tanque.

Como o ensaio foi conduzido com corrente constante, podemos utilizar as formulações descritas no capítulo II. Estas equações independem da velocidade da corrente, indicando que as amplitudes de vibração obtidas são as máximas. Para o 7º modo, os valores do fator de amortecimento estrutural e do parâmetro de estabilidade valem, respectivamente, 1,0179 e 1,0155. Adotando com $S = 0,17$ e $C_L = 0,4$, apresentamos, na tabela VII.10, os resultados de A_y/D na condição máxima, ou seja, quando a velocidade é 0,24 m/s:

Modelo Harmônico	Blevins	Griffin & Ramberg	Sarpkaya	DnV
1,118	1,120	1,017	1,062	0,950

Tabela VII.10 – Resultados máximos utilizando as formulações para corrente constante

Os resultados se aproximaram bastante dos resultados dos ensaios. Comparando o valor máximo de $A_y/D = 1,05$ obtido no tanque com os valores de Sarpkaya, consideramos que não há diferenças. Griffin & Ramberg, com uma diferença de 3,2 % e Blevins, com 6,7 % também se aproximaram bastante. O modelo harmônico convergiu bem, devido ao alto valor de amortecimento estrutural, com uma diferença de 6,5 %. Somente a formulação da DnV é que a diferença foi um pouco maior: 10,5 %. É importante observar, no entanto, que o valor da DnV é obtido graficamente o que pode conduzir a algumas diferenças nos resultados. Consideramos, assim, que as fórmulas desenvolvidas para corrente constante, obtiveram melhores resultados do que as formulações consagradas para correntes não uniformes.

CAPÍTULO VIII**ENSAIOS DE MODELOS REDUZIDOS DESENVOLVIDOS
NO EXTERIOR****VIII.1. INTRODUÇÃO**

Neste capítulo apresentaremos o estado da arte em termos de ensaios de modelos no exterior e se fará uma descrição dos principais tanques e anais no mundo onde é possível a realização de ensaios de VIV de estruturas esbeltas em águas profundas. Este assunto, que tem envolvido um grande número de pesquisadores de diferentes linhas de pesquisa, resulta em uma grande variedade de apresentação de resultados, sem uniformidade na apresentação dos resultados, dificultando a comparação entre eles. Verificou-se através da análise das publicações disponíveis que os pesquisadores não esclarecem como seus dados foram analisados e como seus coeficientes foram definidos e calculados.

As quantidades envolvidas são difíceis de isolar e medir e, portanto, alguns dos dados apresentados são afetados pelas técnicas, aparatos e/ou instrumentação usada. Apesar disso, os pesquisadores tem feito ensaios em uma grande variedade de casos, para melhorar o entendimento do fenômeno, estudando a influência da geometria e do fluxo nas forças transversais.

Alguns estudiosos no assunto também publicaram artigos onde descrevem seus ensaios, geralmente para validar programas de computador. Alguns destes ensaios, feitos pelo prof. Vandiver, ocorreram na costa do estado de Maine

(EUA), ou no Rio Merrimack, no canal sul, onde foram estudados cilindros sujeitos a fluxos de maré e de canal, respectivamente [11]. No item VIII.6 apresentaremos mais detalhes sobre estes testes.

VIII.2. TANQUES DE PROVAS NO EXTERIOR

Os tanques de prova, no exterior, que são capazes de fazer ensaios de VIV em estruturas *offshore*, são compostos de uma ponte onde o modelo possa ser rebocado para a obtenção de um perfil de corrente uniforme. Para impor-se uma corrente não uniforme, esta geralmente não é controlada, devido às dimensões do tanque e a dispersão que os fluxos de corrente sofrem da boca de saída do fluxo até à estrutura. Porém, a maioria dos tanques no exterior é dotado de geradores de corrente, como poderemos ver a seguir [85].

Alguns tanques são mais utilizados por já terem ensaiados estruturas sujeitas ao VIV. É o caso do MARINTEK, na Noruega, onde recentemente foi ensaiada a plataforma tipo *spar-buoy* ao VIV, tendo sido dimensionados os *strakes* para seu cilindro de 35 m de diâmetro e 168 m de comprimento, sendo 155 m de calado. Além do tanque, pesquisadores da Noruega dispõem de *fjords* para ensaios, onde já foram testados tubos sujeitos a fluxos.

O complexo da MARINTEK compõe-se de um tanque oceânico, um tanque de reboque e um túnel de cavitação. O tanque oceânico tem 80 m de comprimento, 50 m de largura e um fundo móvel, permitindo que a profundidade possa ser variada de 0 a 10 m. É possível impor uma corrente máxima de aproximadamente 0,2 m/s a 5 m de profundidade. É também possível gerar, no sentido longitudinal, ondas regulares com altura máxima de 0,9 m e períodos acima de 0,8 s. Pode gerar um espectro de onda por computador ou por fita magnética. No sentido transversal, as alturas de onda regulares podem chegar a

uma altura de 0,4 m, com períodos acima de 0,6 s. A Figura VIII.1 mostra um esquema deste tanque.

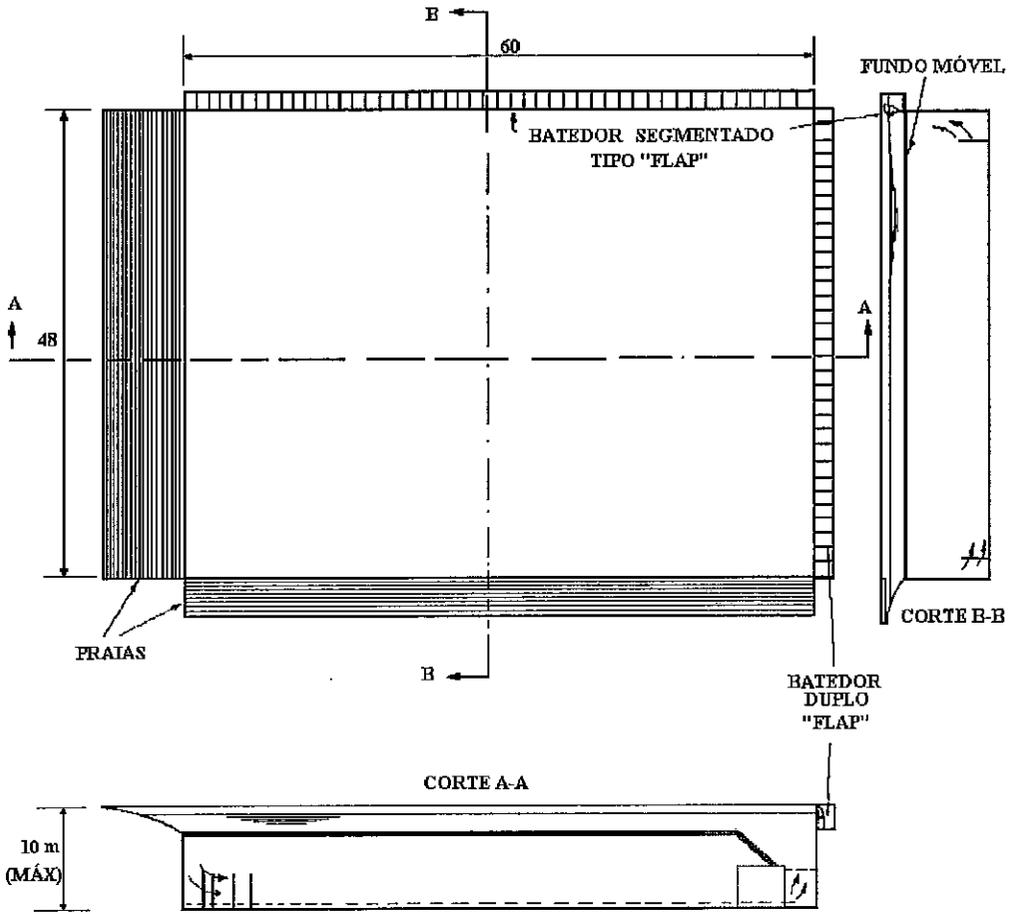


Figura VIII.1 – Esquema do tanque da Marintek

O fundo móvel permite, também, a circulação d'água para geração global de correnteza. O fundo é uma estrutura de chapas de aço que possui flutuação positiva. O posicionamento do fundo é feito automaticamente da sala de controle através de 10 cabos de aço. Quando o fundo chega na posição desejada, com

uma precisão de alguns centímetros, um sistema composto de 30 colunas de aço retráteis em buracos de 10 a 12 m de profundidade e por garras hidráulicas, dá ao fundo a rigidez necessária. A estrutura do fundo possui escotilhas que, quando abertas e circundadas por cilindros permitem, como se fossem poços, a utilização dos 10 m de profundidade do tanque com o fundo móvel em posições intermediárias. Este arranjo é particularmente interessante quando se deseja ensaiar estruturas tais como plataformas TLP ou risers em grandes profundidades e submetidos a correntes. O fato do fundo ser de aço permite que estruturas sejam soldadas a ele e o fato de ser móvel permite a montagem dos ensaios a seco sem o esvaziamento do tanque.

A velocidade de corrente gerada varia com a posição do fundo móvel. A uma profundidade de 1 a 2 m, a velocidade máxima é de 30 cm/s; de 5 a 6 m de profundidade, a velocidade chega a 10 cm/s e a 7m de profundidade, a velocidade já é deficiente. A simulação de perfis de corrente é feita através de um sistema composto de 500 bocais e de obstáculos em formato de malha colocado próximo ao modelo ensaiado.

O tanque possui dois batedores colocados em lados adjacentes. O maior, colocado ao longo do lado de 80 m de comprimento, é do tipo segmentado com 144 pás de 40 cm de largura. As pás (*single-flap*) são acionadas por um sistema eletro-mecânico que consomem um total de 90 kW. O controle é feito para um conjunto de 8 pás e a movimentação é feita através de cabos de aço e roldanas.

O outro batedor, inteiriço, tem aproximadamente 48 m de comprimento e é mais usado pelo MARINTEK nos diversos ensaios. É um batedor do tipo duplo-*flap*, *dry-back* de acionamento hidráulico. Este sistema permite a geração combinada ou não de ondas de grande comprimento (*flap inferior*) e ondas de grande frequência (*flap superior*).

O tanque possui duas praias impermeáveis, de madeira nos lados opostos aos batedores. As praias possuem um comprimento aproximado de 10 m. Pelo menos uma das praias pode ser colocada na posição vertical quando se deseja utilizar a parede para refletir as ondas.

Este tanque não possui um carro. Possui uma ponte presa ao teto, na qual se move uma gaiola no sentido transversal (no total 2 graus de liberdade). Neste tanque são realizados diversos ensaios com estruturas oceânicas, limitados pela inexistência de um poço que estenda a profundidade além dos 10 m. Além disso, a geração de corrente só é satisfatória para uma profundidade no tanque inferior a 7 m.

Existem outros tanques onde se pode fazer ensaios de VIV. O tanque de reboque do MARINTEK, por exemplo, tem 260 m de comprimento, 10,5 metros de largura e profundidades que variam de 5,6 m a 10 m. Pode arrastar 20 t, a uma velocidade de 0,02 a 8 m/s e ondas (regulares e irregulares) de 0,9 m de altura e 0,8 a 5 s de período. Um tanque menor de 28 m de comprimento, 2,8 m de largura e 10 m de profundidade, onde a velocidade de arrasto varia de 0,05 a 1,75 m/s e gera ondas (regulares e irregulares) de 0,3 m de altura máxima e 0,25 a 3 s de período.

No túnel de cavitação, a seção de teste tem 1,2 m de diâmetro por 2,08 m de comprimento, podendo gerar fluxos de até 18 m/s. Possui 10 m de altura e 22,22 m de largura e pode trabalhar com uma pressão máxima de trabalho de 6 atm.abs. Todos estes três laboratórios são capazes de fazer ensaios de VIV em estruturas *offshore*.

A Shell, por sua vez, possui dois tanques, um oceânico, com uma ponte para arrasto de embarcações e um tanque menor, em formato de um retângulo, fechado, que pode impor correntes não uniformes, utilizado em seus ensaios de VIV. Suas dimensões são: 19,8 m de comprimento total, 4,57 m de largura total

e 3,66 m de profundidade, tendo na área de testes, um acréscimo de 15,24 m de profundidade por 0,91 m de diâmetro. A seção de teste tem 14,40 m de comprimento por 1,07 m de largura. A Figura VIII.2 mostra um esquema deste tanque e no item VIII.9 há um resumo dos ensaios feitos pela Shell.

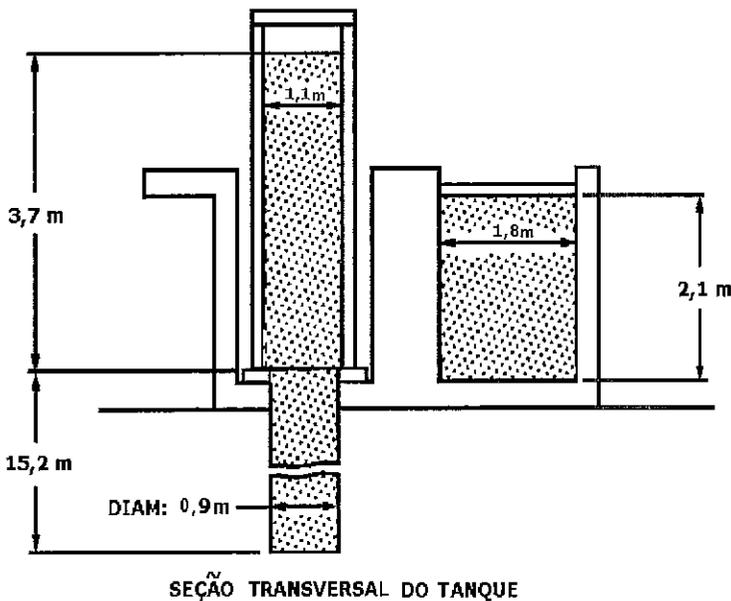
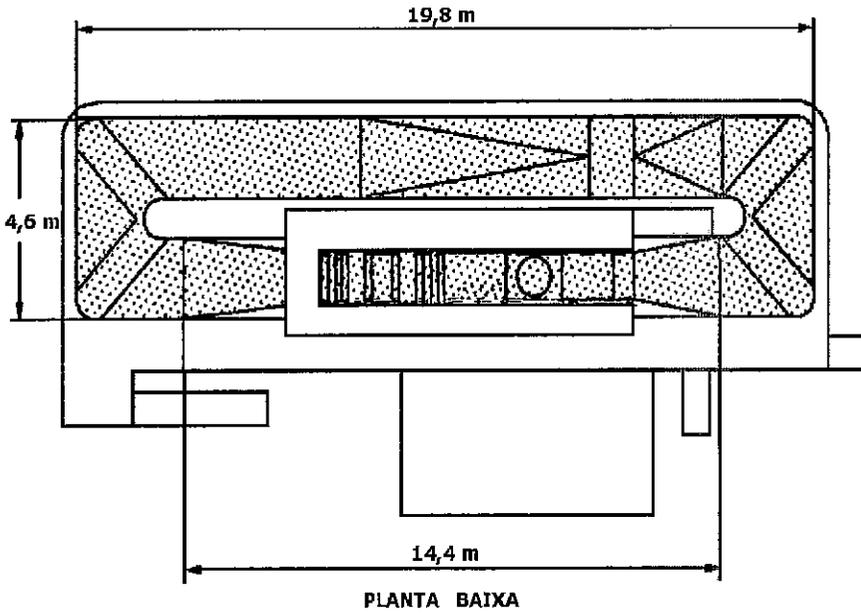


Figura VIII.2 – Esquema do tanque da Shell

Outros tanques serão apenas comentados, porém, podem fazer ensaios de VIV, apesar de suas limitações:

a) Nos Estados Unidos, temos dois tanques que merecem especial atenção: *Offshore Technology Corporation* (OTC) e *Chicago Bridge and Iron Company* (CBI).

O tanque da OTC tem de comprimento 24 m, largura 27 m e profundidade 1,8 m. Possui um poço central de 2,4 m x 2,4 m x 2,4 m que provê no local uma profundidade total de 4,2 m. Pode gerar ondas unidirecionais de até 0,25 m de altura através de um gerador de ondas tipo serpente, e ondas unidirecionais regulares e irregulares de até 0,60 m de altura com um batedor tipo *flap* articulado. Existe também, um gerador global de correnteza, cuja direção é paralela ao batedor segmentado.

O tanque de ondas da CBI possui 76,2 m de comprimento, 10 m de largura e 5,5 m de profundidade máxima, com um poço de 2,5 m de diâmetro e 4,1 m de profundidade, estendendo localmente a profundidade até 9,6 m. Tem um batedor de ondas pneumático e um batedor tipo cunha. Pode gerar correnteza global, impelida sob o fundo móvel e retificada por um conjunto de canaletas de plástico.

b) Na Inglaterra, temos o tanque da *Hdraulics Research Station*. O tanque oceânico mede 25 m por 25 m, com profundidade de 2 m. Na região central, há um poço de 4 m x 4 m x 4 m. É dotado de um gerador de ondas segmentado, capaz de simular ondas unidirecionais regulares e irregulares e ondas multidirecionais, inclusive com direção oblíqua de até 20°. A máxima altura significativa de onda que pode ser gerada é de 0,22 m e a máxima altura de onda regular é 0,45 m. Correntezas são geradas neste tanque apenas de modo local, através de hélices ou jatos pressurizados. O tanque não é provido de carros, utilizando-se plataformas portáteis para o acesso aos modelos.

A principal limitação do tanque está na sua profundidade, que permite ensaios com sistemas de amarração, por exemplo, em profundidade de no máximo 120 m, para uma escala de 1:60. Mesmo a profundidade do poço é relativamente pequena (6 m), limitando a ensaios com modelos de risers a uma lâmina d'água de cerca de 360 m.

c) Na Dinamarca, temos o tanque oceânico do *Danish Hydraulics Institute* (DHI), cujo comprimento é de 20 m na direção principal de propagação das ondas, largura de 30 m e profundidade de 3 m. Na parte central o tanque possui um poço de 4 m x 6 m, com 3 m de profundidade, e um prolongamento de poço de 2,5 m de diâmetro por 6 m de profundidade, estendendo a profundidade até 6 m na região de 4 m x 6 m e até 12 m na região cilíndrica de 2,5 m de diâmetro. O tanque é dotado de um gerador de ondas multidirecionais, permitindo a geração de ondas de até 70 cm de altura. A geração de correnteza é feita localmente, com a utilização de baterias de jatos d'água (*jet nozzles*).

Neste tanque são realizados diversos ensaios com estruturas oceânicas, com algumas restrições impostas pela pequena profundidade geral e pela dimensão de apenas 14 m perpendicular ao gerador principal de ondas. O pequeno diâmetro do poço central limita a geração de correntes no seu interior.

d) No Canadá, existe o CHC (*Canadian Hydraulics Centre*). Suas instalações incluem um tanque oceânico de ondas multidirecionais, de 50 m de comprimento, 30 m de largura e 3 m de profundidade, com um buraco de 6 m de diâmetro e 15 m de profundidade. Gera ondas unidirecionais e multidirecionais de até 0,7 m de altura. Outro tanque, mais raso, tem 47 m de comprimento, 30 m de largura e 0,9 m de profundidade, que gera ondas de até 0,2 m de altura em diferentes direções. Bombas controladas por computador podem produzir correntes ou marés. Dois flumes, um de 97 m de comprimento, 2 m de largura e 2,7 m de profundidade para escalas grandes em ondas de até 1,1 m de altura e outro de 63 m de

comprimento, 1,22 m de largura e 1,22 m de profundidade, que gera ondas de até 0,25 m de altura e bombas que garantem um fluxo de 0,2 m³/s, completam o conjunto de tanques que podem ensaiar VIV em estruturas. Um quinto tanque, com menos importância é o tanque de gelo, que testa forças de gelo e ondas em embarcações.

Outros tanques como o MARIN na Holanda e OTRC em Houston também são capazes de fazer ensaios de VIV e no item VIII.7 serão mostrados alguns ensaios interessantes considerando onda e corrente no tanque da OTRC.

VIII.3. ENSAIOS IN-SITU

Para se ensaiar no campo uma estrutura sujeita a vibrações por vórtices, é necessário a obtenção de vários dados: Os valores de corrente instantânea podem ser obtidos através de um ADCP (*Acoustic Doppler Current Profile*), que utilizando o efeito Doppler, obtém através do reflexo de não homogeneidades na água, a velocidade de corrente no mesmo instante em inúmeras camadas. Este perfilador pode, em 3 segundos, perfilar até 128 camadas, chegando a uma profundidade de 700 m contínuo. O ADCP pode ser instalado em uma plataforma ou navios, podendo neste caso, subtrair as velocidades da embarcação das velocidades de corrente medidas.

Através de uma bóia oceanográfica, pode-se medir as velocidades e direção do vento, onda (altura, período e direção), temperatura do ar e da água, pressão atmosférica e velocidade e direção da corrente superficial, que complementarão os dados ambientais. Na plataforma, mede-se através de dois ondógrafos, a altura, períodos e a fase da onda em relação à plataforma.

Na estrutura, deve-se, em pontos previamente determinados (nos anti-nós dos modos de vibração da frequência natural de maior ocorrência), instalar acelerômetros que através de um processamento, coletará dados como deslocamentos e acelerações daquela seção instrumentada. Deve-se tomar o cuidado de instalar estes acelerômetros de modo a saber exatamente os eixos verticais e horizontais da estrutura. As inclinações da estrutura também são medidas, assim como a profundidade do acelerômetro para verificar possíveis alterações na cota vertical da seção.

Para a avaliação dos movimentos da plataforma e, conseqüentemente, do riser, se for o caso, deve-se dispor de 2 GPS RTK, para as medições de aproamento e deslocamentos (*offset* e movimentos de *surge*, *sway* e *heave*), 1 unidade inercial (que mede 3 acelerações, 3 velocidades, 3 deslocamentos, 3 velocidades angulares e 3 ângulos) e 1 agulha giroscópica (que mede o aproamento). As posições são sempre corrigidas, através de um *software* que estima estes parâmetros, que são 2 filtros KALMAN. Estes são sensores do sistema de posicionamento PETRONAV III.

Todos estes dados devem ser medidos ao mesmo tempo, de preferência com uma frequência de 1 Hz, o que nos proporciona 1 medição por segundo. Para não descarregar as baterias de medição, estas podem ser feitas a cada 10 minutos por um período de 3 horas.

Estes dados devem ser processados para se evitar dados expúrios, médias erradas ou medidas faltando, para então, ter-se dados de engenharia para que se faça uma reanálise da estrutura a ser monitorada. Assim, pode-se estimar, a todo momento, além das amplitudes de vibração (medidas), a vida à fadiga (calculada), baseando-se nos dados de campo.

VIII.4. PESQUISAS DO PROF. SARPKEYA

O prof. Sarpkaya em seu artigo [39] fez um levantamento do estado da arte das oscilações induzidas por vórtices. Observações e experimentos numéricos tem mostrado que um corpo não aerodinâmico está incluído na esteira de vórtices. Este fenômeno é intrínseco ao fluxo e é uma consequência da interação entre as camadas de fluxo, pressão, difusão e dissipação de vorticidades.

Numerosos experimentos mostram que quando a frequência de vórtices equipara com a frequência natural de um cilindro rígido elasticamente montado, este controla o descolamento em uma aparente violação da relação de Strouhal. Este fenômeno se chama *lock-in*.

Os fatos que emergiram em 2 décadas de trabalhos (décadas de 60 e 70) neste campo podem ser sumarizados pelos seguintes pontos:

- a) Quando um corpo está perto de sua condição de ressonância, ele pode passar por oscilações sustentadas na sua mais próxima frequência natural. O cilindro deve ser excitado na sua frequência natural quando a força de excitação for igual à frequência natural. Porém, a condição de *lock-in* continua quando o fenômeno atinge um intervalo de ± 25 a 30 % da frequência de vibração, fixando-se na frequência natural.
- b) A interação entre a oscilação do corpo e a ação do fluido é não linear.
- c) Os descolamentos dos vórtices não resultam necessariamente em forças transversais alternativas. A frequência de excitação precisa coincidir com uma das frequências naturais do corpo ou um dos seus harmônicos, para que oscilações sustentadas possam ocorrer. Estas oscilações dependem fortemente do coeficiente de *lift* de um corpo estacionário.
- d) O parâmetro $V_r = U/f_n D$ e a razão $m\zeta/\rho D^2$ são da maior importância na determinação da amplitude de oscilação e o intervalo de sincronização para um dado corpo.

- e) O intervalo de velocidades sobre o qual ocorre sincronização cresce com as amplitudes de vibração.
- f) As amplitudes de excitação transversal no ar chega a $4,75 < V_r < 8$ e as máximas amplitudes ocorrem em um intervalo de $5,5 < V_r < 6,5$. Na água, estas mesmas oscilações podem crescer para $4,5 < V_r < 10$ com uma máxima amplitude em um intervalo de $6,5 < V_r < 8$.
- g) Para cilindros com grande L/D , a sincronização começa quando $f_s \approx f_n$ e termina aproximadamente com $f_s/f_n \approx 1,4$. A máxima amplitude ocorre no meio do intervalo. No fim do intervalo de *lock-in*, a frequência de vórtices salta para aquela governada pela relação de Strouhal e o cilindro continua a oscilar até $f_s/f_n \approx 1,2$. Isto mostra que a resposta não é uma simples vibração forçada na frequência de Strouhal.
- h) O comprimento de correlação cresce rapidamente com a amplitude. Este aumento em fluxos laminares é muito maior do que em fluxos turbulentos. Em fluxos laminares, o comprimento de correlação é estimado por extrapolação numérica a crescer de aproximadamente $3,5D$ para $40D$ para $Re = 1,9 \times 10^4$ em um intervalo de $0,05 < A/D < 0,1$. Em fluxos turbulentos, é estimado variar de aproximadamente $2,5D$ a $10D$, no mesmo intervalo de A/D . O crescimento é acentuado, mas não mostra nenhuma mudança abrupta que indicaria um desenvolvimento repentino de *lock-in*.

Outras conclusões estão descritas em [39], como o fato de não existirem muitos experimentos sobre o efeito da turbulência em vibração por vórtices. É possível que a turbulência cresça a difusão de vorticidades e leve a pequenas amplitudes de vibração.

Há uma grande carência de informações sobre corpos tridimensionais, incluindo movimentos. É necessário um trabalho considerável para checar a validade dos vários modelos e técnicas, para se determinar a influência da forma do perfil de corrente, rugosidade, influência dos supressores, e o desenvolvimento de métodos analíticos [39].

VIII.5. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA DOS ENSAIOS

Segundo Sheppard [38] algumas áreas tem recebido mais atenção dos pesquisadores do que outras, como estudos de fluxos uniformes e planares em cilindros lisos e fixos do que a influência da onda. Aqueles foram os primeiros estudos atuando perpendicularmente em cilindros fixos. Estes estudos foram seguidos por experimentos com fluxos oscilatórios e não planares, incluindo movimentos em cilindros articulados. Estes fluxos podiam ser de reboques de cilindros em águas tranquilas ou o fluido era forçado a se mover em torno dos mesmos.

Basicamente, até 1992, podemos agrupar os ensaios em 5 grandes grupos:

- a) fluxos uniformes e planares;
- b) fluxos oscilatórios e planares, com cilindros fixos;
- c) fluxos oscilatórios e planares, com cilindros em movimento;
- d) fluxos oscilatórios e tridimensionais;
- e) fluxos devido às ondas.

Os estudos de fluxos uniformes e planares são os que tem recebido mais atenção. Para fluxos uniformes e turbulentos, as forças no sentido do fluxo tem sido formuladas em termos de força de arrasto que é proporcional ao quadrado da velocidade, da densidade do fluido e da área projetada. Podemos encontrar várias publicações apresentando gráficos de C_d versus Re para esta situação de fluxo, como também relações de C_L versus Re .

Uma conclusão importante é quando se tem movimentos transversais, a máxima resposta ocorre em uma faixa bem estreita de V_r ($5 < V_r < 8$) independente do tipo de fluxo (planar uniforme, planar oscilatório e ondas).

VIII.6. ENSAIOS DO PROF. VANDIVER, DO M.I.T.

Dentre os diversos ensaios feitos pelo prof. Vandiver, alguns merecem atenção especial, ou por terem sido os primeiros a despertar a curiosidade científica sobre o assunto, ou por terem dado resultados importantes no desenvolvimento do assunto. Seus experimentos contam basicamente com fluxos variáveis sem ondas, feitos principalmente em canais.

Nos anos de 1975 e 1976, o prof. Vandiver fez experimentos em Castine, estado de Maine (USA) usando cilindros de fibra sintética ou cabos de aço, com 22,9 m de comprimento, com diâmetros variando de 0,64 cm ($1/4''$) a 1,59 cm ($5/8''$) e com fluxos quase uniformes, derivados de variações de maré, variando muito pouco com o tempo, de 0,152 a 0,762 m/s. As vibrações típicas observadas foram uni-modais com amplitudes de ± 1 diâmetro nos antinós. O número de Reynolds para estes testes variou de 800 a 10.000 e o amortecimento reduzido foi muito pequeno.

As respostas se mostraram insensíveis às variações do número de Reynolds e às rugosidades apresentadas, típicas de cabos trançados ou camadas helicoidais da corda. Um fato curioso aconteceu: uma corda de aço revestida com plástico de 0,71 cm de diâmetro e 274 m de comprimento estava esticada sobre uma doca de maré com 2 pontos fixos em terra. A parte submersa do cabo (aproximadamente 152 m de comprimento) foi exposta a um fluxo que variava aproximadamente 20% ao longo do comprimento. Em vez do perfil ser altamente variável, ocorreu *lock-in* no 50° modo. Foram observadas amplitudes de respostas de $\pm 1/2$ a ± 1 diâmetros. O aparecimento de *lock-in* só era possível em modos muito altos quando na presença de perfis variáveis suaves.

Em 1981, também em Castine, foram feitos 2 testes com cilindros, um com cabo de 3,18 cm de diâmetro ($1 \frac{1}{4}$ " e 22,86 m de comprimento, contendo 7 pares biaxiais de acelerômetros. Neste experimento, tração, aceleração, corrente e coeficiente de arrasto médio foram medidos. Este cabo foi colocado dentro de um tubo de aço de 4,13 cm de diâmetro, na qual foi usado como o segundo teste. A finalidade era a obtenção de uma razão de massa significativa e de uma razoável rigidez flexional. Os objetivos dos testes eram (i) medir o coeficiente de arrasto sob condições de campo e compará-los com os mais altos valores observados em laboratório, (ii) determinar as diferenças de comportamento dos cabos e tubos com significativas diferenças de rigidez flexional e razão de massa e (iii) testar o comportamento do cabo preso com massas discretas.

Em 1986, em Lawrence, EUA, outros testes foram feitos com cabos revestidos com borracha. A finalidade era validar alguns parâmetros adimensionais como N_s , $\Delta V/V_{max}$ e $n\delta_n$, onde δ_n incluía os efeitos hidrodinâmicos. Os experimentos foram feitos em um canal, de 17,7 m de largura e 3,05 m de profundidade, à jusante da barragem do rio Merrimack, em Lawrence, Massachusetts, EUA (vide Figura VIII.3). O comprimento do cabo testado era de 17,7 m, consistindo de um cabo de kevlar de 1,27 cm de diâmetro, revestido com um tubo de borracha de 2,86 cm de diâmetro. Três tipos de correntes foram medidas no local, sendo uma quase uniforme. Para esta corrente, foi obtido $\Delta V/V_{max} = 0,3$. Para a corrente de máxima variação das velocidades (chamada *sheared flow*), de $\Delta V/V_{max} = 1,125$, os valores de deslocamentos r.m.s. foram de 0,3 diâmetros na localização $(13/16)L$ e 0,5 diâmetros em $L/8$. A tração era de 672 N e o pico da frequência de desprendimento de vórtices era no 10º modo natural e, portanto, N_s , o número de modos excitados, era aproximadamente 10.

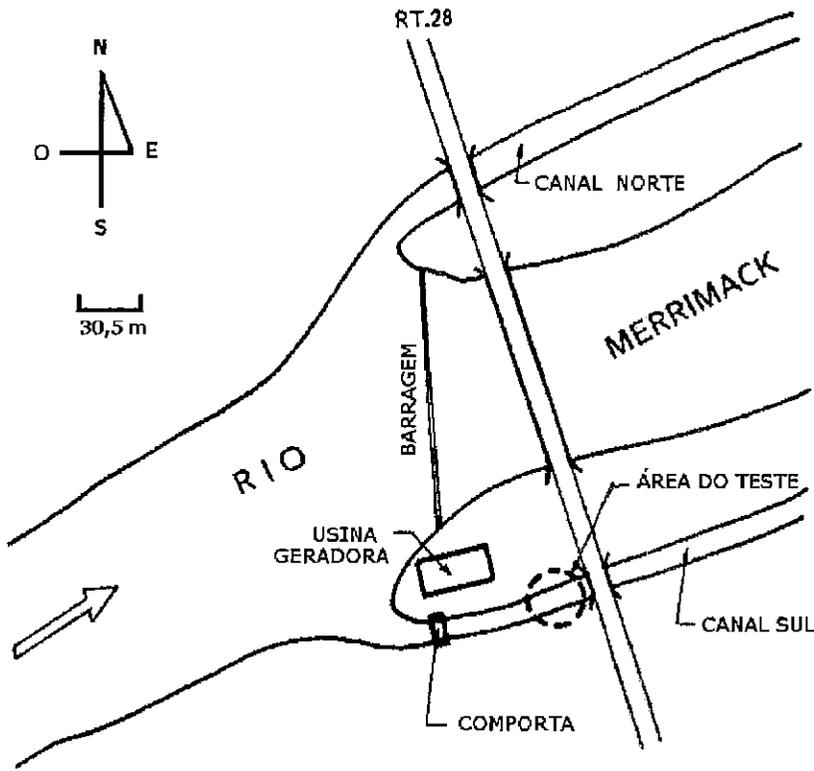


Figura VIII.3 – Localização da área de testes no rio Merrimack, nos EUA.

O amortecimento estrutural medido para vibrações livres no ar foi aproximadamente 0,3 %. O decaimento do nível de resposta r.m.s. entre duas posições perto das extremidades opostas do cabo só era possível caso $n\delta_n$ fosse maior que 0,2. Como $\delta_n \cong 0,003$, para o 10º modo, teremos $n\delta_n = 0,03$, bem pequeno para explicar a atenuação espacial. O amortecimento hidrodinâmico neste caso é importante e deve ser estimado pela equação (VIII.1):

$$\delta_{h,n} = \frac{C_D \omega_{s,max}}{4\pi^2 S_t \omega_n (\sigma_g + C_a)} \quad (\text{VIII.1})$$

onde $\omega_{s,max}$ = a máxima frequência de despreendimento de vórtices, correspondendo ao pico de fluxo;

ω_n = frequência natural no modo n ;

S_t = número de Strouhal;

σ_g = gravidade específica;

C_a = Coeficiente de massa adicional

Para este experimento, $\sigma_g = 1,34$, $C_a = C_D = 1,0$ e $S_t = 0,17$, obtendo-se para a

razão modal dos amortecimentos hidrodinâmicos, o valor de $\delta_{h,n} = 0,064 \frac{\omega_{s,max}}{\omega_n}$.

A razão $\frac{\omega_{s,max}}{\omega_n}$ é aproximadamente igual a unidade para o mais alto modo

excitado, independente do número do modo. Portanto, para o mais alto modo excitado, a razão modal do amortecimento hidrodinâmico é 6,4 %, na qual somada com o amortecimento estrutural nos leva a um valor de 6,7 %. Se o modo excitado é o 10º, o valor do parâmetro $n\delta_n = 0,67$. Para os mais baixos modos excitados, a razão do amortecimento hidrodinâmico é maior que 6,4 % e

cresce na proporção da razão $\frac{\omega_{s,max}}{\omega_n}$. Entretanto, se n é pequeno para os modos

mais baixos, $n\delta_n$ permanece constante em 0,67. O valor esperado deve estar entre 0,2 e 2,0 e é consistente com a atenuação espacial observada.

Mais recentemente, em 1998, Prof. Vandiver fez alguns ensaios de risers expostos a duas regiões de corrente, U_1 na metade superior e U_2 , menor que U_1 , atuando na metade inferior do riser [98]. A finalidade era prever a resposta do riser para as forças de *lift* que resultam em vibrações por VIV, para calibração do programa SHEAR7. Foi imposto um amortecimento grande, cujo resultado aparece claramente nas amplitudes de resposta. Outro ensaio foi com um conjunto misto cabo+corpo rígido+ riser. A idéia foi verificar o comportamento do conjunto e seus modos de vibração, para serem comparados com um programa de elementos finitos. Finalmente, um outro ensaio foi utilizando um riser rebocado no tanque a 0,24 m/s sem e com dispositivo de supressão: carenagens (*fairings*). Com 70 % do riser coberto, este supressor se mostrou eficiente.

Porém, com 40 % de cobertura, o riser atinge acelerações comparáveis com zero de cobertura.

VIII.7. ENSAIOS NA OTRC

O OTRC (*Offshore Technology Research Center*) é um instituto de pesquisas pertencente à Universidade de Texas. Lá, há um tanque de testes de modelos, onde recentemente, foram feitos ensaios de vibrações de um modelo de cabo de aproximadamente 29 m de comprimento e 38,1 mm de diâmetro externo, correspondendo a uma escala de 1:16, construído com material compósito chamado *Fiberspar* [82]. Este modelo corresponde ao de riser ou tendão.

O aparato para suspender horizontalmente o cilindro foi projetado de modo que a tração pudesse variar de modo que fosse possível atingir a condição ótima de *lock-in*. Seis acelerômetros biaxiais foram instalados no tubo em posições selecionadas. O tubo foi pressurizado, de modo a prevenir a entrada de água.

O tanque é capaz de gerar ondas regulares e aleatórias e o cilindro horizontal suspenso foi rebocado por uma ponte rolante motorizada, de modo a gerar uma corrente uniforme. Aerofólios de plástico ABS foram fabricados para os testes de supressores.

As correntes geradas variaram de 0,183 m/s a 0,427 m/s. Foram feitos ensaios de ondas regulares e aleatórias com e sem corrente, para comparação. Os aerofólios foram ensaiados com todos os casos de corrente, mas com poucos casos com ondas.

Os resultados no tanque foram comparados com o programa SHEAR7 e se aproximaram bastante no caso de corrente apenas. As amplitudes de vibração medidas chegaram a $Y_{rms}/D = 0,60$ no meio do vão e $Y_{rms}/D = 0,86$ perto do apoio, com correntes de 0,43 m/s. Quando fizeram ensaios de corrente e ondas regulares simultaneamente, os resultados foram grandes deslocamentos no meio do vão ($Y_{rms}/D = 2,88$ para velocidade de corrente = 0,24 m/s e onda de 0,36 m). O programa SHEAR7 utilizando apenas a corrente, forneceu bons resultados quando considerou todos os modos na resposta. Quando eliminou alguns modos, a resposta já divergiu bastante do modelo testado.

Quando foram feitos testes somente com ondas, os deslocamentos foram pequenos para onda de 0,06 m de altura ($Y_{rms}/D = 0,24$), atingindo o máximo com ondas de 0,37 m ($Y_{rms}/D = 2,15$)

Quando ensaiaram os aerofólios, com 100 % de cobertura, não houve praticamente deslocamentos verticais. Este resultado se repetiu para uma cobertura de 90 %. À medida que a cobertura decrescia, a estabilidade do modelo se alterava e quando a cobertura atingiu 80 %, verificou-se um pequeno aumento nos deslocamentos. Com 70 %, houve nova redução dos deslocamentos. Porém, abaixo de 70 % de cobertura, os aumentos nos deslocamentos foram bastante grandes, ao ponto de 60 % já estar a $Y_{rms}/D = 0,1$, atingindo $Y_{rms}/D = 0,5$ com 40 % de cobertura, para a maioria das velocidades de corrente ensaiadas [82].

VIII.8. ENSAIOS DO PROF. LARSEN, DO N.I.T.

Prof. Larsen desenvolve pesquisas sobre vibrações em corpos há alguns anos. Mais recentemente desenvolveu um estudo [40] com o prof. Vandiver sobre as vibrações multi-modais. Dois assuntos foram pesquisados: como

identificar as zonas de excitação no caso de 2 ou mais frequências se sobreporem. O outro assunto é o amortecimento: como o amortecimento em uma frequência pode ser modelado em uma zona onde há excitação por outra frequência. Para investigar este problema, experimentos foram feitos com cilindros oscilando em correntes. Este cilindro era excitado pelos vórtices e pelo movimento dos suportes. O comprimento do cilindro era de 2 m e o diâmetro de 0,1 m. Duas molas foram colocadas nas extremidades do cilindro e uma delas ligada a um mecanismo que fornece movimentos verticais harmônicos. Células de carga foram instaladas nas extremidades do cilindro, para medir as forças vertical e horizontal. O conjunto foi rebocado no tanque de Trondheim, simulando corrente uniforme com baixa turbulência, atingindo um regime subcrítico, com Re variando de $1,5 \times 10^4$ a $1,2 \times 10^5$. A Figura VIII.4 mostra o aparato ensaiado.

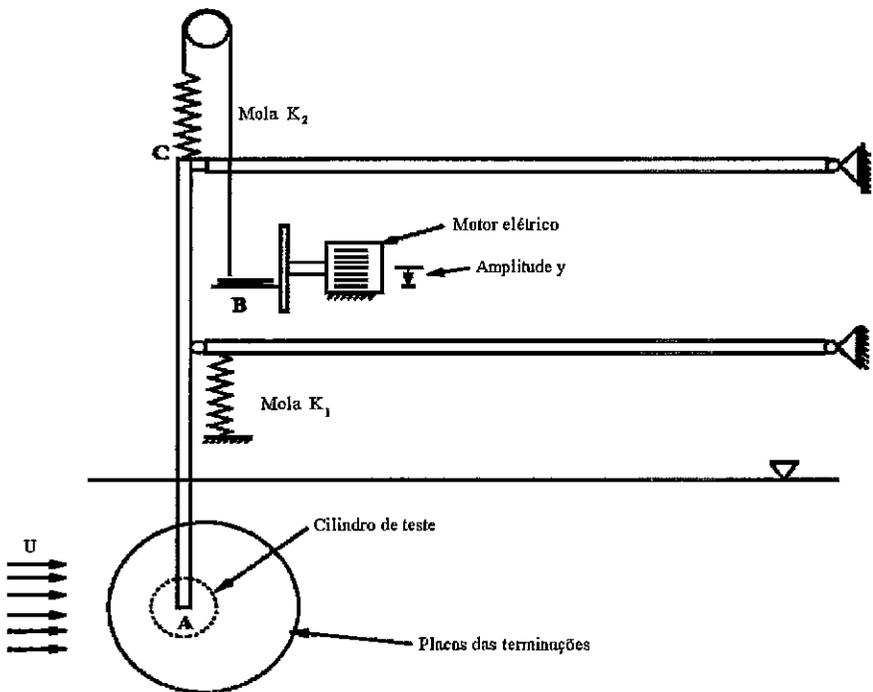


Figura VIII.4 – Desenho esquemático do aparato experimental

Resultados do ensaio de excitação sem corrente indicaram uma boa concordância em termos de amortecimento com Blevins [2] e proposto por Venugopal [22]. Para um $A/D = 0,6$, o experimento forneceu uma razão de amortecimento equivalente de 3,5 %, enquanto que Blevins forneceu o mesmo valor e Venugopal forneceu 4,0 %; e para $A/D = 1,0$, o experimento forneceu 7,2 % , enquanto Blevins fornece 7,4 % e Venugopal 10,5 %.

O ensaio de corrente sem excitação concluiu que para valores de $V_r > 10$, as curvas de razão entre a frequência observada e a frequência natural e as amplitudes de oscilação, há menos consistência, tendo como causa provável a observação de uma resposta multi-modal em valores altos de velocidade reduzida.

Finalmente, quando faz-se o experimento corrente e excitação forçada, os resultados indicaram que os movimentos do cilindro causados pela excitação tem uma influência no descolamento dos vórtices de modo que uma excitação adicional pode tomar o lugar da frequência deste movimento. Os resultados estão mostrados na Figura VIII.5, onde a figura da esquerda resulta de casos com alta frequência de excitação em relação à frequência de vórtices, enquanto que a figura da direita tem uma relação oposta. A linha solida em ambas as figuras indicam os resultados dos casos sem excitação do suporte. As curvas indicam a necessidade de mais experimentos para altos valores de velocidade reduzida.

Conclusões de seus ensaios é que as vibrações começam com $V_r \approx 4$ e este valor aparece independente da excitação do suporte e que as amplitudes de oscilação são ligeiramente menores do que os casos sem excitação e decrescem com o aumento da amplitude de perturbação.

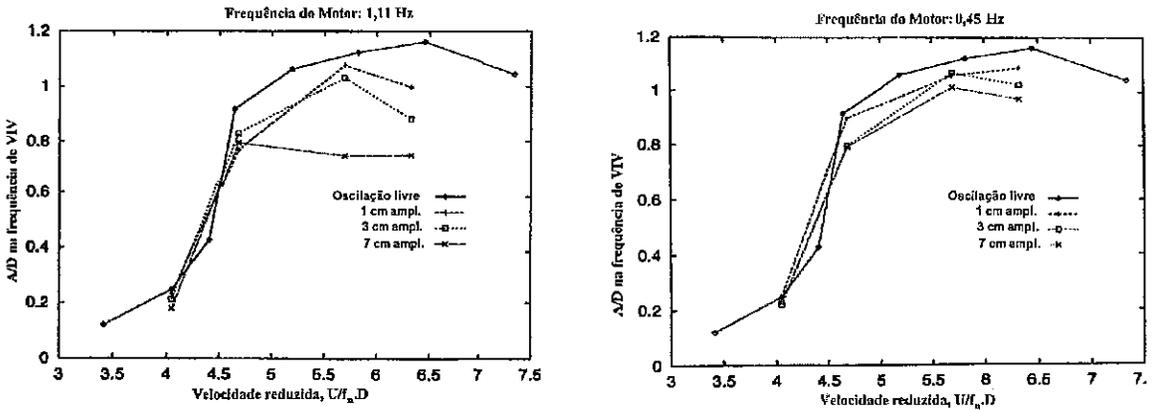


Figura VIII.5 – Resultados dos ensaios de corrente + movimento imposto do Prof. Larsen

VIII.9. ENSAIOS DA SHELL.

A Shell desenvolveu uma série de testes de modelos para calibrar modelos numéricos em desenvolvimento. Testes em escala real foram descartados por problemas de custo. Devido à confidencialidade dos ensaios, não é possível detalhá-los, nem fornecer os resultados. Será feito, então, apenas uma descrição dos ensaios feitos pela Shell nesta área de vibrações de estruturas.

O primeiro teste foi medir as vibrações por VIV no riser de perfuração do navio *Discoverer Seven Seas*, operando em uma lâmina d'água de 1000 m no Golfo do México, sujeito à uma corrente chamada *Loop Current*, corrente circular devido à geografia da costa, podendo ter grandes valores de velocidade, que no caso do teste, atingiu uma velocidade média de 1,29 m/s, atingindo um pico de 1,54 m/s. Para estes valores, foram observados amplitudes superiores a 50,8 mm RMS, com vibrações entre o 12º e o 17º modos, com períodos entre 3 a 6 segundos.

Mas a maior contribuição da Shell na área dos ensaios de VIV foi uma série de testes de modelos conduzido no *Westhollow Research Center*, em um tanque de provas modificado especialmente para estes testes. Este tanque impõe correntes não uniformes, cujo fluxo induz vibrações por vórtices em cilindros esbeltos de alumínio, aço e tubos ABS, expostos à correntes típicas do Golfo do México, incluindo a *loop current*. As respostas foram medidas com acelerômetros biaxiais, de modo a poder calibrar modelos computacionais, que requerem dados sob uma grande variedade de fluxos e condições estruturais. Estes testes foram feitos para tubos lisos, sem revestimentos, para se obter a máxima amplitude de vibração.

Outra série de testes foram conduzidos no mesmo tanque, agora com diversos supressores de vórtices, para verificação de sua eficiência. Os supressores testados foram os *shrouds*, carenagens rígidas, *strakes* (simples e triplos), chapas, cabelos, barras, cabos e bolas helicoidais, dentre outros. A conclusão da Shell é que os *shrouds* obtiveram a maior eficiência na supressão dos vórtices, embora não sejam os melhores para outras aplicações. Estes testes podem ter outros resultados para diferentes tubos e diâmetros.

Mais recentemente, a Shell instalou a plataforma de Auger, no Golfo do México. Trata-se de uma plataforma TLP com risers rígidos de produção e em catenária instalados. Foram feitas uma série de análises de VIV nestes risers utilizando o programa SHEAR7. Estas análises indicaram que os risers de produção não necessitariam de supressores, porém, o riser em catenária de exportação, devido à baixa tração perto do fundo, resultou em baixa vida útil à fadiga.

Testes em modelos reduzidos foram feitos no tanque de provas da Shell para embasar os resultados da análise numérica. Os testes foram feitos com tubos ABS, alumínio e aço, com diâmetro externo de 5/8" e vários comprimentos, expostos a vários perfis de corrente. Um dos resultados mais surpreendentes,

segundo [41] é que as respostas foram essencialmente uni-modais, mesmo quando vários modos poderiam ter excitado o riser ao longo do comprimento. Outra constatação foi que para um determinado perfil de corrente com uma dada energia, existe uma correlação entre se ter aumentos na amplitudes de vibração com o decréscimo do número de modos na resposta. Isto explicaria porque, no tanque, grandes amplitudes de vibração ocorreram quando a resposta foi dominada por um único modo.

Para a escolha dos supressores, novos testes foram feitos no mesmo tanque. Vários tipos de supressores, dentre eles, os *strakes*, carenagens, *shrouds*, cabos helicoidais, etc. Estes testes indicaram que os *strakes*, além da economia, reduzem as amplitudes de vibração a valores menores que 0,02D para perfis de corrente não uniformes, resultando em uma vida útil superior a 10.000 anos.

VIII.10. ENSAIOS DA LIC ENGINEERING.

Em 1982, Ottesen Hansen, consultor da LICconsult [12], desenvolveu testes em tubos sujeitos à vibrações por ondas. Um grupo de 2 tubos, um atrás do outro, alinhados com o fluxo, foram testados de modo a determinar experimentalmente a força por unidade de comprimento e aplicação destas forças nas equações de movimento para um simples tubo. Levando-se em conta a correlação de forças ao longo do comprimento dos tubos, determinou-se a resposta em escala real.

Para números de Keulegan-Carpenter (KC) acima de 30-40, verifica-se que o *locking-on* só aparece quando a velocidade excede $\frac{1}{2}$ da amplitude da velocidade relativa durante a passagem das ondas. Uma vez satisfeito este critério, *locking-on* para vibrações transversais só aparece se a velocidade

reduzida do fluxo no entorno está entre 4,8 e 7. Verifica-se que o comprimento de correlação de descolamento de vórtices ao longo dos tubos é da ordem de 3 diâmetros na menor vibração, mas cresce rapidamente com amplitudes maiores. Para amplitudes acima de $\frac{1}{2}$ diâmetro, o descolamento dos vórtices é totalmente correlacionado ao longo do comprimento do primeiro tubo. Para o tubo posterior, o comprimento de correlação é da ordem de 3 diâmetros se a distância deste para o primeiro tubo for de 7 a 10 diâmetros. Aumentando o espaçamento, o comprimento de correlação se aproxima gradualmente dos valores de tubos simples.

Outro ensaio desenvolvido pelo mesmo autor é de uma monotorre, para 35 m de lâmina d'água. Esta torre foi submetida a esforços de onda e corrente, tendo sido ensaiada no flume do IHHE (*Institute of Hydrodynamics and Hydraulic Engineering* na Dinamarca). Uma série de testes foram concentrados em situações extremas; outra série foi usando uma grande largura de banda da velocidade reduzida, para cobrir vibrações significativas de um simples ou 2 tubos, alterando o posicionamento deles em relação à incidência do fluxo. Testes com corrente constante e onda regular com $KC = 20, 40$ e 60 foram feitos.

Para os testes com 2 tubos, as maiores vibrações ficaram quando os tubos estavam a 45° em relação ao fluxo. A 225° houve uma grande redução das amplitudes, atuando como um *spoiler*. A 0° ou a 180° , a resposta foi como se fosse um supressor, principalmente quando posicionado à jusante do fluxo.

Finalmente, a *LICengineering* realizou ensaios para um condutor de perfuração fixado em uma plataforma *jack-up* em escala real. Trata-se de um tubo, com variação do diâmetro de 30" a 36", com 2 tubos internos de 20" e 14". Os momentos fletores foram medidos por *strain-gages* em 3 elevações e os resultados foram comparados com o modelo numérico. Os resultados destes ensaios, estão resumidos na tabela VIII.1, onde o valor total se refere à combinação das respostas *in-line* e transversal:

Item		Momento Fletor (10 ⁶ N.m)
Experi- mento	<i>In-line</i>	0,125
	<i>Total</i>	0,140
Análise 3D	<i>In-line</i>	0,113
	<i>Total</i>	0,128
Análise 2D	<i>In-line</i>	0,133
	<i>Total</i>	0,136
Estática Pura	<i>In-line</i>	0,063
	<i>Total</i>	0,063

Tabela VIII.1 – Comparação entre os resultados dos testes com modelos numéricos

CAPÍTULO IX

EXEMPLOS DE APLICAÇÃO – CASOS REAIS

ANALISADOS

IX.1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo são analisadas as 7 estruturas descritas no capítulo VI, com o objetivo de varrer os principais casos de estruturas esbeltas, ressaltando as consequências do VIV em cada situação. A primeira a ser analisada será o captador de água de resfriamento. As principais características estruturais e hidrodinâmicas de cada estrutura são fornecidas de tal forma que cada exemplo possa ser reproduzido futuramente a partir destas informações. As análises são feitas utilizando os programas ANFLEX, RISERF e SHEAR7, onde são comparadas as 20 primeiras frequências naturais. Descrevemos sucintamente as características de utilização de cada programa e analisaremos os resultados para as correntes mais desfavoráveis na Bacia de Campos em termos de fadiga.

Outras estruturas como os risers de perfuração e produção verticais, riser rígido em catenária, tendões de plataformas TLP, linhas de ancoragem e *jumpers* flexíveis são também analisadas.

O captador de água gelada, o riser rígido em catenária (da plataforma P-18) e as linhas *taut-leg* já estão instalados nos campos de Albacora e Marlim, respectivamente. O riser de perfuração é o utilizado por navios-sonda na área de Roncador. Já os tendões, os risers de produção e o *jumper* estão em fase de

projeto, mas os dados adotados nesta tese são os mais recentes até dezembro de 1998. Tanto o captador quanto o riser de produção apresentam supressores de vórtices.

IX.2. CAPTADOR DE ÁGUA GELADA

O captador foi apresentado na Figura I.2 e descrito com mais detalhes no item VI.2. Os dados estruturais e hidrodinâmicos do captador são fornecidos a seguir:

Campo: Albacora

Lâmina d'água: 575,00 m

Posição do suporte: 21,47 m abaixo da superfície do mar

Diâmetro externo: 0,6096 m

Diâmetro interno: 0,5778 m

Espessura: 0,015875 m

Diâmetro de arrasto = Diâmetro de inércia: 0,6096 m

Comprimento total: 328,75 m

Densidade do fluido interno e externo: 1025,42 kg/m³

Viscosidade cinemática da água: 1,5504E-06 m²/s

Densidade do aço: 7850 kg/m³

Módulo de elasticidade: 2,10E+11 N/m²

Massa de aço no ar: 232,444 kg/m

Massa do fluido interno: 268,919 kg/m

Massa adicional: 299,283 kg/m

Coefficiente de arrasto: 0,773

Coefficiente de massa: 2,0

Tração no topo: 651,40 kN

Número de Strouhal: 0,17

Largura de Banda: 0,38

Amortecimento estrutural: 0,003 (c/c_{crit})

Mola rotacional no topo: 300857,0 N.m/rd

Fator de concentração de tensão global: 2,0

Curva S-N da API X': $S_1 = 1,0E+06$ N/m² para $N_1 = 2,50E+13$ ciclos
 $S_2 = 10,0E+06$ N/m² para $N_2 = 4,55E+09$ ciclos

OBS: para facilitar a comparação entre as massas, elas são fornecidas já na forma resultante linear, isto é, kg/m.

Corrente adotada: corrente de fadiga SUL - 14,76% de ocorrência no ano (maior probabilidade entre todos os perfis de fadiga):

Profundidade (m)	Velocidade de corrente (m/s)	Profundidade (m)	Velocidade de corrente (m/s)
5	0,56	150	0,22
20	0,45	200	0,16
40	0,41	250	0,14
60	0,40	300	0,12
80	0,37	400	0,13
100	0,34	-	-

Com estes dados, tiramos as seguintes informações:

- a) amortecimento equivalente ξ_n : 0,02666 (4º modo)
- b) parâmetro de propagação da onda $n\xi_n$: 0,1066
- c) frequências de excitação atuante na estrutura: $f_{\text{máx}} = 0,1247 \text{ Hz}$
 $f_{\text{mín}} = 0,0432 \text{ Hz}$
- d) razão de velocidade $\Delta U/U_{av} = 1,173$
- e) número de modos potencialmente excitados $N_s = 3$
- f) razão de massa $\frac{m_t}{\rho D^2} = 2,1011$

Quando se faz uma análise de VIV, o primeiro parâmetro a ser verificado é o tipo de estrutura a ser analisado. O parâmetro de caracterização, definido em [43] como:

$$P = \frac{T}{EI k^2} = \frac{2}{-1 + \sqrt{1 + \frac{4EI \cdot m_t}{T^2} \omega^2}} \quad (\text{IX.1})$$

onde k é o número de onda, m_t é a massa total, incluindo massa adicionada, T é a tração mínima e ω é a frequência máxima de excitação. No caso de $P < 30$, a rigidez à flexão da estrutura deve ser levada em conta e, conseqüentemente, deve-

se usar elemento de viga. Caso contrário, utiliza-se elemento de cabo. No caso do captador, este parâmetro vale 0, pois a tração mínima vale zero.

IX.2.1 MODELAGEM E ANÁLISES

Primeiramente foi modelado o captador no programa ANFLEX. A modelagem se compõe de 137 nós, 135 elementos de comprimento variável de 2,309 m a 2,536 m e um escalar generalizado simulando a *flexjoint* instalada no topo. A Figura IX.1 mostra o desenho do modelo estrutural adotado.

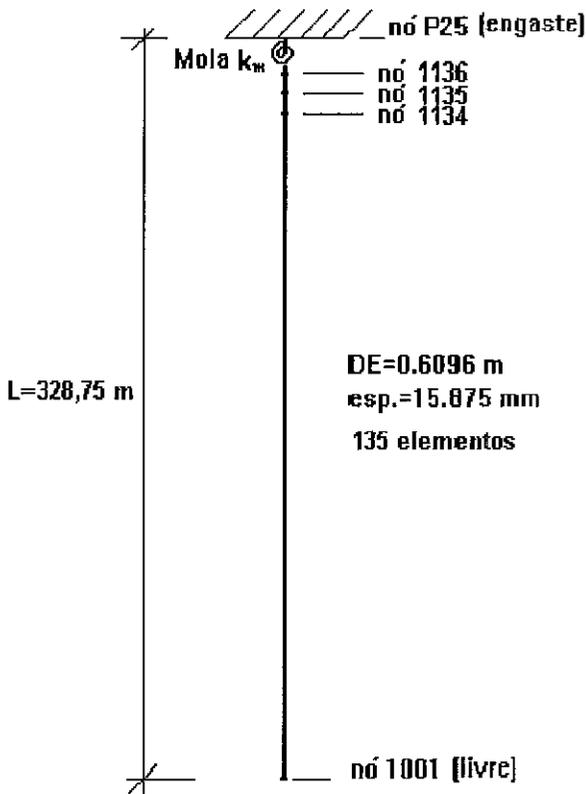


Figura IX.1 – Modelo estrutural do captador

No programa RISERFW, a modelagem seguiu exatamente igual ao ANFLEX, com 135 elementos de 2,435 m, uma mola externa no topo, com uma extremidade fixa na plataforma e outra livre.

Para o programa SHEAR7, a modelagem também inclui 135 elementos, a *flexjoint* no topo e a utilização de um modelo já embutido nas opções de cálculo (elemento *free-pinned with rotational spring*). Há o caso em que as análises podem incluir um arquivo *.mds, que pode ser gerado pelo RISERFW, porém, não o fizemos justamente para comparar os resultados.

A Tabela IX.1 mostra um resumo dos 10 primeiros modos de vibração.

MODOS	ANFLEX		RISERFW		SHEAR7	
	Freq. (Hz)	Período (s)	Freq. (Hz)	Período (s)	Freq. (Hz)	Período (s)
1	0.0167	60.022	0.0167	60.016	0.0204	49.068
2	0.0421	23.765	0.0421	23.766	0.0468	21.380
3	0.0806	12.412	0.0805	12.415	0.0732	13.659
4	0.1334	7.495	0.1334	7.497	0.1320	7.573
5	0.2010	4.974	0.2010	4.976	0.2000	4.999
6	0.2842	3.518	0.2841	3.519	0.2834	3.528
7	0.3836	2.607	0.3834	2.608	0.3830	2.611
8	0.4994	2.002	0.4992	2.003	0.4989	2.004
9	0.6319	1.582	0.6317	1.583	0.6317	1.583
10	0.7812	1.280	0.7810	1.280	0.7811	1.280

Tabela IX.1 – Frequências naturais do captador de água gelada

No programa SHEAR7, a solução para o modelo adotado não inclui forças gravitacionais [83]. Considera a variação linear da tração de uma viga como uma força que atua sempre ao longo do eixo longitudinal. Forças gravitacionais atuam verticalmente e fornecem momentos de restauração para um pêndulo que oscila lateralmente. Como os primeiros modos são dominados pelo comportamento de um pêndulo, as frequências naturais podem ser calculadas, aproximadamente, pela equação de correntes penduradas dadas por:

$$f_n (Hz) = \frac{1}{2\pi} * \bar{\alpha} * \sqrt{\frac{g'}{L}} \quad (IX.2)$$

onde: $\bar{\alpha} = 1.2026$ e 2.76 para os dois primeiros modos e g' é a aceleração efetiva da gravidade, que vale $9.81 \text{ m/s}^2 * (\text{peso por unidade de comprimento na água})/\text{peso por unidade de comprimento no ar incluindo massa adicionada}$. g' para este caso vale 3.72599 m/s^2 . Os dois primeiros modos da Tabela IX.1 estão calculados desta forma. Mas como a corrente excitou preferencialmente os 3° e 4° modos, podemos considerar que os três programas estão modelados corretamente. E as conclusões que tiraremos aqui estão coerentes.

A corrente em estudo excita 4 modos distintos, sendo que o primeiro apresenta baixa energia de excitação, o que induz, a princípio, uma resposta multi-modal. O passo seguinte é calcular a energia que excita a estrutura (*Input power*). Os programas RISERFW e SHEAR7 deram os mesmos modos como sendo os excitados. Os 4 primeiros modos de vibração estão mostrados nas Figuras IX.2 a IX.5.

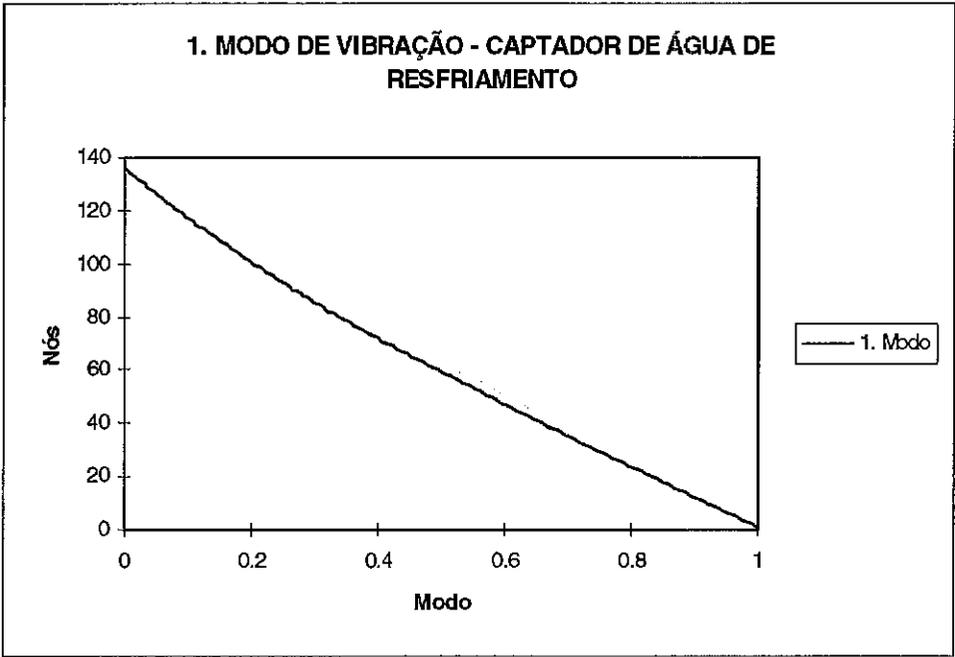


Figura IX.2 – Captador - 1º modo de vibração

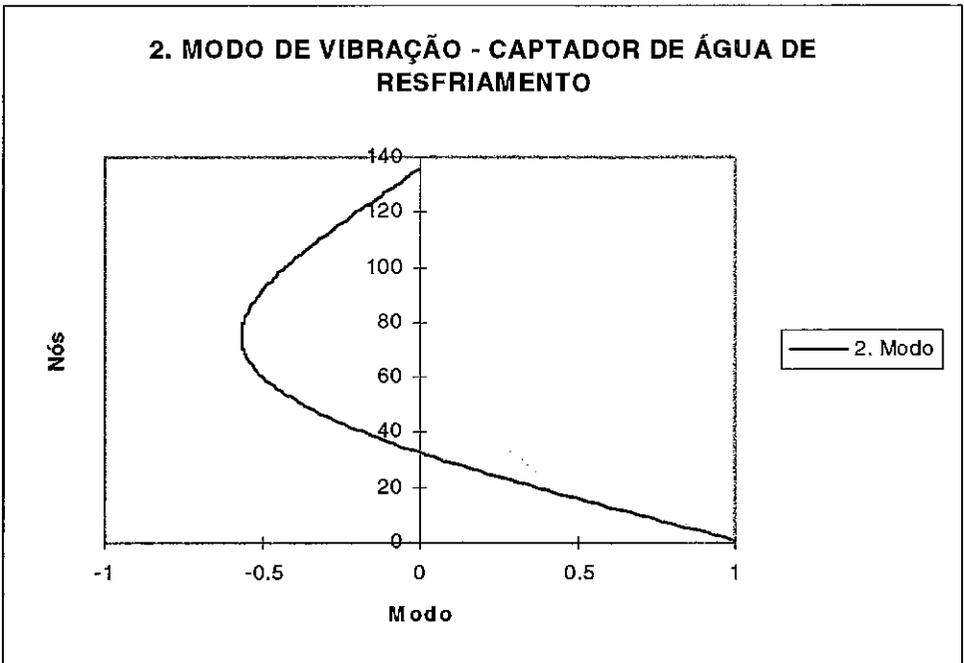


Figura IX.3 – Captador - 2º modo de vibração

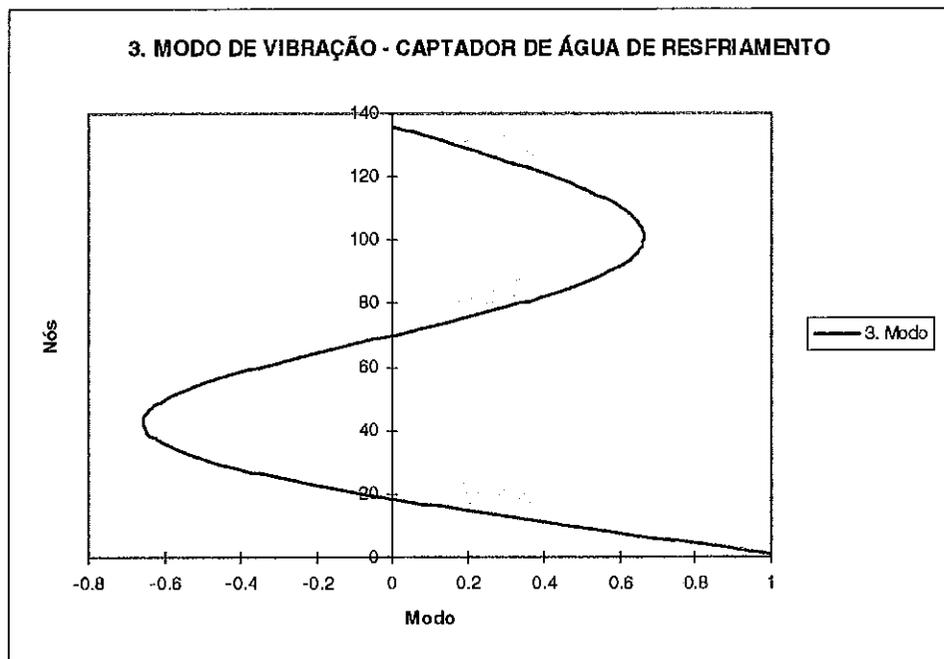


Figura IX.4 – Captador - 3º modo de vibração

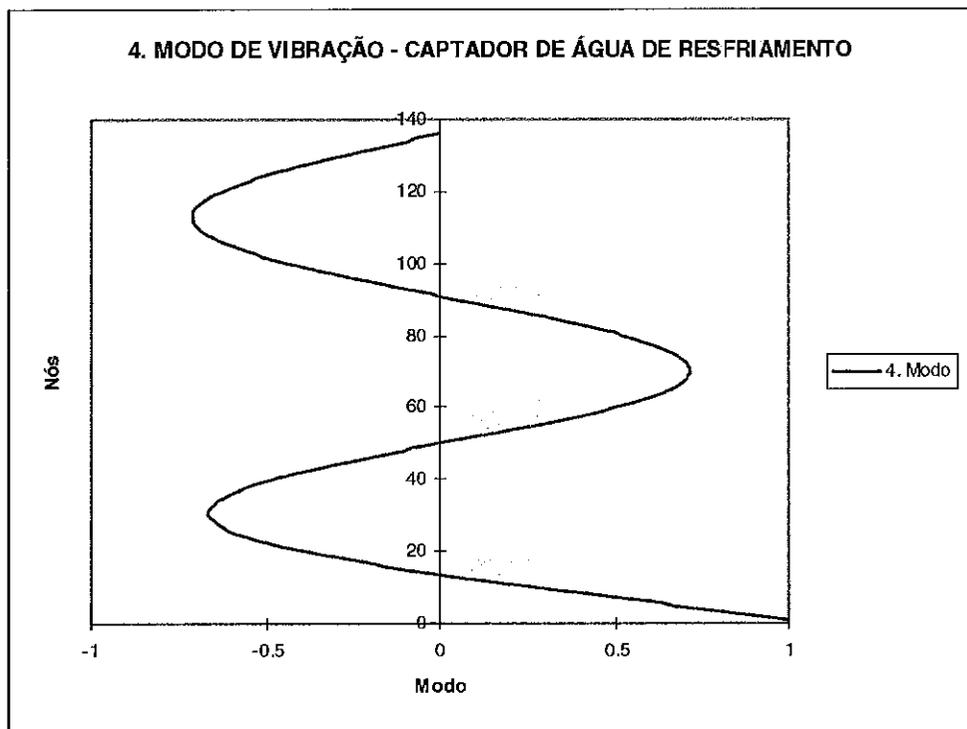


Figura IX.5 – Captador - 4º modo de vibração

As respostas das energias de excitação (*Input Power*) indicam para o 2º modo o valor 0,011, para o 3º modo o valor 0,28 e para o 4º modo o valor 0,71. Como a energia do 4º modo vale mais do que a metade da soma dos outros modos excitados, a resposta da estrutura a esta corrente pode ser considerada uni-modal [3,13,15]. As regiões de excitação para o 2º modo $0,0 < x/L < 0,029$, para o 3º modo $0,625 < x/L < 0,750$ e para o 4º modo $0,853 < x/L < 1,000$. As amplitudes de vibração do 4º modo estão mostradas na Figura IX.6 e o RMS de tensões na Figura IX.7.

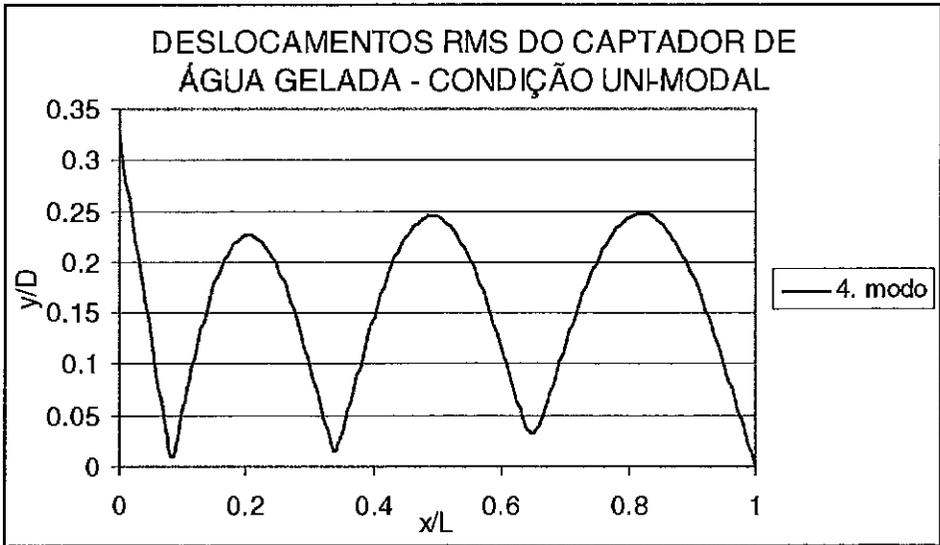


Figura IX.6 – Deslocamentos uni-modais do captador de água gelada

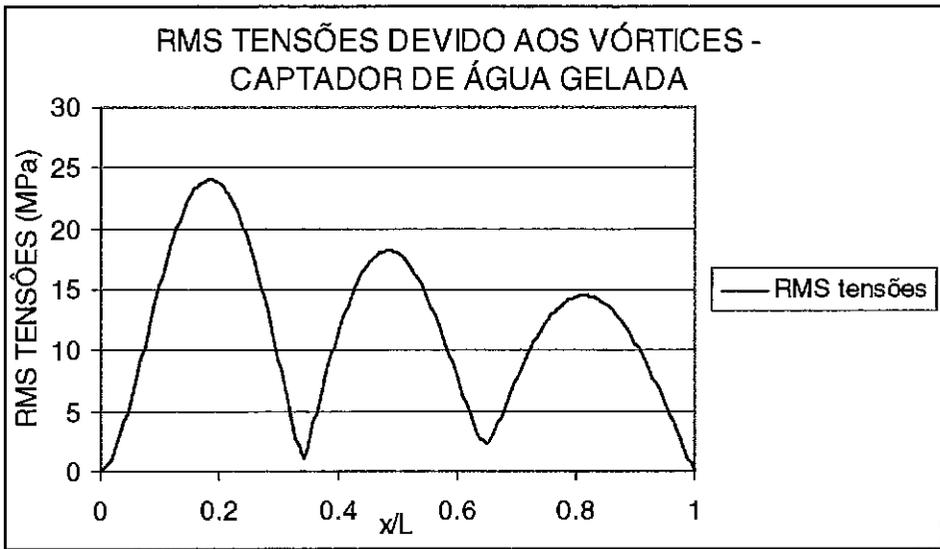


Figura IX.7 – RMS de tensões do captador de água gelada

UTILIZAÇÃO DE SUPRESSORES:

O dano correspondente a esta condição está mostrado na Figura IX.8. Note-se o grande valor do dano, o que impõe ao projetista a utilização de supressores de vórtices (vida útil de 0,47 anos). No capítulo V apresentamos o critério de cálculo para uma estrutura com supressores. Adotamos os valores de coeficiente de sustentação indicado pelo autor do programa SHEAR7, ou seja, $C_L = 0,0014$. A região de excitação, para este caso, varia do nó 85 ao nó 136, ou seja, de $0,6222 < x/L < 1,0000$ (região no topo do captador).

A Figura IX.9 mostra o dano à fadiga do captador com 37,8 % de seu comprimento com supressores, na sua parte superior, ou seja, o supressor cobre 100 % da região de excitação. A vida útil passou de 0,47 anos para $60E+06$ anos em $x/L = 0,244$, ou seja, perto da extremidade livre, onde as trações são pequenas. A curva adotada foi a API X', apresentada nas referências [1,53].

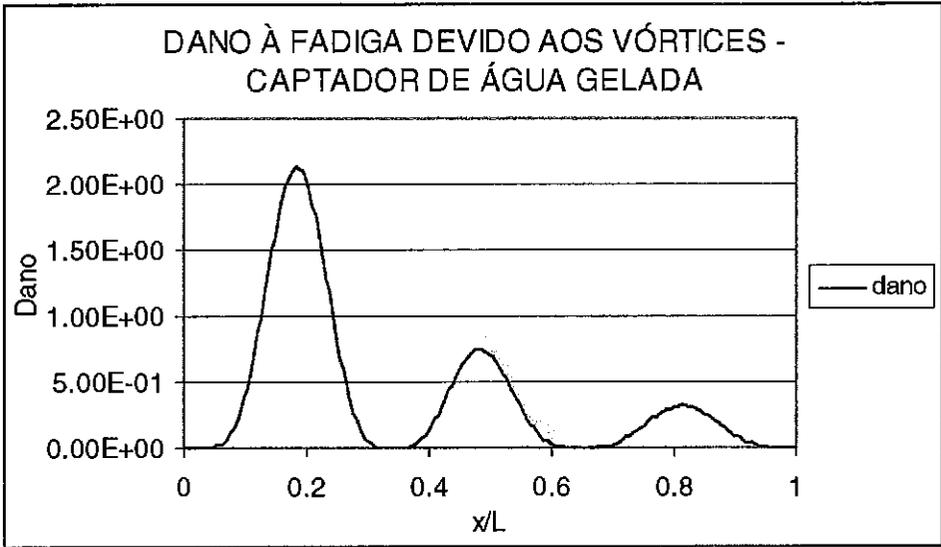


Figura IX.8 – Dano à fadiga do captador de água gelada

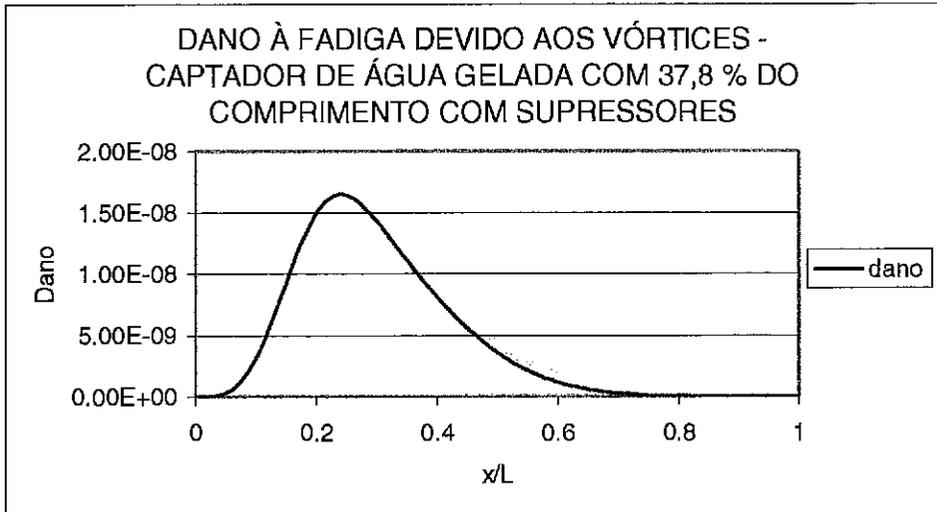


Figura IX.9 – Dano à fadiga do captador de água gelada com 37,8% do comprimento com supressores

Para simplificar o processo de fabricação e instalação, além da redução de custos, reduzimos a área coberta do captador com supressores para 50 % e 25 % de sua região de excitação. As Figuras IX.10 e X.11 mostram os danos à fadiga do captador com *strakes* na região do topo entre $0,8111 < x/L < 1,0000$ (cobertura de 50 % da região de excitação) e $0,9055 < x/L < 1,0000$ (cobertura de 25 % da região de excitação), respectivamente.

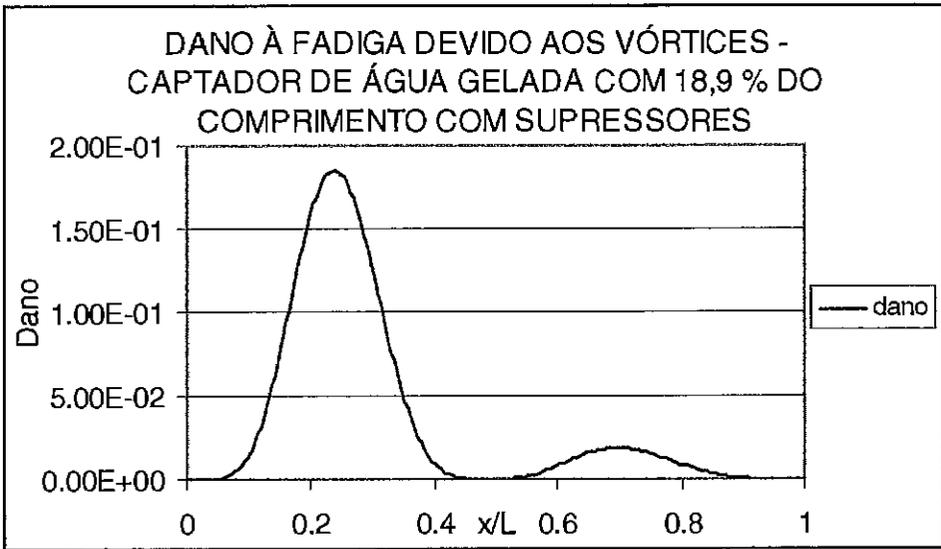


Figura IX.10 – Dano à fadiga do captador de água gelada com 18,9% do comprimento com supressores

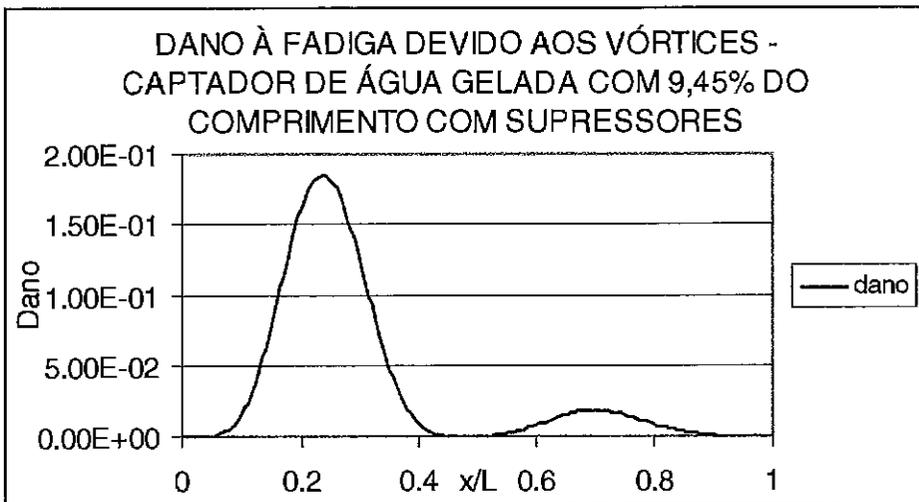


Figura IX.11 – Dano à fadiga do captador de água gelada com 9,45 % do comprimento com supressores

Em ambos os casos, a vida útil diminuiu para 5,4 anos no ponto $x/L = 0,237$, perto da extremidade livre. Para que ambos os resultados dêem iguais, é necessário que a região de excitação não esteja protegida por supressores. De fato, ao analisarmos a estrutura, a região de excitação do 4º modo varia do nó 116 ao 136. Como a análise é uni-modal, ao colocarmos supressores nesta região, o captador alterou sua frequência de excitação para o 3º modo, cujos nós excitados são do 85 ao 102, devido a um novo balanço de energia. Como não houve superposição das regiões excitadas, ao protegermos a estrutura 50 % da região de excitação (entre os nós 110 e 136), ficou sem proteção a região compreendida entre os nós 85 e 102, dando um dano alto. Ao protegermos 25 % da região excitada, o caso se mantém inalterado. Apenas quando protegemos os 2 modos excitados (3º e 4º) é que não há mais regiões de excitação. A conclusão é que quando a análise é uni-modal e suprimimos o modo excitado, devemos analisar também o segundo modo potencialmente ativo. Também devemos estudar outros perfis de corrente, pois excitam outros modos. Plotamos, na Figura IX.12, as velocidades reduzidas do perfil, acrescentando os valores de α e β .

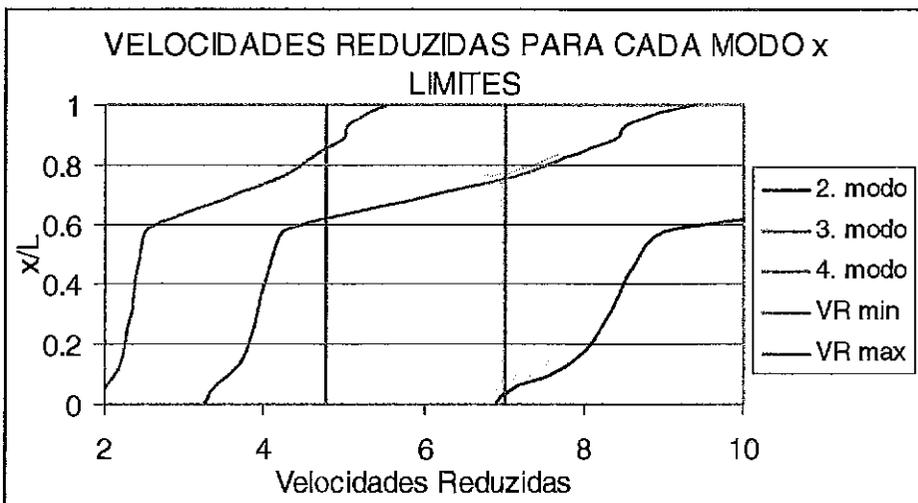


Figura IX.12 – Velocidades reduzidas por modo atuante no captador de água gelada

A região protegida com supressores foi definida baseando-se nas correntes atuantes na estrutura. Caso a análise inclua todos os perfis de corrente de fadiga com suas respectivas probabilidades, podemos considerar que para estas correntes, o captador com supressores está protegido. Caso tenhamos uma corrente que não tenha sido considerada, esta pode excitar a estrutura mesmo com *strakes*, pois a região de excitação pode ser outra e, portanto, podemos ter vibrações, conforme mostrado no exemplo anterior.

Caso o projetista não deseje estimar o valor do coeficiente de sustentação, pode suprimir a corrente no intervalo onde serão instalados os supressores. Então, a Figura IX.13 mostra uma análise do captador sem supressores mas sem corrente no intervalo $0,6222 < x/L < 1,0000$. O valor do dano, neste caso, é de $20E+04$ anos em $x/L = 0,252$ (perto da extremidade livre), validando este tipo de procedimento.

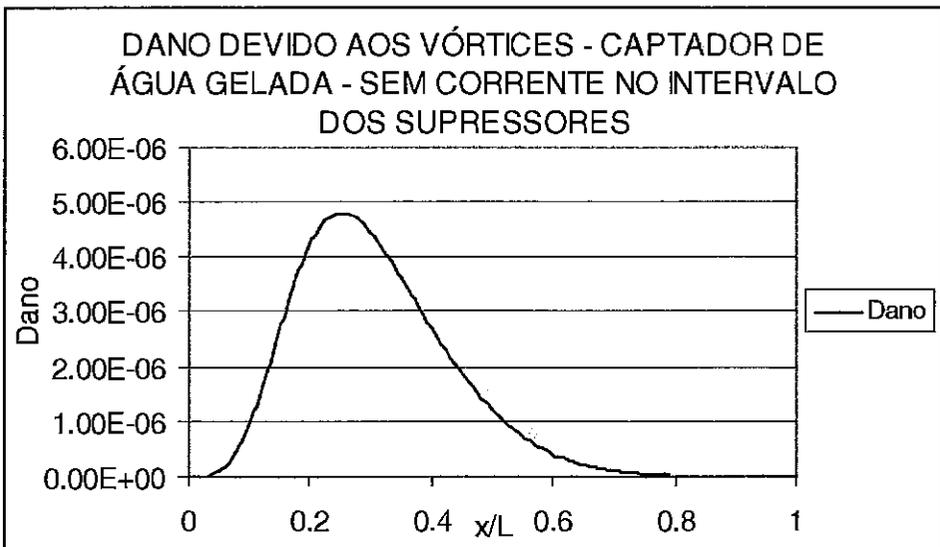


Figura IX.13 – Dano à fadiga do captador de água gelada sem corrente no mesmo intervalo onde estão os supressores

A variação do coeficiente de arrasto para o captador sem supressores está mostrado na Figura IX.14. Note que o valor do C_D chega a 1,787, sendo que o valor inicial foi de 1,0.

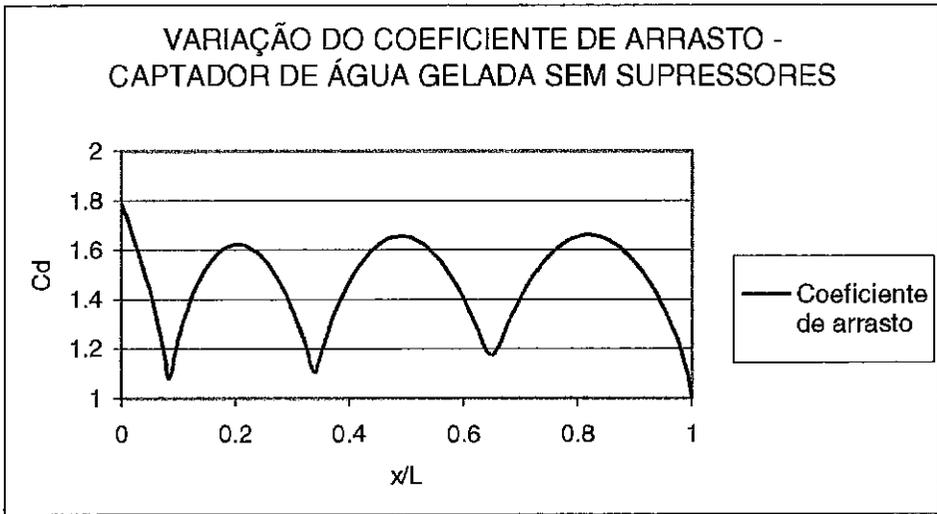


Figura IX.14 – Variação do coeficiente de arrasto no captador sem supressores devido às vibrações

A principal consequência deste aumento são os deslocamentos do captador. Por exemplo, foi rodado o captador no programa RISERFW variando o coeficiente de arrasto. Para $C_D = 1,00$, o deslocamento estático na extremidade livre, para a corrente adotada, foi de 2,754 m, enquanto que para $C_D = 1,787$, o deslocamento na mesma extremidade foi de 3,505 m, ou seja, um aumento de 78,5 %. Sendo esta estrutura rotulada na extremidade superior e livre na extremidade inferior, há uma tendência de comportamento de corpo rígido, sem alteração das curvaturas. Com isto, a máxima intensidade de tensão estática permaneceu igual a 44,41 Mpa, ou seja, 12,4 % do limite de escoamento. Portanto, a não inclusão do aumento do coeficiente de arrasto devido ao VIV nas análises de tensões e/ou fadiga, poderá mascarar os resultados de deslocamentos e esforços, podendo, a estrutura, apresentar problemas no futuro.

No captador, o aumento do coeficiente de arrasto não impõe um acréscimo significativo nos esforços no topo, uma vez que é uma estrutura pendurada e tem uma *flexjoint* no topo, que absorve os aumentos dos fletores. Apenas o esforço cortante seria aumentado, porém sem grandes consequências.

No caso de se adotar supressores com coeficiente de arrasto fixo, vemos que há pouca diferença entre estes valores e os anteriores, como mostra a Figura IX.15. Note que entre $x/L = 0,6222$ a $1,000$, o C_D foi imposto com o valor $1,8$. Como o valor de C_D é diretamente proporcional às amplitudes, vemos que estas são pequenas, pois o arrasto permaneceu perto do valor unitário na região sem supressores.

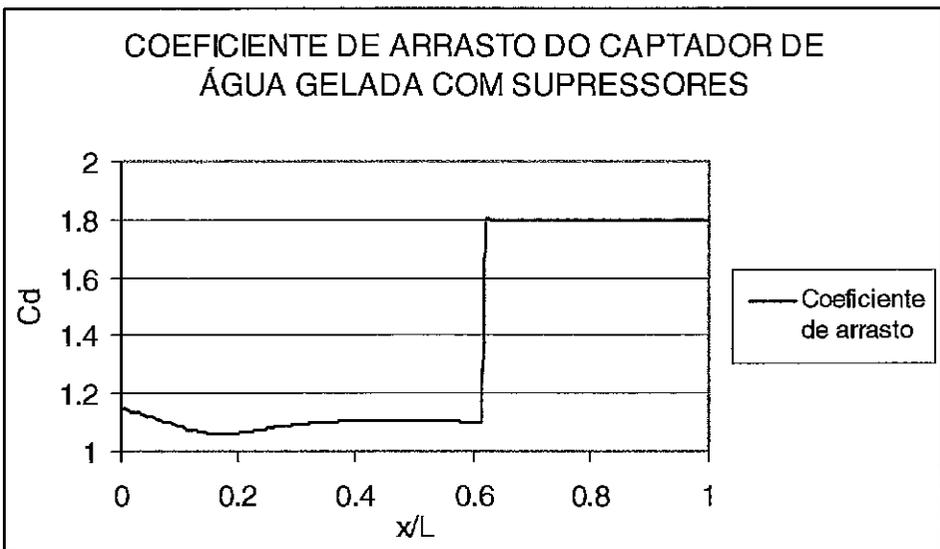


Figura IX.15 – Variação do coeficiente de arrasto no captador devido às vibrações com supressores.

No caso de tiramos a corrente no mesmo intervalo onde estão os supressores, o programa não fornece valores realistas de C_D . No restante da estrutura, vemos na Figura IX.16 que a variação foi similar à apresentada na Figura IX.11, validando as conclusões.

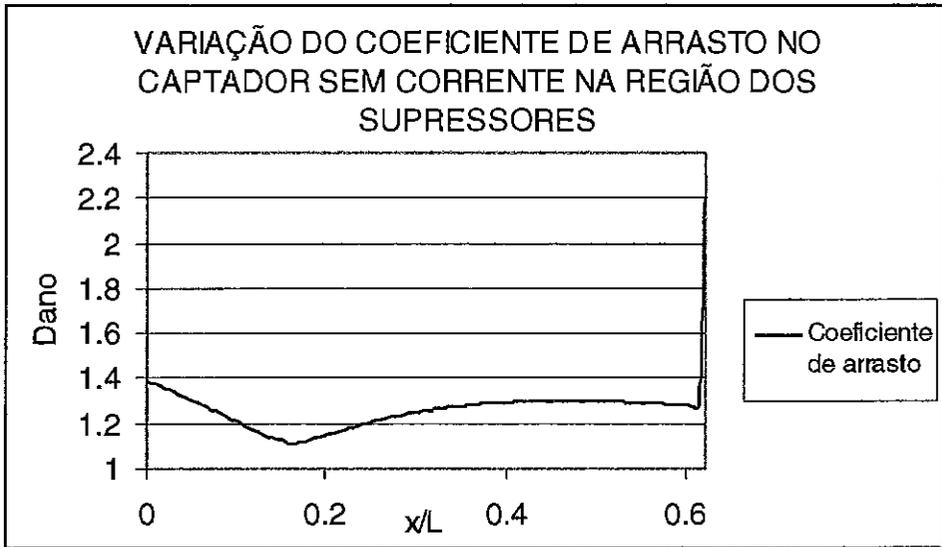


Figura IX.16 – Variação do coeficiente de arrasto no captador devido às vibrações sem corrente na região dos supressores.

ANÁLISE DO EFEITO DE ONDAS E MOVIMENTOS DE APOIO:

Analisaremos agora a variação da resposta desta estrutura quando acrescentamos onda e/ou movimentos no topo junto com a corrente. Para isto, adotaremos uma onda anual de maior probabilidade de ocorrência (direção NE), com $H_{m\acute{a}x} = 7,3$ m e $T_{Hm\acute{a}x} = 11,4$ s e um movimento no topo de amplitude horizontal de 3,0 m e amplitude vertical de 11,0 m, no período da onda. O programa que permite tal análise é o LIC22.

Para uma análise onde somente a corrente é a carga atuante, a Figura IX.17 mostra a resposta do captador para 3 modos. A Figura IX-18 mostra as amplitudes de deslocamento. O programa LIC22 identificou como o 2º modo o

mais crítico, dando uma amplitude máxima de $A/D = 0,309$ na extremidade livre. Ao longo do comprimento, porém, os valores máximos são do 3º modo, onde na extremidade temos $A/D = 0,301$ e ao longo do comprimento, $A/D = 0,200$. As comparações feitas a seguir levarão em conta somente os valores do 3º modo.

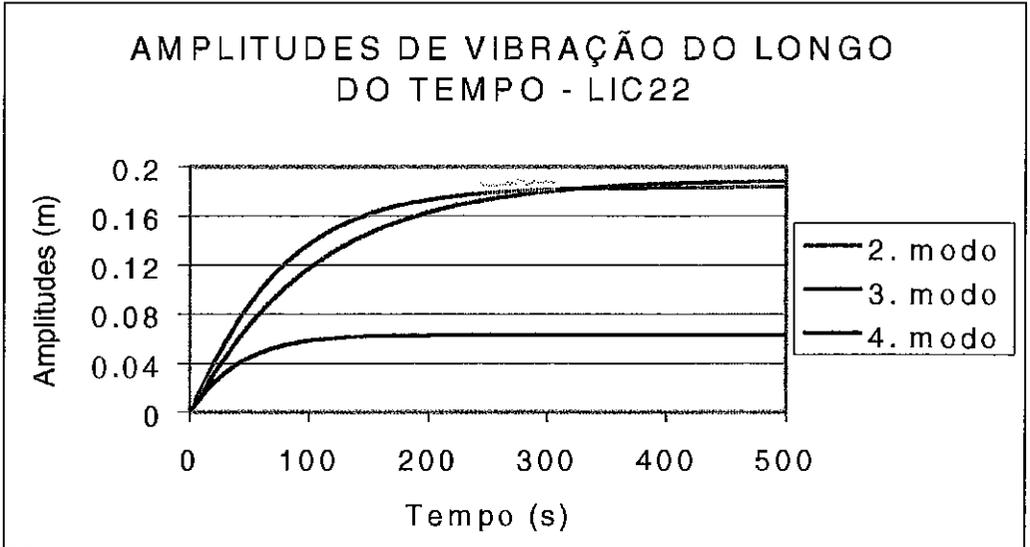


Figura IX.17 – Captador - Amplitudes de vibração ao longo do tempo

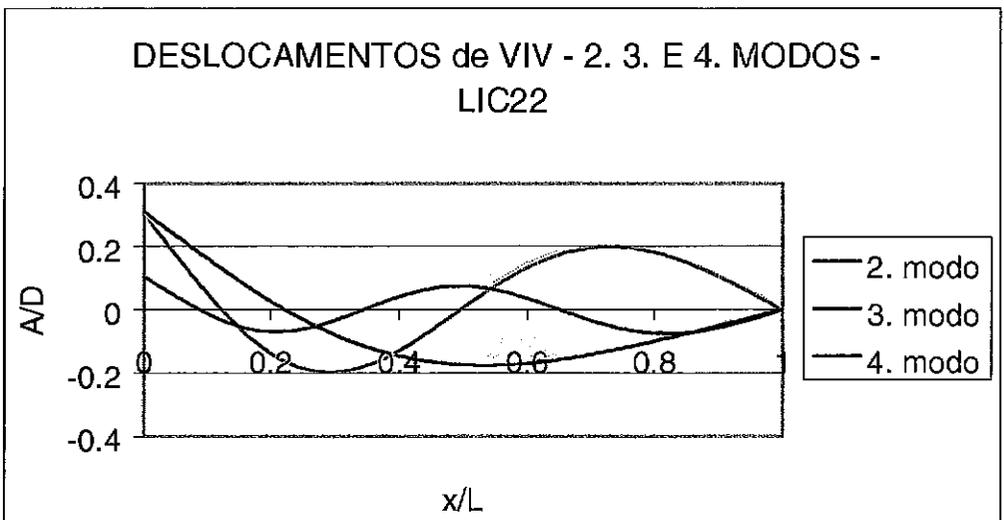


Figura IX.18 – Captador – Deslocamentos de VIV por modo – LIC22

A análise de corrente + onda indicou uma redução das amplitudes: 0,1837 m para 0,0661 m, em média. A Figura IX.19 mostra esta resposta e a Figura IX.20 mostra um *zoom* de um período, mostrando a influência da onda na resposta.

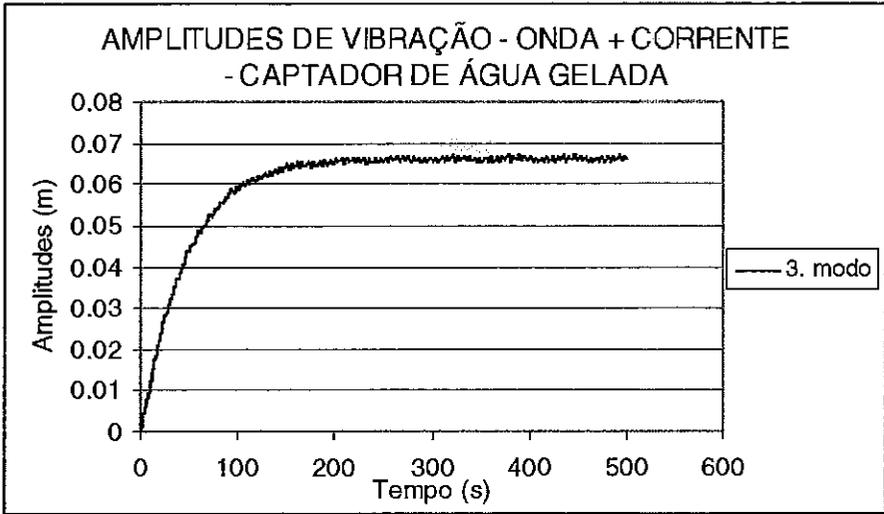


Figura IX.19 – Resposta do captador devido à corrente + onda

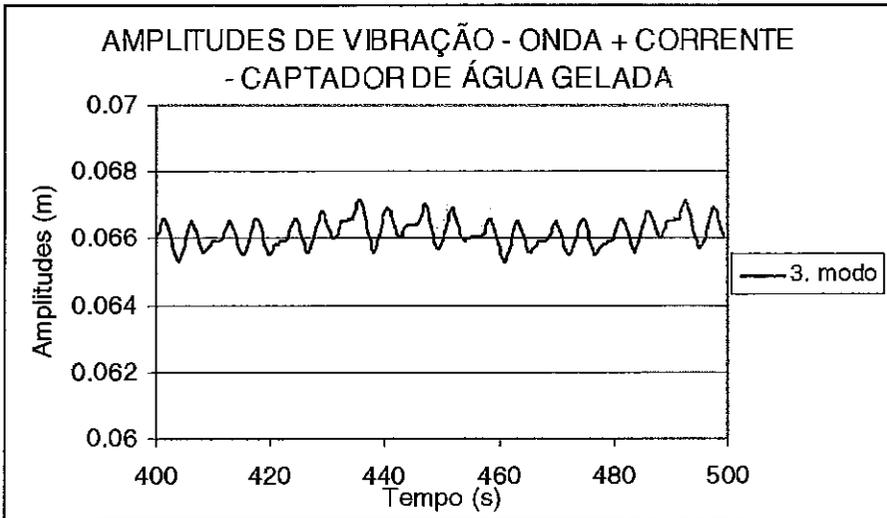


Figura IX.20 – *Zoom* da resposta do captador devido à corrente + onda

As amplitudes de deslocamento do captador sob o efeito de ondas e corrente reduziram para um valor de $A/D = 0,1089$ na extremidade livre, contra $A/D = 0,301$ com carregamento somente de corrente. Ao longo do comprimento, a redução deu-se de $A/D = 0,200$ para $A/D = 0,072$. A Figura IX-23 mostra as amplitudes dos casos analisados.

Caso se deseje acrescentar a onda utilizando o programa SHEAR7, a única opção é acrescentar uma onda congelada, sendo que o acréscimo da porção submersa é a altura de onda e as velocidades de “corrente” neste intervalo tem os mesmos valores da velocidade superficial + velocidade do orbital da onda, tomando o cuidado do perfil ser monotônico.

As análises com movimento imposto + corrente deram como resultado uma amplitude máxima de 0,1375 m, conforme mostra a Figura IX.21. A amplitude máxima deste modo está mostrado na Figura IX.23. Comparando com a análise de somente a corrente, as amplitudes caíram de $A/D = 0,301$ para $A/D = 0,226$.

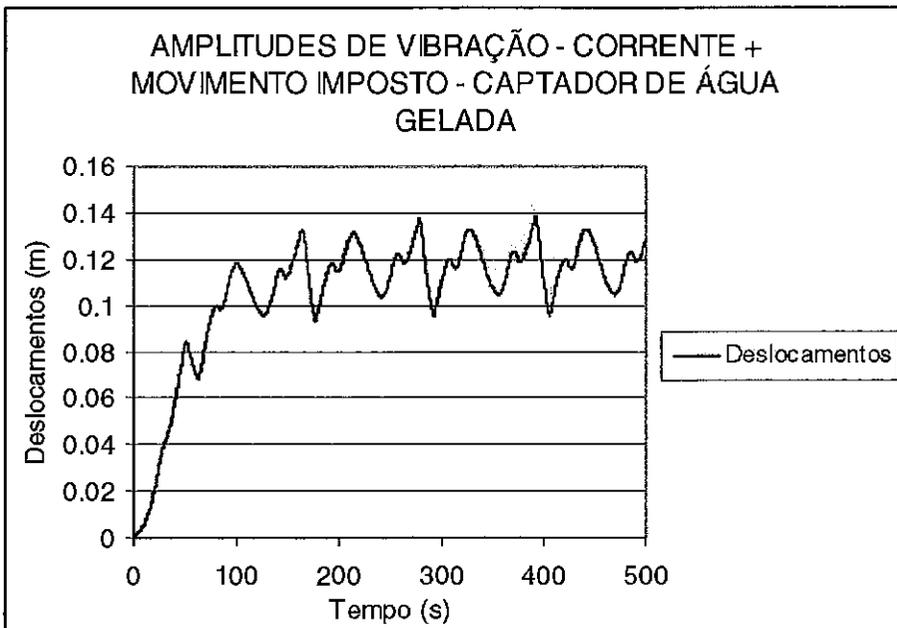


Figura IX.21 – Resposta do captador sujeito à corrente + movimento imposto

Finalmente, ao analisarmos o captador sujeito à onda + corrente + movimento imposto, temos que a amplitude máxima atinge o valor de 0,1087 m, conforme mostra a Figura IX.22. A amplitude máxima deste modo está mostrado na Figura IX.23. Comparando com a análise de somente a corrente, as amplitudes caíram de $A/D = 0,301$ para $A/D = 0,226$.

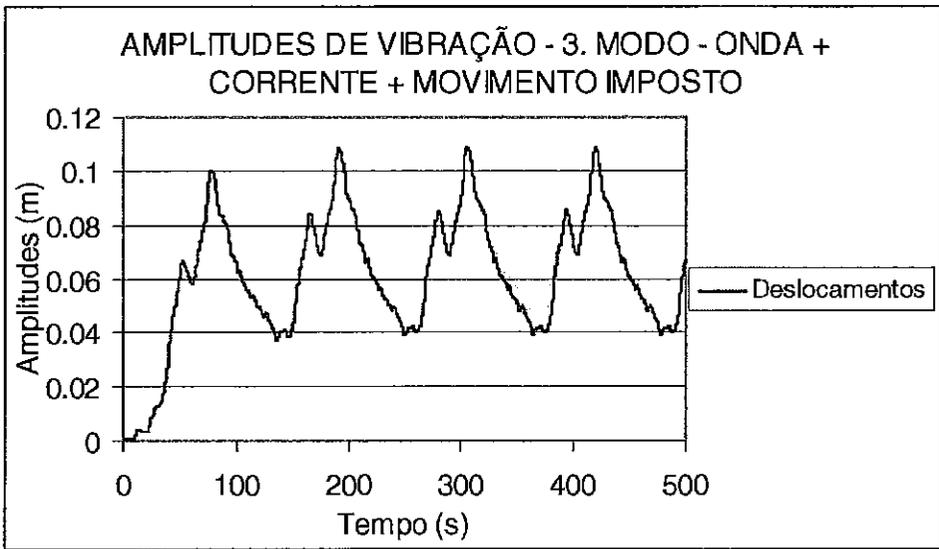


Figura IX.22– Resposta do captador sujeito à onda + corrente + movimento imposto

A Figura IX.23 mostra uma comparação entre os casos analisados. O caso onda + corrente foi o que deu menores amplitudes de vibração, seguido do caso onda + corrente + movimento imposto no topo. O caso corrente + movimento imposto foi o que houve menores reduções nas amplitudes, mas todos os casos analisados houve melhoras nas amplitudes de vibração. Isto quer dizer que uma análise considerando somente corrente é uma análise conservativa, implicando maiores danos à fadiga. Cabe o cuidado do projetista escolher bem os

perfis de modo que o nível de conservadorismo não seja grande, a ponto de se perder o controle do fator de segurança embutido nas análises.

A prática usual de projeto é de calcular-se o C_D devido ao VIV somente com corrente e empregá-lo nas condições extremas de projeto onde estão presentes a onda centenária e os correspondentes movimentos impostos do corpo flutuante. Dependendo do problema, esta prática pode ser extremamente conservativa.

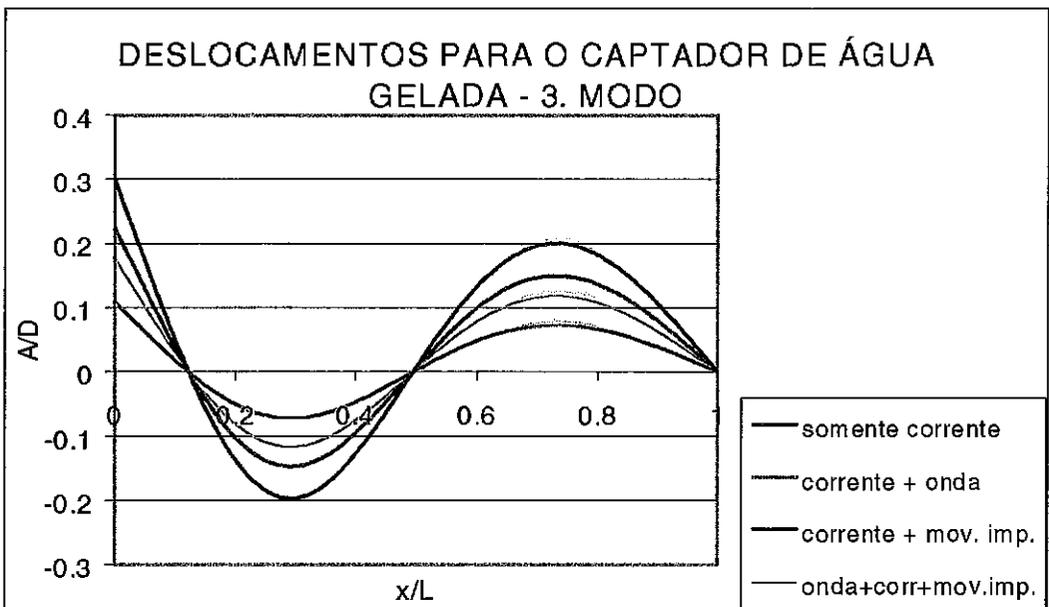


Figura IX.23 – Deslocamentos de VIV do captador para diversos casos

Uma observação importante é que a utilização do programa LIC22 nesta tese teve como principal objetivo analisar-se a influência da onda, dos movimentos de topo e as diferenças entre um perfil real e um perfil monotônico, como veremos mais adiante. Dadas as grandes diferenças entre as filosofias dos programas

SHEAR7 e LIC22, uma comparação direta entre os resultados não é relevante neste momento.

CONSIDERAÇÕES SOBRE A ANÁLISE UNI-MODAL:

Um outro aspecto que deve ser levado em conta é se a resposta da estrutura é uni-modal ou multi-modal. Uma análise preliminar deve ser feita com todos os modos participantes atuando na resposta e verificar se o nível de energia de um modo é maior que 50 % em relação aos outros ou se seu nível de energia é superior ao dobro do modo seguinte na escala de energia. Para fazermos esta análise, adotamos o perfil NE de Albacora, decenário, onde temos um perfil quase constante, conforme mostrado na Figura IX.24.

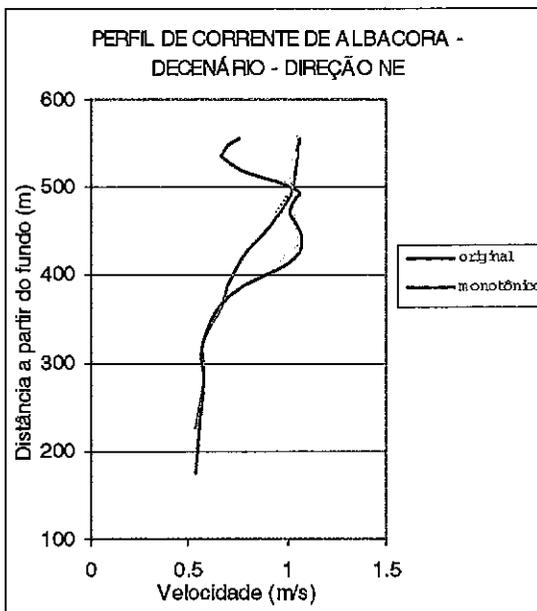


Figura IX.24 – Perfil decenário – direção NE – Albacora

Este perfil tem uma razão de velocidade $(\Delta U/U_{méd}) = 0,6832$, indicando uma maior uniformidade. Com isto, a tendência da estrutura é vibrar em poucos

modos (quando se tem um perfil constante, a estrutura vibra somente em uma frequência distinta). Foram excitados os modos de número 4, 5 e 6. Na análise multi-modal, todos os modos participam da resposta e a tendência é ter uma certa atenuação, reduzindo o dano. Na resposta uni-modal, toda a energia está voltada para aquele modo e, portanto, teremos um maior dano. Este fato está mostrado na Figura IX.25. Note-se que para este perfil, o dano é muito elevado, tendo 36 % de seu comprimento como região de excitação (parte superior do captador) e cuja velocidade de corrente mínima nesta região é 0,80 m/s e sendo 0,54 m/s a velocidade mínima do perfil, vemos que a diferença é pequena, indicando que toda a estrutura está vibrando.

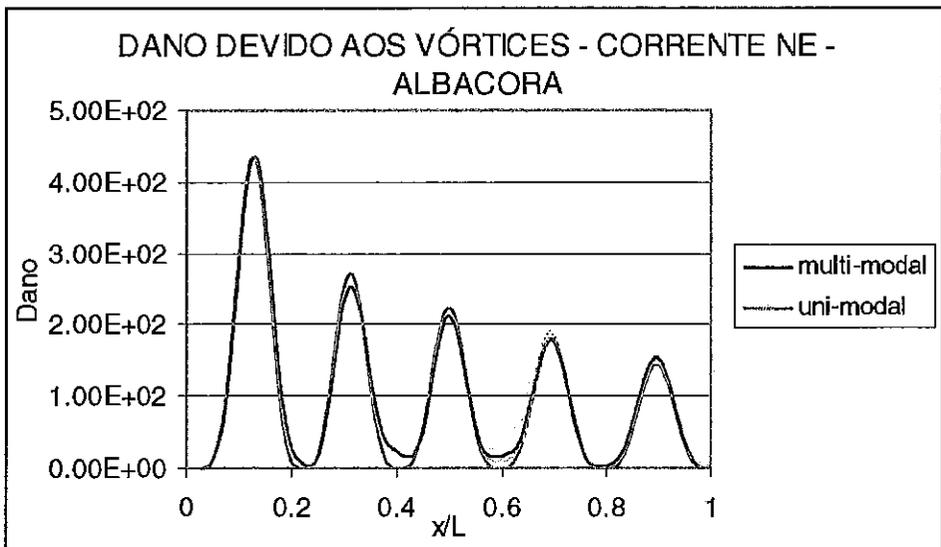


Figura IX.25 – Dano decenário – corrente NE - Albacora

Utilizando os parâmetros descritos no capítulo II, temos, para o caso multi-modal, N_s (número de modos) = 3 (4 a 6). Entrando na Figura II.14 com $\Delta U/U_{méd} = 0,6832$, temos uma resposta uni-modal. A energia de excitação (*Input*

Power) do modo dominante (modo 6) vale 66,14 % da energia total e o segundo modo (modo 5) vale 32,09 %. A razão do comprimento excitado do modo dominante é 36,3 %. A resposta esperada para este caso é uni-modal, pois o modo dominante tem uma energia 50 % maior do que os outros modos e excita grande parte do comprimento da estrutura. Este fato é confirmado quando comparamos as duas curvas da Figura IX.25, onde os danos são praticamente os mesmos, indicando ter um único modo dominando na resposta.

Foi adotado o valor de $\xi = 0,003$ para o amortecimento estrutural. O valor do amortecimento total modal incluindo a parte estrutural é de $\xi_n = 0,02735$. Como temos o 6º modo atuando, o produto $n\xi_n$ (parâmetro de propagação da onda) vale 0,1641, indicando uma pequena atenuação na resposta. De fato, pela Figura IX.26 que mostra a resposta multi-modal, vemos que, tanto os deslocamentos RMS quanto a variação do coeficiente de arrasto, há uma pequena atenuação do topo para o fundo do captador. A figura também mostra que temos 6 picos distintos, indicando que o 6º modo domina na resposta.

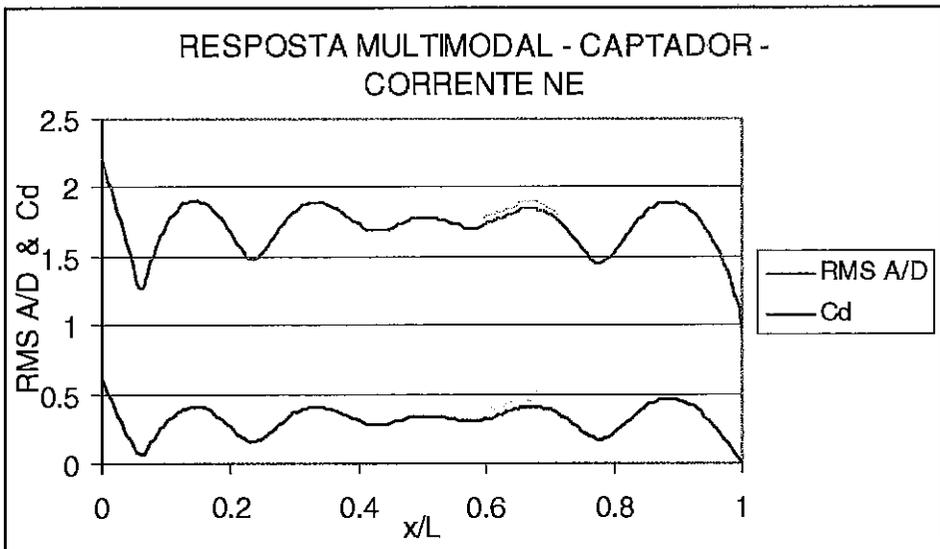


Figura IX.26 – Resposta multi-modal do captador – deslocamentos RMS e C_D

INFLUÊNCIA DE S E DA BANDA

Nas análises feitas anteriormente, utilizamos os valores de velocidade reduzida de 4,9 a 7, fruto da adoção de $S = 0,17$ e Largura de Banda (LB) = 0,38. Para o perfil utilizado, temos um número de Reynolds igual a $4,1 \times 10^5$, o que leva, segundo o manual do programa SHEAR7 [13], a utilização do número de Strouhal entre 0,20 e 0,30. A largura de banda depende da razão de massa ($m/\rho D^2$); no caso analisado, seu valor (= 2,10) sugere a utilização de largura de banda entre 0,4 a 0,6 [13].

Um aumento no número de Strouhal implica em um aumento na frequência de excitação, podendo atingir outros modos superiores. Este aumento, por sua vez, reduz a velocidade reduzida média, alterando a posição dos comprimentos de excitação. Um aumento na largura de banda implica em aumentar o comprimento de excitação, reduzindo o(s) comprimento (s) de amortecimento.

Um estudo paramétrico foi feito para termos sensibilidade nas respostas do captador a estes parâmetros. Quatro análises foram feitas:

- a) $S = 0,17$ e $LB = 0,38$ ($\alpha = 4,9$ e $\beta = 7$);
- b) $S = 0,20$ e $LB = 0,40$ ($\alpha = 4,2$ e $\beta = 6$);
- c) $S = 0,22$ e $LB = 0,50$ ($\alpha = 3,6$ e $\beta = 5,7$);
- d) $S = 0,26$ e $LB = 0,60$ ($\alpha = 2,9$ e $\beta = 5$);

Os resultados, apresentados nas Figuras IX.27 e IX.28 mostram que variando as velocidades reduzidas, podemos ter grandes variações na resposta. Por exemplo, o dano no ponto $x/L = 0,585$ varia de $1,53E+01$ para o caso (a), $2,15E+02$ para o caso (b), $5,47E+02$ para o caso (c) e $3,88E+02$ para o caso (d), variando os valores em até 35 vezes.

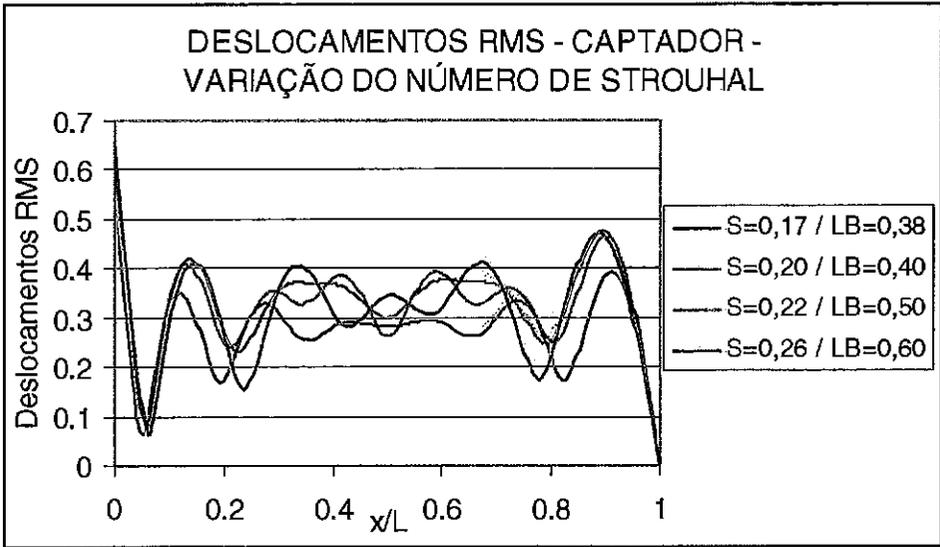


Figura IX.27 – Deslocamentos RMS do captador para vários n^{os} de Strouhal

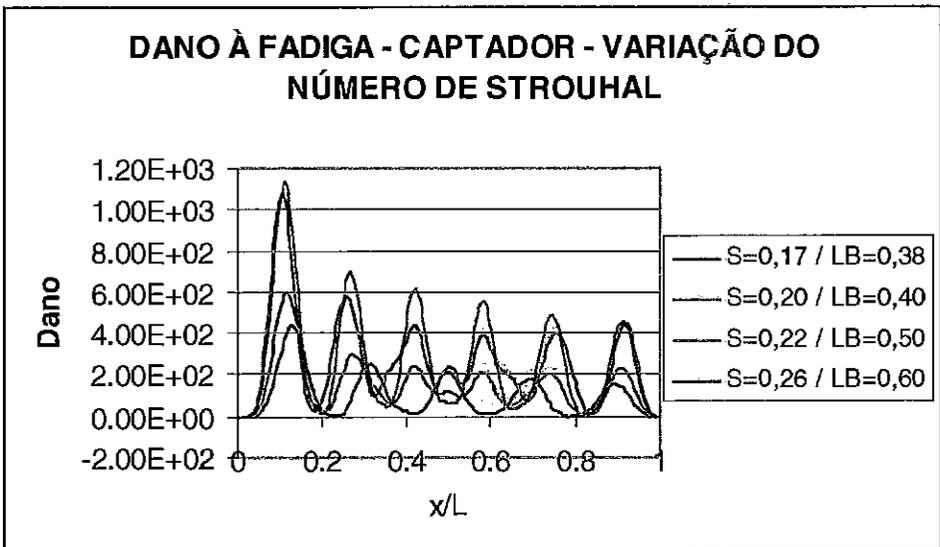


Figura IX.28 – Dano do captador para vários n^{os} de Strouhal

A Tabela IX.3 mostra um resumo dos deslocamentos e do dano, apresentados nas Figuras IX.27 e IX.28.

x/L	St=0,17 LB=0,38		St=0,20 LB=0,40		St=0,22 LB=0,50		St=0,26 LB=0,60	
	RMS A/D	DANO	RMS A/D	DANO	RMS A/D	DANO	RMS A/D	DANO
0,0	0,624	0,0	0,657	0,0	0,649	0,0	0,545	0,0
0,1	0,306	3,28E+2	0,340	5,65E+2	0,353	1,10E+3	0,329	1,08E+3
0,2	0,266	2,80E+1	0,272	2,68E+1	0,248	1,95E+1	0,173	7,70E+1
0,3	0,369	2,43E+2	0,361	2,11E+2	0,350	2,74E+2	0,304	2,01E+2
0,4	0,307	2,31E+1	0,368	1,82E+2	0,380	4,43E+2	0,282	3,66E+2
0,5	0,345	2,10E+2	0,301	1,15E+2	0,266	6,52E+1	0,282	2,43E+2
0,6	0,320	1,76E+1	0,376	1,78E+2	0,391	4,42E+2	0,290	3,34E+2
0,7	0,379	1,72E+2	0,365	1,40E+2	0,352	1,78E+2	0,305	1,24E+2
0,8	0,221	3,08E+0	0,253	2,32E+1	0,251	4,74E+1	0,219	1,62E+2
0,9	0,458	1,49E+2	0,472	2029E+2	0,465	4,37E+2	0,391	3,94E+2
1,0	0,0	1,26E-6	0,0	2,36E-6	0,0	4,72E-6	0,0	3,68E-6

Tabela IX.3 – Tabela comparativa dos resultados da análise de VIV variando o número de Strouhal e a largura de banda

Os valores do número de Strouhal para 0,17 e 0,20 estão dentro da faixa do número de Reynolds que normalmente ocorre na Bacia de Campos. Para o valor de $S = 0,22$, as incertezas já estão na ordem de 2 [98] e para valores de $S = 0,26$, a probabilidade de ocorrência é muito pequena.

O inverso do número de Strouhal dá o valor médio do intervalo de excitação dado pela velocidade reduzida. A escolha destes intervalos foi feita tentando manter a mesma distância entre os valores máximos e mínimos.

Vandiver sugere, os seguintes valores [13]:

	Re maior que 10^5			Re menor que 10^5		
	Análise Preliminar	Análise uni-modal	Análise multi-modal	Análise Preliminar	Análise uni-modal	Análise multi-modal
Nº Strouhal	0,2 a 0,3	0,2 a 0,3	0,2 a 0,3	0,15 a 0,18	0,15 a 0,18	0,15 a 0,18
Largura de Banda (1)	0,4 a 0,6	0,4 a 0,6	0,2 a 0,4	0,4 a 0,6	0,4 a 0,6	0,2 a 0,4
Largura de Banda (2)	0,6 a 0,8	0,6 a 0,8	0,4 a 0,6	0,6 a 1,0	0,6 a 1,0	0,2 a 0,4

(1) para razão de massa alta ($>3,0$)

(2) para razão de massa baixa ($<1,5$)

Tabela IX.4 – Valores de S e largura de banda recomendados por Vandiver

INFLUÊNCIA DO PERÍODO DE RETORNO

Um outro resultado interessante é quando variamos o período de retorno das correntes marinhas. Apresentamos, na Tabela IX.5, 3 perfis de corrente originais de Albacora, na Baía de Campos, na direção NE, planar. Na Tabela IX.6 estão os mesmos perfis transformados em monotônicos utilizando o programa PERFIL. As razões de velocidade ($\Delta U/U_{méd}$) = 0,6371, 0,6056 e 0,6540, respectivamente para os perfis anual, decenário e centenário, indicam uma uniformidade equivalente. A estrutura foi analisada sem supressores de vórtices. Os modos excitados para a corrente anual foram número 3, 4 e 5; para o perfil decenário, os modos foram 4, 5 e 6 e para o perfil centenário, os modos foram 5, 6 e 7. A Figura IX.29 mostra as amplitudes RMS do captador sujeito aos 3 perfis. As amplitudes máximas ocorreram na extremidade livre e com $A/D \sim 0,6$. Ao longo da estrutura, não houve alterações dos valores das amplitudes, mesmo a estrutura tendo sido excitada por diferentes modos. A Figura IX.30 mostra os danos, sendo que os valores máximos anual é $0,249E+02$, decenário $0,442E+03$ e

centenário $0,180E+04$, indicando uma grande sensibilidade da estrutura aos valores máximos de velocidade de corrente.

PROFUNDIDADE (m)	PERÍODO DE RETORNO		
	1 Ano	10 Anos	100 Anos
5	0,56	0,87	1,17
20	0,46	0,75	1,03
40	0,39	0,67	0,94
60	0,40	0,80	1,19
80	0,55	1,05	1,37
100	0,59	1,01	1,41
150	0,60	1,06	1,51
200	0,30	0,70	1,07
250	0,31	0,58	0,84
300	0,33	0,58	0,83
400	0,37	0,50	0,62

Tabela IX.5 – Perfis anuais, decenários e centenários originais de Albacora – direção NE

PERFIL 1 ANO		PERFIL 10 ANOS		PERFIL 100 ANOS	
x/L	V (m/s)	x/L	V (m/s)	x/L	V (m/s)
1,000	0,600	1,000	1,060	1,000	1,510
0,843	0,590	0,965	1,050	0,813	1,410
0,754	0,550	0,750	1,010	0,731	1,370
0,677	0,460	0,616	0,800	0,616	1,190
0,576	0,400	0,572	0,750	0,545	1,070
0,503	0,390	0,492	0,700	0,509	1,030
0,482	0,350	0,419	0,670	0,371	0,940
0,319	0,330	0,305	0,580	0,305	0,840
0,157	0,310	0,153	0,580	0,153	0,830
0,0	0,300	0,0	0,540	0,0	0,725

Tabela IX.6 – Perfis anuais, decenários e centenários monotônicos de Albacora – direção NE

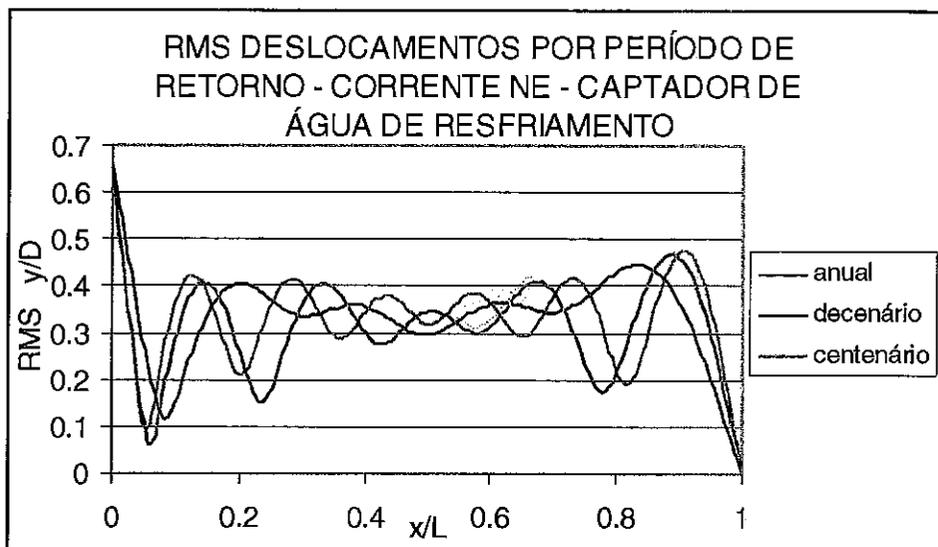


Figura IX.29 – Deslocamentos RMS do captador sujeito a 3 perfis de corrente NE

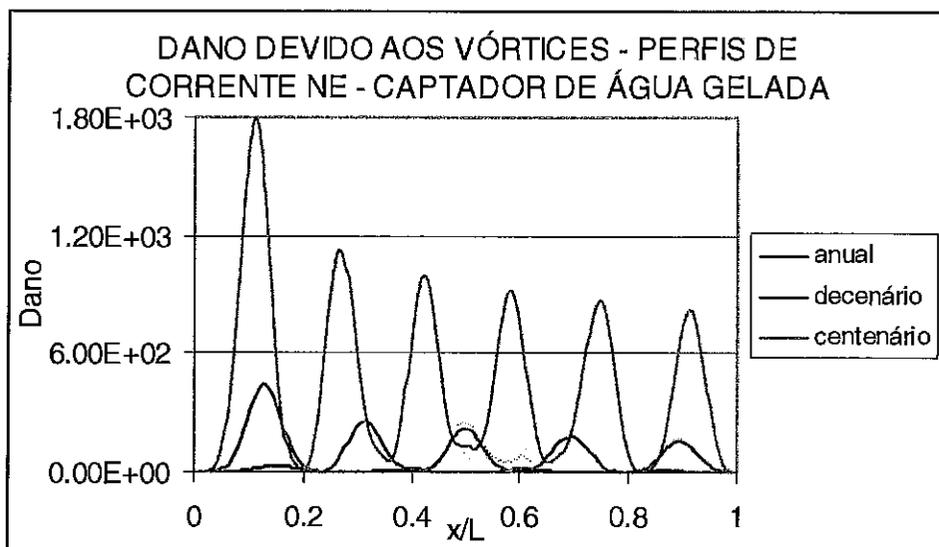


Figura IX.30 – Dano do captador sujeito a 3 perfis de corrente NE

IX.2.2. CONCLUSÕES DAS ANÁLISES

Analisamos o captador nas mais diferentes situações, incluindo variações de carregamentos, velocidades reduzidas, etc. e chegamos a conclusão que as respostas ao VIV de estruturas do tipo captador são sensíveis às variações da velocidade reduzida e ao período de retorno adotado nas análises. Cabe ressaltar que o período de retorno das correntes de fadiga não é o anual. Perfis anuais de corrente são perfis extremos, não usados na análise final de VIV. Apenas verifica-se o dano para a corrente centenária, sem que haja uma decisão final sobre a utilização ou não de supressores.

Verificamos que os supressores realmente reduzem em muito as vibrações do riser, embora (no caso dos *strakes*) há um aumento no valor do coeficiente de arrasto. Neste tipo de estrutura, é possível adotar o critério de eliminar a corrente no intervalo correspondente à colocação dos supressores, para o caso do analista não querer estimar o valor do coeficiente de sustentação.

Como observamos nos exemplos de corrente + movimentos impostos, o próprio movimento faz com que a estrutura produza vibrações, geralmente em fase diferente das vibrações produzidas por correntes. A soma destas parcelas, em geral, reduz as amplitudes de vibração. Ao acrescentarmos a onda, estas três parcelas, também com fases diferentes, reduzem as amplitudes, conforme mostrados nos exemplos. A análise de VIV levando-se em conta somente a corrente é conservativa, pois acrescentando ondas e/ou movimentos impostos no topo, estes carregamentos quebram parcialmente o sincronismo do movimento devido somente à corrente, diminuindo as amplitudes de vibração e o dano.

Esta afirmativa é confirmada através do exemplo a seguir, onde analisamos um determinado perfil de corrente + onda no LIC22 e apenas a corrente acrescentada da onda congelada.

IX.3. RISER RÍGIDO DE PERFURAÇÃO

A Figura I.3 mostra um riser rígido de perfuração e no item VI.4 há uma descrição mais detalhada desta estrutura. Os dados deste riser estão mostrados a seguir:

Campo: Roncador

Lâmina d'água: 1200,00 m

Altura da cabeça de poço: 3,78 m acima do fundo do mar

BOP: 7,50 m de altura e 84482,0 kg de peso na água

LMRP: 6,25 m de altura e 48827,0 kg de peso na água

Valor do *overpull* entre o BOP e LMRP: 222396,0 N (tração mínima)

Tração no topo: 4330,00 kN

Razão de tração: 19,47

Diâmetro externo médio do riser: 0,4731 m

Diâmetro interno médio do riser: 0,4413 m

Espessura média: 0,015875 m

Diâmetro de arrasto = Diâmetro de inércia: 0,4731 m

Comprimento total da coluna de riser: 1182,47 m

Densidade do fluido externo: 1025,42 kg/m³

Viscosidade cinemática da água: 1,5504E-06 m²/s

Densidade relativa do fluido interno: 1,169

Densidade do aço: 7850 kg/m³

Módulo de elasticidade: 2,10E+11 N/m²

Composição da coluna a ser analisada:

a) 1 *fin-joint* : comprimento: 15,24 m ;

massa no ar: 11707,22 kg; massa na água: 13472,08 kg

a) 76 juntas de riser sem flutuador: comprimento de cada junta: 15,24 m

massa no ar de cada junta: 4989 kg; massa na água: 4338 kg

b) 1 *pup-joint*: comprimento: 8,99 m

massa no ar: 2942,99 kg; massa na água: 2558,96 kg

Massa da coluna de risers no ar a partir do topo do LMRP: 333.0437 kg/m

Massa da coluna de risers na água a partir do topo do LMRP: 292,3702 kg/m

Massa do fluido interno: 178,802 kg/m

Massa adicional: 180,26 kg/m

Coefficiente de arrasto: 0,773

Coefficiente de inércia: 2,0

Número de Strouhal: 0,17

Largura de Banda: 0,38

Amortecimento estrutural: 0,003

Fator de concentração de tensão global: 1,45

Curva S-N da API X: S₁ = 1,0E+08 N/m² para N₁ = 2,0E+06 ciclos

S₂ = 2,0E+08 N/m² para N₂ = 1,0E+05 ciclos

Corrente adotada: corrente de fadiga SUL - 15,97% de ocorrência no ano (maior probabilidade entre todos os perfis de fadiga):

Profundidade (m)	Velocidade de corrente (m/s)
superfície	0,35
100	0,32
187	0,26
961	0,14
1000	0,13
fundo	0,13

Com estes dados, tiramos as seguintes informações:

- a) amortecimento equivalente $\xi_n = 0,02636$ (4º modo)
- b) parâmetro de propagação da onda $n\xi_n = 0,1054$
- c) frequências de excitação atuante na estrutura: $f_{\max} = 0,1258$ Hz
 $f_{\min} = 0,0467$ Hz
- d) razão de velocidade $\Delta U/U_{av} = 1,074$
- e) número de modos potencialmente excitados $N_s = 4$
- f) parâmetro de caracterização $P = 9,51$
- g) razão de massa $\frac{m_t}{\rho D^2} = 2,2301$

IX.3.1 MODELAGEM E ANÁLISES

Primeiramente foi modelado o riser no programa ANFLEX. A modelagem se compõe de 101 nós, 100 elementos de comprimento igual a 11,825 m. A Figura IX.31 mostra o desenho do modelo estrutural adotado.

O RISERFW foi modelado com 100 elementos de 11,8247 m cada, sendo que a coluna é bi-rotulada. O SHEAR7 também tem 100 elementos e com elemento de viga bi-rotulada. A Tabela IX.7 mostra um resumo dos 10 primeiros modos de vibração.

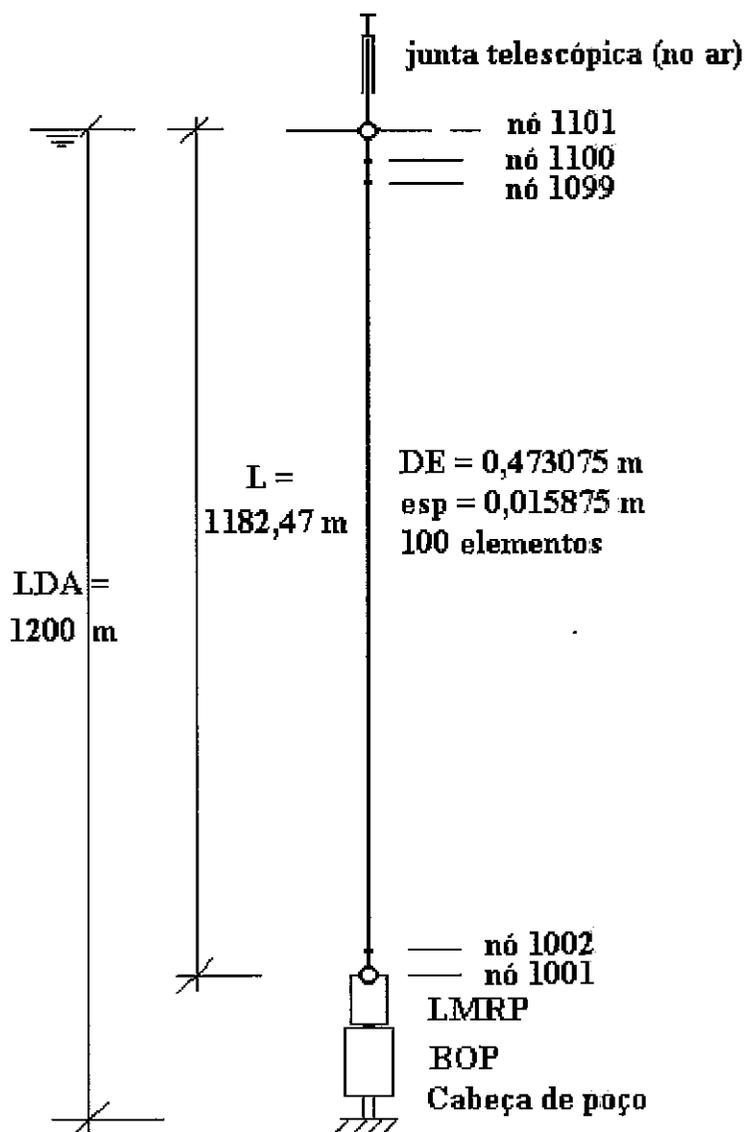


Figura IX.31 – Modelo estrutural do riser de perfuração

MODOS	ANFLEX		RISERFW		SHEAR7	
	Freq. (Hz)	Período (s)	Freq. (Hz)	Período (s)	Freq. (Hz)	Período (s)
1	0.0230	43.429	0.0231	43.234	0.0232	43.017
2	0.0465	21.522	0.0467	21.428	0.0466	21.459
3	0.0699	14.296	0.0702	14.236	0.0700	14.286
4	0.0936	10.687	0.0940	10.642	0.0936	10.684
5	0.1174	8.518	0.1179	8.482	0.1174	8.518
6	0.1415	7.068	0.1421	7.039	0.1414	7.072
7	0.1658	6.030	0.1665	6.001	0.1658	6.031
8	0.1905	5.249	0.1913	5.228	0.1904	5.252
9	0.2155	4.639	0.2164	4.621	0.2155	4.640
10	0.2410	4.150	0.2419	4.134	0.2409	4.151

Tabela IX.7 – Frequências naturais do riser rígido de perfuração

Os modos potencialmente ativos são os de número 2, 3, 4 e 5, sendo o 4º modo o de maior energia. Os respectivos comprimentos de excitação são, para o 2º modo $0,0 < x/L < 0,267$, para o 3º modo $0,297 < x/L < 0,634$, para o 4º modo $0,634 < x/L < 0,881$ e para o 5º modo $0,881 < x/L < 1,000$.

Os programas SHEAR7 e LIC22 apresentaram o 4º modo como o de maior energia. Este modo de vibração está apresentado na Figura IX.32. Seguindo a mesma filosofia do programa SHEAR7, foi desenvolvido um procedimento utilizando-se o sistema MATHCAD 6.0 plus [44] que reproduzisse todas as etapas de análise. Este procedimento, apresentado no Anexo I, ilustra de uma forma clara e objetiva, os principais pontos de uma análise uni-modal no domínio da frequência com correntes variáveis monotônicas.

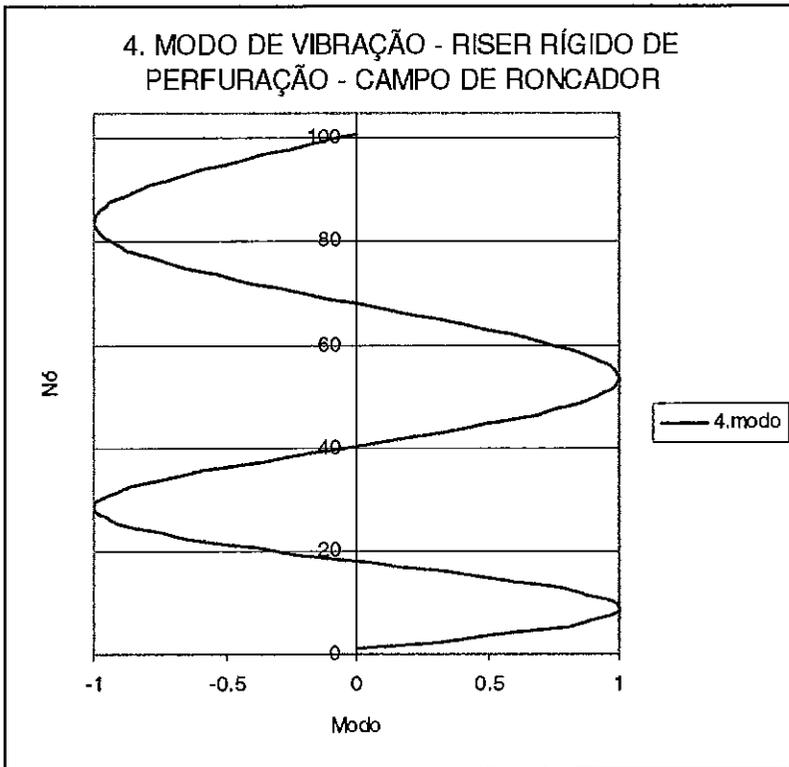


Figura IX.32 – 4º modo de vibração do riser de perfuração (obtida por formulação analítica implementada no SHEAR7)

Com este exemplo, fizemos uma comparação entre as metodologias de Nikkel, Brooks e Vandiver. Para o cálculo do coeficiente de *lift*, Nikkel utilizou a fórmula (III.20), chegando a um valor máximo de 0,371 e um valor mínimo de $-0,297$, indicando um amortecimento nesta região. Brooks utilizou a equação de Blevins [2], chegando a um valor de 0,438. Pela linha do Vandiver, a equação utilizada foi a (III.48), obtendo como limites 0,604 e 0,625. Considerando somente os valores positivos do coeficiente de *lift*, os três critérios apresentaram respostas semelhantes.

Com os valores de C_L calculados, a resposta *A/D* pelo método de Nikkel através da equação (III.19), resulta em 0,761. No método de Brooks, após o cálculo do coeficiente de sustentação equivalente (equação III.34), faz-se um balanço de energia, através da equação (III.47), chegando ao valor de $A/D =$

0,422. Pelo método de Vandiver, através da equação (III.57), chega-se ao valor de $A/D = 0,5673$.

Os fatores de amortecimento para cada linha de pesquisa foram os seguintes: para o Nikkel (equação III.28), fornece 0,0375. O método de Brooks calcula um amortecimento modal, através das expressões (III.42) e (III.46), fornecendo o valor 986,35 N.m. O método de Vandiver usa o cálculo do amortecimento equivalente (equações III.49 e III.51), chegando a 0,0306. O desenvolvimento destas equações está no anexo 1. A Tabela IX.8 resume os valores finais de cada pesquisador, adotando o 4º modo como o excitado e sua correspondente região de excitação:

	Método de Nikkel	Método de Brooks	Método de Vandiver
Coeficiente de sustentação	-0,297 a 0,371	0,438	0,604 a 0,625
Fator de amortecimento	0,0375	-	0,0306
A/D	0,761	0,422	0,567

Tabela IX.8 – Resumo dos resultados de cada linha de pesquisa

O dano acumulado pelo método de Vandiver, supondo 100 % de ocorrência do perfil SUL, foi de $0,113E-03$ ou uma vida útil de 8849 anos, bem acima das premissas de projeto. Este riser fica instalado na mesa rotativa, em que o sondador tem como controle, a tração de topo e o *offset* da embarcação. Com isso, ele pode, dentro de certos limites, controlar o nível de trações no topo e manter as frequências naturais do riser longe das frequências de excitação [87]. Além disso, existe uma linha de pesquisa em que alternando a colocação de

flutuadores no riser, há uma redução das amplitudes de vibração, favorecendo ainda mais a utilização destes risers em qualquer lâmina d'água [95].

INFLUÊNCIA DA ANÁLISE UNI-MODAL E MULTI-MODAL:

Foram feitas duas análises: uma análise multi-modal, em que os modos 2, 3, 4 e 5 participaram da resposta, obtendo um dano de $0,113E-03$. Na análise uni-modal, o modo atuante foi o 4º, tendo sido obtido dano de $0,159E-03$ (40% maior).

COMPARAÇÃO ENTRE AS RESPOSTAS COM PERFIL REAL E MONOTÔNICO:

Analizamos, com o LIC22, as amplitudes de vibração devidas aos perfis original e monotônico. O perfil adotado foi de Marlim Sul [92], dado pela Figura IX.33. Para o perfil real, as amplitudes chegaram, para o 10º modo, a $A_y/D = 0,0556$ e para o perfil monotônico, as amplitudes chegaram, para o mesmo modo, a $A_y/D = 0,0668$, ou seja, 20,1 % maiores. Tal comportamento foi verificado em outros exemplos e previsto por Vandiver [83]. Portanto, ao transformarmos um perfil real em monotônico, as respostas devido ao VIV são maiores e, portanto, conservadoras.

A metodologia empregada no programa LIC22 fornece valores de A_y/D menores do que o programa SHEAR7, pelas razões já descritas anteriormente. Não estamos, neste caso, comparando os resultados entre os programas, mas as diferenças de resultados entre os perfis monotônico e real. Mais recentemente, Vandiver informou que nas próximas versões do programa SHEAR7, não será

mais obrigatório o uso de perfis de corrente monotônica. Neste caso, pode-se ter inclusive mais de uma região de excitação.

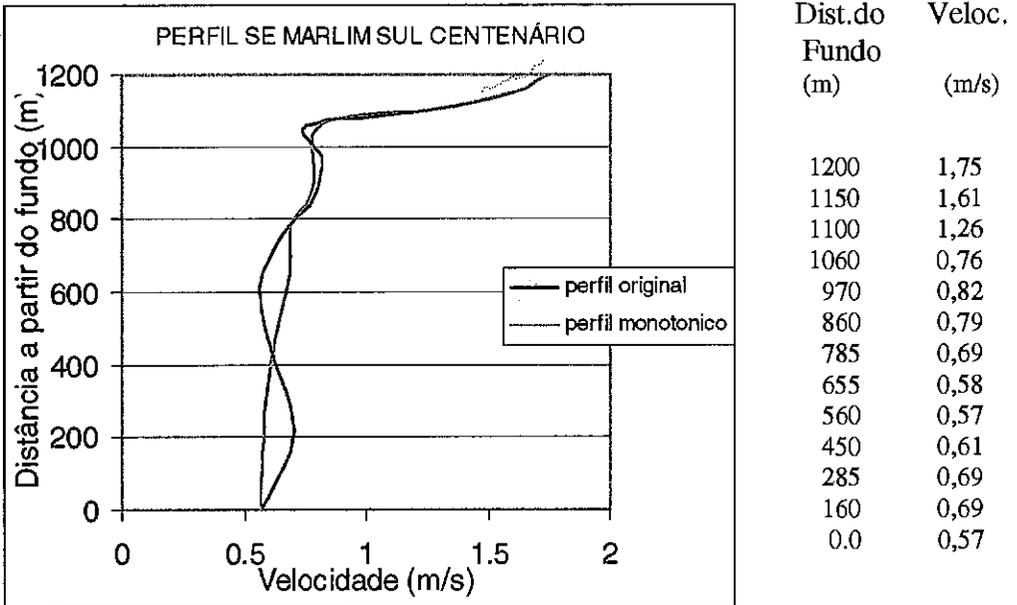


Figura IX.33 – Perfil Centenário de Marlim Sul – direção SE

COMPARAÇÃO ENTRE ONDA REAL E ONDA CONGELADA

Outra análise interessante é a consideração da onda no SHEAR7 de uma forma aproximada. Vandiver sugere utilizar uma onda congelada. Usando somente o programa LIC22, fizemos duas análises, utilizando as correntes de Marlim Sul: (i) onda real do campo (direção NW: altura = 9,0 m e período = 11,8 s) e (ii) onda congelada. A onda congelada, neste caso, tem a mesma altura da onda real e a sua velocidade é a soma das velocidades das partículas fluidas e a velocidade de corrente na superfície. Utilizando as equações da teoria de ondas de Airy, obtivemos um valor médio de velocidade das partículas de 2,40 m/s. Somando com a velocidade na superfície da corrente, obtemos o valor na crista de 4,15 m/s.

As respostas são que para uma onda real, o 10º modo obteve uma amplitude de $A_y/D = 0,0731$ e congelando a onda, o valor da amplitude para o mesmo modo foi de $A_y/D = 0,0710$, valor bem próximo do anterior.

INFLUÊNCIA DE S E DA BANDA

Ao analisarmos este riser com o perfil SE de Marlim Sul centenário, obtivemos as seguintes respostas em termos de amplitudes máximas e dano:

Número de Strouhal	Largura de Banda	Velocidade Reduzida	Modo Domin.	$\frac{A_{máx}}{D}$	Comprim. Excitação	Vida Útil (anos)
0,17	0,38	4,76 a 7,00	4º	0,5969	32,7 %	6289
0,20	0,40	4,00 a 6,00	4º	0,6438	45,5 %	5263
0,22	0,50	3,41 a 5,68	6º	0,5406	33,7 %	175
0,26	0,60	2,96 a 5,00	8º	0,3469	25,7 %	69

Tabela IX.9 – Influência do Número de Strouhal e da banda na resposta do riser

Como podemos notar, a resposta da estrutura é sensível ao número de Strouhal e da largura de banda. À medida que a média do intervalo das velocidades reduzidas decresce, outros modos estão sendo excitados, atingindo velocidades de corrente que, anteriormente, não excitavam o riser. Chegamos ao extremo de excitar o 8º modo, cujas curvaturas são bem acentuadas, forçando o dano a ser elevado. A possibilidade de ocorrência destes números de Strouhal foi analisada no item IX.2.1.

É importante também observar que o dano incluído na tabela anterior refere-se a uma corrente centenária atuando o ano inteiro, o que é totalmente improvável.

IX.3.2. CONCLUSÕES DAS ANÁLISES

Ao analisamos os diferentes resultados do riser rígido de perfuração por várias metodologias, concluimos que não há grandes diferenças entre Brooks e Vandiver. Já pelo método de Nikkel, os valores foram acima da média. Brooks e Nikkel foram incluídos nesta tese para mostrar a evolução dos métodos de cálculo das vibrações por VIV. Não foi objetivo da tese afirmar que um método é mais ou menos conservativo do que o outro.

Em relação as outras análises, notamos que perfis monotônicos tendem a ser mais conservadores. Igualmente conservador é inclusão de uma onda congelada com altura equivalente e velocidade igual à velocidade superficial; esta solução, como vimos, é adequada para estudos de VIV onde se deseja estudar a influência da onda + corrente na estrutura.

O riser de perfuração, quando sujeito as correntes de fadiga, não é normalmente excitado, porque os primeiros modos possuem frequências naturais relativamente baixas. Apenas quando está exposto à corrente centenária, cujos valores de corrente são bem mais altos. Isto faz com que o riser se afaste da zona de excitação, não sofrendo danos à fadiga, conforme observado na prática. Pode-se, também, alterar, a tração no topo, numa tentativa de afastar o riser região de excitação. Além disso, a colocação alternada de flutuadores (*staggered riser*) reduz de forma significativa as amplitudes de vibração [83].

A perfuração é uma operação de curta duração, geralmente não permitindo que a estrutura sofra danos consideráveis devidos à fadiga. Ao retirar o riser da água, faz-se uma inspeção detalhada do seu corpo estrutural, de modo a detectar trincas e mossas. Com isso, reduz bastante a fadiga do material, não permitindo que ele entre em colapso, podendo ser reutilizado diversas vezes. Mas no caso de se verificar fortes vibrações no riser, deve-se imediatamente instalar supressores de modo a não levar a estrutura ao colapso.

IX.4. RISER RÍGIDO EM CATENÁRIA

A Figura VI.7 mostra um riser rígido em catenária e no item VI.5 há uma descrição mais detalhada desta estrutura. Os dados do riser rígido em catenária estão mostrados a seguir:

Campo: Roncador

Lâmina d'água: 1362,00 m

Comprimento suspenso: 1843,80 m

Comprimento total do riser: 2100,00 m

Ângulo de topo: 20°

Posição do suporte: 16,03 m abaixo da superfície do mar

Diâmetro externo do riser: 0,27305 m

Diâmetro interno do riser: 0,23180 m

Espessura média: 0,020625 m

Diâmetro de arrasto = Diâmetro de inércia: 0,27305 m

Densidade do fluido externo: 1025,42 kg/m³

Viscosidade cinemática da água: 1,5504E-06 m²/s

Densidade do gás: 2,6150 kN/m³

Densidade do aço: 7850 kg/m³

Módulo de elasticidade: 2,10E+11 N/m²

Valor da tração no TDP: 497,04 kN

Valor da tração no topo: 1443,57 kN

Razão: 2,90

Massa do riser no ar a partir do TDP: 128,3792 kg/m

Massa do riser na água a partir do TDP: 68,35898 kg/m

Massa do fluido interno: 11,249 kg/m

Massa adicional: 60,0449 kg/m

Rigidez da *flexjoint* de topo: 465,64 kN.m/rd

Mola representando o solo: 1,057E+03 kN.m/m

Coefficiente de arrasto: 0,7

Coefficiente de massa: 2,0

Número de Strouhal: 0,17

Largura de Banda: 0,38

Amortecimento estrutural: 0,003

Fator de concentração de tensão global: 1,15

Curva S-N da API X' $S_1 = 1,0E+06 \text{ N/m}^2$ para $N_1 = 2,501E+13$ ciclos

$S_2 = 1,0E+07 \text{ N/m}^2$ para $N_2 = 4,551E+09$ ciclos

Corrente adotada: corrente de fadiga SUL - 15,97% de ocorrência no ano (maior probabilidade entre todos os perfis de fadiga):

Profundidade (m)	Velocidade de corrente (m/s)
Superfície	0,35
100	0,32
350	0,26
500	0,14
1000	0,13
Fundo	0,13

Com estes dados, tiramos as seguintes informações:

- a) amortecimento equivalente $\xi_n = 0,01677$ (12º modo)
- b) parâmetro de propagação da onda $n\xi_n = 0,2012$
- c) frequências de excitação atuante na estrutura: $f_{\max} = 0,2042$ Hz
 $f_{\min} = 0,00025$ Hz
- d) razão de velocidade $\Delta U/U_{av} = 2,633$
- e) número de modos potencialmente excitados $N_s = 12$
- f) parâmetro de caracterização $P = 28,26$
- g) razão de massa $\frac{m_t}{\rho D^2} = 1,8264$

OBS: As correntes impostas à estrutura foram, na verdade, os cossenos entre os ângulos da estrutura na mesma cota do perfil e a horizontal, de modo a considerar apenas a direção perpendicular da corrente, o que realmente excita o riser.

IX.4.1. MODELAGEM E ANÁLISES

Este modelo foi descrito no item VI.4. Trata-se de um riser a ser instalado no campo de Roncador, a uma lâmina d'água de 1362 m. A modelagem deste riser no ANFLEX foi discretizada como uma estrutura em catenária com 500 elementos de pórtico espacial de 4,20 m cada. Foram modelados a *flexjoint* e

o solo e o primeiro nó está engastado. A Tabela IX.10 mostra os 22 primeiros modos de vibração deste riser feito pelo programa ANFLEX.

Modo	Frequência (Hz)	Período (s)	Modo	Frequência (Hz)	Período (s)
1	0,0160	62,361	12	0,1107	9,035
2	0,0283	35,375	13	0,1159	8,625
3	0,0294	33,970	14	0,1266	7,899
4	0,0466	21,475	15	0,1333	7,501
5	0,0492	20,313	16	0,1426	7,014
6	0,0632	15,829	17	0,1501	6,661
7	0,0691	14,472	18	0,1586	6,306
8	0,0790	12,663	19	0,1675	5,971
9	0,0874	11,444	20	0,1747	5,725
10	0,0948	10,548	21	0,1844	5,423
11	0,0992	10,080	22	0,1908	5,241

Tabela IX.10 – 22 primeiras frequências naturais pelo ANFLEX

Os modos foram separados em modos no plano da catenária e modos na direção perpendicular à catenária. Visualmente isto pode ser feito e com isto, tiramos os modos que estão no plano da catenária: 3, 5, 7, 9, 12, 14, 16, 18, 20 e 22; o restante tem seus modos vibrando no plano perpendicular à catenária.

Nos programas RISERFW e SHEAR7 não é possível modelar diretamente, uma vez que eles analisam somente estruturas verticais. Para que se possa analisar esta estrutura nestes programas, algumas considerações são necessárias para a modelagem de uma estrutura equivalente, originalmente em catenária, seguindo a metodologia de Vandiver [83]:

- a) o comprimento total é o comprimento suspenso da catenária. Deve-se verificar, após uma análise onde se aplica as forças gravitacionais, onde está o ponto de toque do riser no fundo (TDP), tarefa nem sempre fácil de verificar pois é mutável com o carregamento;
- b) a tração mínima é a tração no TDP. Para a tração no topo, deve-se calcular uma tração equivalente, menor do que a real, de modo que a área sob uma curva tração x comprimento permaneça constante. Com isto, estaremos linearizando a tração (limitação dos programas). No programa RISERFW foi ajustado o peso submerso, de modo que a tração na base fosse igual à calculada pelo programa ANFLEX. A tração no topo vale, no ANFLEX, 1443,57 kN, enquanto que no RISERFW e no SHEAR7 foi de 1220,75 kN, conforme mostrado na Figura IX.34. A tração na base adotada para os programas citados foi de 497,63 kN.

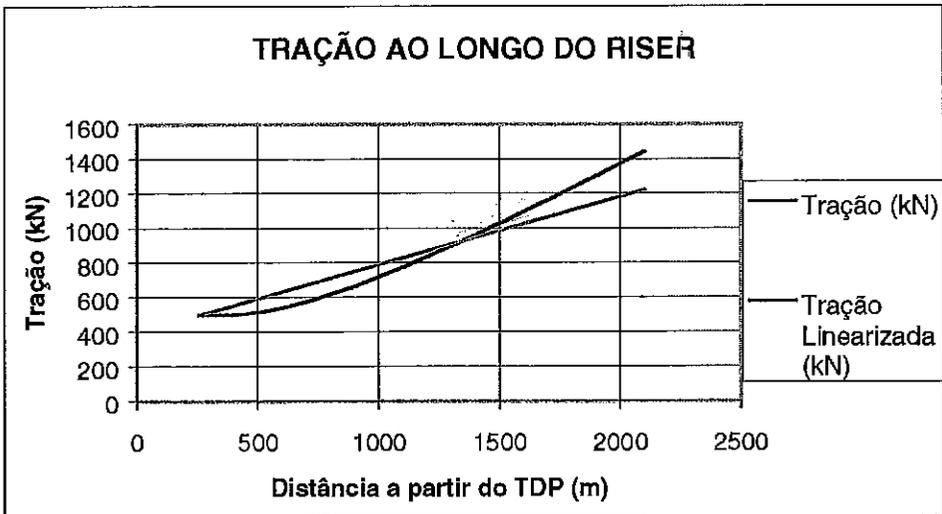


Figura IX.34 – Linearização da tração no riser rígido em catenária

- c) os valores de velocidade de corrente quando incidem no plano da catenária devem ser rebatidos para serem perpendicular à estrutura.

No caso de termos um perfil tridimensional, deve-se primeiro rebater o perfil para o plano da catenária e posteriormente, torná-lo perpendicular à estrutura. Para as correntes que incidem perpendicularmente ao plano da catenária, o perfil já incide perpendicular à estrutura.

No programa RISERFW, a modelagem seguiu como no SHEAR7, considerando 199 elementos com um modelo engastado-rotulado. No RISERFW, porém, foi adicionado uma *flexjoint* no topo, a exemplo do captador, condição que não pode ser colocada no SHEAR7. O comprimento total da catenária foi obtida pelo ANFLEX, onde o nó de topo é o de nº 1500 e o do TDP é o de nº 1062, obtendo-se um comprimento suspenso de 1843,80 m. A Figura IX.35 mostra o modelo estrutural empregado nestes dois programas.

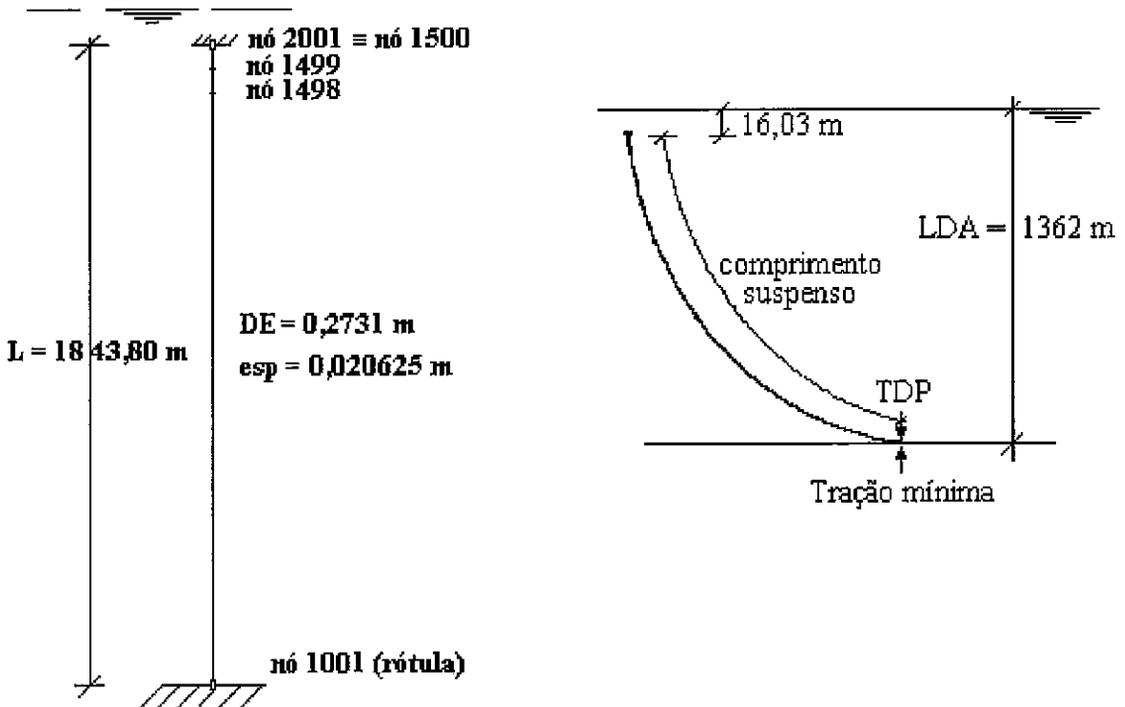


Figura IX.35 – Modelo estrutural do riser rígido em catenária

A Tabela IX.11 mostra as frequências naturais que estão no plano perpendicular à catenária do programa ANFLEX e as calculadas segundo a descrição acima para os programas RISERFW e SHEAR7.

MODOS	ANFLEX		RISERFW		SHEAR7	
	Freq. (Hz)	Período (s)	Freq. (Hz)	Período (s)	Freq. (Hz)	Período (s)
1	0,0294	33,970	0.0348	28.746	0.0347	28.818
2	0,0492	20,313	0.0522	19.152	0.0521	19.194
3	0,0691	14,472	0.0697	14.356	0.0694	14.409
4	0,0874	11,444	0.0871	11.478	0.0869	11.507
5	0,1107	9,035	0.1046	9.559	0.1043	9.588
6	0,1266	7,899	0.1221	8.187	0.1218	8.210
7	0,1426	7,014	0.1397	7.157	0.1393	7.179
8	0,1586	6,306	0.1573	6.356	0.1568	6.377
9	0,1747	5,725	0.1750	5.714	0.1745	5.731
10	0,1908	5,241	0,1927	5,188	0,1921	5,206

Tabela IX.11 – Frequências naturais do SCR de Roncador

Analisando a Tabela IX.11 podemos ver que os períodos estão relativamente próximos, mas não o bastante para adotarmos este critério para transformação de uma estrutura em catenária em um riser vertical. Um procedimento mais correto seria o de gerar, através de um programa de elementos finitos, arquivos onde pudéssemos informar as frequências naturais e os modos de vibração de uma linha em catenária. Para tanto, foi solicitado à COPPE que desenvolvesse um pós-processador que gerasse, a partir da análise estática, os

arquivos *.cat, e da análise de vibrações livres os arquivos *.mds, ambos do programa ANFLEX [84].

Os arquivos *.cat descrevem, em cada nó, as trações e as velocidades de corrente correspondentes. Portanto, fica caracterizado a variação da tração, aumentando o realismo da modelação. Os arquivos *.mds informam as frequências naturais e os modos de vibração correspondentes ao número fornecido no arquivo de dados de entrada do programa de vibrações livres do ANFLEX.

Este processamento inclui a separação entre os modos no plano e perpendiculares ao plano da catenária, gerando 2 arquivos *.mds: o *.mdi (no plano) e *.mdo (perpendicular ao plano) e os *.cat correspondentes: *.cati (no plano) e *.cato(perp.ao plano). Com isto, o programa SHEAR7 não calcula estes dados e começa o processamento a partir deste ponto. A grande vantagem é, na geração destes arquivos, gerar condições de contorno e modos que seriam impossíveis gerar pelo programa SHEAR7, mantendo, com isto, a realidade da modelação.

Apresentamos 4 tipos de análise para comparação:

- a) usando somente SHEAR7;
- b) SHEAR7 + *.cat;
- c) SHEAR7 + *.mds;
- d) SHEAR7 + *.cat + *.mds.

Estamos comparando, então, a modelagem feita pelo SHEAR7 com o ANFLEX, a influência da tração e as diferenças entre um perfil a influência do perfil de corrente gerado pelo *.cat com o imposto pelo SHEAR7. Cabe informar que, quando utilizamos os arquivos *.mds, o programa SHEAR7 não utiliza as trações dadas tanto pelo programa quanto pelo *.cat. As Figuras IX.36, IX.37 e IX.38 mostram os RMS dos deslocamentos, o dano à fadiga e um *zoom* do dano,

usando os quatro modelos, respectivamente. Fazendo uma análise das figuras, notamos que a modelagem usando unicamente o SHEAR7 fornece os menores deslocamentos e, conseqüentemente o dano.

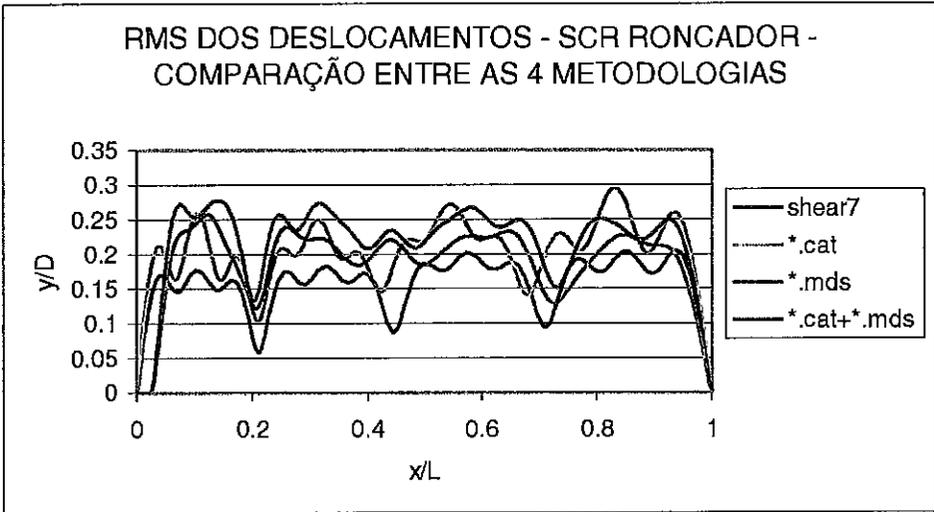


Figura IX.36 – Deslocamentos RMS do SCR de Roncador por 4 diferentes metodologias

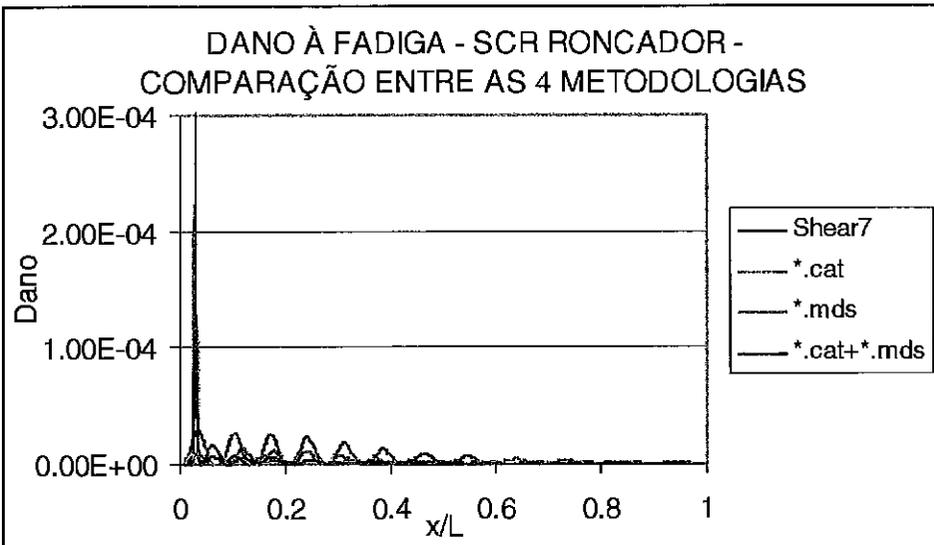


Figura IX.37 – Dano à fadiga do SCR de Roncador por 4 diferentes metodologias

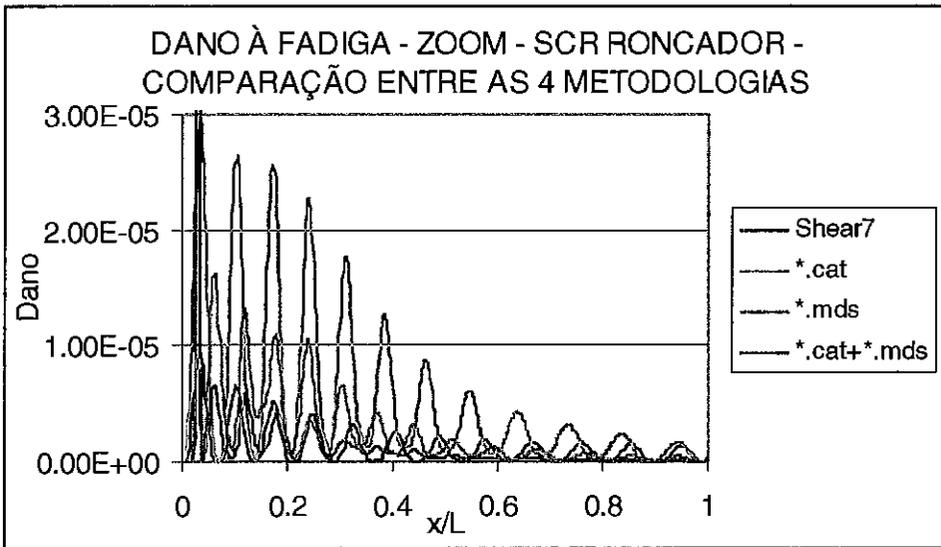


Figura IX.38 – Zoom do dano à fadiga do RMS do SCR de Roncador por 4 diferentes metodologias

Ao utilizarmos a modelagem do SHEAR7 e o arquivo *.cat, os deslocamentos aumentam, em média, 45%, aumentando substancialmente o dano. Ao utilizarmos somente os arquivos *.mds, não há um aumento significativo dos deslocamentos, mas já se nota a presença da condição de contorno na resposta: o dano cresce muito perto do TDP, ocasionado pela baixa tração da estrutura. Finalmente, quando acoplamos os arquivos *.cat e *.mds vemos a manutenção dos deslocamentos, mostrando a influência da condição de contorno e, no dano, uma redução perto do TDP, ocasionado por um maior amortecimento da estrutura nesta região. A diferença entre os danos foram:

- a) modelagem do SHEAR7: 174216 anos;
- b) modelagem no SHEAR7 e utilizando arquivos *.cat: 33898 anos;
- c) utilizando somente arquivos *.mds: 3355 anos;
- d) utilizando arquivos *.cat e *.mds : 8928 anos.

A Tabela IX.12 mostra os comprimentos de excitação para cada caso analisado:

Modelagem	Modos ativos	Modo de maior energia	Comprimentos de excitação	Comprimento de excitação do modo de maior energia
SHEAR7	2 ao 12	12	$0,195 < x/L < 0,275$ $0,290 < x/L < 1,000$	$0,945 < x/L < 1,000$
*.cat	2 ao 12	12	$0,265 < x/L < 0,325$ $0,333 < x/L < 1,000$	$0,940 < x/L < 1,000$
*.mds	2 ao 14	11	$0,170 < x/L < 0,251$ $0,259 < x/L < 1,000$	$0,876 < x/L < 0,916$
*.cat + *.mds	2 a 14	10	$0,259 < x/L < 0,317$ $0,323 < x/L < 1,000$	$0,856 < x/L < 0,896$

Tabela IX.12 – Comprimentos de excitação para o riser em catenária

Analisando a Tabela IX.12, notamos que há sempre dois comprimentos distintos: um pequeno, perto do TDP, pertencente ao menor modo ativo, e onde há pouca energia e um maior, pertencente a todos os outros modos ativos, sendo que há uma concentração de pequenos comprimentos de excitação na região do topo do riser. Entre as opções de modelagem, há pequenas variações de comprimento entre os modos, com início relativamente próximos.

IX.4.2. CONCLUSÕES DAS ANÁLISES

Como pudemos ver, a modelagem simplificada, apesar de todos os cuidados, fornece valores de dano não conservadores. Uma primeira conclusão é que o riser tem muita folga em relação ao dano. Mas, à medida que vamos refinando a análise, vemos que a tendência é ficar com um dano bem maior do que na primeira análise. A análise mais correta é utilizar todos os arquivos, que fornece uma vida útil um pouco menor em comparação com a análise usando somente arquivos *.mds. A utilização de uma distribuição mais realista da corrente na estrutura faz com que possamos utilizar melhor a parcela do amortecimento hidrodinâmico. Mas, caso não seja possível gerar arquivos *.cat, a utilização de uma corrente mais simples e com os modos corretamente modelados fornece resultados um pouco mais conservadores, porém, realistas.

No caso do dano ser maior do que estipulado nas premissas de projeto, será necessário a utilização de supressores de vórtices em uma parte da estrutura. Somente a título de informação, o riser rígido instalado na plataforma P-18, na Bacia de Campos, de diâmetro externo de 0,2731 (10,75") e ângulo de topo de 20° com a vertical não precisou de supressores [76], ao passo que os risers da plataforma de Auger, no Golfo do México, de diâmetro externo de 0,3238 m (12,75") e um ângulo de topo de 11° com a vertical precisou usar *strakes* [77]. Segundo Don Allen, em visita à Shell em Houston, informou que as análises do riser de Auger indicaram alguma vibração; porém, como os resultados não foram conclusivos, a Shell resolveu instalar o riser com *strakes* por precaução.

IX.5. RISER RÍGIDO VERTICAL DE PRODUÇÃO

A Figura VI.6 mostra um riser rígido vertical de produção e no item VI.3 há uma descrição mais detalhada desta estrutura. Os dados deste riser estão mostrados a seguir:

Campo: Barracuda

Lâmina d'água: 815 m

Altura da cabeça de poço: 3,00 m acima do fundo do mar

Diâmetro externo médio do riser: 0,2445 m

Diâmetro interno médio do riser: 0,2193 m

Espessura média: 0,012573 m

Diâmetro de arrasto = Diâmetro de inércia: 0,2445 m

Comprimento total da coluna de riser: 834,436 m

Densidade do fluido externo: 1025,42 kg/m³

Viscosidade cinemática da água: 1,5504E-06 m²/s

Densidade do aço: 77,0085 kN/m³

Módulo de elasticidade: 2,10E+11 N/m²

Composição da coluna (riser externo):

- a) 1 conector: comprimento: 1,00 m;
massa no ar: 4782,82 kg; massa na água: 4156,27 kg
- b) 1 junta de tensão: comprimento: 13,2160 m ;
massa no ar: 4244,04 kg; massa na água: 3688,07 kg
- c) 1 junta de transição: comprimento: 19,2024 m
massa no ar: 1547,23 kg; massa na água: 1344,55 kg
- d) 39 juntas de riser sem flutuador: comprimento de cada junta: 19,2024 m
massa no ar de cada junta: 387,49 kg; massa na água: 336,73 kg
- e) 1 junta de transição: comprimento: 10,1712 m
massa no ar: 1094,44 kg; massa na água: 951,07 kg
- f) 1 *wave joint*: comprimento: 18,2880 m
massa no ar: 3409,22 kg; massa na água: 2007,14 kg
- g) 1 *wave joint*: comprimento: 18,2880 m (esta junta fica parte fora d'água)
massa no ar: 3409,22 kg; massa na água: 2007,14 kg
- h) 1 junta de tração: comprimento: 4,877 m; (esta junta fica fora d'água)
massa no ar: 4030,72 kg ; massa na água: 3502,69 kg

Composição dos internos:

Densidade do óleo: 8,630 kN/m³

Densidade do nitrogênio: 0,400 kN/ m³

Diâmetro externo do tubo de produção: 0,1397 m

Diâmetro interno do tubo de produção: 0,1232 m

Massa do tubo de produção: 29,7633 kg/m

Totais:

Massa da coluna de risers no ar a partir do conector: 45,0961 kg/m

Massa da coluna de risers na água a partir do conector: 36,8985 kg/m

Massa correspondente ao fluido interno: 41,1653 kg/m

Massa adicional: 48,1448 kg/m

Coefficiente de arrasto: 0,773

Coefficiente de inércia: 2,0

Tração no topo: 1172,76 kN

Tração na base: 618,89 kN

Razão de tração: 1,895

Número de Strouhal: 0,17

Largura de Banda: 0,38

Amortecimento estrutural: 0,003

Fator de concentração de tensão global: 1,45

Curva S-N da API X: $S_1 = 1,0E+08 \text{ N/m}^2$ para $N_1 = 2,0E+06$ ciclos

$S_2 = 2,0E+08 \text{ N/m}^2$ para $N_2 = 1,0E+05$ ciclos

Corrente adotada: corrente de fadiga SUL – 10,13% de ocorrência no ano (maior probabilidade entre todos os perfis de fadiga):

Profundidade (m)	Velocidade de corrente (m/s)	Profundidade (m)	Velocidade de corrente (m/s)
50	0,65	450	0,17
100	0,49	550	0,17
150	0,47	650	0,16
250	0,24	750	0,15
350	0,18	900	0,13

Com estes dados, tiramos as seguintes informações:

- amortecimento equivalente $\xi_n = 0,03001$ (8º modo)
- parâmetro de propagação da onda $n\xi_n = 0,2401$
- frequências de excitação atuante na estrutura: $f_{\text{máx}} = 0,4519 \text{ Hz}$
 $f_{\text{mín}} = 0,0973 \text{ Hz}$
- razão de velocidade $\Delta U/U_{av} = 1,912$
- número de modos potencialmente excitados $N_s = 8$
- parâmetro de caracterização $P = 28,48$

g) razão de massa $\frac{m_t}{\rho D^2} = 1,4072$

IX.5.1. MODELAGEM E ANÁLISES

Trata-se de um riser a ser instalado em uma plataforma do tipo TLP, tracionado na extremidade superior. A sua modelagem seguiu basicamente os mesmos passos do item anterior. Primeiramente a estrutura foi modelada no programa ANFLEX. A modelagem se compõe de 122 nós, 121 elementos de comprimento igual a 6,8798 m. A Figura IX.39 mostra o desenho do modelo estrutural adotado.

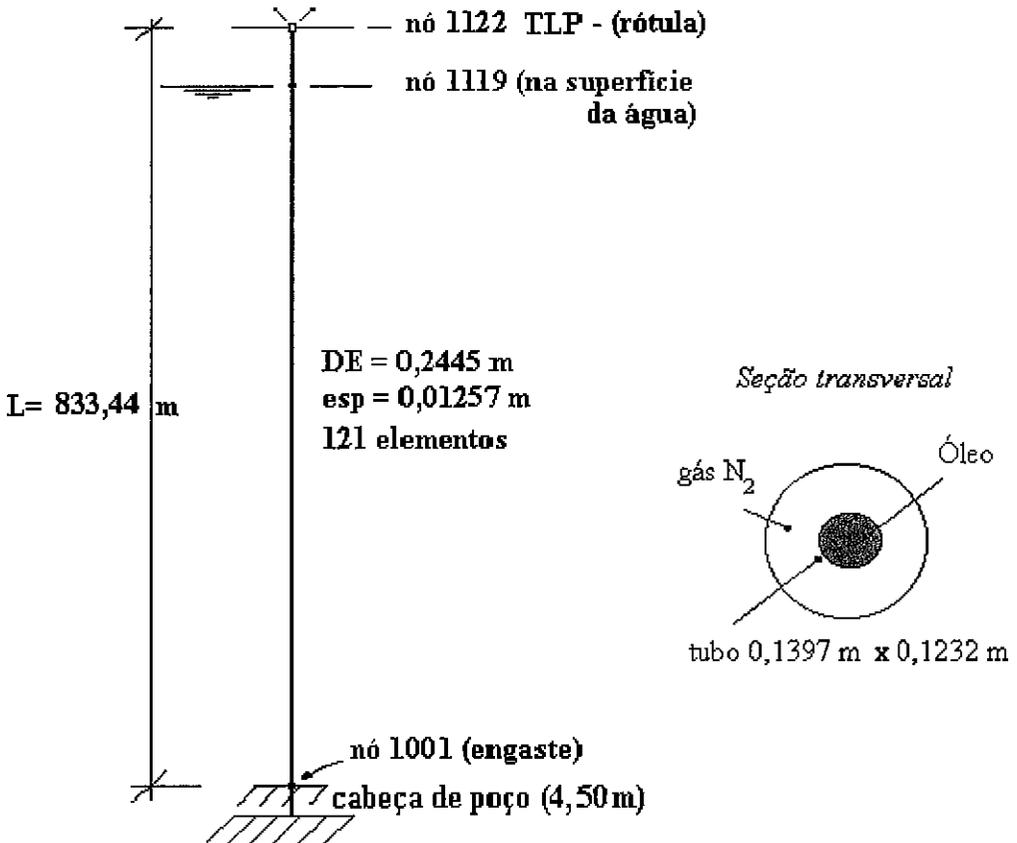


Figura IX.39 – Modelo estrutural do riser rígido de produção

No programa RISERFW, a modelagem seguiu exatamente igual ao ANFLEX, com 121 elementos de 6,8798 m cada, engastado na base e rotulado no topo.

Para o programa SHEAR7, a modelagem também inclui 121 elementos e a utilização do modelo bi-rotulado, já que o modelo rotulado-fixado não existe no programa. Podemos incluir um arquivo *.mds, que pode ser gerado pelo RISERF, porém, não o fizemos justamente para comparar os resultados. Como o modo excitado de maior energia foi o 8º, verifica-se que as diferenças das frequências são pequenas.

A Tabela IX.13 mostra um resumo dos 10 primeiros modos de vibração.

MODOS	ANFLEX		RISERFW		SHEAR7	
	Freq. (Hz)	Período (s)	Freq. (Hz)	Período (s)	Freq. (Hz)	Período (s)
1	0.0442	22.614	0.0434	23.042	0.0485	20.634
2	0.0885	11.292	0.0869	11.506	0.0970	10.309
3	0.1329	7.522	0.1305	7.664	0.1455	6.873
4	0.1774	5.636	0.1741	5.743	0.1942	5.149
5	0.2220	4.504	0.2179	4.589	0.2430	4.115
6	0.2668	3.748	0.2619	3.819	0.2920	3.425
7	0.3118	3.207	0.3060	3.268	0.3411	2.932
8	0.3570	2.801	0.3503	2.854	0.3905	2.561
9	0.4025	2.485	0.3950	2.532	0.4402	2.272
10	0.4482	2.231	0.4398	2.273	0.4901	2.040

Tabela IX.13 – 10 primeiros modos de vibração do riser rígido de produção

Os modos potencialmente ativos são os de número 2 ao 9, sendo o 8º modo o de maior energia. Os comprimentos de excitação para os modos ativos são $0,0 < x/L < 0,270$ e $0,320 < x/L < 0,967$, sendo que para o 8º modo, o comprimento de excitação é de $0,836 < x/L < 0,918$.

Verificamos que para linhas verticais, o programa SHEAR7 gera bem as frequências naturais. Os danos à fadiga estão mostrados na Figura IX.40, onde a vida útil mínima deste riser foi de 787 anos. Como a premissa de vida útil mínima para dano devido aos vórtices é de 1000 anos, há a necessidade de supressores de vórtices.

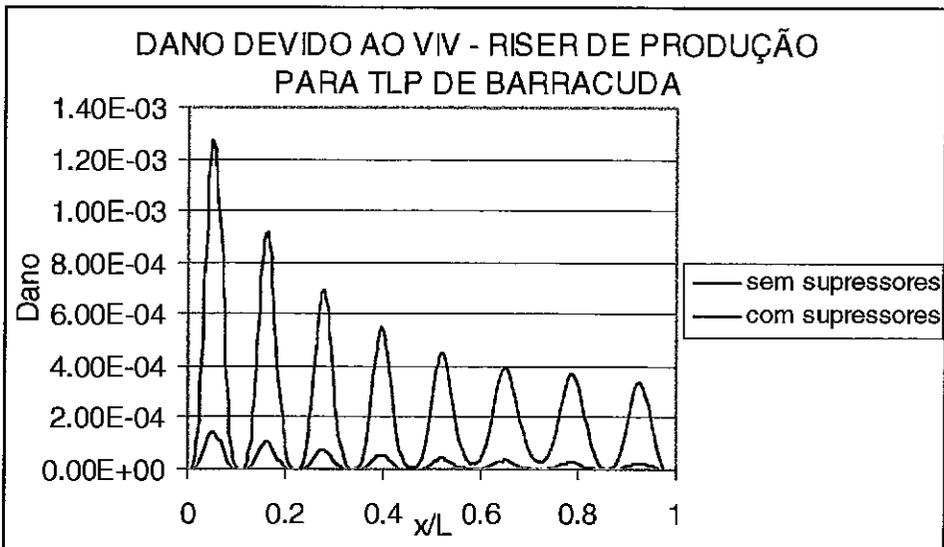


Figura IX.40 – Danos do riser rígido de produção para corrente SUL

Conforme a Figura IV.6, a colocação dos *strakes* no riser varia da cota 497,27 m até 795,72 m, dando um comprimento total de supressores de 298,45 m. Ao modelarmos os *strakes*, adotamos os seguintes dados: $x/L_{\min} = 0,5959$, $x/L_{\max} = 0,9536$. Segundo [13], podemos reduzir o valor do coeficiente de sustentação em 1/3 do valor calculado pelo SHEAR7, para fins de cálculo da

resposta ao VIV de uma estrutura com supressores. No caso, se o programa forneceu um $C_L = 0,625$, o valor adotado passa a ser 0,208. O valor do coeficiente de arrasto foi verificado experimentalmente no tanque de provas do IPT e que foi informado na Tabela VII.8, para o modelo M03 como sendo $C_D = 1,773$. O valor do dano desceu, conforme mostra a Figura IX.41, passando a vida útil do riser para 6896 anos, acima dos valores requeridos.

O valor do coeficiente de arrasto, devido à presença deste tipo de supressor, varia, impondo ao riser e à plataforma, esforços que devem ser levados em consideração. Os RMS dos deslocamentos do riser com e sem *strakes* estão mostrados na Figura IX.41 e os coeficientes de arrasto estão mostrados na Figura IX.42. Podemos notar que, sendo as amplitudes de vibração do riser sem *strakes* grandes, o valor do coeficiente de arrasto também o é. Neste caso, a presença do supressor, além de reduzir as vibrações, reduziu o valor deste coeficiente. Note que no intervalo $0,596 < x/L < 0,954$, o valor de C_L está fixo.

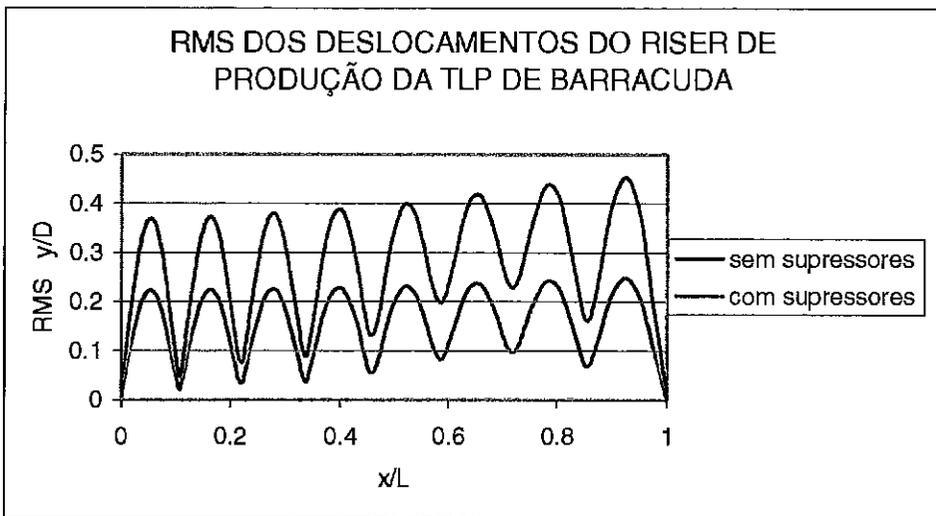


Figura IX.41 – Deslocamentos RMS do riser de produção de Barracuda

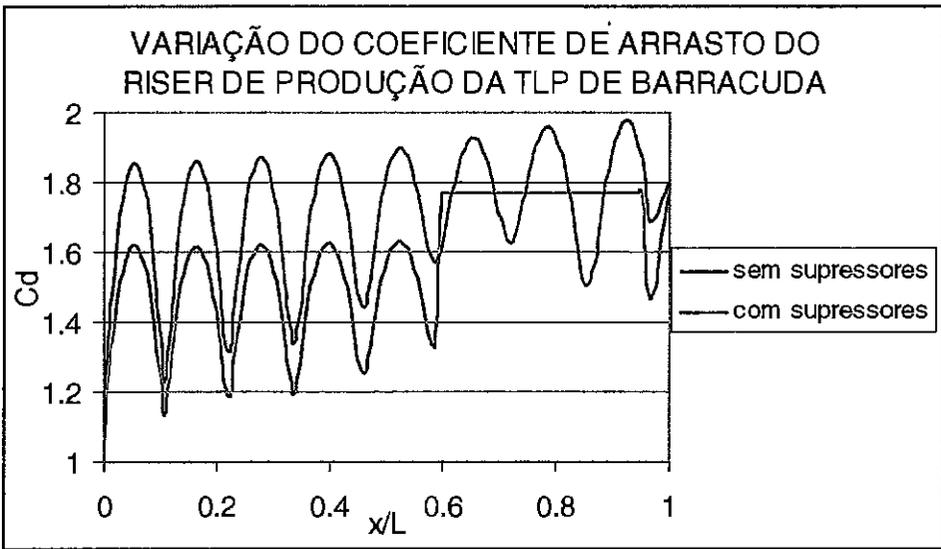


Figura IX.42 – Variação do coeficiente de arrasto para o riser de produção.

Considerando que o valor das análises dos esforços do riser na plataforma adota um valor de C_D igual a 1,00 e tendo o riser sem supressores um valor médio de 1,72 e o valor máximo de 1,98, a parcela do esforço devido à corrente irá aumentar diretamente em relação ao aumento do C_D , ou seja, 72% em média. No caso de se utilizar supressores, o aumento médio do C_D é de 1,58 e um valor máximo de 1,80. Neste caso, a utilização de supressores além de reduzir o dano à fadiga, reduziu o coeficiente de arrasto por diminuir as amplitudes de vibração.

Uma das formas de se reduzir e/ou eliminar as vibrações por vórtices é alterando o amortecimento estrutural. Quando a estrutura fica muito amortecida, as vibrações praticamente desaparecem. Este tipo de conclusão pode ser obtida através da variação do amortecimento estrutural.

Consideremos a estrutura em análise sujeita ao mesmo perfil de corrente, aquele que impõe a utilização de supressores de vórtices. Fazendo variações do amortecimento estrutural, podemos verificar qual é o amortecimento que corresponde aos mesmos danos na estrutura caso houvesse supressores. A Figura

IX.43 mostra esta variação. A Tabela IX.14 mostra os resultados em forma numérica.

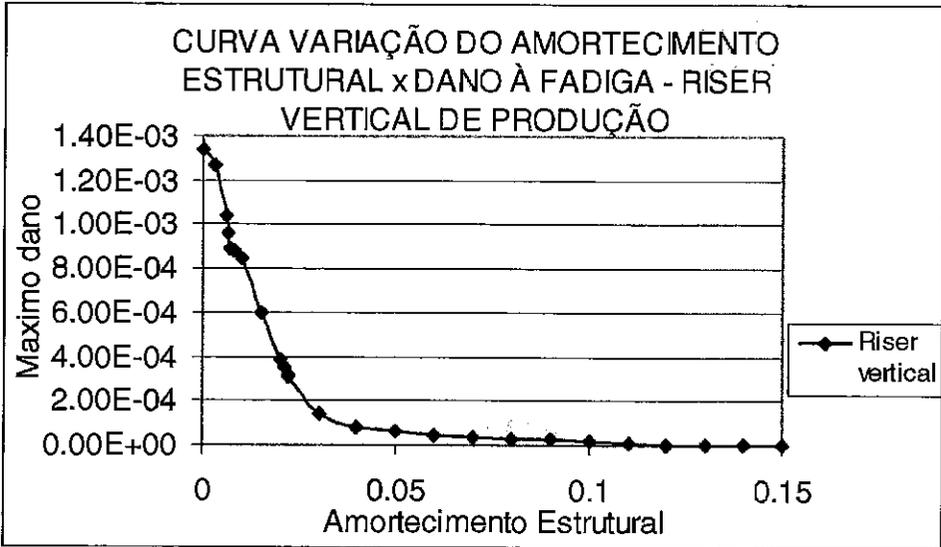


Figura IX.43 – Variação do amortecimento estrutural *versus* máximo dano

Amortecimento Estrutural	Máximo Dano	Amortecimento Estrutural	Máximo Dano	Amortecimento Estrutural	Máximo Dano
0,00	0,134E-02	0,021	0,350E-03	0,08	0,294E-04
0,003	0,127E-02	0,02193	0,314E-03	0,09	0,250E-04
0,006	0,104E-02	0,022	0,311E-03	0,10	0,216E-04
0,0065	0,964E-03	0,025	0,225E-03	0,11	0,612E-04
0,007	0,891E-03	0,03	0,141E-03	0,12	0,223E-05
0,008	0,878E-03	0,04	0,834E-04	0,13	0,105E-05
0,01	0,849E-03	0,05	0,574E-04	0,14	0,592E-06
0,015	0,602E-03	0,06	0,440E-04	0,15	0,359E-06
0,02	0,388E-03	0,07	0,354E-04	0,003 <i>cf strakes</i>	0,314E-03

Tabela IX.14 – Amortecimento estrutural *versus* máximo dano

O valor de amortecimento correspondente à análise com amortecimento estrutural 0,3 % e com *strakes* vale 2,193%. Isto quer dizer que, no caso de se poder aumentar o amortecimento de 0,3% para 2,193%, a estrutura não precisará de supressores, pois atingiremos os mesmos valores de dano do que a estrutura com *strakes*.

Prof. Vandiver ensaiou no MIT um tubo dentro de outro, espaçados com anéis de borracha. O tubo interno tem um diâmetro externo de 29,7 mm e espessura de 1,5 mm, enquanto que o tubo externo tem um diâmetro externo de 41,43 mm e um diâmetro interno de 37,92 mm. A finalidade era aumentar o amortecimento do tubo interno e verificar sua resposta. Infelizmente, não temos ainda os resultados deste ensaio, porém sabemos que houve redução nas amplitudes de vibração, confirmando a tese de que uma majoração no amortecimento reduz as amplitudes e, conseqüentemente, o dano à fadiga.

Uma outra solução para o aumento do amortecimento é a utilização de material compósito. Este tipo de material, bastante estudado recentemente, tem como características o alto valor de resistência mecânica, resistência à corrosão, baixo peso, alto módulo de elasticidade e alta resistência à fadiga [97].

Analisamos este riser supondo que o material seja compósito. Consideramos este riser sujeito à mesma corrente e mesma tração no topo (1172,7 kN). A Figura IX.44 mostra a alteração das freqüências naturais quando se altera o material para outro mais leve e a Tabela XI.15 mostra os dados e os resultados desta comparação.

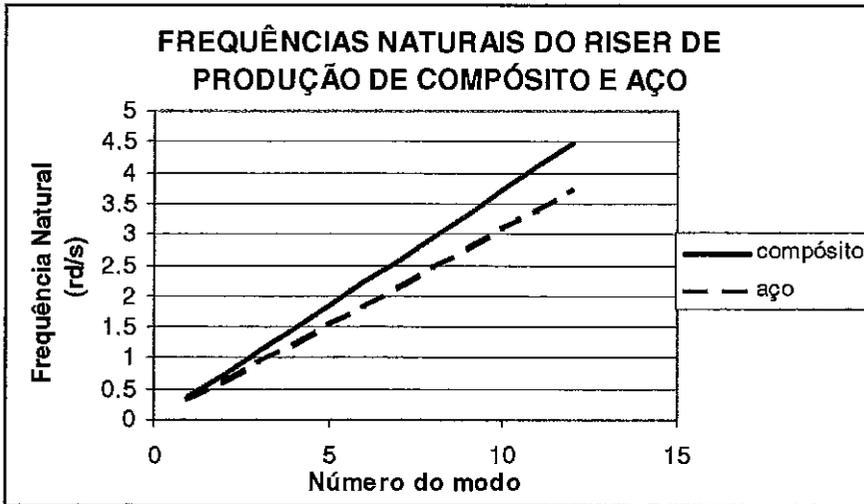


Figura IX.44 – Frequências naturais do riser de produção de compósito e aço

	<i>RISER DE AÇO</i>	<i>RISER COMPÓSITO</i>
MASSA NO AR	86,26 kg/m	44,71 kg/m
RAZÃO DE MASSA	1,407	0,792
MODO EXCITADO	8° => 0,3905 Hz	8° => 0,4710 Hz
AMORTECIMENTO ESTRUTURAL	0,003	0,008
AMORTECIMENTO TOTAL	0,030	0,038
MÁX A/D	0,559	0,397
COMPRIMENTO DE EXCITAÇÃO	18,03 %	9,83 %
MÁX RMS TENSÃO	4,08 MPa	2,68 Mpa
VIDA ÚTIL	787 anos	3968 anos

OBS: 0,3905 Hz no riser compósito equivale estar entre 6° e 7° modos

Tabela IX.15 – Resultados da análise do riser de produção de aço e compósito

Para uma dada frequência, o material compósito é excitado em uma frequência menor do que o aço, reduzindo, com isto, as curvaturas e, conseqüentemente, o dano. As vantagens são grandes, sendo que a vida útil é cerca de 5 vezes maior no compósito do que no aço, confirmando a alta

performance deste tipo de material. Estes resultados foram obtidos com a mesma curva S-N, o que é uma hipótese conservativa.

A título de estudo, foi analisado este riser sem supressores com elementos de viga e elementos de cabo. Não houve diferenças entre os resultados dos deslocamentos e o dano variou de $0,127E-02$ para elemento de viga e $0,139E-02$ para elemento de cabo. Vemos, portanto, que não há diferenças acentuadas, porém a vida útil para elemento de viga foi 9,45 % maior do que para o elemento de cabo. A Figura IX.45 mostra esta comparação.

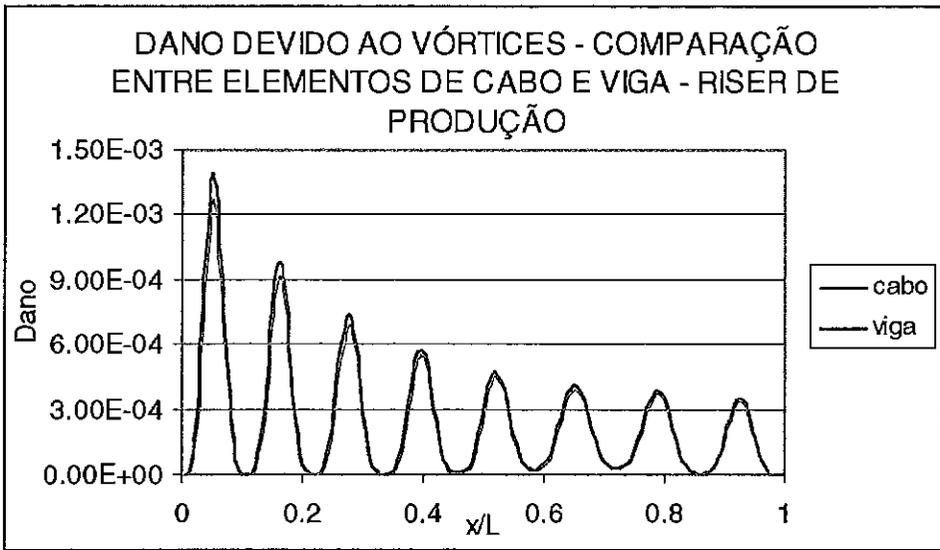


Figura IX.45 – Comparação entre elementos de viga e cabo no dano do riser de produção

INFLUÊNCIA DE S E DA BANDA

Ao analisarmos este riser, com as mesmas variações do exemplo anterior, obtivemos as seguintes respostas em termos de amplitudes máximas e dano:

Número de Strouhal	Largura de Banda	Velocidade Reduzida	Modo Domin.	$\frac{A_{ndx}}{D}$	Comprim. Excitação	Vida Útil (anos)
0,17	0,38	4,76 a 7,00	8°	0,5594	18,2 %	787
0,20	0,40	4,00 a 6,00	11°	0,3156	10,7 %	465
0,22	0,50	3,41 a 5,68	12°	0,3109	11,6 %	203
0,26	0,60	2,69 a 5,00	14°	0,3531	18,2 %	28

Tabela IX.16 – Influência do Número de Strouhal e da banda na resposta do riser

Como podemos notar, a resposta desta estrutura também é sensível ao número de Strouhal e da largura de banda. À medida que a média do intervalo das velocidades reduzidas decresce, outros modos estão sendo excitados, reduzindo bastante a vida útil do riser.

Seguindo a Tabela IX.9, o número de Strouhal sugerido é 0,18 e a largura de banda 0,60, pois temos um número de Reynolds máximo de $0,9 \times 10^5$, razão de massa de 1,407 e condição uni-modal. Os resultados indicaram que o modo excitado é o 10°, A_y/D máximo é igual a 0,516, e a vida útil é de 137 anos. Cabe resaltar que Vandiver não segue rigorosamente a Tabela IX.9, justamente por considerar estas indicações como conservativas. Valem as mesmas observações dos exemplos anteriores no que se refere a utilização de $S = 0,22$ e $S = 0,26$.

IX.5.2. CONCLUSÃO

As etapas de análise de um riser devem ser planejadas de modo a reduzir o número de verificações, ou seja, que a espiral de projeto dê um número mínimo de voltas. Para isto, após as análises de colapso, que pertencem ao dimensionamento, deve-se fazer a análise de VIV, que fornece, dentre outras

informações, a majoração do coeficiente de arrasto, que deve ser incluída nas etapas seguintes das análises, que são as análises de tensões máximas e de fadiga.

Esta majoração, apresentada no item anterior, faz com que a parcela dos esforços devida à corrente aumente 65% em média ou 80% em pontos isolados do riser, conforme resultados do programa DERP [90]. Caso esta majoração não seja incluída nos cálculos, poderemos ter tensões atuantes menores que os reais ou danos à fadiga inferiores aos limites estabelecidos por normas. Caso a análise com aumentos de C_D não viabilize o riser, será necessário alterar dados como espessura de parede, tipo de aço, tipo de material, etc., reiniciando toda a espiral de projeto.

As análises também mostraram que um aumento no amortecimento estrutural de 10 vezes reduz o dano ao mesmo nível da estrutura com supressores, mostrando a importância do amortecimento na resposta final. Aumentar o amortecimento, porém, não é uma tarefa simples. Pesquisadores tentam alterar configurações, de modo a aumentar o amortecimento. Materiais compósitos podem ser a solução, pois além de suportar cargas elevadas, tem um maior amortecimento e grande resistência à fadiga.

No caso da estrutura de aço ser dimensionada com *strakes*, deve ser analisado o impacto devido à sua presença durante a fase de instalação. Deve-se tomar o cuidado durante o manuseio das juntas com supressores, de modo a não danificá-la, ou alterar o passo. Durante a instalação, deve-se verificar as aberturas por onde passarão estas juntas, de modo a ter uma folga considerável, pois o balanço da embarcação pode danificar os supressores no *moonpool* da embarcação, local reservado para instalação de estruturas marítimas.

IX.6. TENDÃO DE PLATAFORMA TLP

A Figura VI.8 mostra um tendão de uma plataforma TLP e no item VI.6 há uma descrição mais detalhada desta estrutura. Os dados do tendão estão mostrados a seguir:

Campo: Barracuda

Lâmina d'água: 815 m

Altura da base, onde está conectado o tendão: 5,00 m

Valor da tração mínima: 9426,80 kN

Diâmetro externo do tendão: 0,8128 m

Diâmetro interno do tendão: 0,7493 m

Espessura: 0,03175 m

Diâmetro de arrasto = Diâmetro de inércia: 0,8128 m

Comprimento total do tendão: 785,00 m

Densidade do fluido externo: 1025,42 kg/m³

Viscosidade cinemática da água: 1,5504E-06 m²/s

Fluido interno: ar

Densidade do aço: 7850 kg/m³

Módulo de elasticidade: 2,10E+11 N/m²

Massa do tendão no ar: 611,564 kg/m

Massa do tendão na água: 79,7238 kg/m

Massa adicional: 532,058 kg/m

Coefficiente de arrasto: 0,773

Coefficiente de inércia: 2,0

Tração no topo na posição de instalação (*offset* = 0.0): 10055,00 kN

Tração na base na posição de instalação: 9426,8 kN

Razão: 1,067

Valor da rigidez das *flexjoints*: 4200 kN.m/rd

Número de Strouhal: 0,17

Largura de Banda: 0,38

Amortecimento estrutural: 0,003

Fator de concentração de tensão global: 1,45

Curva S-N da API X: S₁ = 1,0E+08 N/m² para N₁ = 2,0E+06 ciclos

S₂ = 2,0E+08 N/m² para N₂ = 1,0E+05 ciclos

Corrente adotada: corrente de fadiga SUL – 10,13% de ocorrência no ano (maior probabilidade entre todos os perfis de fadiga):

Profundidade (m)	Velocidade de corrente (m/s)	Profundidade (m)	Velocidade de corrente (m/s)
50	0,65	450	0,17
100	0,49	550	0,17
150	0,47	650	0,16
250	0,24	750	0,15
350	0,18	900	0,13

Com estes dados, tiramos as seguintes informações:

- a) amortecimento equivalente $\xi_n = 0,02794$ (2º modo)
- b) parâmetro de propagação da onda $n\xi_n = 0,0559$
- c) frequências de excitação atuante na estrutura: $f_{\text{máx}} = 0,1359$ Hz
 $f_{\text{min}} = 0,0293$ Hz
- d) razão de velocidade $\Delta U/U_{av} = 2,104$
- e) número de modos potencialmente excitados $N_s = 2$
- f) parâmetro de caracterização $P = 87,53$
- g) razão de massa $\frac{m_t}{\rho D^2} = 0,9028$

Cabe aqui ressaltar que, apesar do parâmetro de caracterização ser maior do que 30, indicando elemento de cabo, o tendão foi modelado como elemento de viga, uma vez que esta estrutura tem grande rigidez a flexão, apesar de ter grande tração no topo e pequena variação linear de tração ao longo de seu comprimento.

IX.6.1. MODELAGEM E ANÁLISES

Trata-se de um tendão instalado em uma plataforma do tipo TLP, tracionado na extremidade superior. A sua modelagem seguiu basicamente os mesmos passos do item anterior. Primeiramente a estrutura foi modelada no

programa ANFLEX. A modelagem se compõe de 183 nós, 182 elementos de comprimento que variam de 1,00 a 5,00 m. A Figura IX.46 mostra o desenho do modelo estrutural adotado.

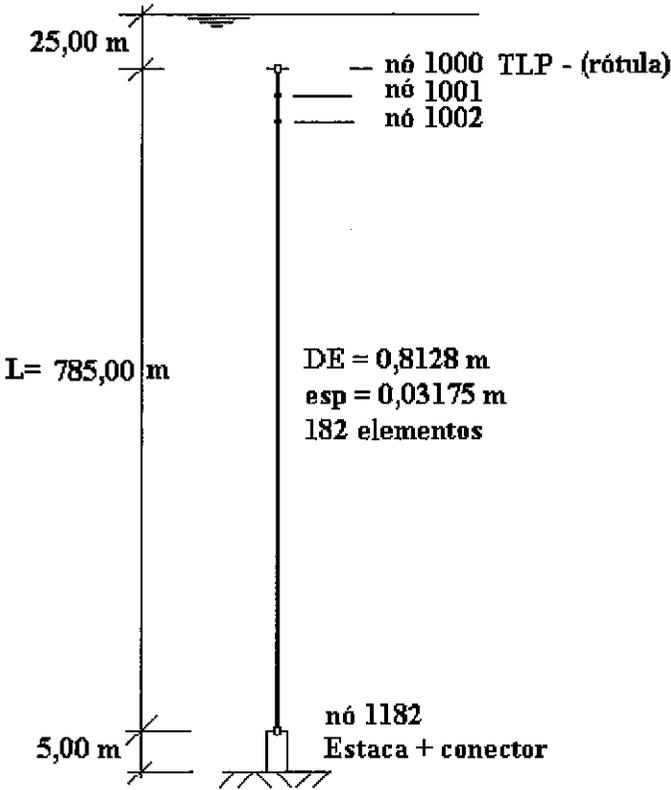


Figura IX.46 – Modelo estrutural do tendão

No programa RISERFW, a modelagem do tendão incluiu 182 elementos de 4,313 m cada. A exemplo do ANFLEX, a modelagem do RISERFW incluiu também 2 *flexjoints*, uma em cada extremidade do tendão.

Para o programa SHEAR7, a modelagem também inclui 182 elementos e a utilização do modelo bi-rotulado. Foram feitas três análises: uma viga com duas *flexjoints*, uma em cada extremidade, uma viga bi-rotulada e usando elemento de cabo. As diferenças entre as respostas foram insignificantes (varia de 0,016% nas

frequências baixas a 8,94% nas frequências altas). Este tipo de estrutura pode ser bem modelada no SHEAR7, não precisando de arquivos *.mds, gerados por um programa de elementos finitos.

A Tabela IX.17 mostra um resumo dos 10 primeiros modos de vibração.

Os RMS de deslocamentos tendão estão mostrados na Figura IX.47. Note que o 2º modo é o modo dominante, apesar da análise ter sido multi-modal. Os danos estão mostrados na Figura IX.48, onde a vida útil mínima é de 401606 anos, muito acima do necessário, não precisando, portanto, de supressores.

MODOS	ANFLEX		RISERFW		SHEAR7	
	Freq. (Hz)	Período (s)	Freq. (Hz)	Período (s)	Freq. (Hz)	Período (s)
1	0,0589	16,972	0,0589	16,980	0,0593	16,874
2	0,1182	8,461	0,1181	8,464	0,1189	8,411
3	0,1782	5,612	0,1781	5,614	0,1793	5,579
4	0,2392	4,180	0,2392	4,181	0,2407	4,155
5	0,3016	3,315	0,3016	3,315	0,3036	3,294
6	0,3658	2,734	0,3658	2,734	0,3682	2,716
7	0,4319	2,315	0,4320	2,315	0,4349	2,299
8	0,5004	1,998	0,5006	1,998	0,5040	1,984
9	0,5714	1,750	0,5718	1,749	0,5757	1,737
10	0,6452	1,550	0,6458	1,548	0,6503	1,538

Tabela IX.17 – 10 primeiros modos de vibração do tendão da TLP

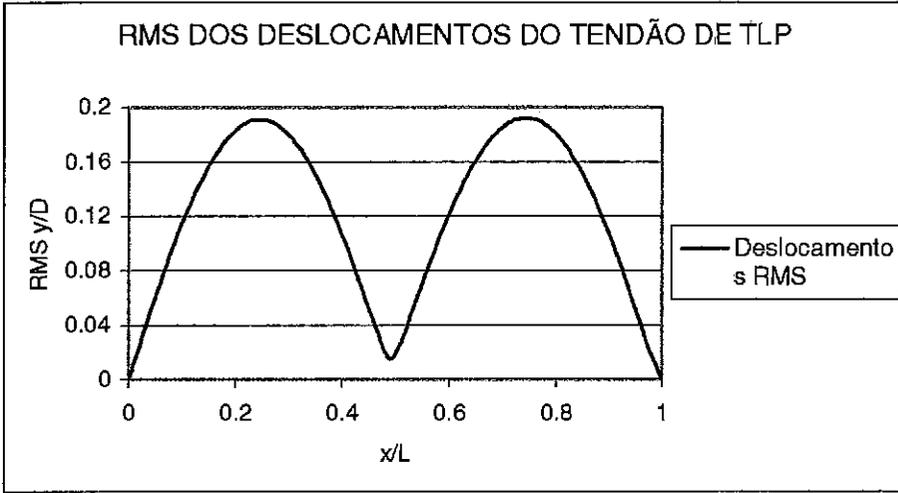


Figura IX.47 – Deslocamentos RMS do tendão da TLP

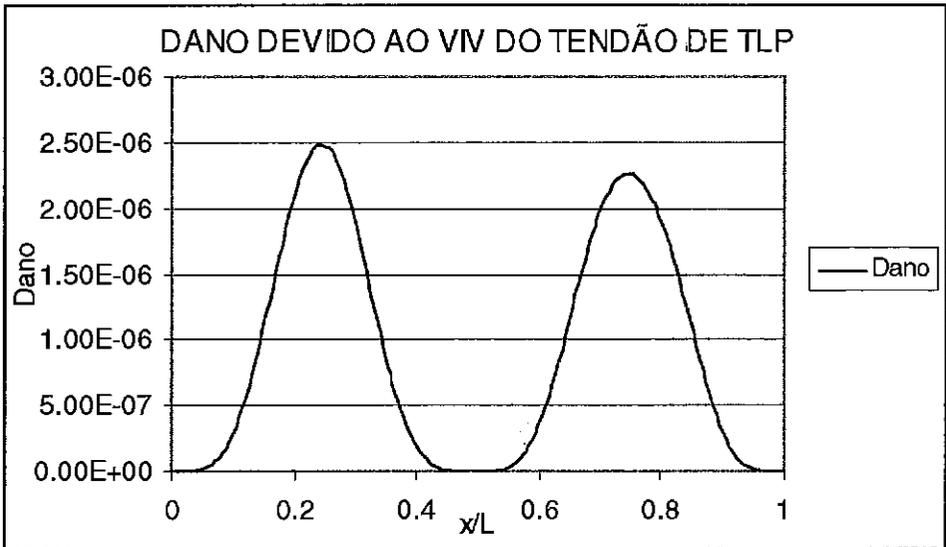


Figura IX.48 – Dano devido ao VIV do tendão da TLP

A variação do coeficiente de arrasto está mostrada na Figura IX.49. Ela segue a mesma distribuição dos deslocamentos RMS. Apenas na extremidade superior há o que parece uma inconsistência, pois na figura IX.46 não consta nenhuma variação brusca de y/D . Desconsiderando esta inconsistência, temos para valores médios, $C_D = 1,405$ e máximo $C_D = 1,561$. Em média, o aumento da

força que atua no tendão foi de 40,5% que é passada para a plataforma. Comparando com o riser de produção, que necessita de supressores, é um aumento bem menor, não impondo tão grandes variações nos esforços.

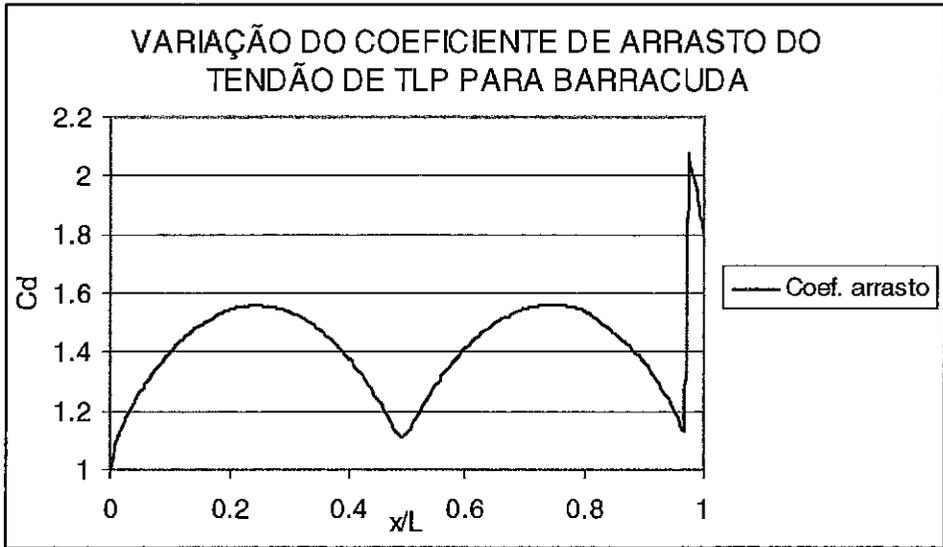


Figura IX.49 – Variação do Coeficiente de arrasto do tendão da TLP

As análises de VIV feitas para o tendão tem como objetivo estimar o aumento do C_D . Neste caso, as correntes importantes são a corrente extrema anual e centenária. Aplicando estas correntes no tendão [33], temos para a corrente extrema anual, uma tração de topo de 11200 kN (aumento de 11,4 %) e para a corrente centenária, uma tração de topo de 12500 kN (aumento de 24,3 %).

Estes valores estão relacionados somente com a condição estática, pois o nosso exemplo só tem corrente atuando. As análises finais levam em consideração os movimentos no apoio, onda, etc, chegando a parcela dinâmica a 18000 kN.

Os perfis de velocidade – direção SUL - [93] foram transformados em perfis monotônicos e estão apresentados na Tabela IX.18.

Profundidade (m)	Corrente extrema anual (m/s)	Corrente centenária (m/s)
0.0	1,45	1,70
50	1,31	1,54
100	1,17	1,39
140	1,00	1,18
230	0,61	0,78
340	0,60	0,76
415	0,50	0,72
545	0,48	0,71
640	0,44	0,52
750	0,36	0,41
Fundo	0,0	0.0

Tabela IX.18 – Correntes extremas anuais e centenária – direção Sul

Os novos períodos naturais do tendão para a condição anual estão mostrados na Tabela IX.19.

Modos	Frequência (Hz)	Período (s)
1	0,0605	16,535
2	0,1213	8,243
3	0,1828	5,469
4	0,2454	4,075
5	0,3094	3,232
6	0,3750	2,666
7	0,4427	2,259
8	0,5127	1,950

Tabela IX.19 – Novos períodos naturais do tendão sujeito à corrente extrema anual

Para a condição centenária, os períodos ficaram na mesma ordem de grandeza da condição extrema anual, mostrando que esta variação já não é tão significativa.

O resultado da variação do coeficiente de arrasto está mostrado na Figura IX.50. Na condição extrema anual, o coeficiente de arrasto chega a 1,993, enquanto que para a condição centenária, o C_D atingiu 2,027. Estes valores são próximos porque os perfis variam pouco na condição extrema, diferentemente do perfil de fadiga, usado na Figura IX.49.

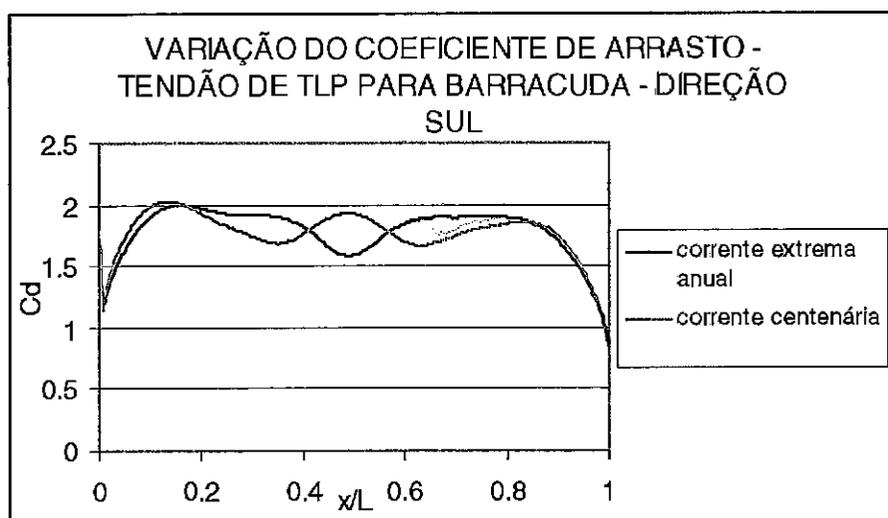


Figura IX.50 – Variação do coeficiente de arrasto devido às correntes extremas para o tendão da TLP

IX.6.2. CONCLUSÕES DAS ANÁLISES

A exemplo do item anterior, a análise de VIV fornecerá subsídios para as análises de tensões e fadiga de um tendão de TLP, pois há uma majoração do coeficiente de arrasto, que deve ser incluída nas etapas subsequentes de análises.

Notamos, porém, que, quando uma estrutura não necessita de supressores, esta majoração é bem menor do que se a mesma estrutura necessitasse de supressores. Isto porque as amplitudes de deslocamento são menores e seguindo as equações apresentadas no capítulo III, as outras grandezas com aceleração, tensão e dano serão menores.

Quando o tendão estiver sujeito a correntes extremas, uma análise de VIV poderá verificar a integridade da estrutura, comparando com a premissa de projeto (para cargas extremas). As amplitudes neste caso são grandes e, conseqüentemente, há um aumento no coeficiente de arrasto. Nas análises de tensões máximas e fadiga devida às ondas e movimentos impostos, a majoração do C_D devido às vibrações torna-se necessária.

Ao contrário de um riser, os tendões sofrem variações de tração com a passagem da onda que fazem com que haja alterações de frequências naturais, quebrando parte da sincronização.

IX.7. TLP

Com os exemplos IX.4 (SCR), IX.5 (Riser de produção) e IX.6 (tendão), aplicamos o conceito de majoração do coeficiente de arrasto para determinar o aumento da carga estática na plataforma tipo TLP, onde estas estruturas são instaladas.

Os valores das velocidades anuais de corrente medidas são levados a uma função de densidade de probabilidade de valores extremos. A Figura IX.51 mostra a distribuição de Weibull, adotada na PETROBRAS.

De posse desta função, obtemos, para valores médios, $U_{cor,med} = 1,135$ m/s e $U_{vento,med} = 22,5$ m/s; para valores centenários, $U_{cor,100} = 1,34$ m/s e $U_{vento,100} = 35,11$ m/s. Para valores médios, temos os seguintes valores da força estática média, obtido pelos programas ANFLEX e RISERF, mostrados nas Tabelas IX.20 e IX.21.

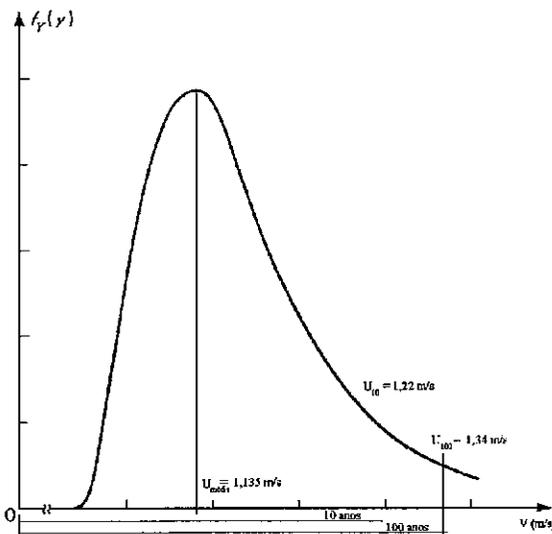


Figura IX.51 – Função de densidade de probabilidade de valores extremos de velocidade de corrente

VALORES MÉDIOS	FORÇA MÉDIA (kN)	
	$C_D = 1,0$	C_D médio (*)
Tendões (8)	1030,0	1452,3 ($C_D = 1,41$)
Risers de Produção (17)	742,1	1291,2 ($C_D = 1,74$)
Risers flexíveis e SCR	1202,0	1803,0 ($C_D = 1,50$)
Vento no caso ⁽¹⁾	1518,7	1518,7
Corrente no casco ⁽²⁾	686,8	686,8
TOTAIS	5179,6	6752,0
AUMENTO	30,4 %	

(*) – Valores calculados dos exemplos anteriores.

(1) $F = 22,5^2 \cdot C_w$, onde $C_w = 3,00$

(2) $F = 1,135^2 \cdot C_v$, onde $C_v = 533,17$

Tabela IX.20 – Aumento da carga estática lateral na TLP para valores médios de vento e corrente

VALORES CENTENÁRIOS	FORÇA MÉDIA (kN)	
	$C_D = 1,0$	C_D médio
Tendões (8)	1483,8	2092,2 ($C_D = 1,41$)
Risers de Produção (17)	1072,0	1865,3 ($C_D = 1,74$)
Risers flexíveis e SCR	1608,8	2413,2 ($C_D = 1,50$)
Vento no caso	3698,4	3698,4
Corrente no casco	957,5	957,5
TOTAIS	8820,5	11026,6
AUMENTO	25,0 %	

Tabela IX.21 – Aumento da carga estática lateral na TLP para valores centenários de vento e corrente

Portanto, as análises de VIV não devem ser desprezadas na espiral de projeto, pois um erro de 25 % na carga estática lateral pode levar estas estruturas a sérios danos estruturais, ou a um *offset* superior ao permitido. Este aumento do conjunto somado com o aumento da força de arrasto dos risers verticais de produção poderá inclusive acarretar o choque entre eles.

IX.8. LINHAS DE ANCORAGEM TIPO TAUT-LEG

As Figuras I.7 e VI.9 mostram os sistemas de amarração e uma linha *taut-leg*, respectivamente. No item VI.7 há uma descrição mais detalhada desta linha. Os dados da linha de amarração estão mostrados a seguir:

Campo: Marlim

Lâmina d'água: 770 m

Material adotado: poliéster e amarra

Diâmetro externo da linha de poliéster: 160 mm

Diâmetro de arrasto = Diâmetro de inércia: 160 mm

Comprimento total da linha: 1173 m

Densidade do fluido externo: 1025,42 kg/m³

Viscosidade cinemática da água: 1,5504E-06 m²/s

Massa do poliéster: 17,4 kg/m

Módulo de elasticidade axial: 107,49E+06 N (estático)
244,29E+06 N (dinâmico)

Massa da amarra: 197,6 kg/m e 126,5 kg/m

Peso no ar: 1938 N/m e 1240 N/m

Peso na água: 1687 N/m e 1080 N/m

Coefficiente de arrasto: 1,2

Coefficiente de inércia: 2,0

Tração no topo na posição de instalação (*offset* = 0.0): 970,0 kN

Tração no fundo na posição de instalação: 784,90 kN

Razão: 1,236

Número de Strouhal: 0,17

Largura de Banda: 0,38

Amortecimento estrutural: 0,003

Corrente adotada: corrente extrema anual – direção N:

Profundidade (m)	Velocidade de corrente (m/s)	Profundidade (m)	Velocidade de corrente (m/s)
0,0	0,96	415	0,53
50	0,89	545	0,53
100	0,80	640	0,51
140	0,78	750	0,48
230	0,59	770	0,00
340	0,57	-	-

Com estes dados, tiramos as seguintes informações:

- amortecimento equivalente $\xi_n = 0,02834$ (13º modo)
- parâmetro de propagação da onda $n\xi_n = 0,3684$
- frequências de excitação atuante na estrutura: $f_{\max} = 1,02$ Hz
 $f_{\min} = 0,00$ Hz
- razão de velocidade $\Delta U/U_{av} = 1,5726$
- número de modos potencialmente excitados $N_s = 19$
- parâmetro de caracterização $P = 670,87$
- razão de massa $\frac{m_t}{\rho D^2} = 2,1831$

IX.8.1. MODELAGEM E ANÁLISES

A modelagem no ANFLEX foi feita com uma linha inclinada a 45°, usando elementos de treliça e modelando os 6 segmentos descritos na Figura IV.9 e Tabela VI.1. Os comprimentos dos elementos foram:

- a) Segmento 1: Amarra de 95 mm – 4 elementos de 3,9725 m enterradas no solo e 5 elementos de 6,822 m acima do solo;
- b) Segmento 2: Cabo de poliéster de 160 mm – 106 elementos de 8,92543 m;
- c) Segmento 3: Amarra de 76 mm – 2 elementos de 1 m;
- d) Segmento 4: Cabo de poliéster de 160 mm – 3 elementos de 15 m;
- e) Segmento 5: Amarra de 76 mm – 2 elementos de 5 m;
- f) Segmento 6: Amarra de 76 mm – 30 elementos de 5 m.

Também foram feitas análises usando o ANFLEX modelando a linha como vertical, para posterior comparação com outros programas.

No programa RISERFW, a modelação seguiu conforme o modelo apresentado na Figura IX.52: vertical e discretizando a estrutura conforme foi feito no ANFLEX.

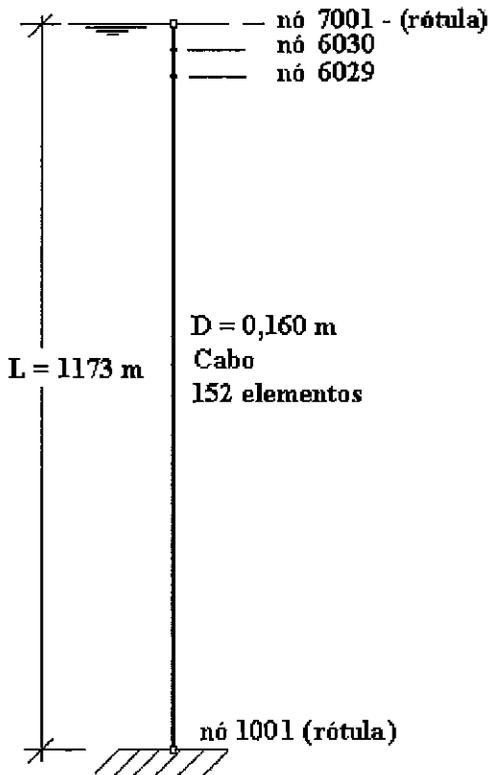


Figura IX.52 – Modelo estrutural da linha Taut-leg

Para o SHEAR7, a modelagem foi considerando-se o diâmetro do cabo de poliéster, com 100 elementos e elemento de cabo. Tanto para o RISERFW quanto o SHEAR7, ajustes foram feitos devido às limitações dos respectivos programas:

- a) No modelo vertical, assume-se que os modos nos planos XZ e YZ são iguais. No modelo inclinado, os modos no plano são diferentes dos modos fora do plano, pois o modelo no plano trabalha como uma catenária apesar da linha esticada, e o modo fora do plano trabalha como uma viga bi-apoiada, assemelhando-se ao modelo vertical utilizado nos programas RISERFW e SHEAR7. Para efeito de comparação, tomou-se somente os modos no plano, devido ao carregamento fora do plano.
- b) Nas análises de VIV, são utilizados os períodos no plano para correntes atuando fora do plano, sendo esta a condição mais desfavorável.
- c) No modelo vertical não há praticamente variação nos períodos com a corrente. No modelo inclinado, para uma corrente no plano a zero grau, há um aumento na tração e, conseqüentemente uma diminuição nos períodos naturais. Esta variação fica em torno de 6 %. Para o modelo do ANFLEX, ajustou-se a tração no topo por este valor.
- d) A massa adicionada na direção Z é nula no modelo vertical. No modelo inclinado é nula na direção axial da linha de ancoragem, mas apresenta uma componente na direção global Z.

A Tabela IX.22 mostra os resultados obtidos para os períodos naturais, em segundos, correspondentes aos modos laterais da linha.

Modo	ANFLEX (inclin.) (s)	ANFLEX (vertical) (s)	RISERFW (s)
1	17,6	17,6	17,6
2	9,48	9,49	9,50
3	6,64	6,65	6,66
4	4,94	4,95	4,96
5	3,95	3,95	3,96
6	3,34	3,35	3,35
7	2,94	2,94	2,94
8	2,59	2,59	2,59
9	2,27	2,27	2,27

Tabela IX.22 – Períodos naturais da linha de *Taut-leg*

O programa SHEAR7 permite que a linha seja analisada de duas formas distintas:

- a) análise com modelo vertical com massa efetiva correspondente ao modo predominante;
- b) Idem, com o modelo inclinado, mas somente com o sistema ANFLEX.

Outros modelos como o vertical com massa efetiva entrando-se diretamente com as frequências naturais, modos e curvaturas calculadas a partir do programa RISERFW ou ANFLEX foram feitos, mas a apresentação será apenas dos modelos simplificado vertical e inclinado.

A Tabela IX.23 mostra os resultados destas 2 análises, para a condição unimodal.

Resultados	M o d e l o	
	A	B
Tração no topo	970,0 kN	970,0 kN
Tração no fundo	784,9 kN	784,9 kN
Modos potencialmente excitáveis	1 ao 19	1 ao 37
Nº do modo dominante	13	22
Freq. do modo dominante	0,684 Hz	0,652 Hz
Máximo RMS deslocamento/Diâmetro	0,540	0,603
Modos que entraram no cálculo do RMS	10 ao 16	19 ao 25
Amortecimento equivalente (%)	2,834	2,859
C_D Amplif	1,747	1,842

Tabela IX.23 – Resultados de uma análise uni-modal da linha *taut-leg*

Analisando a Tabela IX.23 vemos uma aproximação para as frequências associadas ao modo dominante de VIV. O modo predominante corresponde ao último modo potencialmente excitável. É importante ressaltar que existem muitos modos potencialmente excitáveis e que a partir do 18º modo, todos eles apresentam-se como o possível modo dominante. Isto é típico do comportamento de cabos, onde as frequências altas estão bastante próximas conforme pode ser verificado na Tabela IX.22.

A diferença entre os resultados de RMS de deslocamento é insignificante, apesar das diferentes metodologias dos modelos A e B, tanto no que se refere ao cálculo das frequências naturais e modos quanto na análise de VIV. O parâmetro P (equação IX.1) é maior do que 300, refletindo claramente o comportamento de um cabo. O amortecimento final para o modo predominante é maior do que 2%, isto é, bem superior ao amortecimento estrutural adotado de 0,3%, refletindo a importância do amortecimento hidrodinâmico. Este fato reforça a necessidade da

escolha criteriosa da banda, a qual define o comprimento do trecho excitado e os comprimentos dos trechos de amortecimento hidrodinâmico.

A Tabela IX.24 mostra os resultados das mesmas análises, agora para a condição multi-modal. As diferenças entre ops casos A e B, quando comparadas em termos de RMS, mostram um acréscimo de aproximadamente 29 %. Tal aumento reflete a contribuição de vários modos na resposta. Os valores encontrados de amortecimento total foram bem elevados em relação à condição uni-modal (Tabela IX.23), indicando uma redução dos RMS de deslocamentos de 24 % a 35 %.

Resultados	Modelo	
	A	B
Tração no topo	970,0 kN	970,0 kN
Tração no fundo	784,9 kN	784,9 kN
Modos potencialmente excitáveis	1 ao 19	1 ao 37
Modos considerados*	9,10, 12 ao 19	15,17,19 ao 32 e 37
Nº do modo dominante	13	22
Freq. do modo dominante	0,684 Hz	0,652 Hz
Máximo RMS deslocamento/Diâmetro	0,353	0,456
Modos que entraram no cálculo do RMS	9 ao 19	15 ao 37
Amortecimento equivalente (%)	4,148	4,203
C_D Amplif	1,631	1,942

Obs: * - os modos considerados pelo SHEAR7 após a eliminação dos *overlappings*. É importante observar que a técnica de eliminação dos *overlappings* desconsidera vários modos intermediários potencialmente excitáveis.

Tabela IX.24 – Resultados de uma análise multi-modal da linha *taut-leg*

É importante observar também que neste caso, o modelo multi-modal é o indicado, pois tem-se que o número de modos excitados N_s é 25 e a razão de velocidade $\frac{\Delta U}{U_{av}}$ vale aproximadamente 1,49. Entrando na Figura II.11, tem-se que o problema cai na região I, associada com a condição multi-modal. Portanto, a análise multi-modal é a indicada, confirmando que o modelo de cabo, por ter frequências muito próximas (inclusive perto da ressonância), tem, na sua grande maioria, uma resposta com vários modos atuando na estrutura.

Ao compararmos as Tabelas IX.23 e IX.24, notamos que os modos dominantes permaneceram os mesmos, como era de se esperar. No caso B, os modos excitáveis chegaram ao 37º modo porque o arquivo *.mds do ANFLEX tem os 37 primeiros modos e o programa SHEAR7 entende que todos estes modos excitam a estrutura. No caso de uma reanálise, poderíamos reduzir este arquivo para os 20 primeiros modos, que não alteraria a resposta.

A Tabela IX.25 mostra os resultados destas 2 análises, para a condição uni-modal, agora adotando uma tração de topo de 3227,8 kN, o que significa um cabo bastante tracionado. Para estes casos, aumentamos o número de Strouhal para 0,18 e largura de banda para 0,60, de modo a obtermos maiores comprimentos excitados:

Resultados	Modelo	
	A	B
Tração no topo	3227,8 kN	3227,8 kN
Tração no fundo	3029,5 kN	3029,5 kN
Modos potencialmente excitáveis	1 ao 11	1 ao 17
Nº do modo dominante	11	17
Freq. do modo dominante	1,103 Hz	1,044 Hz
Máximo RMS deslocamento/Diâmetro	0,444	0,459
Modos que entraram no cálculo do RMS	8 ao 14	14 ao 20
Amortecimento equivalente (%)	3,080	1,503
C_D Amplif	1,633	1,779

Tabela IX.25 – Resultados de uma análise uni-modal da linha *taut-leg*

Ao compararmos a Tabela IX.25 com a Tabela IX.23, vemos que houve uma redução no número de modos excitados e o modo dominante decresceu. Os RMS de deslocamentos e a amplificação do coeficiente de arrasto reduziram em ambos os casos.

Diferente de cada modelo, as frequências excitadas estão perto uma das outras, indicando que para o perfil de corrente adotado, a frequência de aproximadamente 1,0 Hz é a de maior vibração.

A Tabela IX.26 mostra os resultados das mesmas análises, agora para a condição multi-modal:

Resultados	Modelo	
	A	B
Tração no topo	3227,8 kN	3227,8 kN
Tração no fundo	3029,5 kN	3029,5 kN
Modos potencialmente excitáveis	1 ao 14	1 ao 17
Modos considerados	5 ao 9 e 11	7, 9 11 ao 17
Nº do modo dominante	11	17
Freq. do modo dominante	1,103 Hz	1,044 Hz
Máximo RMS deslocamento/Diâmetro	0,422	0,628
Modos que entraram no cálculo do RMS	5 ao 11	7 ao 17
Amortecimento equivalente (%)	2,710	2,415
C_D Amplif	1,731	2,139

Tabela IX.26 – Resultados de uma análise multi-modal da linha *taut-leg*

Analisando as Tabelas IX.25 e IX.26, notamos que os valores máximos RMS de deslocamentos decresceram 5 % no caso A, porém aumentaram 37 % no caso B. Para o caso B, a condição uni-modal, a estrutura está 33% do seu comprimento excitada, sendo que no caso multi-modal, o mesmo modo participa excitando a estrutura 17% do seu comprimento, porém somando os outros modos que participam da resposta, a excitação alcança 98 % da estrutura.

Mais uma vez, a utilização do programa ANFLEX para gerar o arquivo *.mds da linha inclinada levou a respostas elevadas (valores de y_{RMS}/D), porque inclui as reais condições de contorno e a real distribuição de massas ao longo da estrutura.

IX.8.2. CONCLUSÃO

Vemos neste exemplo a variação de resposta quando se considera uma estrutura vertical simplificada, uma estrutura vertical completa, incluindo as condições de contorno e a estrutura real, inclinada, completa. As respostas estão dentro de uma variação aceitável, induzindo ao analista a adotar um modelo simplificado para o caso de uma linha de ancoragem onde o problema de VIV não é significativo em termos de fadiga. A análise de VIV em linhas de ancoragem é importante para a obtenção do acréscimo do coeficiente de arrasto, o qual se mantém dentro de uma faixa de valores apesar das diferenças nos modelos empregados.

Quando se analisa uma estrutura, é necessário verificar se a sua resposta é uni-modal ou multi-modal. As respostas apresentadas mostram que podemos ter surpresas, caso analisemos uma estrutura sem o cuidado devido. As análises preliminares devem incluir o maior número de modos possíveis participantes da resposta e por uma análise de energia, vemos quais modos podem participar das vibrações. Utilizando a Figura II.11, podemos finalmente concluir se a resposta é ou não uni-modal. No caso de linhas de ancoragem, a resposta tende a ser multi-modal.

IX.9. RISER EM CATENÁRIA SUSPensa - JUMPER

A Figura VI.11 mostra a configuração de um *jumper* e o item VI.8 descreve mais detalhadamente esta estrutura, incluindo uma figura onde mostra todas as camadas da linha flexível. Os dados do *jumper* são mostrados a seguir:

Campo: Barracuda
 Lâmina d'água: 815 m
 Diâmetro externo médio do riser: 0,3934m
 Diâmetro interno médio do riser: 0,2809 m
 Espessura média: 0,05625 m
 Diâmetro de arrasto = Diâmetro de inércia: 0,3934 m
 Comprimento total da catenária: 825,00 m
 Comprimento analisado: 412,50 m
 Densidade do fluido externo: 1025,42 kg/m³
 Viscosidade cinemática da água: 1,5504E-06 m²/s
 Densidade do óleo: 8,900 kN/m³
 Módulo de elasticidade: 5,2451E+06 kN/m²
 Peso do *jumper* no ar vazio: 2,0814 kN/m
 Peso do *jumper* na água vazio: 0,8590 kN/m
 Rigidez axial EA: 312500,00 kN
 Rigidez flexional EI: 49,61 kN.m²
 Coeficiente de arrasto inicial: 1,0
 Coeficiente de inércia: 2,0
 Número de Strouhal: 0,17
 Largura de Banda: 0,38
 Amortecimento estrutural: 0,05

Corrente adotada: corrente SUL decenária:

Profundidade (m)	Velocidade de corrente (m/s)	Profundidade (m)	Velocidade de corrente (m/s)
0,0	1,58	361,60	0,64
71,60	1,43	436,60	0,60
121,60	1,29	661,60	0,48
161,60	1,10	751,60	0,39
251,60	0,67	805,00	0,00

A profundidade máxima que esta configuração atinge é de 300 m. A partir daí, os dados não são considerados. Com os dados acima, tiramos as seguintes informações:

- a) amortecimento equivalente $\xi_n = 0,06859$ (18° modo)
- b) parâmetro de propagação da onda $n\xi_n = 1,2347$
- c) frequências de excitação atuante na estrutura: $f_{\text{máx}} = 0,7229$ Hz
 $f_{\text{min}} = 0,2699$ Hz
- d) razão de velocidade $\Delta U/U_{av} = 1,1256$
- e) número de modos potencialmente excitados $N_s = 13$
- f) parâmetro de caracterização $P = 109,35$
- g) razão de massa $\frac{m_t}{\rho D^2} = 2,1018$

IX.9.1. INTRODUÇÃO

Trata-se do estudo de um *jumper* de 12" de diâmetro com óleo, destinado a interligar a TLP P-41 com o FPSO P-43, conforme mostra a Figura IX.53. Este *jumper* será instalado junto ao lado de bombordo do FPSO e boreste da TLP. A distância entre o FPSO e a TLP é de 500 m e a flecha de 300 m. A configuração empregada está mostrada na Figura IX.54.

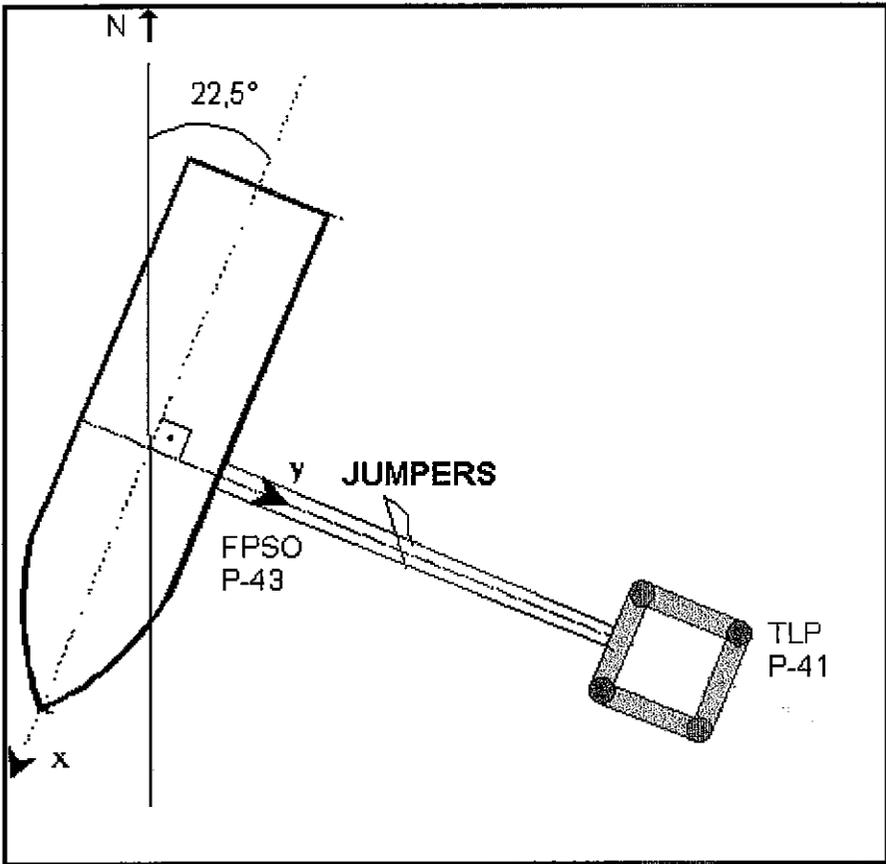


Figura IX.53 – FPSO P-43 e TLP P-41 - esquema

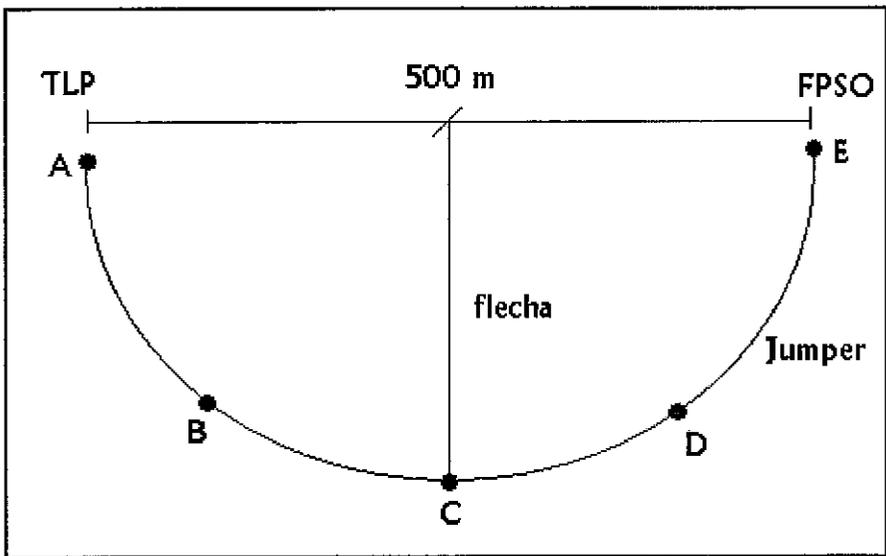


Figura IX.54 – Esquema do jumper considerado

As análises realizadas tiveram como objetivo calcular o coeficiente de arrasto, utilizando os programas ANFLEX, RISERFW e o SHEAR7. No programa ANFLEX fez-se a análise do *jumper* completo e determinou-se os períodos de vibração. Como não é possível analisar o *jumper* completo na versão atual do SHEAR7, mesmo gerando-se os modos pelo ANFLEX, procurou-se um modelo do *jumper* pela metade (equivalente) que melhor representa-se o *jumper* completo. Este estudo foi realizado utilizando os programas RISERFW e ANFLEX.

IX.9.2. MODELAGEM E ANÁLISES

A Figura IX.55 apresenta o modelo do *jumper* completo e a Figura IX.55 apresenta o modelo equivalente. Este foi obtido através do ajuste no PREANF onde buscou-se uma configuração que reproduzisse as trações do topo e da base. A Tabela IX.27 apresenta um resumo das trações nos dois modelos.

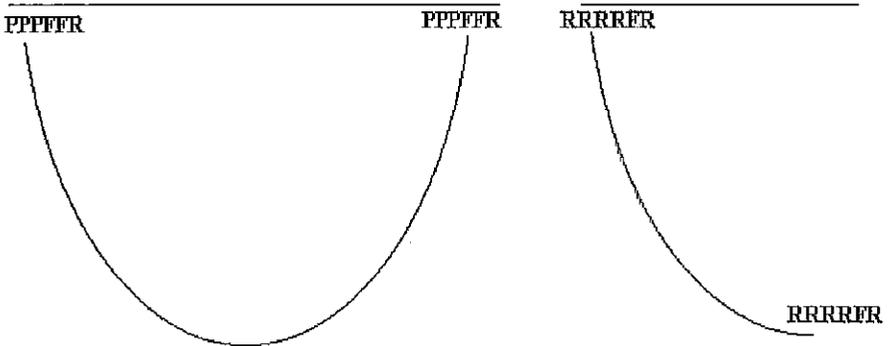


Figura IX.55 – *Jumper* completo e meio-*jumper*

Tração	Modelo Completo	Modelo Equivalente
Topo Esquerdo	613,87 kN	615,66 kN
Base	193,64 kN	192,35 kN
Topo Direito	613,87 kN	-

Tabela IX.27 – Trações nos modelos completo e equivalente

A Figura IX.56 mostra o desenho do modelo estrutural adotado no programa SHEAR7 e a Tabela IX.28 mostra as frequências naturais do modelo equivalente, no plano da catenária. O que valida o modelo equivalente são as trações no topo e na base, que são as mesmas do modelo completo.

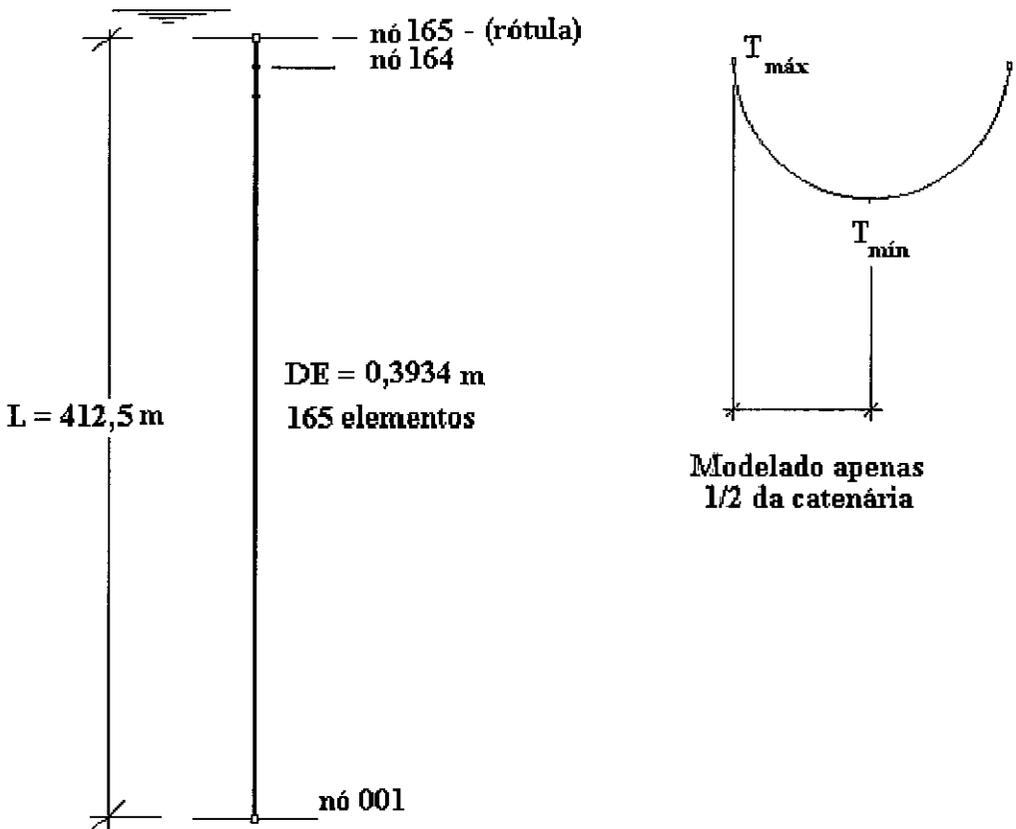


Figura IX.56 – Modelo estrutural do jumper

MODOS	ANFLEX (modelo equivalente)	
	Freq. (Hz)	Período (s)
1	0.0621	16,090
2	0.1025	9,756
3	0.1433	6,978
4	0.1805	5,541
5	0.2193	4,560
6	0.2557	3,911
7	0.2941	3,400
8	0.3311	3,020
9	0.3690	2,710
10	0.4049	2,469

Tabela IX.28 - Freqüências naturais do meio-jumper

Uma vez definido o modelo, fez-se as análises no SHEAR7. A exemplo do riser rígido em catenária, foram feitas varias análises: as duas primeiras usando somente os recursos do SHEAR7, modelando o jumper como uma viga biapoiada com variação linear da tração, sendo que a primeira, a resposta é uni-modal e a segunda é multi-modal. Utilizando o programa ANFLEX, foram gerados os arquivos *.cat e *.mds, de modo que o programa SHEAR7 use a entrada automática da variação da tração e também dos modos de vibração da estrutura.

As análises realizadas foram as seguintes:

- a) análise 1: uni-modal, sem considerar os arquivos *.cat e *.mds;
- b) análise 2: multi-modal, sem considerar os arquivos *.cat e *.mds;
- c) análise 3: uni-modal, considerando *.cat e sem considerar *.mds;
- d) análise 4: multi-modal, considerando *.cat e sem considerar *.mds;
- e) análise 5: uni-modal, sem considerar *.cat e considerando *.mds;
- f) análise 6: multi-modal, sem considerar *.cat e considerando *.mds;
- g) análise 7: uni-modal, considerando os arquivos *.cat e *.mds;

h) análise 8: multi-modal, considerando os arquivos *.cat e *.mds.

Os resultados das análises, expressos em variação do coeficiente de arrasto ao longo do comprimento, estão apresentados na Tabela IX.29.

x/L	Anál. 1 C _D	Anál. 2 C _D	Anál. 3 C _D	Anál. 4 C _D	Anál. 5 C _D	Anál. 6 C _D	Anál. 7 C _D	Anál. 8 C _D
0	1,800	0,989	1,000	1,000	1,800	0,989	1,000	1,000
0,097	1,147	1,146	1,123	1,086	1,040	1,033	1,048	1,076
0,194	1,194	1,172	1,170	1,102	1,176	1,149	1,174	1,104
0,291	1,219	1,183	1,126	1,121	1,122	1,103	1,135	1,135
0,388	1,220	1,199	1,159	1,145	1,086	1,069	1,098	1,203
0,485	1,340	1,222	1,264	1,141	1,149	1,127	1,087	1,299
0,582	1,419	1,198	1,318	1,140	1,490	1,419	1,419	1,363
0,679	1,519	1,221	1,434	1,146	1,595	1,505	1,499	1,412
0,776	1,523	1,205	1,457	1,140	1,780	1,660	1,679	1,345
0,873	1,454	1,173	1,365	1,127	1,879	1,743	1,770	1,411
0,970	1,618	1,163	1,532	1,127	1,562	1,468	1,497	1,445
MÉDIA	1,545	1,287	1,395	1,228	1,568	1,427	1,441	1,379

Tabela IX.29 – Coeficiente de arrasto ao longo do *jumper* para corrente S

A média geral para o coeficiente de arrasto entre todos os resultados apresentados na Tabela IX.29 é 1,409. As análises indicaram um valor médio para as análises 7 e 8, consideradas as mais realistas, o valor de 1,41. Portanto, pelas análises apresentadas o valor do C_D para as análises dinâmicas do *jumper* é na ordem de 1.40. Análises correspondentes ao dano mostraram que neste caso, este valor é pequeno, o que é uma decorrência natural do maior amortecimento estrutural (5 %) e da maior resistência à fadiga.

IX.9.3. CONCLUSÕES

As análises paramétricas para esta estrutura indicaram o valor de 1,4 como razoável para ser adotado como coeficiente de arrasto dos *jumpers*. Este dado será usado nas análises subsequentes de tensões máximas e fadiga devido a onda e movimentos de apoio. Vemos, portanto que a corrente Sul impõe uma vibração fazendo com que a estrutura seja submetida a uma carga 40 % maior.

Neste tipo de problema, a utilização de supressores não traria nenhum benefício, pois o acréscimo de C_D seria maior.

É importante salientar ainda que a utilização de um C_D majorado para as condições de projeto é conservativa, pois neste caso teríamos a atuação simultânea da onda e dos movimentos dos corpos flutuantes aos quais o *jumper* está conectado, o que tende a quebrar parte do sincronismo dos vórtices.

O comportamento de um riser flexível é similar a de um material compósito, pois apresenta simultaneamente um maior amortecimento estrutural [102] e uma maior resistência à fadiga.

CAPÍTULO X**CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA
DESENVOLVIMENTOS FUTUROS**

Este trabalho teve como finalidade o estudo dos efeitos de VIV sobre uma estrutura *offshore* sob ações da corrente marinha, principalmente, e ondas. O planejamento deste trabalho inclui uma apresentação dos tipos de plataformas e equipamentos em geral, uma breve discussão teórica dos modelos desenvolvidos no domínio da frequência e no domínio do tempo e a apresentação de um número razoável de tipos de supressores de vórtices. Após estes capítulos, apresentamos com mais detalhes, estruturas que estão sujeitas às vibrações por VIV, principalmente o captador de água gelada, por ser uma estrutura em que o autor participou de todas as etapas de projeto, acompanhou todos os ensaios referentes à esta estrutura e participou da instalação e, posteriormente, da inspeção.

Uma série de ensaios foram feitos com o captador no tanque do IPT, dentre eles os ensaios de tensões máximas, brevemente explicado aqui, verticalização e oscilações forçadas (não comentados) e os ensaios de VIV, com o objetivo de escolher o melhor tipo de supressor. Estes resultados foram apresentados e comparados com os programas SHEAR7 e LIC22. No capítulo VIII, apresentamos o estado da arte em termos de ensaios no exterior, incluindo a descrição sucinta de alguns tanques utilizados por pesquisadores nesta área.

Finalmente, apresentamos os efeitos que as estruturas sujeitas ao VIV sofrem com o carregamento ambiental. Cada estrutura teve um estudo e foram analisados os resultados. O captador (exemplo 1), a primeira e mais importante estrutura analisada, apresentou um comportamento característico de uma

estrutura com grandes vibrações, sendo necessário o uso de supressores. Variamos os comprimentos revestidos com supressores para verificarmos sua eficiência. Retiramos a corrente no mesmo intervalo onde estão os supressores e verificamos que a redução da excitação devido a não existência da corrente corresponde à redução da excitação imposta pelos supressores. Analisamos as respostas de VIV devido às correntes, ondas + correntes, movimento imposto + correntes e ondas + correntes + movimentos impostos. Como conclusão, vemos que ao analisarmos o captador sujeito somente à corrente, obtemos respostas mais conservativas. As respostas menos conservativas são quando temos ondas + correntes, pois as ondas tendem a reduzir o sincronismo dos vórtices. Outras análises como verificação da resposta uni-modal e multi-modal e variação do número de Strouhal também foram analisadas.

O riser de perfuração (exemplo 2) foi analisado pelos métodos de Nikkel, Brooks e Vandiver. As respostas tiveram uma variação de 34 % em relação à resposta do Vandiver. Também foram analisados casos com com outras correntes, necessidade de supressores e dano à fadiga.

O riser rígido em catenária (exemplo 3) foi analisado no sentido da adoção de um método mais simples sugerido por Vandiver. Verificamos que este método não é o mais indicado e comparamos os resultados com os métodos mais realistas.

O riser de produção para TLP (exemplo 4) é uma estrutura que necessita de supressores de vórtices por apresentar um dano devido ao VIV alto. O aumento do coeficiente de arrasto é importante, neste caso, para sua utilização em análises posteriores de tensões máximas e fadiga. Um estudo interessante foi a imposição de um amortecimento estrutural que diminuisse o dano a níveis da estrutura com *strakes*. Foi analisada também a hipótese de se utilizar um material compósito. Verificou-se neste caso que a vida útil aumenta consideravelmente.

O tendão da TLP (exemplo 5) foi outra estrutura em que analisamos o aumento do coeficiente de arrasto. Este aumento foi utilizado na avaliação do aumento da carga estática lateral da plataforma, devido aos aumentos da força média de 8 tendões, 17 risers de produção e dos risers flexíveis e rígidos em catenária.

A linha de ancoragem *taut-leg* (exemplo 6) foi analisada verificando seu comportamento de cabo. Até então, todas as estruturas estudadas tinham comportamento de viga. Sua resposta típica inclui vários modos sendo excitados e com frequências altas. A atenuação da resposta fica mais evidente neste caso.

Finalmente, analisamos um *juniper* (exemplo 7), no que se refere ao aumento de C_D . O dano, para esta estrutura, é pequeno, devido ao fato da linha ser flexível, que apresenta um maior amortecimento estrutural e uma maior resistência à fadiga.

Um resumo dos resultados destes exemplos está mostrado na Tabela X.1.

EXEMPLO	N_S	RAZÃO DE MASSA	$\frac{\Delta V}{V_{méd}}$	SUPRESSORES (S OU N)	AMORTECIMENTO MODAL (ξ_n)	PARÂMETRO DE PROPAGAÇÃO DA ONDA ($n\xi_n$)	REGIÃO DE EXCITAÇÃO (x/L)
1	3	2,10	1,17	S	0,0267 (4º modo)	0,107	0,853 a 1,000
2	4	2,23	1,07	N	0,0264 (4º modo)	0,105	0,584 a 0,901
3	12	1,83	2,63	N	0,0168 (12º modo)	0,201	0,928 a 0,950
4	8	1,41	1,91	S	0,0300 (8º modo)	0,240	0,795 a 0,967
5	2	0,90	2,14	N	0,0279 (2º modo)	0,056	0,841 a 0,967
6	28	2,59	1,49	N	0,0221 (28º modo)	0,618	0,515 a 1,000
7	13	2,10	1,13	N	0,0686 (18º modo)	1,235	0,904 a 1,000

Tabela X.1 – Resumo dos resultados dos exemplos analisados

Ao desenvolvermos estes estudos, confirmamos as controvérsias descritas na literatura, onde resultados diferentes são obtidos por pesquisadores pelo fato de utilizarem programas diferentes que adotam hipóteses diferentes. Os ensaios são importantes para balizar todo este conhecimento, e no Brasil, os ensaios feitos no IPT pela Petrobrás foram o início do que esperamos ser, de uma série de ensaios de modelos reduzidos e testes em escala real.

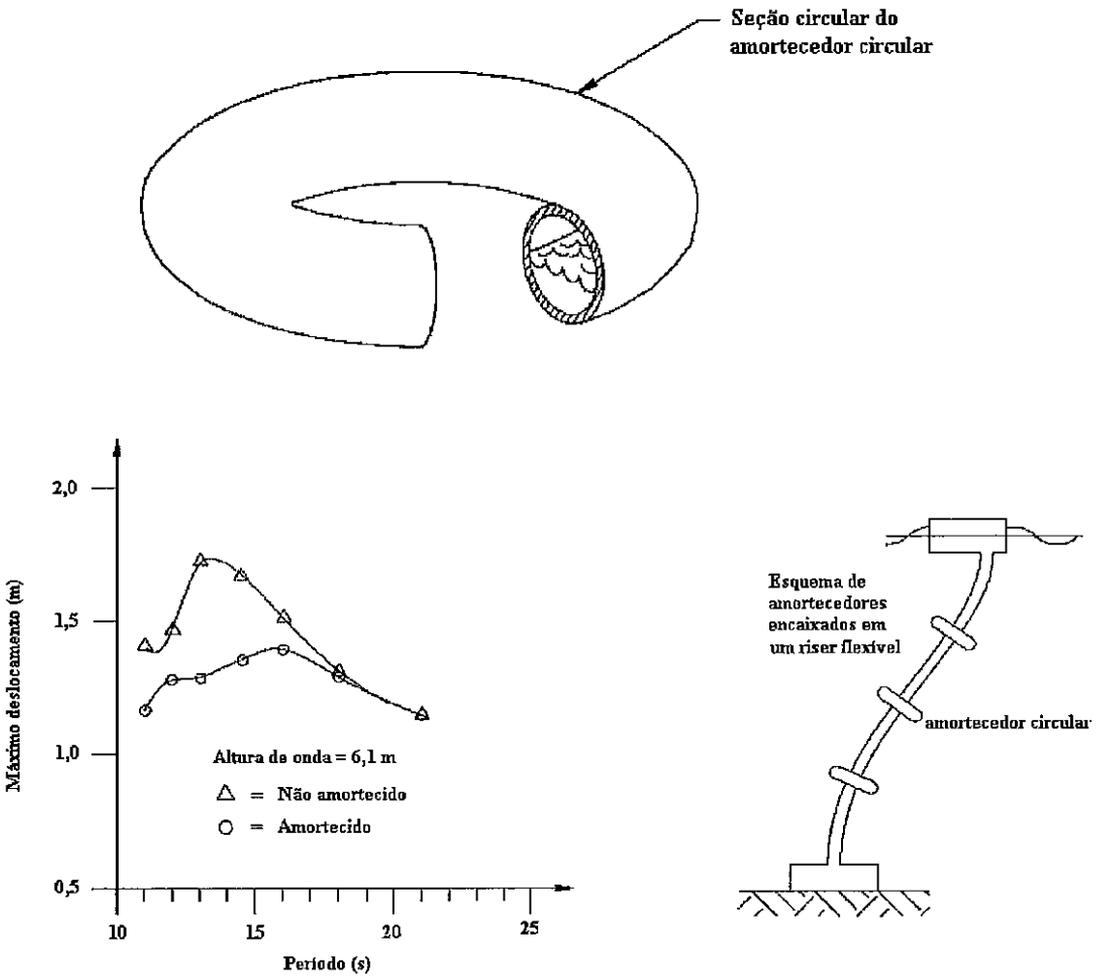
Cuidados devem ser tomados com cada estrutura, pois, em cada caso, podemos ter resultados diferentes, não sendo possível supor a resposta de uma estrutura baseando-se na resposta de outra.

Importância também deve ser dada ao levantamento oceanográfico, de modo a se obter perfis de corrente confiáveis, com períodos de retorno compatíveis. Perfis de corrente para fadiga, usados nas análises de VIV, devem ter suas probabilidades de ocorrência bem verificadas, pois o dado ambiental, principal fonte das vibrações, se tiver uma grande probabilidade de não refletir o campo em estudo, certamente levará a resultados que não refletem a realidade, comprometendo a estrutura.

Vemos que ainda é preciso conhecer e ensaiar bastante estas estruturas. A verificação da teoria de VIV e a detecção de problemas inesperados ou para condições além da experiência prévia, os modelos de teste são as melhores ferramentas, e em alguns casos, a única. Um dos problemas no projeto destes sistemas é que não existe hoje nenhum de tanque de provas no mundo profundo o suficiente para modelar completamente um riser ou um sistema de amarração na escala no qual tem sido tradicionalmente considerada necessária para atingir prognósticos com segurança [86].

Finalmente, notamos a tendência atual em examinar com mais detalhes, os efeitos do amortecimento nas estruturas sujeitas ao VIV. Após a tentativa de se alterar trações e massa, os supressores foram avaliados para redução das

vibrações, porém complicadores no seu uso incluem uma instalação da estrutura mais complexa, além da penalidade de se aumentar o arrasto (no caso dos *strakes*) e o custo. Baultrop [94] propôs um tipo de amortecedor que, pode no futuro, viabilizar a tendência de se alterar o amortecimento em detrimento de uma menor vibração. Este amortecedor está mostrado na figura X.1



Efeito dos amortecedores circulares na resposta de um riser flexível

Figura X.1 – Amortecedor circular para riser

A opinião do autor é que, apesar de todas as incertezas dos modelos numéricos, o modelo empregado no domínio da frequência para estruturas verticais em correntes não uniformes atende razoavelmente as necessidades atuais de análise para casos reais (número de Reynolds até 10^5). Apesar das discrepâncias dos resultados dos diversos modelos, há um certo controle nas amplitudes A_y/D , que ocorrem em uma faixa de 0,4 a 0,8. Esta incerteza pode ser adequadamente trabalhada dentro do campo da confiabilidade e risco.

Para estruturas em catenária, as incertezas são ainda maiores por falta de ensaios e de modelos numéricos que representem adequadamente a estrutura. Nestes casos, análises mais sofisticadas, aliadas ao conservadorismo, tendem a serem usados até que haja modelos confiáveis, que reproduzam corretamente o comportamento da estrutura.

Como sugestão para estudos e desenvolvimentos futuros, enfatiza-se:

- a) Estudo de VIV em arranjos com vários risers, bastante utilizados pela Petrobras, enfatizando o aumento do arrasto na direção do fluxo e a possibilidade de colisões entre os risers [86];
- b) Aprimoramento dos modelos de análise no domínio do tempo, incluindo a possibilidade de incorporação direta no sistema ANFLEX da atualização instantânea do acréscimo do C_D devido ao VIV;
- c) Aprimoramento do modelo de amortecimento no domínio da frequência através de ensaios;
- d) Aplicação da análise multi-modal em estruturas e entendimento dos comprimentos de *overlapping* e como tratá-los [103];
- e) Linhas em catenária: qual o melhor método para analisá-las? Será que a utilização de supressores é conservadora?
- f) Modelos com onda e movimentos de apoio na condição catenária mais realísticos de tal forma a evitar-se o acréscimo exagerado do C_D devido ao VIV;

- g) Influência do VIV nos esforços axiais, como sugerem os ensaios conduzidos por Huse, Kleiven e Nielsen do Marintek (papers OTC 8701 de 1997 e OTC 10932 de 1999);
- h) Ensaios com estruturas esbeltas com variação de diâmetro, como o *staggered riser*, riser com flutuadores intercalados ao longo de seu comprimento;
- i) Idem, em trechos de amarra e cabos de poliéster, onde se tem massas concentradas e modos não simétricos;
- j) Qual a influência nas amarras nas linhas taut-leg? Quanto aumenta o arrasto devido às vibrações?
- k) Eliminação das cracas nos supressores. Como fazê-las? Análise das vibrações com incrustações;
- l) Atenuação, conforme descrito no paper [15];
- m) Aprimoramento do C.F.D., como uma ferramenta mais confiável para o entendimento da formação dos vórtices;
- n) Estruturas com ângulos superiores a 45° , como os risers rígidos em catenária. Qual a redução da excitação? Este estudo favorece o entendimento do amortecimento em regiões de V_R baixa.
- o) Ensaios de calibração do mesmo tipo feitos pela Shell. Analisar estes resultados e obter melhores índices paramétricos;
- p) Largura de Banda (função de A_y/D). Analisar seus efeitos e ensaiar estruturas com variações de V_R ;
- q) Corrente não monotônica incluindo troca de direção e sentido;
- r) Curva $\Delta V/V_{méd} \times N_s \Rightarrow$ single mode. Mais experimentos para verificar se a resposta da estrutura é uni-modal ou multi-modal.
- s) Análise da interação entre dois modos potencialmente excitáveis tanto sob o ponto de vista de excitação quanto de amortecimento conforme ensaios conduzidos por Larsen [40] e descritos em [103].

CAPÍTULO XI**BIBLIOGRAFIA**

- [1] Franciss, R. *Análise do comportamento estrutural de um captador rígido de água de resfriamento para águas profundas com ênfase em vibrações induzidas por vórtices*. Rio de Janeiro: COPPE/UFRJ, 1997. 2º Seminário de Exame de Qualificação. 1997.
- [2] Blevins, R.D., *Flow Induced Vibration*, New York: Van Nostrand Reinhold, 1994
- [3] Vandiver, J.K., Allen, D. and Li, L., *The occurrence of lock-in under highly sheared conditions*, Journal of Fluids and Structures, vol.10, pp. 555-561, 1996
- [4] Bishop, R.E.D and Hassan, A.Y. *The lift and drag forces on a cylinder oscillating in a flowing fluid*, Royal Society of London. Proceedings, Series A, London, v. 277, 1964.
- [5] IPT, *Uma introdução ao problema de "vortex shedding" - modelos matemáticos simplificados*. São Paulo, 1994. (Relatório nº 32.542).
- [6] Iwan, W.D., Blevins, R.D. *A model for vortex induced oscillation of structures*. Journal of Applied Mechanics, New York, p.581-586, Sept. 1974.
- [7] Faltinsen, O.M. *Sea loads on ships and offshore structures*, Cambridge Un.- 1993.
- [8] Martins, C.A. *Amortecimento ativo para reduzir vibrações induzidas por vórtices em risers*, Tese Doutorado – Universidade de São Paulo, 1989.
- [9] Sarpkaya, T., Isaacson, M., *Mechanics of wave forces on offshore structures*. New York, Van Nostrand Reinhold Co., 1981.

- [10] PETROBRAS, Especificação Técnica - Dados Ambientais - Campo de Albacora ET-3500.00-1200-941-PPC-001 Rev. A
- [11] Vandiver, J.K. and Chung, T.Y., *Predicted and measured response of flexible cylinders in sheared flow*, Winter Annual Meeting, ASME, Chicago, 1988.
- [12] LIC22 - *User's manual - Release 2.0D* - LICEngineering A/S - Dezembro/1995
- [13] Vandiver, J.K. and Li Li, SHEAR7 Version 2.1 - *Program parameter selection guide* - Technical Report, MIT, Cambridge, Massachusetts, USA, 1997.
- [14] DNV, *Rules for submarine pipeline systems*, Det Norske Veritas, 1981.
- [15] Vandiver, J.K. *Dimensionless parameters important to the prediction of vortex-induced vibration of long, flexible cylinders in ocean currents*, Journal of Fluids and Structures, 7, pp 423-455, 1993.
- [16] Larsen, C.M. and Halse, K.H., *Comparison of models for vortex induced vibrations of slender marine structures*, Flow Induced Vibration, Proceedings Sixth International Conference on Flow-Induced-Vibration, London/United Kingdom, Editado por P.W.Bearman, 1995.
- [17] RISERFW, 1995, *Análise Estática e Dinâmica no Domínio da Frequência de Risers Rígidos dentro do Ambiente Windows* - Manual do Teórico, Versão Abril/95, Rev.3, COPPE/PETROBRAS
- [18] Allen, D., *Vortex-induced vibration of cylindrical structures in sheared flow*, volumes 1 a 7, Bellaire Research Center, Shell Development Company, Houston, Texas, 1992
- [19] Allen, D., *Vortex-induced vibration suppression of cylindrical structures*, volumes 1 a 5, Bellaire Research Center, Shell Development Company, Houston, Texas, 1994.

- [20] Franciss, R. *Análise experimental de um captador rígido de água de resfriamento para águas profundas*. Rio de Janeiro: Universidade Federal do Rio de Janeiro. Coordenação dos Programas de Pós-graduação em Engenharia COPPE/UFRJ, 1997. 1º Seminário de Exame de Qualificação. 1997
- [21] Kim, Y. H., Vandiver, J. K., Holler, R., *Vortex-Induced Vibration and Drag Coeficients of Long Cables Subjected to Sheared Flows*, ASME Journal of Energy Resources technology, pp 73-83, 1986.
- [22] Venugopal, M., 1996, *Damping and Response Prediction of a Flexible Cylinder in a Current*, PhD Thesis, MIT, Cambridge, Massachussets, USA, 1996.
- [23] Vandiver, J. K., Chung, T. Y., *Hydrodynamic Damping on Flexible Cylinders in Shered Flow*, MIT, Cambrige, Massachussets, USA, 1987.
- [24] Vandiver, J.K. and Jong, J.Y., *The Relationship Between In-Line and Cross-Flow, Vortex - Induced, Vibration of Cylinders*, pp 1-23.
- [25] Jacobsen, V., Hansen, O. and Petersen, M., *Dynamic response of mono-tower platform to waves and currents*, OTC 5031, Houston, Texas, 1985.
- [26] Jacobsen, V., Bruschi, R., *Vibration suppression devices for long, slender tubulars*, OTC 8156, Houston, Texas, 1996.
- [27] LICEngineering, *Sea water lift caisson - Vortex shedding analysis*, Final Report - Dinamarca, outubro 1994
- [28] LICEngineering, *Sea water lift caisson - System for supression of vortex shedding*, Final Report - Dinamarca, dezembro 1994
- [29] Franciss, R. e Souza, L.F., *Memoria de cálculo do captador de água de resfriamento para a plataforma Petrobras P-XXV – Albacora fase II – Relatório MC-3530.00.1320.960-PPC-001*, novembro 1993

- [30] Franciss, R., Souza, L.F., *Relatório da viagem de acompanhamento da instalação do riser de captação profunda de água de resfriamento da P-25*, Relatório DIPREX/SEPRON, janeiro 1997
- [31] Franciss, R., *Maximum stresses model test of a sea water lift casing to a PETROBRAS P-XXV platform in albacora field*. In: 1995. International Offshore Engineering, Wiley, Rio de Janeiro, 1995.
- [32] Franciss, R., Souza, L.F.A. *Relatório de inspeção do captador de água de resfriamento da plataforma P-25*, PETROBRAS/CENPES/DIPREX/SEPRON, Rio de Janeiro, 1998 (Relatório n° 007/98)
- [33] Alves, L.H.M. *Análise dinâmica dos tendões de uma plataforma atirantada*, Tese Mestrado, Universidade Federal do Rio de Janeiro, março 1996.
- [34] IPT, *Análise experimental de vibrações induzidas por "vortex shedding" no captador de águas profundas*. São Paulo, 1994. (Relatório n° 32.506).
- [35] IPT, *Discussão e conclusões do estudo de vibrações induzidas por "vortex shedding" no captador de águas profundas e de algumas soluções de supressão*. São Paulo, 1994. (Relatório n° 32.575).
- [36] *Análise dimensional*, Curso da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo – 1995.
- [37] Carneiro, F.L. *Análise dimensional e teoria da semelhança e dos modelos físicos*, Rio de Janeiro, Editora UFRJ, 1993.
- [38] Sleppard, D.M. and Omar, A.F., *Vortex-induced loading on offshore structures: a selective review of experimental work*, In: 1992. Proceedings n° 6817 Houston: Offshore Technology Conference, 1992.
- [39] Sarpkaya, T., *Vortex-induced oscillations – a selective review*, Journal of Applied Mechanics, vol. 46, n° 2, pp-241-258, junho 1979.

- [40] Larsen, C.M., Vikestad, K. and Vandiver, J.K., *On multi-frequency vortex induced vibrations of long marine risers*, OMAE, pp 505-510, 1996
- [41] Allen, D.W. , *Vortex-induced vibration analysis of the Auger TLP production and steel catenary export risers*. In: 1995. Proceedings n° 7821 Houston: Offshore Technology Conference, 1995.
- [42] Airey,R.G., Hartnup,G.C. and Stewart, D.,*A study of two vortex supression devices for fitting to marine risers*, Seventh International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Houston, 1988
- [43] Vandiver, J.K. and Li Li, 1994, *SHEAR7 Program Theoretical Manual*, Technical Report, MIT, Cambridge, Massachussets, USA.
- [44] Mathsoft Inc., 1995, *Mathcad Plus 6.0 User Manual*
- [45] Vicente, R., Garcia, J.E.L., *Fundamentos de completação - PETROBRAS/SEREC/CEN-NOR*, 1991
- [46] WOAD - *Worldwide Offshore Accident Databank* - Statistical Report 1994 - DNV.
- [47] Griffin, O.M., Skop, R.A. and Ramberg, S.E., 1975, *The Resonant, Vortex - Excited Vibrations of Structures and Cable Systems*, OTC 2319, Houston, Texas, USA.
- [48] Chung, Tae- de Young, *Vortex-induced vibration of flexible cylinders in sheared flows*. MIT, Cambridge, Massachussets, USA, 1987. Tese PhD
- [49] Franciss, R., *Análise de vibrações induzidas por vórtices para o riser rígido em catenária de exportação de óleo da plataforma P-19*. In: 1997. 1° Simpósio sobre Engenharia Oceânica, IEAPM - Arraial do Cabo, 1997.
- [50] Venancio Filho, F., 1975, *Análise Matricial de Estruturas, Estática / Estabilidade / Dinâmica*, Almeida Neves Editores Ltda.

- [51] Torres, A.L.F., Franciss, R., Gonzales, E.C., Mourelle, M.M., Roveri, F.E., Fachetti, M.B., *Fatigue life of a sea water lift caisson*. In: 1995. International Offshore Engineering, Wiley, Rio de Janeiro, 1995.
- [52] Franciss, R., Torres, A.L., Mourelle, M.M. Pereira, F.J., Souza, L.F.A., *Steel catenary riser for a taut-leg moored semi-submersible platform*. In: 1997. Proceedings n° 8515 Houston: Offshore Technology Conference, 1997.
- [53] API-RP-2A-WSD, 1993, *Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms*. American Petroleum Institute.
- [54] API - BULL 16 J, 1992, *Bulletin on Comparison of Marine Drilling Riser Analyses*. American Petroleum Institute, Washington, D.C.
- [55] API-RP-2T, 1987, *Recommend Practice for Planning, designing and Constructing Tension Leg Plataform*, American Petroleum Institute, Washington, D.C
- [56] Zdravkovich, M.M., *Review and Classification of Various Aerodynamic and Hydrodynamic Means for Suppressing Vortex Shedding*,
- [57] Krolikowski, L.P. and Gay, T.A., 1980, *An Improved Linearization Technique for Frequency Domain Riser Analysis*, OTC 3777, Houston, Texas
- [58] Griffin, O. M., Hall, M.S., 1991, *Review-Vortex Shedding Lock-on and Flow Control in Bluff Body Wakes*, Transactions of The ASME, Vol. 113.
- [59] DNV, 1989, *Rules for Classification of Mobile Offshore unit*, Part 6 - Chapter 2 Det Norske Veritas.
- [60] Brooks, I.H., *Pragmatic approach to vortex-induced vibrations of a drilling riser*. In: 1987. OTCs n° 5522 Houston: Offshore Technology Conference, 1987.
- [61] Chakrabarti, S.K., 1987, *Hydrodynamics of offshore Structures*, Computational Mechanics Publications Southampton, Boston..

- [62] Jennings, A., 1968, *Frame Analysis Including Change of Geometry*, Journal of the Structural Division, Proceeding of the American Society of Civil Engineering, March.
- [63] Morison, J.R., et al, 1950, *The Force Exerted by Surface Waves on Piles*, Transaction of the AIME, Vol 189.
- [64] Ippen, A.T., 1986, *Editor, Estuary and Coastline Hydrodynamic*, McGraw-Hill, Inc., New York.
- [65] Newman, J.N., 1977, *Marine Hydrodynamics*, MIT Press, Cambridge, Massachusetts.
- [66] TLP Design, 1992, *Technology seminar*, American Society of Mechanical Engineers, OMAE and Petroleum Divisions, Houston.
- [67] Vandiver, J.K., Allen, D. and Li, L., *The occurrence of lock-in under highly sheared conditions*, Journal of Fluids and Structures, 10, pp 555-561, 1996.
- [68] Whitney, A.K. and Nikkel, K.G., *Effects of shear flow on vortex-shedding-induced vibration of marine risers*, In: 1983. OTC n° 4595 Houston: Offshore Technology Conference, 1983.
- [69] Lyons, G. J., Patel, M. H. and Witz, J. A., *Vertical riser design manual*, University College London, Benthan Press – London, 1994.
- [70] DS449, 1984. Danish Standard DS449. *Pile-supported offshore structures*, parte 2, anexos A-F, novembro 1984.
- [71] Bearman, P.W. *Research on vortex induced vibration and its impact on offshore technology*, Department of Aeronautics – Imperial College of Science, Technology and Medicine, London, SW7 2BY, 1996.
- [72] Lima, H.R.P., *Fundamentos de perfuração - PETROBRAS/SEREC/CEN-NOR*, 1991.

- [73] Del Vecchio, C.J.M., Masetti, I and Rossi, R.R., *High efficiency polyester fibre ropes for deepwater moorings*, DOT 1995.
- [74] Chaplin, C.R., Reading, U. and Del Vecchio, C.J.M., *Appraisal of lightweight moorings for deep water*, In: 1992. Proceedings n° 6965 Houston: Offshore Technology Conference, 1992.
- [75] COPPE/UFRIJ, *Descrição dos resultados da análise modal, análise dinâmica e análise de vortex shedding da linha de ancoragem da plataforma semi-submersível p19-tautleg*, contrato: 1013.016.97.0 de 05/06/1998.
- [76] Sertã, O.B., Mourelle, M.M., Grealish, F.W., Harbert, S.J. e Souza, L.F.A, *Steel catenary riser for the Marlim field FPS P-XVIII*, In: 1996. Proceedings n° 8069 Houston: Offshore Technology Conference, 1996.
- [77] Phifer, E.H., Kopp, F., Swanson, R.C., Allen, D.W. and Langner, C.G., *Design and installation of Auger steel catenary risers*, In: 1994. Proceedings n° 7620 Houston: Offshore Technology Conference, 1994.
- [78] CIRIA-UR8, 1977. *Dynamics of marine structures: methods of calculating the dynamic response of fixed structures to wave and current action*, CIRIA Underwater engineering group.
- [79] IEAPM, *Avaliação da eficiência de materiais antiincrustantes*, Primeiro e segundo relatórios semestrais, Ministério da Marinha, Arraial do Cabo, RJ, setembro/1997 e maio/1998.
- [80] CTA, *Ensaio em túnel de vento TA-2 – campanha de tubos da Petrobrás*, Relatório RE ASA-L-10/98C, Ministério da Aeronáutica, São José dos Campos, SP, setembro/1998.
- [81] IPT, *Medição de arrasto em três segmentos de cilindros com diferentes rugosidades superficiais*, São Paulo, janeiro/1996 (Relatório n° 33.895).

- [82] Chitwood, J.S., *Vortex-Induced Vibration of a slender horizontal cylinder in currents and waves*, OTRC – Offshore Technology Research Center – Houston, USA, 1998.
- [83] Vandiver, *Recomendações de projeto utilizando o programa SHEAR7*, coletânea de informações dadas ao longo da participação da PETROBRAS no JIP *Improving Response Prediction Techniques for Long Cylinders in Sheared Flow*, MIT, adesão desde 1994.
- [84] PETROBRAS – *Manual do programa ANFLEX - Versão 4.8 - PETROBRAS/CENPES/DIPREX/SEDEM - Janeiro/1999*
- [85] PETROBRAS– *Estudo de viabilidade de tanque de provas offshore nacional para ensaios hidrodinâmicos de estruturas oceânicas em águas profundas - PETROBRAS/CENPES - Projeto CEPEN - dezembro/1988.*
- [86] Huse, E., *Experimental investigation of deep sea riser interaction*, In: 1996. Proceedings nº 8070 - Houston: Offshore Technology Conference, 1996.
- [87] Huse, E., Kleiven, G. and Nielsen, F.G., *Large scale model testing of deep sea risers*, In: 1998. Proceedings nº 8701 - Houston: Offshore Technology Conference, 1998.
- [88] Street, Vennard, *Elementos de mecânica dos fluidos*, Editora Guanabara Dois - 5ª Edição, 1978.
- [89] Vandiver, J.K., *SHEAR6 - Program parameter selection guide - Technical Report*, MIT, Cambridge, Massachusetts, USA, 1992.
- [90] Young, R.D., Miller, C.A. and Fox, S.A., *DERP User's manual - Stress Engineering Services, Inc., Houston, EUA, 1978. Versão atual: 4.0 de outubro, 1996.*
- [91] Blevins, R.D., and Burton, T.E., *Fluid forces induced by vortex shedding*, Journal of Fluid Eng. Vol. 98, pg. 19, 1976.

- [92] PETROBRAS, *Dados meteoceanográficos – unidade semi-submersível P-39 – Campo de Marlim Sul* – ET-3010.42.1200-941-PPC-001, 1996.
- [93] PETROBRAS, *Barracuda Field Development – Units P-41 & P-43* - Dados meteoceanográficos e geotécnicos - ET-3010.00.1200-941-PPC-001, 1999.
- [94] Baultrop, N.D.P. e Adams, A.J., *Dynamics of fixed marine structures*, Ed. Butterworth Heinemann, 1991.
- [95] OMAE TLP Design Technology Seminar – *Rigid Production Risers; Rigid Production Riser Tensioner; Production Wellheads & Christmas Trees*, Seção 10 A , maio 1992.
- [96] Humphries, J.A. – *Comparison between theoretical predictions for vortex shedding in shear flow and experiments* - Seventh International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Houston, USA, 1988.
- [97] Johnson, D.B., Salama, M.M. and Wang, S.S. – *Composite production riser – manufacturing development and qualification testing* - In: 1998. Proceedings n° 8665 - Houston: Offshore Technology Conference, 1998.
- [98] Vandiver, J.K. – *Research Challenges in the vortex-induced vibration prediction of marine risers* - In: 1998. Proceedings n° 8698 - Houston: Offshore Technology Conference, 1998.
- [99] Huse, E., Kleiven, G. and Nielsen, F. – *VIV-induced axial vibrations in deep sea risers* - In: 1999. Proceedings n° 10932 - Houston: Offshore Technology Conference, 1999.
- [100] Omar, A., Karayaka, M and Murray, J. – *A comparative study of the performance of top-tensioned composite and steel risers under vortex-induced loading* - In: 1999. Proceedings n° 11009 - Houston: Offshore Technology Conference, 1999.

- [101] Triantafyllou, M., Triantafyllou, G, Tein, D. and Ambrose, B. – *Pragmatic riser VIV analysis* - In: 1999. Proceedings n° 10931 - Houston: Offshore Technology Conference, 1999.
- [102] Nesje, J.D., Aggarwal, R.K., Petrauskas, C., Vinnem, J.E., Keolanui, G.L., Hoffman, J. and McDonnell, R. – *Risk assessment technology and its application to tanker based floating production storage and offloading (FPSO) systems* - In: 1999. Proceedings n° 10998 - Houston: Offshore Technology Conference, 1999.
- [103] Nestegard, A. and Krokstrad, J.R. – *JIP – DEEPER: Deepwater analysis tools* - In: 1999. Proceedings n° 10811 - Houston: Offshore Technology Conference, 1999.

A N E X O S

ANEXO I

Neste anexo apresentamos a saída completa do programa SHEAR7 onde analisamos o riser rígido de perfuração do campo de Roncador. Logo após, apresentamos as etapas de cálculo do mesmo riser feito no sistema MATHCAD, para comparação e entendimento. Podemos verificar que os resultados são próximos conforme esperado à exceção do cálculo do dano à fadiga. A diferença neste caso deve-se a diferentes maneiras de se determinar o RMS de tensões.

A metodologia empregada no MATHCAD contempla todas as etapas de cálculo para uma viga bi-rotulada com variação linear de tração, para a condição uni-modal, em estruturas verticais com corrente não-uniforme monotônica. Para outros casos, novas equações são necessárias para descrever corretamente o fenômeno.

a) Saída do SHEAR7:

```

*****
*****
**
**      SSS  H  H  EEEEE  A  RRRR  777777  **
**      S  S  H  H  E      A A  R  R      7  **
**      S  H  H  E      A  A  R  R      7  **
**      S  H  H  E      A  A  R  R      7  **
**      S  HHHH  EEEE  AAAAA  RRR      7  **
**      S  H  H  E      A  A  R  R      7  **
**      S  H  H  E      A  A  R  R      7  **
**      S  S  H  H  E      A  A  R  R      7  **
**      SSS  H  H  EEEEE  A  A  R  R      7  **
**
*****
*****

```

Copyright 1994-1997
 Massachusetts Institute of Technology

Distributed By
 Atlantia Corporation

VERSION 2.1
 December, 1996

filename: ronsh7v2.out

this is an output file from "SHEAR7"

the input file name is: ronsh7v2.dat

YOU HAVE INPUT:

```

=====
flag for structural model: 1
flag for units: 0
number of spatial segments: 100
total length of the structure (m): 1182.470
hydro diameter of the structure (m): 0.4731
outside and inside strength diameter (m): 0.4731 0.4413
volume density of the fluid (kg/m**3): 1025.420
kinematic viscosity of the fluid (m**/s): 0.0000015500
structural mass/length in air (kg/m): 511.8457
added mass coefficient: 1.000
minimum tension in the structure (N): 682600.0
modulus of elasticity (N/m**2): 210000003000.00
user input moment of inertia (m**4): 0.0005965000
linear coefficient of tension (N/m):3084.56030
strouhal number: 0.170
no. of points to specify velocity profile: 6
annual probability of occurrence: 1.000000
flow profile ID: 100
location (x/L) and velocity (m/s):0.000 0.1300
location (x/L) and velocity (m/s):0.154 0.1300
location (x/L) and velocity (m/s):0.187 0.1400
location (x/L) and velocity (m/s):0.845 0.2600
location (x/L) and velocity (m/s):0.915 0.3200
location (x/L) and velocity (m/s):1.000 0.3500
structural damping coefficient: 0.00300
flag 1 for damping model: 0
flag 2 for damping model: 0
user input lift coefficient (amplitude): 0.400
response location definition: 0.0000 1.0000 0.1000
no. of S-N curve segments: 1
cut-off stress range (N/m**2): 0.0000
stress range (N/m**2),cycles to failure: 10000000.00
2000000.0
stress range (N/m**2),cycles to failure: 20000000.00
100000.0
global stress concentration factor: 1.45000
no. of local stress concentration positions: 0
two-sided lock-in bandwidth: 0.3800

```

flag to choose lift coefficient (0=program decides): 0
 open .cat file? 0=no 1=yes: 0
 No. of VIV suppression regions: 0
 calculation option: 1
 a cutoff to control the no. of excited modes: 1.000
 multi-mode reduction factor: 1.000

THE RESULTS OF PROGRAM ANALYSIS
 =====

1. You have selected the following options:
 - a) pinned-pinned beam (varying tension)
 - b) The SI unit system
 - c) TO CALCULATE NATURAL FREQUENCY,
 MODE SHAPE, AND RESPONSE IN A SHEARED FLOW.

2. Structural dynamic behavior.

1) String or beam?

$$Tk^2/EIk^4 = 9.51$$

When the above value is less than 30
 you should use the beam model.

2) Modes in excitation bandwidth, natural frequency, lock-in velocity, and preliminary input power ratio:

mode no.	frequency (Hz)	lock-in vel. (m/s)	location (x/L)	input power ratio	ratio to max
2	0.0466	0.130	-1.0000	0.10697	0.31671
3	0.0700	0.195	0.4900	0.28034	0.83003
4	0.0936	0.260	0.8500	0.33774	1.00000
5	0.1174	0.327	0.9400	0.27495	0.81408

If the location, x/L, in the table is 2.0, the corresponding lock-in velocity is greater than the maximum flow velocity, 0.3500m/s. If the location, x/L, in the table is -1.0, the corresponding lock-in velocity is less than the minimum flow velocity, 0.1300m/s.

No. of potentially excited modes: 4

Based on a user input cutoff value of: 1.000
 the number of modes above cutoff is: 1
 These modes are:

4

Lowest And Highest Excited Mode Number

Nmin= 4 Nmax= 4

Ratio of change of vel. to average vel.: 1.07394

The number of excited modes and the velocity ratio together provide insight as to the likelihood of lock-in

3) Finite or infinite system behavior?

MODE NUMBER, n	WAVE PROPAGATION PARAMETER, n*zeta
4	0.1046

When the minimum value in the table is greater than 2, infinitely long structural behavior dominates. When this value is less than 0.2, spatial attenuation is small.

3. The ratio of the change of tension to the average tension: 1.4553

The bigger the ratio, the larger the variation in tension.

4. Mass and mass ratios

- a. In air mass per length with contents, $m = 511.84567 \text{ kg/m}$
- b. Mass ratio $(m/\rho \cdot D^2) = 2.23014$
- c. Specific gravity = mass ratio $\cdot 4/\pi = 2.83950$
- d. Added mass per length = 180.25928
- e. Total mass per length (spatial averaging) = 692.10504
- f. Submerged weight per length = 3252.863 N/m
- g. Inertia of cross section (based on OD & ID) = $0.5974E-03 \text{ m}^4$
- h. Hydro cross-sectional area = 0.1757907 m^2
- i. Strength cross-sectional area = 0.0228377 m^2

If the submerged weight is negative then the riser is buoyant and the minimum tension is at the top. The x/L coordinate system must have $x/L = 0$ at the minimum tension end.

- 5. Fundamental natural frequency = 0.023247 (Hz)
- 6. Maximum flow velocity: 0.350 m/s
Minimum flow velocity: 0.130 m/s
- 7. The Strouhal frequency corresponding to the maximum flow velocity = 0.12577 (Hz)

The Strouhal frequency corresponding to the minimum flow velocity = 0.04671 (Hz)
- 8. Minimum wavelength corresponding to the maximum flow velocity = 472.98798 (m)
- 9. Modal damping ratio "zeta", modal mass, and modal frequency for the mainly excited modes.

mode no.	damping ratio	modal mass (kg)	frequency (Hz)
4	0.02614	409256.969	0.09357

- 10. Based on input lockin bandwidth and Strouhal No. the reduced velocity range is:
 4.7647 to 7.0000

The inverse of the Strouhal number is 5.88235

- 11. Information on mode overlap.
There is mode overlap; the overlap part has been eliminated.

- 12. Final modal power fraction and modal response amplitude.

Mode No.	A/D	input power fraction
4	0.59688	1.0000

- 13. Modal excitation region.

Mode No.	Nstart	Nend	No. of Nodes	Length Ratio
4	59	91	33	0.320

Portion of the structure which is subject to flow is from 0.0000 L to 1.0000 L .

- 14. Lift coefficient for each mode.

In the following, the lift coefficient is the amplitude and not RMS value. Only the first and last node of each power-in region is shown. Iteration, change in Reynolds number, user override C_l and suppression region substitution for C_l values are taken into account.

mode number: 4

node number	C1
59	0.5317
91	0.5496

15. RMS response and damage rate at specified locations.

Modes used in mode superposition calculation are from mode 1 to mode 7.

SI units: displ=fraction of diameter (dimensionless); acceleration=m/s²; stress=N/m².

a) x/L	RMS displ	RMS acceleration	RMS stress	damage(1/years)
0.000	0.0000	0.0000	0.00000	0.000E+00
0.100	0.3917	0.0641	2970091.00000	0.772E-04
0.200	0.1933	0.0316	1100236.63000	0.106E-05
0.300	0.4014	0.0656	1824204.75000	0.939E-05
0.400	0.0789	0.0129	321414.96900	0.517E-08
0.500	0.4134	0.0676	1336185.25000	0.245E-05
0.600	0.2988	0.0489	855473.93800	0.356E-06
0.700	0.1535	0.0251	356910.43800	0.814E-08
0.800	0.4220	0.0690	950558.62500	0.561E-06
0.900	0.3422	0.0560	709760.00000	0.159E-06
1.000	0.0000	0.0000	0.00000	0.000E+00

b) Maximum damage rate & its position for each excited mode

Mode No.	Location (x/L)	damage rate	upcrossing frequency (Hz)
4	0.070	0.159E-03	0.09357

- c) The Overall Maximum RMS displ./Diameter (OMRD) is 0.437
OMRD occurs at x/L= 0.830
- d) The Overall Maximum RMS Stress (OMRS) is 3510551. N/m²
OMRS occurs at x/L= 0.070
- e) The Overall Maximum Fatigue Damage (OMFD) is 0.159E-03
OMFD occurs at x/L= 0.070

16. Reynolds no. and damping factor.

x/L	T (N)	V (m/s)	Re	Cd
0.000	682600.0	0.1300	39679.4	1.000
0.100	1047340.0	0.1300	39679.4	1.890
0.200	1412080.0	0.1424	43466.3	1.562
0.300	1776820.0	0.1606	49031.9	1.904
0.400	2141560.0	0.1789	54597.4	1.314
0.500	2506300.0	0.1971	60163.0	1.922
0.600	2871040.0	0.2153	65728.6	1.746
0.700	3235780.0	0.2336	71294.2	1.484
0.800	3600519.8	0.2518	76859.8	1.934
0.900	3965259.8	0.3069	93671.8	1.815
1.000	4330000.0	0.3500	106829.0	1.000

In the table, Cd is the Reynolds number dependent stationary drag coefficient amplification factor due to VIV response. If there is VIV suppression, the user-input Cd overrides in the suppression region. T is effective tension.

b) Saída do MATHCAD:

Coordenação dos Programas de Pós-Graduação de Engenharia da UFRJ

Programa de Engenharia Civil

Projeto : Análise de V. I. V. para o riser de perfuração de Roncador - Verificação da saída do SHEAR7 com o MATHCAD

Autor: Ricardo Franciss

Última revisão : 10/02/99

ORIGIN := 1

1. Dados iniciais:

1.1. Comprimento, massa por unidade de comprimento e densidade volumétrica do fluido :

Comprimento : $L := 1182.47 \cdot \text{m}$

Massa por unidade de comprimento : $mc := 513.3582 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}}$

Densidade volumétrica do fluido : $pf := 1.02542 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

1.2. Propriedades geométricas da estrutura :

Diâmetro externo da estrutura : $De := 0.4731 \cdot \text{m}$

Diâmetro hidrodinâmico da estrutura : $Dh := 0.4731 \cdot \text{m}$

Espessura da estrutura : $e := 0.015875 \cdot \text{m}$

Diâmetro interno da estrutura : $Di := De - 2 \cdot e$ $Di = 0.4414 \cdot \text{m}$

Área da seção transversal : $A := \frac{\pi}{4} \cdot (De^2 - Di^2)$ $A = 0.0228 \cdot \text{m}^2$

Produto de inércia da estrutura : $I := \frac{\pi}{64} \cdot (De^4 - Di^4)$ $I = 5.966 \cdot 10^{-4} \cdot \text{m}^4$

1.3. Rigidez da estrutura :

Módulo de Young da estrutura : $E := 2.1 \cdot 10^{11} \cdot \frac{\text{newton}}{\text{m}^2}$

Rigidez axial da estrutura : $rig_ax := E \cdot A$ $rig_ax = 4.7886 \cdot 10^9 \cdot \text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{sec}^{-2}$

Rigidez à flexão da estrutura : $rig := E \cdot I$ $rig = 1.2529 \cdot 10^8 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{sec}^{-2}$

1.4. Variação de tração na estrutura :

Tração inferior : $T_{inf} := 701193.9 \cdot \text{newton}$

Variação de tração : $T(x) := T_{inf} + 3068.47534 \cdot \frac{\text{newton}}{\text{m}} \cdot x$

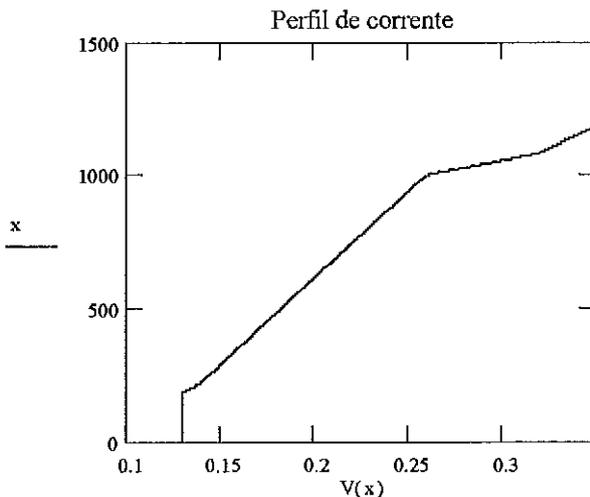
Tração superior : $T_{sup} := T(L)$ $T_{sup} = 4.3296 \cdot 10^6 \cdot \text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{sec}^{-2}$

Tração média : $T_{med} := \frac{1}{L} \cdot \int_0^L T(x) dx$ $T_{med} = 2.5154 \cdot 10^6 \cdot \text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{sec}^{-2}$

1.5. Perfil de corrente :

$x := 0..L$

$$V(x) := \begin{cases} 0.13 \cdot \frac{\text{m}}{\text{sec}} & \text{if } 0 \cdot \text{m} \leq x < 182.10 \cdot \text{m} \\ \left[0.13 \cdot \frac{\text{m}}{\text{sec}} + \frac{0.01}{39.021} \cdot \left(\frac{x}{\text{sec}} - 182.10 \cdot \frac{\text{m}}{\text{sec}} \right) \right] & \text{if } 182.10 \cdot \text{m} \leq x < 221.122 \cdot \text{m} \\ \left[0.14 \cdot \frac{\text{m}}{\text{sec}} + \frac{0.12}{778.065} \cdot \left(\frac{x}{\text{sec}} - 221.122 \cdot \frac{\text{m}}{\text{sec}} \right) \right] & \text{if } 221.122 \cdot \text{m} \leq x < 999.187 \cdot \text{m} \\ \left[0.26 \cdot \frac{\text{m}}{\text{sec}} + \frac{0.06}{82.773} \cdot \left(\frac{x}{\text{sec}} - 999.187 \cdot \frac{\text{m}}{\text{sec}} \right) \right] & \text{if } 999.187 \cdot \text{m} \leq x < 1081.96 \cdot \text{m} \\ \left[0.32 \cdot \frac{\text{m}}{\text{sec}} + \frac{0.03}{100.51} \cdot \left(\frac{x}{\text{sec}} - 1081.96 \cdot \frac{\text{m}}{\text{sec}} \right) \right] & \text{if } 1081.96 \cdot \text{m} \leq x \leq 1182.47 \cdot \text{m} \end{cases}$$



Velocidade máxima, mínima e média no perfil :

Velocidade máxima : $V_{max} := V(L)$ $V_{max} = 0.35 \cdot m \cdot sec^{-1}$

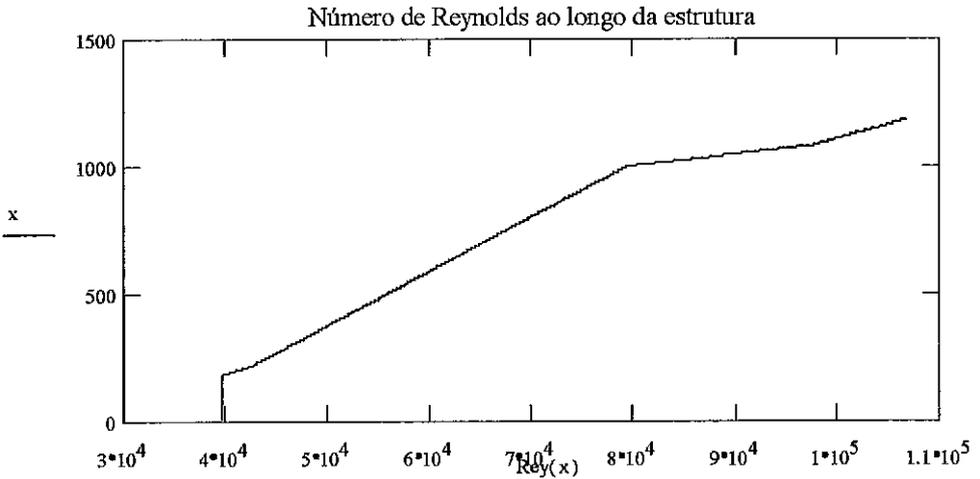
Velocidade mínima : $V_{min} := V(0 \cdot m)$ $V_{min} = 0.13 \cdot m \cdot sec^{-1}$

Velocidade média : $V_{med} := \frac{1}{L} \cdot \int_0^L V(x) dx$ $V_{med} = 0.2049 \cdot m \cdot sec^{-1}$

1.6. Propriedades hidrodinâmicas :

Viscosidade cinemática : $\nu := 1.55 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m^2}{sec}$

Número de Reynolds : $Rey(x) := \frac{V(x) \cdot Dh}{\nu}$



Coefficiente de arrasto: $Cd := 1.0$, para os métodos de Brooks e Nikkel.

Diâmetro de arrasto : $Dd := 0.4731 \cdot m$

1.7. Parâmetros adimensionais :

Mass ratio (SHEAR7) : $mr := \frac{mc}{\rho f \cdot De^2}$ $mr = 2.2367$

Shear fraction : $SF := \frac{V_{max} - V_{min}}{V_{med}}$ $SF = 1.0739$

Specific Gravity: $SG := \frac{mr \cdot 4}{\pi}$ $SG = 2.8479$

Massa adicional pelo comprimento : $ma := \frac{\pi \cdot De^2}{4} \cdot \rho f$ $ma = 180.2593 \cdot kg \cdot m^{-1}$

Mass total : $mt := ma + mc$ $mt = 693.6175 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$

Mass ratio (correta) : $mr := \frac{mt}{pf \cdot De^2}$ $mr = 3.0221$

2. Análise modal da estrutura :

2.1. Modos para análise :

Modo inicial : $modo1 := 1$

Modo final : $modo2 := 7$

Intervalo de variação : $n := modo1 .. modo2$

2.2. Parâmetro de caracterização do comportamento estrutural da peça :

Número de Strouhal : $St := 0.17$

Frequência máxima de excitação : $w_{max} := \frac{2 \cdot \pi \cdot St \cdot V_{max}}{De}$ $w_{max} = 0.7902 \cdot \text{sec}^{-1}$

Frequência mínima de excitação : $w_{min} := \frac{2 \cdot \pi \cdot St \cdot V_{min}}{De}$ $w_{min} = 0.2935 \cdot \text{sec}^{-1}$

Parâmetro de caracterização :

Se o parâmetro P é menor que 30, a estrutura terá comportamento de viga, caso contrário, a estrutura terá comportamento de cabo.

$P := \frac{2}{-1 + \sqrt{1 + \frac{4 \cdot rig \cdot mt \cdot w_{max}^2}{T_{inf}^2}}}$ $P = 9.9696 < 30$, logo temos comportamento de viga.

2.3. Cálculo das frequências de vibração :

Viga : $freqv(n, wv) := \text{root} \left[\int_0^L \sqrt{\left(\frac{1}{2}\right) \frac{T(s)}{rig} + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{T(s)}{rig}\right)^2 + 4 \cdot mt \cdot \frac{wv^2}{rig}} ds - n \cdot \pi, wv \right]$

$$w_{ev_n} := \frac{\pi^2}{L^2} \cdot \sqrt{\frac{\text{rig}}{\text{mt}} \left(n^4 + \frac{n^2 \cdot T_{\text{med}} \cdot L^2}{\pi^2 \cdot \text{rig}} \right)} \quad w_{v_n} := \text{freqv}(n, w_{ev_n})$$

Cabo :
$$\text{freqc}(n, w_c) := \text{root} \left[\int_0^L w_c \cdot \sqrt{\frac{\text{mt}}{T(s)}} ds - n \cdot \pi, w_c \right]$$

$$w_{ec_n} := \frac{n \cdot \pi}{L} \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{med}}}{\text{mt}}} \quad w_{c_n} := \text{freqc}(n, w_{ec_n})$$

Frequências e períodos de vibração :

$$w_n := \begin{cases} w_{c_n} & \text{if } P > 30 \\ w_{v_n} & \text{if } P \leq 30 \end{cases} \quad \text{Per}_n := \frac{2 \cdot \pi}{w_n} \quad \text{Freq}_n := \frac{1}{\text{Per}_n}$$

n	w _{v_n}	w _{c_n}	w _n	Per _n	Freq _n
1	0.1472 · sec ⁻¹	0.1472 · sec ⁻¹	0.1472 · sec ⁻¹	42.6712 · sec	0.0234 · sec ⁻¹
2	0.2948 · sec ⁻¹	0.2944 · sec ⁻¹	0.2948 · sec ⁻¹	21.3107 · sec	0.0469 · sec ⁻¹
3	0.4431 · sec ⁻¹	0.4416 · sec ⁻¹	0.4431 · sec ⁻¹	14.1799 · sec	0.0705 · sec ⁻¹
4	0.5924 · sec ⁻¹	0.5888 · sec ⁻¹	0.5924 · sec ⁻¹	10.6057 · sec	0.0943 · sec ⁻¹
5	0.743 · sec ⁻¹	0.7359 · sec ⁻¹	0.743 · sec ⁻¹	8.4561 · sec	0.1183 · sec ⁻¹
6	0.8952 · sec ⁻¹	0.8831 · sec ⁻¹	0.8952 · sec ⁻¹	7.0189 · sec	0.1425 · sec ⁻¹
7	1.0491 · sec ⁻¹	1.0303 · sec ⁻¹	1.0491 · sec ⁻¹	5.989 · sec	0.167 · sec ⁻¹

Frequências excitadas:

$$\text{Excmin}_n := \frac{w_{\text{min}}}{w_n} \quad \text{Excmax}_n := \frac{w_{\text{max}}}{w_n}$$

Excmin _n	Excmax _n
1.9933	5.3666
0.9955	2.6802
0.6624	1.7834
0.4954	1.3338
0.395	1.0635
0.3279	0.8827
0.2798	0.7532

$$\text{finic}_n := \begin{cases} n & \text{if } 0.95 < \text{Excmin}_n < 1.07 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{ffinal}_n := \begin{cases} n & \text{if } 0.95 < \text{Excmax}_n < 1.07 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$fa_n := finic_n + ffinal_n$$

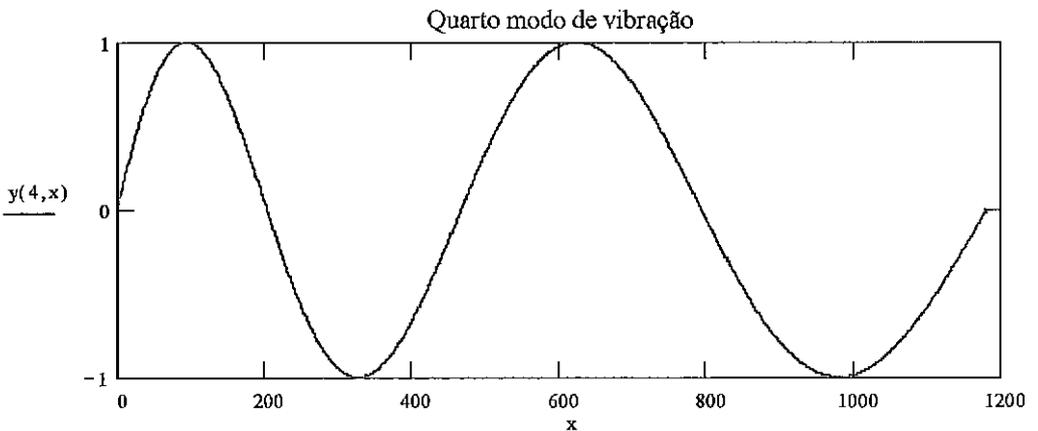
0
2
0
0
5
0
0

Consideramos as frequências entre 2 a 5

2.4. Modos de vibração :

Equações analíticas :

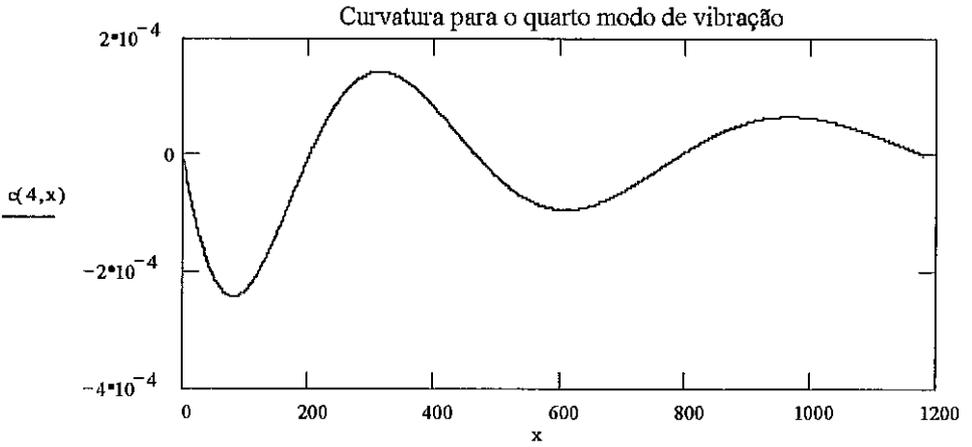
$$y(n, x) := \begin{cases} \left[\sin \int_0^x \sqrt{-\frac{1}{2} \frac{T(s)}{\text{rig}} + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{T(s)}{\text{rig}}\right)^2 + 4 \cdot \text{mt} \cdot \frac{(wv_n)^2}{\text{rig}}} ds} \right] & \text{if } P < 30 \\ \left[\sin \int_0^x wcn \cdot \sqrt{\frac{\text{mt}}{T(s)}} ds \right] & \text{otherwise} \end{cases}$$



2.5. Cálculo da curvatura longo da estrutura :

Equações analíticas :

$$c(n, x) := \begin{cases} \left[\frac{1}{2} \left[\frac{T(x)}{\text{rig}} - \sqrt{\left(\frac{T(x)}{\text{rig}} \right)^2 + \frac{4 \cdot (wv_n)^2 \cdot mt}{\text{rig}}} \right] \cdot y(n, x) \right] & \text{if } P < 30 \\ \left[\frac{-(wc_n)^2 \cdot mt}{T(x)} \cdot y(n, x) \right] & \text{otherwise} \end{cases}$$



3. Análise de V. I. V. considerando shear current e single mode:

Para o cálculo da amplitude de vibração consideraremos quatro métodos :

1. Método de Nikkel [1];
2. Método de Brooks [2];
3. Método de Madam [3];
4. Método de Vandiver (SHEAR7) [4].

3.1. Cálculo da velocidade reduzida :

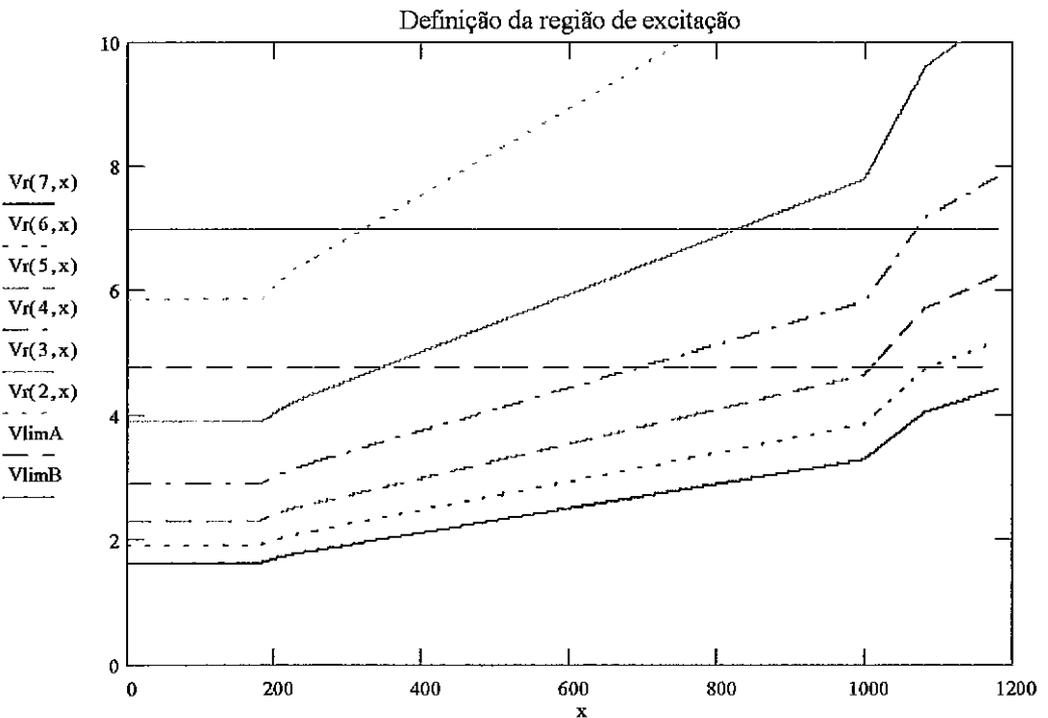
Frequência : $f_n := \frac{w_n}{2 \cdot \pi}$

Velocidade reduzida : $Vr(n, x) := \frac{V(x)}{f_n \cdot Dh}$

Definição da região de "lock-in" : BANDA := 0.38

$$VlimA := \left(1 - \frac{BANDA}{2}\right) \cdot \frac{1}{St} \quad VlimA = 4.7647$$

$$VlimB := \left(1 + \frac{BANDA}{2}\right) \cdot \frac{1}{St} \quad VlimB = 7$$



3.2. Região de excitação :

$$x := 10 \cdot m$$

$$z_{i1} := 0 \cdot m$$

$$z_{f1} := 0 \cdot m$$

$$z_{i2} := 0 \cdot m$$

$$x := 1100 \cdot m$$

$$z_{f2} := \text{root}(Vr(2, x) - VlimB, x) \quad x := 300 \cdot m$$

$$z_{i3} := \text{root}(Vr(3, x) - VlimA, x)$$

$$x := 1100 \cdot m$$

$$z_{f3} := \text{root}(Vr(3, x) - VlimB, x) \quad x := 300 \cdot m$$

$$z_{i4} := \text{root}(Vr(4, x) - VlimA, x)$$

$$x := 1100 \cdot m$$

$$z_{f4} := \text{root}(Vr(4, x) - VlimB, x)$$

$$z_{i5} := \text{root}(Vr(5, x) - VlimA, x)$$

$$z_{f5} := L$$

$$z_{i6} := \text{root}(Vr(6, x) - VlimA, x)$$

$$z_{f6} := L$$

$$z_{i7} := 0 \cdot m$$

$$z_{f7} := 0 \cdot m$$

$$l_n := z_{fn} - z_{in}$$

n	z_{in}	z_{fn}	l_n	$\frac{l_n}{L}$
1	0·m	0·m	0·m	0
2	0·m	320.9775·m	320.9775·m	0.2714
3	344.1198·m	827.677·m	483.5572·m	0.4089
4	691.4952·m	$1.0713 \cdot 10^3 \cdot m$	379.7837·m	0.3212
5	$1.0083 \cdot 10^3 \cdot m$	$1.1825 \cdot 10^3 \cdot m$	174.2149·m	0.1473
6	$1.0858 \cdot 10^3 \cdot m$	$1.1825 \cdot 10^3 \cdot m$	96.6263·m	0.0817
7	0·m	0·m	0·m	0

3.3. Input power fraction :

$$\text{Input power : } IPN_n := \frac{\int_{z_{in}}^{z_{fn}} V(x)^2 dx}{\int_0^L V(x)^2 dx} \quad A := \max(IPN)$$

$$\text{Input power fraction : } IP_n := \frac{IPN_n}{A}$$

IPN _n
0
0.1103
0.3483
0.4278
0.326
0.2012
0

IP _n
0
0.2578
0.8141
1
0.7621
0.4703
0

Modo adotado para análise (IP = 1) : modo := 4

3.4. Cálculo da rigidez modal :

Massa modal : $M(n) := \int_0^L y(n, x)^2 \cdot m \cdot dx$

Rigidez modal : $K(n) := \int_0^L T(x) \cdot c(n, x) \cdot y(n, x) \cdot dx$

Verificação da frequências calculadas : $w_{ver_n} := \sqrt{\frac{K(n)}{M(n)}}$

$$K(4) = 1.4257 \cdot 10^5 \cdot \text{kg} \cdot \text{sec}^{-2}$$

$$M(4) = 4.1006 \cdot 10^5 \cdot \text{kg}$$

n	w _n	w _{ver_n}
1	0.1472 · sec ⁻¹	0.1472 · sec ⁻¹
2	0.2948 · sec ⁻¹	0.2945 · sec ⁻¹
3	0.4431 · sec ⁻¹	0.4419 · sec ⁻¹
4	0.5924 · sec ⁻¹	0.5896 · sec ⁻¹
5	0.743 · sec ⁻¹	0.7376 · sec ⁻¹
6	0.8952 · sec ⁻¹	0.8859 · sec ⁻¹
7	1.0491 · sec ⁻¹	1.0346 · sec ⁻¹

, w = w_{ver} (OK!)

3.5. Cálculo do coeficiente de lift :

3.5.1. Coeficiente de lift para o método de Nikkel :

$$CLN(ASD, x) := 0.35 + 0.60 \cdot ASD \cdot y(\text{modo}, x) - 0.93 \cdot ASD^2 \cdot y(\text{modo}, x)^2$$

3.5.2. Coeficiente de lift para o método de Brooks :

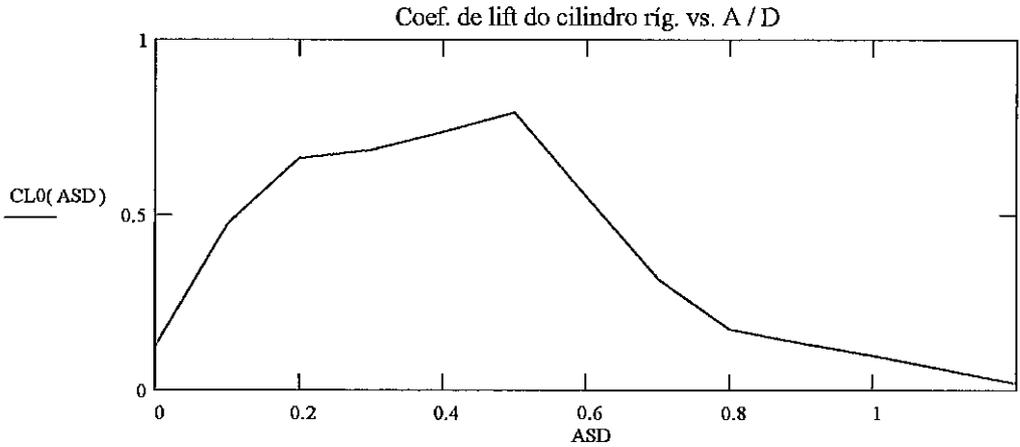
$$CLB(ASD) := 0.35 + \frac{\pi}{4} \cdot 0.60 \cdot ASD - 0.62 \cdot ASD^2$$

3.5.3. Coeficiente de lift proposto por Vandiver :

Coeficiente de lift do cilindro rígido :

$$CL_0(ASD) := \begin{cases} (0.12 + 3.53 \cdot ASD) & \text{if } 0 \leq ASD < 0.15 \\ (0.65 + 0.2 \cdot (ASD - 0.15)) & \text{if } 0.15 \leq ASD < 0.3 \\ (0.68 + 0.55 \cdot (ASD - 0.3)) & \text{if } 0.3 \leq ASD < 0.5 \\ (0.79 - 2.4 \cdot (ASD - 0.5)) & \text{if } 0.5 \leq ASD < 0.75 \\ (0.19 - 0.38 \cdot (ASD - 0.75)) & \text{if } 0.75 \leq ASD \leq 1.2 \end{cases}$$

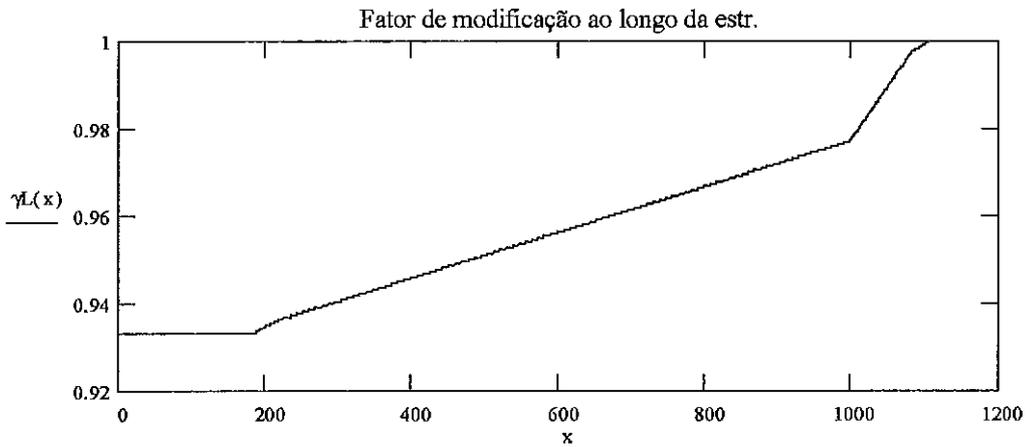
Varição do valor de A / D : ASD := 0, 0.1 .. 1.2



Fator de modificação :

$$x := 0..L$$

$$\gamma_L(x) := \begin{cases} 0 & \text{if } Re_y(x) \leq 40 \\ \left(0.3 + \frac{Re_y(x) - 40}{260} \right) & \text{if } 40 < Re_y(x) \leq 300 \\ \left[0.3 + \frac{0.4}{4700} \cdot (Re_y(x) - 300) \right] & \text{if } 300 < Re_y(x) \leq 5000 \\ \left[0.7 + \frac{0.2}{5000} \cdot (Re_y(x) - 5000) \right] & \text{if } 5000 < Re_y(x) \leq 10000 \\ \left[0.9 + \frac{0.1}{90000} \cdot (Re_y(x) - 10000) \right] & \text{if } 10000 < Re_y(x) \leq 100000 \\ 1 & \text{if } 100000 < Re_y(x) \leq 200000 \\ \left[1 - \frac{0.25}{1800000} \cdot (Re_y(x) - 200000) \right] & \text{if } 200000 < Re_y(x) \leq 2000000 \\ 0.75 & \text{if } Re_y(x) > 2000000 \end{cases}$$



Coeficiente de lift para o método de Vandiver : $CLV(ASD, x) := CL0(ASD) \cdot \gamma_L(x)$

3.5.4. Coeficiente de lift para o método de Madam :

Coeficiente de lift proposto por Vickery e Watkins :

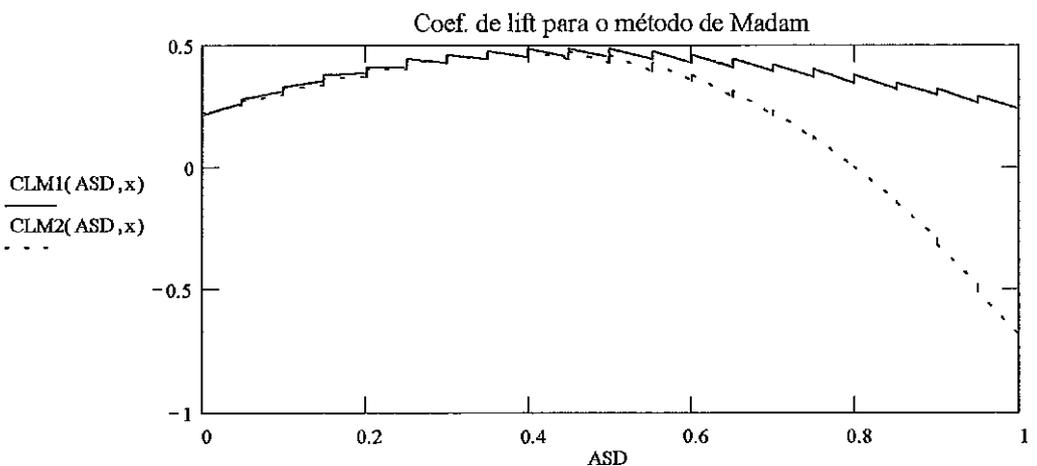
$$CLM1(ASD, x) := (0.6287 \cdot ASD^3 - 1.9203 \cdot ASD^2 + 1.33 \cdot ASD + 0.2168) \cdot \gamma_L(x)$$

Coeficiente de lift proposto por Triantafyllou :

$$CLM2(ASD, x) := (-1.8441 \cdot ASD^3 - 0.0738 \cdot ASD^2 + 0.9634 \cdot ASD + 0.2237) \cdot \gamma_L(x)$$

Comparação entre os coeficientes de lift para o método de Madam :

ASD := 0, 0.05.. 1.0



$$F(\text{ASD}) := \text{ASD}^2 - \left[\frac{\rho f}{4 \cdot \epsilon_{\text{eq}} \cdot (w_{\text{modo}})^2} \right]^2 \frac{\left(\int_{z_{i_{\text{modo}}}}^{z_{f_{\text{modo}}}} f(\text{ASD}, x) dx \right)^2}{\left(\int_{z_{i_{\text{modo}}}}^{z_{f_{\text{modo}}}} m \cdot y(\text{modo}, x)^2 dx \right)^2}$$

Cálculo das raízes da função F(ASD) :

auxF(ASD) := root(F(ASD), ASD)

ASDaux := 0.6

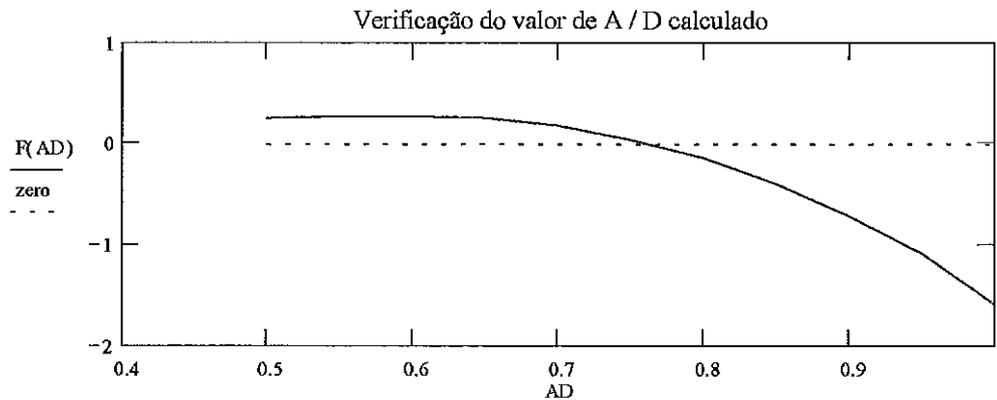
ASD := auxF(ASDaux)

Valor da relação A / D : ASD = 0.7609

Armazenamento do valor de A / D : ASDN := ASD

Verificação do valor de A / D calculado :

AD := 0.5, 0.55.. 1 zero := 0



3.6.5. Variação do coeficiente de lift ao longo da estrutura pelo método de Nikkel :

$$\text{CLN}(\text{ASD}, z_{i_{\text{modo}}}) = 0.3707$$

$$\text{CLN}(\text{ASD}, z_{f_{\text{modo}}}) = -0.297$$

3.6. Cálculo da relação A / D e amortecimento modal para o método de Nikkel [1] :

3.6.1. Amortecimento estrutural :

$$\epsilon_s := 0.003$$

3.6.2. Amortecimento hidrodinâmico :

$$\epsilon_h := \frac{\rho f \cdot D_e \cdot C_d \int_0^{z_{i_{\text{modo}}}} V(x) \cdot y(\text{modo}, x)^2 dx + \int_{z_{f_{\text{modo}}}}^{oL} V(x) \cdot y(\text{modo}, x)^2 dx}{4 \cdot w_{\text{modo}} \int_0^{oL} m_t \cdot y(\text{modo}, x)^2 dx}$$

$$\epsilon_h = 0.0345$$

3.6.3. Fator de amortecimento equivalente :

$$\epsilon_{eq} := \epsilon_h + \epsilon_s$$

Amortecimento equivalente : $\epsilon_{eq} = 0.0375$

Armazenamento do amortecimento equivalente : $\epsilon_{eqN} := \epsilon_{eq}$

3.6.4. Amortecimento reduzido :

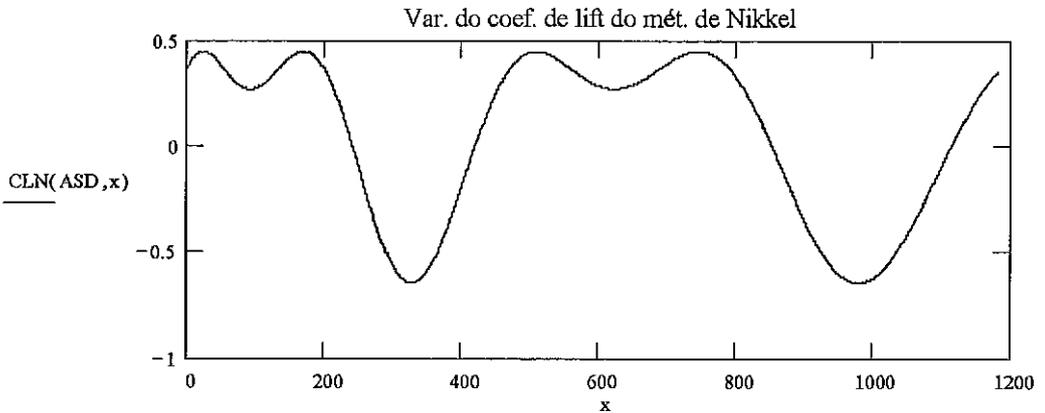
$$\epsilon_r := 2 \cdot m_t \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \epsilon_{eq}}{\rho f \cdot D_e^2} \quad \epsilon_r = 1.4253$$

3.6.4. Cálculo da relação A / D :

Função auxiliar :

$$f(\text{ASD}, x) := V(x)^2 \cdot y(\text{modo}, x) \cdot \text{CLN}(\text{ASD}, x)$$

Obtenção da relação A / D :



3.7. Cálculo da relação A / D e amortecimento modal para o método de Brooks [2] :

3.7.1. Definição das funções auxiliares :

$$F(ASD, x) := \sqrt{(ASD \cdot y(\text{modo}, x))^2 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{5}{3} \cdot \frac{V(x)}{w_{\text{modo}} \cdot De} \right)^2}$$

$$G1(ASD) := \frac{32 \cdot \pi}{3 \cdot De} \cdot ASD \cdot \int_{z_{i_{\text{modo}}}}^{z_{f_{\text{modo}}}} Cd \cdot Dd \cdot y(\text{modo}, x)^2 \cdot F(ASD, x) dx$$

$$G2(ASD) := \left(\frac{4 \cdot \pi}{De} \right)^2 \cdot \frac{es}{\rho f} \cdot ASD \cdot \int_0^L mt \cdot y(\text{modo}, x)^2 dx$$

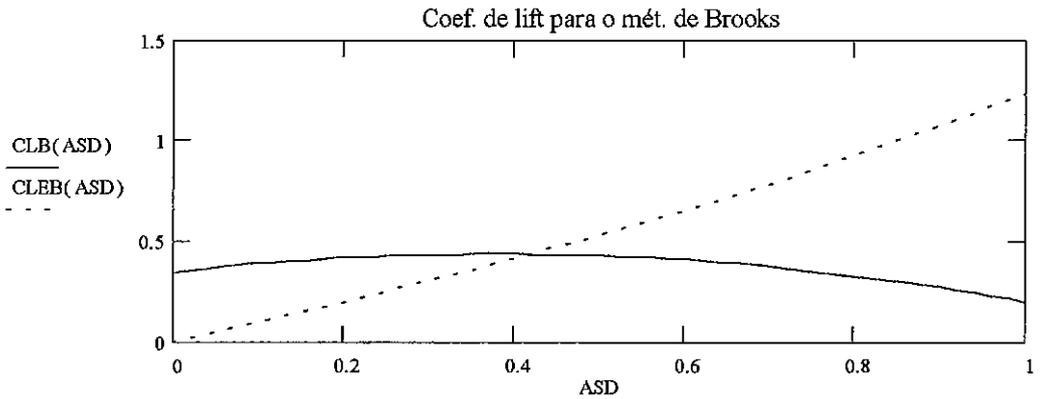
$$G3 := \left(\frac{2 \cdot \pi}{w_{\text{modo}} \cdot De} \right)^2 \cdot \int_{z_{i_{\text{modo}}}}^{z_{f_{\text{modo}}}} V(x)^2 \cdot |y(\text{modo}, x)| dx$$

3.7.2. Coeficiente de lift equivalente proposto por Brooks :

$$CLEB(ASD) := \frac{G1(ASD) + G2(ASD)}{G3}$$

ASD := 0, 0.02.. 1.0

A interseção da curva de coeficiente de lift equivalente com a curva do coeficiente de lift fornecerá a relação A / D procurada.



3.7.3. Balanço de energia :

$$BE(ASD) := G1(ASD) + G2(ASD) - CLB(ASD) \cdot G3$$

3.7.4. Obtenção de ASD :

$$aux(ASD) := \text{root}(BE(ASD), ASD)$$

$$ASD_{aux} := 0.5$$

$$ASD := aux(ASD_{aux})$$

Valor da relação de A/D : ASD = 0.4218

Armazenamento do valor de A/D : ASDB := ASD

3.7.5. Cálculo do amortecimento modal e energia de excitação :

Amortecimento hidrodinâmico :

$$E_h := \frac{4}{3} \cdot \rho f \cdot (D_e \cdot ASD \cdot w_{\text{modo}})^2 \cdot \int_{z_{i_{\text{modo}}}}^{z_{f_{\text{modo}}}} C_d \cdot D_d \cdot y(\text{modo}, x)^2 \cdot D_e \cdot F(ASD, x) dx$$

$$E_h = 950.6011 \text{ newton} \cdot \text{m}$$

Amortecimento estrutural :

$$E_s := 2 \cdot \pi \cdot (ASD \cdot D_e)^2 \cdot \epsilon_s \cdot (w_{\text{modo}})^2 \cdot \int_{z_{i_{\text{modo}}}}^{z_{f_{\text{modo}}}} m_t \cdot y(\text{modo}, x)^2 dx$$

Modelo de amortecimento para a região situada abaixo da região de "lock-in " :

$$Rhl(x, ASD) := Rsw(ASD) + Cr1 \cdot pf \cdot Dh \cdot V(x)$$

Modelo de amortecimento para a região situada acima da região de "lock-in " :

$$Rhh(x) := \frac{Crh \cdot pf \cdot V(x)^2}{w_{modo}}$$

3.8.4. Definição das funções auxiliares :

$$D1(ASD) := \int_0^{zi_{modo}} y(modo, x)^2 \cdot Rhl(x, ASD) \cdot w_{modo} dx$$

$$D2 := \int_{zf_{modo}}^L y(modo, x)^2 \cdot Rhh(x) \cdot w_{modo} dx \quad D2 = 497.0599 \cdot kg \cdot sec^{-2}$$

$$D3 := \int_0^L Rs \cdot y(modo, x)^2 \cdot w_{modo} dx \quad D3 = 863.549 \cdot kg \cdot sec^{-2}$$

$$F1(ASD) := \int_{zi_{modo}}^{zf_{modo}} \frac{CLM1(ASD, x)}{2} \cdot pf \cdot V(x)^2 \cdot |y(modo, x)| dx$$

$$F2(ASD) := \int_{zi_{modo}}^{zf_{modo}} \frac{CLM2(ASD, x)}{2} \cdot pf \cdot V(x)^2 \cdot |y(modo, x)| dx$$

3.8.5. Cálculo da relação A / D :

$$FF1(ASD) := F1(ASD) - (D1(ASD) + D2 + D3) \cdot ASD$$

$$FF2(ASD) := F2(ASD) - (D1(ASD) + D2 + D3) \cdot ASD$$

$$ASDinic := 0.5$$

$$ADfin1(ASD) := root(FF1(ASD), ASD)$$

$$ADfin2(ASD) := root(FF2(ASD), ASD)$$

$$ASD1 := ADfin1(ASDinic)$$

$$ASD2 := ADfin2(ASDinic)$$

$$E_s = 35.7458 \text{ newton} \cdot \text{m}$$

Energia de excitação :

$$E_e := \frac{\pi}{2} \cdot \rho_f \cdot D_e \cdot \text{ASD} \cdot \int_{z_i^{\text{modo}}}^{z_f^{\text{modo}}} \text{CLB}(\text{ASD}) \cdot D_e \cdot V(x)^2 \cdot |y(\text{modo}, x)| dx$$

$$E_e = 1.0586 \cdot 10^3 \text{ newton} \cdot \text{m}$$

Verificação :

$$E_h + E_s = 986.3469 \text{ newton} \cdot \text{m} = E_e = 1.0586 \cdot 10^3 \text{ newton} \cdot \text{m}$$

3.6.6. Coeficiente de lift pelo método de Brooks :

$$\text{CLB}(\text{ASD}) = 0.4385 = \text{CLEB}(\text{ASD}) = 0.4385 \quad (\text{OK!})$$

3.8. Cálculo da relação A / D e amortecimento modal para o método de Madam [3] :

3.8.1. Número de Reynolds para o modo de vibração :

$$\text{Rew} := \frac{w_{\text{modo}} \cdot D_h^2}{\nu} \quad \text{Rew} = 8.5549 \cdot 10^4$$

3.8.2. Cálculo do amortecimento estrutural :

$$e_s := 0.003$$

$$R_s := 2 \cdot w_{\text{modo}} \cdot \text{mt} \cdot e_s \quad R_s = 2.4655 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{sec}^{-1}$$

3.8.3. Cálculo do amortecimento hidrodinâmico :

Parcela do amortecimento devido a águas tranquilas :

$$R_{sw}(\text{ASD}) := \frac{w_{\text{modo}} \cdot \pi \cdot \rho_f \cdot D_h^2}{2} \cdot \left(\frac{2 \cdot \sqrt{2}}{\sqrt{\text{Rew}}} + 0.25 \cdot \text{ASD}^2 \right)$$

Coefficientes empíricos :

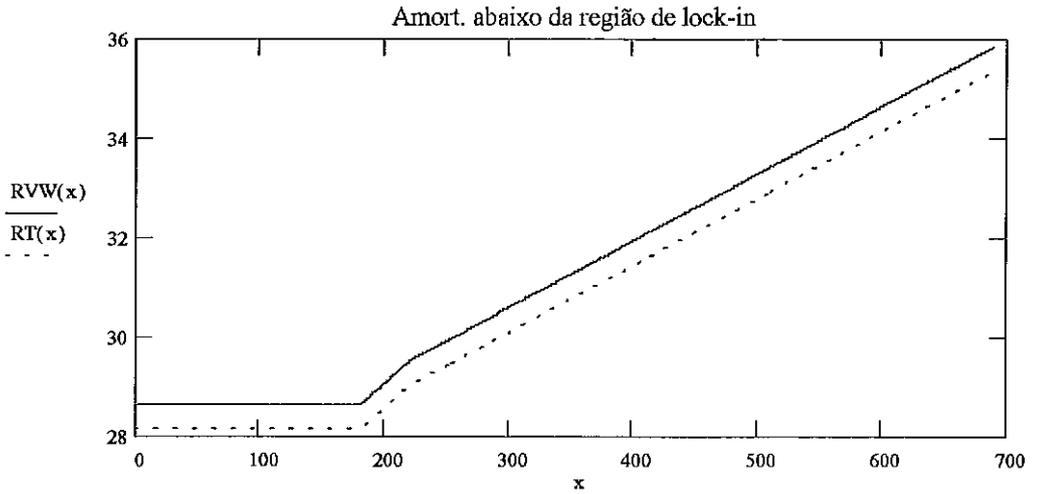
$$C_{rl} := 0.18 \quad C_{rh} := 0.2$$

3.8.8. Amortecimento na região abaixo da região de excitação :

$$x := 0 .. z_{i_{\text{modo}}}$$

$$RVW(x) := R_s + R_{sw}(ASD1) + pf \cdot De \cdot V(x) \cdot CrI$$

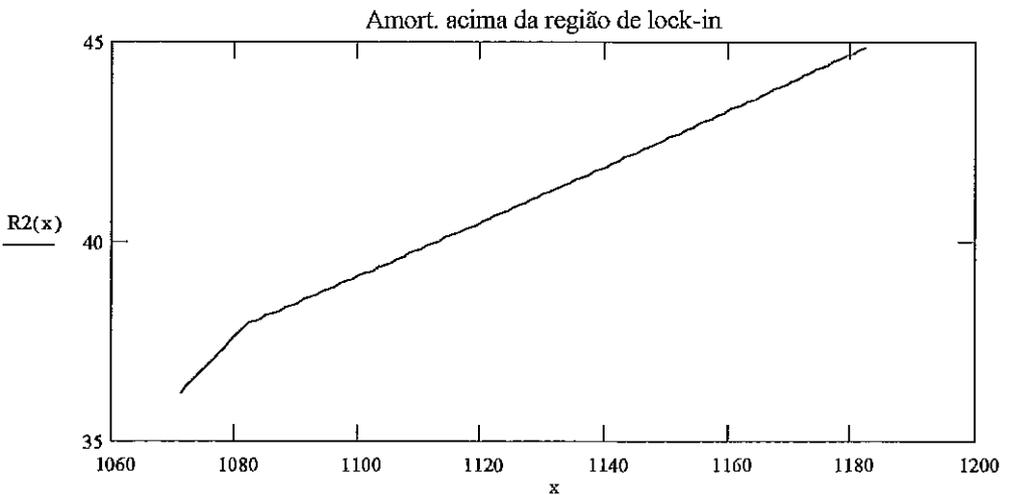
$$RT(x) := R_s + R_{sw}(ASD2) + pf \cdot De \cdot V(x) \cdot CrI$$



3.8.9. Amortecimento na região acima da região de excitação :

$$x := z_{f_{\text{modo}}} .. L$$

$$R2(x) := R_s + Crh \cdot pf \cdot \frac{V(x)^2}{w_{\text{modo}}}$$



3.8.10. Coeficiente de lift para o método de Madam :

$$\text{Formulação de Vickery e Watkins : } \text{CLM1}(\text{ASD1}, z_{i_{\text{modo}}}) = 0.4627$$

$$\text{CLM1}(\text{ASD1}, z_{f_{\text{modo}}}) = 0.479$$

$$\text{Formulação de Triantafillou : } \text{CLM2}(\text{ASD2}, z_{i_{\text{modo}}}) = 0.4473$$

$$\text{CLM2}(\text{ASD2}, z_{f_{\text{modo}}}) = 0.463$$

3.9. Cálculo da relação A / D e amortecimento modal para o método de Vandiver [4] :

3.9.1. Número de Reynolds para o modo de vibração :

$$\text{Rew} := \frac{w_{\text{modo}} \cdot D h^2}{\nu} \qquad \text{Rew} = 8.5549 \cdot 10^4$$

3.9.2. Cálculo do amortecimento estrutural :

$$e_s := 0.003$$

$$R_s := 2 \cdot w_{\text{modo}} \cdot m_t \cdot e_s \qquad R_s = 2.4655 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{sec}^{-1}$$

3.9.3. Cálculo do amortecimento hidrodinâmico :

Parcela do amortecimento devido a águas tranquilas :

$$R_{sw}(\text{ASD}) := \frac{w_{\text{modo}} \cdot \pi \cdot \rho_f \cdot D h^2}{2} \cdot \left(\frac{2 \cdot \sqrt{2}}{\sqrt{\text{Rew}}} + 0.25 \cdot \text{ASD}^2 \right) \qquad w_{\text{modo}} = 0.5924 \cdot \text{sec}^{-1}$$

Coefficientes empíricos :

$$C_{r1} := 0.18 \qquad C_{rh} := 0.2$$

Modelo de amortecimento para a região situada abaixo da região de "lock-in " :

$$R_{hl}(x, \text{ASD}) := R_{sw}(\text{ASD}) + C_{r1} \cdot \rho_f \cdot D h \cdot V(x)$$

Modelo de amortecimento para a região situada acima da região de "lock-in " :

$$R_{hh}(x) := \frac{C_{rh} \cdot \rho_f \cdot V(x)^2}{w_{\text{modo}}}$$

3.9.4. Definição das funções auxiliares :

$$D1(ASD) := \int_0^{z_{i_{\text{modo}}}} y(\text{modo}, x)^2 \cdot Rh1(x, ASD) \cdot w_{\text{modo}} dx$$

$$D2 := \int_{z_{f_{\text{modo}}}}^L y(\text{modo}, x)^2 \cdot Rhh(x) \cdot w_{\text{modo}} dx \quad D2 = 497.0599 \cdot \text{kg} \cdot \text{sec}^{-2}$$

$$D3 := \int_0^L R_s \cdot y(\text{modo}, x)^2 \cdot w_{\text{modo}} dx \quad D3 = 863.549 \cdot \text{kg} \cdot \text{sec}^{-2}$$

$$F(ASD) := \int_{z_{i_{\text{modo}}}}^{z_{f_{\text{modo}}}} \frac{CLV(ASD, x)}{2} \cdot pf \cdot V(x)^2 \cdot |y(\text{modo}, x)| dx$$

3.9.5. Cálculo da relação A / D :

$$FF(ASD) := F(ASD) - (D1(ASD) + D2 + D3) \cdot ASD$$

$$ASD_{\text{inic}} := 0.5$$

$$AD_{\text{fin}}(ASD) := \text{root}(FF(ASD), ASD)$$

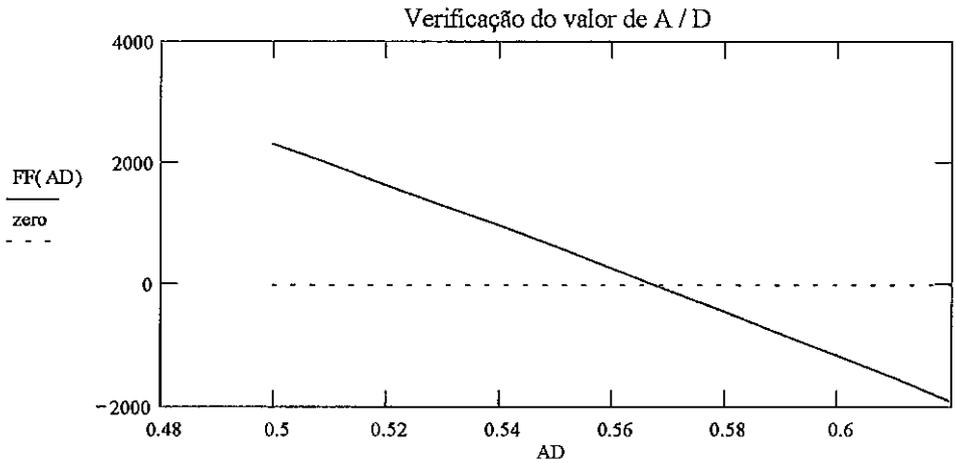
$$ASD := AD_{\text{fin}}(ASD_{\text{inic}})$$

Valor da relação A / D : ASD = 0.5673

Armazenamento do valor de A / D : ASDV := ASD

Verificação do valor de A / D calculado :

$$AD := 0.500, 0.510.. 0.620 \quad \text{zero} := 0 \cdot \text{kg} \cdot \text{sec}^{-2}$$



3.9.6. Fator de amortecimento equivalente :

$$\epsilon_{eq} := \frac{D1(ASD) + D2}{2 \cdot (w_{modo})^2 \cdot M(\text{modo})} + \epsilon_s$$

Amortecimento equivalente : $\epsilon_{eq} = 0.0306$

Armazenamento do amortecimento equivalente : $\epsilon_{eq} V := \epsilon_{eq}$

3.9.7. Wave attenuation factor :

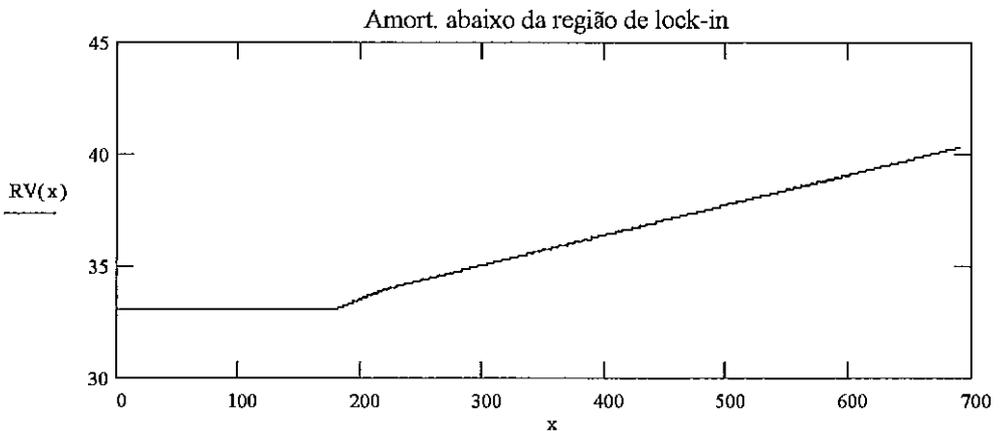
$$WFV := \text{modo} \cdot \epsilon_{eq}$$

$$WFV = 0.1223$$

3.9.8. Amortecimento na região abaixo da região de excitação :

$$x := 0 .. z_i_{modo}$$

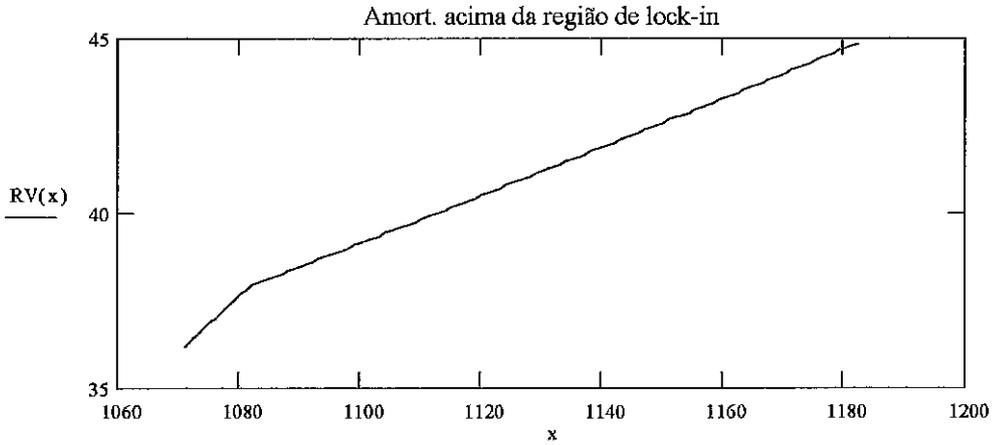
$$RV(x) := R_s + R_{sw}(ASD) + pf \cdot De \cdot V(x) \cdot Cr1$$



3.9.9. Amortecimento na região acima da região de excitação :

$$x := zf_{\text{modo}} \cdot L$$

$$RV(x) := R_s + C_r h \cdot \rho f \cdot \frac{V(x)^2}{w_{\text{modo}}}$$

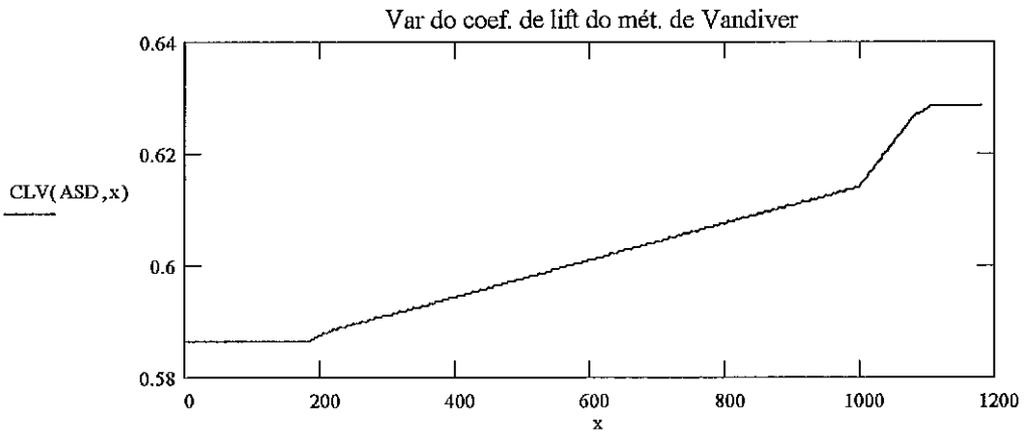


3.9.10. Coeficiente de lift para o método de Vandiver :

$$CLV(ASD, z_{i_{\text{modo}}}) = 0.6039$$

$$CLV(ASD, z_{f_{\text{modo}}}) = 0.6252$$

$$x := 0, 3 \cdot L$$



3.10. Comparação entre os valores obtidos :

3.10.1. Valores de A / D :

Método de Nikkel : ASDN = 0.7609

Método de Brooks : ASDB = 0.4218

Método de Madam : ASDMVW = 0.4889 , para coef. de lift de Vickery e Watkins.

ASDMT = 0.4793 , para coef. de lift de Triantafyllou.

Método de Vandiver : ASDV = 0.5673

3.10.2. Valores para o fator de amortecimento :

Método de Nikkel : $\epsilon_{eqN} = 0.0375$

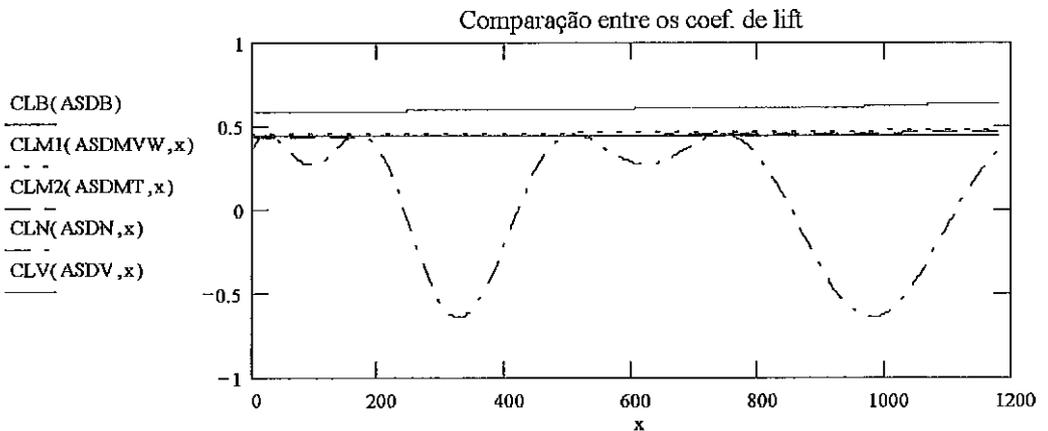
Método de Madam : $\epsilon_{eqMVW} = 0.0272$, para coef. de lift de Vickery e Watkins.
 $\epsilon_{eqMT} = 0.0268$, para coef. de lift de Triantafyllou.

Método de Vandiver : $\epsilon_{eqV} = 0.0306$

3.10.3. Valores para o coeficiente de lift :

Comparação entre os métodos propostos (dependentes exclusivamente de A / D) :

AD := 0, 0.02, 1.2



Valores obtidos para o coeficiente de lift :

Método de Nikkel : $CLN(ASDN, z_{i_{modo}}) = 0.3707$

$CLN(ASDN, z_{f_{modo}}) = -0.297$

Método de Brooks : CLB(ASDB) = 0.4385

Método de Madam : Supondo o coeficiente de lift do Vickery e Watkins:

$$CLM1(ASDMVW, z_{i_{modo}}) = 0.4627$$

$$CLM1(ASDMVW, z_{f_{modo}}) = 0.479$$

Supondo o coeficiente de lift do
Triantafyllou:

$$CLM2(ASDMT, z_{i_{modo}}) = 0.4473$$

$$CLM2(ASDMT, z_{f_{modo}}) = 0.463$$

Método de Vandiver : $CLV(ASDV, z_{i_{modo}}) = 0.6039$

$$CLV(ASDV, z_{f_{modo}}) = 0.6252$$

4. Cálculo do deslocamento, aceleração e tensões ao longo da estrutura

4.1. Modos considerados :

Nesta seção consideraremos apenas sete modos para análise.

Intervalo de variação : $j := \text{modo} - 3 .. \text{modo} + 3$

4.2. Discretização da estrutura :

Devido a dificuldade de processamento (elevado tempo de execução) decidimos discretizar a estrutura para facilitar a execução da análise.

Número de divisões da estrutura : $\text{ndiv} := 1182$.

Comprimento de cada segmento : $dx := \frac{L}{\text{ndiv}}$ $dx = 1.0004 \cdot m$

Intervalo de variação : $i := 1 .. \text{ndiv} + 1$

Coordenada do nó : $pt_i := dx \cdot (i - 1)$

Matriz de modo : $y_{j,i} := y(j, pt_i)$

Matriz de curvatura : $cv_{j,i} := c(j, pt_i)$

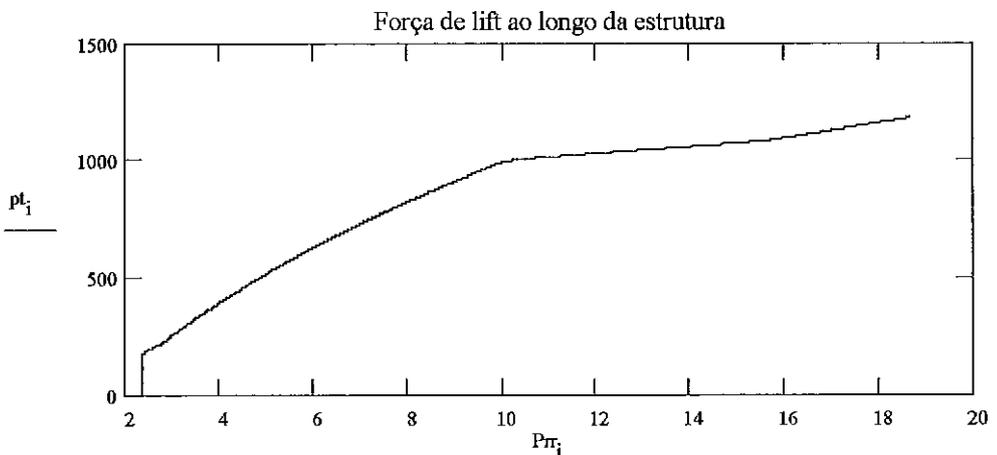
Vetor de tração : $Tv_i := T(pt_i)$

Vetor de rigidez modal : $Kv_j := K(j)$

4.3. Cálculo da força modal :

Força de lift distribuída para o modo de maior input power :

$$P_{T_i} := \frac{1}{2} \cdot \rho f \cdot De \cdot V(pt_i)^2 \cdot CLV(ASDV, pt_i)$$



Força modal :

$$P_j := \sum_{i=1}^{ndiv} \frac{Pr_{i,yv_{j,i}} \cdot dx \cdot yv_{modo,i}}{|yv_{modo,i}|}$$

j	P _j	$\frac{P_j}{P_{modo}}$
1	-320.2769·kg·m·sec ⁻²	-0.0648
2	834.3782·kg·m·sec ⁻²	0.1689
3	-2.4963·10 ³ ·kg·m·sec ⁻²	-0.5053
4	4.9403·10 ³ ·kg·m·sec ⁻²	1
5	-2.6225·10 ³ ·kg·m·sec ⁻²	-0.5308
6	1.1513·10 ³ ·kg·m·sec ⁻²	0.233
7	-802.8604·kg·m·sec ⁻²	-0.1625

4.4. Cálculo dos RMS de deslocamento, aceleração e tensão :

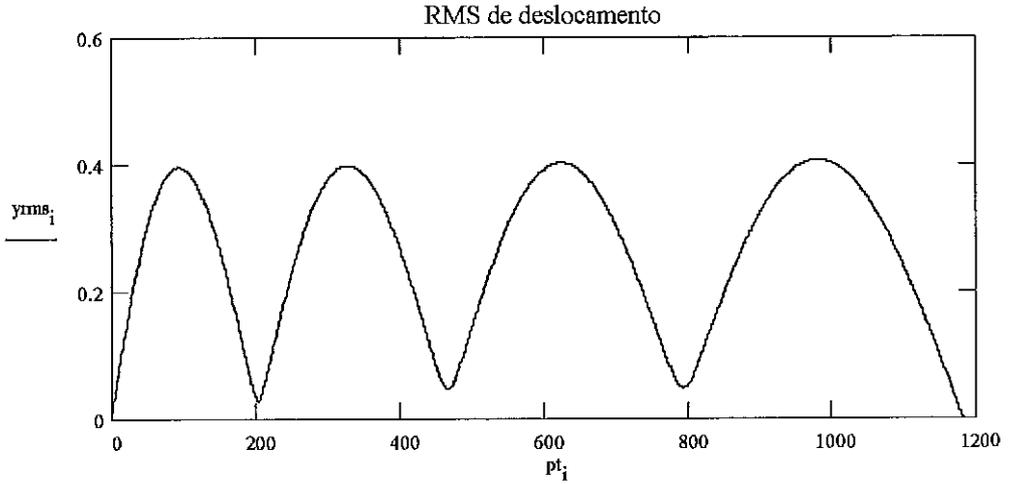
4.4.1. Função de resposta da frequência :

$$H_j := \frac{1}{Kv_j} \cdot \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{w_{modo}}{w_j} \right)^2 + 2 \cdot \zeta eq \cdot \left(\frac{w_{modo}}{w_j} \right) \cdot i \right]}$$

j	Re(H _j)	Im(H _j)	H _j	$\frac{ H_j }{H_{modo}}$	$\frac{ H_j \cdot P_j }{H_{modo} \cdot P_{modo} }$
1	-7.4069·10 ⁻⁶ ·kg ⁻¹ ·sec ²	-1.2001·10 ⁻⁷ ·kg ⁻¹ ·sec ²	7.4079·10 ⁻⁶ ·kg ⁻¹ ·sec ²	0.0646	4.1877·10 ⁻³
2	-9.2408·10 ⁻⁶ ·kg ⁻¹ ·sec ²	-3.7387·10 ⁻⁷ ·kg ⁻¹ ·sec ²	9.2484·10 ⁻⁶ ·kg ⁻¹ ·sec ²	0.0806	0.0136
3	-1.5683·10 ⁻⁵ ·kg ⁻¹ ·sec ²	-1.6283·10 ⁻⁶ ·kg ⁻¹ ·sec ²	1.5767·10 ⁻⁵ ·kg ⁻¹ ·sec ²	0.1375	0.0695
4	0·kg ⁻¹ ·sec ²	-1.1468·10 ⁻⁴ ·kg ⁻¹ ·sec ²	1.1468·10 ⁻⁴ ·kg ⁻¹ ·sec ²	1	1
5	1.2088·10 ⁻⁵ ·kg ⁻¹ ·sec ²	-1.6182·10 ⁻⁶ ·kg ⁻¹ ·sec ²	1.2196·10 ⁻⁵ ·kg ⁻¹ ·sec ²	0.1063	0.0565
6	5.5002·10 ⁻⁶ ·kg ⁻¹ ·sec ²	-3.9614·10 ⁻⁷ ·kg ⁻¹ ·sec ²	5.5145·10 ⁻⁶ ·kg ⁻¹ ·sec ²	0.0481	0.0112
7	3.3365·10 ⁻⁶ ·kg ⁻¹ ·sec ²	-1.6919·10 ⁻⁷ ·kg ⁻¹ ·sec ²	3.3408·10 ⁻⁶ ·kg ⁻¹ ·sec ²	0.0291	4.7342·10 ⁻³

4.4.2. RMS de deslocamento :

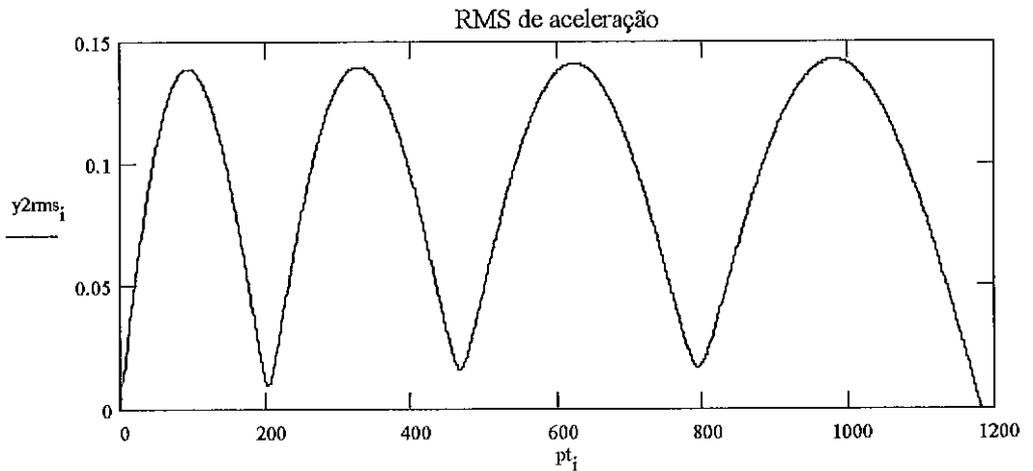
$$y_{rms_i} := \left[\frac{1}{2} \cdot \left(\sum_{j = modo - 3}^{modo + 3} yv_{j,i} \cdot H_j \cdot P_j \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$



Valor máximo do RMS de deslocamento : $\max(y_{rms}) = 0.4065 \cdot m$

4.4.3. RMS de aceleração :

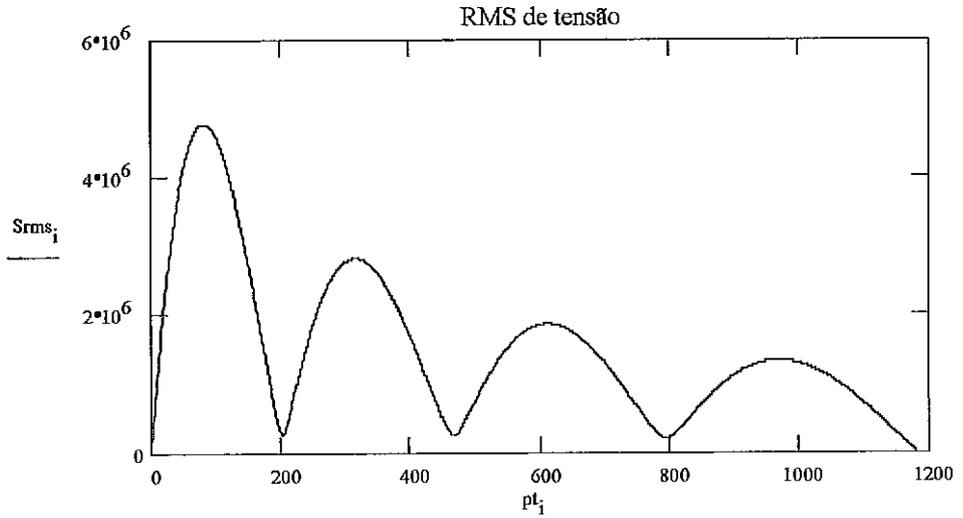
$$y2_{rms_i} := \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (w_{modo})^4 \cdot \left(\sum_{j = modo - 3}^{modo + 3} yv_{j,i} \cdot P_j \cdot H_j \right)^2}$$



Valor máximo do RMS de aceleração : $\max(y2_{rms}) = 0.1427 \cdot m \cdot sec^{-2}$

4.4.4. RMS de tensão :

$$S_{rms_i} := \left[\frac{1}{8} \left[\sum_{j = modo - 3}^{modo + 3} (c_{v_{j,i}} \cdot P_j \cdot H_j \cdot E \cdot De) \right]^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

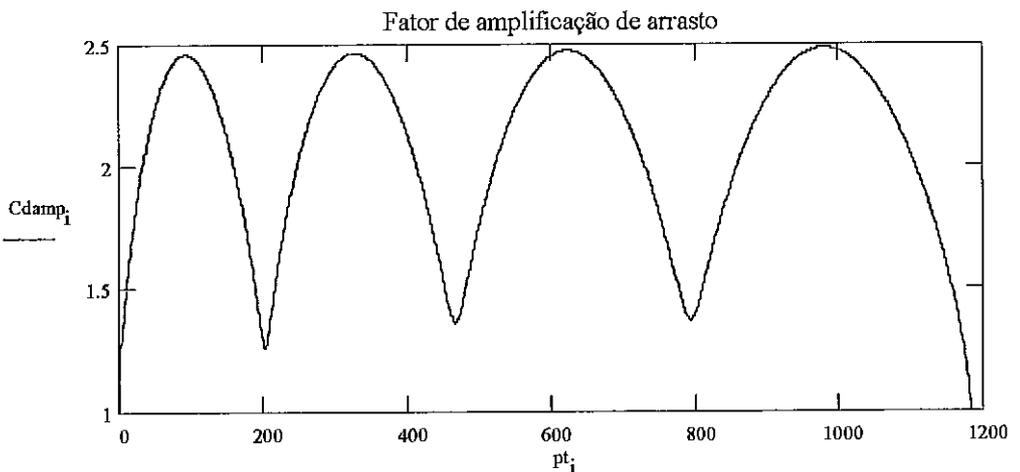


Valor máximo do RMS de tensão : $\max(S_{rms}) = 4.7725 \cdot 10^6 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{sec}^{-2}$

4.5. Coeficiente de arrasto :

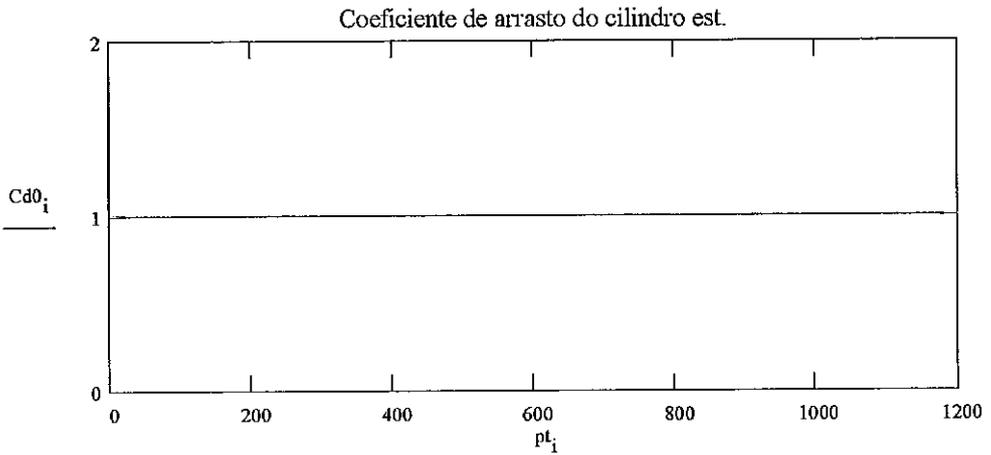
Fator de amplificação de arrasto :

$$C_{damp_i} := 1 + 1.043 \cdot \left(\frac{2 \cdot y_{rms_i}}{De} \right)^{0.65}$$



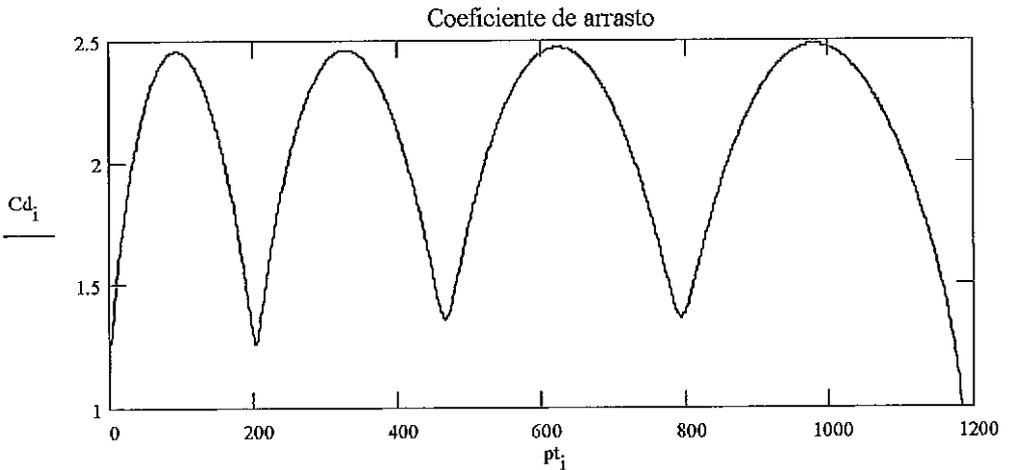
Coefficiente de arrasto do cilindro estacionário :

$$Cd0_i := \begin{cases} 1.8 & \text{if } Rey(pt_i) < 40 \\ \left[1.8 - \frac{0.8}{960} \cdot (Rey(pt_i) - 40) \right] & \text{if } 40 \leq Rey(pt_i) \leq 1000 \\ 1.0 & \text{if } 1000 < Rey(pt_i) \leq 2 \cdot 10^5 \\ \left[1 - \frac{0.2}{8 \cdot 10^5} \cdot (Rey(pt_i) - 2 \cdot 10^5) \right] & \text{if } 2 \cdot 10^5 < Rey(pt_i) \leq 10^6 \\ 0.8 & \text{if } Rey(pt_i) > 10^6 \end{cases}$$



Coefficiente de arrasto final :

$$Cd_i := Cdamp_i \cdot Cd0_i$$



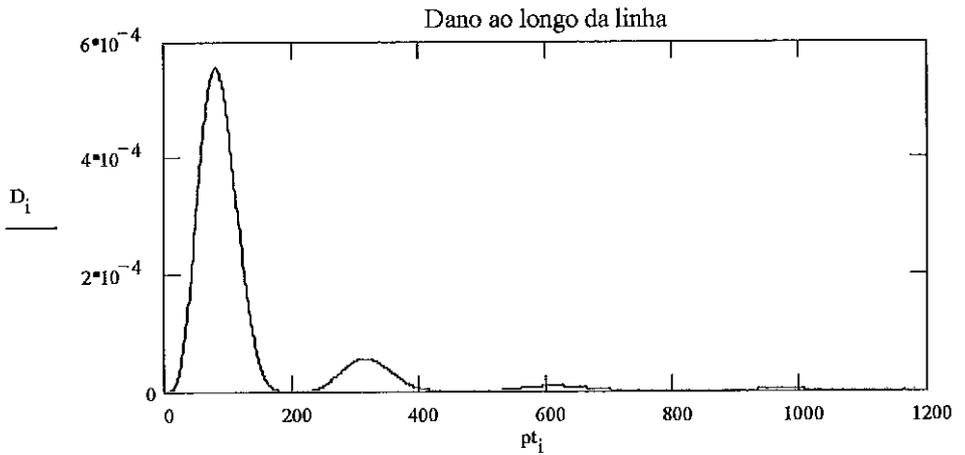
Valor médio do coeficiente de arrasto : mean(Cd) = 2.0706

5. Cálculo do dano ao longo da linha :

Parâmetros da curva S-N : $b := 4.38$ $C := 10^{15.06} \cdot \left(\frac{\text{newton}}{\text{mm}^2}\right)^b$
 API X

Tempo total : $t := 365 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot \text{sec}$ $t = 3.1536 \cdot 10^7 \cdot \text{sec}$ (1 ano)

Dano : $D_i := w_{\text{modo}} \cdot \frac{t}{2 \cdot \pi \cdot C} \cdot \left(2 \cdot \sqrt{2} \cdot S_{rms,i}\right)^b \cdot \Gamma\left(\frac{b+2}{2}\right)$



Máximo dano ao longo da estrutura : $\max(D) = 5.5479 \cdot 10^{-4}$

Vida útil : $\text{Vidaútil} := \frac{1}{\max(D)}$ $\text{Vidaútil} = 1.8025 \cdot 10^3$

ANEXO II

Propriedades Físicas da água:

a) Água Doce:

Tempe- ratura (°C)	Peso Específico γ (kN/m ³)	Densidade ρ (kg/m ³)	Viscosidade $\mu \times 10^3$ (N.s/m ²)	Viscosidade cinemática $\nu \times 10^3$ (m/s)	Tensão superficial σ (N/m)
0	9,805	999,8	1,781	1,785	0,0756
5	9,807	1000,0	1,518	1,519	0,0749
10	9,804	999,7	1,307	1,306	0,0742
15	9,798	999,1	1,139	1,139	0,0735
20	9,789	998,2	1,002	1,003	0,0728
25	9,777	997,0	0,890	0,893	0,0720
30	9,764	995,7	0,798	0,800	0,0712
40	9,730	992,2	0,653	0,658	0,0696
50	9,689	988,0	0,547	0,553	0,0679
60	9,642	983,2	0,466	0,474	0,0662
70	9,589	977,8	0,404	0,413	0,0644
80	9,530	971,8	0,354	0,364	0,0626
90	9,466	965,3	0,315	0,326	0,0608
100	9,399	958,4	0,282	0,294	0,0589

Fonte: Hidrodinâmica elementar

b) Água Salgada:

Profundidade (m)	Densidade média (kg/m ³)	Temperatura média (° C)	Salinidade média (‰)
0 a 20	1024,81	25,25	37,05
20 a 40	1025,13	24,56	37,02
40 a 60	1025,46	23,35	36,87
60 a 80	1025,68	22,77	36,81
80 a 100	1025,75	22,92	36,87
100 a 150	1026,42	19,81	36,39
150 a 200	1026,82	18,23	36,07
200 a 300	1027,38	15,00	35,46
300 a 400	1028,21	12,18	35,09
400 a 500	1028,84	10,05	34,87
500 a 600	1029,52	7,83	34,59
600 a 700	1030,07	6,17	34,48
700 a 870	-	4,82	34,40

Ponte: Especificação técnica de dados meteoceanográficos (PETROBRAS/CENPES)

Viscosidade dinâmica da água em função da salinidade e da temperatura (em centipoises)

Salin (‰)	T E M P E R A T U R A (°C)															
	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
0	1,792	1,674	1,568	1,472	1,386	1,307	1,235	1,169	1,109	1,053	1,002	0,955	0,911	0,870	0,833	0,798
5	1,805	1,687	1,581	1,485	1,398	1,319	1,247	1,181	1,120	1,064	1,013	0,965	0,921	0,881	0,843	0,808
10	1,818	1,699	1,593	1,497	1,409	1,330	1,258	1,191	1,130	1,074	1,023	0,975	0,931	0,890	0,852	0,816
15	1,831	1,712	1,605	1,509	1,421	1,341	1,268	1,202	1,141	1,084	1,032	0,985	0,940	0,899	0,861	0,825
20	1,844	1,725	1,618	1,521	1,432	1,352	1,279	1,212	1,151	1,094	1,042	0,994	0,949	0,908	0,870	0,834
25	1,858	1,738	1,630	1,533	1,444	1,364	1,290	1,223	1,161	1,105	1,052	1,004	0,959	0,917	0,879	0,843
30	1,871	1,751	1,643	1,545	1,456	1,375	1,301	1,234	1,172	1,115	1,062	1,013	0,968	0,926	0,887	0,851
32	1,877	1,756	1,648	1,550	1,461	1,380	1,306	1,238	1,176	1,119	1,066	1,017	0,972	0,930	0,891	0,855
34	1,882	1,764	1,653	1,554	1,465	1,384	1,310	1,242	1,180	1,123	1,070	1,021	0,976	0,934	0,894	0,858
36	1,888	1,770	1,658	1,559	1,470	1,389	1,315	1,246	1,184	1,127	1,074	1,025	0,979	0,937	0,898	0,862
38	1,893	1,775	1,663	1,564	1,475	1,393	1,319	1,251	1,188	1,131	1,078	1,029	0,983	0,941	0,902	0,865
40	1,899	1,781	1,668	1,569	1,479	1,398	1,323	1,255	1,192	1,135	1,082	1,032	0,987	0,945	0,905	0,869
42	1,904	1,786	1,673	1,574	1,484	1,403	1,328	1,259	1,197	1,139	1,086	1,036	0,991	0,948	0,909	0,872