

Tutorial

Automática marina: una revisión desde el punto de vista del control

Jesús M. de la Cruz García^{a*}, Joaquín Aranda Almansa^b, José M. Girón Sierra^a

^a Dpto. Arquitectura de Computadores y Automática, Facultad de Ciencias Físicas, Universidad Complutense 28040 Madrid, España.

^b Dpto. de Informática y Automática, E.T.S.I. Informática, Universidad Nacional de Educación a Distancia, 28040 Madrid, España.

Resumen

La Automática es una disciplina horizontal muchos de cuyos temas se aplican en el campo del sector marítimo, como son: la robótica, la ingeniería de control, la inteligencia artificial, el modelado y la simulación, los sensores y los actuadores. En este trabajo hacemos una revisión de los avances que han tenido lugar en los últimos años desde el punto de vista del modelado, la identificación y el control de los vehículos marinos. *Copyright © 2012 CEA. Publicado por Elsevier España, S.L. Todos los derechos reservados.*

Palabras Clave: Sistemas marinos, autopilotos, posicionamiento dinámico, estabilización del alabeo, modelado, identificación y control de vehículos marinos, sistemas sub actuados, hidrodinámica

1. Introducción

La Tierra está cubierta en más de un 71% por el agua de mares y océanos, que supone una superficie de 361.000.000 Km². La profundidad va desde unos cuantos metros a varios miles de metros, con lo que los problemas que se plantean y las soluciones varían en gran medida. Campos de investigación relevantes relacionados con el mar son:

- a) estudio de la diversidad microbiana marina,
- b) estudio de los ecosistemas,
- c) exploración, explotación y conservación del océano y sus recursos,
- d) monitorización, mantenimiento y protección de los sistemas de comunicaciones y de transporte de energía que discurren bajo las aguas,
- e) arqueología submarina,
- f) construcción naval y desarrollos en la industria marítima auxiliar,
- g) navegación marítima y portuaria,
- h) aplicaciones en defensa y seguridad: protección de costas, de infraestructuras marítimas, de ecosistemas marinos,

- i) energías renovables marinas: olas, mareas, corrientes, aerogeneradores situados en el mar,
- j) construcciones submarinas, como por ejemplo el proyecto de telescopio de neutrinos KM3NeT.

Cada uno de estos campos plantea multitud de retos, pero todos ellos tienen en común el ser interdisciplinarios y que la automática juega un papel importante, en especial en el desarrollo de vehículos marinos autónomos, lo que incluye a vehículos de superficie, submarinos y las plataformas flotantes. Los entornos marinos imponen un gran número de restricciones en la construcción y operación de estos vehículos, como son: las limitaciones en las comunicaciones, las características especiales de sensores y actuadores, la presencia de olas y corrientes, las condiciones atmosféricas, los efectos hidrodinámicos sobre los vehículos y las presiones a las que se ven sometidos los vehículos que operan bajo el agua. No obstante, los desarrollos en la tecnología de las comunicaciones y de los computadores, de los sensores y de los sistemas de almacenamiento de energía para propulsión están propiciando el desarrollo creciente de sistemas de control aplicado a vehículos marinos (VM). Pero esto no es nuevo. La automática ha jugado un papel importante en el

* Autor en correspondencia.

Correos electrónicos: jmcruz@fis.ucm.es (Jesús M. de la Cruz),

jaranda@dia.uned.es (Joaquín Aranda Almansa),

gironsi@fis.ucm.es (José María Girón Sierra)

control de vehículos marítimos desde principios del siglo XX. Varios hechos, que se pueden considerar en dos grupos, han sido claves en el desarrollo moderno del control de buques: i) el desarrollo de la brújula giroscópica y posteriores sistemas de navegación inercial, ii) los sistemas de posicionamiento por señales electromagnéticas y acústicas (Bennet 1979, Kayton 1989, Fossen 2002).

Existe una amplísima gama de temas relacionados con la automática y los temas marinos como son: diseño para vehículos marinos de autopilotos, controladores de maniobras y estabilizadores del alabeo, modelado y control de plataformas marinas, sistemas integrados de guiado, navegación de vehículos marinos (de superficie y submarinos), modelado y control de buques de superficie, de submarinos, de buques de alta velocidad, control de sistemas de vehículos marinos tolerantes a fallos, modelado, identificación y simulación de sistemas marinos, sistemas de visión submarina, sensores y su integración en robots marinos, navegación cooperativa, creación y control de vehículos marinos robotizados, sistemas para gestión del tráfico marítimo, sistemas inteligentes para transporte marítimo, ...

En el artículo hacemos un recorrido por los aspectos de modelado, identificación y control de vehículos marinos haciendo especial referencia a los vehículos de superficie, aunque con referencias también a vehículos submarinos. En la sección 2 revisamos el modelado de los VM en ausencia de olas, lo que proporciona la dinámica válida para vehículos submarinos o vehículos de superficie que se mueven a baja velocidad en aguas calmas. En la sección 3 vemos la influencia que las olas tienen en los vehículos marinos de superficie. En la sección 4 se estudian los métodos de obtención de los parámetros de los modelos. En la sección 5 se hace una revisión de la identificación como método de modelado de VM. En la sección 6 se presentan los problemas más relevantes en el diseño de controles para VM.

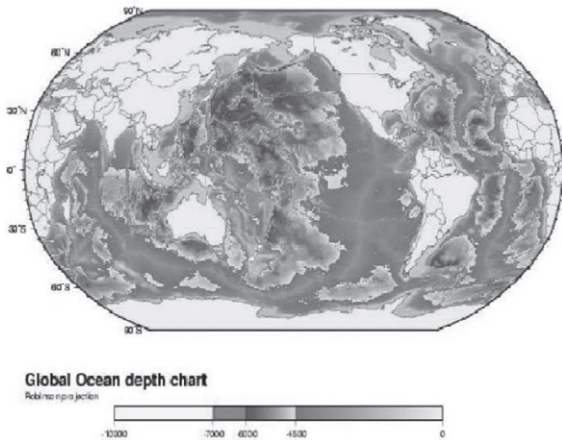


Figura 1: Distribución de los mares y su profundidad

2. Modelado de vehículos marinos

El movimiento de los vehículos marinos se realiza en contacto solamente con el agua si está sumergido, y con el

agua y el aire si no está totalmente sumergido. Este hecho añade una complejidad distinta a la de los vehículos de superficie o aéreos, de modo que, además de las ecuaciones dinámicas de un sólido rígido, hay que tener en cuenta los efectos hidrostáticos e hidrodinámicos. Los efectos hidrodinámicos dependen de la profundidad del agua y de la proximidad de otros objetos, no obstante, en la mayoría de los casos se suponen condiciones ideales de un fluido infinito. La hidrodinámica difiere completamente de vehículos moviéndose a alta velocidad y vehículos maniobrando a baja velocidad o posicionados de forma dinámica. Consideraremos VM moviéndose desde velocidades bajas, a velocidades medias o no muy altas. En el caso de vehículos de alta velocidad, y sobre todo a partir de los 50 nudos por hora, aparece el fenómeno de cavitación lo que añade una complejidad adicional al diseño, al modelado y al control de vehículos (Faltinsen, 2005).

Las ecuaciones correspondientes al movimiento de un sólido en un fluido infinito sin rozamiento está dado por las ecuaciones de Kirchoff (Lamb, 1932). Suponemos un sistema de referencia fijo al cuerpo en un cierto punto O y que se mueve con él (sistema de ejes cuerpo). Representamos por $\mathbf{w} = (p, q, r)^T$ y por $\mathbf{v} = (u, v, w)^T$ los vectores velocidad angular y velocidad lineal del VM con respecto a un sistema inercial, expresados en ejes cuerpo. Si T es la energía cinética del VM, las ecuaciones de Kirchoff para el movimiento del sólido son:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \mathbf{v}} + \mathbf{w} \times \frac{\partial T}{\partial \mathbf{v}} = \mathbf{f}$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \mathbf{w}} + \mathbf{w} \times \frac{\partial T}{\partial \mathbf{w}} + \mathbf{v} \times \frac{\partial T}{\partial \mathbf{v}} = \mathbf{m}$$

donde \mathbf{f} es el vector fuerza aplicado en el punto O, \mathbf{m} el momento en O, y la energía cinética del sólido está dada por

$$T(\mathbf{v}, \mathbf{w}) = \frac{1}{2} m [\mathbf{v}^2 + 2\mathbf{v} \cdot (\mathbf{w} \times \mathbf{r}_g)] + \frac{1}{2} \mathbf{w} \cdot \mathbf{J} \mathbf{w}$$

siendo: m la masa del VM, \mathbf{r}_g el vector que une el CG con el origen O expresado en ejes cuerpo, y \mathbf{J} el tensor de inercia con respecto a los ejes cuerpo. La energía cinética se puede expresar en forma matricial como:

$$T(\mathbf{v}, \mathbf{w}) = \frac{1}{2} \mathbf{v}^T M \mathbf{v},$$

donde $\mathbf{v}^T = [\mathbf{v}^T, \mathbf{w}^T]$, M es una matriz simétrica definida

positiva, $M = \begin{bmatrix} mI_{3 \times 3} & -mS(\mathbf{r}_g) \\ mS(\mathbf{r}_g) & \mathbf{J} \end{bmatrix}$, con $S(\mathbf{r}_g)$ la matriz

anti simétrica asociada al vector $\mathbf{r}_g = (r_{1g}, r_{2g}, r_{3g})^T$ que corresponde a la representación del producto vectorial, de modo que, dado un vector $\mathbf{y} = (y_1, y_2, y_3)^T$, se tiene

$$S(\mathbf{r}_g) = \begin{bmatrix} 0 & -r_{3g} & r_{2g} \\ r_{3g} & 0 & -r_{1g} \\ -r_{2g} & r_{1g} & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{r}_g \times \mathbf{y} = S(\mathbf{r}_g) \mathbf{y}.$$

Las ecuaciones dinámicas que se obtienen de (1-2) se pueden expresar en forma vectorial como

$$M \mathbf{v} + C(\mathbf{v}) \mathbf{v} = \boldsymbol{\tau} \quad (4)$$

con $\boldsymbol{\tau} = (\mathbf{f}^T, \mathbf{m}^T)^T$ el vector de fuerzas y momentos externos; la matriz $C(\mathbf{v})$ tiene en cuenta las aceleraciones centrípetas y de Coriolis, y admite distintas formas de representación, una de las cuales es la de una matriz anti simétrica, (Fossen, 1994).

En el caso de que el punto O coincida con el centro de gravedad CG del sólido las ecuaciones se simplifican:

$$M = \begin{bmatrix} mI_{3 \times 3} & \mathbf{0}_{3 \times 3} \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & \mathbf{J}_g \end{bmatrix},$$

con \mathbf{J}_g la matriz de inercia con respecto al centro de gravedad en ejes cuerpo. La velocidad del CG, \mathbf{v}_g , se relaciona con la velocidad de O mediante la relación

$$\mathbf{v}_g = \mathbf{v} + \mathbf{w} \times \mathbf{r}_g \quad (5)$$

El vector fuerza \mathbf{f} aplicado en el punto O coincide con el vector fuerza aplicado en el centro de gravedad \mathbf{f}_g , y el momento \mathbf{m} en O está relacionado con el momento \mathbf{m}_g con respecto al CG por

$$\mathbf{m} = \mathbf{m}_g + \mathbf{r}_g \times \mathbf{f}_g \quad (6)$$

Las fuerzas y momentos externos en todos los VM se deben a fuerzas hidrodinámicas, fuerzas hidrostáticas, fuerzas debidas a los actuadores del VM y, si se mueven en la superficie, a fuerzas inducidas por las olas, por las corrientes y por el viento. La acción de los distintos elementos se puede considerar aditiva, de modo que escribimos:

$$\boldsymbol{\tau} = \boldsymbol{\tau}_{hid} + \boldsymbol{\tau}_{hs} + \boldsymbol{\tau}_{act} + \boldsymbol{\tau}_{olas} + \boldsymbol{\tau}_{cor} + \boldsymbol{\tau}_{viento} \quad (7)$$

Donde, para las distintas acciones señaladas,

$$\boldsymbol{\tau}_i = (X_i, Y_i, Z_i, K_i, M_i, N_i)^T$$

es el vector de fuerzas generalizado correspondiente.

2.1. Fuerzas hidrodinámicas

Las fuerzas hidrodinámicas son función no lineal de las velocidades y aceleraciones lineales y angulares del vehículo. No obstante, para VM estables maniobrando a baja velocidad, basta con considerar una aproximación lineal considerando sólo aquellos términos más significativos proporcionales a las velocidades y aceleraciones del VM. Para VM a velocidades altas, así como para VM no estables, se pueden necesitar modelos no lineales para describir de forma adecuada el comportamiento del VM en ciertas maniobras (Linkens, 1980; Faltinsen, 2005). Estos modelos se pueden obtener mediante aproximaciones de Taylor utilizando términos de primer y tercer orden debido a que las fuerzas y momentos son funciones anti simétricas (Abkowitz, 1964), o bien, usando términos de segundo orden producto de las velocidades por sus módulo para mantener las propiedades de anti simetría de la acciones, (Feyaevsky and Sobolev, 1963). También se pueden obtener modelos no lineales mediante el uso de principios físicos. Vamos a utilizar este método para introducir conceptos importantes en los modelos más utilizados.

En ausencia de olas una parte fundamental de las fuerzas hidrodinámicas se pueden explicar por: i) las *fuerzas de radiación* que aparecen como consecuencia de la aceleración

transmitida al agua que rodea al vehículo y, en los vehículos de superficie, en las olas generadas debido al movimiento del casco; ii) las *fuerzas de viscosidad*, mediante las cuales parte de la energía cinética del VM se transfiere al vehículo en un proceso no conservativo y que da lugar a un amortiguamiento no lineal.

Las fuerzas de radiación a su vez se descomponen en dos: a) fuerzas necesarias para acelerar el fluido que rodea al VM y que son proporcionales a las aceleraciones, y denominadas por ello *fuerzas de inercia o de masa añadida*; b) fuerzas necesarias para generar las olas que irradia el movimiento del vehículo, que son proporcionales a las velocidades y se denominan fuerzas de *amortiguamiento* debido al potencial.

Para determinar un modelo de las fuerzas de masa añadida se supone que el fluido es no viscoso, ilimitado y el movimiento de éste se debe enteramente al sólido completamente sumergido. Con estas condiciones se supone que el campo de velocidades del fluido deriva de un potencial $\Phi(\mathbf{p}, t)$, es decir, para un punto \mathbf{p} en el instante t el vector velocidad del fluido $\mathbf{v}_f(\mathbf{p}, t) = \nabla\Phi(\mathbf{p}, t)$, lo que, con la razonable suposición de que la densidad del fluido es constante, hace que la función potencial verifique la ecuación de Laplace $\nabla^2\Phi=0$. Esta ecuación es lineal y permite usar el principio de superposición. La función potencial se relaciona con la presión que ejerce el fluido mediante la ecuación de Bernoulli. La integral de la presión en la superficie del VM que está en contacto con el fluido proporciona las fuerzas hidrodinámicas que actúan sobre aquel. Esta dinámica suele ser suficiente para obtener un buen modelo de las fuerzas hidrodinámicas, no obstante, en algunos casos es necesario añadir las fuerzas de viscosidad que actúan sobre el VM para obtener un mejor modelo de su comportamiento (Lamb 1932, Newman 1977, Faltinsen 1990). Si suponemos ahora que el fluido y el VM forman un solo sistema dinámico (Kirchhoff 1889, según Lamb 1932), la energía cinética del sistema es la suma de las energías cinéticas de ambos y se verifica la ecuación (1). La energía cinética del fluido se puede escribir en forma cuadrática como en (2) (Lamb 1932)

$$T_A = \frac{1}{2} \mathbf{v}^T M_A \mathbf{v}, \quad (8)$$

donde M_A se denomina *matriz de inercia añadida o de masa añadida*. La matriz M_A se suele escribir en componentes en la forma:

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

donde se ha utilizado la notación SNAME (The Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1950) en la que, por ejemplo, la fuerza hidrodinámica de masa añadida X_A según el eje x debido a una aceleración \dot{u} es:

$$X_A = X_{\dot{u}} \dot{u}, \quad X_{\dot{u}} \equiv \frac{\partial X}{\partial \dot{u}}. \quad (10)$$

Los coeficientes de la matriz M_A son, pues, factores proporcionales a las aceleraciones. Propiedades de simetría pueden hacer cero, o muy pequeños, algunos de los elementos de la matriz. Para un vehículo sumergido moviéndose a baja velocidad la matriz M_A es simétrica y definida positiva. Estas propiedades son también una buena aproximación en vehículos de superficie a bajas velocidades (Newman 1977, Fossen 1994).

Dada la linealidad de (1), podemos aplicar estas ecuaciones a la energía cinética del fluido para obtener las fuerzas y momentos hidrodinámicos en función de los elementos de la matriz (9). Se tiene así una relación similar a (4) en la que el vector de fuerzas generalizadas de masa añadida τ_A se puede poner como

$$-M_A \mathbf{v} - C_A(\mathbf{v}) \mathbf{v} = \tau_A \quad (11)$$

Esto nos da las fuerzas y momentos hidrodinámicos en función de las aceleraciones y de los productos de velocidades. Una expresión completa de estas funciones se puede ver en (Imlay 1961, Fossen 1994).

Cuando el VM se mueve sin acelerar se generan olas que disipan parte de la energía del VM. Las fuerzas que generan estas olas son proporcionales a las velocidades del vehículo, se pueden considerar derivadas de un potencial y producen una amortiguación en el buque, por lo que se denominan fuerzas de *amortiguación del potencial*. En una aproximación lineal producen un vector de fuerzas generalizadas τ_D dado por

$$\tau_{D_p} = -D_p \mathbf{v} = \begin{bmatrix} X_u & X_v & X_w & X_p & X_q & X_r \\ Y_u & Y_v & Y_w & Y_p & Y_q & Y_r \\ Z_u & Z_v & Z_w & Z_p & Z_q & Z_r \\ K_u & K_v & K_w & K_p & K_q & K_r \\ M_u & M_v & M_w & M_p & M_q & M_r \\ N_u & N_v & N_w & N_p & N_q & N_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \\ q \\ r \end{bmatrix} \quad (12)$$

donde nuevamente hemos usado la notación SNAME. La matriz en (12) suele aproximarse por una matriz diagonal en muchos casos, en los que se tienen en cuenta las dinámicas dominantes y las simetrías del VM.

Además del amortiguamiento del potencial, existe un amortiguamiento viscoso de carácter no lineal que debe tenerse en cuenta en determinadas condiciones, por lo que de forma más general podemos expresar el amortiguamiento en la forma de un vector de fuerzas hidrodinámicas

$$\tau_D = \tau_{D_p} + \tau_{D_v} = -(D_p + D_v(\mathbf{v})) \mathbf{v} = -D(\mathbf{v}) \mathbf{v} \quad (13)$$

En resumen, el vector de fuerzas generalizadas hidrodinámicas lo podemos poner como:

$$\tau_{hid} = \tau_A + \tau_D = -M_A \dot{\mathbf{v}} - C_A(\mathbf{v}) \mathbf{v} - D(\mathbf{v}) \mathbf{v}. \quad (14)$$

2.2. Fuerzas hidrostáticas

Las fuerzas hidrostáticas o *fuerzas de restauración* se deben a las fuerzas de flotación y a la gravedad. Dependen de la posición angular del vehículo y de las características del VM. Para dar la posición y orientación del VM se suele

utilizar un sistema de referencia geográfico, que normalmente es el sistema geográfico NED (Norte, Este y 'Down'). Como sistema de referencia en ejes cuerpo se suele utilizar el eje X de popa a proa, el eje Y hacia estribor y el eje Z hacia abajo. El movimiento y las fuerzas y momentos que actúan sobre el VM se calculan en este sistema de referencia. Ambos sistemas de referencia están relacionados mediante los ángulos de Euler: alabeo ϕ , cabeceo θ y guiñada ψ .

En el caso de un vehículo sumergido las fuerzas hidrostáticas dependen: i) del peso que actúa sobre el centro de gravedad del vehículo, ii) de la fuerza de empuje debido al peso del volumen del agua desalojada por el VM, y que actúa en el centro de sustentación, iii) de las posiciones del centro de gravedad y del centro de sustentación, y iv) de los ángulos de cabeceo y alabeo del vehículo. En un vehículo que se mueve en la superficie, las fuerzas de restauración dependen, además de los ángulos de alabeo y cabeceo, de la posición de los metacentros longitudinal y transversal y de la forma y tamaño de la superficie sumergida (Fossen 1994, 2011). Si utilizamos el vector

$$\boldsymbol{\eta} = [x, y, z, \phi, \theta, \psi]^T \quad (15)$$

para dar la posición en ejes geográficos y la orientación del VM, podemos poner el vector de las fuerzas de restauración como una función de $\boldsymbol{\eta}$:

$$\tau_{hs} = -G(\boldsymbol{\eta}). \quad (16)$$

Usamos (12), (13) y (16) en (4) para incluir los modelos de fuerzas hidrodinámicas e hidrostáticas en la dinámica del VM:

$$(M + M_A) \dot{\mathbf{v}} + (C(\mathbf{v}) + C_A(\mathbf{v})) \mathbf{v} + D(\mathbf{v}) \mathbf{v} + G(\boldsymbol{\eta}) = \tau_{olas} + \tau_{cor} + \tau_{viento} + \tau_{act}. \quad (17)$$

3. Modelos de vehículos marinos de superficie con olas

Cuando un VM se mueve en una superficie con olas regulares, además de las fuerzas hidrodinámicas de radiación aparecen unas fuerzas de excitación debidas a las olas. Ambos tipos de fuerzas se suponen derivadas de potenciales y, en una aproximación lineal, ambos potenciales se suman. El potencial de excitación de las olas es el causante de las fuerzas y momentos que aparecen en el VM si se encuentra constreñido a no oscilar y está sometido a olas regulares. Estas fuerzas se componen de las denominadas fuerzas de Froude-Krylov y de las de difracción. Las fuerzas de Froude-Krylov se deberían a la presión que se ejercería sobre el VM por olas que nos son a su vez perturbadas por aquel. Las fuerzas de difracción se deberían a la perturbación que el VM ejerce sobre las olas. El potencial de radiación es el causante de las fuerzas y momentos que actúan sobre un VM cuando se le fuerza a oscilar a la frecuencia de la ola en aguas en calma. En este último caso no hay olas incidentes pero la oscilación del VM genera olas de radiación. En la sección cuatro veremos distintos métodos de cálculo de las fuerzas hidrodinámicas.

Para describir la dinámica del comportamiento de un VM sometido a un mar con olas, consideramos un sistema de referencia fijo a un estado de equilibrio definido como sigue: el sistema de referencia está fijo con respecto a la posición media de la oscilación del VM, con origen en el plano de la superficie del agua sin perturbar, con velocidad la velocidad

media del VM que suponemos la velocidad de referencia, y con rumbo medio fijo que suponemos el rumbo de referencia. Este sistema lo podemos considerar inercial, centrado en el centro de masas del barco (u otro punto del barco) y con ejes: X hacia la proa, Y hacia estribor, Z hacia abajo, figura 2. Las olas lo desvían de su trayectoria y usamos una aproximación lineal para describir la dinámica de las perturbaciones. El vector de estado de las perturbaciones los representamos como

$$\xi = [\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4, \xi_5, \xi_6]^T \quad (18)$$

Donde las tres primeras coordenadas (ξ_1, ξ_2, ξ_3) son las perturbaciones en la posición del origen del sistema de referencia inercial con respecto a un sistema de ejes cuerpo del VM, y las tres últimas (ξ_4, ξ_5, ξ_6) son las perturbaciones o ángulos de Euler que transforman el sistema inercial considerado al sistema de ejes cuerpo.

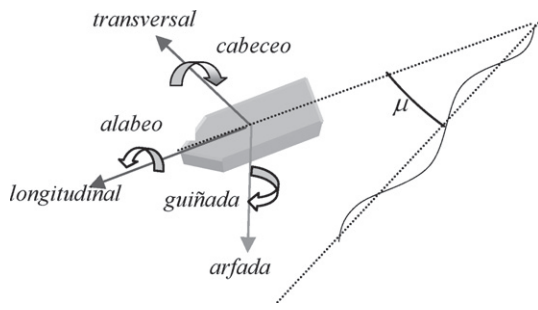


Figura 2. Olas, ejes y movimiento del VM

Un modelo lineal que describe el movimiento del VM con respecto al sistema inercial es:

$$M_{RB} \ddot{\xi} = \tau_{hid} + \tau_{hs} + \tau_{olas} \quad (19)$$

Suponemos que las excitaciones de las olas tienen una frecuencia constante ω_o . Si el VM está parado esta es la frecuencia que ‘siente’ o de excitación. Sin embargo, si el VM está moviéndose con una velocidad constante U la frecuencia que ‘siente’ el barco es distinta y se denomina frecuencia de encuentro, ω_e . Si denominamos U a la velocidad del VM y μ al ángulo que forma la dirección de las olas con la dirección de avance del VM, para aguas profundas, la frecuencia de encuentro se relaciona con ω_o en la forma:

$$\omega_e = \omega_o - \frac{\omega_o^2 U}{g} \cos(\mu) \quad (20)$$

Donde, para mares de proa $\mu = 180^\circ$, para mares de popa $\mu = 0^\circ$ y para mares de través, $\mu = 90^\circ$ o 270° . La elevación de la ola en una posición (x, y) expresada en el eje inercial móvil tiene la forma

$$\zeta(t) = \zeta_a \sin(\omega_e t - k x \cos \mu + k y \sin \mu) \quad (21)$$

donde ζ_a es la amplitud de la onda y $k = 2\pi/\lambda$ es el número de onda.

Si representamos por F_o al vector de las amplitudes de las fuerzas y momentos que las olas de frecuencia ω_e ejercen

sobre el VM, podemos describir el modelo (19) en estado estacionario en la forma:

$$(M_{RB} + A(\omega_e)) \ddot{\xi} + B(\omega_e) \dot{\xi} + C \xi = F_o e^{j\omega_e t} \quad (22)$$

donde

$$-A(\omega_e) \ddot{\xi} - B(\omega_e) \dot{\xi} - C \xi = \tau_{hid} + \tau_{hs} \quad (23)$$

Las matrices de masa añadida $A(\omega_e)$ y de amortiguamiento $B(\omega_e)$ dependen de la frecuencia de encuentro, de la velocidad U del VM y del ángulo μ , figura 3. La matriz C de restauración no depende de la excitación de las olas.

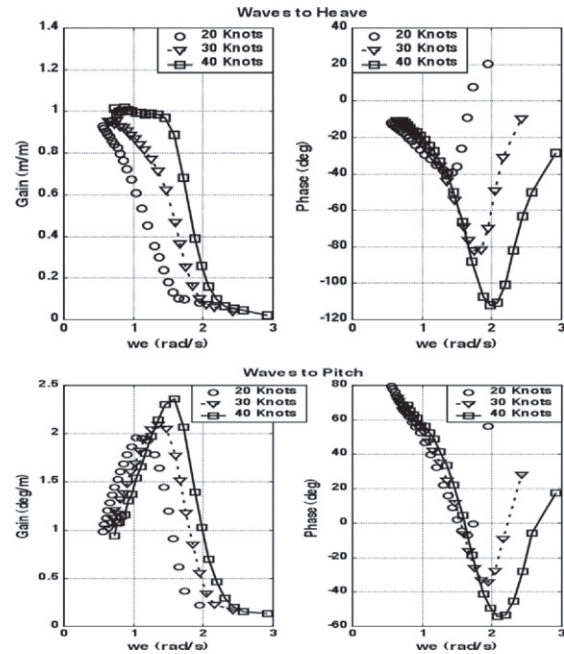


Figura 3: Diagramas de amplitud relativa y fase del movimiento de arfada (heave) y de cabeceo (pitch), para distintas frecuencias de encuentro de un VM de superficie a distintas velocidades.

Para un VM con simetría lateral las seis ecuaciones del movimiento se reducen a dos conjuntos de ecuaciones: un conjunto de tres ecuaciones acopladas correspondientes a los movimientos longitudinal, arfada y cabeceo, y otro conjunto con las ecuaciones acopladas de desplazamiento transversal, alabeo y guiñada.

La ecuación (22) sólo es válida para movimientos sinusoidales en estado estacionario. Como pusieron de manifiesto Cummins 1962 y Ogilvie 1964, las fuerzas hidrodinámicas incluyen efectos de memoria y no dependen sólo de los valores instantáneos de las aceleraciones y velocidades del VM. Para describir este efecto es necesario introducir una convolución en el potencial de radiación. Esta convolución es responsable de la dependencia de la frecuencia que tienen la masa añadida y la amortiguación en la ecuación del movimiento. La ecuación de Cummins tiene la forma:

$$(M_{RB} + A(\infty)) \ddot{\xi} + \int_0^t K(t-\tau) \dot{\xi}(\tau) d\tau + C \xi = \tau_{exc} \quad (24)$$

donde τ_{exc} son las fuerzas y momentos externos. La matriz $K(t)$ es una matriz de funciones de retardo y está relacionada

con la masa añadida y el amortiguamiento mediante las transformadas de Fourier

$$B(\omega_e) = \int_0^{\infty} K(t) \cos(\omega_e t) dt \quad (26)$$

$$A(\omega_e) - A(\infty) = -\frac{1}{\omega_e} \int_0^{\infty} K(t) \sin(\omega_e t) dt \quad (27)$$

En (Perez 2010) se puede ver la relación entre las matrices $A(\omega_e)$ y $B(\omega_e)$ y las matrices de masa añadida y de amortiguamiento de la ecuaciones (9) y (12), respectivamente. En (Kristiansen & Egeland 2003) se da un método para obtener un modelo lineal en variables de estado de la ecuación (24). En (Pérez 2010) se usan esos resultados para obtener un modelo en variables de estado en ejes cuerpo para maniobras lentas de un VM que se desplaza en aguas con olas.

En (Perez y Fossen, 2008) se comparan los métodos de identificación paramétricos en el dominio de las frecuencias con los del dominio temporal utilizados para aproximar el término de convolución, mostrando la ventaja de los métodos en frecuencias por su mayor precisión, ya que permiten fijar una función de transferencia con el grado relativo correcto antes del proceso de identificación. En (Perez y Fossen, 2009) se describe un toolbox de Matlab para realizar la identificación en el dominio de las frecuencias.

Un modelo más preciso requiere tener en cuenta la amortiguación debida a las fuerzas de viscosidad, que no aparecen en una teoría basada en potenciales. Esto resulta especialmente necesario en el modelo de los movimientos longitudinal y de alabeo, donde los factores de amortiguamiento derivados de potenciales son pequeños, (Fossen 2011, Lloyd, 1989). También, en el movimiento de avance con olas aparece una resistencia debida a la interacción de las olas y el VM, que hace que este genera olas no estacionarias. Esta fuerza es, en primera aproximación, proporcional al cuadrado de la amplitud de la onda, ζ_a^2 , y está presente incluso en olas en las que la relación longitud de onda y longitud del VM es pequeña ($\lambda/L < 0.5$) típicas de estado de la mar pequeños y que, sin embargo, se anula cuando λ/L es muy grande, Faltinsen 2005.

Normalmente, las olas no tienen una frecuencia única, sino que el estado del mar se puede considerar como compuesto por un conjunto de frecuencias de olas, y cuya descripción más apropiada es mediante procesos estocásticos. Dichos procesos se pueden aproximar como una suma finita de frecuencias, y en una aproximación lineal, la respuesta del VM a un estado dado de la mar se modela como la suma de las respuestas a cada una de las frecuencias, (Fossen 1994, 2002, 2011, Lloyd, 1989). Al efecto de las olas hay que añadir el efecto del viento y de las corrientes. Su modelado desde un punto de vista del control se puede ver en (Fossen, 1994, 2002, 2011).

4. Determinación de modelos

El modelado para la simulación del comportamiento de los VM y el diseño de controladores para ellos, requiere la determinación de los coeficientes que expresan las relaciones,

lineales y no lineales, de las fuerzas y momentos que actúan sobre el VM y sus actuadores, con las aceleraciones y velocidades del barco. Los modelos dependen fuertemente del tipo de vehículo y de las maniobras para las que se diseña el control. No es igual de exigente el control de un VM de alta velocidad operando en aguas muy congestionadas, que un control para seguimiento de un rumbo en aguas profundas poco transitadas. La organización marítima internacional (IMO) define un conjunto de maniobras para clasificar las características de maniobrabilidad de un barco (IMO, 2002). Estas maniobras se utilizan, en muchos casos, para identificar modelos que describan dichos comportamientos y para diseñar vehículos que las cumplan, y también para diseñar controladores que permitan manejar el barco de forma automática teniendo en cuenta sus características, como veremos en la sección 6. Las maniobras características son: giro en círculo, maniobra de zig-zag, capacidad de parada, maniobra de ‘pull-out’, maniobra de espiral directa o espiral de Dieudonné, y maniobra de espiral reversa o espiral de Bech. En (ABS, 2006) se encuentra una descripción de estas, así como parámetros característicos que se miden a partir de ellas y modelos numéricos para sus simulaciones.

Existen distintos métodos de determinar los parámetros de los modelos de los VM y todos suponen un modelo matemático del VM, (ITTC 2005, 2008, 2011):

- Experimentación con modelos a escala
- Métodos analíticos y semi empíricos
- Métodos numéricos de dinámica de fluidos (CFD)
- Métodos de identificación

Estos métodos no son excluyentes entre si y pueden utilizarse de forma combinada para determinar todos los parámetros del modelo.

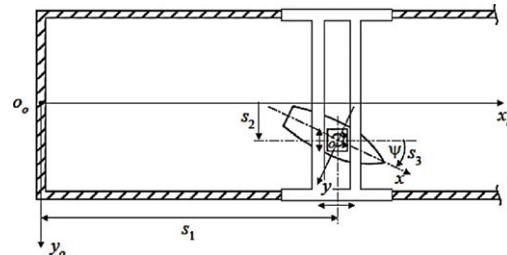


Figura 4. Esquema de un PMM con tres grados de libertad: s_1 , s_2 , s_3 .

La experimentación con modelos se puede realizar mediante modelos remolcados y con, o sin, restricciones en sus movimientos. Los primeros se realizan en instalaciones apropiadas construidas para dicho fin, como el Canal de Experiencias Hidrodinámicas del Pardo (CEHIPAR, 2012). En estos el modelo es arrastrado en un estanque y se miden las fuerzas, velocidades y aceleraciones resultantes, y a partir de dichas medidas, mediante análisis de regresión, se determinan parámetros característicos del movimiento del VM. Las maniobras más usuales son de tipo estático o de tipo dinámico. Entre las primeras se encuentran: arrastre oblicuo (‘oblique towing test’ OTT), arrastre en un brazo rotatorio (‘rotating arm test’, RAT) y arrastre en un movimiento circular (CMT). Para las maniobras dinámicas se dispone de un mecanismo de movimiento plano (‘planar-motion-mechanism, PMM o

‘computerized planar motion carriage’ CPMC) con el que se realizan una serie de movimientos del modelo mientras es arrastrado. El PMM es capaz de forzar a un modelo del barco a oscilar en un movimiento de guiñada, de desplazamiento lateral, o una combinación de ambos, figura 4.

En todos estos ensayos se utilizan técnicas de regresión, y/o de identificación paramétrica, para determinar los parámetros que mejor describen los términos del modelo.

Con modelos libres se pueden realizar ensayos en los que existe más libertad en los movimientos a los que se puede someter al VM y se utilizan técnicas de identificación de sistemas para determinar aquellos parámetros que mejor ajustan el modelo a las maniobras realizadas. Estos ensayos se realizan en estanques artificiales, o en entornos naturales como lagos, pantanos, mar y otros, figura 5.



Figura 5: Ensayos en entornos naturales con modelos a escala.

Los métodos semi empíricos (Loyd, 1989, Faltinsen, 1990, Journée and Massie, 2001) se basan en modelos analíticos obtenidos mediante principios físicos junto con valores numéricos obtenidos mediante ensayos o cálculo numérico. Este método sólo es aplicable en aquellos casos en que el elemento a modelar es similar a aquel que se toma como referencia. Un buen ejemplo de este método se tiene en (Barros et al., 2008), donde se usa para determinar las derivadas hidrodinámicas de un conocido vehículo autónomo submarino y sus resultados se comparan con los obtenidos utilizando CFD.

Los métodos CFD, o métodos basados en aproximaciones numéricas de la dinámica de fluidos, están teniendo un gran auge debido a la mejora en los algoritmos y la potencia de cálculo de los computadores. Se determina el campo de flujo del fluido en los movimientos del VM y de él se deducen las presiones que el fluido ejerce sobre la parte sumergida del VM, y las fuerzas y momentos que de ellas se derivan. Existen un gran número de programas, algunos de ellos desarrollados por universidades. Ejemplos son los productos WAMIT (Wamit, 2012), basado en un desarrollo realizado originalmente en el MIT por el profesor J.N. Newman y colaboradores; CFDSHIP-IOWA, desarrollado por el Instituto de Investigaciones Hidráulicas de la Universidad de Iowa (CFDSHIP, 2012); SEAWAY, desarrollado por el profesor J.M.J. Journée de la Universidad Tecnológica de Delft y comercializado por la empresa Amarcón, (SEAWAY, 2012);

ShipX-Veres, basado en los trabajos del profesor Faltinsen y colaboradores de la Universidad de Ciencia y Tecnología de Noruega, comercializado por MARINTEK, (MARINTEK, 2012); RAPID, PARNASSOS and ReFRESCO, de la casa holandesa MARIN (MARIN, 2012); FLUENT y CFX, de la casa ANSYS, (ANSYS, 2012).

En los informes finales y recomendaciones de los comités de maniobras de las publicaciones de los congresos ITTC se hacen revisiones bibliográficas sobre los progresos en las distintas técnicas de modelado de VM, así como comentarios y sugerencias para actuaciones futuras y se proponen ‘benchmark’ para contrastar los resultados y posibilidades de los distintos métodos.

5. Identificación de modelos

La identificación de sistemas para simulación, o para diseño de controladores, de VM se inicia en los años 70 y desde entonces viene siendo un tema de investigación activo. En (van Amerongen and Udink Ten Cate 1975) se presentó un piloto adaptativo con modelo de referencia, y (Åström and Källström, 1976) utilizaron técnicas de identificación lineal paramétrica para determinar la dinámica de guiado de un barco mediante el método de máxima verosimilitud y su aplicación a un petrolero y a un carguero. En (Källström and Åström 1981) se usan distintos algoritmos de identificación paramétrica, basados en modelos de error de predicción, para la identificación de distintos tipos de barcos con el fin de diseñar autopilotos. En (Abkowitz, 1980) se determinan las características hidrodinámicas de un barco usando el filtro de Kalman. En (Fossen et al. 1996) se utiliza el filtro extendido de Kalman (EKF) para identificar la dinámica para posicionamiento dinámico de un barco. En (Yoon and Rhee, 2003), para estimar los parámetros del modelo, se utiliza un EKF junto con el suavizador modificado de Bryson-Frazier y después se identifican los parámetros utilizando un análisis de regresión. En (Zhou and Blanke, 1987, 1989) se presenta un método de error de predicción no lineal para identificar la dinámica de guiado de un barco. En (Revestido et al, 2012), se utiliza una modificación de la maniobra de zig-zag estándar para la estimación de parámetros de modelos de maniobra lineales. Se utilizan métodos de sensibilidad de parámetros y de error de predicción junto con el filtro de Kalman para estimar los parámetros del modelo. En (Blanke and Knudsen, 2006) se utilizan técnicas de identificación de caja gris para determinar un modelo no lineal de barco. En (Haddara and Wang, 1999), (Haddara and Xu, 1999), (Hornik et al. 1989) y (Mahfouz, 2004) se usan redes neuronales para determinar la dinámica de VM de superficie y en (Mahfouz and Haddara, 2003) para identificar los movimientos de cabeceo y alabeo en un vehículo submarino. En (Aranda et al. 2004) se utiliza un método de identificación paramétrica en el dominio de las frecuencias para determinar un modelo de la dinámica longitudinal de un ferry de alta velocidad. El método usa algoritmos genéticos que proporcionan valores iniciales a un método de optimización no lineal con restricciones. En (Muñoz-Mansilla et al. 2009) el algoritmo anterior se extiende para identificar también la dinámica de alabeo del buque. En

(Panneer et al. 2005) se utilizan métodos de identificación paramétrica en el dominio de las frecuencias usando la transformada de Fourier y funciones espectrales de frecuencia para modelos lineales de barcos, y en (Bhattacharyya and Haddara, 2006) en modelos no lineales. En (Casado et al. 2005, 2007) se utiliza un método de identificación basado en el método backstepping para determinar los parámetros de un modelo no lineal de barco real a partir de ensayos de maniobra. En (Luo and Zou, 2009) se utiliza el método de máquinas de vectores soporte (SVM) para determinar los parámetros de un modelo no lineal de barco a partir de la respuesta a diversos ensayos libres con un buque real. En (Perez and Revestido, 2010) se utiliza un método estadístico para la selección de la estructura del modelo de las componentes de amortiguación viscosa y de empuje-arrastre para modelos de maniobra de barcos.

6. Control de VM

El control de VM se inicia con la primera patente de Elmer Sperry en el año 1914 de un sistema automático de seguimiento del rumbo o autopiloto. El diseño se basaba en la brújula giroscópica que había patentado en 1911. En 1922 Minosky, estudiando la introducción de un control automático de rumbo para el barco New Mexico, introdujo las propiedades de los controladores con las acciones PID, (Bennet, 1979, 1984). Desde entonces se han ido utilizando distintas tecnologías de control en el control de los VM.

Actualmente un sistema de control del movimiento de un VM contiene los tres sistemas básicos de todo vehículo móvil: sistema de guiado, sistema de navegación y sistema de control, figura 6. El sistema de guiado tiene como objetivo proporcionar de forma continuada al controlador el estado de las referencias necesarias para que el VM siga la ruta precisa. Contiene información sobre las características y limitaciones del VM y admite la entrada por un operador de parámetros y puntos de referencia de la ruta, y también admite la entrada de información sobre el estado de VM procedente del sistema de navegación. Además, puede recibir información externa sobre el entorno: posición y rumbo de otros VM, condiciones meteorológicas, datos geográficos, y demás. Una función secundaria de este sistema es la de proporcionar señales de aviso de colisión o de proximidad a tierra.

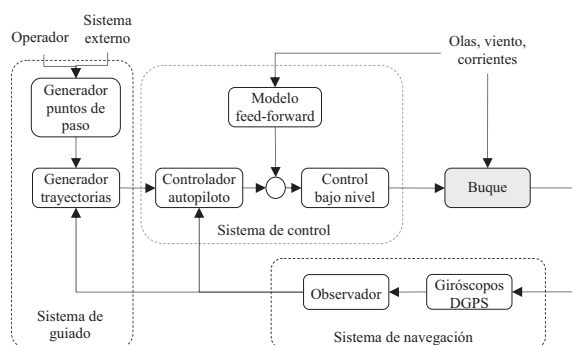


Figura 6: Diagrama genérico de un sistema de Guiado, Navegación y Control.

El sistema de control se puede considerar dividido en tres partes: observador de estado, controlador y, en caso de sistemas sobreactuados, sistema de distribución de las fuerzas generalizadas de control en los actuadores del VM. El controlador puede implementar distintas funciones o modos y, dependiendo del tipo de operación que vaya a realizar, puede seleccionar o combinar modos; entre los más utilizados están: control de velocidad, autopilotos o controladores de rumbo, controladores dinámicos de la posición, estabilizadores de alabeo y cabeceo.

Los elementos normalmente usados para proporcionar las fuerzas y momentos de control son: la hélice, o hélices, que se encargan de producir el empuje de avance del VM; una alternativa a las hélices son los motores de inyección de agua para impulsar el VM; el timón o timones para generar un movimiento de giro acimutal, y que son el principal elemento de control de rumbo; impulsores laterales, situados en la parte inferior del casco y que producen fuerzas que son útiles para maniobras a bajas velocidades; impulsores acimutales, situados también en la parte inferior del casco y que pueden rotar sobre el eje vertical a la superficie del VM para producir fuerzas en un plano horizontal; aletas estabilizadoras para amortiguar los movimientos de alabeo o de cabeceo; superficies de control para producir pares que amortigüen o produzcan giros. El conjunto y tipo de actuadores se adecuan a las características y propósito del VM y determinan las posibilidades del sistema de control. Por ejemplo, los impulsores laterales y acimutales se usan en los sistemas de posicionamiento dinámico, pero para maniobras a alta velocidad (más de 2 m/seg) pierden su efectividad, por el contrario, las aletas y las superficies de control no son efectivas a baja velocidad (Golding, 2004, Faltinsen, 2005).

6.1. Autopilotos.

El objetivo del autopiloto es hacer que el VM siga una ruta determinada a una cierta velocidad (normalmente por encima de los 2 m/s, por debajo de ésta se considera un sistema de posicionamiento y no de autopiloto, Golding 2004). La ruta está definida en un plano, por lo que sólo los movimientos longitudinal, transversal y de rumbo son de interés. La velocidad de avance del buque normalmente se controla de manera separada a la del rumbo: se especifica una velocidad media constante, o lentamente variable, que se controla mediante los elementos de empuje del VM. Normalmente, el único actuador para el control del movimiento lateral es la posición del timón. Tenemos de esta forma un sistema subactuado en el que se deben controlar el rumbo y el desplazamiento lateral mediante la acción del timón: éste se utiliza para controlar el rumbo y de manera indirecta se controla el desplazamiento lateral. Sin embargo, en los sistemas de guiado convencionales de punto a punto, el espacio se reduce a especificar un ángulo de rumbo deseado utilizando una línea de vista (LOS: 'line-of-sight') y una velocidad constante. En estos casos el diseño del control se basa normalmente en aproximaciones lineales de los modelos. No obstante, en los últimos años ha habido mucha

investigación tratando de encontrar leyes de control que tengan en cuenta modelos no lineales cada vez más precisos, así como obtener resultados globales de convergencia a trayectorias.

En la actualidad los autopilotos controlan tanto el mantenimiento de un rumbo como el cambio de éste. Admiten diversos modos de funcionamiento (Golding 2004): i) modo manual; ii) modo dirección o ‘heading’, en que se especifica el ángulo con respecto a un sistema geográfico que debe mantener el eje longitudinal del VM; iii) el modo rumbo o ‘course’, que se refiere al ángulo que el vector velocidad del barco debe mantener; iv) el modo punto de paso, en el que el controlador debe llevar el VM a un punto determinado; v) el modo ruta, en el que barco debe seguir un camino indicado. En el modo ruta hay que diferenciar entre el seguimiento de un camino (PF, path following) en el que el VM debe converger a un camino sin una especificación temporal, y el seguimiento de una trayectoria (TT, trajectory tracking) en el que se requiere que el VM alcance y siga un camino parametrizado en el tiempo. Por otra parte, el control de maniobras (maneuvering control) se refiere al hecho de conseguir que el VM converja a un camino y, a la vez, se fuerza a la velocidad a que también converja a un determinado valor. El control de maniobras es muy utilizado en aplicaciones comerciales, donde es más importante mantener una velocidad constante que especificar cuándo se debe alcanzar un determinado punto de la ruta. No obstante, en la literatura se utilizan a veces los términos de ‘path following’, ‘tracking’ y ‘maneuvering’ de forma intercambiable (Fredriksen and Pettersen, 2006). En (Aguiar et al., 2004, Aguiar et al., 2005) se resalta una diferencia esencial entre PF y TT, y se demuestra que limitaciones que aparecen en el TT desaparecen en el problema de PF. En el problema PF normalmente se consigue una convergencia más suave y las señales de control son menos susceptibles de ser llevadas a la saturación que cuando se realiza un TT.

Dependiendo del modo del autopiloto la información necesaria a manejar por el controlador es distinta, si bien, como se ha indicado, al ser un sistema sub actuado los objetivos se consiguen a partir de, en cada instante, un rumbo y, tal vez, su derivada primera y segunda deseados.

Existen muchos tipos de controladores cuyos diseños se basan bien en modelos lineales o en no lineales, y que utilizan distintas estrategias de control, siendo una de las más utilizadas el control PID. Actualmente, un PID en su forma más completa dispone de los siguientes elementos (Fossen, 2002): sensor para medida del rumbo ψ y de su velocidad r , modelo de referencia que proporciona valores deseados para el rumbo, su velocidad y aceleración cuando hay cambios de rumbo, observador de estado y filtro del movimiento inducido por las olas, acción feedforward para un seguimiento perfecto para cambios de rumbo, acción feedforward para compensar la acción del viento, y, por último, mecanismo de adaptación a las condiciones del entorno. El controlador se puede extender para incluir una acción proporcional a la aceleración de ψ , de este modo se incrementa la inercia del VM para reducir el efecto de las perturbaciones.

Muchas otras técnicas se han propuesto para el diseño de autopilotos basados en modelos lineales. En (van Amerongen et al., 1975) se presentó el primer autopiloto adaptativo. En (Källström et al. 1979) se describe un autopiloto basado en gestión del control en función de la velocidad, un regulador autosintonizante para mantener el rumbo, un regulador de giros de alta ganancia con estructura variable y un filtro de Kalman. En (Ohtsu et al., 1979) se modela el VM mediante un modelo autoregresivo multivariable y se deduce el control usando una ley de control óptima. En (van Amerongen, 1984) se describe un autopiloto con un controlador adaptativo basado en modelo (MRAS). Se han desarrollado también controladores LQR con distintos valores de ponderación dependiendo del entorno y de las características del VM (Kallstrom, 1999). El control H-infinity se ha utilizado entre otros en (Morawski, 1998), en (Desanj et al. 1995) y en (Toussaint et al. 2000).

En (Godhavn, 1996) se utiliza un modelo 2D no lineal con la simplificación de que las matrices de inercia y de amortiguamiento son diagonales. Utilizan linealización por realimentación y backstepping para garantizar estabilidad exponencial global a trayectorias en línea recta y circulares. Un modelo similar al de Godhavn se usa en (Pettersen and Nijmeijer, 2001), (Jiang, 2002), (Lefeber et al. 2003), (Do et al. 2002), (Behal et al. 2002). En estos trabajos las matrices de inercia y de amortiguamiento se supone que son diagonales, lo que da una estructura en cascada que es utilizada para el diseño y el análisis de la estabilidad. En (Pettersen and Nijmeijer, 2001) se da una solución local para el TT de forma asintótica mediante un algoritmo de alta ganancia; en (Jiang, 2002) se diseña un algoritmo que consigue convergencia global a la trayectoria utilizando un algoritmo basado en el método directo de Liapunov y las propiedades de pasividad del sistema; el método tiene el inconveniente de requerir excitación persistente en la referencia de la velocidad de rumbo, lo que no permite seguir una trayectoria en línea recta. El mismo problema ocurre en (Lefeber et al., 2003) donde diseñan un algoritmo en cascada, de modo que transforman el problema del seguimiento de la trayectoria en dos problemas separados de seguimiento en sistemas lineales variables con el tiempo. La condición de excitación persistente se elimina en (Do et al. 2002) y en (Behal et al., 2002), pero suponen que no existen términos de amortiguamiento no lineal, lo que hace que los controles no sean útiles en aplicaciones de alta velocidad o seakeeping.

En (Encarnaçao et al. 2000a) se utiliza también un modelo 2D no lineal. Se describe el error de PF en el sistema de referencia de Serret-Frenet y diseñan un controlador de PF local para líneas rectas y circunferencias, con presencia de perturbaciones constantes debido a las corrientes. El control utiliza un estimador y linealización por realimentación y backstepping. En (Encarnaçao et al. 2000b) lo aplican a 3D para vehículos submarinos, y en (Encarnaçao et al. 2001) consideran el PF junto con TT. En (Do et al. 2003) se considera también el seguimiento de tramos rectos con un modelo de 2D, con la relajación de que la velocidad puede variar y se tiene en cuenta la presencia de perturbaciones. El diseño tiene como base el método de backstepping, y el

control garantiza la estabilidad asintótica global a la línea recta si no hay perturbaciones.

En (Do and Pan, 2003) se considera el problema de TT en 3D con un modelo que no se supone diagonal en las matrices de inercia y de amortiguamiento. Utilizan transformación de coordenadas y la técnica de backstepping para obtener un controlador que garantiza que la orientación y la posición convergen de forma exponencial a una vecindad de la trayectoria de referencia. En (Do and Pan, 2005) se utiliza también el método de backstepping para TT pero sometido a perturbaciones constantes del entorno. En (Do et al, 2004b) se diseña un algoritmo para PF en 3D de vehículos submarinos sometidos a perturbaciones y con parámetros desconocidos. El algoritmo se basa en el método de backstepping para el control, y de la proyección de parámetros para la estima de los parámetros desconocidos. Un método similar se sigue en (Do and Pan, 2006) para el diseño de un control adaptativo robusto para PF, en el que parte de la dinámica del sistema, los coeficientes no lineales de la amortiguación, no es conocida y se tienen perturbaciones constantes y variantes en el tiempo debido a las olas, viento y corrientes. En (Fossen et al., 2003, Fossen 2011) se diseña un algoritmo de guiado basado en la proyección de la LOS para moverse mediante puntos de paso unidos por segmentos rectos. Se utiliza un modelo 3D con matrices no diagonales en el que el espacio de salida se reduce a 2D. El control se diseña mediante la técnica de backstepping junto con la idea de asignar dinámica a la función estabilizadora del grado de libertad no actuado. El controlador resultante garantiza la estabilidad y la convergencia asintótica global en 2D. En (Fredriksen and Pettersen, 2006) se diseña también un algoritmo de guiado basado en la LOS que consigue convergencia exponencial de forma global en los tres grados de libertad; se utiliza el modelo 3D no lineal anterior; utilizan transformación de coordenadas para desacoplar la dinámica no actuada de los controles para facilitar de este modo la estructura de cascada, que usan para diseñar las acciones de control, de fuerza de avance y del timón, que consiguen estabilidad exponencial global del sistema en lazo cerrado.

En (Aguir & Hespanha, 2007) se diseña un algoritmo de control adaptativo 3D que permite tanto PF como TT en sistemas en los que hay incertidumbre en los valores de la masa añadida y en los coeficientes de fricción. El controlador combina el método backstepping con lógica de cambios de la ley de control en base a la identificación de parámetros del modelo. Lo aplican tanto a vehículos de superficie como a vehículos submarinos.

Con el fin de evitar la explosión en la complejidad del control, debida a la necesidad de realizar repetidas diferenciaciones de funciones no lineales que tiene lugar en el método de backstepping, y los límites en las trayectorias de referencia, en (Do, 2010) se propone un algoritmo basado en varios cambios no lineales de coordenadas, la función transversal de (Morin and Samson 2003, 2006), un observador de perturbaciones y el método de backstepping. También, con el propósito de evitar las repetidas diferenciaciones de funciones no lineales, en (Chwa, 2011) se utiliza el método del control de superficie dinámica deslizante de (Swaroop et al.

2000) para diseñar un algoritmo de TT con restricciones en la señal de control y en la velocidad del VM.

Tomando como base modelos no lineales, se han desarrollado también controladores utilizando técnicas de linealización por realimentación (Fossen, 2002 y Fossen 2011), en modo deslizante (Zhang et al., 2000) y (Ashrafioun and Muske, 2008), y en modo deslizante y backstepping en (Liao et al. 2011).

Se han propuesto autopilotos basados en técnicas de control inteligente, tales como lógica fuzzy (Velagic et al. 2001) y redes neuronales (Zhang et al. 1996). Estas técnicas son robustas al modelo de la planta, pero, dado que el modelo suele ser bien conocido, el planteamiento no ha tenido mucho éxito.

6.2. Estabilización del alabeo

Se denomina estabilización del alabeo con el timón a la reducción de este movimiento producido por las olas, lo que es importante dado que este movimiento, y las aceleraciones que induce, afectan muy negativamente en las condiciones de trabajo de la tripulación, en el confort del pasaje y a la realización de determinadas maniobras, como el aterrizaje de un vehículo aéreo. A los sistemas para conseguir esta reducción del movimiento y aceleraciones de alabeo se les denomina sistemas de estabilización del alabeo. Aunque a lo largo del tiempo se han propuesto distintos sistemas, el más efectivo para velocidades superiores a 10-15 nudos es el que se consigue con aletas laterales activas. Mediante giróscopos se detectan los movimientos angulares del VM y esta información se utiliza para posicionar a las aletas de modo que generen momentos que se opongan a los inducidos por las olas, (Sellars et al, 1992). En (Perez and Goodwin, 2007) se diseña un control predictivo con restricciones en el ángulo de ataque de las aletas estabilizadoras para evitar que estas entren en pérdida, fenómeno que hace que disminuya su efectividad pudiendo llegar a la pérdida total de la acción de control.

Dado que el timón está situado por detrás y más abajo que el centro de gravedad, su movimiento produce un par no sólo sobre el eje vertical, sino en el eje transversal, lo que produce un movimiento de alabeo. Este hecho ha sido aprovechado para diseñar autopilotos que, además de controlar el rumbo, reduzcan el movimiento de alabeo. El diseño de estos controladores plantea numerosos problemas (van Amerongen et al. 1990): i) el sistema es sub actuado, con el timón, además del rumbo y el desplazamiento lateral, se debe controlar el movimiento de alabeo; ii) el sistema timón-alabeo es de fase no mínima, iii) hay que tener en cuenta efectos no lineales como las limitaciones en el valor y velocidad del timón, iv) el cambiante espectro de las olas. Esta complejidad ha hecho que se hayan estudiado una gran variedad de algoritmos de control: PID, LQG, H_{∞} , IMC ('internal model control'), GPC ('generalized predictive control') y MPC ('model predictive control') (Perez 2005, Perez and Goodwin 2007, Fossen 2011, y las referencias a partir de ellas). En (Fang and Luo 2008) presentan un algoritmo de control basado en múltiples acciones PD para seguimiento en mares irregulares utilizando guiado por LOS a la vez que reducen el movimiento de alabeo. En (O'Brien, 2009) se presenta un compensador dinámico en

el que se combinan un control lineal de orden 8 y un control no lineal que consigue reducciones del movimiento de alabeo de hasta el 85%, a la vez que garantiza la estabilidad absoluta en presencia de saturaciones en el ángulo del timón y en su velocidad de giro.

En relación con el movimiento de alabeo, en la actualidad está teniendo mucha atención el fenómeno conocido como alabeo paramétrico (PR, ‘parametric rolling’). Este efecto ha sido el causante de numerosos accidentes marítimos algunos con graves pérdidas; caso paradigmático es la pérdida de contenedores en 1998 del APL China. Se debe a un fenómeno de resonancia cuya causa es una combinación compleja de dimensiones del barco, su forma, carga y velocidad, y del tamaño y frecuencia de las olas. Con mares predominantemente de proa en barcos grandes, o de proa o de popa en barcos pequeños, de repente pueden producirse movimientos de alabeo acoplados a movimientos de cabeceo, que en breves segundos pueden alcanzar escoras muy significativas, poniendo en riesgo a la tripulación y al pasaje, a la carga, e incluso al propio barco. Desde un punto de vista matemático, el proceso se puede describir mediante cambios periódicos de los parámetros de la ecuación del movimiento que producen una bifurcación, (Francescutto et al. 2004, Jovanoski and Robinson, 2009).

Se han realizado estudios conducentes a modificar el diseño de los barcos y a analizar la influencia de distintos dispositivos de amortiguamiento del alabeo (Levadou, and van’t Veer, 2011). En (Galeazzi et al. 2009b) se proponen dos métodos para identificar el PR de manera que se puedan activar las estrategias de control, y en (Galeazzi y Perez, 2011) se propone un observador no lineal. En (Holden et al. 2009) se utiliza un controlador backstepping de un tanque en u para estabilizar el movimiento de alabeo. En (van Laarhaven, 2009) se controla la velocidad para evitar el PR, y en (Galeazzi et al., 2009a) se sugiere la combinación del control de la velocidad con el control de aletas laterales activas; el método de control elegido es backstepping.

6.3. Amortiguamiento del movimiento (control de ‘ride’)

Además de las aceleraciones producidas por el movimiento de alabeo interesa reducir las aceleraciones verticales producidas por las olas: movimientos de cabeceo y arfada. Para limitar dichos movimientos se pueden usar superficies activas como ‘t-foils’ a proa y ‘flaps’ a popa. El efecto amortiguador de estos elementos se incrementa con la velocidad, y no son eficientes a bajas velocidades. Su efecto amortiguador se incrementa, además, si los elementos se hacen activos de modo que su posición aumente la amortiguación en los movimientos longitudinales inducidos por las olas (Cruz et al, 2004). El movimiento de alabeo puede reducirse también si los flaps pueden controlarse de modo independiente, (Faltinsen, 2005). En (Esteban et al., 2000) y en (Girón et al., 2001) se utilizan controladores PD para reducir las aceleraciones de los movimientos de cabeceo y arfada con el fin de reducir ‘la incidencia del mareo debido al movimiento’ o MSI (Motion Sickness Incidence) en un turbo ferry de alta velocidad, figura 7. Para el mismo barco, en (Aranda et al.,

2005a) se diseña un controlador QFT (quantitative feedback theory) multivariable; el algoritmo utiliza modelos de los movimientos de cabeceo y arfada para distintas velocidades del barco obtenidos mediante técnicas de identificación paramétrica en el dominio de las frecuencias (Aranda et al., 2004). El mismo problema se resuelve en (Santos et al., 2004) mediante un controlador fuzzy, y en (Rueda et al. 2005) se utiliza el método QFT para el control de cambio de rumbo teniendo en cuenta un modelo con incertidumbre en los parámetros. En (Girón et al. 2011) se presenta un método iterativo basado en datos CFD para evaluar los efectos en el dominio de las frecuencias, que las acciones de control no lineales, debidas a las limitaciones en las amplitudes y velocidades de las superficies activas, tienen en la atenuación de los movimientos de cabeceo y alabeo. Los resultados se utilizan en el vehículo de los artículos precedentes. En (Velasco et al. 2010) se describe un entorno de experimentación para vehículos marinos y su aplicación para educación. El laboratorio utiliza un modelo a escala del turbo ferry el cual mantiene todas las características hidrodinámicas del buque de la figura 7.



Figura 7: Silvia Ana, ferry rápido de 110 m de eslora y velocidad de 40 nudos.

6.4. Sistemas de posicionamiento dinámico

Se denominan sistemas de posicionamiento dinámico (DP) a los sistemas que permiten controlar, de manera efectiva, mediante actuadores, los movimientos longitudinal, transversal y de rumbo, de manera independiente entre sí. Se utilizan en una gran variedad de aplicaciones marinas en las que es necesario mantener una posición y orientación fijas, o cambiar de rumbo y mover de un sitio a otro a bajas velocidades y con gran precisión, como en el abastecimiento de plataformas marinas, dragas, transbordadores, para tendidos o reparaciones de líneas y tuberías, prospecciones de gas y petróleo, seguimiento de objetos bajo el agua, investigaciones marinas, y otros. También se utilizan para reducir el movimiento de baja frecuencia de barcos o plataformas ancladas, reducir la tensión en las líneas de anclaje y para la orientación hacia donde sea mínima la resultante de las fuerzas del viento, las olas y las corrientes (‘weathervaning’). Cuando la velocidad del VM aumenta, las acciones de algunos de los actuadores resultan inoperantes y el sistema se vuelve sub

actuado. Aunque se han realizado estudios para el posicionamiento dinámico de sistemas sub actuados, como los usados para PF y TT, los sistemas son poco robustos a las perturbaciones y no han llegado a ser aplicados en sistemas industriales (Golding, 2004 y referencias en ella). Una revisión de los sistemas de posicionamiento se encuentra en (Fossen 2002) y en (Sorensen, 2005, 2011). Cabe diferenciar varias épocas. En los años sesenta se introdujeron los primeros controladores para DP utilizando algoritmos PID de una sola entrada y una sola salida, junto con filtros pasa baja y/o de corte. En los setenta se introdujeron algoritmos de control multivariables LQG, junto con filtros de Kalman para filtrar los efectos de las olas. En los años noventa y primera década del dos mil se produjo un gran desarrollo en el diseño de controladores no lineales y observadores no lineales, tanto para vehículos de superficie como para submarinos.

En la actualidad se busca integrar las capacidades propias de los autopilotos con las de los sistemas DP, dando un sistema único que permita trabajar a bajas y altas velocidades, y en distintos tipos de operaciones y estados de la mar. Con este fin se han propuesto arquitecturas de control híbrido que permiten combinar controladores continuos con eventos, haciendo que las técnicas de supervisión de cambios de controladores no lineales sea un tema de especial interés. Por otra parte, cada vez se solicitan operaciones de DP más exigentes y seguras en situaciones adversas, lo que requiere de sistemas de control más fiables y tolerantes a fallos, (Sorensen, 2011).

7. Conclusión

Como en el sector de los sistemas terrestres y aéreos, la automática juega un papel destacado también en el ámbito de los sistemas marinos y, por lo tanto, en los avances que en el dominio de la superficie y las profundidades de los mares se están produciendo. El entorno marino impone retos adicionales en todos los ámbitos tecnológicos, pero los progresos en las tecnologías de las comunicaciones, de los materiales, de los sensores y de los sistemas de control abren posibilidades que facilitarán el dominio y explotación del entorno marino en justa armonía con el medio.

English Summary

Automatic marine: a review from a control point of view.

Abstract

Automatic control is an horizontal subject and many of their branches are applied in the marine fields: robotics, control engineering, artificial intelligence, modeling and simulation, sensors and actuators. The paper presents an overview of some of the major advances that have taken place from the point of view of marine vehicles modeling, identification and control.

Keywords:

Marine systems, autopilots, dynamic positioning, roll stabilization, control, modeling, identification, underactuated autonomous vehicles, hydrodynamics

Agradecimientos

Este trabajo ha sido desarrollado gracias al apoyo de la Secretaría de Estado de Investigación, Desarrollo e Innovación mediante los proyectos coordinados DPI2009-14552-C02-01 y DPI2009-14552-C02-02.

Referencias

- Abkowitz, M.A., 1964. Lecture notes on ship hydrodynamics-steering and manoeuvrability. Technical Report Hy-5. Hydro and Aerodynamics Laboratory Lyngby, Denmark, 1964.
- Abkowitz, M.A. 1980. Measurement of hydrodynamic characteristic from ship maneuvering trials by system identification, Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, 88, pp. 283–318.
- ABS, 2006. Guide for Vessel Maneuverability. American Bureau of Shipping. ABS Plaza 16855 Northchase Drive, Houston, TX 77060 USA.
- Aguilar, A. P., Dačić, D. B., Hespanha, J. P. and P. Kokotovic. 2004. Path-following or reference-tracking? An answer based on limits of performance. In: Proc. 5th IFAC/EURON Symp. Intell. Auton. Veh., Lisbon, Portugal, Jul. 2004.
- Aguilar, A.P., Hespanha, J. P. and Kokotović, P. 2005. Path-following for non-minimum phase systems removes performance limitations. IEEE Trans. Autom. Control, vol. 50, 2, pp. 234–239.
- Aguilar, A.P. and Hespanha, J. P. 2007. Trajectory-Tracking and Path-Following of Underactuated Autonomous Vehicles with Parametric Modeling Uncertainty. IEEE Trans. Autom. Control, vol. 52, 8, pp. 1362–1379.
- ANSYS, 2012. <http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Fluid+Dynamics> (acceso marzo 2012).
- Aranda, J., de la Cruz, J.M., Diaz, J.M., de Andrés, B, Ruiperez, P., Esteban, S., Girón, J.M., 2000. Modelling of a High Speed Craft by a Nonlinear Least Squares Method with Constraints. Proceedings of the 5th IFAC Conference on Maneuvring and Control of Marine Craft (MCMC'2000). Aalborg, Denmark. Pp. 227-232.
- Aranda, J., de la Cruz, J.M., Diaz, J.M., 2004. Identification of multivariable models of fast ferries. European Journal of Control, 10 (2), pp. 187–198.
- Aranda, J., de la Cruz, J.M., Diaz, J.M., 2005a. Design of a multivariable robust controller to decrease the motion sickness incidence in fast ferries. Control Engineering Practice 13 (8), pp. 985–999.
- Aranda, J., Muñoz-Mansilla, R., Diaz, J.M., 2005b. Robust control for the coupling of lateral and longitudinal dynamics in high-speed crafts. In: Proceedings of the 16th World Congress of the IFAC, Prague.
- Ashrafioun, H., and Muske, K. R., 2008. Sliding Mode Tracking Control of Surface Vessels. 2008 American Control Conference, pp. 558-561.
- Åström, K.J., Källström, C.G., 1976. Identification of ship steering dynamics. Automatica 12 (1), pp. 9–22.
- Barros, E.A., Pascoal, A. and de Sa, E., 2008. Investigation of a method for predicting AUV derivatives. Ocean Engineering, vol. 35, pp. 1627-1636.
- Behal, A., Dawson, D., Dixon, W. and Fang, Y. 2002. Tracking and regulation control of an underactuated surface vessel with nonintegrable dynamics. IEEE Trans. Autom. Control, vol. 47, 3, pp. 495–500.
- Bhattacharyya, S. K. and Haddara M. R., 2006. Parametric Identification for Nonlinear Ship Maneuvering. Journal of Ship Research, Vol. 50, No. 3, September 2006, pp. 197–207.
- Bennet, S., 1979. A History of Control Engineering 1800-1930. Peter Peregrinus. London.
- Bennet, S., 1984. Nicolas Minorsky and the Automatic Steering of Ships. IEEE Control Systems Magazine, vol. 4, 4, pp.10-15.

- Blanke, M., Knudsen, M., 2006. Efficient parameterization for grey-box model identification of complex physical systems. In: 14th IFAC Symposium on System Identification, SYSID 2006, NewCastle, Australia, pp. 338–343.
- Casado, M. H. and Ferreiro, R., 2005. Identification of the nonlinear ship model parameters based on the turning test trial and the backstepping procedure. *Ocean Engineering*, vol. 32, pp.1350-1369.
- Casado, M.H., Ferreiro, R. and Velasco, F.J., 2007. Identification of Nonlinear Ship Model Parameters Based Turning Circle Test. *Journal of Ship Research*, vol. 51, 2, pp. 174-181.
- CFDShip, 2012. <http://old.iuhr.uiowa.edu/~shiphydro/cfdshipiowa.htm> (acceso marzo 2012).
- CEHIPAR, 2012. <http://www.cehipar.es/> (acceso marzo, 2012).
- Chwa, D., 2011. Global Tracking Control of Underactuated Ships With Input and Velocity Constraints Using Dynamic Surface Control Method. *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, vol. 19, 6, pp. 1357-1370.
- Cummins, W.E., 1962. The impulse response function and ship motions. *Schiffstechnik* 9, 47, pp. 101–109.
- De la Cruz, J.M., Aranda, J., Ruiperez, P., Diaz, J.M., Marón, A., 1998. Identification of the Vertical Plane Motion Model of a High Speed Craft by Model Testing in Irregular Waves. Proceedings of the IFAC Conference on Control Applications in Marine Systems (CAMS'98) Fukuoka, Japan. Pp. 257-262.
- De la Cruz, J.M., Aranda, J., Giron-Sierra, J.M., Velasco, F., Esteban, S., Diaz, J.M. and Andres-Toro, B., 2004. Improving the Comfort of a Fast Ferry. *IEEE Control Systems Magazine*, April, 2004, pp. 47-60.
- Do, K.D. 2002. Universal controllers for stabilization and tracking of underactuated ships," *Syst. Control Lett.*, vol. 47, pp. 299–317.
- Do, K.D., Jiang, Z.P. and J. Pan, J. 2002. Underactuated ship global tracking under relaxed conditions. *IEEE Trans. Autom. Control*, vol. 47, no. 9, pp. 1529–1536.
- Do, K. D., Jiang, Z. P., & Pan, J. 2003. Robust global stabilization of underactuated ships on a linear course: State and output feedback. *International Journal of Control*, 76, pp. 1–17.
- Do, K. D., Pan, J., 2003. Global way point tracking control of underactuated ships under relaxed assumptions. In: Proceedings of the 42nd IEEE Conference on Decision and Control, pp. 1244–1249.
- Do, K.D., Jiang, Z.P. and Pan, J. 2004. Robust adaptive path following of underactuated ships," *Automatica*, vol. 40, no. 6, pp. 929–944.
- Do, K. D., Pan, J. and Jiang, Z. P. 2004. Robust and adaptive path following for underactuated autonomous underwater vehicles. *Ocean Engineering*, vol. 31, pp. 1967–1997.
- Do, K. D., Pan, J., 2005. Global tracking of underactuated ships with nonzero off-diagonal terms. *Automatica* 41, 87–95.
- Do, K. D., Pan, J., 2009. Control of Ships and Underwater Vehicles: Design for Underactuated and Nonlinear Marine Systems. Springer, London.
- Do, K.D., 2010. Practical control of underactuated ships. *Ocean Engineering*, vol. 37, pp. 1111-1119.
- Encarnação, P., Pascoal, A., Arcak, M., 2000a. Path following for autonomous marine craft. In: Proceedings of the 5th IFAC Conference on Manoeuvring and Control of Marine Craft, pp. 117–122.
- Encarnação, P. and A. M. Pascoal, 2000b. 3D path following control of autonomous underwater vehicles. In: Proc. 39th Conf. Decision Control, Sydney, Australia, Dec. 2000.
- Encarnação, P., and Pascoal, A. 2001. Combined trajectory tracking and path following: An application to the coordinated control of autonomous marine craft. In: Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control, Orlando, FL, vol 1, pp. 964-969.
- Esteban, S., De la Cruz, J.M., Giron-Sierra, J.M., Andrés, B., Diaz, J.M., Aranda, J., 2000. Fast Ferry Vertical Acceleration Reduction with Active Flaps and T-Foil. In: Proceedings of the 5th IFAC Conference on Manoeuvring and Control of Marine Craft (MCMC'2000). Aalborg, Denmark. pp. 233-238.
- Faltinsen, O.M., 1990. Sea loads on ships and offshore structures. Cambridge University Press.
- Faltinsen, O.M., 2005. Hydrodynamics of high-speed marine vehicles. Cambridge University Press, New York.
- Fang M.C. and Luo J.H., 2008a, "The Ship Track Keeping with Roll Reduction Using a Multiple-states PD Controller on the Rudder Operation", *Marine Technology*, 2008, 45(1), pp. 21-27.
- France, W.M, Levadou, M, Treakle, T.W., Paulling, J. R., Michel, K. and Moore, C., 2003. An Investigation of Head-Sea Parametric Rolling and its Influence on Container Lashing Systems, *Marine Technology*, Vol. 40, 1, pp. 1-19.
- Francescutto, A., G. Bulian, G. and Lugni, C., 2004. Nonlinear and stochastic aspects of parametric rolling. *Marine Technology*, 41, 2.
- Fedyayevsky, K. K. and Sobolev G.V., 1963. Control and stability in ship design. State Union Shipbuilding House.
- Francescutto, A., G. Bulian, G. and Lugni, C., 2004. Nonlinear and stochastic aspects of parametric rolling. *Marine Technology*, 41, 2.
- Fredriksen, E., Pettersen, K.Y., 2006. Global κ -exponential way-point maneuvering of ships: Theory and experiments. *Automatica* 42, pp.677 – 687.
- Fossen, T.I., 1994. Guidance and Control of Ocean Vehicles. Wiley.
- Fossen, T.I., Sagatun, S.I. and Sorensen, A.J. 1996. Identification of dynamically positioned ships. *Modeling, Identification and Control*, vol 17, 2, pp.153-165.
- Fossen, T.I., 2002. Marine Control Systems. Guidance, Navigation and Control of Ships, Rigs and Underwater Vehicles. Marine Cybernetics.
- Fossen, T. I., Breivik, M., & Skjetne, R. (2003). Line-of-Sight Path Following of Underactuated Marine Craft. Proceedings IFAC MCMC'03.
- Fossen, T. I., 2011. Marine craft hydrodynamics and motion control. John Wiley & Sons.
- Galeazzi, R. and Perez, T., 2011. A Nonlinear Observer for Estimating Transverse Stability Parameters of Marine Surface Vessels. In Proc. of the 18th IFAC World Congress, Milan Italy.
- Galeazzi, R., Holden, C., Blanke, M. and Fossen, T.I., 2009a. Stabilisation of Parametric Roll Resonance by Combined Speed and Fin Stabiliser Control. Proc. of the European Control Conference, pp. 4895-4900.
- Galeazzi, R., Blanke, M. and Poulsen, N. K., 2009b. Detection of Parametric Roll Resonance on Ships from Indication of Nonlinear Energy Flow. In: 7th IFAC Symp. on Fault Detection, Supervision and Safety of Technical Processes. Sants Hotel, Spain.
- Godhavn, J. M. 1996. Nonlinear tracking of underactuated surface vessels. In Proc. 35th IEEE Conference Decision and Control, Kobe, Japan, pp. 987–991.
- Giron-Sierra, J.M., Esteban, S., Andres, B., Diaz, J.M. and J.M. Riola, J. M., 2001. Experimental study of controlled flaps and T-foil for comfort improvement of a fast ferry. In Proc. IFAC Intl. Conf. Control Applications in Marine Systems CAMS 2001, Glasgow, U.K.
- J.M. Giron-Sierra, J. Recas, S. Esteban, 2011. Iterative method based on cfd data for the assessment of seakeeping control effects, considering amplitude and rate saturation. *Intl. J. Robust and Nonlinear Control*, vol. 21, nº 13, 2011
- Haddara, M., and Wang, Y., 1999. Parametric identification of manoeuvring models for ships, *International Shipbuilding Progress*, 46, 445, pp. 5–27.
- Haddara, M.R., Xu, J.S., 1999. On the identification of ship coupled heave-pitch motions using neural networks. *Ocean Engineering* 26 (5), 381–400.
- Holden, C., Galeazzi, R., Fossen, T. I., and Perez, Tristan, 2009. Stabilization of Parametric Roll Resonance with Active U-Tanks via Lyapunov Control Design. In: Proceedings of the European Control Conference pp. 4889-4894. Budapest, Hungary
- Hornik, K., Stinchcombe, M., White, H., 1989. Multilayer feed-forward networks are universal approximations. *Neural Networks* 2, 359–366.
- Imlay, F.H., 1961. The complete expressions for added mass of a rigid body moving in an ideal fluid. Technical Report DTMB 1528. David Taylor Model Basin. Washington D.C.
- IMO, 2002. International Maritime Organization: Resolution "Standards for Ship Maneuverability". MSC.137 (76) 4 December 2002.
- Javanoski, Z. and Robinso, G., 2009. Ship stability and parametric rolling. *Australian Journal of Engineering Education*, vol.15, 2, pp.43-50.
- Jiang, Z.P. 2002. Global tracking control of underactuated ships by Lyapunov's direct method. *Automatica*, vol. 38, pp. 301–309.
- Journée, J.M.J. and W.W. Massie, "OFFSHORE HYDROMECHANICS", First Edition, January 2001, Delft University of Technology. <http://www.shipmotions.nl>.
- Källström, C. G., Åström, K. J., Thorell, N. E., Eriksson, J. and L. Sten, 1979. Adaptive Autopilots for Tankers. *Automatica*, 15,3, pp. 241-254, May 1979.
- Källström, C.G., Åström, K.J., 1981. Experiences of system identification applied to ship steering *Automatica*, 17, 1, pp. 187-198.
- Kayton, M., 1990. Navigation. Land, Sea, Air & Space. IEEE Press, New York.
- Kristiansen, E., Egeland, O., 2003. Frequency-dependent added mass in models for controller design for wave motion damping. Proceedings IFAC

- Conference Maneuvering and Control of Marine Craft (MCMC'03) Girona, Spain.
- Krstic, M., Kanellakopoulos, I., Kokotovic, P., 1995. *Nonlinear and Adaptive Control Design*. Wiley, New York
- Lamb, H., 1932. *Hydrodynamics*, 6th Edition. Dover, New York, Chapter VI.
- Lloyd, A.E.J.M., 1989. *Seakeeping; ship behavior in rough water*. Ellis Horwood Ltd.
- Levadou, M and van't Veer R., 2011. Parametric roll and ship design. In: M.A.S. Neves et al. (eds). *Contemporary Ideas on Ship Stability and Capsizing in Waves*. Fluid Mechanics and Its applications 96, pp.307-330. Springer. DOI 10.1007/978-94-007-1482-3_18.
- Lewis, E.V., 1989. *Principles of Naval Architecture*, Society of Naval Architects & Marine Engineers (SNAME), New Jersey, 1989.
- Liao, Y., Wan, L. and Zhuang, J., 2011. Backstepping dynamical sliding mode control method for the path following of the underactuated surface vessel. *Procedia Engineering* 15, pp. 256 – 263.
- Luo W. L. and Zou Z. J., 2009. Parametric Identification of Ship Maneuvering Models by Using Support Vector Machines. *Journal of Ship Research*, Vol. 53, 1, pp. 19–30.
- Mahfouz, A.B., and Haddara, M.R. 2003. Effects of the damping and excitation on the identification of the hydrodynamic parameters for an underwater robotic vehicle, *Ocean Engineering*, 30, pp. 1005–1025.
- Mahfouz, A.B., 2004. Identification of the nonlinear ship rolling motion equation using the measured response at sea, *Ocean Engineering*, 31, pp. 2139–2156.
- MARIN, 2012. <http://www.marin.nl/web/Facilities-Tools/Software/CFD.htm> (acceso, marzo 2012).
- MARINTEK, 2012. <http://www.sintef.no/home/MARINTEK/Software-developed-at-MARINTEK/VERES/> (acceso marzo 2012).
- Muñoz-Mansilla R., Aranda J., Diaz J.M., de la Cruz, J.M., 2009. Parametric Model Identification of High-Speed Craft Dynamics. *Ocean Engineering*, 36, pp. 1025-1038.
- Newman, J.N., 1977. *Marine Hydrodynamics*. MIT Press.
- Nguyen, T. D., Sorensen, A. J., & Quek, S. T. (2007). Design of hybrid controller for dynamic positioning from calm to extreme sea conditions. *Automatica*, 43(5), pp.768–785.
- O'Brien, J., 2009. Multi-path nonlinear dynamic compensation for rudder roll stabilization. *Control Engineering Practice*, vol. 17, pp. 1405–1414.
- Ogilvie, T.F., 1964. Recent progress toward the understanding and prediction of ship motions. In: *The Fifth Symposium on Naval Hydrodynamics*. pp. 3–128.
- Ohtsu, K., Horigome, M. and G. Kitagawa, 1979. A New Ship's Auto Pilot Design Through a Stochastic Model. *Automatica*, 15,3, pp 255-268, May 1979.
- Panneer Selvam, R., Bhattacharyya, S. K. and Haddara M. R., 2005. A frequency domain system identification method for linear ship maneuvering. *International Shipbuilding Progress*, 52, no. 1, pp. 5-27.
- Perez, T., 2005. *Ship Motion Control. Course Keeping and Roll Stabilization Using Rudder and Fins*. Springer Verlag.
- Perez, T., & Goodwin, G. (2007). Constrained predictive control of ship fin stabilizers to prevent dynamic stall. *Control Engineering Practice*, 16(4), 482–494.
- Perez, T. and Fossen, T.I., 2008. Time- vs. Frequency-domain Identification of Parametric Radiation Force Models for Marine Structures at Zero Speed. *Modeling, Identification and Control*, Vol. 29, 1, pp. 1–19. Open source, <http://www.mic-journal.no>.
- Perez, T. and Fossen, T.I., 2009. A Matlab Toolbox for Parametric Identification of Radiation-Force Models of Ships and Offshore Structures. *Modeling, Identification and Control*, Vol. 30, 1, pp. 1–15. Open source, <http://www.mic-journal.no>.
- Perez, T. and Revestido-Herrero, E. (2010). Structure selection in nonlinear Ship manoeuvring models. In: 8th IFAC CAMS2010, Conference on Control Applications in Marine Systems. Warnemünde (Rostock).
- Revestido-Herrero, E., Velasco, J., López, E. and Moyano, E., 2012. Diseño de Experimentos para la Estimación de Parámetros de Modelos de Maniobra Lineales de Buques. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática*.
- Rueda, T.M., Velasco, F.J., Moyano, E., López, E. and de la Cruz, J.M., 2005. Application of a robust qft linear control method to the course changing manoeuvring of a ship. *Journal of Maritime Research*, Vol. 2, pp. 69-86.
- Santos, M., López, R. and de la Cruz, J.M., 2004. Fuzzy control of the vertical acceleration of fast ferries. *Control Engineering Practice*, 13, pp. 305–313.
- SEAWAY, 2012. <http://www.shipmotions.nl/DUT/Software/index.html> (acceso, marzo 2012).
- Sellers F.H. and Martin, J.P., 1992. Selection and evaluation of ship roll stabilization systems. *SNAME*, 29, 2, pp. 84-101.
- SNAME Transactions, 109, pp. 1-51. 2001).
- Sørensen, A. J. (2005). Structural issues in the design and operation of marine control systems. *Annual Reviews in Control*, 29(1), pp. 125–149.
- Sørensen, A. J. (2011). A survey of dynamic positioning control systems. *Annual Reviews in Control*, 35(1), pp. 123–136.
- Toussaint, G. J., Basar, T., & Bullo, F. (2000). H_∞ -optimal tracking control techniques for nonlinear underactuated systems. *IEEE Conf. Decision and Control*. pp. 2078–2083.
- Van Amerongen, J. and Udink Ten Cate, 1975. Model reference adaptive autopilots for ships Original Research Article *Automatica*, 11, 5, pp. 441-449.
- Van Amerongen, J., 1984. Adaptive Steering of Ships-A Model Reference Approach. *Automatica*, 20, 1, pp. 3-14.
- Velasco, F. J., Revestido, E., López, E. and Moyano, E. (2010). Remote laboratory for marine vehicles experimentation. *Computer Applications in Engineering Education*. doi:10.1002/cae.20444.
- WAMIT, 2012. <http://www.wamit.com/> (acceso marzo 2012).
- Yoon, H.K., and Rhee, K.P. 2003 Identification of hydrodynamic coefficients in ship maneuvering equations of motion by estimation-before-modeling technique, *Ocean Engineering*, 30, 2379–2404.
- Zhou, W.W. and Blanke, M., 1987. Nonlinear Recursive Prediction Error Method Applied to Identification of Ship Steering Dynamics. *Proceedings of 8th Ship Control Systems Symposium*. The Hague, Oct. 1987.
- Zhou, W.W. and Blanke, M. 1989. Identification of a class of nonlinear state-space models using RPE techniques, *IEEE Transactions on Automatic Control*, 34, 3, pp. 312–316.