

Estabilidad dinámica de buques en olas

Marcelo Santos Neves*
William M. Cipriano*
Claudio A. Rodríguez*
Jorge A. Merino*

Resumen

El presente trabajo discute la estabilidad de los buques con énfasis en el vínculo entre esta y el movimiento en las olas, con el fin de introducir una discusión sobre los modos dinámicos que llevan a la zozobra en mar severo: pérdida simple de estabilidad, guiñada brusca y resonancia paramétrica.

Presentamos un sumario sobre la ocurrencia y relevancia de la guiñada brusca en mar de popa y la resonancia paramétrica en mar de proa, para embarcaciones menores. Con la finalidad de estudiar la influencia de diferentes parámetros, se investigan dos embarcaciones menores para algunas velocidades y condiciones de carga, en las que se reportó guiñada brusca en mar de popa y resonancia paramétrica en mar de frente. Se comparan resultados experimentales con simulaciones numéricas, para, finalmente, discutir el empleo de tanques estabilizadores en el control de la resonancia paramétrica.

Palabras clave: Estabilidad, movimiento en olas, modos dinámicos, guiñada brusca, y resonancia paramétrica.

Abstract

The present work is about ship stability with an emphasis on the relationship it has with the movement of the waves, in order to introduce a discussion about the dynamic modes which lead to anguish at severe sea: simple loss of stability, rough inclination and parametric resonance.

We present a summary on the occurrence and relevance of the rough inclination in stern sea and the parametric resonance in prow sea, for shallow-draft vessels. In order to study the influence of different parameters, two shallow-draft vessels are investigated for some speeds and conditions of load, in which rough inclination was reported in stern sea and parametric resonance in sea front. Experimental results are compared with numeric simulations, in order to, finally, discuss the use of stabilizing tanks in the control of parametric resonance.

Key Words: Stability, Movement on waves, Dynamic modes, Rough inclination, and Parametric resonance.

Fecha de recepción: 4 de agosto de 2006
Fecha de aceptación: 14 de octubre de 2008

* Los autores pertenecen al Departamento de Engenharia Naval e Oceânica, COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro.
Autor correspondiente: masn@peno.coppe.ufrj.br
La investigación discutida en el presente artículo ha sido financiada por el Consejo Nacional de Investigación de Brasil (CNPq) y LabOceano. Los autores reconocen y agradecen este auspicio.

Introducción

Gran parte de la vida operativa del buque se da en presencia de olas, donde ocasionalmente pueden encontrarse condiciones bastante severas. En la mar, las embarcaciones deben ser capaces de cumplir sus diversas misiones (cualesquiera que estas sean), de forma segura y económica, es decir, con buena maniobrabilidad y operatividad en todas las condiciones, garantizando siempre un buen desempeño. En circunstancias extremas, el buque debe soportar condiciones dinámicas ambientales adversas que pueden hacer que sufra aceleraciones, flexiones, y/o torsiones, sin que signifiquen una falla estructural, y en presencia de olas que lo sobrepasen, deberá ser capaz de proseguir sin zozobrar.

La zozobra del buque intacto es un fenómeno que por su propia naturaleza involucra movimientos excesivos, producidos por diversos factores y situaciones peligrosas que enfrenta en la mar. La zozobra es uno de los fenómenos menos entendidos en el campo de la teoría de movimientos del buque, y su estudio compete al ingeniero naval. Desde el punto de vista de la estabilidad en olas, los movimientos verticales de un buque, *heave* (arfada) y *pitch* (cabeceo), no son de importancia para el capitán, sin embargo, en ciertas circunstancias pueden afectar el movimiento de *roll* (rolido), tal y como lo describió Froude (1863). Él observó que los buques podrían poseer características de roll indeseables cuando la frecuencia de oscilación libre en *pitch* es aproximadamente el doble de la de una oscilación libre en *roll*.

A pesar de que ya en aquella época, Froude había reconocido que el problema de la estabilidad de *roll* en olas debía considerarse desde el punto de vista dinámico en vez del estático, la gran mayoría de los estudios se basaron en la estabilidad estática en aguas tranquilas. Históricamente, algunas ideas sobre el uso de la estabilidad “dinámica”, introdujeron el uso del área bajo la curva de brazos de adrizamiento, propuesta por Reed (1868) como un medio de evaluar la estabilidad del buque en aguas tranquilas. En esta época, la estabilidad del *roll* era vista en la práctica como un problema hidrostático. Dadas las dificultades asociadas a la eficiente modelación de la estabilidad de grandes movimientos,

el tratamiento hidrostático permaneció como idea principal para el estudio de la estabilidad.

Dentro de ese contexto, debe mencionarse a Rahola (1939), quien en su tesis doctoral hizo una gran contribución para la adopción de criterios de estabilidad de aplicación práctica. Su trabajo se basó en los resultados de los veredictos oficiales de 34 casos de zozobra, donde fueron analizadas las curvas de momentos de adrizamiento de los buques zozobrados, comparándolas con curvas de adrizamiento de buques existentes (en aquella época) que mostraban estabilidad satisfactoria. Esto permitió establecer valores mínimos para los momentos de adrizamiento que garantizarían la seguridad de los buques a la zozobra. La tesis de Rahola causó gran repercusión debido a que fue el primer estudio amplio de su tipo y porque el método propuesto era relativamente simple de ser aplicado en la práctica, al no requerir de cálculo una vez que se conociesen las curvas de estabilidad estática. Ciertamente, esta es la razón por la cual muchas de las reglas o recomendaciones de estabilidad, como por ejemplo, la Convención de Torremolinos (*IMO*, 1977), aún basan sus criterios de evaluación de estabilidad de buques en esta metodología. Esos criterios no son totalmente confiables, como queda evidenciado por los graves accidentes con buques cuya estabilidad satisfacía (muchas veces con amplio margen) los criterios de la Organización Marítima Internacional –*IMO*–, pero que zozobraron en condiciones ambientales adversas. Algunos ejemplos de estos accidentes se describen en Neves (1985).

Durante muchos años, las tentativas para entender y tratar el problema de zozobra del buque en olas han sido esporádicas y, en general, sin ninguna coordinación global. A pesar de esto, muchos investigadores e instituciones involucrados con el avance del conocimiento en esta área han dado importantes contribuciones: Du Cane y Goodrich (1962), Oakley et al. (1974), Hamamoto y Nomoto (1982), Umeda y Renilson (1994) entre otros. Muchos de estos trabajos han permitido identificar analítica, numérica y experimentalmente varios fenómenos propios del desempeño dinámico del buque, para los que, aún hoy en día, existen pocos o ningún criterio unánime de evaluación. Dentro de estos fenómenos, los que más han atraído la atención

de investigadores e instituciones como la *IMO*, la Conferencia Internacional de Tanques de Remolque –*ITTC*–, sociedades clasificadoras, entre otras, son los mecanismos que llevan a la zozobra del buque, principalmente en mar de popa, pues son estas las condiciones más vulnerables. Más recientemente, algunos accidentes en olas longitudinales de proa, (France et al., 2003), han generado estudios en la *IMO* para la consideración de la resonancia paramétrica en mar de proa.

La *IMO*, ya hace algunos años, viene discutiendo la posibilidad de adoptar criterios basados en el desempeño del buque en lugar de los convencionales prescriptivos, basados en reglas. Para facilitar esto, es necesario que tanto ensayos con modelos como simulaciones numéricas sean desarrollados y validados. Sin embargo, hasta ahora no existe ninguna técnica de predicción numérica estándar. Con este objetivo, la *ITTC*, desde 1997 realiza ensayos experimentales y convoca comités y estudios comparativos para evaluar los resultados de las simulaciones numéricas de los diferentes códigos computacionales desarrollados por las instituciones participantes.

Este artículo discute la estabilidad de buques como un problema dinámico. En primer lugar se hace la descripción de algunos de los mecanismos dinámicos de zozobra más frecuentes, luego el enfoque se centra en algunos estudios experimentales y analíticos recientes, relacionados con la guiñada brusca y la resonancia paramétrica. Estos estudios se basan en investigaciones desarrolladas en la COPPE/UFRJ por Rodríguez (2004) y Cipriano (2005). Las investigaciones consideran pesqueros menores, pero los resultados alcanzados son aplicables, en general, a buques de pequeño y mediano porte.

Mecanismos de zozobra dinámica

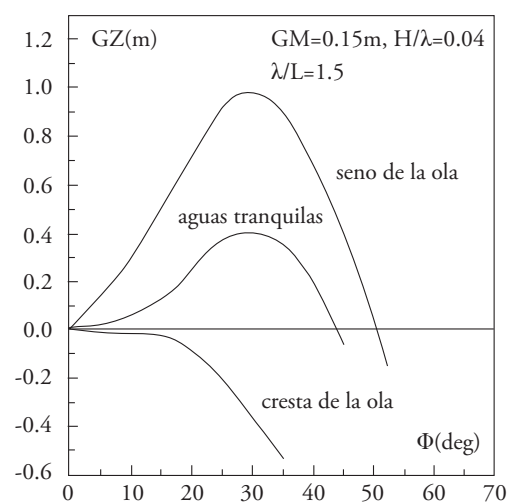
Durante la década de los setenta, la Guardia Costera de los Estados Unidos –*USCG*– auspició un sofisticado programa de investigación en la Universidad de California, que comenzó con una serie de ensayos de modelos en mar abierto en la Bahía de San Francisco, (Oakley et al., 1974). A partir de estos ensayos extensivos fue posible identificar tres

mecanismos de zozobra en mar oblicuo y mar de popa, que fueron denominados pérdida simple de estabilidad, guiñada brusca y resonancia paramétrica.

Pérdida simple de estabilidad

La pérdida simple de estabilidad ocurre cuando el buque se encuentra ubicado en la cresta de una ola por un periodo suficientemente largo de tiempo. Esto usualmente ocurre en mar de popa en altas velocidades. Como muestra el Gráfico 1, para ciertas olas típicas y configuraciones de casco, los brazos de adrizamiento GZ para el buque en el seno de la ola son mayores que los de aguas tranquilas. Por otro lado, para el buque posicionado en la cresta de la ola hay una reducción en los brazos de adrizamiento que puede ser suficiente como para causar la zozobra. En algunos casos, los brazos de adrizamiento del buque pueden llegar a reducirse a la mitad de sus valores correspondientes en aguas tranquilas, como por ejemplo, cuando el seno de la ola se ubica en la sección media del buque. Encontrar una ola de longitud y pendiente críticas puede ser suficiente para causar la zozobra repentina del buque.

Gráfico 1. Brazos de adrizamiento para un buque en aguas tranquilas y en olas



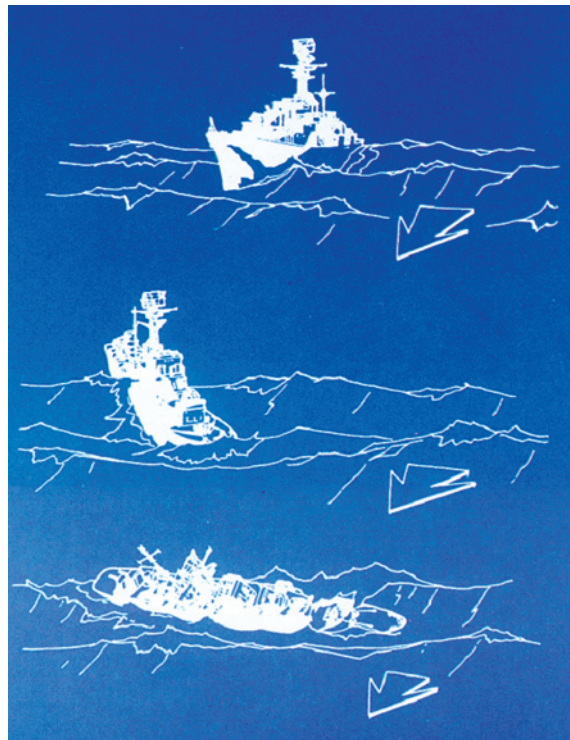
Fuente: Resultados de la investigación.

Guiñada brusca

La guiñada brusca es un mecanismo bastante dinámico de zozobra, causado por la inestabilidad direccional del buque acelerado en fase con la ola.

Esta situación puede ser producida también por la acción, conjunta o aislada, de la pérdida de eficiencia del timón (a causa de la velocidad orbital de la ola) y la emersión. Al igual que en el primer mecanismo de zozobra, la guiñada brusca usualmente ocurre en mar de popa en altas velocidades, configurando situaciones en las que el buque puede ser “capturado” por la ola y acelerado a la velocidad de esta. En estos casos, la frecuencia de encuentro tiende a cero y el buque pasa a surfar sobre la ola, posiblemente alcanzando una velocidad mucho más alta que la de avance en aguas tranquilas. Esto, por supuesto, tiene un efecto significativo en la estabilidad direccional. Si ocurre inestabilidad direccional, con un gran y repentino cambio de rumbo (por pérdida de la eficiencia de la pala del timón causada ya sea por la emersión de la popa o por la baja velocidad relativa entre el buque y la ola), la velocidad angular asociada introducirá una escora dinámica que podría combinarse con la acción de la ola y causar la zozobra. El Gráfico 2 es la reproducción de un esquema clásico, presentado por primera vez por Du Cane y Goodrich (1962), que describe la guiñada brusca con zozobra de un buque militar. Según esta concepción, la guiñada brusca se caracteriza como un problema dinámico de pérdida de control, con el posible riesgo de zozobra.

Gráfico 2. Secuencia dinámica de la guiñada brusca



Umeda y Renilson (1992) definen la guiñada brusca como “un fenómeno en el cual el buque es incapaz de mantener su rumbo a pesar de la aplicación de su máxima capacidad de gobierno”.

Gráfico 3. Simulaciones numéricas y experimentales de guiñada brusca

Gráfico 3A. Trayectoria del buque durante la guiñada

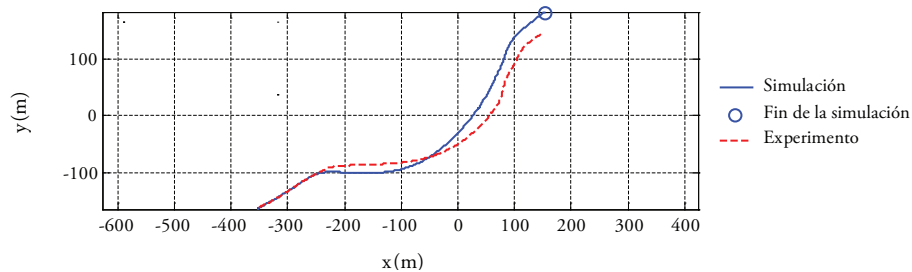
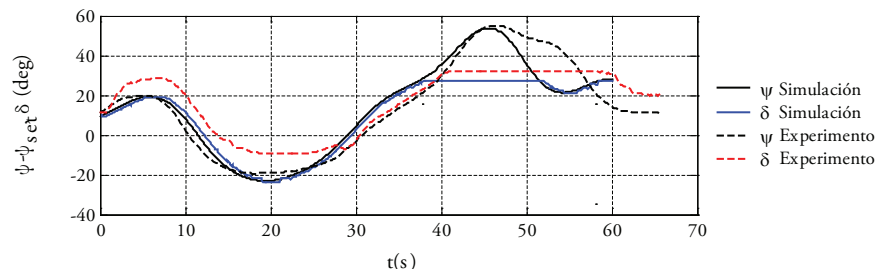


Gráfico 3B. Ángulos de rumbo y timón contra el tiempo



Fuente: Lundback, 2005.

Por lo tanto, la guiñada brusca se caracteriza por un cambio de rumbo debido a la acción de las olas, a pesar de estar aplicado el timón al máximo ángulo, sin necesariamente ocurrir la zozobra o el posible riesgo.

El Gráfico 3 (Lundback, 2005) ilustra la ocurrencia de guiñada brusca para mar oblicuo para un buque patrulla con piloto automático. Las condiciones son: $U = 15$ nudos; $\psi_0 = 20^\circ$, $\lambda = 2.5L_{pp}$, $A_w = 2.1m$, donde U es la velocidad de referencia, ψ_0 , λ , y A_w son, respectivamente, la dirección de incidencia, la longitud, y la amplitud de la ola. En el Gráfico 3B, entre los 40 y 60 segundos, se observa que aun con el timón en su ángulo máximo, el rumbo del buque no es controlado.

Resonancia paramétrica

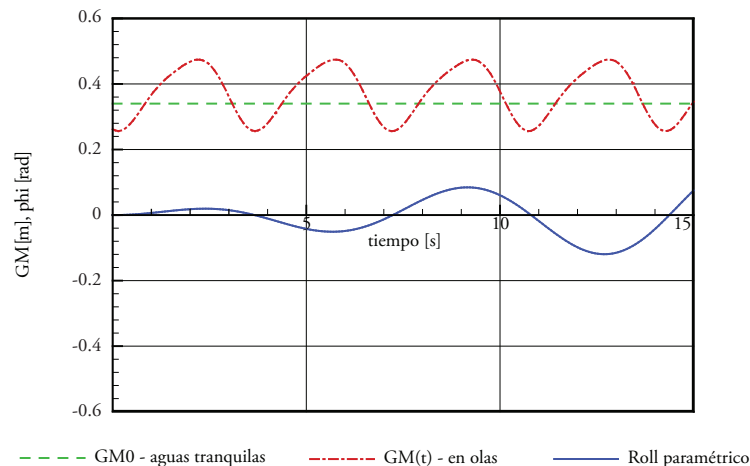
Este mecanismo se refiere al movimiento oscilatorio de *roll* que se desarrolla rápidamente y alcanza grandes amplitudes, pudiendo culminar en la zozobra del buque. Es llamado algunas veces de amplificación de roll parametricamente excitado, y en su forma más pura, parece ocurrir en la siguiente secuencia (como se muestra en el Gráfico 4):

- La estabilidad del buque con la cresta de la ola próxima a su sección media, se reduce enormemente y este adquiere un gran ángulo de *roll*.

- La ola continúa pasando por el buque y su seno llega a la posición media mientras que el buque es escorado, lo que resulta en un incremento acentuado de la estabilidad.
- Como resultado, el buque tiende a retornar bruscamente a su posición adrizada y cuando la alcanza, adquiere una velocidad angular de *roll* alta. Mientras tanto, otra cresta de la ola llega a la posición media del buque, reduciendo su estabilidad durante el balance de su posición adrizada para la otra banda. Así, el buque se inclina aún más hacia esta banda debido a la disminución del momento restaurador.
- Si ahora, otro seno de la ola se aproxima a la sección media con la correcta sintonía, el balanceo hacia esta banda se detendrá, y el buque tenderá a adrizarse nuevamente. Si este proceso continúa, el buque rápidamente alcanzará un punto de zozobra.

La situación, por supuesto, no es frecuentemente tan “pura” como la descrita arriba. Los movimientos de *heave* y *pitch* están presentes usualmente, y las fuerzas y momentos de excitación en *heave* y *pitch* contribuyen a la complejidad del fenómeno.

Gráfico 4. Restauración y amplificación del roll debido a resonancia paramétrica



Descripción matemática de movimientos no lineales en olas

Como se puede ver, la complejidad de la dinámica involucrada en los tres mecanismos de zozobra resulta imposible de ser representada por modelos numéricos o analíticos lineales. Además, maniobrabilidad y *seakeeping* (desempeño del buque en olas) son problemas tratados en la literatura, típicamente, de forma separada. La maniobrabilidad clásica, abarca el estudio de los movimientos de *surge*, *sway*, y *yaw*, y supone aguas tranquilas. En estos casos, las frecuencias de movimiento son normalmente bastante bajas, y los efectos viscosos relevantes. Ya el *seakeeping* clásico, que involucra los movimientos de *heave* y *pitch*, es estudiado, usualmente, basado en las hipótesis de la teoría potencial.

Como típicamente, maniobrabilidad y *seakeeping* son estudiados de forma separada, los sistemas de referencia usados para describirlos son diferentes. En maniobras, los movimientos son descritos usando el sistema móvil fijo en el cuerpo, y en ondas, el sistema de referencia adoptado es el inercial que se desplaza con velocidad constante igual a la del buque en aguas tranquilas. Hasta la fecha, muy poca es la literatura que trata sobre la maniobrabilidad en olas.

Así pues, para usar un modelo matemático que incorpore las características tanto de maniobras como de desempeño en olas acopladas, es preciso describir los seis movimientos del buque en un sistema de referencia único, aun cuando las fuerzas y momentos actuantes estén inicialmente expresados en sistemas de referencias distintos.

El modelo matemático desarrollado por Neves et al. (2005), utilizado en el presente trabajo, se obtiene a partir de expansiones en series de Taylor de las acciones hidrodinámicas (e hidrostáticas) que gobiernan el buque. Las ecuaciones de maniobra de tercer orden de Abkowitz (1964) son adaptadas para el sistema de referencia inercial y acopladas a las ecuaciones no lineales de tercer orden en los modos de *heave*, *roll* y *pitch*, desarrolladas por Neves y Rodríguez (2004), resultando así un sistema de ecuaciones no lineales para los movimientos del

buque en seis grados de libertad, y una ecuación adicional para describir la dinámica del piloto automático:

Los seis grados de libertad son representados por el vector de desplazamientos:

$$\vec{s}(t) = [x(t) \ y(t) \ z(t) \ \phi(t) \ \theta(t) \ \psi(t)]^T$$

La ecuación no lineal que describe los movimientos se define en general como:

$$(\tilde{M} + \tilde{A})\ddot{\vec{s}} + \tilde{B}(\dot{\vec{s}}) + \tilde{C}_{res}(\vec{s}, \zeta) = \tilde{C}_{ext}(\delta, \zeta, \dot{\zeta}, \ddot{\zeta}) \quad (1)$$

Las características completas de esas ecuaciones aplicadas a la dinámica de guiñada brusca son presentadas en Neves et al. (2005). Aplicaciones a la resonancia paramétrica son detalladas en Neves y Rodríguez (2004, 2005). Como se mencionó, las no linealidades son introducidas por medio de series de Taylor de hasta tercer orden.

Para simular adecuadamente un ensayo libre, la ecuación del piloto automático:

$$K_2\dot{\psi} + K_1(x - \psi) = T_E \dot{\delta} + \delta \quad (2)$$

es acoplada al sistema de ecuaciones (1). En caso de que exista a bordo un tanque estabilizador, la ecuación del movimiento del agua dentro del tanque deberá también acoplarse al sistema de ecuaciones anteriores.

En estas ecuaciones: x , y , z representan los movimientos traslacionales en *surge*, *sway* y *heave*, respectivamente, mientras que las variables ϕ , θ , ψ , y δ describen los movimientos angulares del buque en *roll*, *pitch*, y *yaw*, y del timón, en ese orden. Los puntos sobre las variables anteriores denotan derivadas en relación con el tiempo; un punto para velocidad y dos puntos para aceleraciones.

Las variables con subíndices –empleando la misma lógica anterior– representan coeficientes de amortiguamiento y masa adicional, respectivamente. Las variables con subíndices sin puntos son coeficientes de restauración hidrostática. K_1 , K_2 , y T_E son las ganancias proporcional, diferencial y atraso del piloto automático, respectivamente.

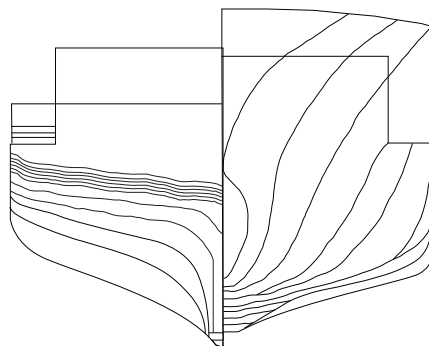
Estudios de guiñada brusca en olas extremas. Ensayos libres en mar de popa

La COPPE/UFRJ, y su Laboratorio de Ingeniería Oceánica (LabOceano), fue invitada a participar del último estudio comparativo, denominado *24th International Benchmark Testing of Numerical Modelling on Intact Stability*, convocado en marzo de 2004. El buque ensayado por la *ITTC* corresponde a un pesquero rápido de cerco, de formas finas (típico japonés), denominado aquí, PS. Las características principales y plano de formas de este buque son presentados en el Cuadro 1 y en el Gráfico 5, respectivamente.

Cuadro 1. Características del buque PS

Denominación	Tamaño (m)
Eslora entre perpendiculares	34.50
Manga	7.60
Puntal	3.07
Calado medio	2.65
Radio de giro en <i>roll</i>	3.86
Radio de giro en <i>yaw</i>	3.28
Radio de giro en cabeceo	3.28
Altura metacéntrica transversal	0.75
Posición vertical del C. G.	3.36

Gráfico 5. Líneas de forma del buque PS



Este buque fue reproducido en escala 1/15 y fue efectuada una serie sistemática de ensayos radiocontrolados para diferentes condiciones de altura de onda, aproamiento y velocidad de avance.

Todos estos ensayos fueron realizados en el tanque del Instituto de Ingeniería de Pesca de Japón (*NRIFE*).

Sobre la base del modelo matemático mostrado en la sección anterior, fue implementado un código computacional denominado STAB6D, con el que fue posible realizar las simulaciones numéricas de las condiciones ensayadas experimentalmente con el buque PS y confrontarlas con las respectivas series temporales experimentales cedidas por la *ITTC* para el estudio comparativo.

Los coeficientes de masa adicional y amortiguamiento, así como las fuerzas y momentos de excitación externos fueron calculados inicialmente usando la Teoría de las Rebanadas (Salvesen et al., 1970). El amortiguamiento en *roll* fue corregido en relación con el valor potencial y recalculado usando el método de Himeno (1981) que incorpora los efectos viscosos. Las derivadas de maniobra para este buque fueron calculadas experimentalmente y publicadas en el trabajo de Umeda y Hashimoto (2002), y superpuestas linealmente a los amortiguamientos y masas adicionales potenciales.

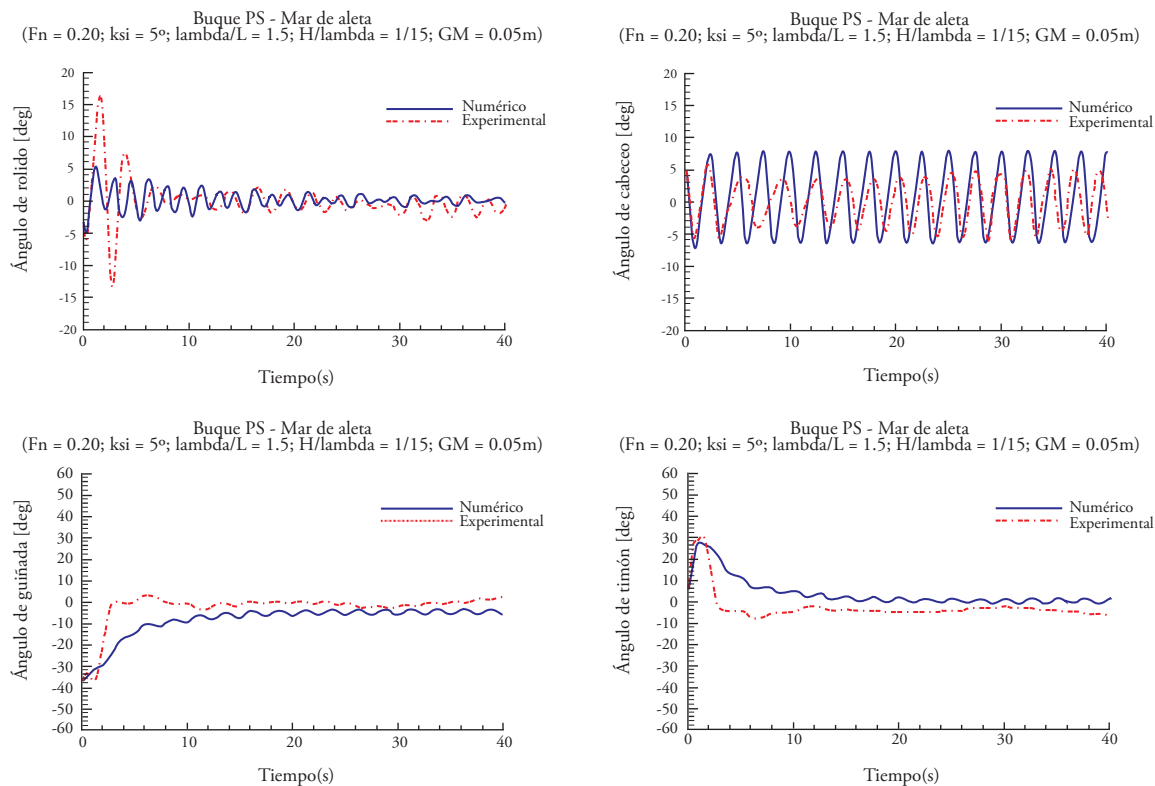
En total fueron ensayadas nueve condiciones que resultaron de la combinación de varias velocidades y aproamientos. En todas las pruebas fueron registradas las series temporales de los movimientos del modelo (en *roll*, *pitch* y *yaw*) y del timón. Todas las condiciones correspondieron a situaciones en las que las olas sobrepasaron el buque. En general, existen grandes dificultades para la conducción de este tipo de ensayos, siendo muy escasos los laboratorios existentes con real capacidad para realizarlos, de ahí que, en la práctica, pocos resultados de ensayos en estas condiciones sean cedidos para fines comparativos.

Desde el punto de vista numérico, los ensayos en mar de popa en olas extremas son de fundamental importancia para validar un código numérico, pues en estas condiciones las no linealidades son más fuertes (y los acoplamientos también), constituyendo un problema bastante complejo de dinámica en olas. Los gráficos 6 y 7 presentan las respuestas de *roll*, *pitch*, *yaw* y del timón (en la escala del modelo) para algunas de las condiciones ensayadas, consi-

deradas de mayor interés. Los resultados numéricos completos pueden ser encontrados en Cipriano (2005). En el Gráfico 6 puede observarse que los resultados numéricos en *roll* y *pitch*, para $Fn = 0.20$ y $\chi = 5^\circ$ (incidencia de ola o aproamiento del buque) son satisfactorios. Nótese, sin embargo, que la serie temporal de *roll* presenta algunas oscilaciones

fuertes en los primeros ciclos del ensayo (posiblemente por la aplicación de aceleraciones iniciales para llevar el modelo rápidamente a la velocidad de ensayo) y el movimiento de cabeceo es ligeramente sobreestimado en las simulaciones. Ya los ángulos de guiñada y del timón tienen diferencias mínimas en relación con los experimentos.

Gráfico 6. Respuesta en mar de popa^{1/}

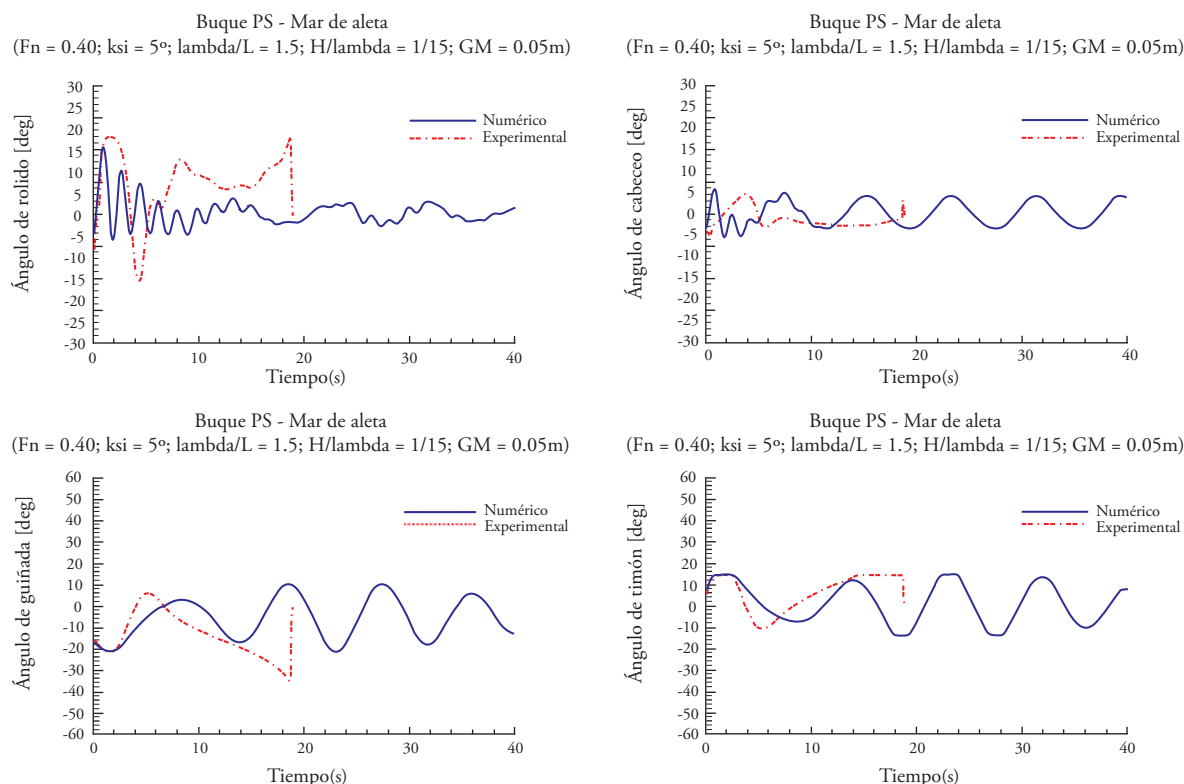


^{1/} $Fn = 0.20$ y $\chi = 5^\circ$ (escala del modelo).
 Fuente: Resultados de la investigación.

En el Gráfico 7 se analiza la condición de ensayo de mayor velocidad, $Fn = 0.40$, y menor incidencia, $\chi = 5^\circ$. Puede observarse que las amplitudes de respuesta en *roll* tanto en el ensayo como en la simulación numérica, son relativamente bajas, existiendo cierta proximidad entre ambos resultados.

Sin embargo, como puede verse en la respuesta de *yaw* hay ocurrencia de guiñada brusca sin que resulte en riesgo de zozobra. La guiñada brusca ocurrió cerca de los 19 segundos, luego de lo cual, el experimento fue encerrado. Debe observarse también que el modelo numérico no reproduce

la guiñada brusca de la forma como aparece en la serie experimental. A pesar de esto, es importante notar que las amplitudes de guiñada crecen significativamente, e incluso, alrededor de los 19 segundos de la simulación, se registra un cambio brusco en el ángulo numérico de guiñada (pasando de 14° a -14° en pocos segundos), lo que según Renilson y Tuite (1997), ya caracteriza una guiñada brusca. Por este criterio, la guiñada brusca ocurre para variaciones bruscas (superiores a 20°) de ángulo de guiñada, ya con el timón en su máxima capacidad (timón saturado).

Gráfico 7. Respuesta en mar de popa^{1/}

^{1/} $F_n = 0.40$ y $\chi = 5^\circ$ (escala del modelo).

Fuente: Resultados de la investigación.

Resonancia paramétrica en mar de frente

Es importante reconocer que la descripción de procesos resonantes significa una modelación cuidadosa de la energía potencial del sistema. Teniendo en consideración esto, Neves y Rodríguez (2004) han demostrado que la dinámica de la resonancia paramétrica debe ser descrita por un conjunto de ecuaciones de movimiento no lineales en *heave*, *roll* y *pitch*, con acoplamientos de hasta tercer orden. Las expresiones para los términos no lineales de segundo y tercer orden que describen los acoplamientos entre los modos involucrados pueden encontrarse en Neves y Rodríguez (2005).

Para fines de comparación, el presente estudio considera los resultados de un buque pesquero de popa tipo espejo, denominado buque TS. Las dimensiones principales y el plano de secciones

transversales del casco, son mostrados en el Cuadro 2 y el Gráfico 8, respectivamente.

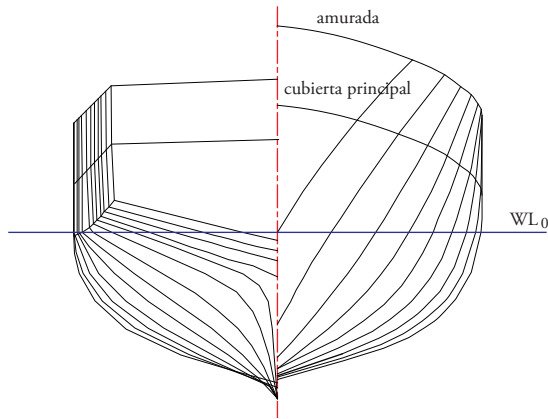
Cuadro 1. Características del buque PS

Denominación	Tamaño (m)
Eslora total	25.91
Eslora entre perpendiculares	22.09
Manga	6.86
Puntal	3.35
Calado	2.48
Desplazamiento	170.3 (ton)
Radio de giro en cabeceo	5.52

Los gráficos 9 y 10 presentan las series temporales para el movimiento de *roll*, tanto experimentales como numéricas (obtenidas con el simulador no lineal). En cada uno, los resultados de la modelación de tercer orden son comparados con resultados experimentales obtenidos en canal de remolque

(Neves et al. 2002), así como con resultados numéricos de una modelación de segundo orden.

Gráfico 8. Líneas de forma del buque TS



El Gráfico 9 (A y B) muestra el movimiento de *roll* para $GM = 0.37m$, $F_n = 0.15$, $\omega_e = 2\omega_{n4} = 1.717 rad/s$. En 9A, para una amplitud de ola pequeña, $A_w = 0.45m$, tiene excelente concordancia entre

la modelación de tercer orden y los resultados experimentales, en cuanto que la modelación de segundo orden produce resultados excesivos. Para las mismas condiciones, pero con amplitud de ola mayor (9B), la modelación de tercer orden simula respuestas un poco menores que las experimentales, sin embargo, puede afirmarse que la comparación es buena. La modelación de segundo orden es completamente incapaz de producir resultados comparables.

Interpretaciones similares son aplicables a los casos presentados en el Gráfico 10 (A y B), correspondientes a $GM=0.37 m$, $F_n=0.20$, $F_n=0.30$, $\omega_e=2\omega_{n4}=1.717 rad/s$. Para ambas condiciones hay buena concordancia entre la modelación de tercer orden y los experimentos, mientras que la modelación de segundo orden no es capaz de reproducir los experimentos. Es importante notar que la condición presentada en 10B corresponde a *roll* paramétrico intenso, con ángulos de roll cercanos a 38° .

Gráfico 9. Respuesta en roll^{1/}

Gráfico 9A. $A_w = 0.45 m$

Buque TS: $GM = 0.37 m$, $F_n = 0.15$
 $\omega_e = 2\omega_{n4}$, $A_w = 0.45 m$, $\text{ksi} = 180^\circ$

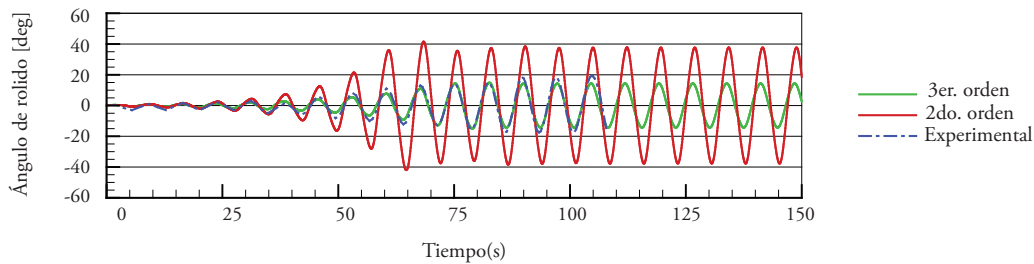
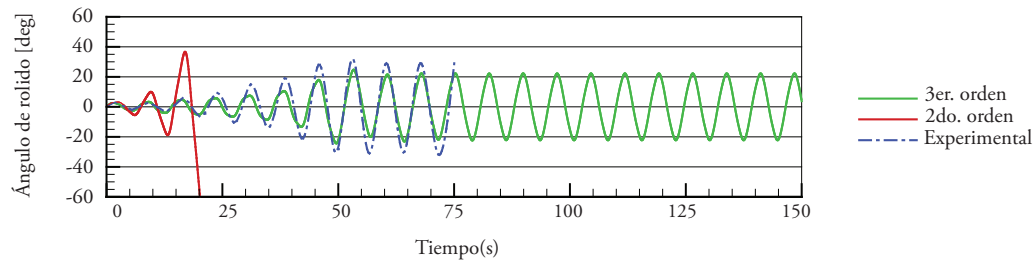


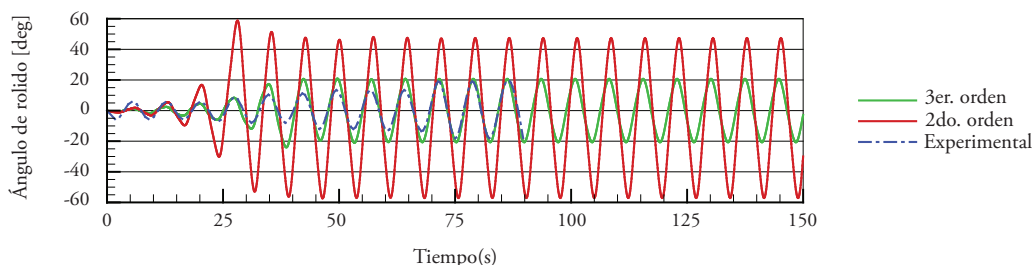
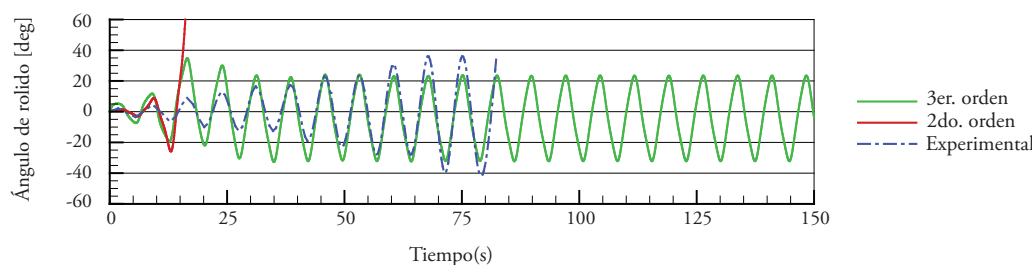
Gráfico 9B. $A_w = 1.02 m$

Buque TS: $GM = 0.37 m$, $F_n = 0.15$
 $\omega_e = 2\omega_{n4}$, $A_w = 1.02 m$, $\text{ksi} = 180^\circ$



^{1/} $GM = 0.37m$, $F_n = 0.1$.

Fuente: Resultados de la investigación

Gráfico 10. Respuesta en roll^{1/}Gráfico 10A. $A_w = 0.60 m$ Buque TS: $GM = 0.37 m$, $Fn = 0.20$
 $We = 2Wn^4$, $A_w = 0.60 m$, $ksi = 180^\circ$ Gráfico 10B. $A_w = 0.78 m$ Buque TS: $GM = 0.37 m$, $Fn = 0.30$
 $We = 2Wn^4$, $A_w = 0.78 m$, $ksi = 180^\circ$ ^{1/} $GM = 0.37m$, $Fn = 0.2$.

Fuente: Resultados de la investigación

Neves y Rodríguez (2004) han demostrado que cuando se considera el sistema de ecuaciones acopladas con términos de hasta tercer orden, la ecuación para las perturbaciones (ecuación variacional) en *roll* es dada por:

$$(J_{xx} + K_{\phi})\ddot{\phi} + B_e \dot{\phi} + [K_{\phi} + R_0 + R_1 \cos(\omega_e t + \tau_1) + R_2 \cos(2\omega_e t + \tau_2)]\phi = 0 \quad (3)$$

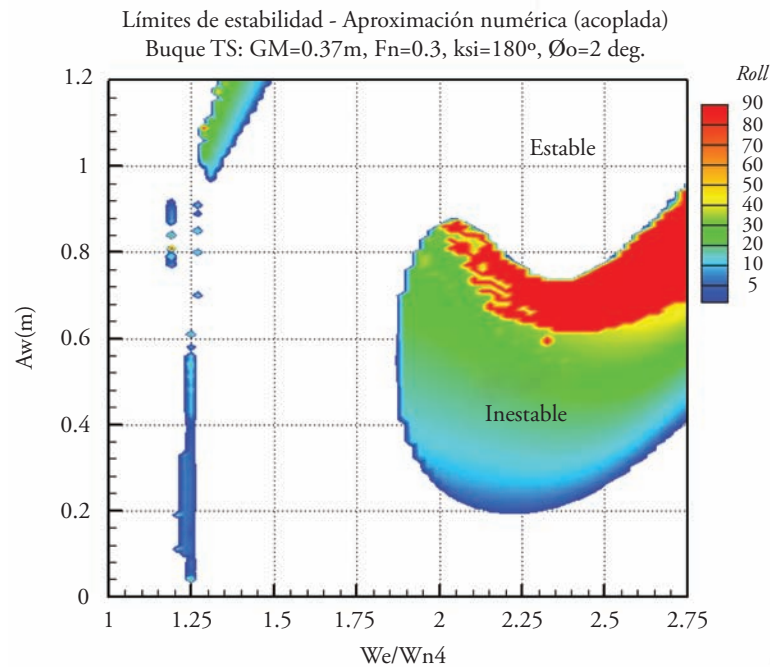
Donde R_0 , R_1 , y R_2 son coeficientes de restauración y, τ_1 y τ_2 , son desfases entre momentos restauradores periódicos y la ola. En contraste con la modelación de segundo orden, donde la ecuación variacional resultante es del tipo Mathieu, en la modelación de tercer orden se obtiene una ecuación de tipo Hill. Como se puede notar en la ecuación (3), adicionalmente a los términos característicos de Mathieu, aparecen dos contribuciones más: R_0 y $R_2 \cos(2\omega_e t + \tau_2)$. Estos nuevos términos, como es discutido en Neves y Rodríguez (2004), son relacionados con importantes características no lineales: una rigidez no lineal y una excitación paramétrica biarmónica, respectivamente.

Una característica de gran interés para el proyecto de buques es el cálculo de límites de estabilidad para la resonancia paramétrica. El Gráfico 11 presenta los límites de estabilidad (obtenidos numéricamente con la modelación de tercer orden) para el buque TS. Se observa la forma convexa del límite superior del área de inestabilidad, resultado de la incorporación de no linealidades de tercer orden en la restauración.

Influencia del tanque estabilizador en la resonancia paramétrica

Teniendo en cuenta que la amplificación paramétrica puede ser un proceso de resonancia muy intensa, es relevante considerar la aplicación de tanques estabilizadores pasivos de tipo U como sistemas potencialmente capaces de controlar el fenómeno. Los tanques estabilizadores son bastante conocidos como eficientes sistemas de amortiguamiento del *roll* en mar de través, pero muy poco se ha estudiado su acción en el caso de olas longitudinales, donde la excitación del roll es un proceso interno.

Gráfico 11. Límites de estabilidad^{1/}



^{1/} Fn=0,30

Fuente: Resultados de la investigación.

Se utiliza una modelación no lineal para el tanque. El Gráfico 12 presenta resultados en los que se observa que el tanque puede ser sincronizado para producir gran amortiguamiento. En 12A se presenta la influencia del nivel de amortiguamiento considerado en el proyecto del tanque. En 12B se

verifican las respuestas para diferentes fracciones de masa de agua por masa del navío. La condición analizada es la que se ha encontrado más favorable, en la cual la frecuencia natural del tanque es cerca de 30% mayor que la del navío, $W_{tt} = 1,302W_{n4}$.

Gráfico 12. Respuesta en roll para buque con tanque estabilizador en mar de proa

Gráfico 12A

Buque TS: GM = 0.37m, Fn = 0.20, Mt = 4%Mn
 Aw = 0.69m, ksi 180°, Wtt = 1.302Wn4

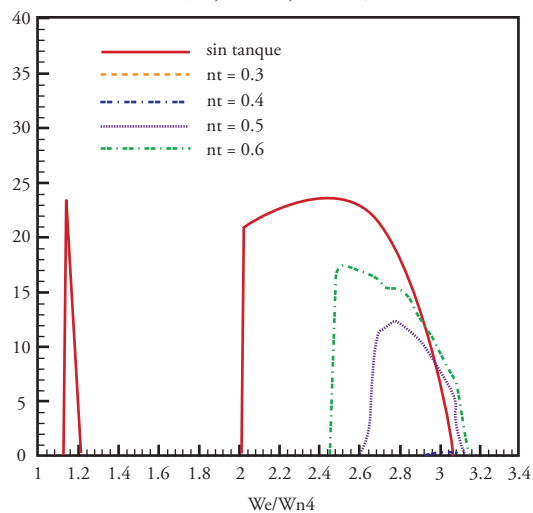
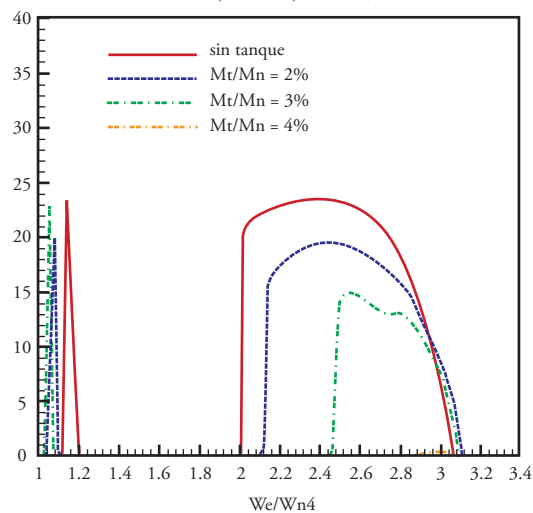


Gráfico 12B

Buque TS: GM = 0.37m, Fn = 0.20, nt = 0.4
 Aw = 0.69m, ksi 180°, Wtt = 1.302Wn4



Conclusiones

El presente trabajo sugiere la necesidad de que la estabilidad de buques pesqueros sea tratada como un proceso dinámico. Fue desarrollada una breve discusión en relación con los mecanismos dinámicos que pueden llevar a la zozobra de buques de pequeño porte y luego se profundizó en la guiñada brusca y la resonancia paramétrica.

Se presentó un modelo matemático no lineal en el cual se incluyen los efectos del perfil de la ola no solo en la forma convencional de fuerzas y momentos de Froude-Krilov y de difracción, sino también en cambios volumétricos en la forma sumergida del casco debido al paso de la ola a lo largo del buque en cualquier incidencia de mar. Los modos de *heave-roll-pitch* se acoplaron en su totalidad, resaltando la importancia de describir completamente los términos temporales paramétricos, considerando que estos realmente determinan los mecanismos de intercambio de energía entre un modo y otro, y de la excitación externa para la interna.

Las simulaciones temporales fueron comparadas con resultados experimentales. En general, se encontró muy buena concordancia. Esto indicaría que la modelación matemática de tercer orden, en general, es capaz de describir la dinámica de la guiñada brusca y de la resonancia paramétrica, incluso para el caso de olas bastante grandes. Los aspectos prácticos pueden ser entendidos a partir del análisis de los componentes de tal mecanismo complejo.

Referencias

- Abkowitz, M. A. (1964) "Lectures on Ship Hydrodynamics Steering and Maneuverability". Hydrodynamics Department, Report n.º Hy-5, Lyngby, Denmark.
- Cipriano, W. M. (2005) "Estabilidade do Navio em Condições Extremas: Estudo de um Modelo Numérico Não-Linear de Terceira Ordem Acoplado em Seis Graus de Liberdade". Tese de M. Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- Du Cane, P., Goodrich, G. J. (1962) "The Following Sea, Broaching and Surging". The Royal Institution of Naval Architects, Quarterly Transactions, vol. 104, n.º 2.
- France, W. N.; Levadou, M.; Treacle, T. W.; Paulling, J. R., Michel, and R. K., Moore, C. (2003) "An Investigation of Head-Sea Parametric Rolling and its Influence on Container Lashing Systems", Marine Technology, vol. 40, n.º 1 (Jan), pp. 1-19.
- Froude, W., (1863) "Remarks on Mr. Scott Russell's Paper on Rolling", Trans. INA, vol. 4, pp 232-275, London.
- Hamamoto, M., Nomoto, K. (1982) "Transverse Stability of Ships in Following Seas". Proceedings of 2nd Internat. Conf. on Stability of Ships and Ocean Vehicles (STAB'82), Tokyo, Japan.
- Himeno, Y. (1981) "Prediction of Ship Roll Damping – State of the Art". Dept. Naval Architecture and Marine Engineering, The University of Michigan, Report n.º 239.
- IMO (1977) "Torremolinos International Convention for the Safety of Fishing Vessels". In International Conference on Safety of Fishing Vessels, London.
- Lundback, O. (2005) "An Investigation of Hydrodynamic Forcing on a Semi-planing Monohull in Following and Stern Quartering Seas", 8th. International Ship Stability Workshop, Istanbul, Turkey.
- Neves, M. A. S. (1985) "Revisión de algunos accidentes con buques pesqueros". II Congreso Nacional de Prevención de Riesgos en la Industria Pesquera, Talcahuano, Chile.
- Neves, M. A. S., Pérez, N., Lorca, O. (2002) "Experimental Analysis on Parametric Resonance for Two Fishing Vessels in Head Seas". Proceedings of 6th International Ship Stability Workshop, Webb Institute, New York.

- Neves, M. A. S., Rodríguez, C. A. (2004) "Limits of Stability of Ships Subjected to Strong Parametric Excitation in Longitudinal Waves". In: Proceedings of 2nd International Maritime Conference on Design for Safety, Sakay, Japan, pp. 139-145.
- Neves, M. A. S., Rodríguez, C. A. (2005) "A Non-Linear Mathematical Model of Higher Order for Strong Parametric Resonance of the Roll Motion of Ships in Waves", *Marine Systems & Ocean Technology*, vol. 1, n.º 2.
- Neves, M. A. S., Rodríguez, C. A., Cipriano, W. M. (2005) "ITTC Benchmark. Evaluación de códigos numéricos para estabilidad intacta: Estudio de la zozobra de un pesquero rápido de cerco en mar de popa", Copinaval 2005, Guayaquil, Ecuador.
- Oakley, O. H., Paulling, J. R., Wood, P. D. (1974) "Ship Motions and Capsizing in Astern Seas", Proc., 10th Symposium on Naval Hydrodynamics, Cambridge, Massachusetts.
- Rahola, J. (1939) "The Judging of the Stability of Ships and the Determination of the Minimum Amount of Stability". Doctoral Thesis, Helsinki Technical University.
- Reed, E. J. (1868) "On the Stability of Monitors under Canvass". Trans. INA, London.
- Renilson, M. R., Tuite, A. (1997) "The Effect of GM on Broaching and Capsizing of Small Fishing Vessels in Following Seas". Proceedings of 6th Internat. Conf. on Stability of Ships and Ocean Vehicles (STAB'97), Varna, Bulgaria, pp. 149-161.
- Rodríguez, C. A. (2004) "Estabilidade Dinâmica do Navio: Um Modelo Não-Linear de Terceira Ordem". Tese de M. Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- Salvesen, N., Tuck, O. E., Faltinsen, O. (1970) "Ship Motions and Sea Loads", *Transactions of SNAME*, vol. 78, pp. 250-287.
- Umeda N., Hashimoto, H. (2002) "Qualitative Aspects of Nonlinear Ship Motions in Following and Quartering Seas with High Forward Velocity", *Journal of Marine Science and Technology*, vol. 6, pp. 111-121.
- Umeda, N., Renilson, M. R. (1992) "Wave Forces on a Ship Running in Quartering Seas – A Simplified Calculation Method". In: Proceedings of 11th Australasian Fluid Mechanics Conference, Hobarth, Australia.
- Umeda, N., Renilson, M. R. (1994) "Broaching of Fishing Vessel in Following and Quartering Seas - Nonlinear Dynamical System Approach". Proceedings of 8th Internat. Conf. on Stability of Ships and Ocean Vehicles (STAB'94), Florida, The United States of America.