

CIENCIA & TECNOLOGÍA DE BUQUES

SHIP SCIENCE & TECHNOLOGY

Número 2, volumen 1

Enero de 2008

ISSN 1909-8642

Cotecmar

Presidente

Contralente: **Daniel Iriarte Alvira**

Vicepresidente

Cap. de navío **Juan Carrillo Quintana**

Editor

Cap. de navío **Jorge E. Carreño Moreno, Ph. D. (c)**

Comité editorial

Marcos Salas Inzunza, Ph. D.

Universidad Austral de Chile

Juan Vélez Restrepo, Ph. D.

Universidad Nacional de Colombia

Jairo Usache Vivero, Ph. D.

Universidad Tecnológica de Bolívar, Colombia

Antonio Bula Silvera, Ph. D.

Universidad del Norte, Colombia

Juan Contreras Montes, Ph. D. (c)

Escuela Naval Almirante Padilla, Colombia

Carlos Cano Restrepo, M.Sc.

Cotecmar, Colombia

Comité científico

Richard Lucio Salman, Ph. D.

Universidad Austral de Chile

Carlos Paternina Arboleda, Ph. D.

Universidad del Norte, Colombia

Francisco Pérez Arribas, Ph. D.

Universidad Politécnica de Madrid, España

Bienvenido Sarria López, Ph. D.

Universidad Tecnológica de Bolívar, Colombia

Rui Carlos Botter, Ph. D.

Universidad de São Paulo, Brasil

Cap. de fragata **Oscar Tascón Muñoz, Ph. D. (c)**

Cotecmar, Colombia

Ciencia & Tecnología de Buques es una publicación especializada en temas relacionados con ingeniería naval, arquitectura naval, ingeniería marina e ingeniería oceánica. La revista publica semestralmente artículos científicos producto de proyectos de investigación de la Corporación de Ciencia y Tecnología para el Desarrollo de la Industria Naval, Marítima y Fluvial, y de otras instituciones y/o investigadores que constringen una contribución original al desarrollo en las áreas mencionadas. Se distribuye nacional e internacionalmente por canje o suscripción.

Una publicación de

Corporación de Ciencia y Tecnología para el Desarrollo de la
Industria Naval, Marítima y Fluvial - Cotecmar
Versión electrónica: www.cytbuques.com

Coordinador editorial

Mario Ruiz Barreto

Asesoría editorial y corrección de textos

Lila Carvajal Alvarado

Traducción y revisión de textos en inglés

Álvaro Betancó Gómez

Diagramación

Mauricio Sarmiento Barreto

Diseño de portada

Germán Ortiz Rincón

Impresión

Publicidad & Marketing, Bogotá, D.C.



CIENCIA & TECNOLOGÍA DE BUQUES

SHIP SCIENCE & TECHNOLOGY

Número 2, volumen 1

Enero de 2008

ISSN 1909-8642

7

Modelado numérico de la propagación de fractura por fatiga utilizando el método de los elementos de contorno

Modeled numerical of the propagation of fracture by fatigue utilizing the boundary element method

Jairo F. Useche Vivero

17

Caracterización mecánica y microestructural de acero naval sometido a cargas dinámicas por explosión

Mechanical and micro-structural characterization of naval steel submitted to dynamic discharges by explosion

José A. Alarcón Ahumada, Juan Fajardo Cuadro, Jairo Useche Vivero, Carlos Cano Restrepo, Diana Ramírez Wilches

27

A Diagnostic of Diesel-Electric Propulsion Ships

Diagnóstico del sistema de propulsión diesel-eléctrico para embarcaciones

Newton Narciso Pereira

43

Diagnóstico energético del sistema de circulación de agua fría para el acondicionamiento del aire en buques tipo nodriza fluvial

Power diagnosis of the cold water circulation system on riverine patrol and supply ships

Karol B. León Pérez, Juan C. Cruz Rodríguez, Bienvenido Sarria López, Juan Fajardo Cuadro, Ricardo Lugo Villalba

CIENCIA & TECNOLOGÍA DE BUQUES

SHIP SCIENCE & TECHNOLOGY

Nota del Editor

Cartagena de Indias, 28 de enero de 2008

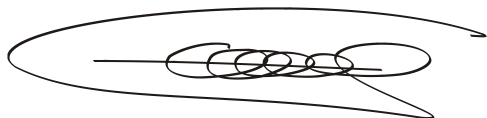
Una de las fortalezas de Cotecmar es haber integrado esfuerzos provenientes de los sectores estatal, industrial, académico y científico para impulsar proyectos de desarrollo en beneficio del país. De hecho, dentro de sus actividades está contribuir a la puesta en marcha del Plan Orión, ambicioso proyecto sin antecedentes en el país con el que la Armada Nacional de Colombia, espera fortalecer sus capacidades navales, aeronavales, de guardacostas, fluviales y terrestres con el objetivo de salvaguardar la soberanía nacional y combatir el delito.

Orión básicamente consiste en la repotenciación de la flota de guerra, lo que incluye la modernización de fragatas y submarinos; la construcción de lanchas y buques patrulleros de apoyo fluvial (pesados y livianos), guardacostas (*coastal patrol vessel –CPV–*) y patrulleros oceánicos para la zona económica (*offshore patrol vessel –OPV–*).

Lo anterior indica que Orión será el eje alrededor del cual gravitará el progreso de la ingeniería naval en Colombia durante los próximos años y en él Cotecmar desempeña un protagónico papel para el que ha venido preparándose con inversiones del 100% de sus excedentes en investigación (procesos focales, gestión del conocimiento y diseño e innovación), vigilancia (del entorno, comercial y tecnológica) y formación de alto nivel (maestrías y doctorados), además de infraestructura e instalaciones de la planta de producción.

La confianza que el país ha depositado en Cotecmar, radica en el conocimiento adquirido en el diseño, construcción y modernización de buques, de hecho, al actuar como *prime contractor* (contratista principal), la Corporación asume la integración de ingeniería, es decir la gestión global de los diseños, cálculos, especificaciones de material, criterios y estándares con los cuales se desarrollan estos proyectos.

Por otra parte, con excepción de los buques tipo *OPV* y *CPV*, los novedosos diseños desarrollados por Cotecmar, han sido seleccionados por el Ministerio de Defensa y por la Armada Nacional para la construcción de los patrulleros de apoyo fluvial pesados y livianos, así como las lanchas patrulleras de río tipo LPR. Todo esto pone de presente que, sin duda alguna, además de la vocación innovadora de Cotecmar, su integración con las universidades y centros de conocimiento, ha sido primordial para el permanente progreso de la ingeniería naval en Colombia.



Cap. de Navío Jorge Enrique Carreño Moreno

Modelado numérico de la propagación de fractura por fatiga utilizando el método de los elementos de contorno

Jairo F. Useche Vivero^a

Resumen

El trabajo presenta una herramienta computacional basada en el método de los elementos de contorno, (*boundary element method –BEM–*), que permite estudiar el fenómeno de propagación de fractura en estructuras sometidas a esfuerzos cíclicos. El código sirve para desarrollar modelos computacionales enfocados al estudio de resistencia residual de componentes bidimensionales fracturados, basados en la mecánica de la fractura lineal elástica, (*linear elastic fracture mechanics –LEFM–*). Se presenta la formulación por elementos de contorno del problema, su implementación computacional y su aplicación al análisis de problemas específicos de crecimiento de fractura por fatiga. El crecimiento de la fractura es modelado a través de la teoría propuesta por Paris, aplicada al caso de elasticidad plana, y es usado el criterio de esfuerzos principales máximos para definir la dirección de propagación (Portela, 1992). La formulación *BEM* fue implementada en un código computacional desarrollado en Matlab 7.0®. El programa ha demostrado efectividad para predecir trayectorias de propagación y resistencia residual por fatiga, permitiendo su uso como herramienta de análisis en ingeniería.

Palabras clave: Propagación de fractura, método de elementos de contorno, mecánica de la fractura

Abstract

The work presents a computer tool based on the boundary element method (BEM), that allows the study of the propagation of fracture phenomenon in structures which have sustained cyclical efforts. The code functions to develop computer models focused on the study of residual resistance of fractured bi-dimensional components based on linear elastic fracture mechanics (LEFM). The boundary element formulation of the problem is presented, as well as its computer implementation and its application to the specific problem analysis of fracture growth by fatigue. Fracture growth is modeled through the theory proposed by Paris, applied to the case of flat elasticity, and the criteria of maximum main efforts is used to define the direction of propagation (Portela, 1992). The BEM formulation was implemented in a computer code developed in Matlab 7.0®. The program has demonstrated effectiveness in predicting trajectories of propagation and residual resistance by fatigue, allowing its use as a tool of analysis in engineering.

Key words: Fracture growth propagation, boundary element method, fracture mechanics.

Fecha de recepción: 12 de octubre de 2007

Fecha de aceptación: 26 de noviembre de 2007

^a Universidad Tecnológica de Bolívar. Departamento de Ingeniería Mecánica.
Correo electrónico: juseche@unitecnologica.edu.co

Introducción

La falla catastrófica de estructuras es causada por la propagación de fracturas más allá de un tamaño seguro. Estas fracturas, presentes de alguna forma en todo componente estructural, son el resultado de defectos de fabricación o de daños localizados generados durante su servicio y pueden crecer lentamente debido a procesos tales como *creep* o fatiga, entre otros (Broek, 1986), hasta provocar una disminución de su resistencia estructural y generar en el futuro una falla catastrófica.

La determinación de la tolerancia al daño, propiedad estructural que determina la capacidad para sobrellevar de manera segura una fractura durante la vida útil de una estructura, es uno de los objetivos en el análisis y evaluación de fallas. Adicionalmente, la determinación de la velocidad de crecimiento y del tamaño crítico, son parámetros que determinan la estabilidad de la fractura y la vida residual de un componente estructural.

En mecánica de la fractura, la determinación de los factores de intensidad de tensiones (*stress intensity factors* –*SIF*–) son parámetros con los cuales puede establecerse la tolerancia al daño. La gran dificultad, desde el punto de vista de la mecánica de sólidos, es la ausencia de soluciones analíticas adecuadas que describan la respuesta de cuerpos con geometrías y condiciones de cargas complejas y materiales no lineales (plasticidad, *creep*, etc.) presentes en aplicaciones reales. Factores de intensificación de tensiones han sido encontrados utilizando las hipótesis de la teoría *LEFM* para problemas con geometrías y cargas simples (S. Aoki, N. Hasebe, 1987), las cuales son de utilidad limitada en ingeniería.

Si bien la mecánica de la fractura ofrece bases teóricas adecuadas para el estudio de su propagación y tolerancia al daño, su aplicación práctica en ingeniería solo es posible a través del uso de herramientas computacionales que permitan obtener soluciones numéricas a las ecuaciones de gobierno que rigen un problema, obteniendo así soluciones más realistas.

El trabajo presenta una formulación matemática basada en el método de los elementos de contorno,

que permite modelar cuerpos bidimensionales fracturados en estado de tensión o deformación plana y estudiar el fenómeno de propagación basado en la teoría *LEFM*. El desarrollo teórico está basado en el trabajo de Portela (1992). La formulación ha sido implementada en un programa computacional. Se presentan tres ejemplos de aplicación en mecánica de la fractura que demuestran la efectividad del programa para predecir trayectorias de propagación, permitiendo su uso como herramienta de análisis para evaluación de daño en ingeniería.

Aspectos teóricos

A diferencia de los métodos de aproximación en el dominio, el de los elementos de contorno (*BEM*) trabaja con la *discretización* del contorno donde son definidas ecuaciones integrales de gobierno del problema (Gráfico 1). En comparación con el método de los elementos finitos (*FEM*), en el *BEM* la dimensionalidad del problema es reducida, generando de este modo sistemas de ecuaciones de menor tamaño. Igualmente, *BEM* es superior al *FEM* en el tratamiento de problemas en mecánica de la fractura, ya que no se requieren mallas altamente refinadas (y algoritmos especiales para generarlo y actualizarlo si hay dificultades de propagación) alrededor de la punta de la fractura para capturar los altos gradientes de tensiones, tal como ocurre en el *FEM*.

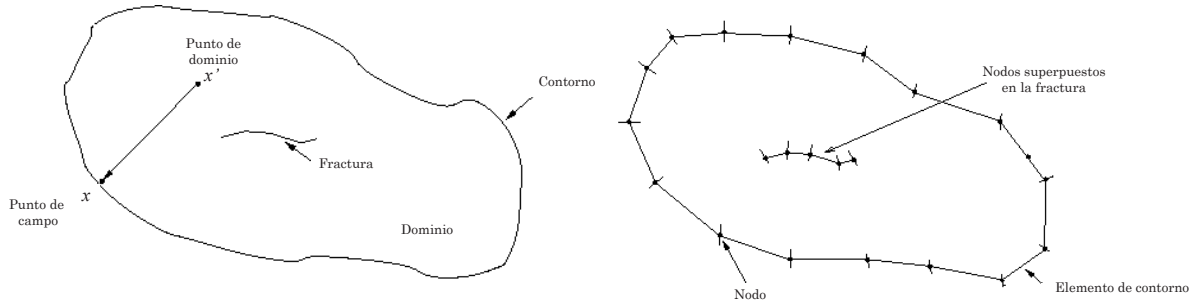
Formulación integral de contorno

La formulación por elementos de contorno para problemas en elasticidad lineal parte de considerar la formulación por residuos ponderados de las ecuaciones de Navier (Brebbia y Domínguez, 1989):

$$\left(\frac{1}{1-2\nu}\right)u_{j,jl} + u_{l,jj} + \frac{1}{\mu}b_l = 0 \quad (1)$$

donde u_i son las componentes de desplazamiento, b_i son las fuerzas de cuerpo, ν es el módulo de Poisson y μ es el módulo cortante. Utilizando integración por partes se obtiene la ecuación integral:

Gráfico 1. Discretización del contorno



A. Geometría bidimensional con fractura.

B. Discretización por elementos de contorno.

$$\int_{\Omega} \sigma_{kj,j}^* u_k^* d\Omega + \int_{\Omega} b_k^* u_k^* d\Omega = - \int_{\Gamma} t_k^* u_k^* d\Gamma + \int_{\Gamma} t_k^* u_k^* d\Gamma \quad (2)$$

La anterior ecuación corresponde al *teorema de reciprocidad de Betti* en mecánica de sólidos. En esta ecuación, t_k son tensiones aplicadas en el contorno, u_k^* y p_k^* son funciones de ponderación y $\sigma_{kj,j}^*$ representa el divergente del tensor de tensiones ponderado. La primera integral del lado izquierdo de esta ecuación puede ser transformada en una integral de contorno si se considera la solución fundamental de la ecuación 1, la cual es obtenida considerando una carga puntual en un dominio infinito:

$$\sigma_{kj,j}^* = -\delta_{ij} \quad (3)$$

De esta manera, y teniendo en cuenta la propiedad fundamental de la función *Delta de Dirac*: $\int f \delta_{ij} d\Omega = f$ se obtiene una ecuación integral de contorno:

$$c_{\alpha\beta} u_{\beta}(x') + \int_{\Gamma} T_{\alpha\beta}^*(x, x') u_{\beta}(x) d\Gamma = \int_{\Gamma} U_{\alpha\beta}^*(x, x') t_{\beta}(x) d\Gamma + \int_{\Omega} U_{\alpha\beta}^*(x, x') b_{\beta} d\Omega \quad (4)$$

donde $c_{\alpha\beta}$ es una constante que depende de la ubicación del punto de colocación ($c_{\alpha\beta}=1$ para puntos en el dominio, $c_{\alpha\beta}=1/2$ para puntos sobre

el contorno y $c_{\alpha\beta}=0$ para puntos por fuera del contorno). $T_{\alpha\beta}^*(x, x')$ y $U_{\alpha\beta}^*(x, x')$ son las *soluciones fundamentales* para tracción y desplazamiento, respectivamente, para la ecuación 1, las cuales han sido tomadas como funciones ponderadoras en la ecuación 2. La anterior ecuación es la base del *método directo de los elementos de contorno*. Existen técnicas especiales para el tratamiento de la integral de dominio de las fuerzas de cuerpo utilizadas para hallar una integral equivalente evaluadas en el contorno, pero no serán tratadas aquí (ver Patridge, Brebbia y Wrobel, 1992).

Formulación por elementos de contorno

Ya que en general no existe una solución analítica para la ecuación 4, esta puede hallarse a través del tratamiento numérico de las integrales con la discretización geométrica del contorno, utilizando elementos discretos y aproximando sobre ellos el campo de desplazamientos y tensiones. Varios tipos de elementos pueden ser utilizados, siendo más comunes los lineales y cuadráticos continuos o discontinuos (ver Brebbia y Domínguez, 1989).

Si se utilizan como puntos de colocación los mismos que definen los elementos en el contorno y utilizando la siguiente aproximación para los campos de desplazamientos y tensiones dentro de un elemento cualquiera se tiene:

$$u_{\beta} = \varphi_1(\xi) u_{\beta}^1 + \varphi_2(\xi) u_{\beta}^2 + \varphi_3(\xi) u_{\beta}^3 \quad (5)$$

$$t_{\beta} = \varphi_1(\xi) t_{\beta}^1 + \varphi_2(\xi) t_{\beta}^2 + \varphi_3(\xi) t_{\beta}^3$$

donde $\varphi_i, i=1...3$ son las funciones de forma de un elemento de borde cuadrático continuo o discontinuo. Se obtiene un sistema de ecuaciones linealmente independiente, el cual puede ser escrito como:

$$cu + \sum_{j=1}^N \hat{H}^{ij} u^j = \sum_{j=1}^N \hat{G}^{ij} t^j + \sum_{s=1}^M B^{is} \quad (6)$$

donde N es el número de nodos en el contorno, u^i es el vector de desplazamientos en el nodo i , t^j es el vector de tracciones aplicadas en el contorno en el nodo j , y H , G y B son matrices cuyos términos contienen las soluciones fundamentales de la ecuación 1. Una vez obtenidos desplazamientos y tensiones en el contorno, pueden utilizarse puntos en el dominio para encontrar soluciones internas: desplazamientos, tensiones y deformaciones. De forma compacta y considerando todas las contribuciones para un nodo dado se tiene finalmente un sistema de ecuaciones del tipo:

$$Hu = Gt + B \quad (7)$$

Modelado de fractura

El anterior procedimiento no puede ser aplicado directamente a problemas de fractura, ya que sobre el contorno de esta existirán elementos superpuestos (nodos coincidentes), lo cual generaría un sistema de ecuaciones linealmente dependientes (sistema singular). Por tanto, para analizar problemas de mecánica de la fractura mediante *BEM*, es utilizada una formulación alterna donde son escritas adicionalmente a las ecuaciones de desplazamientos, ecuaciones de tracción para ciertos nodos en el contorno. Dicha formulación es conocida como *método dual de elementos de contorno (DBEM)*. En esta formulación, son escritas ecuaciones de tracción para los nodos sobre uno de los bordes de la fractura y ecuaciones de desplazamientos para los nodos en el borde opuesto. De esta manera se obtiene un sistema linealmente independiente de ecuaciones, lo cual asegura la solución del sistema de ecuaciones resultante.

Derivando la ecuación 4 con respecto a las coordenadas espaciales y teniendo en cuenta que:

$$t_i = \sigma_{ij} n_j \quad (8)$$

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} \varepsilon_{kl}$$

$$\varepsilon_{kl} = u_{k,l}$$

donde t_i es el vector de tracción, σ_{ij} es el tensor de tensiones de Cauchy, C_{ijkl} es el tensor de constantes elásticas y ε_{kl} es el tensor de pequeñas deformaciones, se obtiene la ecuación integral de tracción (Portela, 1992):

$$\frac{1}{2} t_\alpha(x') + n_\beta(x') \int_\Gamma T_{\alpha\beta\gamma}^*(x, x') u_\gamma(x) d\Gamma = \quad (9)$$

$$n_\beta(x') \int_\Gamma U_{\alpha\beta\gamma}^*(x, x') u_\gamma(x) d\Gamma$$

$$+ n_\beta(x') \int_\Omega U_{\alpha\beta\gamma}^*(x, x') q_\gamma(x) d\Omega$$

donde n_β es el vector normal del elemento en el punto de colocación α y los *kernels* $T_{\alpha\beta\gamma}^*(x, x')$ y $U_{\alpha\beta\gamma}^*(x, x')$ son encontrados derivando las soluciones fundamentales de las ecuaciones de Navier.

Propagación de fractura

La mecánica de la fractura provee criterios que permiten determinar sus tensiones críticas (SIFs críticos), dirección de propagación y dimensión crítica. Varios criterios han sido propuestos para determinar la dirección de propagación de una fractura, entre ellos el más utilizado es el de *tensión principal máxima*, el cual establece que *la propagación ocurrirá en la dirección perpendicular a la dirección de tensión máxima calculada en la punta de la fractura*. Considerando la definición de los factores de intensidad de tensiones K_I y K_{II} , este criterio puede ser escrito como (Meguid, 1989):

$$K_I \sin(\theta_t) + K_{II} (3\cos(\theta_t) - 1) = 0 \quad (10)$$

donde θ_t es la dirección de propagación. En este trabajo, estos factores son calculados mediante extrapolación del campo de desplazamiento en los nodos próximos a la punta de la fractura:

$$K_I = \left[5(u_2^D - u_2^E) - \frac{3\sqrt{15}}{5} (u_2^F - u_2^G) \right] \cdot \beta \quad (11)$$

$$K_{II} = \left[5(u_1^D - u_1^E) - \frac{3\sqrt{15}}{5} (u_1^F - u_1^G) \right] \cdot \beta$$

$$\beta = \frac{\mu}{k+1} \sqrt{\frac{\pi}{l}}$$

donde $k = 3-4\nu/(1+\nu)$, u_1 y u_2 son los desplazamientos de los nodos D , E , F y G de los elementos que definen la punta de la fractura (Aliabadi y Rooke, 1992).

Por otra parte, la extensión de la fractura ocurrirá cuando el valor principal de tensión σ_I alcance el valor que en modo I generará una propagación de la fractura:

$$\sigma_{Icritij} = \frac{1}{\sqrt{2\pi r}} K_{Ic} \quad (12)$$

donde K_{Ic} representa la resistencia a la fractura en estado plano para el material. En el presente trabajo el crecimiento de fractura por fatiga es modelado a través de la ley de Paris (ver Broek, 1986), la cual está dada por:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K_{Ieq})^m \quad (13)$$

donde los parámetros α y N representan el tamaño y el número de ciclos de carga respectivamente, y C y m son constantes empíricas características del material, determinadas a través de ensayos de laboratorio para fractura en modo I . En este modelo, el rango de variación del factor de intensificación de tensiones puede calcularse como:

$$\Delta K_{Ieq} = \Delta K_{Ieq \max} (1 - R) \quad (14)$$

en esta ecuación R representa la amplitud de la variación de la tensión aplicada ($R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$). Otros modelos empíricos han sido propuestos los cuales pueden ser consultados en Broek (1986).

Implementación computacional

La formulación por elementos de contorno desarrollada en la sección anterior fue implementada en un código computacional utilizando Matlab 7.0®, con sistema operacional Windows XP®. El programa trabaja con elementos lineales cuadráticos discontinuos para la aproximación del campo de desplazamientos y de tensiones en los elementos. Utiliza funciones de formas cuadráticas continuas para describir la geometría de los elementos. En el tratamiento numérico de las integrales de contorno se utilizó cuadratura de Gauss de seis puntos para integrales no singulares y cuadratura de Gauss logarítmica con diez puntos para integrales “débiles” (términos en la diagonal de la matriz G) (Dirgantara, 2002). Para las integrales “fuertes” que se presentan en los términos sobre la diagonal de la matriz H se utilizó una expansión asintótica por series de Taylor, e integración gaussiana de seis puntos. Se utiliza un esquema de actualización de las matrices H y G durante cada incremento de la fractura obteniéndose una disminución considerable en el costo computacional al reutilizar estas matrices (Portela, 1992).

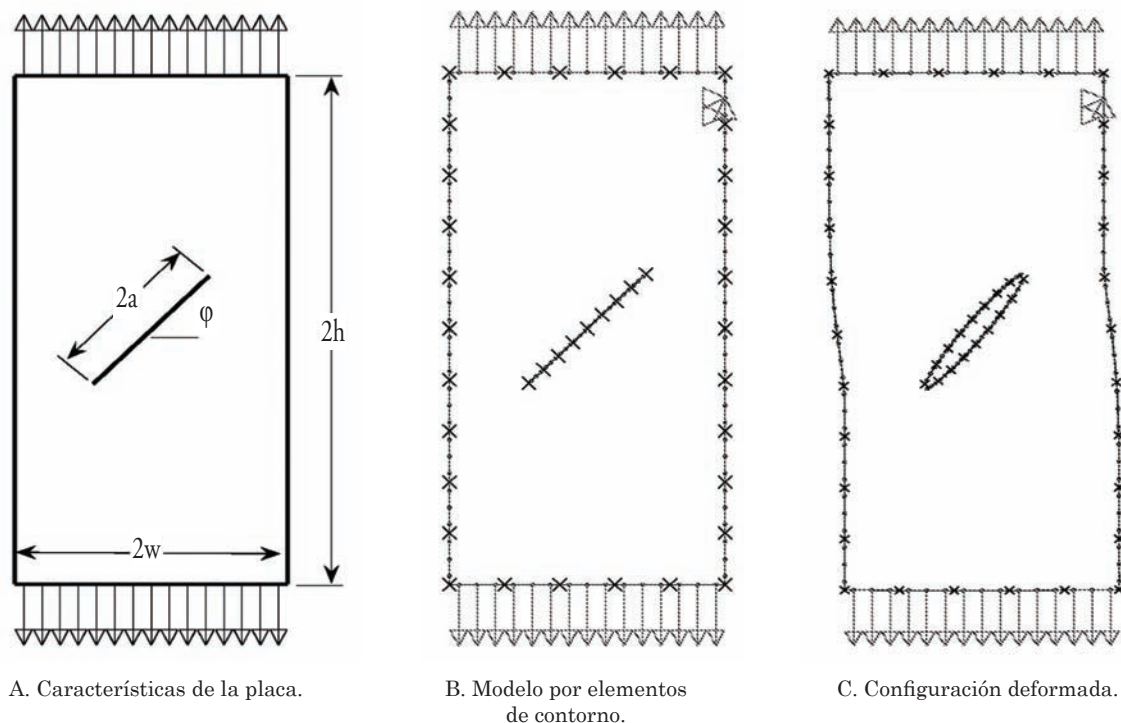
Aplicaciones

Placa con fractura central

Se presenta el análisis de una placa rectangular con una fractura central, como verificación del programa para el cálculo de factores de intensificación de tensiones. El problema se muestra en el Gráfico 2A. Los parámetros geométricos considerados son: $w = 1 \text{ m}$, $h = 2 \text{ m}$ y $a = 0.6 \text{ m}$ y espesor igual a 0.01 m . Es aplicada una tracción normal $t = 10 \text{ MN/m}^2$ en los extremos de la placa tal como se muestra. Las constantes elásticas para la placa son: $E = 200000 \text{ MN/m}^2$ y $\nu = 0.25$.

En el Gráfico 2B se ve el modelo por elementos de contorno propuesto. Los contornos de la placa han sido *discretizados* utilizando 30 elementos cuadráticos discontinuos y 8 elementos en cada borde de la fractura. El Gráfico 2C muestra la geometría deformada de la malla de elementos de

Gráfico 2. Modelo por elementos de contorno de placa con fractura inclinada



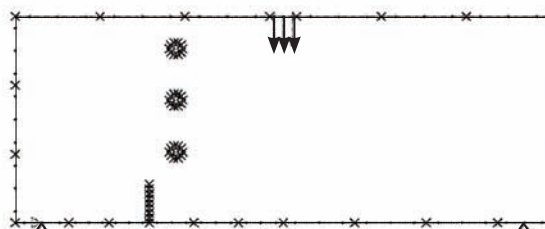
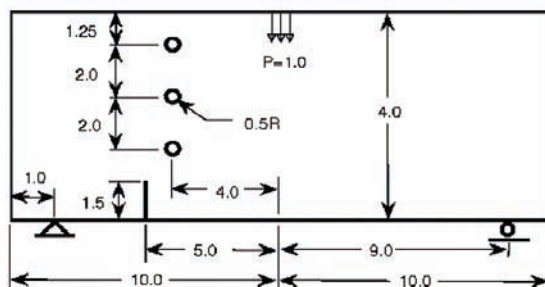
Fuente: elaboración propia

contorno. En el Cuadro 1 está la comparación de los SIFs encontrados utilizando *BEM* y la solución analítica (Aoke y Hasebe, 1987). Se observa una buena correlación con los resultados analíticos con errores máximos de 0.95 %.

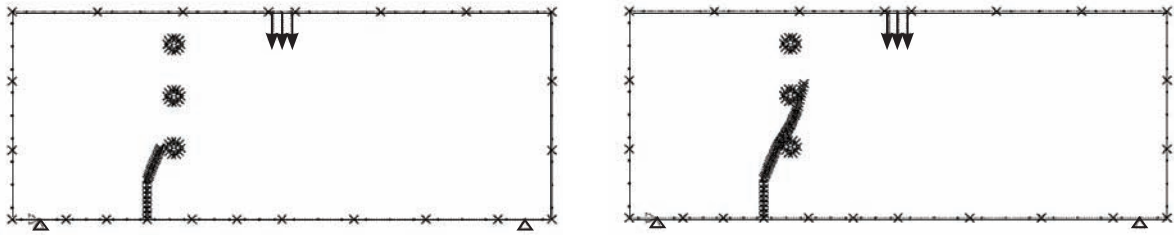
Viga con fractura de canto

Se modela el proceso de crecimiento de una fractura de canto en una viga fabricada en acrílico utilizada en el estudio experimental de propagación de fractura plana. El Gráfico 3A muestra las características de la viga y el modelo por elementos de contornos. Se emplean 26 elementos cuadráticos discontinuos para modelar el contorno de la placa y 8 en los bordes de la fractura. El contorno de los agujeros es *discretizado* con ocho elementos. Se ha utilizado un incremento de extensión de fractura igual a 0.0762 m. Los resultados pueden verse en el Gráfico 3B para el quinto incremento de extensión y para el incremento final. Se observa una buena correlación con los resultados dados por Bittencourt, Wawrzynek e Ingraffea (1996) no mostrados aquí.

Gráfico 3. Resultados para el 5º incremento de extensión y para el final



Fuente: elaboración propia.



C. Secuencia de propagación de la fractura para los incrementos de extensión: 5 y 15.

Cuadro1. Comparación de los SIFs arrojados por el modelo

Ang.	K_I (teórico)	K_I (BEM)	% error	K_{II} (teórico)	K_{II} (BEM)	% error
0	17.011	16.876	0.80	0.00	0.00	0.43
15	15.872	15.766	0.67	4.253	4.225	0.66
30	12.759	12.675	0.66	7.366	7.334	0.43
45	8.506	8.425	0.95	8.506	8.459	0.55
60	4.253	4.220	0.77	7.366	7.317	0.67

Fuente: resultados de la investigación.

Fractura en placa con agujeros

Este ejemplo muestra el análisis de crecimiento de una fractura de borde de una placa con agujeros, tal como se presenta en el Gráfico 4A. La placa tiene las siguientes dimensiones: $w = 1.5 \text{ m}$, $h = 1 \text{ m}$, $b = 0.6 \text{ m}$, $r = 0.2 \text{ m}$ y $d = 0.5 \text{ m}$. Se ha considerado la longitud inicial de la fractura igual a 0.1 m . Una carga uniforme de tracción $t = 10 \text{ MN/m}^2$ es aplicada en los extremos de la placa y de manera perpendicular al eje inicial de la fractura, tal como se muestra. Se considera la placa con propiedades: $E = 200000 \text{ MN/m}^2$ y $\nu = 0.25$. Un proceso de propagación de fractura por fatiga ha sido modelado considerando una amplitud constante de carga con $R = 2/3$. Las constantes utilizadas en la ley de Paris son: $C = 4.624 \times 10^{-12}$ y $m = 3.3$.

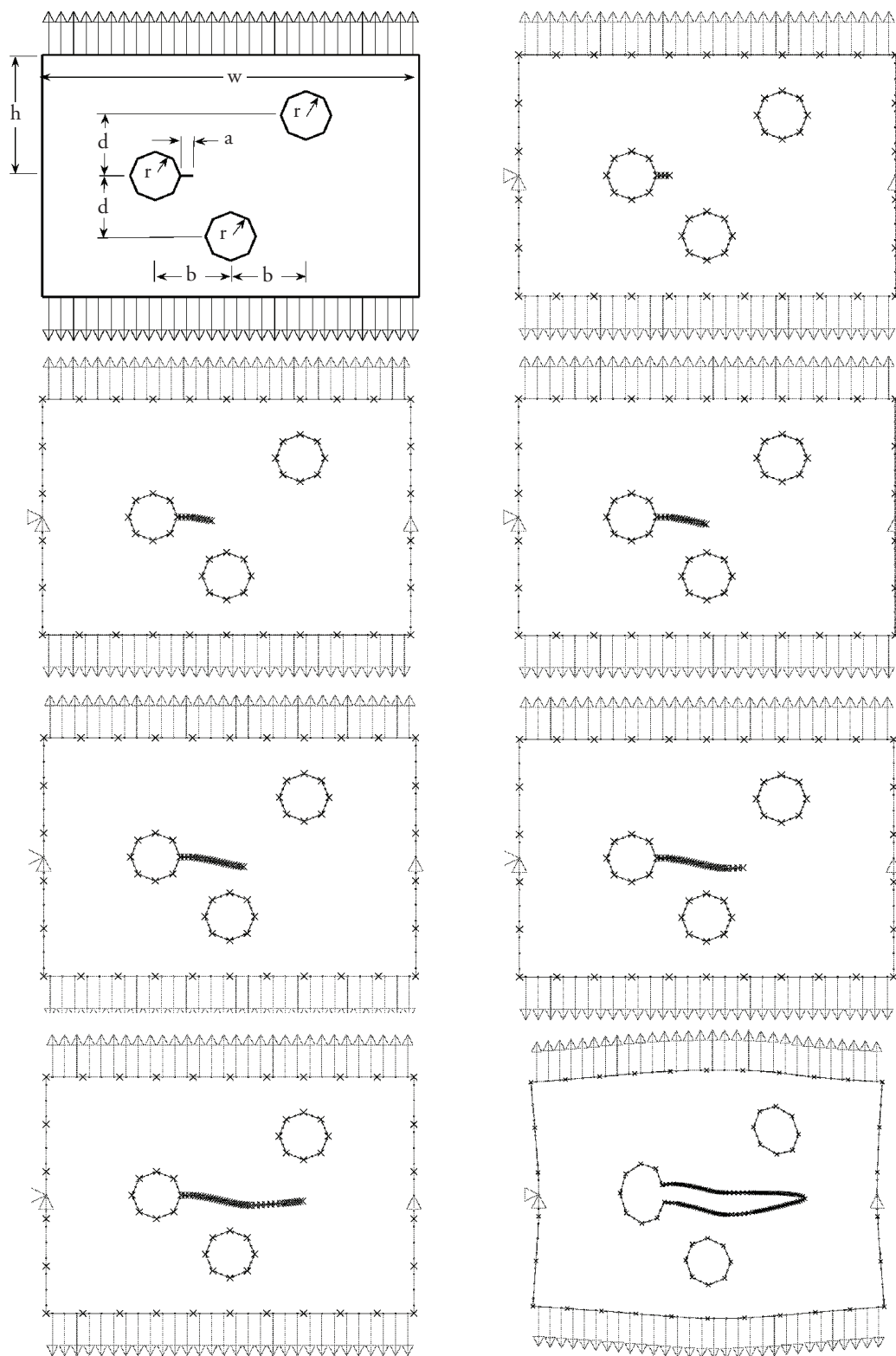
El contorno de la placa ha sido *discretizado* inicialmente con 30 elementos cuadráticos discontinuos en el borde externo y 8 en el borde que define los agujeros. Inicialmente tres elementos modelan la fractura. Se utilizan incrementos en el tamaño de la fractura iguales a 0.06667 m . La serie de gráficos mostrados en el Gráfico 4B presentan el proceso de propagación de la fractura, donde inicialmente se observa un avance de esta hacia el agujero inferior

generada por el campo de tensiones en la cercanía a este. Posteriormente la fractura se propaga casi sobre la línea media de la placa, lo cual podría esperarse si se considera que el campo de tensiones en aquella zona es casi uniforme y genera una propagación básicamente en modo *I*. Estos resultados presentan una alta correlación con los reportados por Portela (1992).

El diagrama del Gráfico 5A muestra la variación de los factores de intensificación de tensiones en los modos K_I y K_{II} como función del número de incremento de extensión de la fractura. Hay una disminución del factor en modo *I* con el aumento de la longitud de la fractura, mientras que el factor en modo *II* permanece casi constante y con valor muy pequeño, debido básicamente a que es un problema de propagación de fractura en modo *I*.

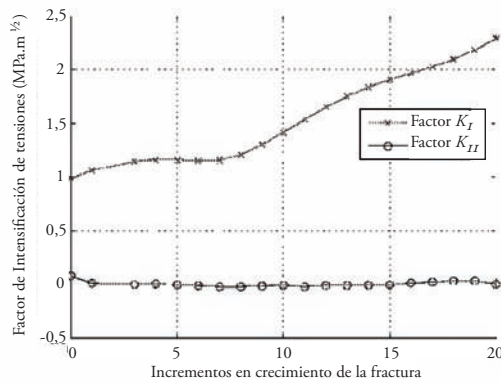
Por otra parte, el Gráfico 5B, muestra la variación de la resistencia residual en función del número de ciclos de carga N calculados mediante la ecuación 13. Para esto es utilizada integración numérica basada en el método trapezoidal. Este diagrama de resistencia muestra la variación de la máxima carga que el componente estructural puede soportar sin generar una propagación inestable de la fractura a

Gráfico 4. Crecimiento de la fractura

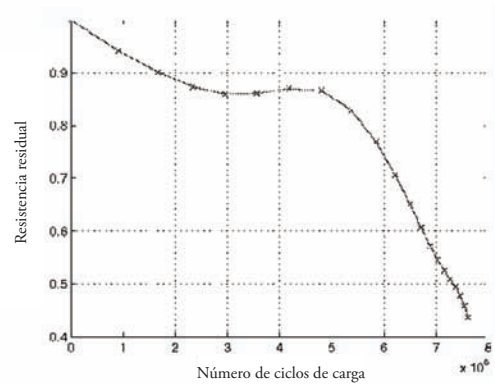


A. Características de la placa y secuencia de propagación en los incrementos 0 (configuración inicial), 3, 5, 10, 15, 16 y 20 (geometría deformada).

Fuente: elaboración propia.

Gráfico 5. Variación de los factores de intensificación de tensiones (K_I y K_{II})

A. Variación de factores de intensificación de tensiones.



B. Variación de la resistencia residual.

Fuente: resultados de la investigación.

medida que la longitud de fractura aumenta. En este gráfico, el valor de resistencia es representado mediante la relación:

$$\frac{\sigma_c}{\sigma_c^*} = \frac{K_{leq}^*}{K_{leq}} \quad (15)$$

donde σ_c^* y K_{leq}^* representan los valores de resistencia residual y el factor equivalente de intensificación de tensiones en modo I, calculados en la configuración inicial de la fractura. Específicamente, la resistencia residual está dada por la expresión (Portela, 1992):

$$\sigma_c = \frac{K_{Ic}}{Y\sqrt{\pi a}} = \frac{K_{Ic}}{K_{leq}} \sigma_r \quad (16)$$

donde Y es un factor geométrico y σ_r es un valor de referencia para el esfuerzo aplicado.

Conclusiones

Fue presentada una formulación basada en el método de elementos de contorno para el modelado numérico de la propagación de fractura por fatiga, implementada en un código computacional desarrollado en Matlab 7.0®. Los resultados de los ejemplos analizados demuestran que los factores de intensificación de tensiones, las trayectorias de propagación y resistencia residual calculados, pre-

sentan una buena correlación con aquellos obtenidos experimentalmente y con los reportados en la literatura especializada. Lo anterior evidencia la versatilidad y confiabilidad del método de los elementos de contorno en el tratamiento de problemas en mecánica de la fractura. La herramienta computacional desarrollada permite el análisis de propagación de fractura por fatiga, estimación de trayectorias de propagación y resistencia residual de componentes fracturados, lo cual la convierte en un instrumento valioso para la toma de decisiones en labores de inspección de equipos, siendo posible su implementación en sistemas de vigilancia y control de fracturas en tiempo real.

Referencias

- Aliabadi, M. H.; Rooke, D. P. (1992) *Numerical Fracture Mechanics*, Southampton, Computational Mechanics Publications, Elsevier.
- Aoki, S.; Hasebe, N. (1987) *Stress Intensity Factors Handbook*, New York, Pergamon Press.
- Brebbia, C. A.; Domínguez, J. (1989) *Boundary Elements an Introductory Course*, New York, McGraw-Hill.
- Bittencourt, T. N., Wawrzynek, P. A., Ingraffea, A. R. (1996) "Quasi-Automatic Simulation of

- Crack Propagation for 2D LEFM problems”, *Engineering Fracture Mechanics*, vol. 55, n.º 2, pp. 321-334.
- Broek, D. (1986) *Elementary Engineering Fracture Mechanics*, The Netherlands, Martinus Nijhoff Publishers, Dordrecht.
- Dirgantara, T. (2002) *Boundary Element Analysis of Cracks in Shear Deformable Plates and Shells*, Southampton, WIT press.
- Meguid, S. A. (1989) *Engineering Fracture Mechanics*, New York, Elsevier.
- Patridge, P. W.; Brebbia, C. A.; Wrobel, L. C. (1992), *The dual reciprocity boundary element method*, Southampton, Computational mechanics publications, Elsevier.
- Portela, A. (1992) *Dual Boundary Element Incremental Analysis of Crack Growth* [tesis doctoral], Southampton, Wessex Institute of Technology.
- Portela, A.; Aliabadi, M. A. (1992) “The Dual Boundary Element Method: Effective Implementation for Crack Problems”, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 33, pp. 1269-1297.

Caracterización mecánica y microestructural de acero naval sometido a cargas dinámicas por explosión

José A. Alarcón Ahumada^a

Juan Fajardo Cuadro^a

Jairo Useche Vivero^a

Carlos Cano Restrepo^b

Diana Ramírez Wilches^c

Resumen

El trabajo presenta la caracterización mecánica y microestructural de láminas de acero ASTM A 131 grado A que conforman paneles navales (láminas reforzadas con relaciones de aspecto l/b definidas), realizada mediante ensayos destructivos, para establecer la respuesta mecánica de estructuras navales sometidas a ese tipo de cargas. Se hicieron mediciones de microdureza, tamaño de grano y ensayos de tensión a especímenes del material antes y después del impacto. El material impactado fue seleccionado de paneles estructurales sometidos a explosiones controladas cercanas generadas con cargas de 250 g de pentolita, dispuestas a distancias predeterminadas. Para la caracterización se rechazaron paneles con la presencia de fisuras. Se presentaron variaciones importantes en microdureza y características mecánicas, sin embargo, no se observaron cambios microestructurales en tamaño de grano que fueran significativos.

Palabras clave: Acero ASTM A 131 grado A, explosiones, deformación plástica, ensayos destructivos, ensayos no destructivos, paneles navales.

Abstract

The work presents the mechanical and micro-structural characterization of the grade A ASTM A 131 steel laminate that form naval panels (reinforced laminate with defined ratios aspect l/b), attained by means of destructive testing, to establish the mechanical response of naval structures submitted to those types of charges. Measurements of micro-hardness, grain size and tension tests of specimens of the material were carried out before and after the impact. The material hit was selected from structural panels submitted to controlled explosions generated nearby with 25g charges of pentolite, placed at predetermined distances. For the characterization, panels with the presence of fissures were rejected. Important variations in micro-hardness and mechanical characteristics appeared; nevertheless, significant micro-structural changes were not observed in grain size.

Key words: Grade A ASTM A 131 steel, explosions, plastic deformation, destructive testing, non destructive testing, naval panels.

Fecha de recepción: 18 de octubre de 2007

Fecha de aceptación: 29 de noviembre de 2007

^a Universidad Tecnológica de Bolívar. Departamento de Ingeniería Mecánica.

^b Cotecmar. Departamento de Estructura y Materiales.

^c Cotecmar. Departamento de Maquinaria y Propulsión.

Autor corresponsal: camcanor@hotmail.com

Introducción

La respuesta mecánica de un material sometido a carga explosiva es una serie de fenómenos internos, que tienen un principio en la onda de choque generada por la carga explosiva y la formación sucesiva de ondas de choque reflejadas en tiempos muy cortos. Como consecuencia se generan abolladuras producto de desplazamientos, rotaciones y deformaciones del material del panel. Adicional a los efectos de la velocidad de deformación y la propagación de las ondas en la respuesta mecánica del material y sobre su microestructura, hay variaciones del esfuerzo de flujo, transformaciones de fase, inestabilidad mecánica y elevación de temperatura, los cuales dependen de la intensidad y duración de la onda de choque. El proceso descrito permite visualizar de alguna forma la complejidad del fenómeno. Existen varios modelos matemáticos que tratan de simular este tipo de eventos, creados ante la necesidad de disminuir costos y riesgos en pruebas reales.

Los trabajos revisados sobre estructuras afectadas por cargas dinámicas presentan objetivos de análisis orientados especialmente a la observación de la respuesta mecánica en un esfuerzo por crear o validar modelos matemáticos que reflejen los mecanismos de deformación ante este tipo de eventos. Otros han generado modelos en los que la dureza, la velocidad de deformación y la temperatura tienen alto nivel de incidencia (Langdon, Chung y Nurick; 2005). Se encontraron trabajos de caracterización microestructural de aceros inoxidables impactados por ondas explosivas (Meyers; 1994) pero no sobre paneles que contaran como factor de diseño la relación de aspecto y que adicionalmente fueran aceros ferríticos de uso en la construcción de cascos de buques.

El objetivo de la caracterización del material original y luego del impacto, es determinar las diferencias ante este tipo de cargas dinámicas. El trabajo presenta la caracterización mecánica y microestructural de láminas de acero ASTM A 131 grado A, mediante la realización de ensayos destructivos para establecer la respuesta mecánica de estructuras navales sometidas a ese tipo de cargas y definir

si es necesario incluir factores de incidencia en los modelos matemáticos empleados para su simulación.

Se realizaron análisis de fases y metalografía, medición de microdureza y de grano y ensayos de tensión a especímenes del material original e impactados, así como la caracterización de velocidades de deformación del material por compresión, mediante el uso de barra Hopkinson, y se crearon muestras a partir del material que no resultó afectado por la carga explosiva. Los especímenes de material impactado fueron seleccionados de paneles estructurales sometidos a explosiones controladas cercanas generadas con cargas de 250 g de pentolita dispuestas a distancias predeterminadas. Las muestras fueron tomadas aleatoriamente cumpliendo con el método científico para diseño y análisis de experimentos; se rechazaron los paneles que presentaban fisuras. No se observaron variaciones microestructurales representadas en cambios de fase, tamaño de grano y composición química que fueran estadísticamente significativas, sin embargo hubo diferencias importantes en microdureza y características mecánicas.

Este trabajo muestra los resultados obtenidos en análisis de microdureza, tamaño de grano y ensayos de tensión. La primera parte del documento muestra la caracterización general del fenómeno explosivo como medio de explicación de las consecuencias del evento; luego se presenta la metodología empleada para seleccionar los especímenes objeto de análisis; después se muestran los resultados de laboratorio y finalmente el análisis de resultados, las conclusiones experimentales y las dificultades encontradas.

El evento explosivo

La respuesta mecánica de un material sometido a carga explosiva es una serie de fenómenos que ocurren dentro de este, que tienen un principio en la onda de choque generada por la carga explosiva. El proceso se inicia con un segmento pequeño de material explosivo ubicado en cercanías al panel cuya ignición genera un pulso de presión que resulta en la detonación.

Cuando el frente de la detonación encuentra el metal ocurre una interacción y una onda de presión es transferida a este. Al mismo tiempo, cierta parte de la onda de detonación es reflejada y transmitida a los productos de la explosión; cuando la onda de choque en el material encuentra la superficie libre posterior del panel, se refleja y se acelera a cierta velocidad. Esta onda reflejada encontrará nuevamente la superficie de interacción explosivo-material. De esta manera una nueva onda de choque es enviada a través del material. Esta produce un incremento en la velocidad de la superficie libre posterior. El proceso continúa en sucesivas reflexiones. Este fenómeno puede considerarse como la primera etapa de una abolladura, ya que la propagación de ondas se produce en tiempos muy cortos.

Posteriormente viene la etapa de desplazamientos, rotaciones y deformaciones en el panel lo cual conlleva a la generación de la abolladura como tal, controlada principalmente por la resistencia y rigidez del panel. Al panorama antes descrito se deben sumar los efectos de la velocidad de deformación y la propagación de ondas de choque en la respuesta mecánica del material y sobre su microestructura: variaciones del esfuerzo de flujo, transformaciones de fase, inestabilidad mecánica y elevación de temperatura, los cuales son dependientes de la intensidad y duración de la onda de choque.

El proceso descrito permite visualizar de alguna forma la complejidad del fenómeno. El resultado de explosiones donde no ha ocurrido rotura del panel, es una deformación muy localizada que puede identificarse como una abolladura cuya geometría difiere en todos los casos.

Las características geométricas de una abolladura varían de manera drástica de explosión en explosión y puede afirmarse que no existen dos geometrías iguales. Estas se encuentran influenciadas por precargas en el panel (esfuerzos iniciales), distribución, ubicación y cantidad de carga explosiva y la distribución estructural, principalmente.

Investigaciones realizadas en distintos tipos de abolladuras generadas en explosiones con condiciones controladas de laboratorio, demuestran que el material afectado posee varios mecanismos de defor-

Gráfico 1. Estructura, impacto y deformaciones



A. Estructura para soporte de paneles.



B. Panel impactado.



C. Distribución de refuerzos, deformaciones en la zona anversa.

Fuente: imágenes resultado de la investigación.

mación dependiendo del sitio de impacto y de la distribución estructural del panel. En el presente trabajo se aplicaron cargas en las zonas medias entre refuerzos para evitar que la rigidez de estos indujera prontamente mecanismos de falla, debido a

la concentración de esfuerzos en sitios adyacentes, como puede evidenciarse en Langdon, Chung y Nurick; 2005.

Aspectos metodológicos

El ASTM A 131 grado A, es un acero de bajo porcentaje de carbono hipoeutectoide utilizado en la industria naval. Sus características mecánicas y composición química requeridas están contenidas en la designación A 131/A 131M – 01 de las normas ASTM. Paneles construidos con lámina de este tipo de material con espesor de 6,35 mm (1/4" in), estructuralmente reforzados con elementos con geometría transversal L de 25,4 mm x 25,4 mm y espesor de 6,35 mm fueron sometidos a impacto utilizando pentolita, para generar cargas dinámicas controladas.

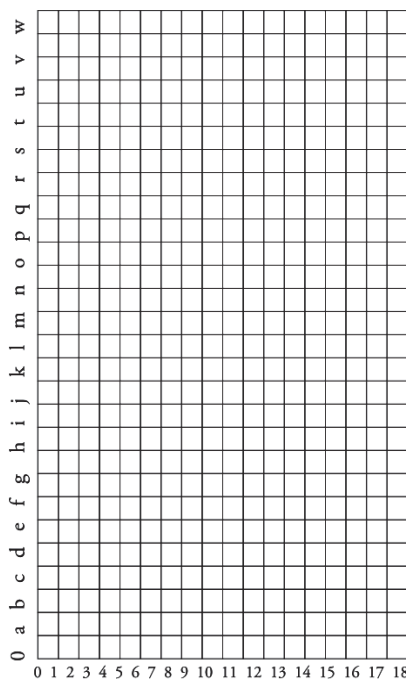
La pentolita es uno de los explosivos más sensibles y estables, con una composición química de 50% PENT (pentaeritrina-tetranitrato) y 50 % de TNT (trinitrotolueno). Las dimensiones máximas de los paneles fueron 1.056 mm x 756 mm. Los refuerzos centrales del panel fueron dispuestos con diferentes separaciones logrando conformar secciones de ancho variable para controlar la relación de aspecto l/b (longitud/ancho) de la sección central (Gráfico 1). Los paneles cumplieron con simetría geométrica, simetría de condiciones de frontera y simetría de carga.

La prueba piloto llevada a cabo obedeció a un diseño experimental 2^k sin réplicas. Los factores tenidos en cuenta fueron presión y relación de aspecto. Como la presión tiene una alta correlación con la distancia del explosivo a la superficie del objeto afectado, durante las pruebas se controló la distancia de la carga. Las variables de respuesta obtenidas fueron: desplazamientos perpendiculares a la superficie del panel (obtenido mediante levantamiento geométrico de la superficie del panel antes y después del impacto [Gráfico 3]); historia de deformaciones unitarias (obtenido mediante un sistema de adquisición de datos con galgas extensiométricas) y velocidades de deformación (como derivada de deformaciones respecto al tiempo), medición de la presión mediante sensores piezo-eléctricos con

capacidad de 50 g y las variables medidas y/o analizadas en laboratorio: análisis de fase, tamaño de grano, microdureza y características mecánicas. La prueba Hopkinson no se realizó a material impactado por no ser objeto de esta investigación.

Luego de realizadas las pruebas explosivas fue necesario seleccionar el material por niveles de deformación. La complejidad en la toma de información de las deformaciones unitarias (galgas situadas puntualmente) y del fenómeno mismo de deformación (diferencia en cada dirección, de orden elástico y plástico) no permitieron definir claramente las zonas de incidencia de interés. Para ello se empleó el criterio de bajo, medio y alto desplazamiento asignado de la siguiente forma: bajo (en el rango de 0% a 20%), medio (de 21% hasta 60%) y alto (superiores al 61%), todos respecto al desplazamiento máximo después del impacto. Esta decisión obligó entonces a la conformación de bloques para el análisis experimental. La toma de muestras para cada nivel fue completamente aleatoria.

Gráfico 2. Enmallado de paneles



Fuente: imágenes resultado de la investigación

La condición para la caracterización microestructural y mecánica posterior al impacto del material

fue la carencia de fracturas, que se verificó previamente mediante pruebas no destructivas.

Cuadro 1. Condiciones experimentales

Panel	Condición experimental	Distancia de carga (mm)	Relación aspecto l/b
2	(1)	100	1,8
4	a	150	1,8
1	b	100	1,4
3	ab	150	1,4

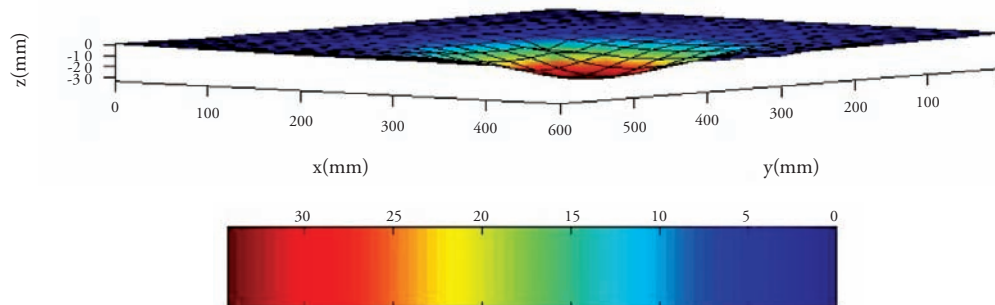
Fuente: resultado de la investigación.

Se realizaron análisis estadísticos para verificar la incidencia de los factores de diseño previstos en la microestructura y en las características mecánicas. Para el levantamiento geométrico de la superficie de los paneles, esta se dividió en grillas (Gráfico 2).

Resultados

A continuación se presentan los desplazamientos medios tomados como referencia para determinar las tres zonas de bajo, medio y alto.

Gráfico 3. Levantamiento geométrico posterior al impacto



Fuente: resultado de la investigación.

Cuadro 2. Desplazamientos medios en las diferentes zonas en cada panel sometido a explosión (en mm)

	Panel 2	Panel 4	Panel 1	Panel 3
Desplazamiento medio general	3,19	3,17	6,38	6,16
Rango desplazam. zona 1	[0 ; 3,95]	[0-4,09]	[0 ; 8,82]	[0-6,53]
Desplazamiento medio zona 1	1,084	1,3	2,82	2,83
Rango desplazam. zona 2	[3,95 ; 11,86]	[4,09 ; 11,69]	[8,82 ; 23,75]	[6,53 ; 19,70]
Desplazamiento medio zona 2	7,197	7,01	12,13	10,83
Rango desplazam. zona 3	[11,86 ; 9,86]	[11,69 ; 19,99]	[23,75 ; 35,85]	[19,70 ; 33,10]
Desplazamiento medio zona 3	15,696	16,048	27,89	25,48

Fuente: resultado de la investigación.

Microdureza Vickers

Se realizaron dos mediciones por probeta seleccionada en cada zona en cada uno de los paneles. La toma de microdurezas se realizó en un micro-

durómetro marca Shimadzu tipo M siguiendo los lineamientos de la norma ASTM E-384 "Medición de microdureza Vickers en materiales metálicos". Las mediciones realizadas se presentan en los cuadros 3A y 3B:

Cuadro 3A. Microdureza del material no impactado: 140,3

Condición experimental	z_1 bajo desplazamiento		z_2 medio desplazamiento		z_3 alto desplazamiento	
	R1	R2	R3	R4	R5	R6
(1)	144,7	140,0	181,1	170,3	203,3	171,3
a	141,5	138,4	195,5	159,5	195,5	159,5
b	136,9	134,0	217,5	161,4	217,5	161,4
ab	140,0	135,5	169,3	152,2	169,3	152,2

Cuadro 3B. Análisis de varianza^{1/}

Fuente	SS	GL	MS	Fo	P-value	Conclusión
Bloques	12.229,26	5	2.445,9			
A	715,04	1	715,0	6,10	0,03	Significativo
B	118,81	1	118,8	1,01	0,33	No significativo
AB	333,02	1	333,0	2,84	0,11	No significativo
Error	1.758,38	15	117,2			
Total	15154,52	23				

^{1/}Valores Vickers tomados en cada zona, en cada panel sometido a impacto.

Fuente: resultado de la investigación.

Cuadro 4A. Tamaño de grano del material no impactado: 8,2 m

Condición experimental	Zona de medio desplazamiento				Zona de alto desplazamiento			
	R1	R2	R3	R4	R5	R6	R7	R8
(1)	8,8	9,1	9,0	8,9	8,4	9,0	9,2	8,8
a	9,0	9,0	9,1	8,8	9,0	9,2	8,8	8,6
b	9,1	8,2	9,2	8,2	8,8	9,1	8,9	8,6
ab	8,6	8,6	8,8	9,1	8,9	8,8	8,8	8,9

Cuadro 4B. Análisis de varianza^{1/}

Fuente	SS	GL	MS	Fo	P-value	Conclusión
Bloques	0,46	7	0,07			
A	0,02	1	0,015	0,213	0,65	No significativo
B	0,14	1	0,138	1,918	0,18	No significativo
AB	3,12E-04	1	0,000	0,004	0,95	No significativo
Error	1,51E+00	21	0,072			
Total	2,12	31				

^{1/}Tamaño de granos tomados en cada zona, en cada panel sometido a impacto.

Fuente: resultado de la investigación.

Tamaño de grano

Para determinar el tamaño de grano se tuvo en cuenta el método de intercepción, el cual consiste en una estimación del tamaño del grano a partir del conteo del número de granos interceptados por una o más líneas rectas. Los resultados obtenidos se resumen en los cuadros 4A y 4B.

Ensayos de tensión

Las pruebas de tensión fueron realizadas con el seguimiento de la norma ASTM E 8. Las probetas del material afectado se seleccionaron aleatoriamente de zonas de bajo, medio y alto desplazamiento y se realizaron dos pruebas por zona en cada uno de los cuatro paneles objeto de la experimentación.

Cuadro 5A. Esfuerzo de fluencia^{1/} (N/mm²)

Condición experimental	z_1 bajo desplazamiento		z_2 medio desplazamiento		z_3 alto desplazamiento	
	R1	R2	R3	R4	R5	R6
(1)	311,12	314,44	298,54	314,56	307,94	313,96
a	323,16	296,68	302,11	295,14	306,14	303,33
b	317,34	312,82	289,74	293,22	313,28	320,40
ab	306,98	301,66	282,72	285,51	299,98	319,38

^{1/}Esfuerzo de fluencia del material no impactado (0,2%) N/mm²: 369,59 ; 319,75.

Cuadro 5B. Análisis de varianza^{1/}

Fuente	SS	GL	MS	Fo	P-value	Conclusión
Bloques	1.531,89	5	306,4			
A	298,00	1	298,0	4,73	0,046	Significativo
B	81,00	1	81,0	1,29	0,275	No significativo
AB	11,44	1	11,4	0,18	0,676	No significativo
Error	944,77	15	63,0			
Total	2.867,10	23				

^{1/}Esfuerzos de fluencia medidos en probetas seleccionadas en cada zona, en cada panel sometido a impacto.

Fuente: resultado de la investigación.

Cuadro 6A. Esfuerzo máximo (N/mm²)

Condición experimental	z_1 bajo desplazamiento		z_2 medio desplazamiento		z_3 alto desplazamiento	
	R1	R2	R3	R4	R5	R6
(1)	456,91	454,10	450,63	459,57	448,15	454,10
a	455,25	453,99	466,39	461,01	453,94	451,47
b	452,65	449,18	457,59	461,21	461,91	454,23
ab	449,08	447,82	449,92	452,95	463,57	457,34

Cuadro 6B. Análisis de varianza^{1/}

Fuente	SS	GL	MS	Fo	P-value	Conclusión
Bloques	140,36	5	28,1			
A	0,26	1	0,3	0,01	0,92	No significativo
B	2,71	1	2,7	0,10	0,76	No significativo
AB	50,11	1	50,1	1,84	0,19	No significativo
Error	407,42	15	27,2			
Total	600,86	23				

^{1/}Esfuerzos máximos medidos en probetas seleccionadas en cada zona, en cada panel sometido a impacto.

Fuente: resultado de la investigación.

Cuadro 7A. Esfuerzo último (N/mm²): 218,585 ; 217,095

Condición experimental	z_1 bajo desplazamiento		z_2 medio desplazamiento		z_3 alto desplazamiento	
	R1	R2	R3	R4	R5	R6
(1)	142,33	324,69	337,97	336,66	334,75	231,763
a	122,21	233,23	337,26	265,8	-16,73	4,59
b	281,95	336,29	343,78	349,64	337,02	341,85
ab	335,79	331,62	341,43	342,56	346,66	337,66

Cuadro 7B. Análisis de varianza^{1/}

Fuente	SS	GL	MS	Fo	P-value	Conclusión
Bloques	52.859,46	5	10.571,9			
A	21.397,38	1	21.397,4	3,65	0,08	No significativo
B	78.401,69	1	78.401,7	13,39	0,002	Significativo
AB	27.134,77	1	27.134,8	4,63	0,05	Significativo
Error	87.852,61	15	5.856,8			
Total	267.645,90	23				

^{1/}Esfuerzos de rotura del material medidos en probetas seleccionadas en cada zona, en cada panel sometido a impacto.

Fuente: resultado de la investigación.

Cuadro 8A. Porcentaje de alargamiento: 27,95% ; 27,95%

Condición experimental	z_1 bajo desplazamiento		z_2 medio desplazamiento		z_3 alto desplazamiento	
	R1	R2	R3	R4	R5	R6
(1)	34,2	38,0	37,5	35,7	35,6	35,7
a	35,8	35,7	36,0	36,0	36,0	36,0
b	31,9	36,8	34,3	34,9	34,2	37,9
ab	36,0	35,8	35,1	36,0	36,0	36,0

Cuadro 8B. Análisis de varianza^{1/}

Fuente	SS	GL	MS	Fo	P-value	Conclusión
Bloques	11,21	5	2,2			
A	0,55	1	0,6	0,38	0,54	No significativo
B	2,16	1	2,2	1,51	0,239	No significativo
AB	1,58	1	1,6	1,10	0,31	No significativo
Error	21,52	15	1,4			
Total	37,02	23				

^{1/}Porcentajes de alargamiento en probetas seleccionadas en cada zona, en cada panel sometido a impacto.

Fuente: resultado de la investigación.

Análisis de resultados y conclusiones

Microdureza y tamaño de grano

Con la condición de que no exista fractura del material, la incidencia en el aumento de presión y los cambios de relación de aspecto no son significativos en los tamaños de grano en desplazamientos medios, que representan hasta 4,3 veces el espesor de lámina o 19,9 veces la relación de aspecto de la sección del panel. No sucede lo mismo con la microdureza, en la cual se presenta un cambio

significativo dependiendo de la relación de aspecto. El aumento de relación (disminución del ancho del panel) induce el endurecimiento del material.

Características mecánicas

1. La condición A del experimento (aumento en la relación de aspecto) es significativa para los esfuerzos de fluencia presentes en el material.

Cuadro 9. Relación de desplazamiento medio contra espesor de lámina

	Condición experimental	Espesor de lámina (mm)	Relación general	Relación zona 1	Relación zona 2	Relación zona 3
Panel 2	(1)	6,35	0,50	0,17	1,13	2,47
Panel 4	a	6,35	0,49	0,20	1,10	2,53
Panel 1	b	6,35	1,00	0,44	1,91	4,39
Panel 3	ab	6,35	0,97	0,45	1,10	2,53

Fuente: resultado de la investigación.

Cuadro 10. Relación de desplazamiento contra relación de aspecto l/b

	Condición experimental	l/b	Relación general	Relación zona 1	Relación zona 2	Relación zona 3
Panel 2	(1)	1,4	2,27	0,77	5,14	11,21
Panel 4	a	1,8	1,76	0,72	3,89	8,92
Panel 1	b	1,4	4,56	2,01	8,66	19,92
Panel 3	ab	1,8	3,42	1,57	3,89	8,92

Fuente: resultado de la investigación.

2. Las condiciones B (aumento de presión) y AB (aumento de presión con el aumento de relación de aspecto) son significativos para el esfuerzo último del material.
3. El material no presenta incidencias significativas en su alargamiento en los rangos de desplazamiento encontrados.

Dificultades encontradas

El diseño experimental no incluyó valores medios, por lo cual no se tiene evidencia de la respuesta entre los extremos encontrados. No se realizaron mediciones de esfuerzos residuales y en consecuencia no se conoce la incidencia de estos esfuerzos remanentes en el material. Se deben realizar trabajos de investigación adicionales, relacionados con el estudio de las propiedades mecánicas del material como la resistencia a la fatiga y la incidencia de esfuerzos residuales.

Referencias

- Callister, W. (2003) *Materials science and engineering. An introduction*. New York, John Wiley & Sons.
- Dowling, N. (1999) *Mechanical Behavior of materials*. New Jersey, Prentice Hall. 2ª ed.
- Graham A. & Walsh. (September, 2003). "Potential metallographic technique for the investigation of pipe bombings", [en línea] en <http://www.astm.org/cgi-bin/SoftCart.exe/JOURNALS/FORENSIC/PAGES/4420.htm?E+mystore>.
- Greaves, R. H. (1979), *Metalografía microscópica práctica*, Bilbao, Ed. Urmo.
- Langdon, G. S.; Chung Kim Yuen S. and Nurick G. N. (January 2005) Experimental and numerical studies on the response of quadrangular stiffened plates. Part III: localised blast loading. *International Journal of Impact Engineering*; vol. 31, n.º 1, pp. 85-111.
- Lamajeyathilagam K., & Vendhan C. P. (July, 2004) "Deformation and rupture of thin rectangular plates subjected to underwater shock", in *Internattional Journal of Impact Engineering*, vol. 30, n.º6, pp. 699-719.
- Meier, M. (2004) *The Hall-Petch Relationship*. Department of Chemical Engineering and Materials Science. University of California.
- Meyers, M. A. (1994) *Dynamic Behavior of Materials*. New York, Ed. John Wiley & Sons Inc.
- Neely, J. (2001) *Metalurgia y materiales industriales*. México, Limusa.
- Pochetino, A. (agosto de 2005) "Propiedades mecánicas de los materiales"[ponencia]. III Congreso Internacional de Materiales, (2005). Cartagena de Indias.
- Shin, Y. S. (2004) "Ship shock modelling and simulation for far-field underwater explosion". *Computers & Structures*, vol. 82, pp. 2211-2219.
- Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials: E 8-00b. ASTM Standards in Building Codes (2000), West Conshohocken, PA, pp. 1-21.

A Diagnostic of Diesel-Electric Propulsion for Ships

Newton Narciso Pereira^a

Abstract

The main objective of this paper is to present an analysis on diesel electric –DE– propulsion systems used on naval, maritime and fluvial ships. There are many advantages and some disadvantages of this system; besides, new propulsion systems have been developed to aid in the maneuvering and steering of ships. Recently, electric ships have employed a very interesting architectural arrangement and these technologies permit achieving more efficiency and a reduction of operational cost and weight. Considerations for propulsion systems utilizing the various types of machine technologies such as the Azipod system are also discussed.

Key Words: Diesel-electric propulsion system, azipod propulsion, maneuvering, steering.

Resumen

El objetivo principal de este trabajo es presentar un análisis del sistema de propulsión diesel-eléctrico –DE– usado en embarcaciones navales, marítimas y fluviales, el cual presenta muchas ventajas pero también algunas desventajas. En la actualidad, se han desarrollado nuevos sistemas de propulsión para ayudar en la maniobrabilidad de los buques aumentando su capacidad de giro y de sostener el rumbo. Recientemente, las embarcaciones con sistemas eléctricos han empleado una disposición general muy interesante ya que esta tecnología permite lograr una mayor eficiencia con la consecuente reducción de costos operativos y de peso de la embarcación. Igualmente, se discuten consideraciones sobre los sistemas de propulsión que utilizan varios tipos de tecnología de maquinaria tal como el acimutal o azipod.

Palabras clave: Sistema de propulsión diesel-eléctrico, propulsión acimutal, maniobrabilidad.

Fecha de recepción: 21 de octubre de 2007

Fecha de aceptación: 3 de diciembre de 2007

^aUniversity of São Paulo. Department of Naval Architecture and Oceanic Engineering.
Correo electrónico: newton.pereira@usp.br – newtonnaval@gmail.com

Introduction

Several ships have recently employed electric propulsion systems motivated by factors connected with gain in maneuvering and steering, and reduction of fuel consumption and environmental impact. Other factors are related with new options of machine arrangement, better control and more torque capacity and a softer transmission. The use of diesel electric propulsion or DE is not recent. The first electric propeller system appeared in the end of the XIX century in Russia. This ship was used for passenger transport and it was powered by a small block of batteries (Arpiainen et al., 1993).

The same propulsion system was installed on the *Neptune Ship* in 1913 (Soler & Miranda, 1997). In the last century, electric systems were applied in naval, merchant maritime and riverine ships and along the XX century those systems have been improved due to technological advances. In that period, a milestone in the development of electric ships took place between 1911 and 1913, when the American Navy installed a 5500 HP in the *Collier Jupiter*. This ship operated successfully over a 30-year period, which was terminated by warfare activity in 1943 after serving as the US Navy's first aircraft carrier Langley.

In riverine navigation, that application was widely disseminated in the United States, when the American Navy built their first "lightships" with DE propulsion systems to operate in the American waterways from 1913 to 1938. In the riverine environment, Luna was the first DE fluvial merchant tugboat built in 1932 in the EUA. That represented a big step in the evolution of electric systems, because this propulsion system had a small weight General Electric main motor with 516 HP (411 kW), that offered good internal space distribution. Besides, this system allowed an optimization of propeller speed by using an instantaneous speed controller to change the motor speed in eight ranges of different ship speeds (Luna Preservation Society, 2006).

In 1936, a big DE fluvial tugboat called the *Sir Montagu* was built in England. It navigated the Thames River and had a displacement of 61 ton and an installed power of 440 HP (323 kW).

With systematic evolution, the CA-CC system was used in Russia in 1976 on the icebreaker class Kaptan Ismaylov with 2.5 MW power installed, where it already used electronic devices to control motor speed. In 1986, CA-CA propulsion systems were introduced on the icebreaker class Otso. This vessel had a plant projected for the use of thruster control. This year, a project group of Asea Brown Boveri –ABB– from Norway used the Pulse Width Modulation –PWM– inverter for the first time, in the propulsion installation of the ship "Lorelay".

In 1990, the ABB developed a system called Azipod which consists of an electric engine, lodged inside of an adjusted pod to supply better fluid draining, hardwired to a propeller. This set is installed in the external side of the hull and has the capacity to turn 360 degrees around its proper axle and can provide the required thrust in any direction.

Appearing in 1996, a new DE propulsion system developed by Volvo Penta adapted to fluvial ships for container transport in the Swedish waterways. This system was expanded in 1999 and implemented the ecologic ship *Ecoship* concept. The Inbship, a company of the same group, announced they had developed a new propulsion system in a pod adapted to fluvial ships (Inbship, 2006).

The shipbuilder Bijlsma Shipyard recently announced, in 2004, the launched of a small LNG ship with a 1100 m³ capacity to operate along the coast of Norway with a mix propulsion electric system. Every main machine is connected with generators to supply 2 electric motors of 900 kW each, with controlled frequency and joint azimuth propellers (Hansen & Lyesbo, 2004). In 2004, the Schiffbau und Entwicklungsgesellschaft Tangermünde- SET built a patrol boat for the German Navy to operate on inland waters using DE propulsion system. This ship was equipped with 2 electric motors of 370 kW and an azimuth system and it achieved 12 knots of speed during the operation (Ship and Boat International, 2003).

Nowadays, in France, the Airbus Company uses a fluvial ship with DE propulsion for the transport of fuselage plans along the long Garonne River. This ship has 2 electric motors of 735 kW and a bow thruster of 400 kW (Vacon, 2006).

Finally, in relation to new developments in electric propulsion installations, the Creating Inland Navigation (2006) presents a study on fuel cells for action electric motors installed in fluvial ships in Europe. The basic idea is to change diesel-generators for fuel cells to provide energy to electric motors. Besides, it is environmentally very important because it can provide a big reduction in gas emissions and the noise is insignificant. However, the big problem of this application at present is the high cost and low autonomy of power during a trip.

So, this paper follows a discussion about the use of *DE* propulsion systems presenting the current developments and some more noteworthy future electric ships and technological options as well as their advantages and disadvantages. Additionally, it presents cases of this application in three segments of naval, maritime and riverine ships.

Diesel-Electric Propulsion Characteristics

This system, consisting of an electric generator or alternator, set in motion by an engine is known as *DE* propulsion, which supplies energy to an electric engine, which sets the propeller in motion. The main characteristic of the *DE* system is the speed control of the ship by the regulation of the electric engines' rotation. Usually, the electric engines used to possess a great number of pole regions and could be connected directly, or by means of a gear reduction, to the propeller. The capacity and the characteristics of the equipment are those defined by designers, and the modularity of the system allows that, at high speed, all the engines are used, and in economic speeds the unnecessary engines are disconnected (Pereira & Brinati, 2007).

Concerning the propeller element, it can be used as a controllable-pitch and fixed-pitch propeller. However, the former is used more, because the use of the electric engine allows rotation control of the propeller for some bands of operations.

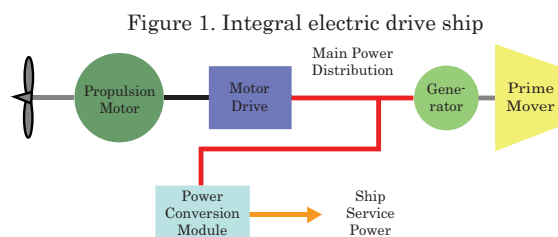
Basically, a propulsion plant *DE* is composed by the set diesel generator –*DG*–, frequency converters,

electric engines, axles and propellers, and gear reduction when necessary.

McCoy (2003) claims that traditional electric ship propulsion system compare with a mechanical drive system referring to the effectiveness. The electric propulsion system is essentially a transmission for changing the relatively high speed and low torque of the prime mover to the extremely low speed and high torque required to turn the propellers.

Harrington (1970) explains that block Generator – Electric Machine is like an electric transmission. Another important aspect is that the electric propulsion system must also provide for speed change and reversal of the propeller.

A great innovation in the latest years is the Full Electric Propulsion and All Electric Ship where the total integration of the ship's energy consumption is allowed. McCoy (2003) describes in this context that there are two fundamental changes in the way electric drive ships are designed which account for their resurgence. First, there are the high power developments, switching devices and multimegawatt variable speed drives. The second is the shift to an integrated architecture as in the following Figure 1. This system has become common in ships such as tankers, ferries, icebreakers and military. It is very similar to the *DE* propulsion, with a difference in the concept of rational energy use in the ship. All the energy generated on the ship is used in action electric motors and conditioned to service ship "hotel load".



Source: McCoy, T. J., (2003).

McCoy (2003) is emphatic in the affirmation that combining the propulsion and ship service electrical systems not only makes the ship more flexible as an integrated electric architecture, but also eliminates

the need for shafts between the propeller and the main motors, allowing the ship designer virtually unlimited flexibility in arranging the ship.

Evaluation of this propulsion system Advantages of Diesel-Electric

In this section the advantages of DE propulsion related with conventional applications are presented. The main advantage of the DE propulsion is the speed adjustment of the propeller independently from the rotation of the main machine (machine that generates energy/mechanics). The adjustment of the propeller rotation is determined by the speed of the electric engine; thus, the main machine works at a constant speed setting in motion a generator that supplies energy to the electric engine. The speed control of the electric engine can be carried out through the invert frequency (CA) or voltage control (CC) applied to the engine.

Arpiainen et al. (1993) present the benefits of this system's output on icebreaker ships. The main advantages of this system are: bigger torque at low speeds and softer transmission systems.

Soler & Miranda (1997) present the minimization in maintenance and operational costs and fuel consumption as an advantage related to electric propulsion. An important affirmation is that electric engines show little cost on maintenance and repair compared with mechanic engines.

In this context, Simpson (1997) makes an affirmation, when a ship uses *DE* propulsion in 30 years the maintenance cost trend is little in comparison with Diesel mechanic ships. As on traditional ships, the motor speed defines the speed of the propeller, in same the conditions, the ship cannot operate at maximum output, in these cases, the fuel consumption is high, but with electric engines this does not occur.

Related with aspects of technique, Soler & Miranda (1997), McCoy (2003), Mezger (1997) claim that the electric propulsion offers advantages in terms of maneuverability, automatics controls, high capacity of reversion engines without the need of special

agents and dispense gear box, little gear box noise and vibration in the propeller axle.

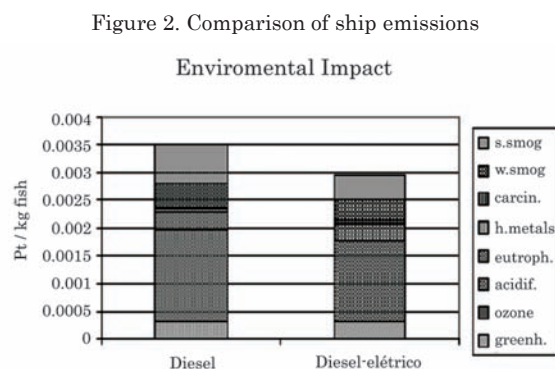
Regarding the maneuverability, Hansen & Lyesbo (2004) explain that the propulsion *DE* provides advantages for the ship, mainly in the maneuvers of crash stop. This occurs due to the fact that the electric engine provides a better control of the propeller's rotation and to the it's quick change of rotational direction, which reduces the distance and the time of stop. Ships with conventional propulsion can wait until 30 seconds to stop the motor and start the reversion in other direction. For example, we can speak about trimaran *RV Triton* ship of the English Navy with *DE* propulsion, when it operates at the maximum service speed of 22 knots, when in crash stop it needs 5 times it's length to stop, but with Diesel propulsion that distance is 10 times greater (FKI Industrial Drives, 2002). In recent studies with bigger *DE* ships that have demonstrated a reduction from 30% to 50% in the crash stop related to conventional propulsion. In general, a ship with this type of propulsion system has a radius turn 40% smaller than a ship with conventional propulsion.

The Canadian Navy has ships with *DE* propulsion systems and the tactical diameter is 2.8 time their length, smaller than the recommendation that this parameter not pass 5 times the ship length (Irving Shipbuilding Inc., 2006).

Regarding the environmental questions, Wilgenhof & Stapersma (1997) and the Department of Electric Engineering of the United States Naval Academy (2006) have analyzed the impact of *DE* propulsion in the environment. They state that *DE* propulsion reduces the emission rates of pollutant gases approximately from 10% to 20%, compared to the conventional Diesel propulsion.

Ellingsen et al. (2002) developed a model to calculate the environmental impact during the operations of ships comparing the gas emissions with several kinds of propulsion installations, like Diesel mechanic and *DE*. In the case of fishing ships, authors make an evaluation of the same aspects: acid rain, water eutrophization, green house effect,

carcinogens gases, heavy metal and smog. Figure 2, shows the results of environmental impact considering the total power of the ship in function of amount (kg) fished.



Source: Ellingsen *et al.* (2002).

Restriction and disadvantages

However, there are innumerable advantages of electric systems, Blokland & Ebling (1995) e Guimarães (1999) call the attention to human safety in the use of electric devices. It is necessary that every person involved in the operation and maintenance of devices are aware and prepared for the risks of these systems. Guimarães (1999) identifies five factors that explain the main causes of accidents: omission, wrong action, immoderate action, lack of control and wrong control.

So, it is important that the crew be prepared to work with accidents that can occur. Note that it is not only about installing more modern propulsion systems on fluvial ships, but also it is necessary to train and prepare the crew with new technologies. Morishita (1985) explains that the human operator is not preparing for managing complex systems that can make their operation inefficient, and therefore very dangerous. Because of this, it is necessary to foster problem awareness since electric systems have high voltage and produce disastrous consequences.

The crew must be prepared to manage system failures, because they can endanger the steering of ship. Borman & Sharman (1995) and Koskela *et al.* (1995) explain that electric ships must comply

with the norms established by classification societies in relation with system failure. Then, it is recommendable to pay attention to:

- Systems isolation of devices in case of short-circuits;
- Proceed to eliminate failures to reduce risk of accidents and avoid fires;
- Separate the power supply of electric engines in two compartments;
- Total separation of vital devices to ship operation in case of fire or flooding compartment.

In the bibliographies analyzed, it could be verified that few authors speak about technical disadvantages of this kind of propulsion system, only detaching positive points. However, Soler & Miranda (1997) make the following observations about the disadvantages of the system like: more cost acquisition of devices in relation to conventional Diesel system, and more weight in relation to Diesel motor. Without trying to have a discussion about advantages and disadvantages presented by these authors, in general a crescent number of ships using DE propulsion in every sector of naval industry have been verified. It points out that despite its high cost acquisition, the benefits gained can guarantee their feasibility in the long run. In Brazil, for example, economic and cultural aspects of riverine ship-owner trends have been a problem for the diffusion of these systems. So, a detailed evaluation must be carried out to verify economic, technical and environmental improvements in electrical ships.

Special diesel-electric pod propeller

The first project of propeller pod was conceived in 1955, when Pleuger and Busmann presented the system and patented it in the United States (Pêgo *et al.*, 2005). In 1990, the ABB launched the same concept of propulsion in the market, but improved for commercial applications. It was called the Azipod. Basically, the system consists of an electric engine, lodged inside of an adjusted pod to supply better draining of the fluid, hardwired to a propeller. This set is installed in the external side of the hull and has the capacity to turn 360

degrees around its proper axle and can provide the required thrust in any direction. The first Azipod was installed on the waterway service vessel called Seili in 1990.

Although there are other companies which manufacture propellers in pods, was determined that given its configurations, during the investigation only the systems manufactured by the ABB would be of interest for Riverine tugboats. In the case of Compact Azipod, that is constructed in 5 different bands of power, that vary between 0.4 MW and 4.2 MW and are ideal for riverine tugboats. These systems can be observed in Figure 3 and Figure 4.

The configuration of this propulsion system can be seen in Figure 5.

Referring to the advantages presented on the electric propulsion, the Azipod extends the range of benefits for this propulsion system. Laukia (1995) points out the following benefits gained with the Azipod system:

- Reduction of the machinery space;
- The system can be used in diverse types of ships;
- Flexibility in general arrangement design;
- The possibility of using a wider design engine market;
- Excellent condition of maneuverability, even at low speeds, because the propellers can be directed towards all of the directions;
- Reduction in the fuel consumption;
- System with high level of reliability; it can be installed in the last period of the construction, some weeks before the launching;
- Low speed operation with low propeller revolutions;
- Excellent maneuverability, propeller thrust can be steered in any direction.

Basically, every aspect about Azipod propulsion system can be seen in Figure 6.

The studies carried out by the ABB and Arpiainen et al. (1993) have demonstrated that ships with Azipod have greater flexibility for accomplishment of maneuvers in risk situations. Laukia (1995) pre-

Figure 3. Azipod System



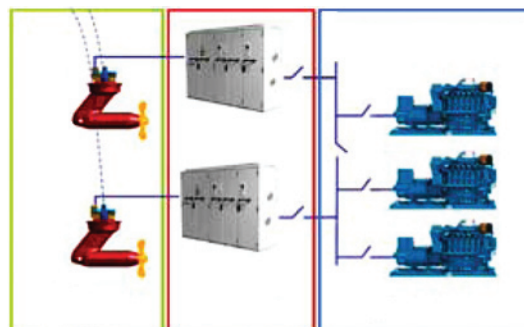
Source: ABB (2002).

Figure 4. Compact Azipod



Source: ABB (2004).

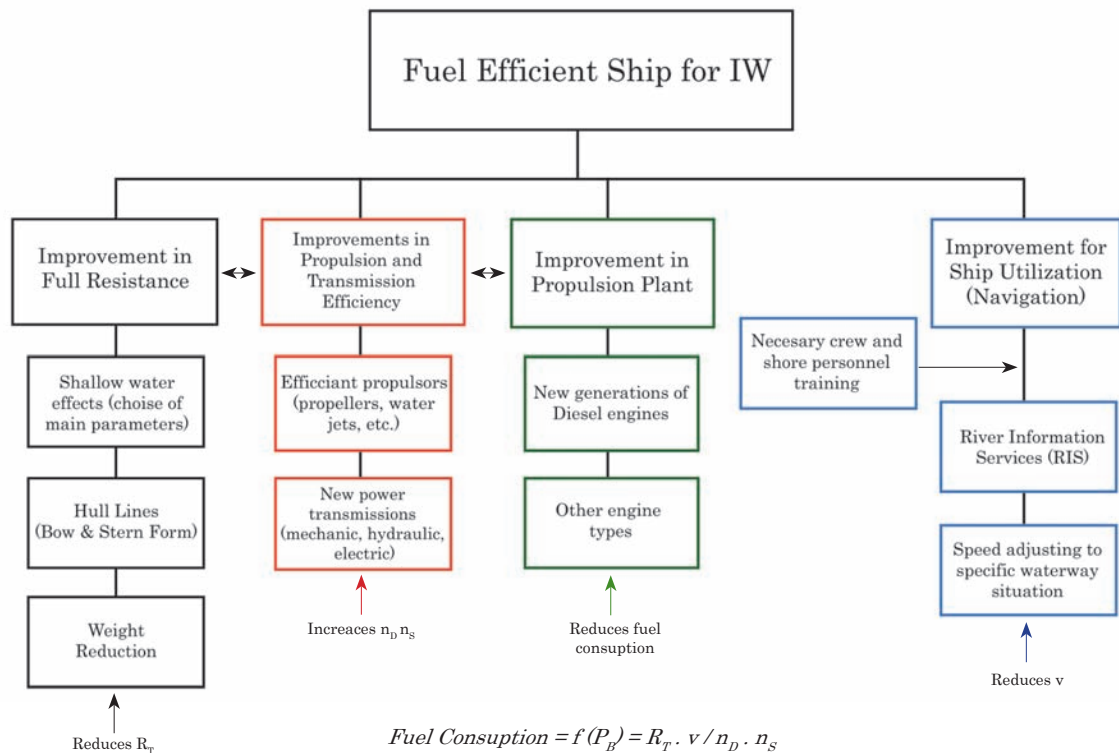
Figure 5. Azipod configuration



Source: ABB (2004).

sented the results turn test of ship tanks TM Uikku with Azipod systems and the Lunni with conventional propulsion systems and maneuvering, and

Figure 6. Aspects about Azipod grouped



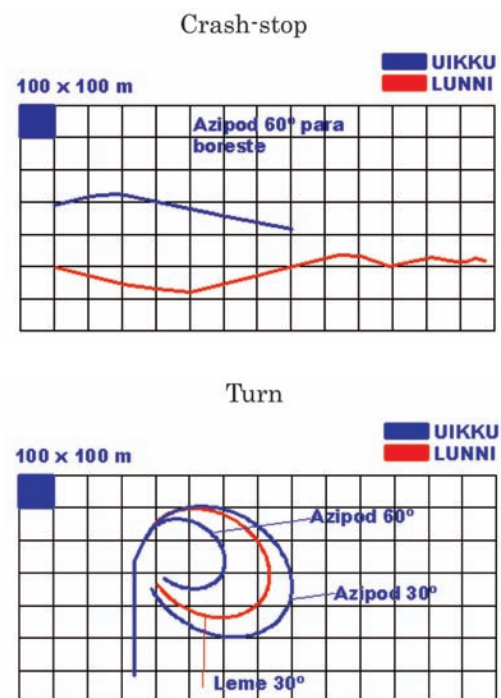
Source: Inbship (2007).

the results indicate that with the Azipod there was a 50% improvement in the test of turning circle. Moreover, the two ships in the condition of crash stop had been tested, in which the ship with Azipod presented a reduction of approximately 40% in the stop distance. Figure 7 presents these results.

One important result of these tests was the turning capacity achieved with the Azipod; for instance, in 50 cm-thick ice, the radius of the turning circle is decreased by 50%. The turning capability astern is the same as going ahead. Laukia (1995) explain that Uikku has been in operation since January 1994 and some major notes have been recorded in maneuverability, fuel consumption reduction and more capacity of ice navigation.

Regarding equipment installation, Laukia (1995) presents a weight comparison between Azipod versus conventional Diesel propulsion, an example of a 70.000 grt cruise liner. Table 1 shows the results of this comparison.

Figure 7. Crash-stop and turning circle comparison



Source: Inbship (2007).

In this chart, it can be verified that the use of space in the hull can be optimized in different ways. Auxiliary devices can be located in place of the propulsion motor and some new cabins can be placed in the space formerly occupied by auxiliary devices. So, it can improve passenger accommodations and offer more ability condition for the crew.

Table 1. Weight comparison Azipod vs Diesel propulsion

Diesel propulsion		Azipod propulsion	
Equipment	Weight	Equipment	Weight
Propeller motors	210t	Azipod	340t
Motor Fundaments	30t	Cabling increase	20t
Shaft lines	215t		
Shaft tubes	11t	Steel construction	60t
Rudders, steering gears	54t		
Castings	145t	31 extra pass cabin	60t
Stern thrusters	95t		
Total	760t	Total	480t
		Weight saving	280t

Source: Laukia (1995).

Considerations about the use of pod propellers

It is very important to verify that the Azipod substitute conventional rudders, then the hull must do when the flow reaches the propellers. A document of ITTC (2005) explains that for the use of Azipod it is necessary to make some adaptations in the distribution of stern. A main change is the installation of skeg to improve the flow up to the propellers and guarantee more conditions of stability for the ship. It is located in the keel of ship, like presented in Figure 8.

According Mishra (2005), ships that use Azipods, in general have less weight compared to ships with conventional propulsion system. Resulting in less transversal stability, then it can induce roll move-

ments on these ships, it causes a destabilization on the ship. Another aspect is that skeg has an important role in the protection of Azipod in the collision with floating objects and bottom canal.

Figure 8. Skeg



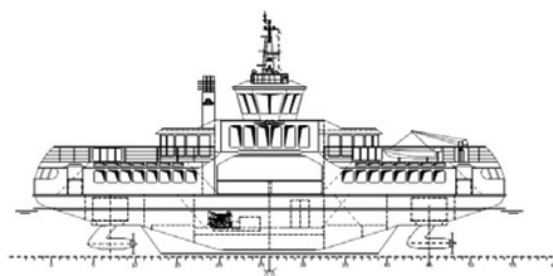
Source: Author's image file.

Figure 9 shows an Azipod installation on a non-conventional ship. This ship is a ferry, that operates on the Finnish Rivers and has a capacity to transport 350 passengers and 2 vehicles. Its dimensions are 33.30m, 8.80m and 3.00m (length, width and draft respectively). It has 2 Compact Azipod with power of 400 kW and achieves a speed of 11 knots.

Regarding the disadvantages in the Azipod utilization, Gragen & Andersen (1997) cite that the system is efficient, but electric synchronous engines have high power and lower speed, that shows disadvantages in relation to the size and weight, making necessary more space for the motor. In general, the approachable pod size corresponding to 60% of the propeller's diameter, the propeller gas relatively slow efficiency, as presented in Figure 10, it shows the effect of the relation pod diameter/propeller diameter on efficiency.

In the same line of research, Heinke & Heinke (2003) carry out tests in three types of pods with different configurations. These authors analyzed the diameter of gondola (dG), in function of length of gondola (lG), and, the lG in relation to propeller diameter (D); because they state that it is an important parameter to quantify the efficiency of the propulsion system. It verified that an improvement

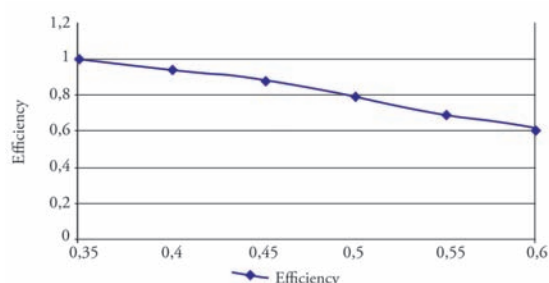
Figure 9. Hull shape on a non-conventional ship



Source: ABB (2004).

in the pod length results in an additional thrust and torque in the propeller, but causes a reduction in the total efficiency of the system, as shown in Figure 11. So, the ratio between total thrust and propeller diameter is lower when pod diameter is bigger.

Figure 10. Influence of pod diameter/propeller diameter

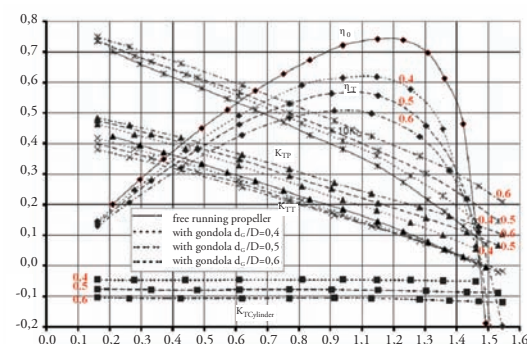


Source: Laukia (1995).

Another disadvantage of this system in relation to Diesel propulsion is the cost acquisition of equipments. For example, in the case of big ships like Ropax and cruisers, the cost of Azipod can be approximately €12 million more expensive compared to a conventional propulsion system. This increase in the cost acquisition of the ship is applicable to Ropax ships and cruisers estimated in €100 million and €400 millions respectively.

On the other hand, Turan et al. (2006) shows some problems in the use of Azipod encountered in shipping operations. The biggest portion of these problems are encountered in cruiser ships. A very important aspect is reliability and the maintainability of the ship. They present a reliability analysis of the main equipment of the Azipod. Figure 12 shows this equipment.

Figure 11. Relation between length and diameter pod



Source: Heinke & Heinke (2003).

They investigated the qualitative and quantitative risk assessments, the crucial components that lead to the failure of the pod system have been identified and the effectiveness of the risk control options such as having redundant subsystems for crucial components have been evaluated. These aspects have a relation with equipments shown in Figure 13.

They developed a structure of fault trees for the inclusion of the subsystems/equipment, which cause system effects of “loss of steering” and “loss of propulsion” for the rotating pod. The time reliability calculated was carried out for operation time up to 10.000 h. During tests, much data was gathered on the failure of this system and it is grouped in Chart 2 to 10000 h operation time and the probabilities of equipments failure are presented in Figure 12 to 6000 h operation time.

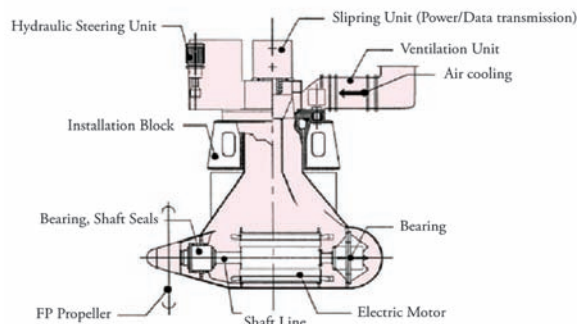
As can be seen from Figure 13, the probability of failure of converters increases nonlinearly with time and becomes the highest for the operation times longer than approximately 6000 h. For more than 6000 h this problem is more explicit.

Another important question is presented by Brown and Fisher (2005) about noise generation of Azipod propulsion. The main disadvantage is that the electric motor in the pod is in the water and could contribute significantly to underwater noise. Noise levels from a larger vessel with a larger Azipod were significantly higher than the *International Cooperative for the Exploration of the Sea -ICES-* limit.

The Azipod may not benefit from applying ICES at lower speeds as shown in Figure 14. The propeller noise will be reduced, but the motor noise could actually increase at lower speeds (Kristensen,

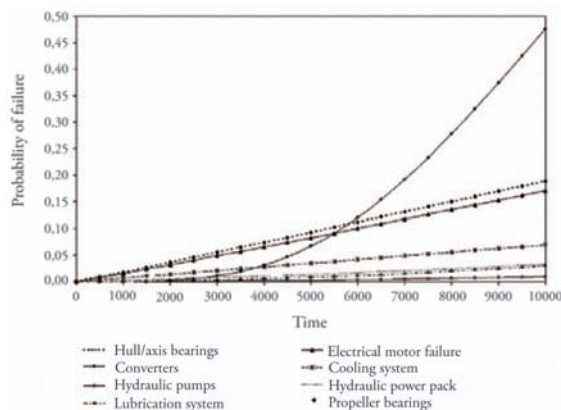
2001). In this context, podded units with the motor in direct contact with the seawater are not necessarily friendly with underwater creatures (Brown and Fisher, 2005).

Figure 12. Azipod system arrangement



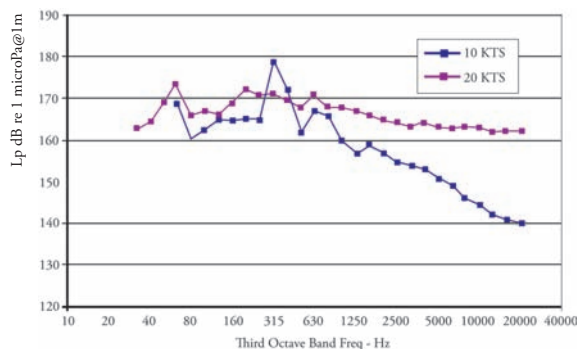
Source: ABB (2002).

Figure 13. Reliability of this propulsion system during in 10000 h operation time



Source: Turan *et al.* (2006).

Figure 14. Noise level of Azipod at lower speed



Source: Brown and Fisher (2005).

Some cases of application

This section presents some DE propulsion systems applications in three kinds of ships. It is very important to verify the uses of these installations in naval, merchant and riverine ships.

Naval ships

Despite the great interest in the application of electric propulsion to warships, there are quite few conventional surface warships with pure electric propulsion, but more are being projected. Electric propulsion for warships does not conceptually differ much from the merchant vessels, but the solutions may differ since the requirements for availability and redundancy are normally stricter. In addition, the ability to withstand shock and provide low noise signatures are prerequisites for electric drive when applied to a warship (Pereira & Brinati, 2007). In this context, the DE became a very interesting alternative to noise reduction on surface ship, because despite the camouflage a reduction of noise will make the ship localization more difficult. The Figure 15 shows the K/V Svalbard, a coast guard vessel in service since 2002 for the Norwegian Navy, equipped with dual Azipod propulsion system, and partially fulfilling military requirements.

Merchant ships

Icebreakers

The vessel is equipped to carry dry cargo, fresh water, fuel oil, liquid mud, cement and barite. Furthermore, the vessel is equipped to remove sewage and waste water from the rigs. Fire Fighting, rescue and pollution control capabilities are installed and the vessel is fitted with towing and anchor handling equipment. The vessel is propelled with two Azipod units, with 1650 kW each and two bow thruster 150 kW each, making the vessel suitable for ice management and navigation through waters covered with ice up to 90 cm and in shallow waters with a depth of 2.5 - 3.0m (Kazakhstan, 2007), like showed in the Figure 16.

Table 2. Failure rate for the elements of pod units

Pod unit	System	Subsystems	Each subsystem (per 106 h)
Thrust equipments	Electric motor	Rotor Stator	0.4
		Stator	2.89
		Mainframe	2.2
		Bearings	3.89
		Temperature sensor	1.8
	Converters	Power components	50
		Control system	68.8
		Power converter cooling system	10
	Shaft	Propeller bearings	3.89
		Thrust bearing	3.89
	Draining system	Water draining, pumps and piping	16.33
Steering and thrust	Propeller/hub seals		5.47
	Propeller assembly		0.8
	Cooling system	Heat exchanger	14.25
		Cooling system, pumps and pipes	4.23
	Lubricating system	Lubricating system, pumps and pipes	38.05
		Lubricating system filters	1.12
	Connection between out and inboard part		0.02
Steering part equipments	Air drying system		13.76
	Hull/axis seals		5.47
	Hydraulic motor		4.5
	Hydraulic pumps		11.6
	Driving gears for hydraulic motors		4.68
	Hull/axis bearings		3.89
	Blocking system		0.04

Source: ABB (2004).

Yacht and Leisure Boat

The power plant of the MY Air (delivered by Lürsen Yachts to her Owner in May, 2005) is similar to the one on the previous yacht, but in lieu of propeller shafts, the MY Air employs two Compact Azipod Units with 2500 kW each, and two bow

tunnel thrusters are fed directly from the main 690 V busbar. Ship's service, steering motors and hotel loads are fed from the auxiliary 440V busbar through redundant transformers. The back-up steering motors are fed from the emergency switchboard. Filters are provided to minimize harmonic

Figure 15. K/V Svalbard ship



Source: <http://www.sfu.ca/casr/bg-icebreaker-svalbard.htm>.

Figure 16. Icebreaker with Azipod system



Source: Kazakhstan (2007).

Figure 17. MY Air Yacht



Source: ABB (2002).

distortion. The installation have some equipments like: 8 x 1000 kVA Main Alternators, 2 x 2500 kW Compact Azipod Propulsion and 2 x 3000 kVA DTC Propulsion Converters, this is showed in the Figure 17.

Tankers

An example is the MT Uikku ship. It is a double hull ice breaking motor tanker with eight cargo tanks and two slop tanks. The ship was built in 1977 in Werft Nobiskrug GmbH in Rendsburg. The vessel was constructed to the highest Baltic ice class. Ship's propulsion system has an Azipod unit

with 11 MW and four diesel generators. In 1998 the hull was strengthened to allow it to sail more safely on the Arctic waters. After the strengthening the hull was stronger than the Baltic ice class. The side view of the ship in the Oulu harbor is presented in Figure 18.

Platform Support Vessel

The Azipod system was applied in the Viking Avant ship. This ship is a platform support vessel and is designed to carry out regular supply and cargo transport functions for the oil industry. The Viking Avant has an overall length of 92.7m and a length between perpendiculars of 84.8m. Its breadth is 20.4m and the depth to the first deck is 9m. It has a 7.5m summer draught (Ship-Technology, 2007), as presented in Figure 19.

Riverine ships

The first application of the Azipod system was on the Seili ship in Finland. Seili was converted from the Diesel propulsion system to the Azipod system in 1990. After conversion, it had 2x1100 KW of main power. The experience with Seili also showed that the vessel could easily be steered when operating astern in ice. The vessel before the modification had the ice breaking capability of 45 cm of level of ice when running forward with a power of 1.6 MW. Because of the rudder arrangement, the vessel was not able to break any ice backwards. After the controllable pitch propeller and the rudder were replaced with a 1.5 MW Azipod unit, as shown in Figure 20.

Discussion

An important discussion about DE propulsion applications can be seen in Figure 20. In general, the use of conventional DE propulsion does not have many chances on the ship related with conventional diesel ships. The main change is the concept of propulsion, because the DE system can offer more flexibility in the operation of the ship and in the maneuvering conditions. So, an important consideration can be pointed out for the uses of DE propulsion on riverine ships. When electric engines are used, the main power can be divided in diverse engines and several diesel-generators are grouped to

Figure 18. MT Uikku ship



Source: Author's image file.

Figure 19. Reliability of this propulsion



Source: <http://www.marinelog.com>.

Figure 20. Seili ship



Source: ABB (2002).

work in function of the operational requisition of the ship. For example, in the cases of riverine tugboats, the space restriction in the engine room may not allow the use of diverse diesel-generator groups to divide the total power, but it is considered an interesting advantage that can be applied on riverine ships like the passenger and ferry boats. In this investigation, it can be observed that principally

icebreaker ship use this type of propulsion system, because of the constant changes in the physical condition of inland waterway, the ship must be adapted for shipping in normal waters and frozen waters, in which for each operational condition the characteristic engine use differ for greater or lesser requirement of power. A similar problem occurs on the riverine convoy operation in the Tietê-Paraná waterway in Brazil, where there are several points with big deep variations and breadth; requiring that the ship operate in several ranges of power to maintain the same speed. Then, it became interesting to adjust the speed of propeller for these speed ranges that do not occur in fulltime and considering that in this condition an increase in the fuel consumption does not occur. Besides, an aspect that causes preoccupation in the ship operation is the maneuverability in the restricted way. In the cases of crash stop it can be crucial to avoid a collision or any other accident.

However, it can be arguable that the flexibility of allocation engines in others compartments on the ship; in tugboats this parameter is very important, because it can offer advantages in two aspects. In the first place, this process tends to facilitate the inspection and maintenance of motors. Generally, these type of ships present small spaces for the engine rooms that, in some cases, make the inspection and repair difficult. Secondly, it should be considered that DE propulsion system arrangement must be subordinate to the arrangement of the ship. The question of stability is also very important and must be evaluated carefully, as must the requirement to maintain the longitudinal and transversal equilibrium be observed. On the other hand, the Azipod propulsion system needs of some alteration in the conception of the ship, principally in the ship's hull. However, the first system had been installed on a riverine ship. Nowadays, its applications are concentrated in big ships like cruisers, LNG, containers, tanker sand supply-boats. In Europe, there are some riverine ships that use the Azipod system propulsion. There are many advantages presented by several authors, but this system is very expensive and it can make its expansion difficult. Finally, another important question refers to the crew on this type of ship, because modern propulsion systems require people trained

to operate these systems. Then a constant training is necessary for the ship's crew.

Conclusion

The conclusions obtained from this study are as follows:

1. The Diesel-Electric propulsion system can be applied in diverse types of ships and can offer a good condition of steering and maneuverability. The advantages are very explicit when compared with the conventional Diesel propulsion system, but changes are necessary in the hull shape of the ship to use the Azipod. It must be evaluated to quantify the advantages in changing a conventional ship to the DE propulsion system. However, the costs of these plants are greater in relation to Conventional Diesel propulsion. Regarding the operational level safety, it tends to be more significant when compared with Diesel mechanic.
2. In general the manufacturer shows only the advantages of this system, but some authors present some problems encountered in the use of the Azipod system. Since this system is relatively new, others studies are being carried out for deeper analyses on the problems shown for this system.

References

- Arpiainen, M.; Juurmaa, K.; Laukia, K.; Niini, M.; Jarvinen, K.; Noble, P., (1993), *Naval Architecture of Electric Ships – Past, Present and Future*, SNAME Transactions, Vol. 101, pp. 583-607.
- Asea Brown Boveri – ABB, (2004), *Project Guide for Compact Azipod Propulsion Systems*. ABB OY Marine & Turbocharging.
- Asea Brown Boveri – ABB, (2002), “Reliable marine propulsion”. 3BFV000245R01 REV E © ABB Oy, Marine and Turbocharging, Adams Oy/F. G. Lönnberg, available in: <http://www.abb.com/marine>.
- Borman, J. B., Sharman, B. P. (1995, October), “Electric propulsion – a view from a classification society”, in *Electric Propulsion, The Effective Solution* of The Institute of Marine Engineers, Paper 11.
- Blokland, A. J., Ebling, G. H. (1995, October), “Protection of an integrated energy system” in *Electric Propulsion, The Effective Solution* of The Institute of Marine Engineers, Paper 17.
- Creating Inland Navigation (2006), Fuel cell technology in inland navigation. Technical report in the framework of EUA project creating (M06.02).
- Department of Electrical Engineering of United States Naval Academy. (2006), “Marine electric drive overview”, [on-line] available in: http://www.usna.edu/EE/ee331/Handouts/Electric_Drive.pdf. Accessed in: june 23th of 2006.
- Ellingsen, H., Fet, A.M., Aanondsen, S., “Tool for environmental efficient ship design”, [on-line] available in: <http://www.iot.ntnu.no/users/fet/Publi-Forfatterskap/publikasjoner/Ensus-ellingsen-fet-2002.pdf>, Accessed in: october 12th of 2006.
- Fisher, R.W., Brown, N.A., (2005), Factors affecting the underwater noise of commercial vessels operating in environmentally sensitive areas, Oceans, Proceedings of MTS/IEEE, vol. 3, pp. 1982-1988.
- FKI – Industrial Systems (2006), “Drives power novel electric trimaran warship”, [on-line] available in: <http://www.engineeringtalk.com>. Accessed in: june 30th of 2006.
- Gragen, U., Andersen, P. (1997, March), New type of permanent field machines for diesel electric propulsion systems. Proceedings of AES'97 (All Electric Ship), Paris.
- Guimarães, L. S., (1999), “Síntese de doutrina de segurança para projeto e operação de submarinos nucleares”. Tese (Doutorado), Escola Poli-

- técnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Naval e Oceânica. São Paulo.
- Hansen, J. F., Lysebo, R. (2004, September), "Electric Propulsion for LNG Carriers", *LNG Journal*, pp. 12.
- Heinke, C., Heinke, H. (2003), "Investigations about the use of podded drives for fast ships", [Conference], FAST 2003. Ischia. Italia.
- Kazakhstan W. (2007), IBSV Antarticaborg.
- Inbiship (2006), "New opportunities for inland waterway transport". <http://www.vbd.uni-duisburg.de/projekte/projekte/inbiship/home.htm>. Accessed in: may 22th of 2006.
- Irving Shuipbuilding Inc. (2006) Canadian company capabilities. <http://strategis.ic.gc.ca>. Accessed in: August 23th of 2006.
- Luna Preservation Society, Classic american design with a twist. <http://www.tugboatluna.org/>. Accessed in: may 12th of 2006.
- International Towing Tank Conference - ITTC, The specialist committee on azimuthing podded propulsion. Final Report and Recommendations to the 24th ITTC. 2005. <http://itcc.sname.org>. Accessed in: june 23th of 2006.
- Koskela, M., Koukkari, J., Kuuskoski, J. (1995, October), Designing an electric propulsion system and power plant for optimum safety. The Institute of Marine Engineers, Paper 15, Electric Propulsion The Effective Solution?.
- McCoy, T. J., (2003), Trends in ship electric propulsion. U. S. Government work.
- Mishra, B. (2005), Prediction of performance of podded propulsors via coupling of a vortex – lattice method with an Euler or a RANS solver. *Environmental and Water Resources Engineering*. Department of Civil, Architectural and Environmental Engineering. The University of Texas at Austin.
- Morishita, H. M. (1985), "Estudo de controlador adaptativo para uma instalação propulsora marítima", Tese (Doutorado), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Naval e Oceânica. São Paulo.
- Pêgo, J., Lienhart, H., Durst, F. Bradran, O. (2005), "Construction of a test facility for the research of ship propulsion systems", *Emirates Journal for Engineering Research*, 10 (2), 1-8.
- Pereira, N. N., Brinati, H. L., "Investigation on propulsive alternatives for fluvial convoys adapted to the transport of ethanol and oil derivatives in the Tiete-Parana waterway", IMAM.
- Ship and Boat International, *Europe yards show variety. But can it last?*, The Royal Institution of Naval Architects. July/August.
- Ship Technology (2007), Viking Avant - Platform Supply Vessel. <http://www.ship-technology.com/projects/viking2/index.html#viking23>, Accessed in: October 10th of 2007.
- Simpson, R. R. (1997, March), "Full electric propulsion system selection for minimum cost of ownership". Proceedings of AES'97 (All Electric Ship), Paris.
- Soler, A. L. R., Miranda, S. L. C., "Electric systems pf naval propulsion". Final Report, EPUSP.
- Turan, O., Aksu, S., Aksu, S. (2006), "Reliability and Availability of Pod Propulsion Systems", Quality and Reliability Engineering International.
- Vacon, (2006), Vacon propulsion on Airbus A380 inland waterway RO-RO vessel. http://www.marine.vacon.com/_FileRoot/265707.pdf Accessed in may 20th of 2006.
- Wilgenhof, J. D., Stapersma, D. (1997, March), "Savings in installed power, fuel consumption and emissions with electric propulsion". Proceedings of AES'97 (All Electric Ship), Paris.

Diagnóstico energético del sistema de circulación de agua fría en buques tipo nodriza fluvial

Karol B. León Pérez^a
Juan C. Cruz Rodríguez^a
Bienvenido Sarría López^a
Juan Fajardo Cuadro^a
Ricardo Lugo Villalba^b

Resumen

El sistema de aire acondicionado de un buque tipo Nodriza Fluvial construido por Cotecmar está constituido por un circuito de circulación de agua fría a través del cual una bomba centrífuga abastece a 21 *fan coils*, mediante los cuales se garantizan los parámetros de confort humano. En este artículo se presenta el diagnóstico energético del sistema con el objetivo de establecer las posibles oportunidades de ahorro en el buque, calculando las pérdidas en el sistema y determinándose la ecuación y la curva equivalente con las cuales se encontró el punto de operación del conjunto “bomba-sistema”. El resultado del diagnóstico arroja que las mayores pérdidas son debidas a tuberías, accesorios y *fan coils*, por lo que se propone un grupo de medidas encaminadas a la reducción del consumo energético que se vean reflejadas en una mejor operación y aprovechamiento de los recursos con que se cuenta.

Palabras clave: Consumo energético, bomba centrífuga, tuberías, aire acondicionado, pérdidas, embarcaciones.

Abstract

The air conditioning system of a riverine patrol and supply type ship constructed by Cotecmar is constituted by a cold water circulation circuit through which centrifugal pump supplies 21 fan coils, by means of which the parameters of human comfort are guaranteed. In this article, the Power Diagnosis of the system is presented with the aim of establishing the possible opportunities for saving on the ships, calculating the losses in the system and determining the equation and the equivalent curve with which the “pump-system” set’s point of operation was found. The result of the diagnosis shows that most of the losses that take place are due to pipes, accessories and fan coils, reason why a group of measures oriented towards the reduction of power consumption are proposed and that are reflected in a better operation and in the advantage taken of the resources with which one counts upon.

Key words: Power consumption, centrifugal pump, pipes, air conditioner, losses, ships.

Fecha de recepción: 12 de octubre de 2007

Fecha de aceptación: 23 de noviembre de 2007

^a Universidad Tecnológica de Bolívar. Departamento de Ingeniería Mecánica.

^b Cotecmar. Departamento de Maquinaria y Propulsión.

Autor correspondiente: karolito817@yahoo.es

Introducción

Un diagnóstico o auditoría energética constituye una etapa básica, de máxima importancia dentro de todas las actividades incluidas en la organización, seguimiento y evaluación de un programa de ahorro y uso eficiente de la energía. Esta auditoría es pieza fundamental en un sistema de gestión energética, pues permite saber cuánto, cómo, dónde y por qué se consume energía dentro de la empresa, y por ende establecer el grado de eficiencia en su utilización, con el fin de identificar los principales potenciales de ahorro energético y económico y definir los posibles proyectos de mejora de la eficiencia energética (Borroto, 2001).

En el diagnóstico energético se emplean distintas técnicas para evaluar el grado de eficiencia con que se produce, transforma y usa la energía. Con el fin de estimar mejor la eficiencia energética, al realizar el estudio del acondicionamiento de aire, se considera importante analizar las posibles modificaciones del sistema de agua fría para minimizar las pérdidas de energía y mantener el control del sistema (Ambríz y Paredes, 2002).

Por otro lado, en un análisis completo es clave enfatizar en los equipos de bombeo del sistema, puesto que las máquinas de flujo basan su funcionamiento en las transformaciones energéticas que sufre el fluido al circular por su interior y por lo tanto consumen energía para entregársela a la sustancia de trabajo. Casi en el 100% de las aplicaciones en empresas y servicios se requiere transportar alguna sustancia, en consecuencia, para ahorrar energía resulta indispensable tener conocimientos profundos sobre los aspectos técnicos de este tipo de máquinas (Sarría y Monteagudo, 2002).

Formulación del problema

En la mayoría de las plantas de potencia y empresas industriales, se presentan problemas como elevados costos energéticos y ambientales y degradación de la calidad de la energía. Idéntica problemática se encuentra en los procesos de conversión y uso de la energía de los buques tipo Nodriz Fluvial diseñados y construidos en el astillero de Cotecmar en

Cartagena de Indias, y utilizadas principalmente por la Armada Nacional de Colombia para la vigilancia y control del orden público a lo largo y ancho de los ríos del país (Sarría, Fajardo y Lugo, 2006).

A partir de estudios previos se obtuvieron datos sobre el consumo de los diferentes sistemas energéticos de este tipo de embarcaciones y se determinó que los de mayor incidencia son los de aire acondicionado, refrigeración, ventilación, iluminación y cocina, por lo que es necesario orientar estudios hacia la búsqueda y evaluación de oportunidades de ahorro en ellos sin afectar la operación y el confort del buque.

En el diseño y selección de las máquinas y equipos térmicos y de flujo que integran todo el sistema energético del buque, Cotecmar ejecuta cálculos sobre la base de métodos tradicionales, con altos factores de seguridad y que no tienen en cuenta los elevados costos de los combustibles y las fuertes limitaciones ambientales que hoy se exigen internacionalmente para el uso racional y eficiente de los combustibles fósiles. Surge entonces, la necesidad de encontrar medidas de ahorro que aporten beneficios sustanciales en el diseño y operación de la embarcación; para ello es importante analizar los puntos claves de los sistemas más críticos y evaluar su funcionamiento con el fin de generar cambios importantes en toda la Nodriz.

Durante el desarrollo del presente estudio se parte de la operación del conjunto bomba-sistema actualmente instalado en el buque Nodriz, debido a que para un mayor aprovechamiento de la energía es necesario trabajar en un punto óptimo, de esta manera las bombas centrífugas se diseñan para operar eficientemente a una carga, un gasto y una velocidad específica. A este aspecto de la operación, se le conoce como “el punto de mejor eficiencia” (Sarría, Fajardo y Lugo, 2006).

Es válido considerar que los equipos a menudo no funcionan en condiciones óptimas, debido a cambios en la operación del sistema y a la dificultad de igualar las circunstancias de operación con el punto de mejor eficiencia de la bomba. Operar el equipo fuera de este punto, es inducir un esfuerzo

adicional a algunas partes de la bomba y exponerla a posibles daños (Sarría, Fajardo y Lugo, 2006), ejemplo de ello es el mayor par de torsión, flexión o desviación de la flecha. A su vez, la carga neta positiva de succión requerida puede ser mucho mayor que la disponible, eso ocasiona erosión, ruido y vibración debido a la alta velocidad del líquido (Sarría, Fajardo y Lugo, 2006). Por lo anterior las características con las cuales la bomba debe operar, siempre deberán ser discutidas y acordadas con el fabricante para un mejor desempeño del sistema.

Lo anterior exige hacer paso a paso un seguimiento para obtener el diagnóstico energético del sistema de circulación de agua fría del buque. A continuación se describe claramente el sistema para conocer más a fondo todos los detalles del circuito en estudio.

Descripción del sistema

Este trabajo corresponde a investigaciones previas realizadas en el proyecto de desarrollo tecnológico e innovación “Optimización energética en buques tipo Nodriza Fluvial”, código 1244-327-19801, financiado por la entidad estatal colombiana Colciencias. En particular se estudia el lazo cerrado del sistema de circulación de agua fría de la Nodriza Fluvial VI, que se distribuye a lo largo de la embarcación, para garantizar el acondicionamiento del aire en los cinco módulos o bloques que constituyen el buque. El lazo de la Nodriza está constituido por 21 trayectorias correspondientes a los 21 *fan coils* techo-pared, marca Multiaqua referencia CFFZA de 2,4 gpm y 3,6 gpm, respectivamente. La unidad de enfriamiento –chiller marino– (Gráfico 1), la bomba y demás componentes del sistema de circulación de agua fría para aire acondicionado, se encuentran en el cuarto de máquinas auxiliares de proa.

La bomba utilizada en el montaje es una IHM modelo 3x18 de 2 HP con eje libre y diámetro de impulsor de 180 mm (Gráfico 2).

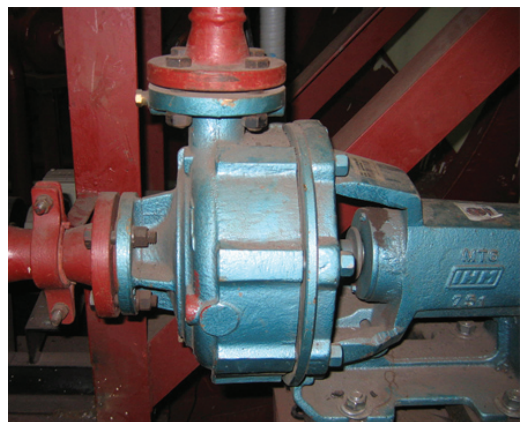
El problema tratado en este estudio se refiere a la operación fuera del punto de máxima eficiencia de la bomba de agua helada de una embarcación, y no

Gráfico 1. Chiller marino del sistema de aire acondicionado



Fuente: León y Cruz, 2007

Gráfico 2. Bomba centrífuga IHM modelo 3x18



Fuente: León y Cruz, 2007

se conoce la distribución de las pérdidas de carga en las diferentes partes del sistema de circulación de agua fría, que constituye la información básica para poder aplicar un grupo de medidas que disminuyan el consumo energético (Lugo, Sierra y De Armas, 2005).

Metodología

Ecuación general de la energía

Una de las leyes fundamentales de la naturaleza es la primera ley de la termodinámica, también conocida como principio de conservación de la energía, la cual proporciona una base sólida para el estu-

dio de las relaciones entre las diversas formas de la energía y de sus interacciones. Esta ley expresa que la energía no se puede crear ni destruir en el transcurso de un proceso; solo cambia de forma. Por lo tanto, en un proceso debe considerarse toda pequeña parte de energía (Cengel y Cimbala, 2006).

El contenido de energía de una cantidad fija de masa se puede cambiar por medio de dos mecanismos: la transferencia de calor (Q) y la transferencia de trabajo (W).

Una interacción de energía es trabajo si está asociado con una fuerza que actúa a lo largo de una distancia: los motores de automóvil y las turbinas hidráulicas, de vapor y de gas, producen trabajo; los compresores, las bombas, los ventiladores y las mezcladoras consumen trabajo, los dispositivos que consumen trabajo transfieren energía al fluido y, por tanto, aumentan la energía de ese fluido.

La forma general de la ecuación de la energía que se aplica a volúmenes de control fijos, en movimiento o en deformación queda:

$$\dot{Q}_{ent\ neta} + \dot{W}_{flecha, ent\ neta} + \dot{W}_{presión, ent\ neta} = \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} \int_{vc} e \rho dv + \int_{sc} e \rho + (\vec{V}_r \cdot \vec{n}) dA$$

Lo cual puede expresarse como:

$$\left(\begin{array}{l} \text{La razón neta de} \\ \text{transferencia de} \\ \text{energía hacia un} \\ \text{VC por transfe-} \\ \text{rencia de calor o} \\ \text{de trabajo} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} \text{La razón neta de} \\ \text{cambio respecto} \\ \text{al tiempo del} \\ \text{contenido de} \\ \text{energía del VC} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{l} \text{El gasto neto de} \\ \text{energía hacia} \\ \text{afuera de la} \\ \text{superficie de} \\ \text{control de flujo} \\ \text{de masa} \end{array} \right)$$

Deducción de la ecuación de Bernoulli

La ecuación de Bernoulli fue enunciada por primera vez por el matemático suizo Daniel Bernoulli (1700-1782), deducida en forma de ecuación por su asociado Leonhard Euler, en 1775 (Cengel y Cimbala, 2006). Se reconoce $V^2/2$ como la energía cinética, gz como la energía potencial y P/ρ como la energía de flujo, todo por unidad de masa. Por lo tanto, la ecuación de Bernoulli puede concebirse

como una expresión de balance de energía mecánica y se puede enunciar del modo siguiente:

$$\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = C \quad (2)$$

Energía de flujo
Energía potencial

Energía cinética
Constante

Cengel y Cimbala consideran que “La suma de la energía cinética, la potencial y de flujo de una partícula de fluido es constante a lo largo de una línea de corriente en el transcurso de flujo estacionario, cuando los efectos de la compresibilidad y de la fricción son despreciables” (2006).

Análisis del sistema

En la selección de una bomba para un sistema de tuberías en el cual hay múltiples trayectorias del fluido, se sigue un procedimiento empírico que consiste en estudiar cada tramo del sistema por separado, y con el que presenta la mayor resistencia al flujo, consistente en la suma de las pérdidas totales y la elevación que se deba vencer, se efectúa la selección de la bomba (León y Cruz, 2007).

Por ser el sistema de la Nodriz VI un circuito cerrado las pérdidas por altura de succión y descarga se consideran cero, por lo tanto solo se tienen en cuenta aquellas que se presentan por longitud y accesorios.

Después del análisis anterior se procede a aplicar las ecuaciones básicas de la mecánica de fluidos. De acuerdo con el arreglo de tuberías del sistema, las ecuaciones de nodo y los valores de las fracciones de flujo correspondientes a cada sección, se calculan los valores de flujo Q , las velocidades V , los números de Reynolds R_e , las fracciones del flujo total para cada tramo y los factores de fricción f , para de esta manera reemplazar en las ecuaciones correspondientes a las pérdidas de carga total H y obtener los valores respectivos para cada trayectoria.

Se utiliza la siguiente ecuación para las pérdidas en tuberías (Potter y Wiggert, 2002).

$$H = \frac{8}{g\pi^2} \left(\sum f \frac{LQ^2}{D^5} + \sum K \frac{Q^2}{D^5} \right) \quad (3)$$

Donde: Q está en m^3/seg , L en m , f es adimensional, K en m . y D en m .

Para cada trayectoria se tiene una línea de suministro y una de retorno, siendo el valor de la pérdida total correspondiente a la suma de las pérdidas por longitud y las pérdidas por accesorios que a su vez incluye las pérdidas por equipos varios como las válvulas de ajuste de flujo, los filtros tipo "Y", los *fan coils* y el chiller, entre otros. Para aplicar las ecuaciones de las pérdidas, los valores de K o H de los equipos varios que no se encuentran directamente en tablas, se toman de catálogos y recomendaciones de cálculo particulares.

Las ecuaciones de pérdidas, son de la forma

$$H = RQ^2 \quad (4)$$

Para los equipos y accesorios varios quedan de la manera mostrada en el Cuadro 1.

Ecuaciones por trayectorias

Todas las trayectorias inician en el chiller marino, es decir en el módulo 103 en la unidad marina (ubicada en el cuarto de maquinas auxiliares de proa), y hacen un recorrido que es común a los 21 tramos del sistema. A partir de ahí se bifurcan los 21 recorridos analizados por medio de las ecuaciones básicas de la mecánica de fluidos, procedimiento que se realizó con ayuda de herramientas computacionales como Microsoft Excel y otro software secundario propio para este tipo de aplicaciones (*Flow of Fluids-Crane*), que permitieron el estudio de los 21 recorridos de manera precisa para determinar la trayectoria crítica del sistema.

Resultados y discusión

Los resultados del estudio energético de las 21 trayectorias en que se dividen el lazo de circulación de agua fría (León y Cruz, 2007) se resume en el Cuadro 2. Como se muestra en el cuadro y según los datos obtenidos mediante los cálculos y la susti-

tución de valores en Microsoft Excel, se determina que la trayectoria con mayor pérdida es la 16 (7-1) correspondiente al tramo que va desde el módulo 103 hasta el *fan coil* ubicado en el pasillo 1-24-O-L del módulo 501 (escaleras de acceso a la cubierta 2). Por tanto, de los resultados obtenidos anteriormente tenemos la ecuación de pérdida de carga total de la forma planteada en la ecuación 4 para el sistema, que sería igual a:

$$H = 2041477,846 Q^2 \quad (5)$$

Cuadro 1. Pérdidas para equipos y accesorios varios

Equipos/accesorios varios	Pérdida
Pérdida del chiller	$H = 173326,8043 Q_1^2$
Pérdida en el filtro	$H = 17213,8942 Q_1^2$
Pérdida en válvula de bola de $\frac{3}{4}$ " (3,6 gpm)	$H = 531518,1755 Q_n^2$ $H = 2165,53353 Q_1^2$
Pérdida en válvula de ajuste de $\frac{3}{4}$ " (3,6 gpm)	$H = 10270862,97 Q_n^2$ $H = 41845,9786 Q_1^2$
Pérdida en <i>fan coil</i> (3.6 pm)	$H = 100446572,9 Q_n^2$ $H = 409243,6198 Q_1^2$
Pérdida en válvula de bola de $\frac{3}{4}$ " (2,4 gpm)	$H = 531518,1755 Q_n^2$ $H = 962,45935 Q_1^2$
Pérdida en válvula de ajuste de $\frac{3}{4}$ " (2,4 gpm)	$H = 10270854,11 Q_n^2$ $H = 18598,1966 Q_1^2$
Pérdida en <i>fan coil</i> (2,4 p.m.)	$H = 66471996,77 Q_n^2$ $H = 120365,7705 Q_1^2$

Fuente: Resultados de la investigación.

Para obtener los puntos necesarios para trazar la curva del sistema se seleccionaron diez valores del flujo que corresponden desde 0% hasta el 115%, con relación al flujo nominal de operación del sistema. Los resultados de este cálculo se muestran en el Cuadro 3 y la curva del sistema se representa en el Gráfico 3.

Los valores característicos del punto de operación (Gráfico 4) son:

Caudal = $Q = 43,15 \text{ gpm}$.

Pérdida = $H = 15,13 \text{ m}$.

Eficiencia = 62%

NPSH = 1,33 m.

Potencia = 0,874 HP.

Cuadro 2. Ecuaciones de las pérdidas de carga y por trayectoria

Trayectoria	Flujo de fan coil	Pérdida	Pérdidas en (m)
(1) 1-1	3,6	$H = 1646354,72 Q_1^2$	20,85
(2) 1-2	3,6	$H = 1644140,14 Q_1^2$	20,82
(3) 2-1	2,4	$H = 1294180,66 Q_1^2$	16,88
(4) 2-2	3,6	$H = 1587027,33 Q_1^2$	20,14
(5) 3-1	2,4	$H = 1545514,17 Q_1^2$	17,04
(6) 3-2	2,4	$H = 1501585,73 Q_1^2$	19,01
(7) 3-3	3,6	$H = 1803025,73 Q_1^2$	22,83
(8) 4-1	2,4	$H = 1438431,47 Q_1^2$	18,21
(9) 4-2	2,4	$H = 1465236,33 Q_1^2$	18,55
(10) 4-3	2,4	$H = 1518463,05 Q_1^2$	19,23
(11) 4-4	2,4	$H = 1502054,46 Q_1^2$	18,95
(12) 5-1	2,4	$H = 1495532,05 Q_1^2$	18,93
(13) 5-2	2,4	$H = 1512660,42 Q_1^2$	19,15
(14) 5-3	2,4	$H = 1501182,26 Q_1^2$	19,01
(15) 6-1	2,4	$H = 1666857,18 Q_1^2$	21,10
(16) 7-1	3,6	$H = 2041477,46 Q_1^2$	25,85
(17) 8-1	2,4	$H = 1738377,13 Q_1^2$	22,01
(18) 9-1	2,4	$H = 1769411,65 Q_1^2$	22,17
(19) 10-1	2,4	$H = 1799516,65 Q_1^2$	22,78
(20) 10-2	2,4	$H = 1795027,42 Q_1^2$	22,73
(21) 11-1	2,4	$H = 1821441,61 Q_1^2$	23,06

Fuente: Resultados de la investigación.

Cuadro 3. Valores de Q y H para graficar la curva del sistema

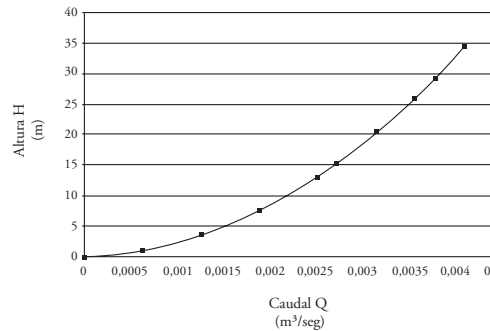
Fracción de Q1	Q (gpm)	Rx	Q(m³/seg)	Q²	H(Q)
0,000	0,00	2041477,56	0,00E+00	0	0,000
0,177	10,00	2041477,56	6,31E-04	3,98E-07	0,813
0,355	20,00	2041477,56	1,26E-03	1,59E-06	3,250
0,532	30,00	2041477,56	1,89E-03	3,58E-06	7,313
0,709	40,00	2041477,56	2,52E-03	6,37E-06	13,001
0,863	43,15	2041477,56	2,72E-03	7,41E-06	15,130
0,887	50,00	2041477,56	3,15E-03	9,95E-06	20,315
1,000	56,40	2041477,56	3,56E-03	1,27E-05	25,848
1,064	60,00	2041477,56	3,79E-03	1,43E-05	29,253
1,152	65,00	2041477,56	4,10E-03	1,68E-05	34,332

Fuente: Resultados de la investigación.

Análisis de las pérdidas totales del sistema de circulación de agua fría

En el Gráfico 5 se representa el “Diagrama de Pareto de Pérdidas del Sistema”. Como resultado de

Gráfico 3. Curva del sistema específico Nodriza Fluvial VI



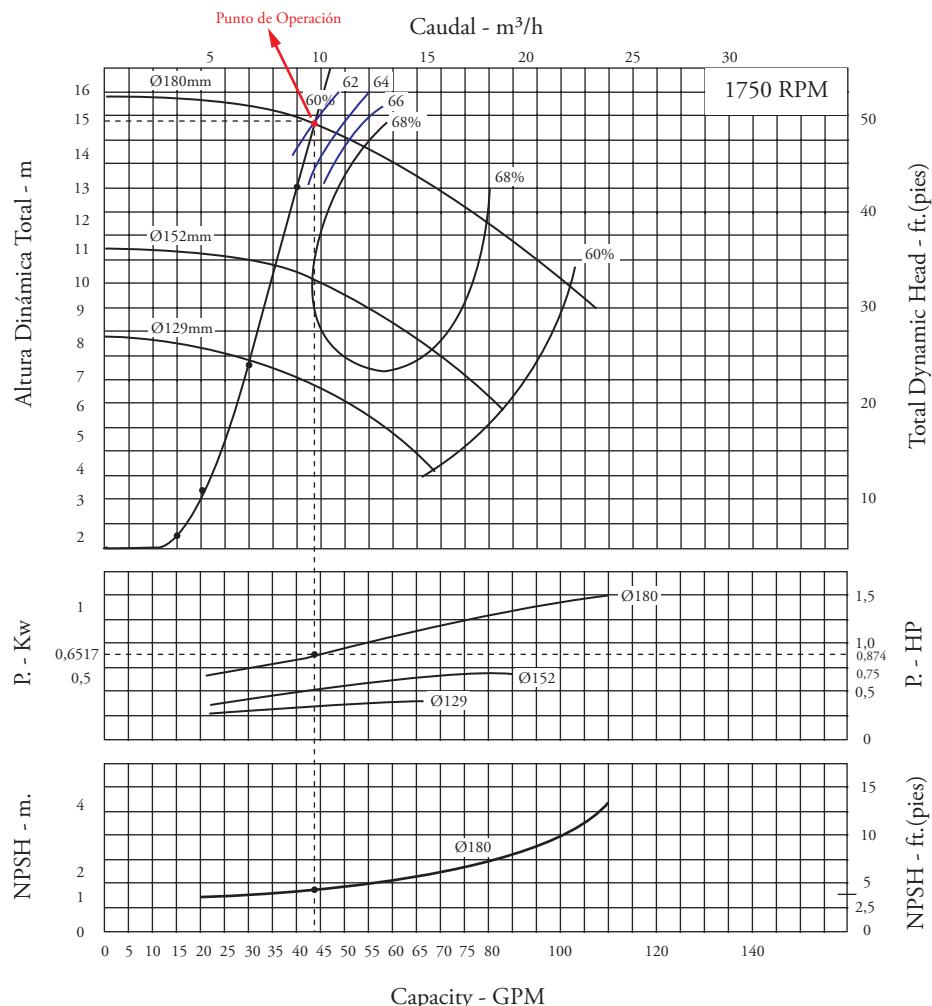
Fuente: Resultados de la investigación

este estudio se tiene que el 68,46% de las pérdidas totales del sistema son ocasionadas por las *pérdidas de longitud y accesorios* mientras que otro 22,20% corresponde a *pérdidas por fan coils* (con sus válvulas de bola y ajuste de flujo), indicando que estos son los puntos claves en los que debemos priorizar las investigaciones futuras dirigidas a la aplicación de medidas de ahorro que se reflejen en la disminución del consumo de energía.

De aquí que, una valoración preliminar nos indica que se deben realizar investigaciones para la modificación del sistema de tuberías reduciendo pérdidas, esto incluye:

- Cambio del material (rugosidad)
- Trazado de tubería
- Reducción de accesorios

Gráfico 4. Punto de operación cruzado con las curvas de Eficiencia según curva del fabricante



Fuente: Catálogo IHM - Resultados de la investigación

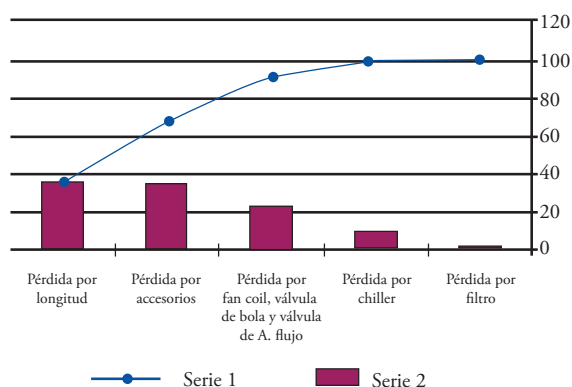
El análisis de la distribución de las pérdidas de carga total se muestra en el Cuadro 4.

Cuadro 4. Pérdidas totales del sistema por equipos

Causa	H (pérdida) en m	%	% Acumulado
Pérdidas por longitud	9,000	34,847	34,847
Pérdidas por accesorios	8,689	33,617	68,464
Pérdidas por fan coil, válvula de bola y válvula de ajuste de flujo	5,739	22,202	90,667
Pérdida por chiller	2,195	8,490	99,157
Pérdida por filtro	0,218	0,843	100,000
Total	26,000	100,00	

Fuente: Resultados de la investigación.

Gráfico 5. Diagrama de Pareto de pérdidas totales del sistema por equipos



Fuente: Resultados de la investigación.

Análisis de consumo energético para el punto de operación actual¹

Actualmente las características del generador instalado en el buque en estudio son las siguientes:

Un generador marca Caterpillar C4.4 de 1800 rpm y 76 kW, con un dato de desempeño de 5,81 gal/h,

al 100% de la capacidad, que opera con una eficiencia del 94%.

Los cálculos para el dato de potencia consumida o requerida para el conjunto motor-bomba, se determinan a continuación.

$$Potencia\ hidr\acute{a}ulica = \frac{Q_{op} * H_{op} * \rho * g}{1000W / kW} \quad (6)$$

Donde:

Q_{op} = flujo en el punto de operación en m³/seg.

H_{op} = carga en el punto de operación en m.

ρ = densidad del agua (1000Kg/m³).

g = constante gravitacional (9,81m/seg²).

Para el punto de operación actual del sistema tenemos:

Caudal = $Q = 43,15\text{ gpm}$.

Pérdida = $H = 15,13\text{ m}$.

Por lo tanto si sustituimos los valores en la ecuación 6 se obtiene que:

$$Potencia\ hidr\acute{a}ulica = 0,040406\text{ kW}$$

$$Potencia\ requerida\ (kW) = \frac{Potencia\ hidr\acute{a}ulica}{\eta} \quad (7)$$

Siendo η el rendimiento total del bloque e igual a:

$$\eta = \eta_{motor} * \eta_{bomba} * \eta_{acoplamiento} \quad (8)$$

Donde:

$$\eta_{motor} = 0,92$$

$$\eta_{bomba} = 0,62$$

$$\eta_{acoplamiento} = 1 \text{ para una transmisión directa motor-bomba.}$$

Lo que sustituyendo en la ecuación (7) corresponde a:

$$Potencia\ requerida\ (HP) = 0,950785\text{ Hp}$$

Teniendo en cuenta las características del generador, el consumo de combustible para satisfacer la potencia requerida se puede determinar así:

¹ León y Cruz (2007).

$$\text{para } 76 \text{ kW} \rightarrow 5,81 \text{ gal / h}$$

$$\text{para } 0,709 \text{ kW} \rightarrow x \text{ gal / h}$$

Eso corresponde a 0,05420 galones/hora. Suponiendo que el sistema trabaja alrededor de 24 horas al día los 365 días del año, el dato de consumo que se obtiene es de 474,792 galones/año.

Consumo energético estimado para el sistema por incremento de eficiencia en la bomba

Para complementar el diagnóstico energético del sistema de circulación de agua fría del buque, es necesario realizar análisis comparativos con respecto al consumo de la bomba en estudio y el ahorro que se podría obtener con la selección de una nueva que cumpla con las condiciones de operación de la que se encuentra instalada, con una eficiencia superior. De esta manera se identifica claramente cómo el hecho de implementar medidas de ahorro concretas y viables, que mejoren el rendimiento de los equipos y reduzcan las pérdidas de energía dentro del sistema, elevan la calidad de la operación de todo el conjunto.

Para este análisis se considera que la nueva bomba trabaje con el gasto actual correspondiente a 43,15 gpm, que entregue la misma carga de 15,13 m y como ejemplo de evaluación que opere con una eficiencia estimada de 68% y no del 62% como lo hace en la actualidad.

Sustituyendo en las ecuaciones 6 y 7 se tiene que:

$$\text{Potencia hidráulica} = 0,040406 \text{ kW}$$

$$\begin{aligned} \text{Potencia requerida (kW)} &= \frac{0,40406}{0,92 * 0,68 * 1} \\ &= 0,646 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\text{Potencia requerida (Hp)} = 0,8663003 \text{ Hp}$$

El consumo de combustible correspondiente al nuevo valor de la eficiencia estimada será:

$$\text{para } 76 \text{ kW} \rightarrow 5,81 \text{ gal / h}$$

$$\text{para } 0,646 \text{ kW} \rightarrow x \text{ gal / h}$$

Que corresponden a 0,049385 galones/hora. Suponiendo que el sistema trabaja alrededor de 24 horas al día, los 365 días del año, el consumo que se obtiene es de 432,613 galones/año.

Ahorros estimados por incremento de la eficiencia

Para estimar el ahorro por consumo en kW se tiene que:

$$A_{\text{consumo}} = (\text{Consumo Actual} - \text{Consumo Estimado}) \quad (9)$$

$$A_{\text{consumo}} = 0,709 - 0,646 = 0,063$$

Para estimar el ahorro por combustible en gal/año se tiene que:

$$A_{\text{consumo}} = (\text{Consumo Actual} - \text{Consumo Estimado}) \quad (10)$$

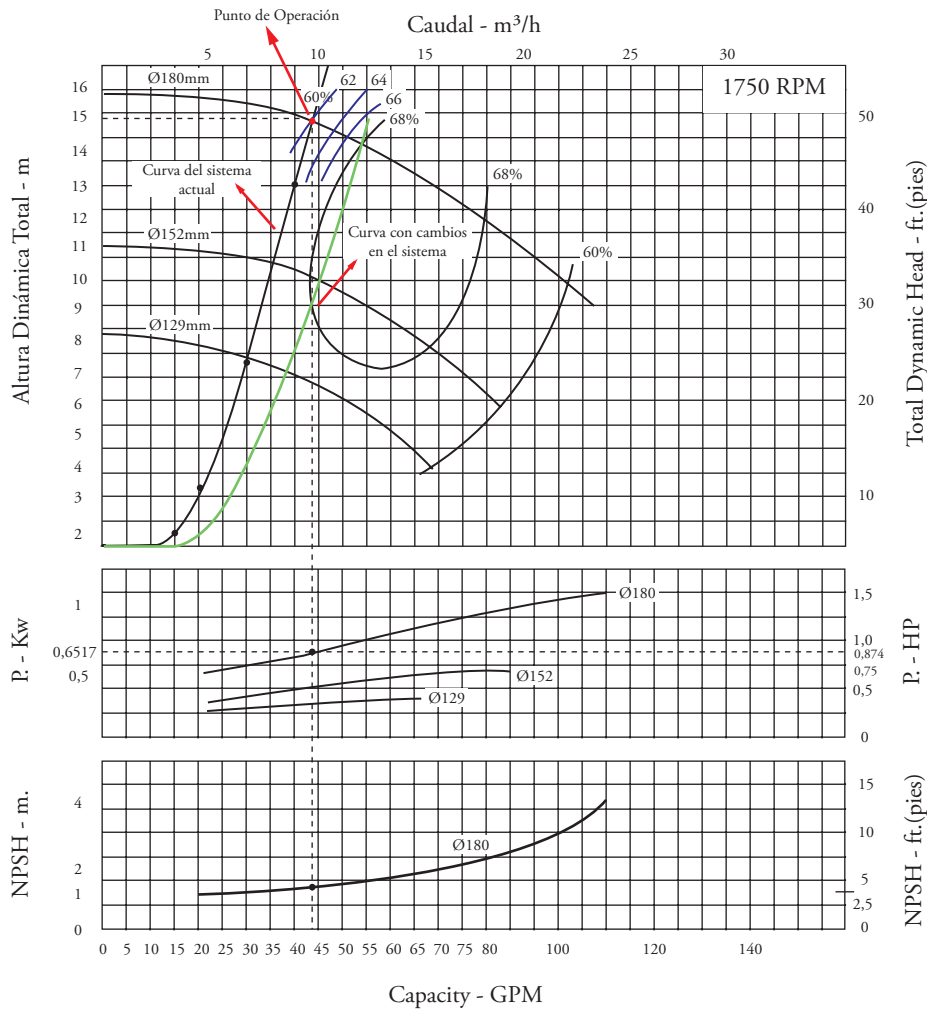
$$A_{\text{consumo}} = 474,792 - 432,613 = 42,179$$

Estimación de un nuevo trazado de tuberías en función de la constante R

Después de realizar y analizar los cálculos respectivos para el sistema de circulación de agua fría, es necesario estudiar la posibilidad de implementar mejoras en el trazado de tuberías incluyendo aspectos como longitud, accesorios y *fan coils*. Esto permite disminuir sustancialmente las pérdidas e incrementar el rendimiento, aprovechando al máximo la bomba instalada. Igualmente debe hacerse un estudio térmico que permita verificar que se estén supliendo las necesidades de confort de la embarcación.

Después de verificar el mejoramiento de la eficiencia de la bomba, se puede establecer que una opción viable para disminuir las pérdidas es llevar el sistema a otro estado de operación en donde no solo se incremente la eficiencia sino que se logre un consumo óptimo aprovechando la capacidad de la bomba. Partiendo de un valor de eficiencia estimada de aproximadamente 68% (tal como se hizo en el punto anterior), se pueden realizar otros análisis para el sistema ya que se tiene una nueva ecuación

Gráfico 6. Curva del sistema actual contra curva del sistema estimado



Fuente: Catálogo IHM - Resultados de la investigación

de pérdida de carga total, una curva y un punto de operación como se observa en el Gráfico 6.

Por lo tanto para el punto estimado sobre la curva “bomba-sistema” con una eficiencia del 68% se obtienen los siguientes parámetros de operación:

$$Q = 55 \text{ gpm} = 0,003469961 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$H = 14,5 \text{ m}$$

Con estos dos valores se puede determinar el valor de R que corresponde a la constante de la ecuación de pérdidas de la forma $H=RQ^2$ que abarca tramos rectos, accesorios y *fan coils*, de esta manera las ecuaciones para el sistema actual y el sistema con cambios quedan de la siguiente forma:

$$H_{\text{sistema actual}} = 2041477,46Q^2$$

$$H_{\text{deseado}} = R_{\text{sistema con cambios}} Q_{\text{deseado}}^2 \quad (11)$$

Para el sistema con cambios el valor de R según la ecuación, se determinaría de la siguiente manera:

$$R = \frac{H_{\text{deseado}}}{Q_{\text{deseado}}^2} \quad (12)$$

$$R = \frac{14,5 \text{ m}}{(0,003469961 \text{ m}^3/\text{seg})^2} = 1204255,989 \text{ seg}^2/\text{m}^5$$

De donde la ecuación de pérdida de carga del sistema con cambios sería:

$$H_{\text{sistema con cambios}} = 1204255,989Q^2$$

Por lo tanto la diferencia de la constante del sistema actual y el sistema con cambios permite cuantificar el valor de R que se va a disminuir en los puntos que generan mayores pérdidas, así:

$$R_{\text{sistema actual}} - R_{\text{sistema con cambios}} = R_{\text{a disminuir}}^2 \quad (13)$$

$$R_{\text{a disminuir}} = 2041477,46 - 12042559,89 = 837221,47 \text{ seg}^2/\text{m}^5$$

Este valor nos sirve como un punto de partida para realizar posteriores variaciones en el diseño del trazado para el sistema ya que teniendo este valor como meta nos permitirá cuantificar cada una de las mejoras que se hagan para llegar al sistema ideal.

A partir de estos datos es posible determinar el porcentaje de disminución para el valor de $R_{\text{a disminuir}}$ analizando cada constante R para longitud, accesorios y equipos varios en el sistema actual:

$$\%R_{\text{Adisminuir}} = \frac{R_{\text{a disminuir}}}{R_{\text{Sistema actual}}} * 100 \quad (14)$$

Por tanto:

$$\%R_{\text{Adisminuir}} = \frac{837221,47 \text{ seg}^2/\text{m}^5}{2041477,46 \text{ seg}^2/\text{m}^5} * 100 = 41 \%$$

Basados en este dato y en los valores obtenidos para los porcentajes de pérdidas según los diferentes equipos, se está en condiciones de jugar con estas variables de manera tal que se consigan los cambios esperados en el sistema y se obtengan las condiciones de operación deseada.

Conclusiones

Como resultado del estudio energético realizado al sistema de circulación de agua fría del buque No-driza VI, se llegó a las siguientes conclusiones:

La ecuación representativa de las pérdidas de todo el sistema y a partir de la cual se construyó la curva del sistema es:

$$H = 2041477,46Q^2$$

El punto de operación actual está definido por los siguientes parámetros: Eficiencia = 62%, Pérdi-

da de carga total = 15,13 m, Gasto = 43,15 gpm, Potencia=0,6517 kW, Carga neta de succión positiva (NPSH) =1,33 m.

El 68% de las pérdidas de energía son por longitud y accesorios, mientras que el 22% se concentran en los *fan coils* del sistema de acondicionamiento de aire de la embarcación.

El ahorro estimado por el hecho de llevar la bomba de un rendimiento del 62% hasta 68% es de: 0,063 kW y 42,179 galones de combustible al año.

Por estimación se tiene que un nuevo trazado de la tubería del sistema de circulación de agua fría con una curva que reduzca el valor de R (que abarca tramos rectos, accesorios y *fan coils*) ($H=RQ^2$) aproximadamente en 40% logra un aumento del rendimiento actual de la bomba hasta de 68%.

Los aspectos claves por estudiar en un futuro se centran en posibles cambios en los *fan coils* para disminuir pérdidas, reevaluar el trazado del sistema de tuberías, incluyendo modificaciones en las rutas con sus respectivos accesorios, además de un posible cambio del material, y por ultimo un cambio de la bomba por una de mejor rendimiento y disminución del consumo de energía con el fin de optimizar el sistema de circulación de agua fría en forma general. Por supuesto, debe hacerse un análisis de costos para estudiar la rentabilidad de todas estas propuestas.

Listado de abreviaturas

$\dot{Q}_{\text{ent neta}}$	= Transferencia neta de calor al fluido
$\dot{W}_{\text{flecha, ent neta}}$	= Entrada neta de trabajo en la flecha al fluido
P/ρ	= Energía de flujo
$V^2/2$	= Energía cinética
gz	= Energía potencial
H	= Carga o pérdida total (m)
g	= Constante gravitacional (9,81m/seg ²)
f	= Factor de fricción (adimensional)
L	= Longitud de tubería (m)

Q	= Caudal del flujo en tuberías (m ³ /seg) o (gpm)
D	= Diámetro de la tubería (m)
K	= Constante de pérdidas por accesorios (m)
V	= Velocidad del flujo en las tuberías (m/seg)
Re	= Número de Reynolds (adimensional)
$NPSH$	= Cabeza neta de succión positiva
R	= Constante de la ecuación de pérdidas
Q_{op}	= Flujo en el punto de operación en m ³ /seg
H_{op}	= Carga en el punto de operación en m
ρ	= Densidad del agua (1000 Kg/m ³)
η	= Rendimiento total del bloque
η_{motor}	= Rendimiento del motor
η_{bomba}	= Rendimiento de la bomba
$\eta_{acoplamiento}$	= Rendimiento del acoplamiento
$A_{consumo}$	= Ahorro por consumo en kW o en gal/año
$H_{deseado}$	= Carga total deseada para el nuevo sistema
$R_{sistema con cambios}$	= Constante de la ecuación de pérdidas para el sistema con cambios
$Q_{deseado}$	= Caudal del flujo en tuberías deseado para el sistema
$R_{sistema actual}$	= Carga total del sistema actual de la Nodriza
$R_{sistema a disminuir}$	= Carga total que se debe disminuir en el sistema

Borrito Nordelo A. E. et al., (2001), *Gestión energética empresarial*. Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente, Ceema. Universidad de Cienfuegos, Cuba.

Cengel Yunus A., Cimbala John M., (2006), *Mecánica de fluidos. Fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill.

León K, Cruz J., (2007), "Evaluación y diagnóstico para la optimización energética del sistema de circulación de agua fría en las embarcaciones tipo nodriza fluvial construidas por Cotecmar" [trabajo de grado], Cartagena, Universidad Tecnológica de Bolívar, carrera de Ingeniería Mecánica.

Lugo R, Sierra A, De Armas M., (agosto de 2005), Evaluación energética de los sistemas de conversión y consumo de energía de un buque tipo Nodriza de segunda generación. Documento. Especialización en gestión eficiente de la Energía, Universidad del Atlántico.

Potter, M. C. y Wiggert, D. C., (2002), *Mecánica de fluidos*; 3ª. ed. México, Editorial Thomson.

Sarría López B. y Monteagudo Yanes J. (Redacción y recopilación bibliográfica), "Eficiencia energética en el uso de los fluidos y las máquinas de flujo". Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente, Ceema. Universidad de Cienfuegos, Cuba. junio de 2002.

Sarría López B., Fajardo Cuadro J. y Lugo Villalba R., (2006), "Optimización energética en buques tipo Nodriza Fluvial". Documento de formulación del proyecto de investigación, desarrollo tecnológico e innovación. Cartagena, Colombia.

Referencias

Ambriz García J. J. y Paredes Rubio H. R., (1 al 3 de julio de 2002), "Eficiencia energética y normativa de sistemas de refrigeración y aire acondicionado" [ponencia], Universidad de Guadalajara, México.