

Estimación Eficiente de Parámetros y Control en Base a un Sistema de Guía LOS Modificado de un Vehículo Subacuático

Elías Revestido Herrero^{a,*}, Francisco J. Velasco^a, Luis M. Vega^b, Francisco J. Lastra^a

^aDep. Tecnología Electrónica e Ingeniería de Sistemas y Automática, Universidad de Cantabria, c/ Gamazo, 1, Santander, España.

^bDept. CC y TT de la Navegación y Construcción Naval, Universidad de Cantabria, c/ Gamazo, 1, Santander, España.

Resumen

En este trabajo, se propone una metodología para la mejora de la eficiencia en la estimación de parámetros de un modelo de maniobra no lineal de un vehículo subacuático no tripulado con forma de torpedo. Para este cometido, se dispone de datos de diferentes ensayos, llevados a cabo con el citado vehículo en las instalaciones del Canal de Experiencias Hidrodinámicas del Pardo, Madrid. En la metodología propuesta, se tiene en cuenta los siguientes aspectos para mejorar la eficiencia en la estimación de los parámetros: selección del periodo de muestreo, suavizado de los datos adquiridos en los ensayos considerando un compromiso entre varianza y sesgo del filtro suavizador a aplicar, análisis del modelo de regresión lineal clásico planteado en cada ensayo, desde el punto de vista estadístico para la estimación de los parámetros. Las mejoras de la eficiencia se verifican mediante métodos gráficos y estadísticos. Además, se propone una modificación del método line-of-sight (LOS) convencional que proporciona resultados satisfactorios en presencia de corrientes oceánicas mediante la realización de un procedimiento sencillo.

Palabras Clave:

Estimación de parámetros, mínimos cuadrados ordinarios, mínimos cuadrados generales, modelo de maniobra no lineal, LOS.

Efficient Parameter Estimation and Control Based on a Modified LOS Guidance System of an Underwater Vehicle

Abstract

In this work, a methodology is proposed for the improvement of the parameter estimation efficiency of a non-linear manoeuvring model of a torpedo shaped unmanned underwater vehicle. For this purpose, data from different tests, were carried out with the aforementioned vehicle at the facilities of the Canal de Experiencias Hidrodinámicas del Pardo, Madrid. In the proposed methodology, the following aspects are taken into account in order to improve the parameter estimation efficiency: selection of the sampling period, smoothing of the data acquired in the tests considering a compromise between variance and bias of the smoothing filter to be applied, analysis of the classical linear regression model proposed in each trial, from the statistical point of view for the estimation of the parameters. Improvements in efficiency are verified by graphical and statistical methods. In addition, a modification of the conventional LOS method is proposed which provides satisfactory results in the presence of ocean currents by performing a simple procedure.

Keywords: Parameter estimation, ordinary least squares, general least squares, non linear manoeuvring model, LOS.

1. Introducción

El uso de vehículos no tripulados, en el campo naval, se conoce ampliamente en el mundo científico (Yildiz et al., 2009). Uno de los sectores que están contribuyendo a esta tecnología

con más peso en los últimos años corresponde al sector militar y de seguridad. La formación de la flota constituye uno de los requisitos básicos para el diseño de una nueva generación de buques que se emplearán en misiones diversas, como la limpieza de minas, guerra antisubmarina, perímetro de defensa, gue-

*Autor para correspondencia: revestidoe@unican.es

rra de superficie, apoyo a las operaciones de fuerzas especiales, etc. La incorporación de vehículos no tripulados en Defensa, han contribuido al estado del arte de los sistemas no tripulados (Riola, 2011) para misiones peligrosas o de alto riesgo, tales como el seguimiento, la detección y neutralización de minas. Hoy en día, los autonomous underwater vehicles-unmanned underwater vehicles (AUV-UUVs) son de suma importancia, tanto en aplicaciones y procedimientos para la exploración submarina como en aplicaciones de defensa y civiles. Para este tipo de aplicaciones, es habitual en primer lugar, la obtención de un modelo matemático de maniobra para el diseño de controladores de movimiento.

Resulta de gran importancia, en construcción naval, obtener un modelo matemático de maniobra lo más exacto que sea posible para satisfacer los acuerdos contractuales que se hacen en la construcción de un vehículo. Este requisito es también de suma importancia en aplicaciones de control de movimiento en el que, si el modelo matemático utilizado para el diseño de control no es exacto cuando se consideran las condiciones de funcionamiento del vehículo, o si existen perturbaciones externas, es difícil ajustar el controlador para un buen comportamiento del vehículo. A este respecto, se encuentran en la literatura un importante número de contribuciones en lo que se refiere al ajuste del modelo de maniobra y también a la exactitud del mismo cuando se aplican mínimos cuadrados ordinarios (MCO) con vehículos de superficie (Shields and Hodder, 1982), (Suleiman, 2000), (Yoon and Rhee, 2003), (Oltmann, 2003), (Mahfouz, 2004), (Yoon et al., 2007), (Revestido Herrero and Velasco, 2012). De la misma manera, en lo que se refiere a vehículos subacuáticos se encuentran referencias (Alessandri et al., 1998), (Caccia et al., 2000), (Smallwood and Whitcomb, 2003), (Tiano, 2004), (Hegrenæs et al., 2007), (Vervoort, 2009), (Miskovic and Vukic, 2011), (Gibson et al., 2015) donde también se hace hincapié en el ajuste de los datos y en la exactitud del modelo cuando se aplican MCO. Por lo tanto, la aplicación de MCO es ampliamente conocida en la literatura, sin embargo, en lo que se refiere a la consideración de la eficiencia en la estimación de parámetros para modelos de maniobra con este tipo de métodos no se encuentran referencias específicas. En el caso de la estimación de parámetros, en base a datos adquiridos en canal, objeto de estudio en este artículo, la eficiencia en la estimación es de alta importancia dado el elevado coste en la realización de estos ensayos. El número de datos que se pueden capturar está limitado y resulta importante obtener estimaciones eficientes, en la medida de lo posible. En este artículo se pretende cubrir este aspecto de la literatura, proponiendo una metodología de mejora en la eficiencia de la estimación de parámetros de un modelo de maniobra no lineal de un vehículos subacuático en base a la aplicación de MCO.

Una manera de obtener los parámetros de un modelo de maniobra es llevar a cabo pruebas en canal de tipo PMM (Planar Motion Mechanism) (Lewis, 1989). En la literatura se encuentran algunos artículos relacionados con las pruebas PMM con vehículos submarinos como los publicados por Phillips et al. (2007) y Guo and Chiu (2001). En este trabajo, se han realizado modificaciones en las pruebas PMM con el fin de estimar los coeficientes de balance y los parámetros de los actuadores.

Por otra parte, en base a los citados modelos de maniobra se desarrollan sistemas de seguimiento de camino. Line of Sight

(LOS) es un método ampliamente conocido de navegación que proporciona resultados satisfactorios para el seguimiento de un camino definido por waypoints, siendo los trabajos publicados por los siguientes autores: Aguiar and Pascoal (1997); Caharija et al. (2012b,a); Healey and Lienard (1993); Pettersen and Lefeber (2001), un extracto de las contribuciones más significativas. Sin embargo, este método tiene la desventaja de que si el vehículo está funcionando en condiciones reales, tales como en presencia de corrientes, se pueden producir grandes errores transversales de camino. En este caso, no hay un número tan grande de publicaciones como en el método convencional LOS y las contribuciones existentes que tienen que ver con las corrientes oceánicas son bastante complejas como en Caharija et al. (2012b,a). En este trabajo, se propone una modificación del método LOS convencional que proporciona resultados satisfactorios en presencia de corrientes oceánicas mediante la realización de un procedimiento sencillo.

2. Modelo de maniobra

Los vehículos subacuáticos se mueven en seis grados de libertad (GDL). Con el fin de describir el movimiento del vehículo, se necesitan tres coordenadas de traslación y otros tres para definir la orientación. Los sistemas de coordenadas que se utilizan para estudiar el movimiento del vehículo son: un sistema de coordenadas fijo al vehículo, que se utiliza para definir su traslación y los movimientos de rotación y otro que se encuentra en la tierra para describir su posición y orientación.

El modelo de maniobra no lineal de 6 GDL se puede expresar de la siguiente forma, (Fossen, 1994):

$$\mathbf{M}\dot{\mathbf{v}} + \mathbf{C}(\mathbf{v})\mathbf{v} + \mathbf{D}(\mathbf{v})\mathbf{v} + \mathbf{g}(\boldsymbol{\eta}) = \boldsymbol{\tau}, \quad (1)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{v} + \boldsymbol{\omega}, \quad \dot{\boldsymbol{\eta}} = \mathbf{J}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{v}$$

donde $\boldsymbol{\eta} = [x, y, z, \phi, \theta, \psi]^T$ es el vector de posición y los ángulos de Euler, $\mathbf{v} = [u, v, w, p, q, r]^T$ son las velocidades lineales y angulares, $\boldsymbol{\tau} = [X, Y, Z, K, M, N]^T$ son las fuerzas y momentos $\boldsymbol{\omega}$ es el ruido en la medición. \mathbf{M} es la matriz de masa adicional, $\mathbf{C}(\mathbf{v})\mathbf{v}$ es el término de Coriolis, $\mathbf{g}(\boldsymbol{\eta})$ es la matriz de restauración, $\mathbf{J}(\boldsymbol{\eta})$ es la matriz de rotación y $\mathbf{D}(\mathbf{v})\mathbf{v}$ representa el amortiguamiento hidrodinámico, que es una combinación de términos lineales y no lineales. Las matrices de la ecuación (1) considerando las simetrías del vehículo objeto de estudio de este artículo (ver Anexo A) se indican a continuación, según Fossen (2002). La relación cinemática entre la velocidad \mathbf{v} en el sistema de coordenadas fijado al casco y la posición $\boldsymbol{\eta}$ en el sistema de coordenadas NED (North East Down) viene dada por:

$$\mathbf{J}(\boldsymbol{\eta}) = \begin{bmatrix} \mathbf{R}(\boldsymbol{\Theta}) & \mathbf{0}_{3 \times 3} \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & \mathbf{T}_{\boldsymbol{\Theta}}(\boldsymbol{\Theta}) \end{bmatrix} \quad (2)$$

donde

$$\mathbf{R}(\boldsymbol{\Theta}) = \begin{bmatrix} c\psi c\theta & -s\psi c\theta + c\psi s\theta & s\psi s\theta + c\psi c\theta s\theta \\ s\psi c\theta & c\psi c\theta + s\psi s\theta s\psi & -c\psi s\theta + s\psi s\psi s\theta \\ -s\theta & c\theta s\psi & c\theta c\psi \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$T_{\Theta}(\Theta) = \begin{bmatrix} 1 & -s\phi t\theta & c\phi t\theta \\ 0 & c\phi & -s\phi \\ 0 & \frac{s\phi}{c\theta} & \frac{c\phi}{c\theta} \end{bmatrix}, \theta \neq \frac{\pi}{2} \quad (4)$$

y $c(\cdot) = \cos(\cdot)$, $s(\cdot) = \sin(\cdot)$, $t(\cdot) = \tan(\cdot)$ y $\Theta = [\phi \theta \psi]^T$.

Las matrices de cuerpo rígido y masa añadida, $\mathbf{M} = M_{RB} + M_A$.

$$M_{RB} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & mz_G & 0 \\ 0 & m & 0 & -mz_G & 0 & mx_G \\ 0 & 0 & m & 0 & mx_G & 0 \\ 0 & -mz_G & 0 & I_x & 0 & 0 \\ mz_G & 0 & -mx_G & 0 & I_y & 0 \\ 0 & -mz_G & 0 & 0 & 0 & I_z \end{bmatrix} \quad (5)$$

donde m es la masa del vehículo, I_x , I_y , y I_z son los momentos de inercia, $r_G = [x_G, y_G, z_G]^T$ es la posición del centro de gravedad con respecto al origen del sistema de coordenadas fijado al casco.

$$M_A = \begin{bmatrix} -X_{\dot{u}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -Y_{\dot{v}} & 0 & 0 & 0 & -Y_{\dot{r}} \\ 0 & 0 & -Z_{\dot{w}} & 0 & -Z_{\dot{q}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -K_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -M_{\dot{w}} & 0 & -M_{\dot{q}} & 0 \\ 0 & -N_{\dot{v}} & 0 & 0 & 0 & -N_{\dot{r}} \end{bmatrix} \quad (6)$$

En este artículo, se considera que el vehículo subacuático opera en profundidades por debajo de la zona afectada por el movimiento inducido por las olas. Por lo tanto se considera que los coeficientes de la matriz de masas añadidas son constantes, para más detalles sobre este aspecto y sobre condiciones de operación ver Perez and Fossen (2006) y Fossen (2012).

La matriz de Coriolis $\mathbf{C}(v) = C_{RB}(v) + C_A(v)$

$$C_{RB} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & c_{41} & -c_{51} & -c_{61} \\ 0 & 0 & 0 & -c_{42} & c_{52} & -c_{62} \\ 0 & 0 & 0 & -c_{43} & -c_{53} & c_{63} \\ -c_{41} & c_{42} & c_{43} & 0 & -c_{54} & -c_{64} \\ -c_{51} & -c_{52} & -c_{53} & -c_{54} & 0 & -c_{65} \\ c_{61} & c_{62} & -c_{63} & c_{64} & c_{65} & 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

donde

$$\begin{aligned} c_{41} &= mz_G r & c_{54} &= -I_z r \\ c_{42} &= mw & c_{61} &= m(x_G r + v) \\ c_{43} &= m(z_G p - v) & c_{62} &= -mu \\ c_{51} &= m(x_G q - w) & c_{63} &= -mx_G p \\ c_{52} &= m(z_G r + x_G p) & c_{54} &= I_y q \\ c_{53} &= m(z_G q + u) & c_{65} &= -I_x p \end{aligned} \quad (8)$$

$$C_A(v) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & -a_3 & a_2 \\ 0 & 0 & 0 & a_3 & 0 & -a_1 \\ 0 & 0 & 0 & -a_2 & a_1 & 0 \\ 0 & -a_3 & a_2 & 0 & -b_3 & b_2 \\ a_3 & 0 & -a_1 & b_3 & 0 & -b_1 \\ -a_2 & a_1 & 0 & -b_2 & b_1 & 0 \end{bmatrix}$$

donde

$$\begin{aligned} a_1 &= X_{\dot{u}} u & b_1 &= K_p p \\ a_2 &= Y_{\dot{v}} v + Y_{\dot{r}} r & b_2 &= M_{\dot{w}} w + M_{\dot{q}} q \\ a_3 &= Z_{\dot{w}} w + Z_{\dot{q}} q & b_3 &= N_{\dot{v}} v + N_{\dot{r}} r \end{aligned}$$

Las matrices de amortiguamiento hidrodinámico $\mathbf{D}(v)v = D_l(v)v + D_{nl}(v)v$

$$D_l(v) = \begin{bmatrix} X_{\dot{u}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Y_{\dot{v}} & 0 & 0 & 0 & -Y_{\dot{r}} \\ 0 & 0 & Z_{\dot{w}} & 0 & Z_{\dot{q}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{\dot{w}} & 0 & M_{\dot{q}} & 0 \\ 0 & -N_{\dot{v}} & 0 & 0 & 0 & N_{\dot{r}} \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$D_{nl}(v) = \begin{bmatrix} X_{u|u}|u| & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Y_{v|v}|v| & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Z_{w|w}|w| & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{p|p}|p| & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_{q|q}|q| & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_{r|r}|r| \end{bmatrix} \quad (10)$$

El producto $D_{nl}(v)v$ representa los términos de amortiguamiento viscoso debido al principio de desprendimiento de vórtices, para más detalles ver Fossen (1994).

El vector de flotabilidad.

$$g(\Theta) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ (z_G W - z_B B) \cos(\theta) \sin(\phi) \\ (z_G W - z_B B) \sin(\theta) + (x_G W - x_B B) \cos(\theta) \cos(\phi) \\ -(x_G W - x_B B) \cos(\theta) \sin(\phi) \end{bmatrix} \quad (11)$$

donde $W = mg$ es el peso del cuerpo sumergido, g es la aceleración de la gravedad, $B = \rho g \nabla$, ∇ es el volumen sumergido, x_B y z_B denotan la localización del centro de carena. Se ha fijado la estructura del modelo (1) determinada por los elementos de las matrices anteriores, teniendo en cuenta las simetrías del vehículo objeto de estudio (véase el Apéndice A) (planos XZ e YZ de simetría, babor / estribor y proa / popa).

El empuje, del sistema de propulsión del vehículo, se puede expresar como:

$$T = \rho D_h^4 K_T n |n| (1 - t) \quad (12)$$

donde ρ es la densidad del agua, D_h es el diámetro de la hélice, n son las revoluciones de la hélice por segundo, t es el coeficiente de empuje (valores típicos de 0.05 a 0.2) y K_T es un coeficiente adimensional (Fossen, 1994). Basándose en la ecuación de empuje (12) y el momento de guiñada, se obtiene la siguiente expresión según Refsnes et al. (2008):

$$\begin{bmatrix} \tau_{X,th} \\ \tau_{N,th} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ d_p & -d_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_p \\ T_s \end{bmatrix} \quad (13)$$

donde $\tau_{X,th}$ es la fuerza de avance, $\tau_{N,th}$ es el momento de guiñada, d_p es la distancia del centro de masas a la hélice, T_p es el empuje de estribor y T_s es el empuje de babor. Además, el ángulo de balance $\phi \neq 0$:

$$\tau_{M,th} = -(T_p - T_s d_p) \sin(\phi) \quad (14)$$

La fuerza de propulsión de arfada la proporciona la hélice vertical del vehículo ($\tau_{z,th} = T(n_v)$). Donde T es el empuje definido en (12) y n_v son las revoluciones de la hélice vertical.

Como resultado, las fuerzas generadas por los elementos de propulsión son $\tau = [\tau_{x,th}, 0, \tau_{z,th}, 0, \tau_{M,th}, \tau_{N,th}]$.

2.1. Modelo de Corriente

Suponiendo que el fluido es irrotacional, el vector de velocidad de corriente en el sistema de coordenadas NED está dado por (Fossen, 2002):

$$v_c^e = [v_x, v_y, v_z, 0, 0, 0]^T \tag{15}$$

donde $V_c = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2}$, y

$$v_x = V_c \cos \psi_c \cos \theta_c \tag{16}$$

$$v_y = V_c \sin \psi_c \cos \theta_c \tag{17}$$

$$v_z = V_c \sin \theta_c \tag{18}$$

ψ_c y θ_c son el ángulo de corriente horizontal y vertical, respectivamente.

Entonces, la velocidad de la corriente en el sistema de coordenadas NED se expresa con respecto al sistema de coordenadas solidario al casco de la siguiente manera:

$$v_c = [v_x, v_y, v_z, 0, 0, 0]^T \tag{19}$$

$$v_c = \text{diag}[R^T(\Theta), 0_{3 \times 3}] v_c^e \tag{20}$$

donde u_c es el vector de corriente de avance, v_c es el vector de corriente transversal y w_c es el vector de corriente de arfada, respectivamente. Esto da como resultado la siguiente velocidad relativa:

$$v_r = v - v_c \tag{21}$$

Finalmente, el modelo de maniobra indicado en (1) es ahora el siguiente, incluyendo el efecto de la corriente:

$$M\dot{v} + C(v_r)v_r + D(v_r)v_r + g(\eta) = \tau, \tag{22}$$

siendo $\dot{v}_c = 0$.

3. Ensayos en canal

En esta sección se indican los ensayos que se realizaron en el Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo (CEHIPAR) para la estimación de parámetros del modelo matemático que se ha definido en la sección 2. Para ello, se ha utilizado un vehículo con forma de torpedo cuyos datos principales figuran en el Apéndice A. Los ensayos consistieron en hacer distintos movimientos controlados del vehículo mientras este es arrastrado a lo largo del canal de aguas tranquilas del CEHIPAR. En la figura 1 se muestra el montaje del vehículo con dos actuadores lineales.

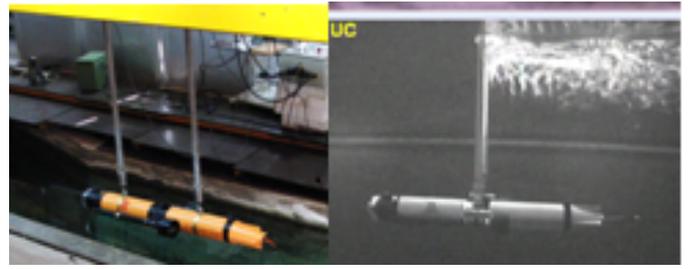


Figura 1: (Izquierda) Montaje del vehículo c'inspector en las instalaciones del CEHIPAR (Derecha) Ensayo de balance dinámico.

Los ensayos realizados (ver tabla 1) fueron los siguientes:

- Ensayo de Resistencia y Aceleración Longitudinal (vehículo en posición adrizada): se remolca el vehículo a diferentes velocidades donde se estima el vector de parámetros $\hat{\vartheta}_1$.
- Ensayo de Guiñada Estática (como el anterior pero con el vehículo girado 90 grados): donde se estima el vector de parámetros $\hat{\vartheta}_7$.
- Ensayo de Cabezada Estático: donde se estima $\hat{\vartheta}_2$.
- Ensayo de Balance Dinámico (montaje figura 1, derecha): donde se estima el vector parámetros $\hat{\vartheta}_{13}$.
- Ensayo de Cabezada Dinámico: donde se estiman los vectores de parámetros $\hat{\vartheta}_3$ y $\hat{\vartheta}_4$.
- Ensayo de Guiñada Dinámico (como el anterior pero con el vehículo girado 90 grados): donde se estiman los vectores de parámetros $\hat{\vartheta}_8$ y $\hat{\vartheta}_9$.
- Ensayo de Arfada Dinámica (vehículo en posición adrizada): donde se estiman los vectores de parámetros $\hat{\vartheta}_5$ y $\hat{\vartheta}_6$.
- Ensayo de Desplazamiento Transversal Estático (como el anterior pero con el vehículo girado 90 grados): donde se estima el vector de parámetros $\hat{\vartheta}_{10}$.
- Ensayo de Desplazamiento Transversal Estático (vehículo en posición como el anterior): donde se estiman los vectores de parámetros $\hat{\vartheta}_{11}$ y $\hat{\vartheta}_{12}$.

Para más detalles sobre los ensayos ver Phillips et al. (2007). Además de los ensayos PMM convencionales que estiman los parámetros de desplazamiento transversal y guiñada como se hace en el artículo de Phillips et al. (2007) o los parámetros de arfada y cabeza como es el caso de la contribución de Guo and Chiu (2001), en el presente trabajo se ha realizado un ensayo específico para estimar los parámetros de balance. El montaje del vehículo para este ensayo se muestra en la imagen derecha de la figura 1.

Asimismo, se han realizado dos ensayos diferentes para estimar los parámetros de las unidades de propulsión horizontal y vertical del vehículo objeto de estudio de este artículo. En ambos ensayos, el vehículo se arrastra a la velocidad de 1,5m/s mientras se varían las revoluciones de las hélices entre el 35 % y el 60 % de las revoluciones máximas para el propulsor horizontal y entre el -60 % y el 60 % de las revoluciones máximas para el propulsor vertical.

Tabla 1: Tabla resumen de los ensayos llevados a cabo en las instalaciones del CEHIPAR.

Ensayos	Ecuaciones, parámetros estimados $\hat{\vartheta}_i$	Amplitudes/Velocidades/Revoluciones
Resistencia y aceleración longitudinal	$X = X_0 + X_u + X_{ u } u + (-m + X_u)\dot{u}$ $\hat{\vartheta}_1 = [X_0, X_u, X_{ u } u , X_u]^T$	(0.5 m/s - 2.0 m/s)
Cabezada dinámica y estática	$w = U \sin(\theta)$, $Z_w w$, $\hat{\vartheta}_2 = Z_w$ $Z = Z_q \dot{q} + (Z_q - mU)q$, $\hat{\vartheta}_3 = [Z_0, Z_q, Z_q]^T$ $M = (-I_{yy} + M_q)\dot{q} + (M_q - mx_G U)q + M_{ q } q q$, $\hat{\vartheta}_4 = [M_0, M_q, M_q, M_{ q } q q]^T$	(5° y 10°), Periodo de oscilación 3s.
Arfada dinámica	$Z = (-m + Z_w)\dot{w} + Z_{ w } w + Z_w w$ $\hat{\vartheta}_5 = [Z_0, Z_w, Z_w, Z_{ w } w]^T$ $M = M_w \dot{w} + M_w w$, $\hat{\vartheta}_6 = [M_0, M_w, M_w]^T$	(0.05m-0.15m), Periodo de oscilación 3s.
Guiñada estática y dinámica	$u = U \sin(\psi)$, $Y = Y_v v$, $N = N_v v$, $\hat{\vartheta}_7 = [Y_v, N_v]^T$ $Y = Y_r \dot{r} + (Y_r - mU)r$ $\hat{\vartheta}_8 = [Y_0, Y_r, Y_r]^T$ $N = (-I_{zz} + N_r)\dot{r} + (N_r - mx_G U)r + N_{ r } r r$ $\hat{\vartheta}_9 = [N_0, N_r, N_r, N_{ r } r r]^T$	(5° a 10°).
Desp. transversal dinámico	$u = U \sin(\psi)$, $Y = Y_v v$, $N = N_v v$ $\hat{\vartheta}_{10} = [Y_v, N_v]^T$ $Y = (-m + Y_v)\dot{v} + Y_v v + Y_{ v } v v$ $\hat{\vartheta}_{11} = [Y_0, Y_v, Y_v, Y_{ v } v v]^T$ $N = N_v \dot{v} + N_v v$, $\hat{\vartheta}_{12} = [N_v, N_v]^T$	(0.05m - 0.15 m)
Balance dinámico	$K = (-I_{xx} + K_p)\dot{p} + K_p p + K_{ p } p p$ $\hat{\vartheta}_{13} = [K_0, K_p, K_p, K_{ p } p p]^T$	(10, 20 y 30), Periodo de oscilación 3s.
Propulsores horizontales	ecuación(13), $\hat{\vartheta}_{13} = K_T$	35 % y 60 % de las revoluciones máximas.
Propulsor vertical	$\tau_{z,th} = T(n_v)$, $\hat{\vartheta}_{14} = K_T$	-60 % y 60 % de las revoluciones máximas.
Actuador de cabezada	$M = M_p d$, $\hat{\vartheta}_{15} = M_p$ donde d es el porcentaje de desplazamiento, Se ha de tener en cuenta que este momento debe añadirse a τ_M	0 % y 100 %

Finalmente, dado que el vehículo de este trabajo cuenta con un actuador interno, que consiste en una masa que se puede desplazar a lo largo del vehículo con el objetivo de modificar el ángulo de cabezada del mismo. Para la obtención del modelo de este actuador, se llevó a cabo un ensayo con el vehículo en una posición fija mientras se desplaza la masa interna entre el 0 % y el 100 % del desplazamiento máximo (ver la última fila de la tabla 1).

En la tabla 1 se muestran los parámetros estimados en cada uno de los ensayos correspondientes al modelo de la ecuación (1) y datos de amplitudes descritas por el vehículo, velocidad del carro y revoluciones de los propulsores. Todos los parámetros que se han estimado, se refirieron a un sistema de coordenadas ortogonal dextrógiro con centro en el eje del cilindro a una distancia de 785 mm del extremo de proa del vehículo (a la altura del cáncamo de sujeción situado entre el orificio del propulsor vertical y el orificio de compensación). Para la estimación de los parámetros se ha planteado, el modelo clásico de regresión lineal, que se puede escribir con la siguiente notación:

$$z = \varphi\vartheta + \omega \quad (23)$$

donde,

$z = [z_1 z_2 \dots z_N] = N \times 1$ vector de mediciones de salida.

$\vartheta = [\vartheta_0 \vartheta_1 \dots \vartheta_n] = n_p \times 1$ vector de parámetros desconocidos, $n_p = n + 1$

$\varphi = [1 \ \varphi_1 \ \varphi_2 \dots \varphi_n] = N \times n_p$ matriz de regresores

$\omega = [\omega_1 \ \omega_2 \dots \omega_N] = N \times 1$ vector de errores en la medición.

$N =$ Número de muestras.

$n =$ Número de parámetros.

donde ϑ_0 es el parámetro de sesgo, que se corresponde con el regresor de unos incluido en φ . Según Klein and Morelli (2006) es conveniente introducir en el modelo este parámetro, para estimar el posible sesgo que puedan tener los datos, incluso en el caso de que se obtengan valores de ϑ_0 próximos a cero.

4. Análisis y Mejora de la Eficiencia en la Estimación de Parámetros

Uno de los aspectos que tiene influencia sobre la eficiencia en la estimación de los parámetros es la selección del periodo de muestreo, ya que si se muestrea demasiado rápido esto puede dar lugar a problemas numéricos, mientras que si se muestrea lento la varianza en la estimación aumenta y por lo tanto se reduce la eficiencia. Para evitar estos problemas, en este artículo se adopta como criterio general la selección de un periodo de muestreo de entre 20 y 40 muestras en el intervalo del tiempo de subida de la respuesta fuerza-velocidad del grado de libertad más rápido (Fossen and Perez, 2009). Debido a que los datos en las pruebas en canal se muestrearon muy rápido ($T=0.01$), se

han diezmado los datos adquiridos en el canal utilizando un filtro de paso bajo de Chebyshev, de tal manera que coincidan con 30 muestras respecto al tiempo de subida.

Por otro lado, dado que no se han medido las aceleraciones en las pruebas en canal, se ha aplicado un filtro suavizador polinomial local de punto fijo para obtenerlas junto con los datos suavizados de las velocidades. Es decir, para cada una de las muestras medidas se estiman los parámetros de un polinomio basándose en un número de muestras próximas a la muestra de interés,

$$\hat{v}_j(t_k) = \hat{a}_0 + \hat{a}_1 \Delta_{k,i} + \hat{a}_2 \Delta_{k,i}^2 + \hat{a}_3 \Delta_{k,i}^3, \quad (24)$$

donde $\Delta_{k,i} \triangleq t_{k+i} - t_k$, $i = -M_s, \dots, -1, 0, 1, \dots, M_s$, siendo M_s el número de puntos tomados por el suavizador y $j = 1 \dots 6$ los grados de libertad. Entonces, las medidas suavizadas (velocidades) y sus derivadas (aceleraciones) se obtienen tomando $i = 0$:

$$\hat{v}_j(t_k) = \hat{a}_0, \quad \hat{v}_j(t_k) = \hat{a}_1$$

En el diseño del suavizador se ha de tener en cuenta el concepto de compromiso entre sesgo y varianza tal y como explica Wasserman (2006). Esto es, si el suavizado de los datos no es suficiente, el resultado son datos con poco sesgo y mucha varianza pero si por el contrario el suavizado es elevado, el resultado serán datos con poca varianza y mucho sesgo. El parámetro M_s es el que controla este compromiso entre varianza y sesgo, que tiene su influencia sobre la eficiencia. Dicho compromiso se alcanza cuando la respuesta del error cuadrático medio con respecto a M_s llega a su valor mínimo.

Tal y como se conoce en la literatura, el estimador MCO es óptimo cuando se satisfacen los supuestos de Gauss-Marcov resumidos en la tabla 2. En esta sección se analizan los supuestos que influyen en la eficiencia del estimador MCO para la aplicación de modelos de maniobra no lineales de vehículos subacuáticos en base a los datos adquiridos en las pruebas de canal indicadas en la sección anterior.

En el caso de los supuestos 3 y 4 de la tabla 2, se propone la aplicación del procedimiento de Cochran-Orcutt (CO) (ver Apéndice C) y la prueba de Durbin-Watson (DW) (ver Apéndice B), para la detección y resolución de problemas de eficiencia en la estimación.

Por otra parte, en el caso del supuesto 6, que también afecta a la eficiencia en la estimación de los parámetros, es necesario examinar los distintos términos del modelo de maniobra de la ecuación (1) que sean susceptibles de provocar el problema de multicolinealidad. La matriz de amortiguamiento hidrodinámico no lineal (10) tiene términos que tienen dependencia lineal con los términos de la matriz (9), por lo tanto son los causantes del problema de multicolinealidad en los modelos de maniobra. Una manera de comprobar la presencia de multicolinealidad es calculando la correlación entre regresores, valores próximos a 1 indican un problema de multicolinealidad. Otra manera es mediante el cálculo de los factores de inflación de la varianza (FIV), que se corresponden con los elementos de la diagonal de $(\varphi^T \varphi)^{-1}$. Según Myers (1981) valores de FIV superiores a 10 indican un problema de multicolinealidad.

4.1. Metodología de Análisis y Mejora de la Eficiencia

La metodología propuesta en este artículo para mejorar la eficiencia en la estimación de los parámetros de modelos de

maniobra (ecuación (1)) se resume con la realización de los siguientes pasos:

1. Diezmado de los datos aplicando un filtro de paso bajo de Chebyshev, de tal manera que coincidan con 30 muestras respecto al tiempo de subida del grado de libertad más rápido, en caso de que se muestree más rápido que las mencionadas 30 muestras.
2. Cálculo del parámetro M_s del suavizador, en un bucle en el que se varíe M_s desde 3 (valor mínimo posible de puntos del suavizador) hasta un valor en el que se observe que el error cuadrático medio de los datos adquiridos en canal tiende a crecer exponencialmente. El mínimo de la curva que se obtenga corresponde al parámetro M_s deseado.
3. Suavizado de los datos mediante el suavizador (ecuación 24) con el valor de M_s calculado en el apartado anterior.
4. Detección del incumplimiento de los supuestos 3, 4 y 6 de la tabla 2, mediante el test d de DW (Apéndice B), métodos gráficos y mediante la correlación entre variables respectivamente.
5. Aplicación del procedimiento iterativo de CO (Apéndice C).
6. Comprobación de las mejoras en la eficiencia analizando los supuestos 3, 4 y 6 de la tabla 2, mediante el test d de DW (Apéndice B), métodos gráficos y mediante la correlación entre variables respectivamente.

4.2. Caso de Estudio: Datos Experimentales Canal

En base a la metodología resumida en la sección anterior y los datos adquiridos en canal, en esta sección se realiza un análisis completo para la fuerza transversal (estimación de ϑ_7 , tabla 1).

En la figura 2 se muestra la obtención del parámetro M para la fuerza transversal. El valor mínimo del error cuadrático medio se obtiene cuando el número de puntos del suavizador $M_s = 9$. En la figura 3 se muestran los datos suavizados en rojo y del diezmado para la fuerza transversal.



Figura 2: Curva de compromiso entre sesgo y varianza.

A continuación se analizan los supuestos no satisfechos:

Tabla 2: Supuestos de regresión lineal.

Supuesto	Incumplimiento del supuesto
1. La ecuación (23) es lineal en los parámetros, θ .	Sesgo en los coeficientes.
2. Los residuos, ω , tienen una distribución normal, y media cero, $\omega \sim N(0, \sigma^2)$.	Sesgo en el término constante e invalidación del uso de la distribución t .
3. Los residuos, ω , tienen varianza constante, $E(\omega\omega^T) = \sigma^2 I$. No hay heterocedasticidad.	Estimación ineficiente y sesgo en las pruebas de hipótesis.
4. Los residuos, ω , no están correlacionados. No hay autocorrelación, $E(\omega\omega^T) = 0$.	Estimación ineficiente y sesgo en las pruebas de hipótesis.
5. Las variables, φ son fijas o deterministas. Son variables no estocásticas y no están correlacionadas con ω , $E(\varphi\omega) = 0$.	Sesgo en los coeficientes.
6. Las variables, φ no están linealmente correlacionadas. No hay multicolinealidad. Ha de haber más mediciones que variables independientes, φ .	Estimación ineficiente y sesgo en las pruebas de hipótesis.

Incumplimiento del supuesto 4, Tabla 2: La detección de autocorrelación se realiza mediante la prueba d de DW. Según el procedimiento resumido en el Apéndice B se han tenido en cuenta las siguientes constantes tabuladas: $d_L=1.748$, $d_u=1.789$, $k = 2$ y $N > 200$ para un nivel de significación del 5 %. En la Figura 4 (a) se advierte la presencia de autocorrelación y la Figura 5 constata que la autocorrelación es de primer orden. Comparando las Figuras 4 (a) y (b) se observa una reducción en la autocorrelación conseguida con la aplicación del procedimiento CO. La estadística de DW obtenida cuando se aplican MCO resulta de un valor de 0.1579, mientras que cuando se aplica CO se obtiene un valor de 1.6444 muy próximo al límite d_L indicado anteriormente, lo que quiere decir que la autocorrelación es mínima. Se ha de tener en cuenta que el número de muestras es mucho mayor de 30, por lo que se considera un test d potente, ver Apéndice A.

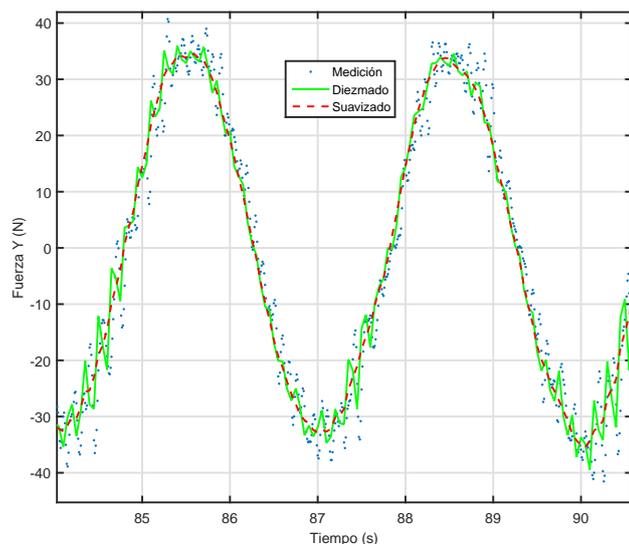


Figura 3: Resultados de diezmado y suavizado de los datos adquiridos en canal para la fuerza transversal.

Incumplimiento del supuesto 3, Tabla 2: La Figura 6 (a) muestra la presencia de heterocedasticidad, el valor de los residuos crece a medida que los valores predichos aumentan. Utili-

zando el procedimiento CO también se produce una reducción en la heterocedasticidad, como se refleja al comparar las Figuras 6 (a) y (b).

Incumplimiento del supuesto 6, Tabla 2: Se comprueba la correlación entre los regresores v y $|v|v$ que da como resultado un valor alto de 0.94 tal y como se esperaba.

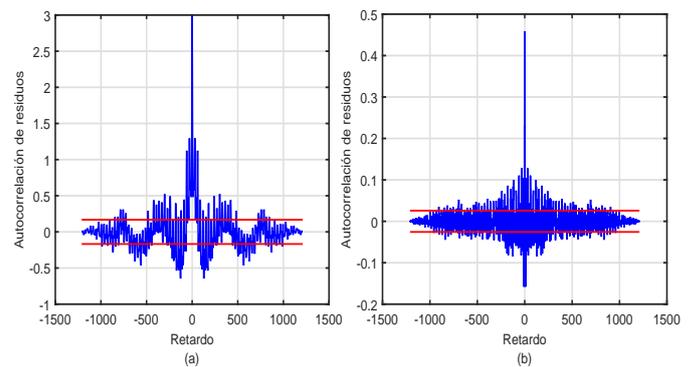


Figura 4: (a) Autocorrelación de primer orden para la fuerza transversal, (b) Autocorrelación de primer orden para la fuerza transversal con estimador MCG.

Los valores $VIF_v=11.65$, $VIF_{|v|v}=11.00$ confirman también un problema de multicolinealidad. Después de aplicar el procedimiento iterativo de CO se obtiene un valor de 0.64 de correlación entre regresores y unos valores de $VIF_v=0.24$, $VIF_{|v|v}=0.22$ que indican que no hay problema de multicolinealidad a tener en cuenta.

4.2.1. Validación del Modelo

Finalmente se procede a la validación del modelo obtenido, como es habitual en la aplicación de teoría de identificación de sistemas, se han utilizado datos distintos a los empleados en la estimación. En este trabajo, se han utilizado los datos originales sin filtrar para la validación del modelo.

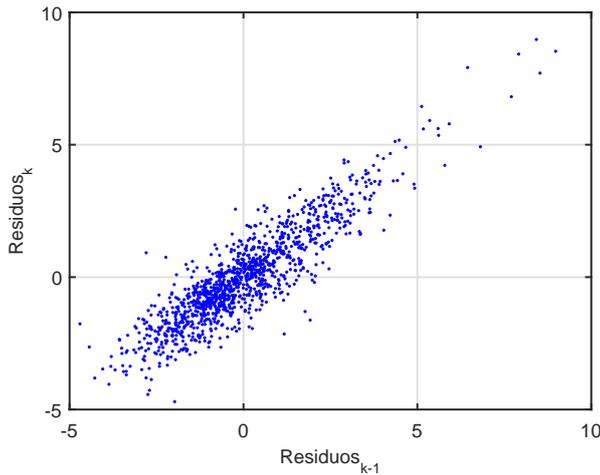


Figura 5: Gráfico de autocorrelación de primer orden.

Tabla 3: Resultados de validación correspondientes a los 6 grados de libertad del modelo de maniobra.

Ensayo	Fuerza/ Momento	R ² (%)
Resistencia y aceleración longi.	X(N)	71,32
Cabezada dinámico	Z(N)	49,95
Arfada dinámico	Z(N)	97,98
Guiñada dinámico	Y(N)	71,43
Transversal dinámico	Y(N)	96,87
Balance dinámico	K(Nm)	86,25

4.3. Caso de Estudio: Datos Simulados

Para comprobar las propiedades estadísticas de la metodología de mejora de la eficiencia en la estimación de los parámetros, se propone la realización de un estudio de Montecarlo de 100 realizaciones distintas del procedimiento propuesto en la sección 4.1.

Según Wang (2003) la aplicación directa de un estimador MCO cuando los datos están autocorrelacionados fracasará en la estimación adecuada de las varianzas del modelo. De hecho el estimador MCO subestimarás estas varianzas invalidando las pruebas de hipótesis. Wang (2003) afirma que no es de extrañar que al aplicar un estimador MCO con datos autocorrelacionados, se subestime la varianza de los parámetros estimados. Un indicador valido de la eficiencia del modelo, según este autor, viene dada por los errores estándar de los residuos. Por estos motivos, para comprobar la eficiencia de la metodología propuesta se propone un estudio de Montecarlo de 100 realizaciones para la fuerza transversal (estimación de ϑ_7 , tabla 1) a modo de ejemplo donde se calculan los errores estándar de los residuos. Se ha utilizado un registro de los ensayos en canal, tomando un tramo de los datos y eliminando la tendencia lineal de los mismos para estimar la varianza. En base a esa estimación de la varianza se ha generado el ruido cambiando la semilla para las distintas realizaciones.

En la figura 7 se muestran los resultados del estudio de Montecarlo. Cuando se aplica el procedimiento iterativo CO se obtiene una reducción en la desviación estándar de los residuos para las 100 realizaciones con respecto a MCO, por lo que se concluye la mejora en la eficiencia.

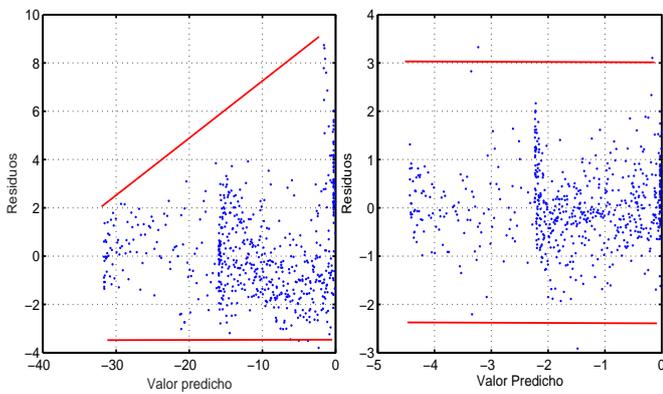


Figura 6: (a) Gráfico de heteroscedasticidad para la fuerza transversal con estimador MCO (b) Gráfico de heteroscedasticidad para la fuerza transversal con estimador MCG.

Existen distintas maneras de validar el modelo matemático (Ljung, 1987), una de ellas es mediante el cálculo del coeficiente de determinación R²(%), que proporciona información de en qué medida, el modelo que se ha obtenido, es capaz de reproducir los datos medidos, y representa el porcentaje de variaciones de salida reproducidos por el modelo:

$$R^2(\%) = \frac{\sum(\hat{D} - \bar{D})^2}{\sum(\hat{D} - D)^2 + \sum(\hat{D} - \bar{D})^2} \quad (25)$$

Donde D y \bar{D} representan los datos medidos y su media respectivamente, y \hat{D} los datos generados por el modelo obtenido. En la tabla 3 se muestran los resultados de validación, mediante el cálculo del coeficiente de determinación, para cada uno de los ensayos realizados. De esta manera se comprueba que el modelo obtenido es bueno, ya que para la mayoría de ensayos se obtienen un coeficiente R²(%) elevado. Se ha de tener en cuenta que valor obtenido del coeficiente R²(%) depende también de la relación señal/ruido de la medición correspondiente al ensayo en cuestión. Esto sucede, en el caso del ensayo de cabezada dinámico en el que la relación señal/ruido es mayor y por lo tanto se obtiene un coeficiente R²(%) menor.

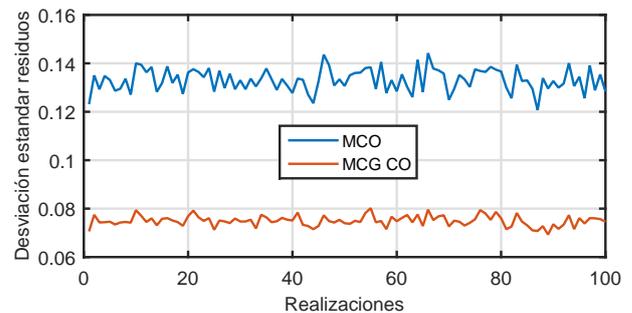


Figura 7: Estudio de Montecarlo de 100 realizaciones para la estimación de la fuerza transversal.

5. Control del Vehículo

En esta sección se propone una modificación del algoritmo LOS convencional, con el fin de reducir el error transversal de camino en presencia de corrientes oceánicas. Esta modificación implica el diseño de un controlador de rumbo basado en el modelo dinámico obtenido en la sección 4. El diseño del controlador de rumbo utilizado en este trabajo se basa en un trabajo previo (Velasco et al., 2013), donde se ajustó un controlador de red de primer orden, que evita el fenómeno de wind up, mediante algoritmos genéticos.

La idea básica del algoritmo LOS modificado que se propone en este artículo es dividir la línea entre dos waypoints en una serie de puntos intermedios como se observa en la figura 8. A continuación, el método calcula el rumbo en cada instante de tiempo en base a la línea establecida entre la posición actual del vehículo y el primer punto intermedio. Una vez alcanzado el primer punto intermedio, el método repite la operación iterativamente para cada instante de tiempo tomando como destino el segundo punto intermedio. El procedimiento es el mismo para el resto de los puntos intermedios hasta que el vehículo llega al segundo waypoint. El mecanismo implementado para trasladarse al siguiente waypoint es el llamado círculo de aceptación como en el método convencional LOS (Fossen, 1994).

5.1. Algoritmo LOS modificado

El LOS modificado conlleva la realización de los siguientes pasos:

Inicialización: Establecer los valores iniciales de las constantes y variables que intervienen en el método:

X_{wp} , Y_{wp} , i , j , c , n_w , n_s .

Way point $i = 1$

$$\psi_{dini} = \arctg \frac{Y_{wp}(1) - Y_{wp}(0)}{X_{wp}(1) - X_{wp}(0)}$$

Dividir la línea definida por waypoints ($i, i - 1$) en n_p puntos.

$$D_x = (X_{wp}(1) - X_{wp}(0)) / n_p$$

j=1 do

$$\psi_d(t) = \arctg \frac{\operatorname{tg}(\psi_{dini})jD_x + Y_{wp}(0) - y(t)}{X_{wp}(0)jD_x - x(t)}$$

$$n_s = n_s + 1, t = n_s T$$

While $x(t) \leq X_{wp}(0) + jD_x$

⋮

j= n_p do

$$\psi_d(t) = \arctg \frac{\operatorname{tg}(\psi_{dini})jD_x + Y_{wp}(0) - y(t)}{X_{wp}(0)jD_x - x(t)}$$

$$n_s = n_s + 1, t = n_s T$$

While $x(t) \leq X_{wp}(0) + jD_x$ &

$$(X_{wp}(i) - x(t))^2 + (Y_{wp}(i) - y(t))^2 \leq (cL_{pp})^2$$

$$i = i + 1$$

⋮

Way point $i = n_w$

$$\psi_{dini} = \arctg \frac{Y_{wp}(n_w) - Y_{wp}(n_w - 1)}{X_{wp}(n_w) - X_{wp}(n_w - 1)}$$

Dividir la línea definida por waypoints ($i, i - 1$) en n_p puntos.

$$D_x = (X_{wp}(n_w) - X_{wp}(n_w - 1)) / n_p$$

j=1 do

$$\psi_d(t) = \arctg \frac{\operatorname{tg}(\psi_{dini})jD_x + Y_{wp}(0) - y(t)}{X_{wp}(0)jD_x - x(t)}$$

$$n_s = n_s + 1, t = n_s T$$

⋮

While $x(t) \leq X_{wp}(0) + jD_x$

j= n_p do

$$\psi_d(t) = \arctg \frac{\operatorname{tg}(\psi_{dini})jD_x + Y_{wp}(0) - y(t)}{X_{wp}(0)jD_x - x(t)}$$

$$n_s = n_s + 1, t = n_s T$$

While $x(t) \leq X_{wp}(0) + jD_x$

donde X_{wp} y Y_{wp} son los vectores en los ejes x y y correspondientes a los waypoints a seguir por el vehículo, n_w el número de waypoints, n_p el número de puntos en los que se divide la línea entre i y $i - 1$, c el tamaño del círculo de aceptación, n_s es el número de muestras, D_x es el incremento en el eje x de cada punto intermedio y T es el tiempo de muestreo. El valor de n_p se puede seleccionar teniendo en cuenta el tipo de misión a cumplir y la distancia entre los waypoints, se adopta como una regla general $n_p = \operatorname{abs}(X_{wp}(i) - X_{wp}(i - 1)) / L_{pp}$ siendo L_{pp} la eslora del vehículo en forma de torpedo.

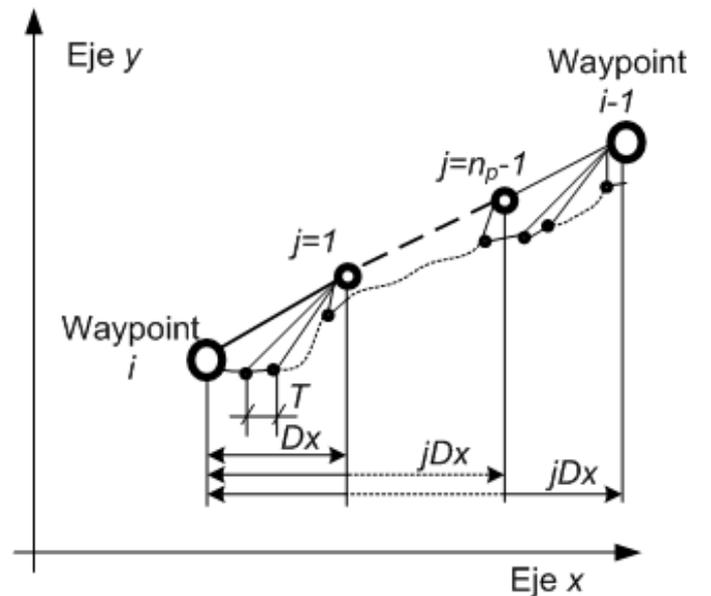


Figura 8: Representación gráfica del método LOS modificado.

5.2. Simulaciones

Se ha implementado, en el entorno Matlab/Simulink, el modelo definido en la sección 2 con los parámetros estimados en la sección 4 y el sistema de seguimiento basado en el método LOS modificado propuesto en el apartado 5.1. Las corrientes oceánicas se han simulado incluyendo las fuerzas y momentos inducidos por las corrientes tal y como se indica en la sección 2.1. Los resultados muestran una reducción en el error transversal de camino cuando se aplica el método LOS modificado como se puede ver mediante la comparación de la Figura 9 (a) y (b) sin corrientes oceánicas. Las figuras 10 (a) y (b), con una corriente oceánica de 0.3 m/s, pone de manifiesto que el método LOS modificado es capaz de seguir la trayectoria definida por los waypoints mientras que el método LOS convencional no es capaz.

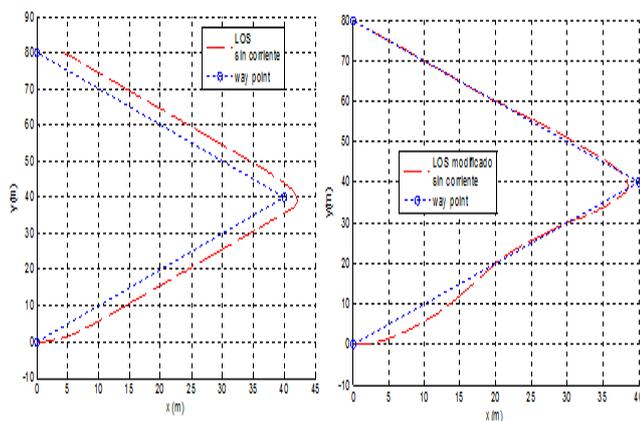


Figura 9: Resultados sin corriente para el método LOS convencional(a) y para el método LOS modificado(b).

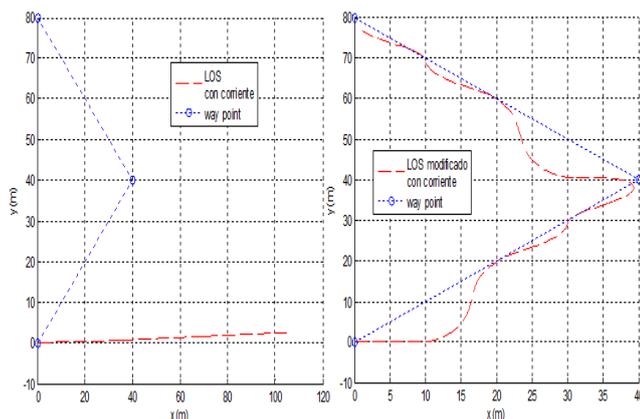


Figura 10: Resultados con corriente (0,3m/s) para el método LOS convencional(a) y para el método LOS modificado(b).

6. Conclusiones

En base a los datos adquiridos en los ensayos realizados en el CEHIPAR, se ha propuesto una metodología para la mejora de la eficiencia en la estimación de los coeficientes hidrodinámicos pertenecientes a un modelo de maniobra no lineal

de 6 grados de libertad de un vehículo subacuático. En la metodología propuesta, se ha detectado el incumplimiento de los supuestos de Gauss-Marcov en una estimación inicial de los parámetros mediante un estimador MCO, y se ha aplicado el procedimiento iterativo CO, donde se realiza una transformación de los datos originales adquiridos en el canal para mejorar la eficiencia. Los resultados obtenidos mediante métodos gráficos y estadísticos muestran la mejora en la eficiencia en la estimación de parámetros con el método CO. El estudio de Montecarlo de 100 muestra la mejora en la eficiencia de la metodología propuesta que se podría aplicar a otros tipos de datos, distintos a los adquiridos en canal, en los que se pretenda mejorar la eficiencia.

Además, se ha propuesto una modificación del método LOS convencional que proporciona resultados adecuados bajo corrientes oceánicas en base al modelo obtenido con los datos del CEHIPAR. En posteriores investigaciones, se implementará el método LOS modificado propuesto en este trabajo para llevar a cabo pruebas en aguas abiertas y de esta manera completar el trabajo iniciado en este artículo.

Agradecimientos

Este proyecto ha sido parcialmente financiado por el Ministerio de Defensa español (programa-1003211003100 COINCIDENTE) y por el MINECO: DPI 2.011-27.990 con fondos FEDER.

Referencias

- Aguar, A., Pascoal, A., Oct 1997. Modeling and control of an autonomous underwater shuttle for the transport of benthic laboratories. In: OCEANS '97. MTS/IEEE Conference Proceedings. Vol. 2. pp. 888–895. DOI: 10.1109/OCEANS.1997.624110
- Alessandri, A., Caccia, M., Indiveri, G., Veruggio, G., Sep 1998. Application of ls and ekf techniques to the identification of underwater vehicles. In: Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Control Applications (Cat. No.98CH36104). Vol. 2. pp. 1084–1088. DOI: 10.1109/CCA.1998.721624
- Caccia, M., Indiveri, G., Veruggio, G., April 2000. Modeling and identification of open-frame variable configuration unmanned underwater vehicles. IEEE Journal of Oceanic Engineering 25 (2), 227–240. DOI: 10.1109/48.838986
- Caharija, W., Pettersen, K. Y., Gravdahl, J. T., Børhaug, E., June 2012a. Integral los guidance for horizontal path following of underactuated autonomous underwater vehicles in the presence of vertical ocean currents. In: 2012 American Control Conference (ACC). pp. 5427–5434. DOI: 10.1109/ACC.2012.6315607
- Caharija, W., Pettersen, K. Y., Gravdahl, J. T., Børhaug, E., Dec 2012b. Path following of underactuated autonomous underwater vehicles in the presence of ocean currents. In: 2012 IEEE 51st IEEE Conference on Decision and Control (CDC). pp. 528–535. DOI: 10.1109/CDC.2012.6427007
- Durbin, J., Watson, G. S., 1950. Testing for serial correlation in least squares regression. i. Biometrika 37, 409–428.
- Fossen, T., 2002. Marine Control Systems: Guidance, Navigation and Control of Ships, Rigs and Underwater Vehicles. Marine Cybernetics.
- Fossen, T. I., 1994. Guidance and Control of Ocean Marine Vehicles. John Wiley and Sons Ltd.
- Fossen, T. I., 2012. Handbook of Marine Craft Hydrodynamics and Motion Control.
- Fossen, T. I., Perez, T., Dec 2009. Kalman filtering for positioning and heading control of ships and offshore rigs. IEEE Control Systems 29 (6), 32–46. DOI: 10.1109/MCS.2009.934408
- Gibson, S., McCarter, B., Stilwell, D., Neu, W., 2015. A comparison of hydrodynamic damping models using least-squares and adaptive identifier

methods for autonomous underwater vehicles. Piscataway, NJ, USA, pp. 178 – 84.

Guo, J., Chiu, F.-C., 2001. Maneuverability of a flat-streamlined underwater vehicle. In: Robotics and Automation, 2001. Proceedings 2001 ICRA. IEEE International Conference on. Vol. 1. pp. 897–902 vol.1.
DOI: 10.1109/ROBOT.2001.932664

Healey, A. J., Lienard, D., Jul 1993. Multivariable sliding mode control for autonomous diving and steering of unmanned underwater vehicles. IEEE Journal of Oceanic Engineering 18 (3), 327–339.
DOI: 10.1109/JOE.1993.236372

Hegrenæs, O., Hallingstad, O., Jalving, B., April 2007. Comparison of mathematical models for the hugin 4500 auv based on experimental data. In: 2007 Symposium on Underwater Technology and Workshop on Scientific Use of Submarine Cables and Related Technologies. pp. 558–567.
DOI: 10.1109/UT.2007.370776

Klein, V., Morelli, E. A., 2006. Aircraft System Identification Theory and Practice. AIAA Education Series.

Lewis, E. V., 1989. Principles of Naval Architecture. The Society of Naval Architects and Marine Engineers.

Ljung, L., 1987. System identification: theory for the user.

Mahfouz, A. B., 2004. Identification of the nonlinear ship rolling motion equation using the measured response at sea. Ocean Engineering 31 (17-18), 2139 – 2156.

Miskovic, N., Vukic, Z., 2011. Fast in-field identification of unmanned marine vehicles. Journal of Field Robotics 1, 101–120.

Myers, R. H., 1981. Classical and Modern Regression with Applications. Wiley.

Oltmann, P., 2003. Identification of hydrodynamic damping derivatives a pragmatic approach. In: MARSIN'03.

Perez, T., Fossen, T., Spet 2006. Time-domain models of marine surface vessels based on seakeeping computations. In: Proc. 7th IFAC Conference on Manoeuvring and Control of Marine Craft MCMC. Lisbon, Portugal.

Petersen, K. Y., Lefeber, E., 2001. Way-point tracking control of ships. In: Decision and Control, 2001. Proceedings of the 40th IEEE Conference on. Vol. 1. pp. 940–945 vol.1.
DOI: 10.1109/.2001.980230

Phillips, A., Furlong, M., Turnock, S., September 2007. Virtual planar motion mechanism tests of the autonomous underwater vehicle autosub.
URL: <http://eprints.soton.ac.uk/48939/>

Refsnes, J., Sorensen, A., Pettersen, K., 2008. Model-based output feedback control of slender-body underactuated auvs: theory and experiments. IEEE Transactions on Control Systems Technology 16 (5), 930 – 46.
URL: <http://dx.doi.org/10.1109/TCST.2007.916347>

Revestido Herrero, E., Velasco, F. J., 2012. Two-step identification of non-linear manoeuvring models of marine vessels. Ocean Engineering 53, 72 – 82.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.oceaneng.2012.07.010>

Riola, J., 2011. La política de i+d en defensa: Metas y retos tecnológicos. en las tecnologías de doble uso: La investigación y el desarrollo al servicio de la sociedad civil y militar. In: Centro Universitario de la Defensa (CUD) de San Javier. pp. 13–22.

Shields, D., Hodder, S., 1982. Identification of ship dynamics - a comparison of current techniques. Systems Science 8 (2-3), 103 – 113.

Smallwood, D. A., Whitcomb, L. L., July 2003. Adaptive identification of dynamically positioned underwater robotic vehicles. IEEE Transactions on Control Systems Technology 11 (4), 505–515.
DOI: 10.1109/TCST.2003.813377

Suleiman, B. M., 2000. Identification of finite-degree-of-freedom models for ship motions. Tech. rep., Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University.

Tiano, A., 2004. Comparison of non linear identification methods for underwater vehicles. In: First International Symposium on Control, Communications and Signal Processing, 2004. pp. 549–552.
DOI: 10.1109/ISCCSP.2004.1296439

Velasco, F. J., Herrero, E. R., López, E., Moyano, E., April 2013. Identification for a heading autopilot of an autonomous in-scale fast ferry. IEEE Journal of Oceanic Engineering 38 (2), 263–274.
DOI: 10.1109/JOE.2012.2227175

Vervoort, J., 2009. Modeling and control of an unmanned underwater vehicle. Ph.D. thesis, University of Canterbury.

Wang, G. C. S., 2003. Regression Analysis: Modeling & Forecasting. Graceway Publishing Company.

Wasserman, L., 2006. All of Nonparametric Statistics.

Yildiz, O., Yilmaz, A., Gokalp, B., 2009. State-of-the-art system solutions for unmanned underwater vehicles. Radioengineering, 590600.

Yoon, H. K., Rhee, K. P., 2003. Identification of hydrodynamic coefficients in ship maneuvering equations of motion by estimation-before-modeling technique. Ocean Engineering 30 (18), 2379 – 2404.

Yoon, H. K., Son, N. S., Lee, G. J., 2007. Estimation of the roll hydrodynamic moment model of a ship by using the system identification method and the free running model test. IEEE Journal of Oceanic Engineering 32 (4), 798 – 806.
URL: <http://dx.doi.org/10.1109/JOE.2007.909840>

Apéndice A. Vehículo Subacuático

El vehículo con forma de torpedo, propiedad de la Universidad de Cantabria, se muestra en la figura A.11. Este vehículo tiene una eslora total de 1.65 y un radio de 0.17 m. Los momentos de inercia, el centro de gravedad y el centro de carena del vehículo se encuentran en la tabla A.4 y se obtuvieron realizando algunas pruebas en una mesa de inercias.

En este vehículo se montan tres motores: dos horizontales situados en el centro del vehículo para el movimiento de avance y de guiñada y uno vertical para el control de profundidad.



Figura A.11: Vehículo con forma de torpedo C'Inspector.

Tabla A.4: Distribución de pesos del vehículo con forma de torpedo.

Notación	Valor	Descripción
$m(kg)$	34.34	masa total
$x_G(m)$	0.167	Dist. en el eje X desde CG a O_b
$z_G(m)$	-0.012	Dist. en el eje Z desde CG a O_b
$I_{xx}(Kgm^2)$	0.29	Momento de Inercia de balance
$I_{yy}(Kgm^2)$	6.945	Momento de Inercia de cabezada
$I_{zz}(Kgm^2)$	7.073	Momento de Inercia de guiñada

Apéndice B. Test d de Durbin-Watson

En la literatura existen varias pruebas estadísticas para la detección de autocorrelación de primer orden en un modelo. El estadístico d de Durbin-Watson (Durbin and Watson, 1950) es una de ellas y se calcula para realizar el siguiente contraste de hipótesis:

$$H_0 : \rho = 0 \quad (B.1)$$

$$H_0 : \rho \neq 0 \quad (B.2)$$

donde ρ es el coeficiente de primer orden de autocorrelación que se va a estimar.

El estadístico d es:

$$d = \frac{\sum_{k=2}^n (e_k - e_{k-1})^2}{\sum_{k=1}^n e_k^2} \quad (\text{B.3})$$

siendo e_k los residuos y n el número de muestras.

El procedimiento es el siguiente:

1. Seleccionar el nivel de significación, habitualmente 5 % .
2. Para el nivel de significación seleccionado, encontrar los valores críticos de d_L y d_U correspondiente al número de muestras, n , y el número de regresores, k . Los límites, inferior d_L y superior d_U , se encuentran tabulados según (Durbin and Watson, 1950).
3. Si $d \leq d_L$, se rechaza la hipótesis nula para $p = 0$, lo que significa que los residuos presentan autocorrelación. Si $d_U < d \leq 2$, se acepta la hipótesis nula para $p = 0$. Si $d_L < d < d_U$, el test es no concluyente.
4. Si $d > 2$, se ha de comprobar la autocorrelación negativa comparando $(4 - d)$ con d_L y d_U . Si $(4 - d) \geq d_L$, existe autocorrelación negativa. Si $(4 - d) \geq d_U$, se acepta la hipótesis nula para $p = 0$, no hay autocorrelación en los residuos.

El test d es más potente para modelos basados en un número grande de muestras. No existe un criterio para decir cuanto es un número grande de muestras, pero normalmente, para el test d , un conjunto de 30 muestras no se considera grande.

Apéndice C. Procedimiento Iterativo de Cochran-Orcutt

En el caso de que el estadístico d advierta de la presencia de autocorrelación, es posible utilizar el procedimiento iterativo de Cochran-Orcutt (CO)(Wang, 2003) para resolver el problema de estimación de parámetros de modelos de maniobra no lineales. Con este método es posible mejorar la eficiencia de las

estimaciones y también proporcionar unas pruebas de hipótesis más fiables. Se trata de un procedimiento de mínimos cuadrados generalizados (MCG), donde se realiza la siguiente transformación de los datos originales de la ecuación (23):

$$z'_k = z_k - pz_{k-1} \quad (\text{C.1})$$

$$\vartheta'_0 = (1 - p)\vartheta_0 \quad (\text{C.2})$$

$$\varphi'_k = \varphi_k - p\varphi_{k-1} \quad (\text{C.3})$$

donde p es un coeficiente de autocorrelación que se estima con datos de los residuos y k es la muestra obtenida. Se ha de tener en cuenta que la expresión (C.2) es la transformación del parámetros de sesgo ϑ_0 , incluido en la definición (23).

Al aplicar MCO a estas ecuaciones se obtiene la mejor estimación lineal no sesgada.

El procedimiento CO tiene los siguientes pasos:

Paso 1

1. Aplicar MCO a los datos originales sin transformación.
2. Calcular los residuos, $e_k = z_k - \hat{z}_k$. Estimar el parámetro p , del modelo de autoregresión de primer orden de los residuos, $\hat{e}_k = p \cdot e_{k-1}$.

Paso 2

1. Utilizar el valor de p obtenido en el paso 1 y transformar los datos según las ecuaciones (C.1)-(C.2). Aplicar MCO a los datos transformados.
2. Comprobar que el test de Durbin-Watson d indica la existencia de autocorrelación o que el valor de p no cambia por debajo de un determinado valor de tolerancia. En caso afirmativo volver al paso 1 y utilizar los datos transformados, en caso negativo finalizar el algoritmo.