MANIOBRABILIDAD EN AGUAS SOMERAS DE UN BUQUE FLUVIAL CON ALTA RELACIÓN MANGA/CALADO

Jaime David Mora Paz[1,*], Jorge Enrique Carreño Moreno[2], Oscar Darío Tascón Muñoz[3]

[1]COTECMAR, Cartagena, Colombia (jmora@cotecmar.com)
[2]Escuela Naval de Cadetes Almirante Padilla, Cartagena, Colombia (denap@enap.edu.co)
[3]COTECMAR, Cartagena, Colombia (otascon@cotecmar.com)
(*) Autor correspondiente

ABSTRACT

By means of several analysis processes, it is proven that a Riverine Support Patrol Vessel (RSPV), owned by the Colombian Navy, has good maneuverability characteristics. The design of the RSPV comprises, among other particulars, a high beam/draft ratio (9.5) and an azimuthal propulsion system of Pump-Jet type. Having the proper experimental results as well as the simulations attained through a mathematical model, it was possible to focus on this method's validation and the comparison of the results to the existing maneuverability standards. Such validation, which has been performed following the procedures recommended by IMO and ITTC, helps getting the certainty that the computational tool developed here works appropriately with the modeled non-conventional propulsion, and that the implemented shallow water effects are consistent. As to the maneuverability criteria, the resulting data under certain conditions were compared to the recommended minimum values, proving that the RSPV design fulfills such requirements and also its turning ability enhances when the ship is being operated in shallow water. This result corroborates some previously published works that reported the appearance of this phenomenon on high beam-draft ratio vessels.

Keywords: maneuverability; shallow water; riverine vessel; turning circle; full-scale trial; simulation.

RESUMEN

Mediante varios procesos de estudio se logra comprobar unas buenas características de maniobrabilidad en un buque Patrullero de Apoyo Fluvial Pesado (PAF-P) de la Armada Nacional de Colombia. El diseño de la PAF-P contempla, entre otras particularidades, una alta relación manga/calado (9.5) y un sistema de propulsión acimutal tipo Pump-Jet. Teniendo tanto los datos experimentales como las simulaciones logradas con un modelo matemático, fue posible concentrarse en la validación de este método y en la comparación de los resultados con los estándares de maniobrabilidad existentes. Dicha validación, que ha sido llevada a cabo según los procedimientos recomendados por OMI e ITTC, ayuda a tener certeza de que la herramienta computacional desarrollada funciona apropiadamente con el modelo de fuerzas de la propulsión no convencional usada, y que la implementación de los efectos de aguas someras es consistente. En cuanto a los criterios de maniobrabilidad, se hizo una comparación de los datos obtenidos en ciertos parámetros de una maniobra estándar y los valores mínimos recomendados, probando así que el diseño cumple a cabalidad los valores requeridos y que además su desempeño en el giro mejora cuando la maniobra se lleva a cabo en aguas poco profundas, lo cual corrobora algunos estudios publicados anteriormente que señalan este fenómeno en buques con alta relación manga/calado.

Palabras clave: maniobrabilidad; aguas someras; buque fluvial; círculo evolutivo; pruebas en escala real; simulación.

INTRODUCCIÓN

Los requisitos cada vez más exigentes en cuanto a misiones, limitaciones operacionales y ambientales así como nuevas tecnologías, imponen permanentemente retos a los arquitectos navales para generar alternativas de buques y valorar su bondad en las primeras etapas del proyecto. Este es el caso de los Buques Patrulleros de Apoyo Fluvial Pesados PAF-P, que por requerimiento de la Armada Nacional de Colombia ha diseñado y construido COTECMAR.

Los PAF-P, son buques fluviales cuya relación Manga-Calado (B/T) excede la mayoría de los buques existentes (B/T=9.5), debido principalmente a las restricciones en el calado a consecuencia de la escasa profundidad de los ríos. Estos buques están equipados con sistemas de propulsión acimutales tipo "Pump-Jet". Las particularidades del buque y del ambiente operacional, caracterizado por ríos tropicales con una variabilidad de profundidad dependiente del régimen de lluvias y sequía, así como la falta de canalización y la corriente, hacen que la maniobrabilidad y controlabilidad sean fundamentales para el cumplimiento de su misión; adicionalmente, no existen modelos matemáticos validados que permitan predecir en las primeras etapas del diseño la maniobrabilidad de este tipo de buques con los efectos asociados por profundidad.

La literatura existente describe los efectos negativos de la profundidad en los parámetros de maniobrabilidad de buques convencionales (Efecto tipo S), principalmente las trayectorias descritas en los círculos evolutivos aumentan en la medida que disminuye la profundidad; no obstante, en buques de alta relación manga-calado, B/T=7.51 en Yoshimura, et al. (1988) o B/T=6.38 en Yasukawa, et al. (1995) ha sido reportado el efecto contrario (Efecto tipo *non standard* - NS). Este último efecto sin embargo, ha sido observado mediante experimentación con modelos a escala pero no ha sido validado en pruebas de buques a escala real.

El efecto tipo NS en buques dotados con hélice y timones, se atribuye al mayor incremento de la fuerza del timón comparativamente con las fuerzas del casco en la medida que disminuye la profundidad; en el caso de estudio, el fenómeno está asociado a la mejor eficiencia de la bomba de agua "Pump-Jet" cuanto menor sea la velocidad de avance, lo cual sucede por el incremento de la resistencia sobre el casco a causa de la disminución de la profundidad.

El presente artículo condensa el aspecto de validación de un modelo matemático y análisis de resultados de maniobrabilidad conseguidos con este, desarrollado en la tesis doctoral "Simulación de maniobras de buques con sistemas de propulsión no convencional en aguas poco profundas" de Carreño (2012). En esta tesis se planteó una metodología de investigación para obtener un modelo de maniobrabilidad en aguas someras con experimentación y simulación computacional.

El plan de pruebas experimentales se basó en técnicas de Diseño de Experimentos "DOE" para racionalizar el número de corridas en diferentes condiciones de profundidad, velocidad y orientación del chorro (ángulo de timón). Para minimizar los errores por efectos ambientales y por inexactitud en los instrumentos de medición, se desarrolló un sistema de adquisición y procesamiento de datos de acuerdo con los lineamientos de ITTC.

Los resultados de las pruebas con buque a escala real validan el excelente desempeño de esta clase de buques, cumpliendo en exceso los criterios de maniobrabilidad existentes y muestran que el diámetro de giro y otras características de maniobrabilidad mejoran con la disminución de la profundidad en buques con alta relación manga-calado.

Al validar un modelo con la información de este caso de estudio, se puede obtener una herramienta que puede ser usada para la simulación de otros diseños similares, evaluando así el cumplimiento de las necesidades de maniobrabilidad para tal buque.

METODOLOGÍA

El proceso de trabajo se muestra en la Imagen 1, en la parte izquierda se señala el flujo de trabajo asociado a las pruebas a escala real, partiendo del diseño de experimento, en el que se dispuso como datos los simulados en TRIBON M3© para un buque similar pero equipado con hélice y timón, lo que derivó en una selección de los factores de mayor significancia estadística para definir el plan de pruebas final. Este plan de pruebas consideró 18 corridas de la maniobra de círculo evolutivo variando la profundidad del agua, la velocidad del buque y el ángulo de timón. Para la ejecución de pruebas y disminuir los errores de origen ambiental así como la exactitud de la misma, se diseñó y construyó un sistema de adquisición de datos siguiendo las recomendaciones de ITTC (2002a). La ejecución de pruebas tomó dos meses, entre Marzo y Abril de 2009 y posteriormente se llevó a cabo el procesamiento de información que incluyó las correcciones por efectos ambientales (corriente y viento) así como la validación de los ángulos de deriva mediante tratamiento digital de imágenes de video, y que terminó con la representación gráfica de las trayectorias, series temporales de variables de estado y el cálculo de los principales parámetros del Círculo Evolutivo como son Diámetro de Giro, Diámetro Táctico, Avance y Transferencia; de igual manera se obtuvieron las superficies de respuesta para estos parámetros.

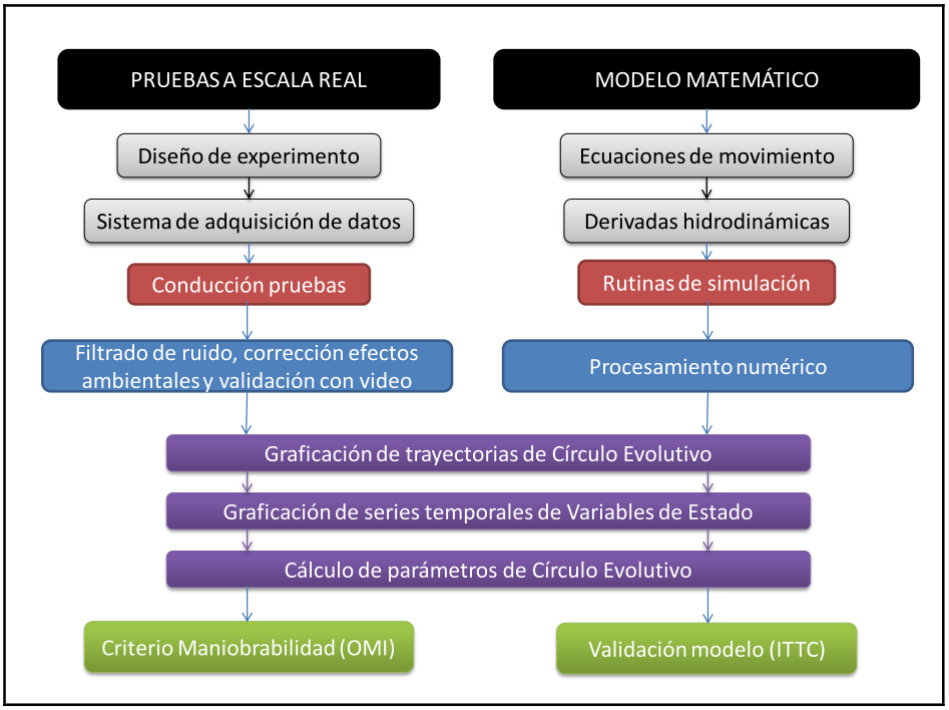

Imagen 1: Metodología de la investigación

Finalmente, se aplicó el criterio de maniobrabilidad para la maniobra de círculo evolutivo especificado por IMO (2002), de acuerdo con la especificación técnica del buque, cuyas medidas se pueden apreciar en la Imagen 2.

En la parte derecha de la Imagen 1, se describe el flujo de trabajo asociado al modelo matemático, partiendo de la modelación y programación en MATLAB de las ecuaciones de movimiento en tres grados de libertad (avance, deriva y guiñada). Las derivadas hidrodinámicas y coeficientes de interacción entre casco y propulsor se obtuvieron de diversas fuentes. Los componentes de resistencia al avance y deducción de empuje se han obtenido a partir de los ensayos de remolque y autopropulsión llevados a cabo en el canal de experiencias CTO en el año 2003. La modelación del sistema de propulsión se basó en los datos técnicos obtenidos de la curva característica de la bomba suministrados por el fabricante Schottel. Finalmente para el cálculo de las derivadas hidrodinámicas

y masas añadidas se ha hecho una extensa revisión bibliográfica y se han valorado diversas fuentes y autores. El detalle de este modelo puede verse en Carreño et al. (2013). En el presente artículo también se describe el modelo pero en un menor nivel de detalle.

El modelo está concebido de forma que puede variarse la velocidad inicial, la relación profundidad-calado (h/T) de la maniobra y el ángulo de descarga de las pump-jet. Las salidas del modelo son series de tiempo de las distintas variables de estado y una gráfica de trayectoria y actitud.

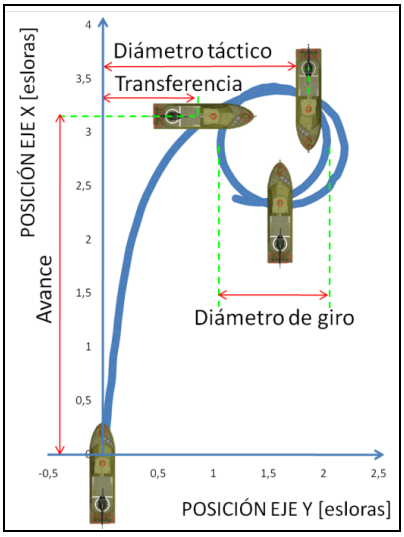

Imagen 2: Parámetros del Círculo Evolutivo

Descripción del caso de estudio

El buque objeto de estudio corresponde al PAF-P de tercera generación cuya fotografía durante pruebas de mar se ve en la Imagen 3. Las características principales del PAF-P se describen en la Tabla 1. El casco corresponde a un buque de río con muy poca astilla muerta y una alta relación Manga – Calado (B/T=9.5), diseñado para navegar en aguas muy poco profundas.

Imagen 3: Fotografía del buque PAF-P durante pruebas de mar (Fuente: COTECMAR)

El casco no tiene apéndices a excepción de un quillote central que permite separar el flujo de agua en cada bomba así como dos placas deflectoras que orientan el flujo de salida de la bomba y contribuyen en la disminución de la deducción de empuje.

El sistema de propulsión está compuesto por dos bombas centrífugas tipo “Pump–Jet” modelo SPJ 82RD, fabricados por Schottel, accionadas por motores diesel MTU Serie 60 450BHP@1800RPM con una conexión compuesta por engranaje reductor e inversor de marcha y un eje cardánico. El chorro de las bombas se puede orientar 360 grados de manera individual o en tándem a través de un mando tipo “Joy Stick” desde el puente de mando o localmente desde el cuarto de control de máquinas.

Tabla 1: Características principales buque PAF-P (Fuente: COTECMAR)

Características Principales: Buque Patrullero de Apoyo Fluvial Pesado PAF-P			
Eslora Total	L_{OA}	40.3	m
Eslora entre perpendiculares	L_{BP}	37.9	m
Manga	B	9.5	m
Calado de diseño	T	1.0	m
Desplazamiento	Δ	303	tons
Coeficiente de Bloque	C_B	0.78	
Coeficiente Prismático	C_P	0.87	
Radio de Giro	R_{ZZ}	8.53	m
Posición longitudinal del Centro de Gravedad	L_{CG}	17.31	m
Velocidad de diseño (aguas profundas)	V_{MAX}	9.5	knots
Motores principales	2 x MTU Series 60, 450BHP@1800RPM		
Dispositivo de propulsion	2 x SCHOTTEL Pump Jet, SPJ 82RD		
Astillero	COTECMAR		
Armador	Armada Nacional de Colombia		

Los resultados experimentales pertinentes a la valoración de la maniobrabilidad están consignados en la Tabla 3, junto con resultados numéricos y un error relativo. Para mayor detalle de las pruebas y el procesamiento de datos ver el artículo de Carreño et al. (2011).

SIMULACIÓN Y VALIDACIÓN

Modelo matemático

La dinámica del buque se expresa por medio del siguiente sistema de tres ecuaciones:

$$\begin{aligned}
&(m+m_x)\dot{u}-(m+m_y)vr+\frac{1}{2}(Y_{\dot{r}}+N_{\dot{v}})r^2=X\\
&(m+m_y)\dot{v}-Y_{\dot{r}}\dot{r}+(m+m_x)ur=Y\\
&(I_{zz}+J_{zz})\dot{r}-N_{\dot{v}}\dot{v}-(m_x-m_y)uv+\frac{1}{2}(Y_{\dot{r}}+N_{\dot{v}})ur=N
\end{aligned} \tag{1}$$

donde los grados de libertad son las velocidades u (avance), v (deriva) y r (guiñada), m es la masa del cuerpo, m_x y m_y son las masas añadidas por movimiento de avance y deriva, I_{zz} es el momento de inercia del buque, J_{zz} es el momento de inercia añadido, $N_{\dot{v}}$ y $Y_{\dot{r}}$ son coeficientes cruzados de inercia añadida, y X es la fuerza en avance, Y es la fuerza en deriva y N el momento en guiñada.

Las fuerzas y el momento mencionados se componen de los efectos hidrodinámicos (H) y la propulsión (P). Es de resaltar la ausencia de un término de fuerza de timón, debido a la existencia de un sistema de propulsión como el "Pump-Jet" a diferencia del sistema convencional hélice-timón. El modelo de fuerzas organizado en forma modular, la cual separa según sus orígenes las distintas fuerzas que actúan en el sistema, se puede ver en la ecuación (2):

$$\begin{aligned}
X&=X_H+X_P\\
Y&=Y_H+Y_P\\
N&=N_H+N_P
\end{aligned} \tag{2}$$

La fuerza en avance consiste en la resistencia del casco tanto al avance frontal, como la que surge por la deriva y la guiñada.

$$X_H=X_{uu}u^2+X_{\beta r}r\sin\beta+X_{rr}r^2 \tag{3}$$

El coeficiente X_{uu} se calcula en función de la velocidad de avance u, con datos de resistencia del casco de la PAF-P tanto en aguas profundas como en aguas poco profundas (ver Imagen 4),

teniendo en cuenta la interacción entre carena y propulsor, que en este caso son las bombas centrífugas del sistema de propulsión.

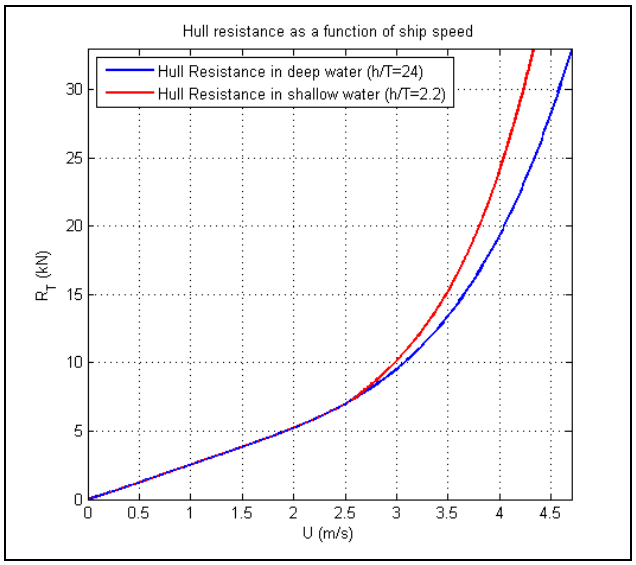

Imagen 4: Resistencia del casco en función de la velocidad

La fuerza hidrodinámica en deriva y el momento en guiñada vienen dados por un grupo de derivadas hidrodinámicas, tanto lineales como no lineales (Inoue et al., 1981), que se combinan tal como se aprecia en las siguientes ecuaciones:

$$Y_H = Y_\beta \beta + Y_r r + Y_{\beta\beta}\beta|\beta| + Y_{\beta r}\beta|r| + Y_{rr} r|r| \quad (4)$$

$$N_H = N_\beta \beta + N_r r + \left(N_{rr\beta} r + N_{\beta\beta r}\beta\right)\beta r + N_{rr} r^2 \quad (5)$$

Para la corrección de coeficientes por efecto de profundidad hay varios conjuntos de fórmulas en las publicaciones especializadas. Las que se implementaron fueron tomadas principalmente de Kijima & Nakiri (2003), con algunas variaciones gracias a la información disponible en Ankudinov et al. (1990), Clarke (1998) y Li & Wu (2003).

El empuje T_j es producido por la acción de la descarga de un par de bombas centrífugas, cuyo chorro es completamente orientable. El empuje nominal $T_{j,0}$ logrado por el sistema de propulsión es una función de la velocidad de avance del buque. Sin embargo, cuando el buque no se encuentra en movimiento de avance puro, se debe ajustar la velocidad al valor real de velocidad de flujo presente en la ubicación de las admisiones de las bombas, y a partir de esa velocidad se puede calcular el empuje y, como se explica más adelante, la deducción de empuje. El punto de operación puede ser conseguido a partir de las condiciones de la maniobra, y sintetizado en un factor numérico, que en este contexto se ha denominado factor de maniobra F_m. Así pues, las fórmulas para el empuje (antes de la deducción), tanto para la bomba de babor (p) como para la de estribor (s), corresponden a:

$$\begin{aligned} T_{j,p}\left(\boldsymbol{v}_{j,p}, h\right) &= F_m(h) T_{j,0}\left(\boldsymbol{v}_{j,p}\right) \\ T_{j,s}\left(\boldsymbol{v}_{j,s}, h\right) &= F_m(h) T_{j,0}\left(\boldsymbol{v}_{j,s}\right) \end{aligned} \quad (6)$$

donde h es la profundidad del agua, y $\boldsymbol{v}_{j,p}$ y $\boldsymbol{v}_{j,s}$ son los vectores de velocidad local en la posición de la admisión de las bombas de babor y estribor, respectivamente.

Usando la información de la Imagen 5 se puede obtener los componentes vectoriales de $\boldsymbol{v}_{j,p}$ y $\boldsymbol{v}_{j,s}$, los cuales vienen dados por las siguientes expresiones:

$$\boldsymbol{v}_{j,p} = \begin{pmatrix} u \\ v \end{pmatrix} + r \times x_{j,p} \quad (7)$$

$$\begin{pmatrix} u_{j,p} \\ v_{j,p} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u \\ v \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -ry_j \\ rx_j \end{pmatrix} \tag{8}$$

$$v_{j,s} = \begin{pmatrix} u \\ v \end{pmatrix} + r \times x_{j,s} \tag{9}$$

$$\begin{pmatrix} u_{j,s} \\ v_{j,s} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u \\ v \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} ry_j \\ rx_j \end{pmatrix} \tag{10}$$

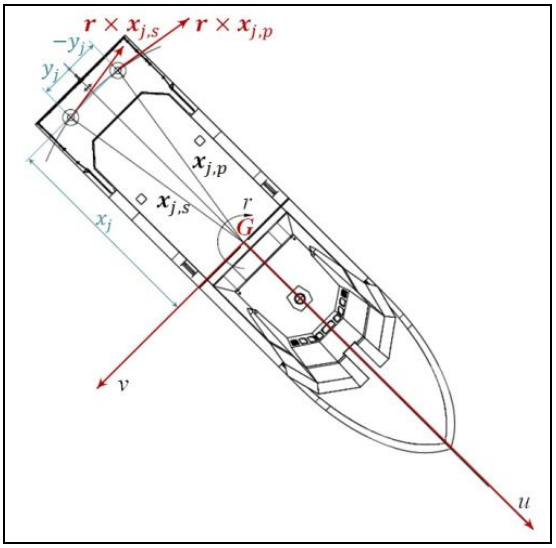

Imagen 5: Vectores de velocidad en el centro de gravedad y componentes en la succión de las bombas debido a la rotación del buque

La variación del empuje debe tratarse como función de la magnitud ($U_{j,p}$ y $U_{j,s}$) de los vectores de velocidad recientemente definidos ($v_{j,p}$ y $v_{j,s}$). De acuerdo a las definiciones hechas en las ecuaciones (7)-(10), estas magnitudes son:

$$U_{j,p} = |v_{j,p}|$$
$$U_{j,p} = \sqrt{(u - ry_j)^2 + (v + rx_j)^2} \tag{11}$$

$$U_{j,s} = |v_{j,s}|$$
$$U_{j,s} = \sqrt{(u + ry_j)^2 + (v + rx_j)^2} \tag{12}$$

El verdadero empuje ejercido por el sistema de propulsión sobre el buque es un producto del empuje ya definido en la ecuación (6) y un factor que sustrae el valor de la deducción de empuje *t*. Este parámetro se toma como función de la velocidad del flujo y la profundidad del agua. Después de realizar la descomposición de la fuerza de empuje en dirección de avance y deriva según el ángulo del chorro δ, las dos ecuaciones de fuerza de propulsión resultantes y la de momento de guiñada son:

$$X_p = \left((1-t)_s T_{j,s} + (1-t)_p T_{j,p}\right) \cos\delta \tag{13}$$

$$Y_p = -\left((1-t)_s T_{j,s} + (1-t)_p T_{j,p}\right) \sin\delta \tag{14}$$

$$N_p = Y_p x_j + \left((1-t)_p T_{j,p} - (1-t)_s T_{j,s}\right) y_j \cos\delta \tag{15}$$

De acuerdo con las especificaciones técnicas suministradas por el fabricante de las bombas del sistema de propulsión (*Schottel*), la variación del empuje generado por una bomba con respecto a la velocidad del buque se comporta tal como se aprecia en la Imagen 6. En dicha gráfica, además de la variable velocidad, la curva también se encuentra asociada al valor del *factor de servicio* (*SF*). Tal como se explicó previamente, el empuje en este modelo debe ser multiplicado por el llamado factor de maniobra en vez del factor de servicio, y por ello el valor de empuje $T_{j,0}$ que debe ser utilizado al

aplicar en la ecuación (16) es el correspondiente a la línea superior de la Imagen 6. Esta función lineal es:

$$T_{j,0}(U_j) = 32 - 1.555U_j \text{ [kN]} \tag{16}$$

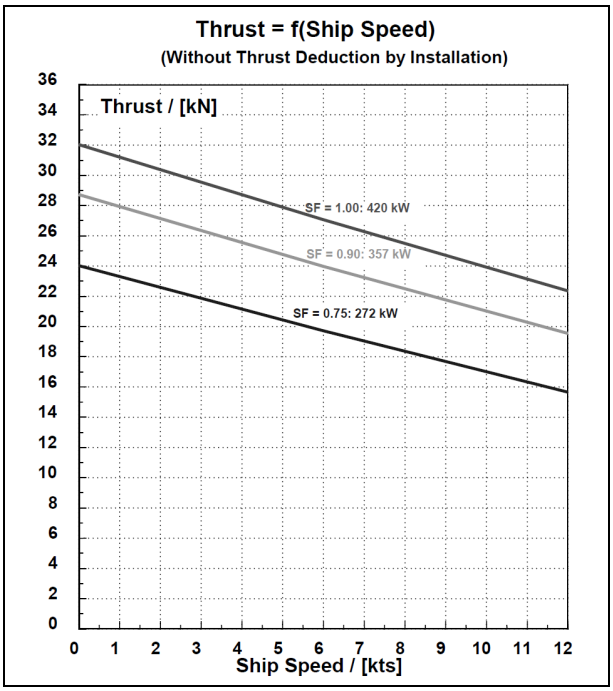

Imagen 6: Empuje de la bomba en función de la velocidad del buque (Fuente: Schottel)

El factor de deducción de empuje se infiere de la relación entre el empuje ideal generado por las dos bombas de propulsión y la resistencia del casco al avance, para lo cual se llevó a cabo el ensayo de autopropulsión también en CTO. La información está disponible para velocidades de 5 nudos (2.752 m/s) o más. Para una velocidad menor a esa magnitud, se consideró un valor constante de deducción de empuje. La función resultante para (1-*t*) se muestra en la Imagen 7.

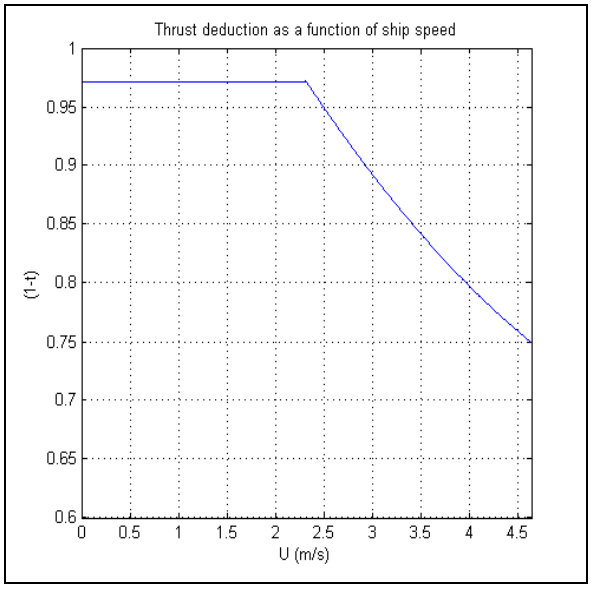

Imagen 7: Deducción de empuje en función de la velocidad del buque

Para el caso de aguas poco profundas, es decir para *h/T*=2.2 se utilizó una deducción de empuje constante (*t*=0.10), dado que no se disponía de información experimental.

Resultados de simulación

Las figuras presentadas a continuación ilustran la trayectoria de las maniobras simuladas de los ensayos de círculo evolutivo combinando dos profundidades y dos ángulos de orientación la propulsión. Se presenta la comparación de las maniobras con la misma profundidad, variando el ángulo de descarga (o de chorro) del pump-jet en la Imagen 8 y la Imagen 9. En estas ilustraciones se presenta la trayectoria con una línea azul que une los puntos de la maniobra simulada, y cada 20 segundos se muestra, con un polígono que representa esquemáticamente el buque, el rumbo calculado para ese instante. La posición está medida en esloras, y la gráfica también está acompañada de un pequeño círculo rojo que indica el momento en que el buque tiene un ángulo de rumbo de 90°, punto en el cual se miden parámetros importantes del círculo evolutivo, que son el avance y la transferencia.

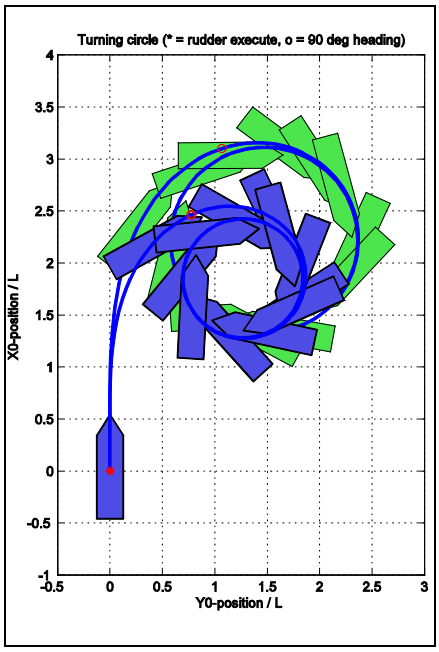

Imagen 8: Trayectoria y rumbo de simulación de maniobras en aguas profundas a 9 nudos, con ángulo de chorro de 10° (verde) y 20° (púrpura)

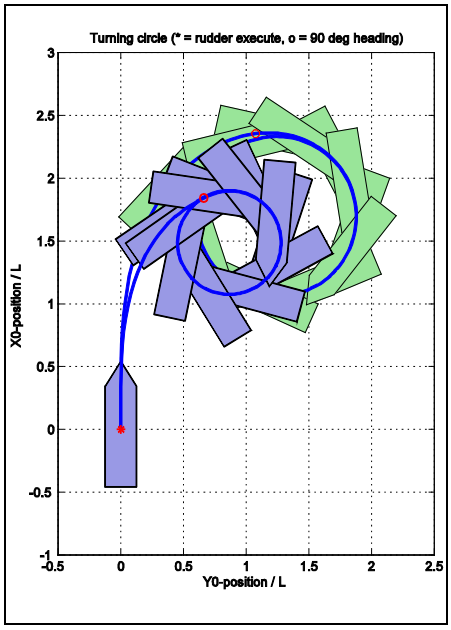

Imagen 9: Trayectoria y rumbo de simulación de maniobras en aguas someras a 8.4 nudos, con ángulo de chorro de 10° (verde) y 20° (púrpura)

En las gráficas precedentes es evidente que el diámetro de giro de la maniobra se reduce cuando se incrementa el ángulo de timón, y cuando se baja la profundidad. Nuevamente, son resultados que demuestran una gran maniobrabilidad de la nodriza y reproducen el efecto NS, comentado por Yoshimura, et al. (1988) y Yasukawa, et al. (1995).

Validación

Para efectos de validar el modelo y el algoritmo usado para simular las maniobras de este buque se recurrió al procedimiento expedido por la ITTC (2002b) en cuanto a validación de métodos de simulación. Se resalta en ese documento la importancia de disponer de datos de pruebas de escala real para validar el modelo, lo cual suele ser una dificultad en muchos casos por la carencia de información para un buque específico, debido a que, por la alta demanda de recursos que representa una prueba así, no abundan los casos en los que se pueda encontrar esos datos. En esta oportunidad, se prescinde de tal problema pues, tal como se explicó y reportó anteriormente, se llevaron a cabo las pruebas a escala real pertinentes, y por consiguiente es posible efectuar una validación confiable. De acuerdo con la referencia señalada, un buen indicador para la validación puede ser la medición de parámetros de círculo evolutivo, datos de los cuales hay disponibilidad.

Es importante, según el procedimiento en mención, especificar claramente los límites de funcionamiento del modelo desarrollado.

- Velocidad máxima de 9 nudos en aguas profundas y 8.4 nudos en aguas someras.
- Profundidad mínima validable de 2.2 metros.
- Ángulo de timón entre 10° y 20°, ya que son los dos valores usados en las pruebas de mar y porque la sintonización final fue lograda para este intervalo.

Los límites dados se consideran como el rango de parámetros de entrada para los cuales quedaría validado el método si se surte satisfactoriamente esta etapa. Como parte del proceso de validación, se efectúan un análisis de sensibilidad y una evaluación de error con respecto a datos de referencia, que en este caso son las pruebas en escala real. Gracias a esto es posible valorar si el método tiene consistencia y confiabilidad al ser usado en otras simulaciones similares.

<u>Análisis de sensibilidad</u>

La etapa de ajuste del algoritmo dejó en evidencia la sensibilidad de la respuesta ante la variación de algunos parámetros que forman parte del modelo. Un caso de esos está asociado a la influencia de las masas añadidas en la salida, sobre todo la de deriva. Varios valores entre dos opciones disponibles (gracias a diferentes fórmulas) fueron probados en las simulaciones, y se observó un cambio significativo en la respuesta del modelo, siendo un poco más notable en aguas someras que en aguas profundas. La Tabla 3 presenta los resultados de diámetro de giro para 5 valores de m_y a diferentes profundidades y ángulo de timón constante (10°), en donde se nota las diferentes tendencias que resultan de la variación de este dato.

Tabla 2: Sensibilidad del diámetro de giro con respecto a la masa añadida en deriva

Masa añadida en y (m'_y)	Diámetro de giro/Eslora (TD/L_{BP})	
	Aguas profundas (h/T=24)	Aguas someras (h/T=2.2)
20.15% de m'	3.6308	3.4956
24.51% de m'	2.8796	2.4812
28.88% de m'	2.3808	1.8801
33.25% de m'	2.0354	1.5119
<u>37.62% de m'</u>	<u>1.7839</u>	<u>1.2726</u>

Para verificar la consistencia del modelo en dos de las variables de entrada, a saber, la profundidad y el ángulo del chorro, algunos valores intermedios entre los dos límites predefinidos para estas variables. En la Imagen 10 la variación de la trayectoria y el rumbo se puede apreciar para cinco distintos ángulos de chorro, para aguas someras, mientras que la Imagen 11 contiene las gráficas de las maniobras resultantes a tres condiciones de profundidad diferentes y un ángulo constante de 10°.

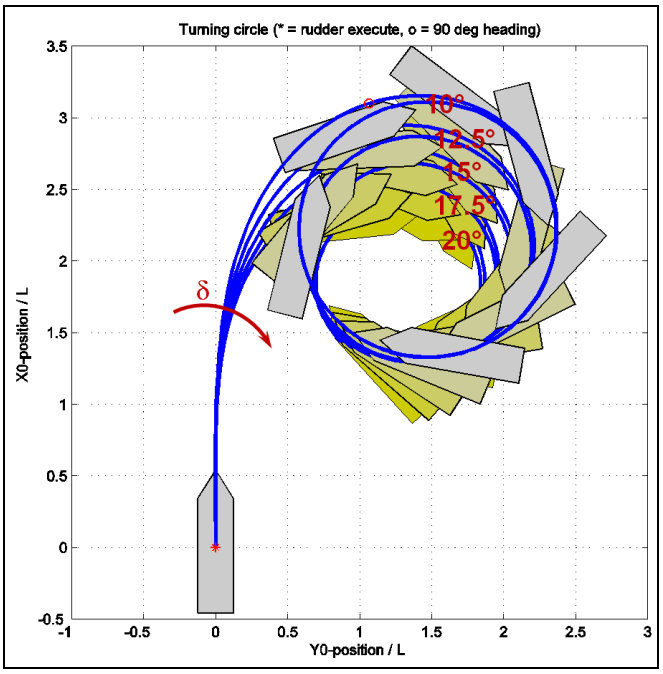

Imagen 10: Variación de la maniobra en aguas profundas con varios valores de ángulo de chorro δ

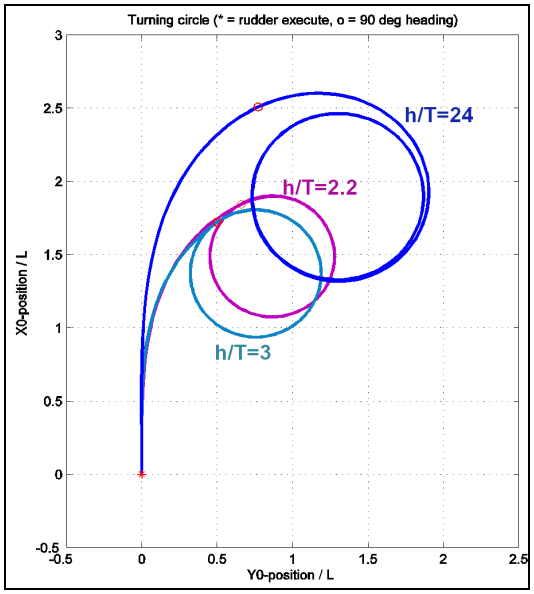

Imagen 11: Variación de la maniobra de 10° a 3 distintas profundidades: aguas profundas (línea azul), aguas someras con *h/T*=3 (línea cian) y aguas someras con *h/T*=2.2 (línea magenta)

Después de observar la primera de las imágenes anteriores, se puede notar una disminución tanto en el diámetro de giro y el avance a medida que el ángulo del chorro aumenta. La segunda imagen muestra cómo varía decrecientemente el diámetro de giro cuando la maniobra se simula a menores profundidades. Las imágenes previas confirman la consistencia del modelo de maniobrabilidad ante la variación de los parámetros de entrada y manteniendo las mismas condiciones en el algoritmo.

La tendencia encontrada, además de demostrar una consistencia del modelo, puede tomarse como un resultado coherente con la experimentación a escala real, en la cual se observó una buena maniobrabilidad del buque estudiado, y la mejora de esta propiedad al navegar en aguas menos profundas (el ya citado efecto NS).

Las imágenes 12 y 13 presentan una comparación gráfica de la trayectoria y rumbo del buque que se calcularon con la simulación y los datos experimentales de las pruebas a escala real. Las maniobras contrastadas son la que fue efectuada con ángulo de chorro de 20° y a máxima velocidad a dos profundidades diferentes (9 nudos en aguas profundas, 8.4 nudos en aguas someras).

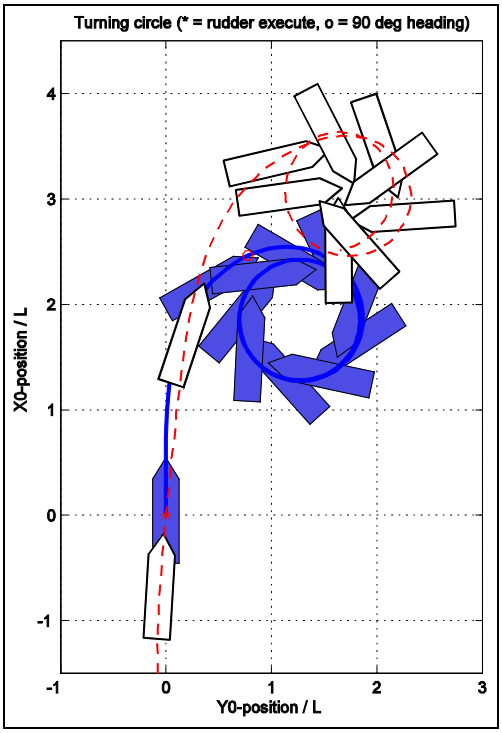

Imagen 12: Comparación de trayectoria y rumbo de la maniobra real (línea roja-polígonos blancos) y la simulada (línea azul- polígonos púrpura) para aguas profundas y ángulo de chorro de 20°

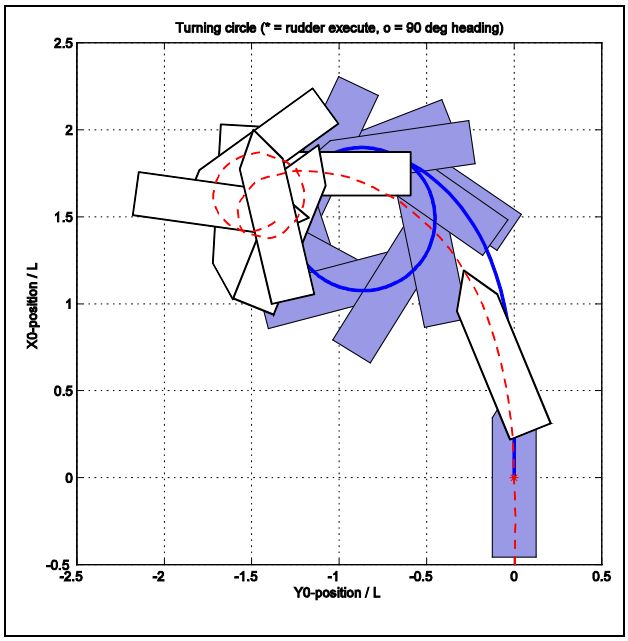

Imagen 13: Comparación de trayectoria y rumbo de la maniobra real (línea roja-polígonos blancos) y la simulada (línea azul- polígonos púrpura) para aguas someras y ángulo de chorro de 20°

Además de las figuras precedentes, mediante el uso de los datos reportados en las pruebas experimentales, fue posible sintetizar esa información y registrar los resultados de la simulación, con el propósito de evaluar cuán buena fue la aproximación computacional. Los resultados consignados en la Tabla 3 incluyen no solo las medidas principales de la maniobra de círculo evolutivo (diámetro de giro, diámetro táctico, avance y transferencia) sino los valores finales de algunas variables de estado cuando el buque ha alcanzado estado estacionario en su giro (ángulo de deriva, velocidad de guiñada y velocidad final).

Tabla 3: Error relativo entre resultados de simulación y pruebas en escala real

Vel. inicial	Áng. chorro	Prof.	Diám. de giro	Diám. táctico	Avance	Trans.	Áng. deriva	Vel. de guiñada	Vel. final	Método
(nudo)	(°)	(*h/T*)	/L	/L	/L	/L	(°)	(°/s)	(m/s)	
9	20	24	0.978	1.920	2.561	1.127	70.22	3.812	1.709	ESCALA REAL
			1.143	1.754	2.464	0.776	36.46	4.048	1.531	SIMULACIÓN
			17%	-9%	-4%	-31%	-48%	6%	-10%	ERROR RELATIVO
8.4	20	2.2	0.473	1.099	1.200	0.376	70.34	4.066	1.229	ESCALA REAL
			0.826	1.215	1.843	0.661	33.08	2.168	0.593	SIMULACIÓN
			75%	11%	54%	76%	-53%	-47%	-52%	ERROR RELATIVO
9	10	24	2.195	3.061	2.765	1.968	-	-	2.379	ESCALA REAL
			1.784	2.305	3.101	1.066	23.53	3.780	2.231	SIMULACIÓN
			-19%	-25%	12%	-46%	-	-	-6%	ERROR RELATIVO
8.4	10	2.2	1.732	2.596	2.061	1.642	87.59	4.249	1.952	ESCALA REAL
			1.273	1.866	2.355	1.075	12.43	2.363	0.995	SIMULACIÓN
			-27%	-28%	14%	-35%	-86%	-44%	-49%	ERROR RELATIVO

VALORACIÓN DE MANIOBRABILIDAD

Para valorar estas cualidades la Organización Marítima Internacional recomienda la realización de pruebas de círculo evolutivo, pruebas de zig-zag y pruebas de parada de colisión, sin embargo los estándares referidos no cubren todos los tipos de buques ni las circunstancias operacionales en que navegan algunos de ellos.

La organización Marítima Internacional, OMI, adoptó mediante la resolución MSC.137 (76) en el año 2002, los estándares para maniobrabilidad de buques y en el mismo año, publicó la circular MSC/Circ.1053, (IMO, 2002) con las notas explicativas para la aplicación de dichos estándares.

Las características de maniobra, promulgadas por la OMI, son medidas típicas de desempeño y manejo de los buques que tienen un interés náutico. Para evaluar las características de maniobrabilidad de los buques, se establecieron los siguientes parámetros: Estabilidad dinámica inherente, capacidad para mantener un rumbo, habilidad de giro inicial/cambio de rumbo, aptitud para corregir la guiñada, capacidad de giro y capacidad de parada.

La Unión Europea en el año 2006 adoptó la directiva Nº 2006 C/166-E/01 (The European Parliament and The Council of the European Union, 2006) en la cual se establecen los requerimientos de maniobrabilidad a ser cumplidos por los buques que navegan en la red fluvial europea y se resumen en la capacidad de parar, capacidad de marcha atrás, capacidad de ejecutar maniobras evasivas y capacidad de girar contra la corriente.

El Registro Fluvial Ruso, según The European Parliament (2005), ha definido los criterios de maniobrabilidad para los buques fluviales de eslora igual a superior a 40m., evaluando la capacidad de girar a partir del diámetro de giro en régimen estable, el cual debe ser igual o menor de 2 esloras. Igualmente incorpora un criterio para la evaluación de la estabilidad de ruta o direccional,

basado en el diámetro de giro en régimen estable que describe el buque navegando en aguas profundas sin corriente, sin accionar el timón y con las hélices rotando a su velocidad nominal. Se considera satisfactoria la estabilidad de ruta si el diámetro de giro es 10 o más veces la eslora del buque y si el buque continúa moviéndose en línea recta sin girar y sin accionar el timón.

En cualquier caso los criterios mencionan la importancia de valorar la maniobrabilidad de buques fluviales mediante la ejecución de maniobras evasivas, no obstante no están definidas y quedan a juicio de la administración.

Los criterios anteriormente descritos, sin embargo, dejan muchos vacíos, por cuanto no cubren a todos los tipos de buques ni a las circunstancias operacionales en las que navegan algunos de ellos. Las principales desventajas son: no se tiene en cuenta el efecto de aguas poco profundas, ni buques con propulsión no convencional entre otros.

Desde el punto de vista de capacidad de giro, el PAF-P cumple tanto los requerimientos OMI, como los referidos del Registro Fluvial Europeo y Fluvial Ruso.

OMI valora satisfactoria la capacidad de giro si el Avance no excede 4.5 esloras y el Diámetro Táctico no excede 5 esloras. Como se observa en la Tabla 5, la primera para el buque PAF-P equipado con hélices y timones en tanto que la segunda para el buque PAF-P equipado con sistema de propulsión acimutal tipo "Pump-Jet", el criterio se cumple satisfactoriamente, con un margen mayor pare el último de los buques referido.

En cuanto al criterio de capacidad de giro establecido por el Registro Fluvial Ruso, igualmente se cumple, inclusive en el caso del PAF-P se observa que en aguas poco profundas aplicando un ángulo del chorro de 10° el Diámetro de Giro es de solo 1.73 esloras.

Tabla 4: Parámetros de círculo evolutivo obtenidos en pruebas a escala real

PROFUNDIDAD	VELOCIDAD	ÁNGULO DE TIMÓN	DIÁMETRO DE GIRO	DIÁMETRO TÁCTICO	AVANCE
h/T	Nudos	grados	Esloras	Esloras	Esloras
2.2	8.4	10	1.73	2.60	2.06
2.2	8.4	20	0.47	1.10	1.20
24	9	10	2.19	3.06	2.76
24	9	20	0.98	1.92	2.56

Lo anterior, demuestra que el sistema de propulsión acimutal imprime unas características de maniobrabilidad excepcional en términos de capacidad de giro que hacen que los criterios se cumplan fácilmente con amplios márgenes, superior a los obtenidos con buques equipados con sistemas de propulsión y gobierno convencional (hélice y timón). A este respecto existen estudios en los que se ha evaluado la aplicabilidad de criterios OMI a buque equipados con sistemas de propulsión tipo "POD", llegando a la conclusión que el criterio da información equivalente acerca de la respuesta de maniobrabilidad de estos buques comparados con buques con sistemas de propulsión convencional y por tanto el criterio puede ser aplicado directamente, así como fue hecho por Woodward et al. (2009).

Desde un punto de vista práctico, debido al diseño de los buques fluviales y a sus zonas de operación, es casi imposible llevar a cabo las maniobras que definen los criterios mencionados anteriormente. En el caso de la maniobra de zig-zag, es muy difícil de llevar a cabo por buques fluviales pues sus tiempos de reacción son mucho más cortos que los buques oceánicos y dado que está basado en la valoración de los ángulos de sobrepaso hace que no sea práctico debido a que los buques de gran tamaño tienen ángulos grandes debido a su inercia en tanto que los pequeños

también debido a su alta velocidad angular de guiñada, como en Dijkhuis et al. (1993); por el contrario, las maniobras típicas en el río incluyen el cambio de curso y maniobras evasivas.

La maniobra evasiva típica es la de cambio paralelo de curso, que consiste en hacer un cambio en la trayectoria del curso, paralelo al original. Diferentes enfoques han sido formulados, y definidos índices para la operación del buque, algunos de ellos basados en el rumbo, como en Fukuto et al. (1990), tiempo para operar el timón, velocidad de guiñada como el de Dijkhuis et al. (1993), entre otros. Las maniobras de cambio de curso están determinadas por la velocidad de guiñada del buque, el ángulo de deriva y la capacidad del timón para contrarrestarla mediante la aplicación de ángulos intermedios.

Hoy en día existe un camino por recorrer teniendo en cuenta las dificultades descritas anteriormente, en particular la poca información disponible de pruebas reales, la inexactitud de las mismas debido a los efectos ambientales en las que se conducen, la inexactitud de los equipos de medición y falta de estandarización de las mismas así como al compromiso de las autoridades fluviales de establecer un criterio común.

CONCLUSIONES

El buque PAF-P cumple ampliamente los estándares de OMI en cuanto a habilidad para cambio de rumbo, lo cual se demostró mediante la conducción de círculos evolutivos en condiciones de aguas profundas.

Se ha demostrado que la habilidad de giro del buque PAF-P mejora con la disminución de la profundidad, esto se evidencia con la disminución de los diámetros de giro, diámetro táctico, avance y transferencia al pasar de profundidades $h/T=24$ a aguas poco profundas con $h/T=2.2$, validando de esta forma el efecto tipo NS, descrito por Yoshimura, et al. (1988) y Yasukawa, et al. (1995) en experimentación con buque a escala real.

Un análisis de sensibilidad realizado al modelo muestra que éste pude funcionar apropiadamente entre los límites de las variables de entrada, teniendo en cuenta algunos parámetros del algoritmo logrados mediante una etapa de ajuste.

Aun siendo el diámetro de giro la única variable que tuvo una buena aproximación en todos los casos y que pudo ser validada gracias a la existencia de información completa, algunas otras variables como la velocidad de guiñada final tuvieron una muy buena aproximación también, pero los datos no eran suficientes. Además, algunas de las variables de salida restantes fueron un buen estimativo para solo una de las profundidades (diámetro táctico y transferencia en aguas profundas), o para solo uno de los ángulos del pump-jet (velocidad final para el caso de 10°). Estos resultados sugieren que el modelo aquí aplicado es una herramienta válida para simular embarcaciones de manga ancha con propulsión acimutal aunque no pueda ofrecer una buena aproximación en todas las condiciones.

Se ha validado el modelo matemático de maniobrabilidad mediante pruebas con buque a escala real, los que supone que los factores de escala no existen, cuyos resultados pueden ser usados por la comunidad científica para llevar a cabo y validar simulaciones de maniobrabilidad, especialmente aquellas asociadas a buques que navegan en aguas poco profundas, de alta relación manga-calado y con sistemas de propulsión no convencionales.

Los datos experimentales disponibles que se usaron para validar el modelo propuesto permiten que se acepten los resultados del modelo solo para un rango preestablecido pero esto se torna un

resultado muy limitado puesto que el caso estudiado permitió dar validez al modelo entre 10° y 20° pero al tratarse de un sistema acimutal una gran área de operación no queda cubierta.

REFERENCIAS

[1] Ankudinov, V., Miller, E., Jakobsen, B., & Dagget, L., "Maneuvering Performance of Tugbarge Assemblies in Restricted Waterways", Proceedings of MARSIM'90 , Tokyo, Japan, 1990, pp. 515-525

[2] Carreño, J. E., "Simulación de maniobras de buques con sistemas de propulsión no convencional en aguas poco profundas", Madrid, España: Universidad Politécnica de Madrid, Tesis doctoral, 2012

[3] Carreño, J. E., Jimenez, V. H., & Sierra, E. Y., "Ship Manoeuvrability: Full Scale Trials Of Colombian Navy Riverine Support Patrol Vessel", Ship Science and Technology, Vol. 5 (9), 2011, pp. 69-86

[4] Carreño, J. E., Mora, J. D., Pérez, F. L., "Mathematical model for maneuverability of a riverine support patrol vessel with a pump-jet propulsion system", Ocean Engineering, Vol. 63, 2013, pp. 96-104

[5] Clarke, D., "The effect of shallow water on manoeuvring derivatives using conformal mapping", Control Engineering Practice, Vol. 6, 1998, pp. 629-634

[6] Dijkhuis, T., Van Toorenburg, J., & Verkerk, F., "New manoeuvring criteria for the river Rhine", Proceedings of MARSIM'93 , St. John's, Canada, 1993, pp. 77-86

[7] Fukuto, J., & Fuwa, T., "A Proposal of a Practical Ship Maneuverability Test", Proceedings of MARSIM'90, Tokyo, Japan, 1990, pp. 439-445

[8] IMO., "Standards for Ship Manoeuvrability". Resolution MSC.137(76), 2002

[9] IMO., "Explanatory Notes to the Standards for Ship Manoeuvrability". MSC/Circ.1053, 2002

[10] Inoue, S., Hirano, M., & Kijima, K., "Hydrodynamic Derivatives on Ship Manoeuvring. International Shipbuilding Progress", Vol. 28 (321), 1981, pp.112-125

[11] ITTC., "ITTC Recommended Procedures. Full Scale Meausurements, Manoeuvrability, Full Scale Manoeuvring Trials", Procedure (7.5-04-02-01), 2002, pp. 1-18

[12] ITTC., "ITTC Recommended Procedures. Testing and Extrapolation Methods, Manoeuvrability, Validation of Manoeuvring Simulation Models", Procedure (7.5-02-06-03), 2002, pp. 1-11

[13] Kijima, K., & Nakiri, Y., "On the practical prediction method for ship manoeuvring characteristics", Proceedings of MARSIM'03 , III (RC-6), Kanazawa, Japan, 2003

[14] Li, M., & Wu, X., "Simulation calculation and comprehensive assessment on ship maneuverabilities in wind, wave, current and shallow water", Proceedings of MARSIM'90, Tokyo, Japan, 1990, pp. 403-411

[15] The European Parliament and The Council of the European Union, "Technical requirements for inland waterway vessels", Directive 2006/C199E/01, 2006

[16] The European Parliament, Draft "Recommendations on a Harmonized Europe Wide Technical Requirements for Inland Navigation Vessels", 2005

[17] Woodward, M., Atlar, M., & Clarke, D., "Application of the IMO Maneuvering Criteria for POD-Driven Ships", Journal of Ship Research , Vol 53 (2), 2009, pp. 106-120

[18] Yasukawa, H., & Kobayashi, E., "Shallow water model experiments on ship turning performance", Mini Symposium on Ship Manoeuvrability, Fukuoka, Japan: The West-Japan Society of Naval Architects, 1995, pp.71-83

[19] Yoshimura, Y., & Sakurai, H., "Mathematical Model for the Manoeuvring Ship Motion in Shallow Water (3rd Report)". Journal of KSNAJ , Vol. 211, 1988, pp. 115-126