



"SISTEMA NAVIO-MONOBÓIA UM PROCEDIMENTO PARA ANÁLISE DE CABOS DE AMARRAÇÃO"

Serviço de Bibliotecas
Biblioteca de Engenharia Mecânica, Naval e Oceânica

Prof. Kazuo Nishimoto
Prof. Hernani L. Brinati - USP
C. H. Fucatu - USP

1. INTRODUÇÃO:

Diferentes tipos de sistemas de amarração têm sido empregados para posicionamento de veículos oceânicos. O sistema de amarração de navio a monobóia conhecido como SPM (Single Point Mooring) tem sido largamente utilizado como terminal de navios para carregamento e alívio de grãos líquidos.

Há no mercado diferentes softwares para a simulação do comportamento de sistema SPM. Os mais conhecidos são o TERMSIM, desenvolvido pelo MARIN, e o SIMOS, elaborado pela MARINTEK. Os autores do presente trabalho participaram da elaboração de um outro software, o DYNASIM, que tem como particularidade a utilização de coeficientes hidrodinâmicos de manobra de baixa velocidade para o cálculo das forças hidrodinâmicas atuantes no navio.

A avaliação do comportamento do sistema amarrado e a análise de uma particular instabilidade é feita mediante o exame das variáveis de movimento do navio e das tensões nas linhas de amarração. No caso específico do SPM, quando ocorre instabilidade, os movimentos do navio, embora possam ser de grande amplitude no plano horizontal, são de baixa frequência, com períodos da ordem de 1000 segundos. Os movimentos de primeira ordem no plano horizontal podem ser desprezados mas os de *pitch* e *heave* são relevantes na determinação dos esforços sobre o *hawser* (cabo de amarração à monobóia).

O presente trabalho propõe um procedimento para avaliar a vida útil de um *hawser* baseado na análise de fadiga. Este procedimento leva em conta o carregamento a que fica submetido o *hawser* em função das cargas ambientais que atuam sobre o navio. São consideradas as diversas condições ambientais que ocorrem ao longo do ano na região de operação do navio com as respectivas probabilidades de ocorrência. O método é aplicado aos resultados da simulação do movimento de petroleiros atracados em um terminal da Petrobrás.

São descritos, inicialmente, os modelos utilizados para representação da dinâmica do sistema navio-monobóia. Apresenta-se, em seguida, a formulação para determinação da vida útil do *hawser*, que é aplicada para um exemplo escolhido. São analisados os resultados e as conclusões do trabalho são apresentadas.

2. DINÂMICA DO SISTEMA NAVIO-MONOBÓIA

O sistema SPM de amarração tem como vantagem a grande liberdade de movimento, que permite o navio se alinhar na direção da resultante das forças externas (vento, corrente, onda), resultando num menor carregamento no sistema de amarração.

Nas fase transitória, até o navio se alinhar na direção da força resultante, o navio descreve movimentos de baixa frequência e grande amplitude, causados pela ação da corrente e vento (dependendo do comprimento do *hawser* o sistema pode se tornar instável executando movimentos de amplitude crescente, isto é, instabilidade dinâmica). Durante o movimento quando o ângulo de *yaw* é máximo ocorre um grande pico de tensão no *hawser*. Juntamente com este movimento de baixa frequência há ainda os movimentos de alta frequência provocados pelas forças de primeira ordem das ondas. Dependendo das condições ambientais e da rigidez do *hawser* estes movimentos podem elevar ainda mais os picos de tensão.

2.1 Equações do Movimento

Para estudar o movimento do navio, são adotados dois sistemas de coordenadas, como mostrados na Figura 1:

- o sistema de eixos OXYZ fixo na terra (sistema inercial);
- o sistema de eixos Gxyz, fixo no navio com origem no centro de gravidade do navio.

Aplicando-se as equações de Newton, obtém-se as seguintes equações diferenciais, que relacionam as variáveis do movimento, referindo ao sistema Gxyz, e as forças externas:

$$\begin{aligned} M(\ddot{u} - r\dot{v}) &= X_{\text{ext}} \\ M(\ddot{v} - r\dot{u}) &= Y_{\text{ext}} \\ I_z \ddot{r} &= N_{\text{ext}} \end{aligned} \quad (1)$$

onde M é a massa do navio; I_z é o momento de inércia em relação ao eixo Gz ; u e v são as velocidades de *surge* (avanço) e *sway* (deriva), respectivamente; r é velocidade angular de *yaw* (guinada); \dot{u} , \dot{v} e \dot{r} são as derivadas em relação ao tempo de u , v e r , respectivamente; X_{ext} e Y_{ext} são as forças que atuam sobre o navio nas direções dos

eixos Gx e Gy respectivamente; e N_{ext} é o momento que age sobre o navio em torno do eixo Gz.

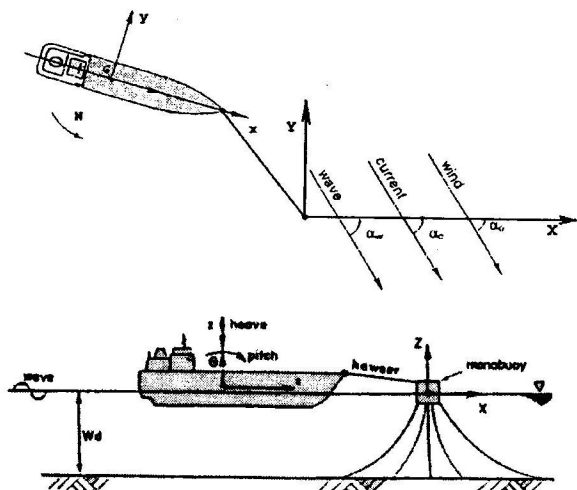


Figura 1 : Sistemas de coordenadas do SPM

As forças e momento externos podem ser expressos em termos dos diferentes fatores, como segue:

$$X_{ext} = X_i + X_h + X_w + X_c + X_m \quad (2)$$

onde X_i representa a força hidrodinâmica de inércia que atua sobre o casco; X_h representa a força hidrodinâmica de amortecimento; X_w e X_c representam, respectivamente, as forças de vento e de corrente; X_m representa as forças de amarração.

2.2 Modelos Hidrodinâmicos

Em um trabalho anterior, os autores usaram duas formulações diferentes para modelar as forças hidrodinâmicas (de inércia e de amortecimento) que atuam sobre o casco do navio: a primeira corresponde a um modelo clássico usado por diversos autores — Wichers [1], Obokata [2]; a outra é baseada em um modelo de manobra especialmente desenvolvido por Takashina [3] para lidar com movimento do navio em baixa velocidade. Este modelo foi usado para representar as forças de amortecimento sobre o casco em um escoamento com a presença de corrente. Uma comparação entre os resultados obtidos com os dois modelos mostrou uma boa concordância.

No presente estudo é utilizada a segunda formulação que acreditamos proporcionar uma melhor representação das forças de amortecimento do casco.

As equações obtidas por Takashina [3], para águas profundas, a partir de ensaios realizados com modelos cativos, são dadas por:

$$\begin{aligned} X_H &= 0.5\rho \cdot LDU^2 (X'_u u' + X'_{vr} v' r') \\ Y_H &= 0.5\rho \cdot LDU^2 (Y'_v v' + Y'_{vvv} v'^3 + Y'_{vvvv} v'^5 \\ &\quad + Y'_{ur} u' r' + Y'_{ur|l} u' r' |r'| + Y'_{v|l} v' |r'|) \\ N_H &= 0.5\rho \cdot L^2 DU^2 (N'_v v' + N'_{uv} u' v' + N'_{vvv} v'^3 \\ &\quad + N'_{uvvv} u' v'^3 + N'_r r' + N'_{r|l} r' |r'| + N'_{uv|l} u' r' |r'| \\ &\quad + N'_{vvr} v'^2 r') \end{aligned} \quad (3)$$

onde ρ é a densidade da água; L é o comprimento do navio; D é o calado do navio; u' , v' e r' são as velocidades não dimensionais de *surge*, *sway* e *yaw*, respectivamente:

$$\begin{aligned} u' &= u / V & e & \quad v' = v / V \\ r' &= r L / V & & \quad V = \sqrt{u^2 + v^2} \end{aligned}$$

Os coeficientes das equações (3) são as derivadas hidrodinâmicas não-dimensionais, obtidas a partir de ensaios com modelos cativos. Os coeficientes determinados por Takashina para um particular navio podem ser usados para outro navio desde que haja uma semelhança geométrica entre os cascos.

Para se considerar o efeito da lâmina d'água, Takashina [4] propôs a seguinte função de correção, com base na teoria de asa de baixa razão de aspecto:

$$g(D/Wd) = 1 / \left[\left(\frac{D}{2} Wd \right) + \left\{ \left(\pi \frac{D}{2} Wd \right) \cot \left(\pi \frac{D}{2} Wd \right) \right\}^p \right] \quad (4)$$

onde Wd é a profundidade da água e o expoente p é uma constante experimental, determinada para cada grau de liberdade do navio.

As derivadas lineares equivalentes da equação (3) na profundidade Wd podem ser obtidas com o uso da equação (4) com base nos valores obtidos para profundidade infinita.

Duas modificações foram introduzidas no modelo de Takashina para o estudo da dinâmica do sistema navio-monobóia. Em primeiro lugar, os coeficientes hidrodinâmicos não-dimensionais foram dimensionalizados na simulação digital, de tal forma que não se precisa utilizar variáveis de movimento adimensionais, reduzindo o tempo de processamento. Cabe observar que foi efetuado um teste comparativo com a formulação original e os resultados foram praticamente iguais. A outra modificação foi introduzida no termo X_H da equação (3) substituindo $0.5 X_u u$ por $0.5 C_d X_u D L u^2$. Efetuou-se esta correção pois a força obtida com o modelo original apresentava uma magnitude muito pequena em comparação com a formulação de Obokata. Optou-se, assim, por adotar uma força viscosa proporcional ao quadrado da velocidade. Mais tarde reintroduziu-se o termo $X_u u$, sendo o coeficiente X_u calculado a partir de testes em escala real com um petroleiro de 30kDWT.

As forças e momento devido à corrente são levados em conta no modelo, substituindo-se as velocidades absolutas de avanço e deriva, u e v ,

respectivamente, na equação (3) pelas correspondentes velocidades relativas.

2.3 Modelo do Sistema de Amarração

As forças que o *hawser* exerce sobre o navio são calculadas utilizando-se um modelo matemático simplificado. Não se considera a dinâmica do *hawser*; o modelo é dado pela curva de força em função da elongação — característica de rigidez do sistema. Considera-se a rigidez das linhas de amarração da monobóia mas despreza-se o efeito de sua inércia. Assim, a interação entre o sistema de amarração e o navio é representado por uma mola equivalente à associação em série de duas molas, uma com a rigidez do *hawser* e a outra com a rigidez das linhas da monobóia.

2.4 Forças de Ondas

Para a determinação dos efeitos de ondas sobre a dinâmica do sistema navio-monobóia, foram adotados modelos para determinar separadamente os esforços de deriva média, de deriva lenta e de primeira ordem. A descrição de cada um desses modelos é apresentada em sequência

Força de deriva média

Para incorporar a força de deriva média de ondas que atua sobre o casco do navio, adotou-se o seguinte procedimento.

Calcula-se a função quadrática da força de deriva média para cada direção de incidência de onda harmônica, para diversos valores de frequência dentro da faixa do espectro de mar considerado. Obtém-se, assim os esforços de ondas regulares que atuam sobre o navio segundo os eixos G_x , G_y e G_z respectivamente: $X_{Dm}(\chi, \omega)$, $Y_{Dm}(\chi, \omega)$, $N_{Dm}(\chi, \omega)$, em que χ é a direção de incidência da onda e ω é a frequência da onda harmônica

Os esforços de deriva média, para cada ângulo de incidência, $X_{Dm}(\chi_1)$, $Y_{Dm}(\chi_1)$ e $N_{Dm}(\chi_1)$ podem ser calculados por meio de:

$$\begin{aligned} X_{Dm}(\chi_1) &= 2 \int_0^{\infty} S(\omega) X_{dm}(\chi, \omega) d\omega \\ Y_{Dm}(\chi_1) &= 2 \int_0^{\infty} S(\omega) Y_{dm}(\chi, \omega) d\omega \\ N_{Dm}(\chi_1) &= 2 \int_0^{\infty} S(\omega) N_{dm}(\chi, \omega) d\omega \end{aligned} \quad (5)$$

onde $S(\omega)$ é o espectro de onda considerado (ITTC)

Força de onda de deriva lenta

Quando o mar é aleatório, além das forças de deriva média, surgem as outras componentes de segunda ordem como consequência da variação da força de segunda ordem. Estas forças oscilatórias de

frequência soma e diferença, podem ter efeito significativo quando a frequência natural do sistema estiver próxima destas frequências. Nestas situações, estas forças, embora de pequena intensidade, podem causar movimentos lentos de grande amplitude devido à ressonância do sistema.

Os espectros de forças de deriva S_{xL} , S_{yL} , S_{nL} lenta podem ser obtidos pelo cruzamento espectral:

$$\begin{aligned} S_{xL}(\chi, \mu) &= 8 \int_0^{\infty} S(\omega) S(\omega + \mu) \left[X_D\left(\chi, \omega + \frac{\mu}{2}\right) \right]^2 d\omega \\ S_{yL}(\chi, \mu) &= 8 \int_0^{\infty} S(\omega) S(\omega + \mu) \left[Y_D\left(\chi, \omega + \frac{\mu}{2}\right) \right]^2 d\omega \\ S_{nL}(\chi, \mu) &= 8 \int_0^{\infty} S(\omega) S(\omega + \mu) \left[N_D\left(\chi, \omega + \frac{\mu}{2}\right) \right]^2 d\omega \end{aligned} \quad (6)$$

onde $\mu = \omega_1 - \omega_2$ é a frequência diferença.

Para o cálculo acima, segundo Aranha & Fernandes [5], utilizou-se μ igual a zero.

Obtidos os espectros de deriva lenta, as forças de deriva lenta no domínio do tempo, F_{DLX} , F_{DLY} , F_{DLN} , podem ser calculadas aplicando a transformada inversa de Fourier.

As forças de deriva média e de deriva lenta são introduzidas na equação (2) para se calcular o movimento de segunda ordem do navio no plano horizontal.

Força de onda de primeira ordem

As forças de onda de primeira ordem são responsáveis pelos movimentos de alta frequência do navio. No estudo de sistemas de amarração, admite-se usualmente que os movimentos de *heave* e *pitch* são os mais importantes movimentos de alta frequência do navio. As componentes de alta frequência de *surge*, *sway* e *yaw* não foram incluídas porque as amplitudes desses movimentos são dez vezes menores que as amplitudes dos movimentos de segunda ordem, cujas frequências estão próximas das frequências naturais do sistema navio-monobóia.

Assim, o movimento do navio de primeira ordem é calculado apenas para *heave* e *pitch*, como mostrado abaixo:

$$\begin{aligned} (m+m_z)\ddot{z} + b_z\dot{z} + C_{zz}z + I_{\theta}\ddot{\theta} + b_{\theta}\dot{\theta} + C_{\theta\theta}\theta &= F_z(x, \omega)e^{-i\omega t} + F_{zm} \\ (I+I_{\theta})\ddot{\theta} + b_{\theta\theta}\dot{\theta} + C_{\theta\theta}\theta + m_z\ddot{z} + b_{z\theta}\dot{z} + C_{z\theta}z &= M_{\theta}(x, \omega)e^{-i\omega t} + F_{\theta m} \end{aligned} \quad (7)$$

onde z é o deslocamento em *heave*; θ é o deslocamento em *pitch*; m_z e I_{θ} são inércias adicionais; b_{zz} , $b_{z\theta}$, $b_{\theta z}$ e $b_{\theta\theta}$ são amortecimentos potenciais; C_{zz} , $C_{\theta\theta}$, $C_{z\theta}$, $C_{\theta z}$ são coeficientes de restauração hidrostática; F_{zm} e $M_{\theta m}$ são, respectivamente, a componente vertical e o momento de *pitch* da força de amarração.

Os coeficientes hidrodinâmicos e as forças de excitação da onda que aparecem na equação (7) são calculados por um método 3D de distribuição de fontes. Os coeficientes hidrodinâmicos, massas

adicionais e amortecimento potencial foram considerados constantes com a frequência.

Os espectros de forças de ondas de primeira ordem foram calculados pelo cruzamento espectral e o método de transformação inversa de Fourier foi utilizado para geração da série temporal das forças de onda de primeira ordem atuantes no navio.

Dados $F_z(\chi, \omega) / h$, função de transferência da força de excitação de *heave*; $M_\theta(\chi, \omega) / h$, função de transferência da momento de excitação de *pitch*; $S(\omega)$, espectro de ondas (ITTC). Os espectros de primeira ordem de força de *heave* e momento de *pitch* são calculados por meio de:

$$S_{Fz}(\chi, \omega) = S(\omega) \cdot (F_z(\chi, \omega) / h)^2 \quad (8)$$

$$S_{Mz}(\chi, \omega) = S(\omega) \cdot (M_\theta(\chi, \omega) / h)^2$$

As forças e momentos de primeira ordem, portanto, podem ser incorporados na simulação via transformada inversa de Fourier.

2.5 Forças de vento

As forças de vento que atuam sobre o navio são modeladas usando formulação tradicional, com coeficientes obtidos por meio de ensaios com modelos. Foram adotadas nesse trabalho as curvas experimentais da OCIMF[6].

3. ANÁLISE DE FADIGA DO HAWSER

Em um trabalho anterior [7], os autores apresentaram um estudo da dinâmica do sistema navio-monobóia. Foram examinados os efeitos de condições de projeto (deslocamento do navio, comprimento do *hawser*), de condições operacionais (carregamento do navio, profundidade da lâmina d'água) e de condições ambientais (direção e intensidade de vento, corrente e ondas). A análise dos resultados do comportamento do sistema sob diferentes condições permitiu estabelecer algumas conclusões. Quando o navio está submetido a esforços de vento e corrente, verifica-se que para menores comprimentos de *hawser* e para maiores diferenças entre os ângulos de incidência, obtém-se uma melhor condição de estabilidade, i. e., menores amplitudes de movimento do navio e menores amplitudes de tração oscilatória sobre o *hawser*. Verificou-se também que, para determinados ângulos de incidência, o aumento de velocidade de vento e corrente pode contribuir para aumentar a estabilidade, embora isso resulte num aumento da tração média sobre o cabo.

Estudos posteriores da dinâmica do SPM, incluindo também o efeito de ondas, mostram que as forças de segunda ordem podem ter um efeito significativo sobre a estabilidade do movimento e que os movimentos de alta frequência de *heave* e *pitch*, produzidos pelas forças de primeira ordem,

podem induzir um aumento considerável nas trações oscilatórias sobre o *hawser*.

Pode-se prever, então, que com a variação das condições ambientais, o *hawser* estará submetido a uma variação sensível nas componentes constante e alternada da tração. É dentro deste quadro que deve ser definido um procedimento para projeto do *hawser*, ou seja, de avaliação de sua vida útil devido à fadiga.

3.1 Determinação da vida útil do hawser

Alguns estudos [8],[9] relatam a ocorrência de falhas em *hawsers* dos sistemas navio-monobóia sem que o mesmo jamais tenha sido submetido a carregamentos superiores à 50% do valor de ruptura.

A vida útil de *hawsers* depende de vários fatores, tais como a resistência ao impacto, abrasão, deterioração química, calor, raios ultravioleta, etc., mas certamente o fenômeno da fadiga é um dos mais importantes.

A falha por fadiga é a falha do material devido à um carregamento repetitivo. Esta definição engloba falhas tanto por *creeping*, *histerese*, *escorregamento* estrutural, abrasão, etc. Testes de fadiga em metais têm sido extensamente executados e divulgados. Porém, ainda hoje não se tem um completo domínio do fenômeno, que é de certa forma suprido com fórmulas e regras empíricas.

Em se tratando de fadiga de materiais sintéticos (nylon, poliéster, polipropileno, etc.), amplamente utilizados na confecção de *hawsers*, o problema é ainda maior, uma vez que há poucos trabalhos de pesquisa sobre o assunto.

A formulação do API [9] para estimativa de vida útil dos cabos de aço, baseada na variância obtida pela análise espectral é dada por:

$$D = N_w (\sqrt{2} R_{wms})^M \cdot \Gamma(1 + M/2) / K \quad (9)$$

onde D é o desgaste por fadiga; N_w é o número de ciclos de picos de tensão; R_{wms} é o valor quadrático médio da tensão; Γ é a função gama; M e K são coeficientes da curva T-N.

Como as curvas T-N (tração versus número de ciclos) dos materiais sintéticos, recentemente obtidas [10], apresentam características diferentes das dos materiais metálicos, os métodos de análise de fadiga recomendados pelo API para cabos de aço não podem aqui ser utilizados.

Assim, para a determinação da vida útil do *hawser*, utilizou-se o método de análise de fadiga cumulativa, considerando a curva T-N dos cabos sintéticos.

Modelo para a estimativa de vida

A estimativa de vida para uma dada estrutura, sob carregamento cíclico com amplitude constante, é feita utilizando-se diretamente as curvas T-N [8].

Como o carregamento no *hawser* é aleatório, devido à natureza estocástica das forças de excitação do sistema, a estimativa de vida deve ser calculada considerando-se a Teoria de Fadiga Cumulativa, também conhecida como lei de Palmgren-Miner [11], tradicionalmente utilizada para fadiga de materiais metálicos.

O conceito de fadiga cumulativa de um certo equipamento pode ser definido admitindo-se que um carregamento (provocado por um certo evento ou série de eventos) consome uma fração da vida útil do mesmo. Efetuando a somatória de todas as frações obtém-se a vida útil do equipamento.

Dado o histórico de um carregamento, em um dado intervalo de tempo t_0 , tem-se n_i ciclos com dupla amplitude (altura do pico) T_{c_i} . Assim, utilizando-se os gráficos T-N pode-se dizer que cada um dos n_i ciclos com amplitude T_{c_i} consumirão uma fração: n_i/N_i da vida total, onde N_i é o número de ciclos para a falha, quando submetido ao carregamento T_{c_i} .

A fração da vida consumida no intervalo t_0 é dada por: $\sum \frac{n_i}{N_i}$ e a vida é estimada por $\frac{t_0}{\sum \frac{n_i}{N_i}}$

Método para contagem dos picos

Para estimar a vida útil de equipamentos, sujeitos a carregamentos aleatórios, através da curva T-N é necessário um método de contagem que forneça as intensidades dos picos de tração e a respectiva quantidade numa dada amostra de intervalo T_0 .

O objetivo do método de contagem, é o permitir a avaliação de carregamentos irregulares através das curvas T-N, obtidas experimentalmente com carregamentos regulares. Como o método de Palmgren-Miner é baseado na somatória dos consumos parciais da vida, é necessário determinar a quantidade n_i de cada uma das amplitudes T_{c_i} . Como T_{c_i} é uma variável contínua, quantifica-se a frequência n_i para uma dada faixa de amplitudes T_{c_i} .

Para o problema em questão, o carregamento no *hawser* é decorrência dos movimentos de primeira (alta frequência) e segunda ordem (baixa frequência) do navio.

Condições de Carregamento

Para estimar a vida útil é necessário também identificar os carregamentos mais significativos a que o equipamento está sujeito com as respectivas probabilidades de ocorrência. Assim, supondo n padrões diferentes de carregamento com $x_i\%$ de probabilidade de ocorrência para cada uma delas, a vida útil do equipamento será dada simplesmente pela média ponderada das vidas úteis obtidas com cada um dos n padrões de carregamento.

3.2 Análise da vida útil do hawser

O procedimento acima descrito foi aplicado para a determinação da vida útil à fadiga de *hawser*s de material sintético. Para a aplicação do procedimento foi utilizado um super-petroleiro de 280KDWT, operando com 56% de carregamento.

Em virtude da dificuldade de se prever com precisão as curvas T-N de cabos sintéticos, a análise foi efetuada considerando três curvas mostradas na Figura 3, que foram reproduzidas do trabalho de Parsey [8].

A curva de restauração (elasticidade) do *hawser* é de extrema importância para o nível dos picos de tensão. Quanto mais rígido o *hawser*, maiores serão os picos. Portanto, a modelagem da elasticidade deve ser a mais realista possível. Ocorre, porém, que a elasticidade vai se alterando com o tempo, e o *hawser* torna-se cada vez mais rígido. Esse problema foi parcialmente contornado, utilizando-se uma curva média entre os estados novo e usado. A Figura 3 mostra as curvas de restauração utilizadas nas análises.

Uma comparação entre as curvas T-N do poliéster e do nylon mostradas na Figura 2 indica que, para um mesmo nível de tração o primeiro terá uma vida bem maior. Deve-se observar, porém, que o *hawser* de poliéster é mais rígido, conforme mostrado na Figura 3. Em consequência, para mesmos movimentos do navio, o cabo apresentará maiores tensões.

Navio de 280kDWT (56%) com hawser de nylon (75m)

A análise foi feita considerando-se as condições ambientais definidas na Tabela 1. O *hawser* de nylon é um double-brained com força de ruptura de 3500 kN. O tempo de simulação considerado foi de 15000 segundos. A Figura 4 mostra as séries temporais da simulação de dois dos sete casos.

Na maioria dos casos analisados o sistema é estável como o caso 2, com exceção para o caso 6, onde ocorre uma grande instabilidade do sistema. Apesar da instabilidade, a força no *hawser* é muito menor que as correspondentes nos outros casos.

Com base nestas simulações, executou-se a análise de fadiga com contagem de picos. Esta análise foi feita adotando-se a curva T-N média mostrada na Figura 2.

As Figura 5 mostra o resultado da contagem de picos, de um dos casos (caso-2), em forma de histograma e a respectiva vida útil.

As forças de primeira e de segunda ordem foram separadas de modo a permitir uma análise mais detalhada, visando identificar a influência de cada uma destas forças na vida útil do cabo.

O histograma mostra que o consumo da vida útil decorre principalmente, em função dos esforços de primeira ordem. O número de picos de segunda ordem chega a ser 10 a 20 vezes menor que o número

de picos de primeira ordem. Apesar da pequena intensidade das mesmas, entre 50 a 100 kN, estas são responsáveis pelo consumo de cerca de 60% da vida útil do *hawser*. Assim, o consumo da vida útil do *hawser* pode ser atribuído, principalmente, às forças de pequenas amplitudes de primeira ordem.

Caso o material utilizado pelo *hawser* fosse um material metálico, mas com uma elasticidade de um material sintético, estes pequenos esforços não teriam a mínima influência na vida útil, uma vez que os materiais metálicos apresentam uma curva T-N com um patamar, de modo que esforços menores que esse patamar garantem uma vida infinita. Como para os materiais sintéticos tal patamar não existe, os pequenos esforços, desde que em grande quantidade, têm grande influência na vida útil.

A Figura 6 mostra a vida média ponderada do *hawser*, considerando as probabilidades de ocorrência de cada condição ambiental. A vida útil do *hawser* nestas condições é de 2347 horas.

Na Petrobrás há um registro de horas de operação dos *hawsers* utilizados, indicando as horas de uso até a substituição, portanto, antes da ocorrência da falha por fadiga. Neste registro, a utilização média dos *hawsers* é aproximadamente de 1500 horas.

Considerando as incertezas no fenômeno da fadiga, anteriormente exposta, pode-se dizer que os resultados aqui obtidos estão bem coerentes.

Influência da diferença da curva T-N do *hawser* de nylon na vida útil

Como foi mostrado, na Figura 2, a curva T-N do material sintético não está bem definida, devido às grandes dispersões nos resultados dos ensaios.

Para verificar a influência desta dispersão sobre a vida útil do *hawser*, além da curva média adotada nas análises anteriores, analisou-se o efeito que as curvas mínima e máxima mostradas na Figura 2 teriam na estimativa da vida útil. O tempo de simulação considerado foi de 45000 segundos.

As características do *hawser* são as mesmas das análises anteriores, a condição ambiental adotada foi a do caso 2, que foi a pior condição para fadiga do *hawser* na análise anterior.

A Figura 7 mostra a vida útil considerando-se diferentes curvas T-N. A vida útil do *hawser* para a curva média, utilizada para as análises anteriores, foi de 1805 horas. Ao utilizar a curva mínima, a vida útil passa a ser 13026 horas, e para a curva máxima, a vida útil é de 786 horas.

A grande variação na vida útil, quando se altera a curva T-N, se deve à predominância dos efeitos de primeira ordem aliada à forma da curva T-N.

A diferença é significativa para uma pequena mudança das curvas, dentro da região de dispersão. Assim, para melhor estimar a vida útil dos *hawsers* seria necessária uma curva T-N mais confiável.

Vida útil do *hawser* de poliéster

Entre as curvas T-N da Figura 2, o poliéster mostra ter maior resistência à fadiga que outros materiais sintéticos. Apesar de a curva não se estender para a região de baixos esforços, o material mostra uma tendência para ter melhor resistência à fadiga.

No entanto, ao observar a curva de elasticidade, Figura 3, o *hawser* de poliéster possui menor elasticidade que a de nylon. Assim, os esforços gerados pelos movimentos do navio devem ser maiores para o *hawser* de poliéster.

Para comparar a vida útil dos *hawsers* de poliéster e nylon, simulou-se o caso 2 com navio de 280kDWT, (56%), adotando-se um *hawser* de poliéster double-branded com uma tensão de ruptura igual ao do nylon (~ 3500 kN).

A Figura 8 mostra a série temporal dos resultados deste teste. As forças no *hawser* aumentaram em comparação com as de nylon mostradas na Figura 4, para a mesma condição 2.

A análise de fadiga, adotando a curva T-N média do poliéster, indica um aumento acentuado da vida útil do *hawser*. A Figura 9 mostra a vida útil do *hawser* e o histograma das forças atuantes no *hawser*. A vida útil neste caso é 234906 horas superando bastante as 1555 horas no caso do nylon, Figura 5.

As curvas T-N dos materiais sintéticos foram ajustadas em forma de reta no gráfico mono-log. Para os esforços de menor intensidade, este ajuste pode não ser adequado. Mas, de qualquer forma, o *hawser* de poliéster mostra ter um comportamento melhor que o de nylon.

Fadiga do *hawser* em condições ambientais extremas

Analisou-se, até agora, a fadiga do *hawser* do sistema navio - monobóia nas prováveis condições ambientais. No entanto, embora a probabilidade seja extremamente baixa, há possibilidade de ocorrer as condições extremas num determinado período de operação.

De acordo com os estudos efetuados até aqui, as forças de primeira ordem são as maiores responsáveis pelo consumo da vida útil do *hawser*. Porém, se as forças de segunda ordem apresentarem picos de grande intensidades, estas também poderiam contribuir para a redução da vida útil do mesmo.

Com base nesta consideração, simulou-se um teste para as condições extremas: $V_v=18\text{m/s}$, $V_c=1,5\text{m/s}$ e $H_{1/3}=2,5\text{m}$ e $T_m=6\text{seg}$, com todos os esforços alinhados, para o cálculo da vida útil.

A vida útil obtida calculada para esta simulação mostrou um valor surpreendente. O valor de 3768 horas indicado na Figura 10 é maior que o obtido na condição ambiental 2, Figura 6 (1555 horas). Apesar de causar maiores tensões no *hawser*, esta condição praticamente não gera picos de primeira ordem, que é

o grande responsável pelo consumo da vida. Os movimentos de *heave* e *pitch*, nesta condição em particular, são menores que os da condição ambiental 2, Figura 11. Como os períodos dos picos de segunda ordem são muito grandes (~ 600seg), mesmo que o número de ciclos para falha (Ni) por fadiga seja pequeno, o tempo necessário para atingir tal número acaba sendo muito longo.

Desta forma, fica claro que as condições ambientais extremas não são, necessariamente, as responsáveis pela fadiga no *hawser*, mas sim as condições em que os movimentos de primeira ordem são predominantes.

4. CONCLUSÕES

Como as curvas T-N dos materiais sintéticos apresentam características diferentes dos materiais metálicos, os métodos de análise de fadiga recomendados pelo API para cabos de aço não podem aqui serem utilizados. As curvas T-N dos *hawser*s sintéticos são lineares num gráfico mono-log ($T \times \log N$), diferentes das curvas dos cabos de aço, que são lineares no gráfico log-log ($\log T \times \log N$).

Nas condições ambientais predominantes consideradas, a vida útil do *hawser* pode ser analisada pelo método Palmgren-Miner em função das alturas dos picos de esforços resultantes dos movimentos de primeira e segunda ordem do navio.

Com os dados atualmente disponíveis é impossível fazer-se uma afirmação mais precisa a respeito da vida útil, uma vez que ela depende de parâmetros, que possuem ainda muitas incertezas (curva T-N e curva de elasticidade).

A falta de uma curva T-N mais confiável de cabos sintéticos leva a erros de até 10 vezes no cálculo da vida útil. Os mecanismos de abrasão, torção, aquecimento, etc. pode influir neste cálculo de vida útil.

Os esforços de primeira ordem são os maiores responsáveis pelo consumo da vida útil do *hawser*. Apesar da pequena intensidade dos mesmos, entre 50

a 100 kN, estes são responsáveis pelo consumo de cerca de 60% da vida útil do *hawser*.

A vida útil maior do *hawser* de poliéster (100 vezes) é explicada pela característica da curva T-N, que possui uma menor inclinação.

5. REFERÊNCIAS

1. Wichers, J.E.W, 1991, "The Behaviour of a Moored Tanker in Unsteady Current, Wind and Waves", Marine Technology - September

2. Obokata, J.1987, "On the basic design of single point mooring systems (1st report)", Journal of the Society of Naval Architects of Japan, vol.161, June.

3. Takashina, J. 1986, "Ship Maneuvering Motion due to Tug boats and its Mathematical Model", Jornal of the Society of Naval Architects of Japan, vol.160, December

4. Takashina, J., Hirano, M., 1990, "Ship Manoeuvring Motion by Tugs in Deep and Shallow Water", MARISIN&ICSM90, June

5. Aranha & Fernandes, 1994, "On the second order low frequency force spectrum", Applied Ocean Research

6. Oil Companies International Marine Forum, 1993, "Prediction of Wind And Current Loads on VLCCs", OCIMF

7. Nishimoto, K., Brinati, H. L., Fucatu, C. H., 1995, "Analysis of Single Point Moored Tanker Using Manoeuvring Hydrodynamic Model", Offshore Mechanics and Arctic Engineering - OMAE 1995

8. Parsey, M. R. et. all., (1985), "Dynamic Behaviour of Marine Hawsers", Offshore Technology Conference, paper 5009.

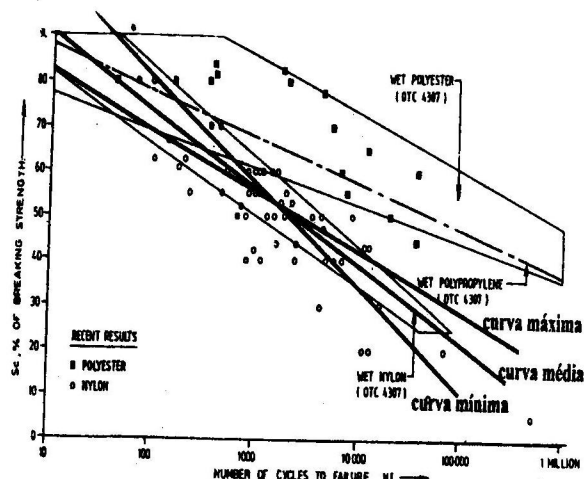
9. Mandell, J.F., 1987, "Modeling of Marine Rope Fatigue Bahavior", Textile Research Journal

10. API - American Petroleum Institute, 1991, "Draft Recommended Practice for Design, Analysis and Mantainance of Mooring for Floating Production Systems"- First Edition

11. Fuchs, H. O. & Stephens, R. I., 1980 "Metal Fatigue in Engineering", John Wiley & Sons, Inc., USA.

Tabela 1 – Condições utilizadas nas simulações para o cálculo de fadiga

Caso	Ocorrência (% de Tempo)	Direção de Onda	Direção da Corrente	Velocidade da Corrente (m/s)	Direção do Vento	Velocidade do Vento (m/s)
1	38%	45°	180°	1.0	180°	12
2	5%	45°	180°	1.0	135°	18
3	3%	45°	180°	0.5	180°	15
4	8%	0°	0°	1.0	45°	12
5	34%	0°	0°	1.0	135°	12
6	8%	0°	180°	0.5	180°	8
7	4%	0°	180°	1.0	135°	8



Curvas S-N para cabos molhados
 fonte : OTC 4307(19) (32)

Figura 2 – Curva T-N de materiais sintéticos

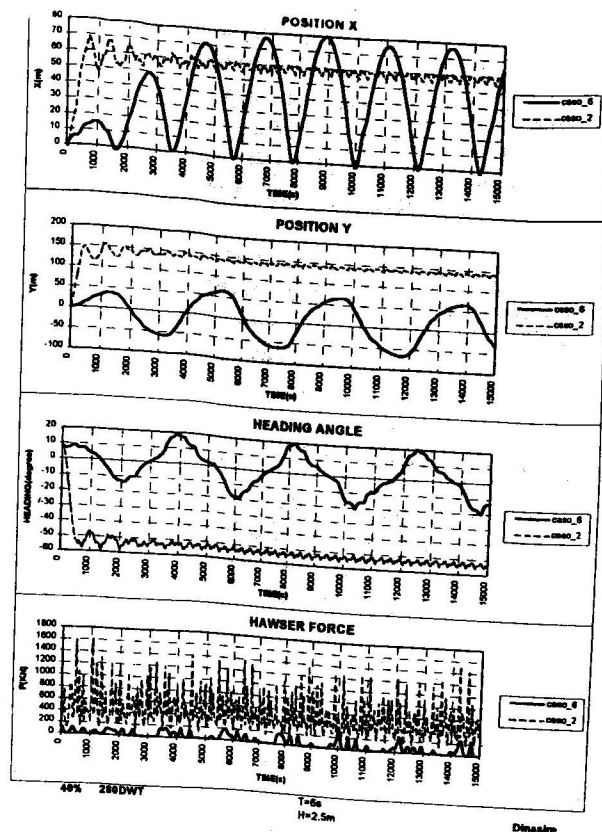


Figura 4 – Comportamento do sistema navio-monobóia – Cabo de nylon

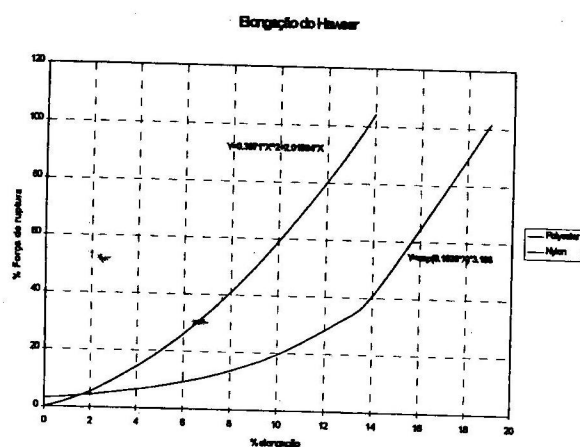


Figura 3 – Curva de rigidez de cabos sintéticos

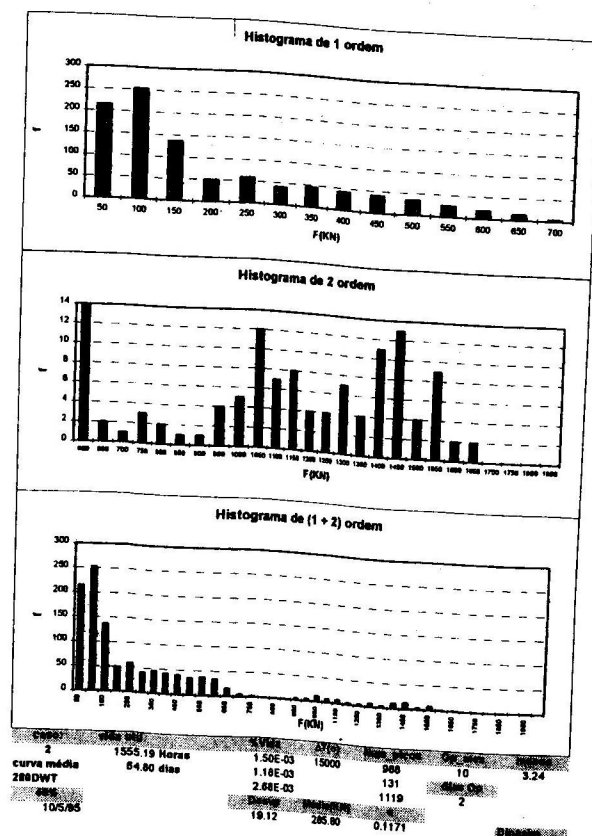


Figura 5 – Análise dos esforços sobre o hawser de nylon para uma condição ambiental

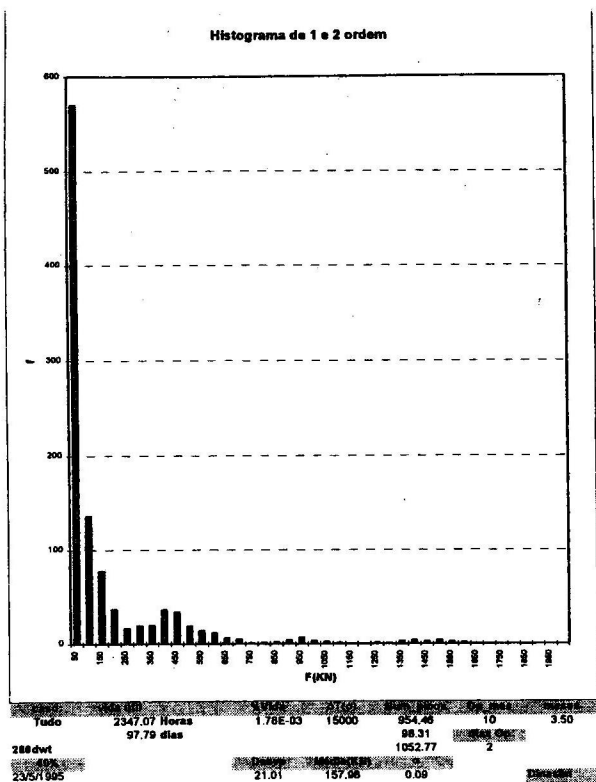


Figura 6 – Análise dos esforços para as condições ambientais predominantes

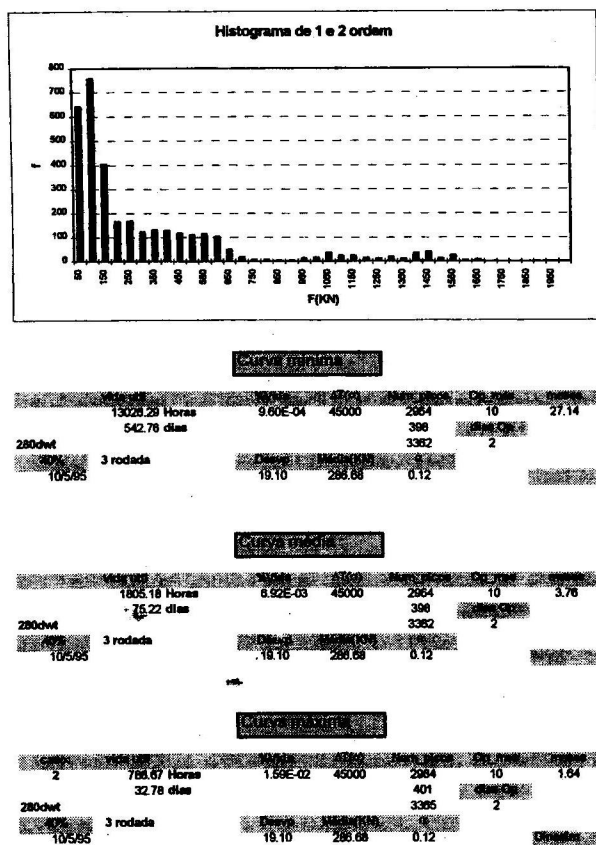


Figura 7 – Efeito da curva T-N adotada sobre a vida útil

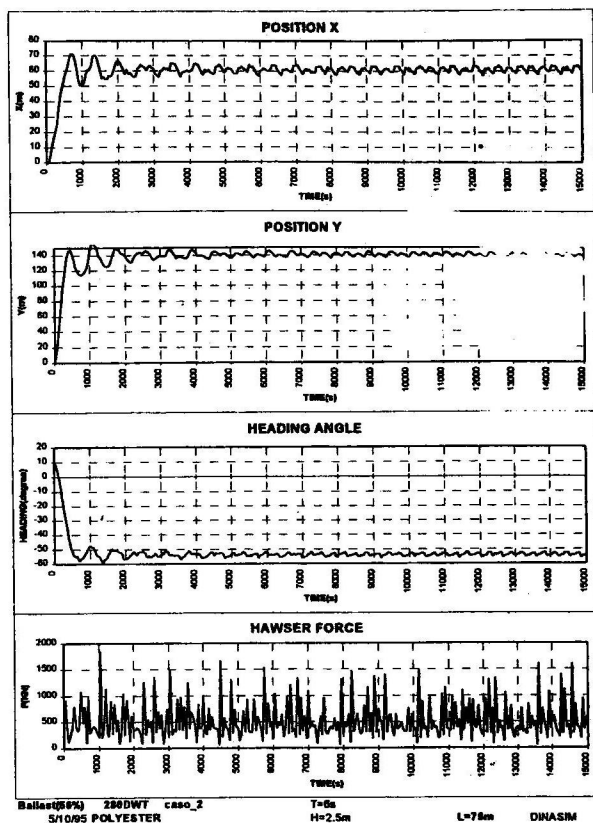


Figura 8 – Comportamento do sistema navio-monobóia – cabo de poliéster

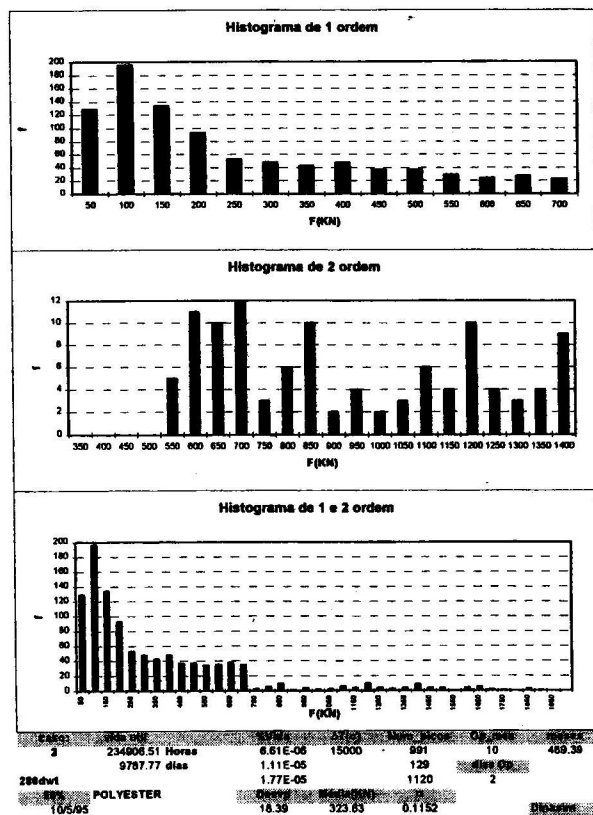


Figura 9 – Análise dos esforços sobre o hawser de poliéster para uma condição ambiental

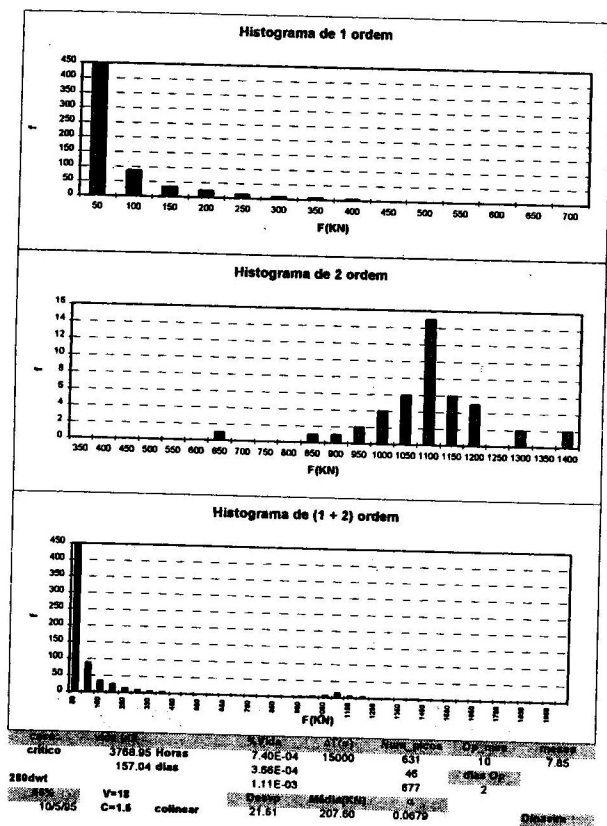


Figura 10 – Análise dos esforços sobre o *hawser* para a condição ambiental extrema

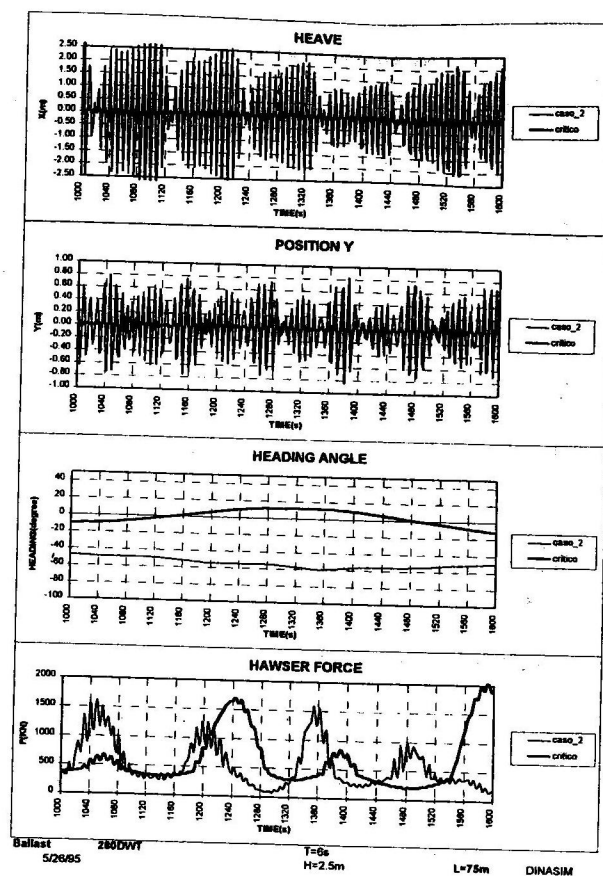


Figura 11 – Comportamento do sistema navio-monobóia em condição crítica