



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

Trabajo Fin de Grado/Máster

CURSO 2017/18

*ESTUDIO DEL POSICIONAMIENTO DINAMICO Y DE
LA OPTIMIZACIÓN DE LA PLANTA PROPULSORA
PARA UN BUQUE DE SUMINISTRO A PLATAFORMAS
DE 500 TPM*

Máster en Ingeniería Naval y Oceánica

ALUMNO

Diego Rodríguez Gosende

TUTOR

Marcos Míguez González

FECHA

DICIEMBRE 2016

ESTUDIO DEL POSICIONAMIENTO DINÁMICO Y DE LA OPTIMIZACIÓN DE LA PLANTA PROPULSORA PARA UN BUQUE DE SUMINISTRO A PLATAFORMAS DE 5000 TPM.

El presente TFM parte del trabajo realizado en el TFG del mismo autor: “Buque de suministro a plataformas de 5000 TPM”, y plantea un proceso de diseño que permita evaluar y optimizar el diseño del sistema de posicionamiento dinámico para dicho buque.

Como primer paso se desarrolla un modelo matemático de tres grados de libertad que pueda computar los movimientos y fuerzas a los que se ve sometido el buque. Se caracterizan unas fuerzas ambientales sobre el modelo. Se expone el planteamiento y se desarrolla un sistema de control. Tras esto es posible evaluar la efectividad de una planta propulsora. Se realizan casos de simulación para evaluar el dimensionamiento de la planta propulsora de partida.

O presente traballo comeza co traballo realizado no TFG do mesmo autor: “Buque de abastecemento de 5000 TPM”, e prantexa un proceso de deseño que permita avaliar e optimizar o deseño do sistema de posicionado dinámico para dito buque.

Como primeiro paso desenvólvese un modelo matemático de tres graos de liberdade que poda computar os movementos e forzas os que se ve suxeito o buque. Caracterízanse unhas forzas ambientais sobre o modelo. Exponse o proxecto e desenvólvese o sistema de control. Tras isto e posible avaliar a efectividade dunha planta propulsora. Realízanse casos de simulación para avaliar o dimensionamento da pranta propulsora de partida.

The following Master thesis takes the work made in the Degree Thesis of the same author: “5000 DWT Platform Supply Vessel”, and develops a design process to evaluate thruster configuration and power optimization of the dynamic positioning system of the aforementioned ship.

As a first step, a three degree of freedom mathematical model that can compute forces and movements acting upon the ship is developed. Environment forces are discussed. A control and guidance system is discussed and developed. After these steps it's possible to evaluate the effectiveness of a thruster configuration. Simulations are carried out in order to evaluate thruster plant sizing.

ÍNDICE

Estudio del posicionamiento dinámico y de la optimización de la planta propulsora para un buque de suministro a plataformas de 5000 TPM.	2
1 Introducción:	5
1.1 Introducción histórica y objetivo:	5
1.1.1 Historia:	5
1.1.2 Objetivo del trabajo:	7
1.2 Fundamentos:	7
1.3 Marco teórico:	11
1.4 Notación:	15
2 Resumen del buque modelo	19
2.1 Introducción:	19
2.2 Características de las formas:	20
2.3 Características de la planta propulsora:	23
3 Elaboración del modelo matemático:	27
3.1 Introducción:	27
3.2 Obtención de las ecuaciones generales de movimiento:	27
3.3 Fuerzas consideradas:	42
3.3.1 Fuerzas externas por viento:	42
3.3.2 Fuerzas externas por corriente:	46
3.3.3 Fuerzas propias de propulsión preliminares:	49
3.4 Modelo resultante:	49
3.4.1 Modelo preliminar desarrollado en Matlab:	50
3.4.2 Simulación preliminar en Matlab:	51
3.4.3 Propuesta de modelo alternativo	53
3.4.4 Modelo final en Simulink:	58
3.4.5 Simulación preliminar en Simulink:	59
4 Caracterización de las fuerzas externas:	61
4.1 Zona de operación propuesta:	61
4.2 Integración de las fuerzas externas:	64
5 Sistema de control	67
5.1 Introducción	67
5.2 Controlador:	69
5.2.1 Fundamentos del controlador PID:	69

5.2.2 Puesta a punto del controlador PID:	76
5.3 Distribuidor “ <i>Thruster Allocator</i> ”	82
5.3.1 Problema del distribuidor sin restricciones, actuadores no rotativos:	83
5.3.2 Problema del distribuidor con restricciones, actuadores no rotativos:	84
5.3.3 Problema del distribuidor con actuadores rotativos:	86
5.3.4 Distribuidor propuesto:	88
5.4 Integración en el modelo final:	89
5.4.1 Caso propuesto nº1: Búsqueda de posición objetivo sin fuerzas externas.	91
5.4.2 Caso propuesto nº2: Mantenimiento de posición bajo fuerzas externas.	95
5.4.3 Planteamiento de configuración alternativa:	100
5.4.4 Caso propuesto nº3: Búsqueda de posición objetivo sin fuerzas externas (Planta alternativa).	102
5.4.5 Caso propuesto nº4: Mantenimiento de posición bajo fuerzas externas (Planta alternativa).	105
5.4.6 Caso propuesto nº5: Búsqueda de posición y mantenimiento de posición bajo fuerzas externas (Planta alternativa).	109
5.4.7 Caso propuesto nº6: Mantenimiento de posición bajo viento intenso de proa (Planta alternativa).	114
6 Análisis y optimización de la planta propulsora	118
6.1 Modelo de simulación:	118
6.2 Estudio y optimización propuestos para el buque estudiado:	119
7 Conclusiones:	121
8 Anexo I : Código Matlab	122
8.1 Solución preliminar del modelo matemático del buque:	122
8.2 Modelo matemático preliminar del buque:	125
8.3 Funciones auxiliares al modelo matemático preliminar:	127
8.4 Función auxiliar de cálculo de las fuerzas por corriente:	130
8.5 Módulo de distribución “ <i>Thruster Allocator</i> ”	131
9 Anexo II: Catálogos y especificaciones técnicas de propulsores:	133
10 Índice de figuras:	145
11 Bibliografía:	148

1 INTRODUCCIÓN:

El objetivo del presente trabajo es el planteamiento del sistema de posicionamiento dinámico, planteado como una profundización en lo introducido en el TFG del mismo autor "Buque de suministro a plataformas de 5000 TPM". Se estudiarán cuales son las partes fundamentales dentro del desarrollo del sistema, los principales problemas y las soluciones planteadas en la literatura del área técnica. Se tratará de lograr una simulación que modele la planta de control del buque.

1.1 Introducción histórica y objetivo:

1.1.1 Historia:

El posicionamiento dinámico se trata de uno de los sistemas más complejos y exigentes que puede incorporar un buque civil contemporáneo. Una implementación funcional debe conjugar unas formas navales con un comportamiento hidrodinámico optimizado, múltiples áreas de ingeniería electrónica, computación eficiente de un algoritmo de control y una cuidada proyección del dimensionamiento de la planta a bordo. Como tal es un campo que suscita interés no solo por parte de arquitectos e ingenieros navales, también de matemáticos e ingenieros electrónicos, cibernéticos e informáticos. Aunque la tecnología del Posicionamiento Dinámico ha avanzado notablemente desde sus inicios sigue habiendo un gran terreno para la mejora por delante. A día de hoy existe un campo de investigación y desarrollo dentro de la comunidad dedicado al estudio y optimización de los sistemas de Posicionamiento Dinámico.

La necesidad de un sistema que mantenga la posición de los buques existe desde el inicio de la técnica de construcción naval. Los sistemas de amarre y fondeo, que constituyen un "posicionamiento estático" por así decirlo, han existido durante siglos como parte integral de cualquier buque. No fue hasta la década de mil novecientos cincuenta, cuando la industria petrolera comenzó a interesarse por la explotación de recursos de naturaleza off-shore, cuando el amarre y fondeo tradicional al fondo marino demostró ser una solución poco práctica. Se desarrollaron soluciones como plataformas móviles con enormes patas de anclaje al fondo o pesadas líneas de fondeo con anclas de miles de toneladas que debían ser dispuestas con el auxilio de buques AHTs (*Anchor Handler Tugs*).

Paralelamente, los avances en automatización y computación encontraban aplicaciones a bordo tales como los pilotos automáticos que permitían mantener un rumbo prefijado frente a las condiciones ambientales. En la década de los sesenta ya existían sistemas de control automático para la posición en el plano horizontal. Hasta entonces los medios de propulsión del buque eran tratados como un auxilio a los sistemas de amarre estáticos.

La aparición de los primeros sistemas de Posicionamiento dinámico fue en la década de los 70. La aplicación de controladores PID (*Proportional Integral Derivative*) y su posible adaptación a un modelo matemático tridimensional desacoplado que representara el movimiento del barco en el plano horizontal, como un siguiente paso lógico en el desarrollo de pilotos automáticos, fue uno de los avances decisivos. Como también lo fue el uso del filtro Kalman para bajas frecuencias que permite disociar cuales excitaciones de ola debían ser contrarrestadas. Durante los ochenta y los noventa se produjeron varios progresos

decisivos en la entrada en servicio del Posicionamiento Dinámico como solución a las necesidades de la industria naval. Fueron los controladores LQG (*Linear-Quadratic-Gaussian*), la entrada en servicio de la red GPS Navstar y la evolución hacia modelos MIMO (*Multiple Input Multiple Output*) de tres grados de libertad capaces de tener en cuenta las interacciones entre grados de libertad acoplados. La continúa mejora en capacidad de computación, medios de comunicación, tecnología electrónica y electricidad de potencia hacen del Posicionamiento Dinámico cada vez un sistema más capaz.

La Organización Marítima Internacional, así como las sociedades de clasificación y la literatura del campo definen un buque con capacidad de posicionamiento dinámico como “Un buque capaz de conservar su posición y dirección mediante uso exclusivo de sus hélices y medios propulsivos”. En otras palabras, se trata de un buque o sumergible capaz de responder con sus propios medios propulsores a las excitaciones a las que lo somete su entorno. Estas excitaciones son de magnitud y dirección variables, por lo que la planta propulsora del buque debe ser capaz de responder con presteza ofreciendo empuje y momento dentro de un amplio rango de operación. Esta posición y orientación no ha de ser necesariamente estática respecto a unas coordenadas geográficas, también lo puede ser en relación a otro buque o plataforma en movimiento.

Como tal, la tecnología de PD ha visto cada vez más uso. No existen límites de profundidad máxima para su uso, y permite operar en localizaciones donde el fondo esta congestionado por tuberías, cables u otras líneas de amarre preexistentes. Todo ello con una premura de operación inalcanzable con otro método de posicionamiento fijo. Con ello ha supuesto uno de los mayores impulsos técnicos a cualquier tipo de actividad off-shore, con cada vez más prominencia en los requisitos de capacidades de nuevas construcciones.

El DP tampoco está exento de inconvenientes requiriendo una gran inversión inicial, considerable añadidura de complejidad ya en la fase de diseño, un consumo de combustible continuo en operación, un diseño integrado en el proyecto inicial buque, una planta susceptible a fallos con pérdida de capacidad y unos límites de operación impuestos por condiciones atmosféricas menores a los alcanzables por un fondeo tradicional efectivo.

Algunas de las cotas que utilizan las IACS para referirse a la capacidad de desarrollar operaciones PD son la DYNPOS-AUTR, DPS 2 y DPS 3 por DNV o DPS-1 y DPS-3 por ABS. Es de vital importancia distinguir cual es el grado de redundancia del sistema. Frecuentemente el numeral indica cuantos fallos singulares puede tolerar el sistema sin perder sus capacidades. La redundancia se aplica a todos los elementos físicos del buque: unidades propulsoras, generación eléctrica, transformadores, conducciones eléctricas, sensores y puesto de operación. Las Sociedades de Clasificación también establecen capacidades mínimas del sistema para evitar colisiones o abordajes, tales como la capacidad de ir de cero a máxima propulsión disponible en cualquier dirección en menos de un minuto. Más adelante se entrara en detalles de cómo estos requerimientos condicionan el planteamiento de la planta y del sistema de control.

Los desafíos actuales se centran en reducir el consumo energético en operación mediante algoritmos de control más depurados y mayor eficiencia de la planta eléctrica, así como una mayor robustez frente a fallos físicos o electrónicos.

1.1.2 Objetivo del trabajo:

En el TFG utilizado como partida a este trabajo el dimensionamiento de la planta se realizó con una extensión y profundidad condicionadas por el alcance de dicho trabajo. Se realizó una estimación del consumo de los propulsores en base a catálogos de fabricantes, estimaciones de artículos académicos y formulas empíricas de cierta edad. El resultado final fue un dimensionamiento razonable, peor aproximado. Con este trabajo se pretende realizar un análisis que llegue a un dimensionamiento más detallado y preciso de las necesidades de potencia de la planta propulsora de un buque con capacidad PD.

El objetivo principal del presente trabajo es el de desarrollar un entorno de simulación de un buque con capacidad de posicionamiento dinámico. Dicho entorno de simulación integrara los módulos esenciales de respuesta dinámica del buque, modelización de planta propulsora, módulo de control autónomo y un intérprete de las fuerzas externas ambientales.

Este entorno de simulación se utilizará como una herramienta que permita observar el comportamiento del buque y sus capacidades para diferentes escenarios. Con ello podrá realizarse una evaluación de la planta propulsora del buque, de que factores emanan sus requerimientos y de cómo el sistema de control influye sobre la capacidad de Posicionamiento Dinámico

1.2 Fundamentos:

El objetivo del sistema es la de mantener a un buque en una posición determinada de forma autónoma, teniendo en cuenta la influencia del mar. La operación se ha de llevar a cabo con el mínimo consumo energético prácticamente posible, y de forma suave para minimizar el desgaste de los equipos y mantener unas condiciones de comportamiento aceptables para la tripulación.

Por lo tanto el sistema necesita contar con la siguiente información. Cuáles son las excitaciones externas, en qué posición y estado se halla el buque, cual es el movimiento actual del buque y al menos una orden de donde debe estar. Normalmente, también contará con las ordenes de un piloto humano. Toda esta información debe ser filtrada, procesada en tiempo real y tratada de acuerdo a los límites operativos del buque para lograr un sistema funcional.

El bucle de control obedece fundamentalmente a este ciclo que se itera continuamente:

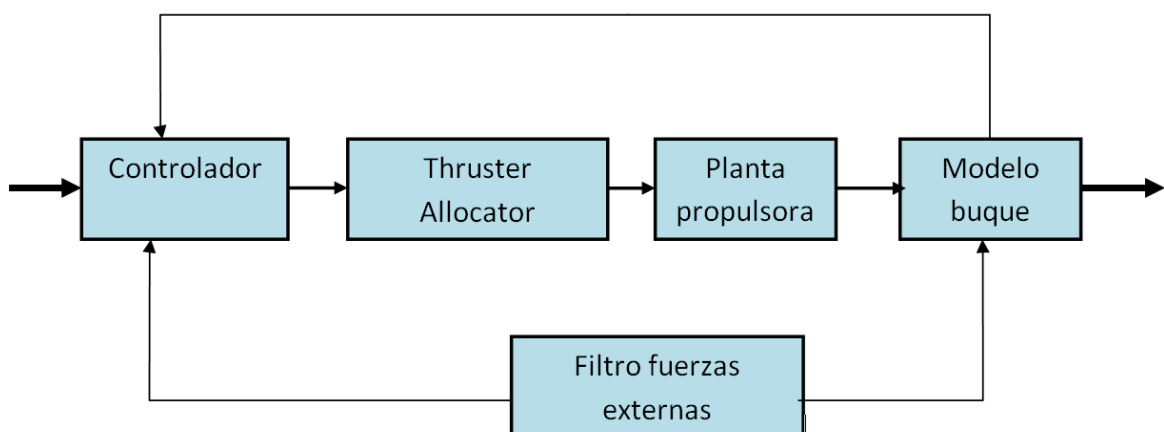


Fig. 1.1: Bucle de control

- Un modelo matemático del barco que contenga las ecuaciones de movimiento del buque y permita despejar su comportamiento frente a la influencia de fuerzas externas y propias.
- Un controlador que estipule cual es la fuerza necesaria que deben efectuar los medios propulsores del buque para compensar las excitaciones externas y mantenerse en la posición objetivo, determinada por el usuario humano u ordenador de a bordo.
- Un distribuidor de propulsión (frecuentemente llamado *Thruster Allocator*) que frente a la petición de fuerza por parte del controlador determine la configuración de propulsión óptima. Es la parte encargada de mandar las órdenes de actuación a la planta propulsora.
- Filtros que traten la información captada por los sensores. Son necesarios para garantizar que los fallos en un determinado sensor no comprometan la funcionalidad del sistema. También son necesarios para aislar el ruido dentro de la función de viento y oleaje percibido.

Físicamente, el sistema de posicionamiento dinámico precisa de:

- Sensores que toman datos de movimientos cinéticos del barco y de las fuerzas medioambientales: giroscopios, anemómetros, etc.
- Sistemas como el GPS diferencial, Glonass, sistema de radar Artemis, etc., combinados entre si de tal forma que sea posible determinar si uno de ellos incurre en error y se garantice inequívocamente contar con la posición del barco en coordenadas geográficas interpretables para el usuario humano y el sistema.
- Un puesto de control tripulable y una computadora de a bordo que cuente con la base de datos hidrodinámicos y la capacidad necesaria para llevar a cabo de forma continua el algoritmo de control.
- Una planta propulsora capaz de mantener al barco en su posición objetivo dando potencia propulsora en cualquier dirección y ejerciendo los momentos necesarios. Su capacidad estará condicionada por la disponibilidad requerida en las condiciones meteorológicas que se esperen en su zona de operación. Debe ser tal que se adecue a la flexibilidad de operación exigida por el sistema y sea físicamente robusta frente a *blackouts* por cualquier eventualidad.

Típicamente todos estos componentes físicos contarán con redundancia, hasta grado triple. Este es uno de los factores que explican el alto precio de adquisición y mantenimiento del sistema.

Se trata de un sistema íntimamente ligado con la planta propulsora y generadora de a bordo, que debe ser planteado junto a esta en una etapa bastante temprana del proyecto. Es práctica habitual de los fabricantes ocuparse de todos los elementos asociados al sistema desde una etapa temprana del diseño del buque.

De lo anteriormente expuesto, se deduce una necesidad por una propulsión muy flexible en términos de rango de potencias y rapidez de respuesta a variaciones de carga, en un amplio rango de operación. La planta propulsora tradicional, con grandes motores diesel optimizados para un único punto de funcionamiento a una velocidad de tránsito definida, no es óptima para esta demanda. En su lugar, en los buques que implementan capacidad de posicionamiento dinámico se ha favorecido la adopción de plantas diesel eléctrica.

Una planta diesel eléctrica permite una modularización de sus generadores. Tiene diversos puntos de funcionamiento óptimos en función del número de generadores conectados a barras y permite una gran fiabilidad gracias a la duplicidad de espacios y servicios auxiliares. Se complementa idealmente con la utilización de motores eléctricos, a su vez adecuados a la aplicación en cuestión. Los motores eléctricos son capaces de dar empuje a bajas revoluciones, pueden ser dispuestos para cada hélice, sus revoluciones pueden ser controladas con un variador de frecuencia permitiendo la utilización de hélices de paso fijo más eficientes y presentan mayor flexibilidad de operación que un motor de combustión interna. Tampoco incurren en los bajos rendimientos de las transmisiones mecánicas. Adicionalmente, al no depender de transmisiones mecánicas, el proyectista cuenta con una mayor libertad en la distribución de los principales pesos a bordo.

Los principales inconvenientes que se presentan son las económicas de un elevado costo inicial, necesidad de entrenamiento específico de la tripulación y dependencia de los suministradores de equipos. El rendimiento a velocidad de tránsito es inferior al de la propulsión tradicional, y el uso de variadores de frecuencia en altas potencias lleva asociado una problemática propia para el sistema eléctrico de difícil aproximación. A mayores presenta un problema de seguridad añadido para buzos y vehículos remotamente operados.

No es siempre la configuración elegida. En ciertos buques con altas necesidades de tiro como son los AHST (*Anchor Handler Tug Supply*) puede ser preferible una planta con transmisión mecánica.

La configuración de propulsores juega un papel crucial. Dadas las formas navales, superficie lateral expuesta y necesidad de compensar fuerzas en cualquier dirección, la mayoría de soluciones para el posicionamiento dinámico gravitan hacia una configuración característica con unidades acimutales, unidades rotativas como las Voith-Schneider, y varias hélices de proa. Dado que muchas veces la operación debe realizarse en velocidades cercanas a cero, el uso de timones pierde eficacia y su uso es infrecuente. Pueden darse configuraciones que utilicen aquajets.

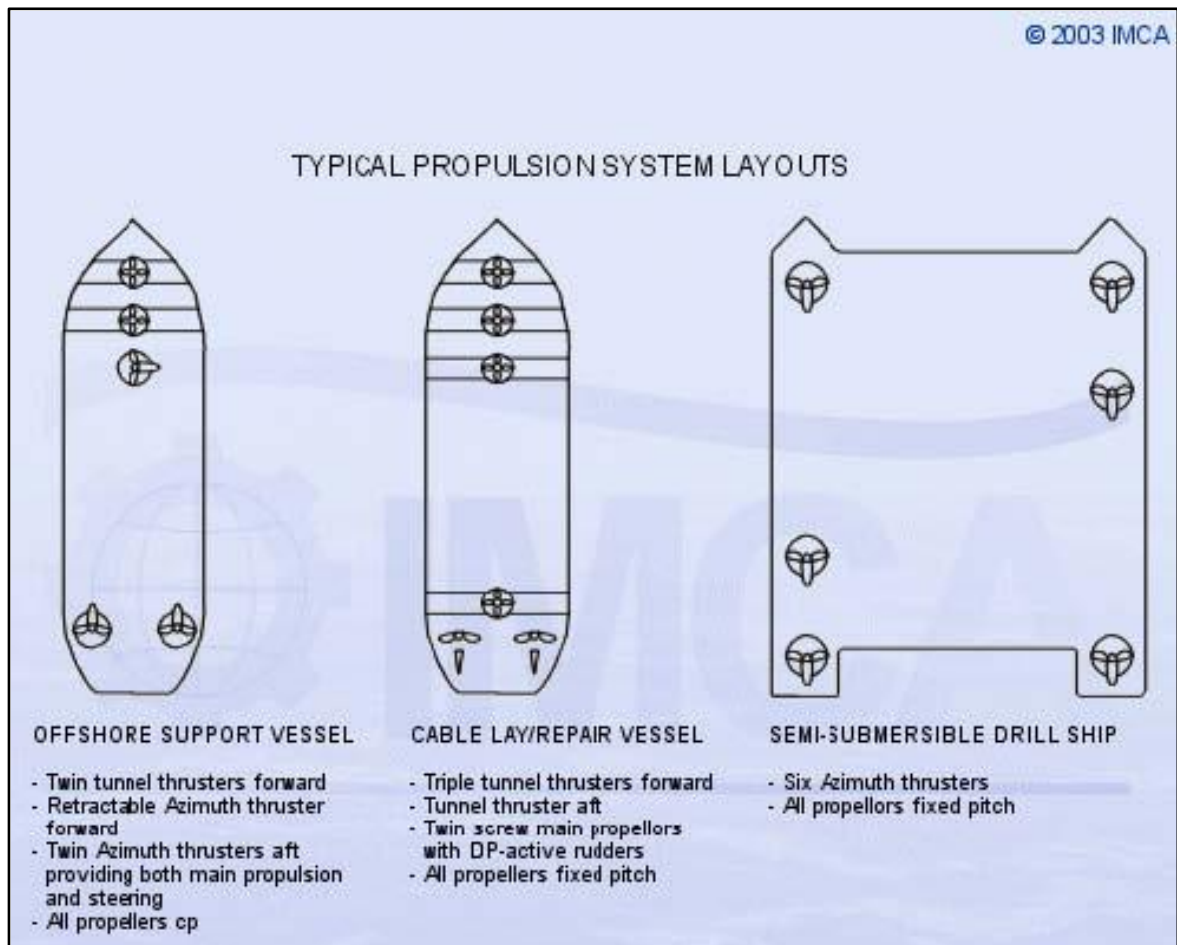


Fig. 1.2: Ejemplos de configuración

Un factor muy importante a tener en cuenta además de la problemática habitual de dimensionamiento de hélices es la interacción entre propulsores. Al tener propulsores independientemente orientables, normalmente cercanos entre sí para evitar generar momentos de giro innecesarios respecto al centro de gravedad en navegación normal, pueden darse situaciones en las que el flujo desprendido por una hélice alcance sea el recibido por otra. La reducción de eficacia de la hélice y las elevadas vibraciones en que incurre la hélice aguas abajo hacen con que ciertos ángulos de operación no sean factibles. Estos ángulos son los “ángulos prohibidos”. La figura 1.3 ha sido extraída del reglamento de ABS para ilustrar la pérdida de propulsión debida a la interacción entre propulsores. El parámetro x/D relaciona la distancia x entre unidades con su diámetro D .

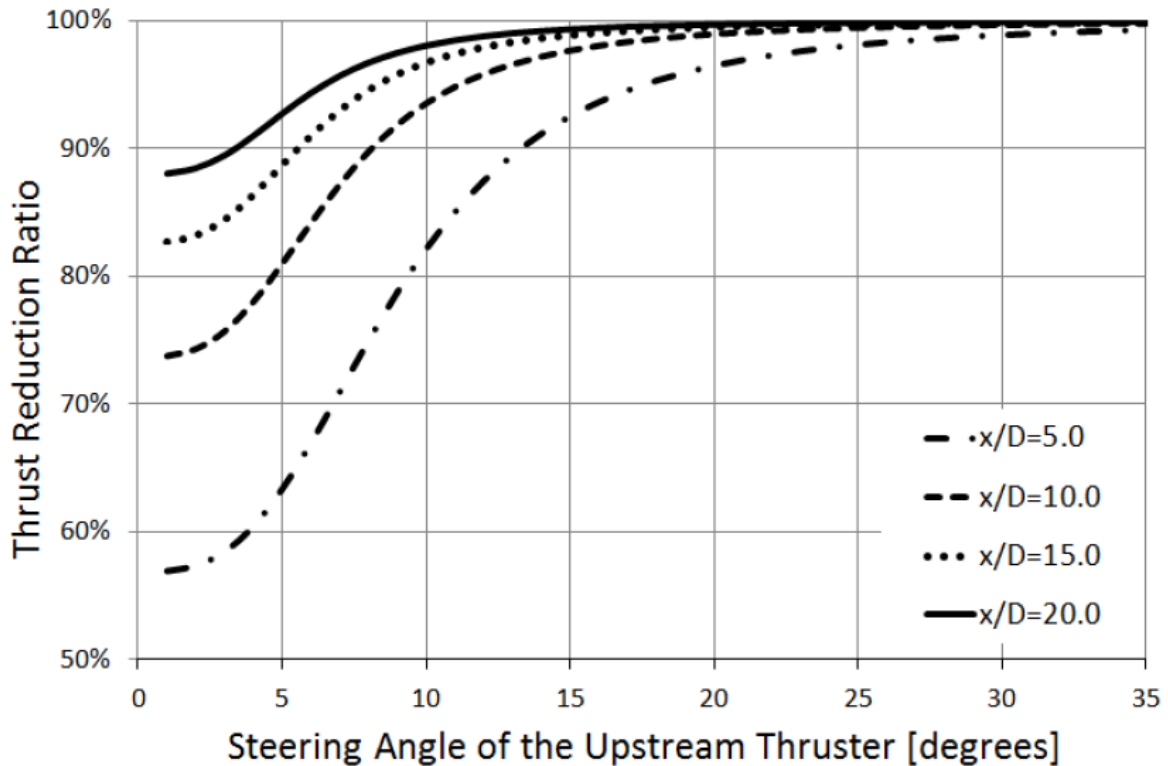


Fig. 1.3: Pérdida de empuje por interacción.

Con el fin de lograr unas capacidades aceptables aún en condiciones desfavorables se suele dimensionar el buque como sobreactuado. Esto es, su capacidad es superior a la necesaria. Esto hace posible garantizar la capacidad de PD del buque, pero a su vez plantea un importante problema al controlador que se encuentra con infinitas variantes de configuraciones disponibles para una situación dada. Es el denominado “Problema del *Thruster Allocator* en buques sobreactuados”.

1.3 Marco teórico:

A continuación se expondrán las convenciones teóricas relevantes para el presente trabajo, y aquellas que los diferentes programas de cálculo naval utilizan como fundamento.

Uno de los autores prominentes más destacados, y una autoridad consolidada en el campo es el doctor Thor I. Fossen. Se trata de una referencia común en gran parte de la bibliografía consultable en el ámbito del control aplicado a buques. La notación, consultable en el anexo, y la base teórica de gran parte de este trabajo está basada en su obra.

En primer lugar, debe definirse el movimiento del buque. En términos generales, cualquier navío, en navegación o no, buque o submarino, se comporta como un cuerpo con seis grados de libertad en los que puede moverse. Tres desplazamientos ortogonales correspondientes a los tres ejes cartesianos tradicionales, y tres rotaciones correspondientes a esos ejes.

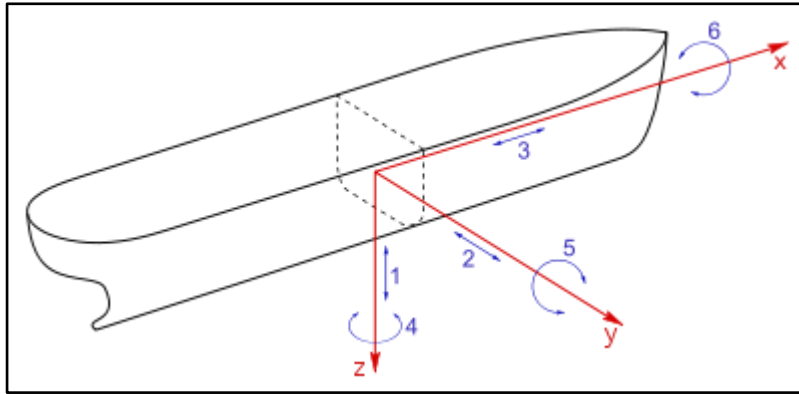


Fig. 1.4: DoF del buque

Tradicionalmente, estos movimientos se han llamado:

- Avance (*Surge*) = Desplazamiento en el eje x
- Deriva (*Sway*) = Desplazamiento en el eje y
- Arfada (*Heave*) = Desplazamiento en el eje z
- Balance (*Roll*) = Rotación alrededor del eje x
- Cabeceo (*Pitch*) = Rotación alrededor del eje y
- Virada (*Yaw*) = Rotación alrededor del eje z

Estos grados de libertad están acoplados entre sí en magnitudes variables, lo cual representa una de las mayores dificultades en el análisis dinámico de los movimientos del buque. Estos acoplamientos pueden entenderse en dos planos diferenciados: el plano horizontal x-y en base a la superficie marina, y en el plano vertical en base a un corte longitudinal del buque x-z. Estos dos planos tienen un acople en común con el balance.

Dentro del planteamiento del posicionamiento dinámico aplicado a buques de superficie se suele considerar únicamente los tres grados de libertad asociados al plano horizontal: El avance, la deriva y la virada.

Existen varias razones por las que se suele adoptar esta convención. La primera de ellas es que los propulsores del buque, supeditados a la planta de control, no tienen forma de actuar sobre los otros tres grados de libertad: balance, cabeceo y arfada. El acople de estos grados con los del plano horizontal es lo suficientemente pequeño para entrar dentro del margen de lo aceptable. Una segunda razón es que al incorporar los seis grados de libertad al modelo se convierte automáticamente al problema de control en uno mucho más complejo sin reportar gran beneficio práctico. El tiempo de respuesta de la planta es un factor de diseño importante, y se ve condicionado por el tiempo de computación que necesita el algoritmo. Otra razón es que la mayor influencia que ejerce el entorno marino sobre los grados de libertad no considerados es debida a la componente de alta frecuencia de olas y viento, mientras que es la componente de baja frecuencia la que afecta principalmente al plano horizontal. El resultado es que se tratan como problemas paralelos, el posicionamiento dinámico encargado de compensar los movimientos en el plano horizontal y los sistemas de comportamiento del buque tales como tanques de compensación o aletas estabilizadoras encargándose de compensar el balance y cabeceo.

El presente trabajo se ceñirá al plano horizontal de tres grados de libertad.

Durante todo el trabajo se asumirá la simetría tradicional de las formas navales respecto al plano de crujía.

En cualquier estudio sobre los movimientos del buque es básico definir un sistema de referencia de coordenadas. De hecho, suele ser necesario considerar varios. Según expone Fossen, Thor I. (2002), en general se parte de dos sistemas de referencia centrados en la Tierra y otros dos centrados en posiciones geográficas:

- (*i-frame*) Un sistema de referencia centrado en el origen de la Tierra no rotativo con esta con el objetivo de tener un punto de referencia para la inercia.
- (*e-frame*) Un segundo sistema de referencia idéntico al anterior que esta vez acompaña a la Tierra en su rotación, de forma que la rotación terrestre pueda ser tenida en cuenta. Dentro del posicionamiento dinámico llevado a cabo en localizaciones geográficas fijas, esta consideración no suele ser necesaria.
- (*n-frame*) Un sistema de referencia de coordenadas en el elipsoide de referencia terrestre, esto es, las coordenadas habituales en cualquier mapa común, en un plano localmente tangente a la superficie terrestre. Llamado así por seguir la convención Norte-Este-Abajo en sus ejes.
- (*b-frame*) Por último, un sistema de referencia móvil solidario a la orientación del buque y centrado en su centro de gravedad respetando las simetrías de la nave. Este sistema está referenciado respecto al *e-frame* o al *n-frame*. El eje x es positivo hacia proa, el eje y es positivo hacia estribor y el eje z es positivo hacia el fondo.

Los valores de posición y orientación del buque son expresados en el *n-frame*, y las velocidades en el *b-frame*. Esta es una nomenclatura muy común en la literatura de control maniobrabilidad y *seakeeping*.

Muchas veces para computaciones hidrodinámicas es necesario algún sistema a mayores. T. Pérez y T.I. Fossen exponen los siguientes sistemas de referencia:

- (*n-frame*) Idéntico al ya expuesto. La cota de altura es referenciada a la altura media de la superficie libre del mar. Se lo considera ya inercial.
- (*g-frame*) Centro de referencia geométrico, solidario al buque. El punto de origen se encuentra en la intersección de crujía, la línea base la perpendicular de popa. Sus ejes son positivos hacia proa, estribor y hacia arriba. Es el sistema de referencia usado para realizar cálculos de arquitectura naval.
- (*b-frame*) Como el ya expuesto, con su centro de origen situado en la intersección de los principales ejes de inercia del buque.
- (*h-frame*) H de hidrodinámico. Se mueve con el buque pero no es solidario a este. Los ejes x e y forman el plano horizontal de la superficie del agua. El eje x apunta hacia el ángulo previsto de virada, y es positivo hacia estribor y z hacia abajo. El eje z es considerado en función de la posición media del centro de gravedad en el tiempo. La excitación causada por olas se expresa en este sistema. Es útil para expresar las fuerzas y movimientos sobre el barco.

Dentro del planteamiento del bucle de control, se tendrán en cuenta principalmente el n -frame y el b -frame. En la literatura estos sistemas son frecuentemente denominados NED (*North-East-Down*) y $BODY$. Los tres vectores fundamentales con los que se trabajará son:

$$\boldsymbol{\eta} = \begin{bmatrix} x \\ y \\ \psi \end{bmatrix} \quad \boldsymbol{v} = \begin{bmatrix} u \\ v \\ r \end{bmatrix} \quad \boldsymbol{\tau} = \begin{bmatrix} FX \\ FY \\ N \end{bmatrix}$$

Donde $\boldsymbol{\eta}$ es un vector que representa la posición x e y del buque y su orientación ψ , el sistema de referencia geográfico n -frame. \boldsymbol{v} es el vector que representa las respectivas velocidades lineales y angulares expresadas en el b -frame. $\boldsymbol{\tau}$ es el vector que representa las fuerzas en cada grado de libertad expresadas en el b -frame.

Por coherencia con la literatura consultada, se considera la orientación de los signos de los ejes como la representada en la figura. Esto es, positivo hacia proa, estribor y hacia el fondo. El par positivo, por tanto, será en sentido horario.

Teniendo en cuenta la transformación de los ángulos de Euler, para pasar del sistema de referencia geográfico n -frame al solidario al buque b -frame se debe emplear la siguiente matriz de rotación:

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

De tal forma que: $\dot{\boldsymbol{\eta}} = \mathbf{R}(\psi)\boldsymbol{v}$

A efectos prácticos, se asume que el sistema n -frame es inercial y por tanto la inercia del planeta terrestre puede ser ignorada. Se asume el buque como un sólido rígido, sin interacciones internas de masa.

Una de las simplificaciones comunes al plantear el posicionamiento dinámico es la de asumir bajas velocidades. Como se ha mencionado, la capacidad de posicionamiento dinámico no implica necesariamente mantener una posición estática en el mar. Sin embargo es el caso de las operaciones típicas de los PSV. Esta asunción es de particular importancia al considerar el amortiguamiento de los movimientos del buque. Bajas velocidades implica que el acople de amortiguamiento entre el avance y el resto de movimientos en el plano horizontal puede ser razonablemente ignorado. En este trabajo se considerará siempre una velocidad del barco de **0 nudos** en lo que respecta a los cálculos hidrodinámicos.

El desarrollo que se llevará a cabo del modelo matemático en la Parte 3 surge de la idea inicial de modelar el buque como un modelo masa-muelle-amortiguador de seis grados de libertad. Uno de los supuestos que adecuan este modelo a la realidad es el ya expuesto de velocidades bajas, que permite aproximar el comportamiento de amortiguación de forma lineal. Otro importante es el de suponer pequeños movimientos. Se asume que el barco no está navegando o realizando grandes desplazamientos, solo moviéndose en respuesta a las olas incidentes. Estas olas son de longitud significativamente menor a las de la eslora del buque.

El cuidadoso diseño hidrodinámico de los azipods típicamente usados merece una mención. Una parte fundamental del diseño de la góndola es el de minimizar la perturbación del flujo de agua antes de llegar a la hélice. Su propia configuración permite interponer una cierta distancia entre la hélice y el casco. Si a mayores se considera su funcionalidad de rotación, para un análisis preliminar es razonable plantear la simplificación del análisis del propulsor como si estuviese en aguas libres. Se asumirán las mismas condiciones para la hélice retráctil y los propulsores transversales típicos en DP.

Para el desarrollo de este trabajo ha sido necesario recurrir a varios softwares de cálculo naval, cuyos algoritmos están basados en diferentes teorías dentro del campo. A continuación se expondrán brevemente cuales han sido los fundamentos teóricos de los cálculos.

El cálculo de los coeficientes de masa añadida, amortiguamiento y recuperación del buque han sido realizados con Amarcon Octopus. Como muchos otros programas que trabajan con RAOs y la dinámica del buque se fundamenta en la computación de la teoría de las rebanadas. Esta teoría divide al buque, forma alargada, en rebanadas bidimensionales de grosor infinitesimal en las que sí es factible el cálculo de coeficientes hidrodinámicos sin recurrir a ensayo físico. En un paso posterior la colección de valores discretos a lo largo de la eslora del buque es integrada y se determina un coeficiente resultante. Dentro de la modelización de las formas del buque, estas son transformadas en unas formas dadas que pueden ser más aproximadas a un cilindro y que poseen la propiedad de dar unos resultados matemáticamente transformables. Las formas de Lewis son un ejemplo típico de estas formas, existiendo otras. Dado que el buque en cuestión posee un bulbo a proa, se ha optado por utilizar las formas de Frank.

1.4 Notación:

A continuación se expone un resumen de la notación utilizada a lo largo del trabajo, para mayor claridad del lector.

A_T (metros²) = Área transversal, o frontal, del buque expuesta al viento.

A_L (metros²) = Área lateral del buque expuesta al viento.

d_i (metros) = Distancia del centro de gravedad X_G del buque a los diferentes propulsores.

U_{10} (metros/segundo) = Velocidad del viento en el mar medida a diez metros sobre la superficie sostenida durante diez minutos, tal y como se especifica en reglamentos de SS.CC.

U_{rafaga} (metros/segundo) = Velocidad del viento racheado.

γ (grados) = Angulo de incidencia del viento, tomado como cero si incide frontalmente contra la proa. Rotación horaria positiva.

U_{corr} (metros/segundo) = Velocidad de la corriente marina en superficie que afecta al buque.

β (grados) = Angulo de incidencia de la corriente superficial, tomado como cero si incide frontalmente contra la proa. Rotación horaria positiva.

NED = North-East-Down. Denominación común para el sistema de referencia geográfico *n-frame*.

BODY = Body-centered. Denominación común para el sistema de referencia solidario al buque *b-frame*.

$\eta = \begin{bmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \\ \psi \end{bmatrix}$ = Posición del buque en el *n-frame*. Vector que expresa la posición geográfica

del buque en los tres grados de libertad. Con:

η_1 (**metros**) = Avance (*Surge*).

η_2 (**metros**) = Deriva (*Sway*).

ψ (**radianes**) = Virada (*Yaw*). Presentada en grados cuando se especifique.

η_{obj} = Posición objetivo en la que el buque debe mantenerse. Vector de idéntica forma a η

$v = \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}$ = Velocidad del buque en el *b-frame*. Vector que expresa la velocidad del

buque en un sistema solidario al mismo para los tres grados de libertad. Con:

v_1 (**metros/segundo**) = Avance (*Surge*).

v_2 (**metros/segundo**) = Deriva (*Sway*).

$\dot{\psi}$ (**radianes/segundo**) = Virada (*Yaw*).

$\tau = \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \\ \tau_3 \end{bmatrix}$ = Vector que expresa la fuerza general ejercida sobre el buque en los tres

grados de libertad, avance, deriva y guiñada. Aplicada en un sistema solidario al buque. Será la suma de las fuerzas externas ambientales y las de propulsión propia. Con:

τ_1 (**Newtons**) = Fuerza en el avance (*Surge*).

τ_2 (**Newtons**) = Fuerza en la deriva (*Sway*).

τ_3 (**Newtons-metro**) = Par en la virada (*Yaw*).

τ_{ext} = Vector que expresa las fuerzas sobre el buque originadas por factores ambientales.

τ_c = Vector que expresa las fuerzas sobre el buque que ejerce la planta propulsora.

τ_{PID} = Vector que expresa las fuerzas que el controlador PID determina que deben ejercerse sobre el buque.

$$\mathbf{R}(\psi) = \begin{bmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \text{Matriz de rotación en función del ángulo de virada,}$$

utilizada para pasar del sistema *NED* al sistema *BODY*, tal que $\dot{\boldsymbol{\eta}} = \mathbf{R}(\psi)\mathbf{v}$.

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_{11} & 0 & 0 \\ 0 & m_{22} & 0 \\ 0 & 0 & I_{66} \end{bmatrix} \text{ (Sistema internacional) = Matriz de masas utilizada en la}$$

modelización del buque como un sistema masa-muelle-amortiguador.

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} \\ A_{21} & A_{22} & A_{26} \\ A_{61} & A_{62} & A_{66} \end{bmatrix} \text{ (Sistema internacional) = Matriz con los coeficientes de}$$

masas añadidas utilizados en la modelización del buque como un sistema masa-muelle-amortiguador.

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{21} & B_{22} & B_{26} \\ B_{61} & B_{62} & B_{66} \end{bmatrix} \text{ (Sistema internacional) = Matriz con los coeficientes de}$$

amortiguamiento utilizados en la modelización del buque como un sistema masa-muelle-amortiguador.

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{16} \\ C_{21} & C_{22} & C_{26} \\ C_{61} & C_{62} & C_{66} \end{bmatrix} \text{ (Sistema internacional) = Matriz con los coeficientes de}$$

recuperación utilizados en la modelización del buque como un sistema masa-muelle-amortiguador.

r = Número de actuadores con los que cuenta la planta. Aquí, 5.

n = Número de grados de libertad con los que cuenta el modelo considerado. Aquí, 3.

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} \mathbf{u}_1 \\ \vdots \\ \mathbf{u}_r \end{bmatrix} \text{ (rpm) = Vector que contiene las variables de control de los } r \text{ actuadores de la}$$

planta propulsora. En el presente caso, las revoluciones.

$\boldsymbol{\alpha}_i$ (**grados**) = Angulo de cada propulsor con giro acimutal. El cero se toma como el empuje alineado con la proa, con un giro positivo en sentido horario.

$\mathbf{T}(\boldsymbol{\alpha})$ = Matriz de dimensiones $r \times n$ que determina la configuración espacial de los propulsores, direcciones de las fuerzas ejercidas y momentos ejercidos respecto al centro de gravedad del buque. Dependerá de la orientación $\boldsymbol{\alpha}_i$

$$\mathbf{f} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_1 \\ \vdots \\ \mathbf{f}_r \end{bmatrix} \text{ (Newtons) = Vector que contiene las magnitudes de las fuerzas ejercidas por}$$

cada propulsor. La fuerza es el valor del empuje, considera el sentido pero no la dirección ni descomposición en componentes perpendiculares del empuje.

\mathbf{K} = Matriz diagonal de dimensiones $r \times r$ que relaciona las variables de control \mathbf{u} en magnitudes de empuje, de forma que $\mathbf{K}_{i,i} \cdot \mathbf{u}_i = \mathbf{f}_i$.

\mathbf{K}_p = Matriz 3x3 que recoge los componentes de ganancia proporcional dentro del controlador PID.

\mathbf{K}_i = Matriz 3x3 que recoge los componentes de ganancia integral dentro del controlador PID.

\mathbf{K}_d = Matriz 3x3 que recoge los componentes de ganancia derivativa dentro del controlador PID.

\mathbf{f}_{\min} (**Newtons**) = Vector de la forma del vector \mathbf{f} que recoge los mínimos valores de fuerza ejecutables por los actuadores. Serán valores constantes y predeterminados.

\mathbf{f}_{\max} (**Newtons**) = Vector de la forma del vector \mathbf{f} que recoge los máximos valores de fuerza ejecutables por los actuadores. Serán valores constantes y predeterminados.

\mathbf{s} = Vector columna de r valores que contiene las variables de holgura (*slack variables*) utilizadas para garantizar que el problema de mínimos cuadráticos equivalente del distribuidor *thruster allocator* sea capaz de hallar una solución.

\mathbf{W} = Matriz de pesos de los actuadores de dimensión $r \times r$. Utilizada dentro del problema de mínimos cuadráticos equivalente del distribuidor *thruster allocator*. Aquí, matriz identidad.

\mathbf{Q} = Matriz auxiliar de pesos de las holguras de las fuerzas actuadoras, de dimensión $n \times n$. Utilizada dentro del problema de mínimos cuadráticos equivalente del distribuidor *thruster allocator*. Aquí, matriz diagonal tal que $\mathbf{Q} \gg \mathbf{W}$.

$\mathbf{T}_\omega^\dagger$ = Inversa generalizada de la matriz $\mathbf{T}(\boldsymbol{\alpha})$. Término necesario en el despeje del distribuidor *thruster allocator*.

2 RESUMEN DEL BUQUE MODELO

2.1 Introducción:

Para un análisis de la efectividad de un sistema de posicionamiento dinámico es necesario contar con las formas y características básicas de un buque y su entorno de navegación. Este trabajo parte del proyecto de buque desarrollado por el autor referente a un PSV de media envergadura.

Los buques de suministro a plataformas (Platform Supply Vessels) son un ejemplo típico de buques diseñados con el posicionamiento dinámico como requisito operacional desde su concepción. La operación de suministro a plataformas requiere necesariamente del uso del sistema, puesto que el amarre a la plataforma o el fondeo al fondo no es viable con la carga y descarga de productos. Su característica distribución general, con cubierta de carga a popa, zona de carga central, y cámara de maquinas y superestructura a proa nace de la libertad de diseño que confiere la ausencia de un eje mecánico al optar por una planta diesel eléctrica.

Este tipo de buques presentan la particularidad de poseer un amplísimo abanico de condiciones de carga. De hecho sus capacidades de pasaje, carga en cubierta y tanques para productos específicos es algo hecho a medida de las necesidades del armador que pretende abastecer a plataformas concretas. De un PSV a otro la capacidad de pasaje puede doblarse a costa de espacio/tonelaje en cubierta, la capacidad y distribución de productos puede ser completamente diferente, etc. A mayores entran en cuenta otros factores como las cotas de diseño adicionales para realizar operaciones de rescate, recuperación de vertidos, apoyo a operaciones contraincendios y otros servicios de apoyo. Aún en un buque concreto, la naturaleza modular de la carga y sus amplias funciones provocan que el buque deba ser proyectado para operar a un gran número de calados en lugar de a un calado a plena carga relativamente definido.

El dimensionado de la planta propulsora viene condicionado principalmente por dos factores: las formas de la obra viva y las condiciones meteorológicas de la zona de navegación. Las formas del buque son las que lo definen como tal, y de ellas dependerá la resistencia al avance a la velocidad exigida, su buen comportamiento en la mar. Resultaría imposible evaluar que influencia tiene una ola o una corriente sobre el movimiento del buque sin unas formas básicas que estudiar. Por lo tanto es esencial para el presente análisis caracterizar al menos las formas del barco, la ubicación de su centro de gravedad, su silueta expuesta al viento y sus condiciones de carga típicas.

Como la realización de este trabajo ha surgido del interés por el proyecto y planteamiento de la planta propulsora necesaria para satisfacer un sistema de posicionamiento dinámico, se usara el barco proyectado en el TFG del mismo autor que el presente documento: "Buque de suministro a plataformas de 5000 TPM". Otros datos de relevancia que no aparezcan dentro de dicho trabajo por estar fuera de su alcance serán tomados del trabajo realizado en la asignatura de "Ampliación de Hidrostática e Hidrodinámica" impartida en la misma escuela por el tutor de este trabajo en el marco de esta titulación.

2.2 Características de las formas:

El buque en cuestión se trata de un PSV de 5000 TPM, operativo en la zona de explotaciones petrolíferas del Mar del Norte cuyas características principales se resumen a continuación:

L_{pp} [m]	82,6
$B_{m\acute{a}x}$ [m]	19,8
T [m]	6,68
D [m]	8,25
F_n	0,217
C_b	0,740
C_p	0,770
C_m	0,960
C_f	0,823
X_{cc}[m]	43,19
Potencia instalada [kW]	10800
Desplazamiento[t]	8287

Su distribución general es la siguiente:

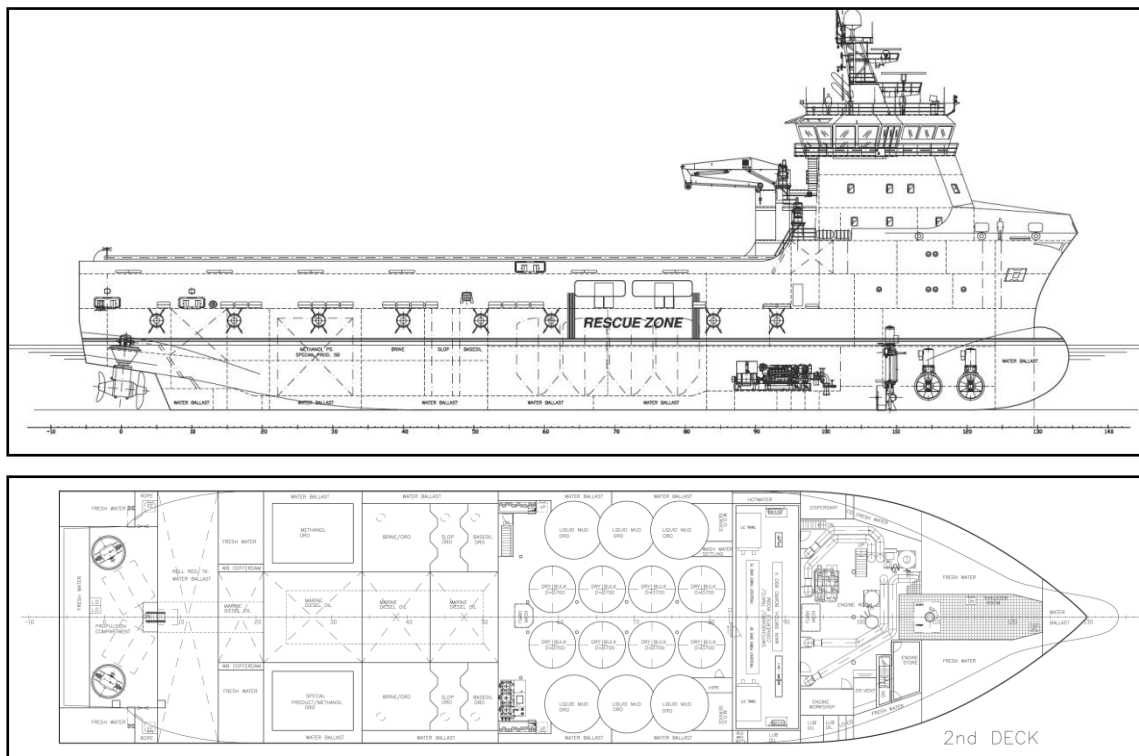


Fig. 2.1: Disposición general.

Con efecto de lograr un modelo evaluable, también es necesario introducir un ejemplo de sistema de propulsión. Se usará el inicialmente proyectado, que será revisado en el apartado de conclusiones tras la realización completa del análisis.

Es importante mencionar el calado de estudio. La caracterización de la obra viva es el punto de partida del estudio para obtener los coeficientes de comportamiento hidrodinámico del buque. Cada calado a considerar implica un nuevo cálculo de todos los coeficientes, lo cual es uno de los principales inconvenientes del modelo matemático del buque puesto que estos pueden ser dificultosos de hallar. Esto aumenta exponencialmente el volumen del análisis sin que por ello se alterara significativamente el procedimiento de trabajo. En una situación real, la computadora de a bordo cuenta con una base de datos calculada de antemano con un gran número de velocidades, calados y situaciones que interpola según reconozca en que parámetros está operando el buque. La computadora entonces interpola los datos que necesita.

Por ello se ha decidido llevar a cabo el análisis utilizando el **calado de diseño de 6,68 m** por ser este el más representativo dentro de las muchas variantes de operación características de un PSV. La carga que porta sería mayoritariamente en los tanques centrales, por lo que la posición longitudinal de su centro de gravedad se toma como la inicial de **43,19 m a proa de la Ppp**. Como el alcance de este trabajo no contempla el balance o la estabilidad la altura del centro de gravedad no es de particular interés.

Dentro del marco de operación típico del sistema DP, el buque ha de estar aceptablemente trimado y no estar sometido a balance intenso. Por lo tanto, se asumirá a efectos prácticos que en todo momento el trimado del buque es cero y el centro de empuje coincide longitudinalmente con el centro de gravedad.

Para poder estudiar una condición de carga diferente habría que repetir los cálculos hidrodinámicos introduciendo los nuevos datos en el software naval pertinente, y repetir el procedimiento llevado a cabo en el trabajo con los nuevos números. En un sistema real operativo, estos datos ya han sido calculados y almacenados en una base de datos que el capitán y la computadora de a bordo ya tienen a su disposición.

El buque, como muchos otros PSV, cuenta con un bulbo. La presencia del mismo no obedece a un propósito de reducción de la resistencia al avance, sino a la mejora del comportamiento del mismo en mar marejada. El bulbo proporciona un mayor espacio para alojar las hélices de túnel y reduce la oscilación del cabeceo, perjudicial para la tripulación, pasaje y operación del posicionamiento dinámico. La presencia de un bulbo motiva que en el cálculo de coeficientes hidrodinámicos se haya optado por utilizar las formas de Frank en lugar de las de Lewis por defecto.

Es de interés conocer la silueta expuesta al viento del buque. Partiendo de la disposición general proyectada en el TFG mencionado, se determina que la superficie lateral expuesta al viento A_L en el sentido (a lo largo de la eslora) es de **870 m²**. La superficie transversal o frontal expuesta (a lo largo de la manga) A_T es de **304.87 m²**. El centroide resultante de la silueta lateral se encuentra a **32.12 metros a popa de la perpendicular de proa**. También será de interés conocer la superficie mojada al calado de diseño. Será 2487,307 m².

Se presenta un resumen de esos y otros datos convenientes extraídos del trabajo previamente realizado.

L.O.A.	Eslora total	86.06 [m]
A_L	Area lateral expuesta al viento	870 [m ²]
A_T	Area frontal expuesta al viento	304.87 [m ²]
	Centroide silueta lateral expuesta al viento	L _{pr} - 31.12 [m]
S	Superficie mojada	2487,307 [m ²]

Las características dinámicas del buque calculadas mediante software de cálculos navales se expondrán a medida que se va desarrollando el modelo matemático en el capítulo siguiente.

A continuación se ilustra la caja de cuadernas del buque según ha sido introducida en el software Amarcon Octopus para el cálculo de sus coeficientes, junto con otros parámetros de las formas. Para un correcto computo de las formas, el calado ha tenido que ser inicializado como 8,25m.

General		Geometry	Wave Forces	Added Mass & Damping	Motion Equation
	Draft at midship				8,250
	Trim by stern				0,000
	LPP				82,600
	Rear section to A.P.P. (RLA)				4,090
Waterline	Length (LWL)				86,688
	Beam (B)				19,800
	Area				1599,545
	Area coefficient LPP				0,978
	Area coefficient LWL				0,932
	Centroid to A.P.P.				36,506
	Centroid to rear section				40,596
Displacement	Volume				11128,080
	Mass				11406,286
	Block coefficient LPP				0,825
	Block coefficient LWL				0,786
	Centroid to A.P.P.				39,452
	Centroid to rear section				43,542
	Centroid to waterline				3,735
	Centroid to keelline				4,515
	Midship section coefficient				0,986
	Long. prismatic coefficient				0,836
Stability	Vert. prismatic coefficient				0,843
	Ratio LPP/B				4,172
	Ratio LWL/B				4,378
	Ratio B/T				2,400
	Wetted surface hull				2735,066
	KB				4,515
	KM-transverse				8,970
	BM-transverse				4,455
	KM-longitudinal				84,130
	BM-longitudinal				79,615

Fig. 2.2: Características geométricas calculadas por Octopus.

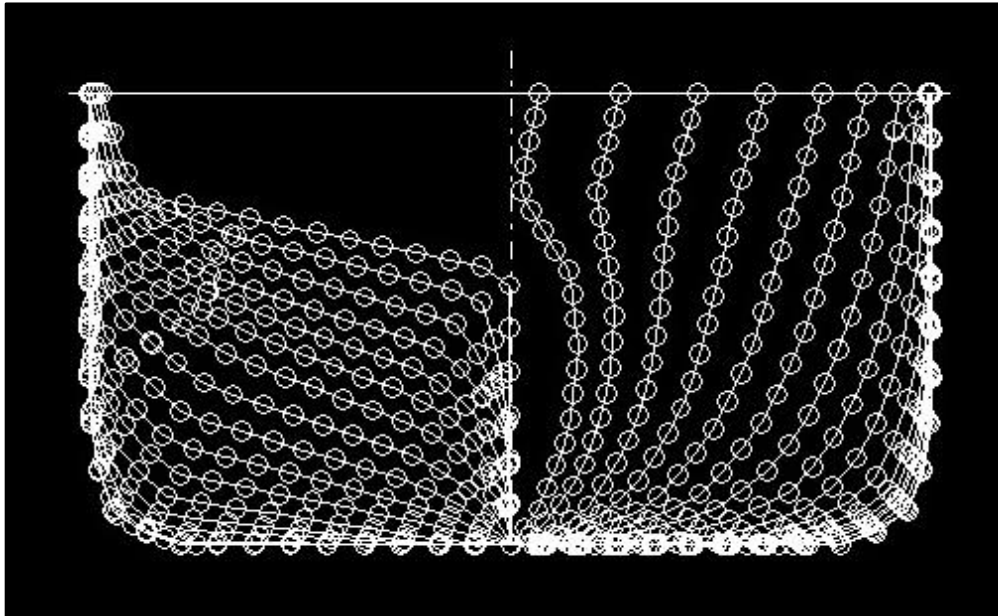


Fig. 2.3: Caja de cuerdas introducida.

2.3 Características de la planta propulsora:

Los propulsores con los que cuenta el buque proyecto son:

Tipo	Modelo comercial	Potencia unit.	Diámetro hélice
Azipods principales x2	ABB CO-1250	3800 kW	3,5 m
Azimutal retráctil	RR ULE 1201	880 kW	1,8 m
Hélices transversales x2	RR TT-PM 1600	1000 kW	1,6m

Cuyas especificaciones pueden ser consultadas en los catálogos presentados en los anexos.

Las unidades han sido nombradas y distribuidas de la siguiente forma:

Propulsor	Distancia longitudinal al centro de gravedad	Distancia transversal al centro de gravedad
POD Estribor	$d_2 = 43.19$ m	$d_1 = 5.05$ m
POD Babor	$d_2 = 43.19$ m	$d_1 = 5.05$ m
Propulsor retráctil	$d_3 = 13.064$ m	0
Propulsor transversal de popa	$d_4 = 29.845$ m	0
Propulsor transversal de proa	$d_5 = 39.41$ m	0

Aprovechando la configuración diésel eléctrica del buque, todas las hélices son de paso fijo movidas por motores eléctricos, logrando la variación de empuje con un variador de

frecuencia que afecta a las rpm de la hélice. Salvo el obvio caso de las hélices transversales, el resto de propulsores tiene libertad para girar trescientos sesenta grados según sea necesario. Las hélices transversales podrán operar con revoluciones negativas para dar empuje en la dirección opuesta. Por lo tanto, las variables de control sobre las que podrá actuar el sistema para decidir la propulsión serán las rpm de los cinco propulsores y la orientación de los pods y la unidad retráctil.

Para expresar el empuje de las hélices en función de las revoluciones, se ha utilizado la formulación expuesta por ABS (2014) en *Guide for Dynamic Positioning Systems*.

El empuje de los azipods principales se asume como el de una hélice en aguas libres, tal y como se recomienda en el apéndice 1 del texto fuente.

$$T_0 = K \cdot (P \cdot D)^{2/3}$$

Con:

T_0 = Empuje en Newtons.

P = Potencia de la hélice en kW.

D = Diámetro de la hélice en m.

K = 848.

Si se evalúa la fórmula con los datos disponibles para la máxima potencia establecida de 3800 kW, se obtiene un **empuje de 476 kN**. Dicho empuje máximo está reservado para la navegación. Las circunstancias meteorológicas más extremas que permitan el uso de la capacidad DP supondrán lo sumo un uso del 60% de la potencia instalada. Más allá de esos valores implica unas condiciones donde la operación de suministro no puede ser acometida con seguridad.

La relación entre la potencia suministrada y las revoluciones se ha determinado consultado las curvas de potencia de motores eléctricos de imanes permanentes similares del fabricante ABB (2005).

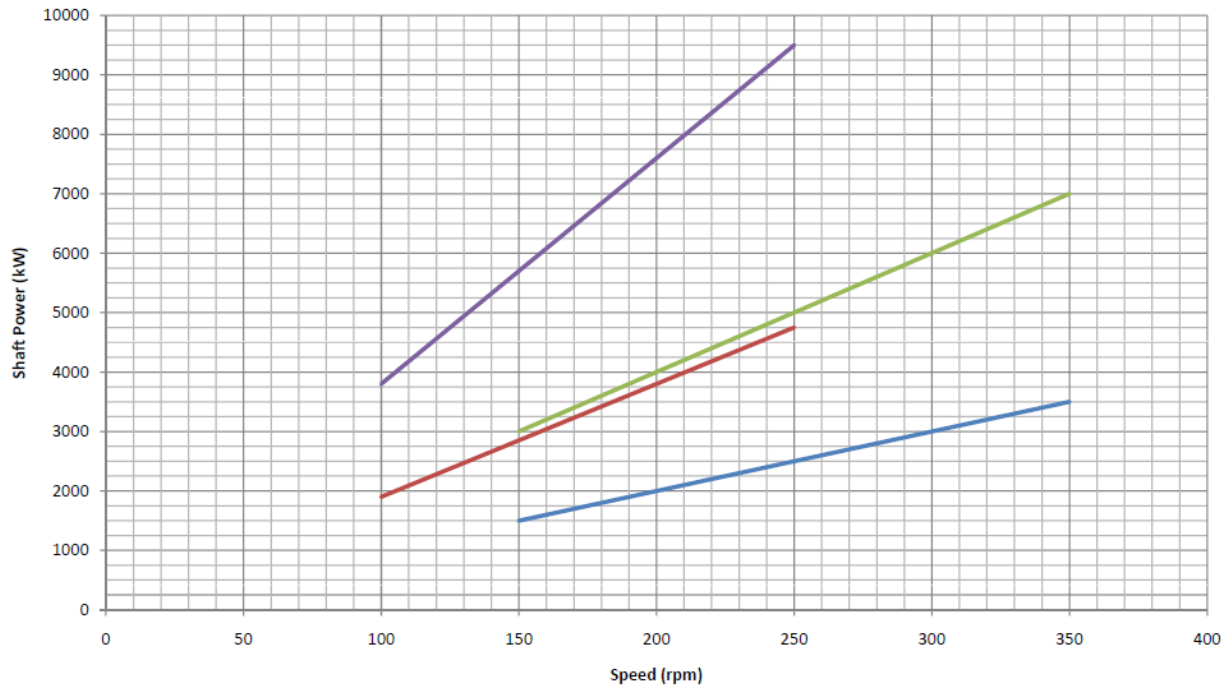


Fig. 2.4: Curvas de potencia ofrecidas por ABB

Siendo el motor representado en el fondo el más similar a los instalados en los azipods con razonable parecido, se estima que la relación entre la variable de control u (rpm) y la potencia del motor es:

$$P_{pod} = 10 \cdot rpm$$

Para la unidad retráctil se ha tomado el modelo simplificado para una hélice en aguas libres con tobera, similar a la anterior:

$$T_0 = K \cdot (P \cdot D)^{2/3}$$

Esta vez con $K = 1250$.

La relación entre las rpm y la potencia es de:

$$P_{re} = 0.88 \cdot rpm$$

Dando valores para el máximo empuje, se obtiene un **empuje máximo de 170 kN**. Al tratarse de la unidad retráctil, este empuje puede ser usado en PD.

La guía de ABS trata a las hélices de proa de una forma diversa en su reglamento. Recomienda que sean estudiadas como bombas hidráulicas de flujo axial, por el efecto que la geometría y configuración física del propulsor y el túnel sobre el empuje resultante. Los datos de detalle de los propulsores de proa no están disponibles, por lo que se recurre al método simplificado que asigna valores prefijados a las pérdidas inducidas. El empuje se define como:

$$T = \sqrt[3]{\rho \cdot \pi \cdot \left(K \cdot P \cdot \eta_P \cdot \frac{DT}{TL} \right)^2}$$

Con:

T_0 = Empuje en Newtons.

ρ = Densidad del agua de mar, 1025 kg/m³.

K = 1000.

P = Potencia de la hélice en kW.

η_P = Eficiencia de la hélice, fijada como 0,8.

DT = Diámetro del túnel, en metros. Aquí 2,18 m.

TL = *Thrust losses*. Estimado como 1.65 para un túnel tipo sin reja, un ángulo de 70 grados con las formas de proa y aristas cónicas.

Evaluando la fórmula para la potencia máxima especificada de 1000 kW, se obtiene un empuje máximo de 149 kN, aceptablemente similar al máximo de 146kN especificado por el fabricante.

La relación entre las rpm y la potencia es de:

$$P_{transversales} = 3,1963 \cdot rpm$$

En cuanto a la limitación de velocidad de giro de las unidades, se ha consultado con ABB y este ha suministrado el dato de un $\dot{\alpha} = 12$ grados/segundo. Asumimos este dato como representativo tanto de los pods como de la unidad acimutal, a falta de más información sobre este último elemento.

Las limitaciones operativas de la planta propulsora son por tanto:

Propulsor	$u_{min} - u_{max}(rpm)$	$T_{min} - T_{max} (kN)$	$\dot{\alpha}_{max} (°/seg)$
Azipods	150-380	256-476	12
Azimuthal retractil	0-1000	0-170	12
Hélices de proa	0-312	0-149	-

3 ELABORACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO:

3.1 Introducción:

El objetivo del modelo matemático es el de poder describir con precisión los movimientos del buque en todos sus grados de libertad en función de las fuerzas que lo afectan, y viceversa. Este modelo debe ser computable de forma eficiente por el ordenador de a bordo, o sino carecerá de utilidad en una situación de tiempo real.

Desarrollar un modelo matemático que contenga ecuaciones de movimiento que reflejen la realidad de forma precisa para un buque en navegación real no es tarea sencilla. El movimiento de un buque flotante ya es de por sí complejo, y el mar en la realidad es un ente impredecible y casi imposible de detallar con precisión matemática. Pero asumiendo ciertas simplificaciones, puede lograrse un modelo computable y lo suficientemente cercano a la realidad para resultar útil. Muchas de estas simplificaciones han sido ya expuestas en el apartado dedicado al marco teórico.

El modelo se ha desarrollado mediante el uso de Matlab, con el posterior auxilio de los modelos presentados en el módulo *Marine Systems Simulator (MSS)* desarrollado por Thor I. Fossen y Tristán Pérez.

3.2 Obtención de las ecuaciones generales de movimiento:

A pesar de que el movimiento de un buque real en un mar muchas veces impredecible es una tarea difícil, es posible desarrollar ecuaciones de movimiento del buque aceptablemente computables, que pueden ser notablemente simplificadas asumiendo ciertos factores.

Tal como se expresó en el apartado 1.3, se utilizarán los sistemas de referencia *n-frame* y *b-frame*. Con ello se define un sistema de referencia solidario a la posición del buque en el plano horizontal, y otro sistema de referencia respecto del primero que acompañe al buque en sus rotaciones y movimientos.

Relacionando estos dos últimos, podemos obtener los seis movimientos posibles del buque. Tendremos entonces tres desplazamientos (x_1, x_2, x_3) en metros y tres rotaciones respectivas (x_4, x_5, x_6) en radianes.

Considérese una masa “m” cualquiera situada a una distancia (x_{B1}, x_{B2}, x_{B3}) del centro de gravedad del buque G, tal y como se representa en la figura. Las aceleraciones que experimenta esta masa serán composición de las aceleraciones producidas por el movimiento de cada grado de libertad.

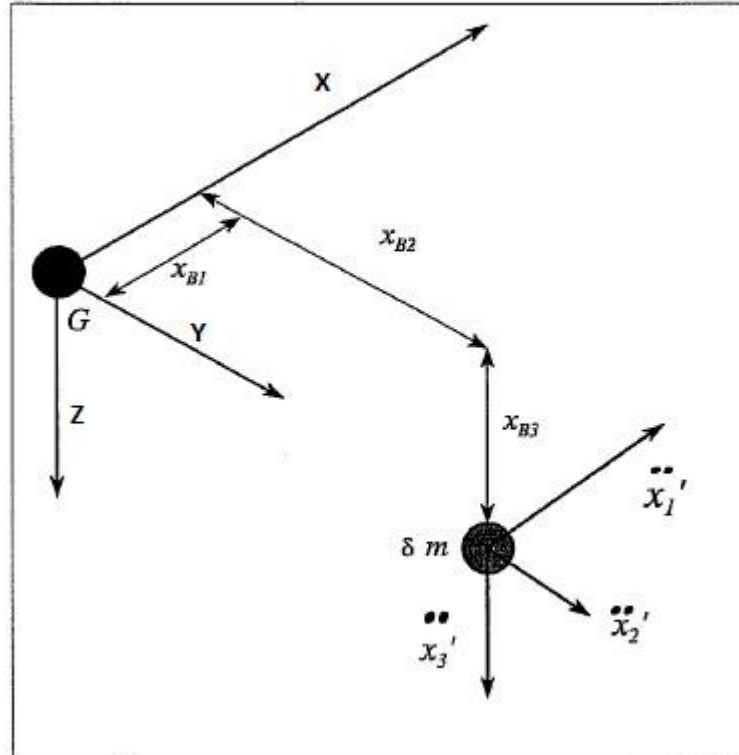


Fig. 3.1: Composición de movimientos

La aceleración que experimenta la masa en cada coordenada vendrá dada por la suma de los aportes de los grados de libertad que correspondan:

$$\begin{aligned} \ddot{x}'_1 &= \ddot{x}_1 + x_{B3}\ddot{x}_5 - x_{B2}\ddot{x}_6 \quad m/s^2 \text{ positivo hacia proa} \\ \ddot{x}'_2 &= \ddot{x}_2 - x_{B3}\ddot{x}_4 + x_{B1}\ddot{x}_6 \quad m/s^2 \text{ positivo hacia estribor} \\ \ddot{x}'_3 &= \ddot{x}_3 + x_{B2}\ddot{x}_4 - x_{B1}\ddot{x}_5 \quad m/s^2 \text{ positivo hacia el fondo} \end{aligned}$$

Usando la segunda ley de Newton, es inmediato plantear la forma que tendrán las fuerzas asociadas a cada grado de libertad:

$$\begin{aligned} \partial F_1 &= \partial m \cdot \ddot{x}'_1 \quad (kN) \text{ Avance positivo hacia proa} \\ \partial F_2 &= \partial m \cdot \ddot{x}'_2 \quad (kN) \text{ Deriva positiva hacia estribor} \\ \partial F_3 &= \partial m \cdot \ddot{x}'_3 \quad (kN) \text{ Vaivén positivo hacia el fondo} \\ \partial F_4 &= \partial m \cdot x_{B2} \cdot \ddot{x}'_3 - \partial m \cdot x_{B3} \cdot \ddot{x}'_2 \quad (kN \cdot m) \text{ Balance positivo hacia estribor} \\ \partial F_5 &= \partial m \cdot x_{B3} \cdot \ddot{x}'_1 - \partial m \cdot x_{B1} \cdot \ddot{x}'_3 \quad (kN \cdot m) \text{ Cabeceo positivo elevando la proa} \\ \partial F_6 &= \partial m \cdot x_{B1} \cdot \ddot{x}'_2 - \partial m \cdot x_{B2} \cdot \ddot{x}'_1 \quad (kN \cdot m) \text{ Virada positiva hacia estribor} \end{aligned}$$

Expresiones que si integramos en el volumen del buque y permitimos que la masa se aproxime a cero pueden ser reformuladas como:

$$F_1 = m \cdot \ddot{x}_1 \text{ (kN) Fuerza de avance}$$

$$F_2 = m \cdot \ddot{x}_2 \text{ (kN) Fuerza de deriva}$$

$$F_3 = m \cdot \ddot{x}_3 \text{ (kN) Fuerza de vaiven}$$

$$F_4 = I_{44} \cdot \ddot{x}_4 - I_{45} \cdot \ddot{x}_5 - I_{46} \cdot \ddot{x}_6 \text{ kNm Fuerza de balance}$$

$$F_5 = I_{54} \cdot \ddot{x}_4 - I_{55} \cdot \ddot{x}_5 - I_{56} \cdot \ddot{x}_6 \text{ kNm Fuerza de cabeceo}$$

$$F_6 = I_{64} \cdot \ddot{x}_4 - I_{65} \cdot \ddot{x}_5 - I_{66} \cdot \ddot{x}_6 \text{ kNm Fuerza de virada}$$

Con los momentos de inercia pudiéndose definir de forma menos estricta y mas practica para su aplicación, según expone Lloyd, A. R. J. M. (1989).

$$I_{44} = m \cdot k_4^2 \text{ (tm}^2\text{)}$$

$$I_{55} = m \cdot k_5^2 \text{ (tm}^2\text{)}$$

$$I_{66} = m \cdot k_6^2 \text{ (tm}^2\text{)}$$

$$k_4 \approx 0.3 B$$

$$k_5 \approx 0.225 L$$

$$k_6 \approx 0.225 L$$

Con “B” y “L” representando la manga máxima en flotación y la eslora en flotación en metros, respectivamente. Los productos de los momentos de inercia (I_{45} , I_{46} , I_{54} , etc) pueden considerarse lo suficientemente pequeños para ser despreciados.

Este planteamiento asume un buque de formas típicas, esto es, un buque de mayor eslora que manga y simetría respecto a la línea de crujía.

Modelar las excitaciones externas en navegación, como son las olas, las rachas de viento y las corrientes como una función sinusoidal simple, es obviamente del todo impreciso. Sin embargo, es el primer paso a tomar en la elaboración de un modelo funcional y sirve de base para la modelación de excitaciones externas más realistas y precisas.

En la situación de un buque operando en posicionamiento dinámico pueden ser razonablemente consideradas las asunciones de que los movimientos del buque son lo suficientemente lentos como para que el amortiguamiento funcione de forma lineal, lo que simplifica notablemente el problema. Otra convención realista y útil son que el buque presenta simetrías geométricas típicas de las formas navales. En particular es importante asumir que la amplitud de la ola de excitación es pequeña con respecto a la longitud de la ola y del buque.

Esta última consideración posibilita el uso de la expansión de Taylor para obtener una ecuación lineal a las fuerzas del buque, de la forma:

$$F_i = a_i \ddot{\zeta} + b_i \dot{\zeta} + c_i \zeta + \sum_{j=1}^6 (-a_{ij} \ddot{x}_j - b_{ij} \dot{x}_j - c_{ij} x_j); (i = 1, \dots, 6)$$

Con ζ representando la posición del valle de la ola en el tiempo, y sus derivadas en el tiempo la velocidad de la ola y su aceleración. Los coeficientes (a_i , b_i , c_i) dependerán de los parámetros de la ola de excitación, la orientación del buque respecto a esta y la forma del buque, mientras que los (a_{ij} , b_{ij} , c_{ij} .) cuantifican la fuerza y momento necesario para sostener el movimiento.

Considerado esta última expresión y las ecuaciones de cada fuerza escritas anteriormente, podemos obtener un sistema de seis ecuaciones lineales para movimientos de pequeña amplitud en olas regulares, que servirá de base para plantear el modelo:

$$\sum_{j=1}^6 (A_{ij} \ddot{x}_j + b_{ij} \dot{x}_j + c_{ij} x_j) = F_{ola i}; (i = 1, \dots, 6)$$

Con:

$$A_{ij} = a_{ij}; (j = 1, \dots, 6; i = 1, \dots, 6; i \neq j)$$

$$A_{ij} = m + a_{ij}; (j = 1, \dots, 3; i = 1, \dots, 3; i = j)$$

$$A_{ij} = I_{ij} + a_{ij}; (j = 4, \dots, 6; i = 4, \dots, 6; i = j)$$

Representado las masas virtuales y los momentos de inercia.

En esta expresión puede empezarse a apreciar la similitud con la formula típica del movimiento de un modelo masa-muelle-amortiguador elemental.

Sabiendo que la fuerza que ejerce una ola regular es:

$$F_{ola i} = a_i \ddot{\zeta} + b_i \dot{\zeta} + c_i \zeta; (i = 1, \dots, 6)$$

Y que las ecuaciones para una ola que corresponde a una onda sinusoidal son:

$$\zeta = \zeta_0 \sin(\omega_e t) \quad (m)$$

$$\dot{\zeta} = \omega_e \zeta_0 \cos(\omega_e t) \quad (m/sec)$$

$$\ddot{\zeta} = -\omega_e^2 \zeta_0 \sin(\omega_e t) \quad (m/sec^2)$$

La fuerza ejercida por una ola en cualquier instante t en un determinado grado de libertad i será:

$$F_{ola i} = F_{ola i 0} \sin(\omega_e t + \gamma_i)$$

De lo que puede deducirse que una excitación sinusoidal se traduce en una fuerza sinusoidal y un movimiento sinusoidal. La amplitud del movimiento será proporcional a la amplitud de la ola de excitación. La solución a estas ecuaciones será de esta forma:

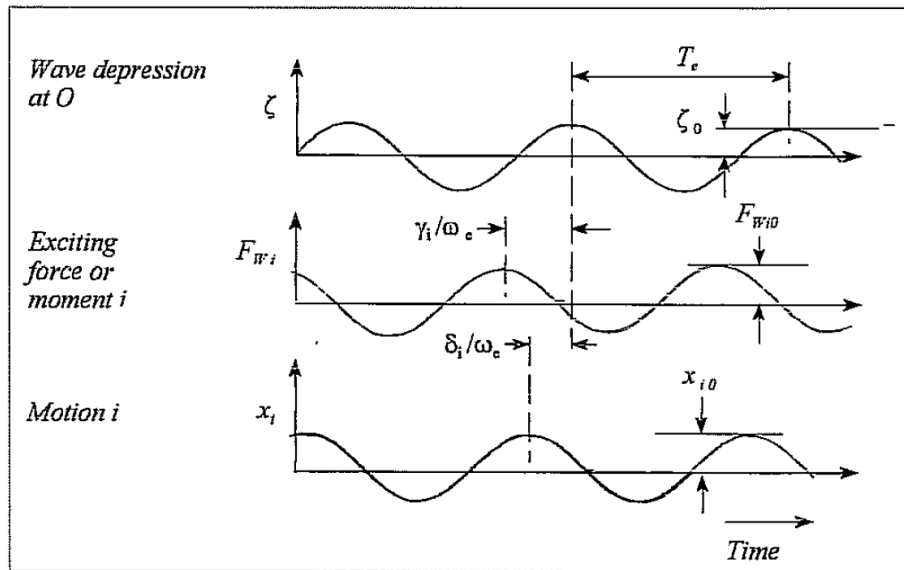


Fig. 3.2: Comparación de la función de ola, fuerza y movimiento del buque

Para poder determinar cómo se relacionan estos coeficientes a,b,c a los de un modelo masa-amortiguador muelle, puede probarse a restringir todos los grados de libertad salvo uno, y someter el modelo a una $F_{ola i 0}$ determinada. Todos los movimientos salvo x_j serán cero, y este será:

$$x_j = x_{j0} \sin(\omega_e t + \varepsilon_j)$$

Con ε_j el desfase del movimiento respecto de la fuerza en radianes. Las ecuaciones de movimiento entonces quedan resumidas en el siguiente sistema de seis ecuaciones:

$$A_{ij}\ddot{x}_j + b_{ij}\dot{x}_j + c_{ij}x_j = F_{ola i 0} \sin(\omega_e t) \quad (kN) ; (i = 1,2,3)$$

$$A_{ij}\ddot{x}_j + b_{ij}\dot{x}_j + c_{ij}x_j = F_{ola i 0} \sin(\omega_e t) \quad (kN \cdot m) ; (i = 4,5,6)$$

Para mayor claridad, se expone el ejemplo del vaivén, desplazamiento en el eje z, variación del calado del buque. Si nos fijamos en este movimiento, $j = 3$, únicamente tendrán relevancia los coeficientes con $i = 3,5$. En otras palabras, únicamente el vaivén en sí y el cabeceo tienen efecto ante una oscilación en el vaivén. Esto es lógico, pues una supuesta oscilación forzada del calado por una fuerza externa en el buque, efectuada perfectamente sobre el centro de gravedad, no produciría deriva, balance o virada alguna por ser simétrico respecto a crujía. El barco obviamente comenzaría a oscilar respecto a su flotación original, y cabecearía debido a la diferencia de formas entre proa y popa. También se produciría un avance, pero este sería razonablemente despreciable.

Esto es, los coeficientes relevantes serían: $a_{33}, b_{33}, c_{33}, a_{53}, b_{53}, c_{53}$, y de entre ellos verdaderamente importantes son los que relacionan el movimiento de vaivén ($j = 3$) con la fuerza externa aplicada ($i = 3$). La relación de estos coeficientes con el modelo masa-muelle-amortiguador puede verse estudiando el movimiento del vaivén.

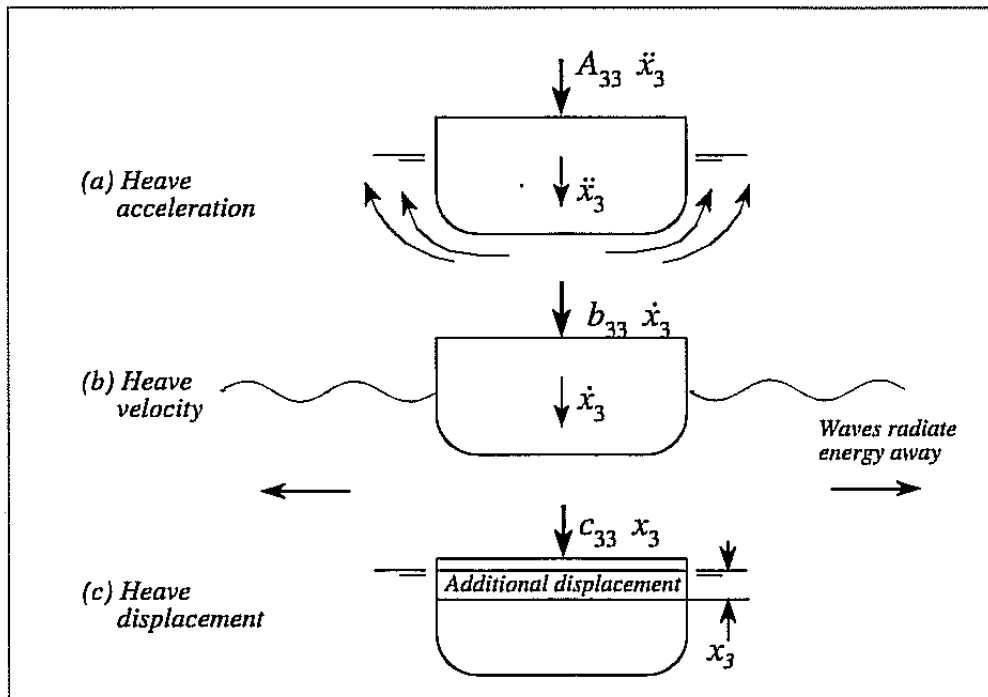


Fig. 3.3: Comparación de la función de ola, fuerza y movimiento del buque

Es obvio que cuanto más se haga hundir el barco y mas se lo aleje de su posición de equilibrio, por el Principio de Arquímedes con mayor fuerza tratará de flotar. Suponiendo que la variación en el calado no sea grande, el valor de las toneladas por centímetro de inmersión podrá ser tratado como lineal y será igual al valor de c_{33} . Este valor es completamente análogo al de la constante de rigidez de un muelle. El término A_{33} se compone de la suma de la masa del buque, constante, y un término a_{33} que refleja la masa de agua añadida que por la aceleración del buque se ve arrastrada con este y contribuye activamente a su inercia. Esta masa de agua, como toda masa, necesita de energía para ser acelerada. Junto con las olas formadas, justifica el término b_{33} de la disipación de energía, dependiente de la velocidad del movimiento.

Para poder hacer oscilar el buque únicamente en un movimiento de vaivén, es necesario aportar un momento externo que mantenga el cabeceo inmóvil, con lo que necesariamente los coeficientes a_{53} , b_{53} , c_{53} deben ser considerados si queremos analizar las fuerzas del presente ejemplo.

Surge entonces uno de los mayores problemas en el estudio de los movimientos de un buque a flote: el acople entre grados de libertad. La mayoría de movimientos posibles en un barco suelen acoplarse a otros de forma no despreciable resultando en un problema matemático de difícil análisis.

Cada grado de libertad debe estudiarse de forma individual, aunque existen relaciones mutuas entre ellos, y diferentes razones por las que un grado de libertad no influye en otro.

Si estudiamos una oscilación forzada de cabeceo restringiendo el resto de movimientos ($j = 5$), volvemos a encontrarnos con que los únicos coeficientes relevantes son a_{55} , b_{55} , c_{55} , a_{35} , b_{35} , c_{35} . La simetría respecto a crujía del buque hace que ni deriva, ni

escora ni virada entren en efecto. Un cabeceo forzado trata de causar un movimiento de avance, pero este es despreciable. La relación entre cabeceo y vaivén es la misma que se ha expuesto en los párrafos anteriores.

Si tuviéramos unas formas simétricas en proa-popa como es el caso de algunos ferries de doble proa, esta relación no existiría y no habría acople alguno.

Un avance forzado es fácil de considerar, pues es el caso ideal de navegación normal en aguas tranquilas. Salvo un despreciable vaivén y cabeceo, no presenta ningún tipo de acople.

Respecto a los movimientos relativos al eje de crujía y la simetría lateral de un buque, estos se comportan de un modo levemente diferente a los tres ya descritos. La deriva, al igual que el avance, no tiene ningún coeficiente no nulo asociado a la rigidez. Sin embargo, si se acopla a un balance y a una virada debido a las diferencias entre proa y popa en el perfil del buque.

El balance y la virada están acopladas entre sí en todos sus términos.

A continuación se presentan unas tablas que resumen que coeficientes y grados de libertad están acoplados entre sí para un buque con simetría respecto a crujía. Al haber seis grados de libertad y tres coeficientes, resulta en un total de ciento ocho coeficientes a determinar:

Coeficientes de masa añadida y amortiguamiento (a_{ij}, b_{ij})

Velocidad, Aceleración	Avance i=1	Deriva i=2	Vaivén i=3	Balanc e i=4	Cabec eo i=5	Virada i=6
Avance j=1	Sí	0	~0	0	~0	0
Deriva j=2	0	Sí	0	Sí	0	Sí
Vaivén j=3	~0	0	Sí	0	Sí	0
Balace j=4	0	Sí	0	Si	0	Sí
Cabece o j=5	~0	0	Si	0	Sí	0
Virada j=6	0	Sí	0	Sí	0	Sí

Coeficientes de rigidez (c_{ij})

Movimiento	Avance i=1	Deriva i=2	Vaivén i=3	Balanc e i=4	Cabec eo i=5	Virada i=6
Avance j=1	0	0	0	0	0	0
Deriva j=2	0	0	0	0	0	0
Vaivén j=3	~0	0	Sí	0	Sí	0
Balanc e j=4	0	~0	0	Sí	0	~0
Cabece o j=5	~0	0	Sí	0	Sí	0
Virada j=6	0	Sí	0	Sí	0	~0

De los 108 coeficientes a despejar, 72 son despreciables o cero para un buque con formas tradicionalmente simétricas. Hay diversas razones por las que estos coeficientes son cero. Una es la localización geográfica, independiente de las simetrías del casco, como es el caso de la rigidez en avance y deriva. Otras por simetría, y otras por estar trabajando en el supuesto de pequeños movimientos en relación a la magnitud de ola y buque.

Restan 36 coeficientes que deben ser calculados.

Las ecuaciones simplificadas para el movimiento de un navío resultan ser:

- $(m + a_{11})\ddot{x}_1 + b_{11}\dot{x}_1 = F_{ola\ 1\ 0} \sin(\omega_e t + \gamma_1) \text{ (kN) Avance}$
- $(m + a_{22})\ddot{x}_2 + b_{22}\dot{x}_2 + a_{24}\ddot{x}_4 + b_{24}\dot{x}_4 + a_{26}\ddot{x}_6 + b_{26}\dot{x}_6 + c_{26} = F_{ola\ 2\ 0} \sin(\omega_e t + \gamma_2) \text{ (kN) Deriva}$
- $(m + a_{33})\ddot{x}_3 + b_{33}\dot{x}_3 + c_{33}x_3 + a_{35}\ddot{x}_5 + b_{35}\dot{x}_5 + c_{35}x_5 = F_{ola\ 3\ 0} \sin(\omega_e t + \gamma_3) \text{ (kN) Vaivén}$

- $a_{42}\ddot{x}_2 + b_{42}\dot{x}_2 + (I_{44} + a_{44})\ddot{x}_4 + b_{44}\dot{x}_4 + c_{44}x_4 + a_{46}\ddot{x}_6 + b_{46}\dot{x}_6 + c_{46}x_6 = F_{ola\ 4\ 0} \sin(\omega_e t + \gamma_4) \text{ (kN m) Balance}$
- $a_{53}\ddot{x}_3 + b_{53}\dot{x}_3 + c_{53}x_3 + (I_{55} + a_{55})\ddot{x}_5 + b_{55}\dot{x}_5 + c_{55}x_5 = F_{ola\ 5\ 0} \sin(\omega_e t + \gamma_5) \text{ (kN m) Cabeceo}$
- $a_{62}\ddot{x}_2 + b_{62}\dot{x}_2 + a_{64}\ddot{x}_4 + b_{64}\dot{x}_4 + (I_{66} + a_{66})\ddot{x}_6 + b_{66}\dot{x}_6 = F_{ola\ 6\ 0} \sin(\omega_e t + \gamma_6) \text{ (kN m) Guiñada}$

Como puede observarse en las tablas de coeficientes, hay dos grupos diferenciados de acoples. Aquellos contenidos en el plano vertical de crujía y aquellos en el plano lateral de la superficie del mar, que para movimientos pequeños pueden asumirse como independientes. A efectos de elaborar un modelo para uso en posicionamiento dinámico deben poder computarse todos los movimientos en la unidad de control, pero solo es posible actuar sobre los grados de libertad del plano lateral.

Como se ha mencionado anteriormente, el alcance de este trabajo contempla los tres grados de libertad que conciernen al plano horizontal, con lo que el sistema de ecuaciones se reduce a las de Avance, Deriva y Virada. El único acople a tener en cuenta es el presente entre la deriva y la Virada.

El modelo matemático inicial se plantea como:

$$[M + A] \cdot [\ddot{x}] + [B] \cdot [\dot{x}] + [C] \cdot [x] = [F]$$

Donde:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{11} & 0 & 0 \\ 0 & m_{22} & 0 \\ 0 & 0 & I_{yy} \end{bmatrix}$$

Con $m_{11}=m_{22}$ el desplazamiento del buque, 8287 toneladas, y I_{yy} la inercia respecto al eje de rotación existente como $I_{66} = m \cdot k_6^2$; $k_6 \approx 0.225 L = 2862348,24 \text{ tm}^2$.

$$[A] = \begin{bmatrix} a_{11} & 0 & 0 \\ 0 & a_{22} & a_{26} \\ 0 & a_{62} & a_{66} \end{bmatrix}; [B] = \begin{bmatrix} b_{11} & 0 & 0 \\ 0 & b_{22} & b_{26} \\ 0 & b_{62} & b_{66} \end{bmatrix}; [C] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$[\ddot{x}] = \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_6 \end{bmatrix}; [\dot{x}] = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix}; [x] = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_6 \end{bmatrix}$$

$$[F] = \begin{bmatrix} F_{ext\ 1} \\ F_{ext\ 2} \\ F_{ext\ 6} \end{bmatrix}$$

Donde F_{ext} son las fuerzas exteriores del mar que actúan sobre cada grado de libertad. Si estas son determinadas y conocidas el movimiento del buque queda como la incógnita resoluble. Dependiendo del enfoque, la fuerza de control ejercida por la planta propulsora se suma a esta.

Los datos inmediatamente conocidos son:

$m_{11}=m_{22}$	8287 [t]
I_{66}	2862348,24 [tm²]

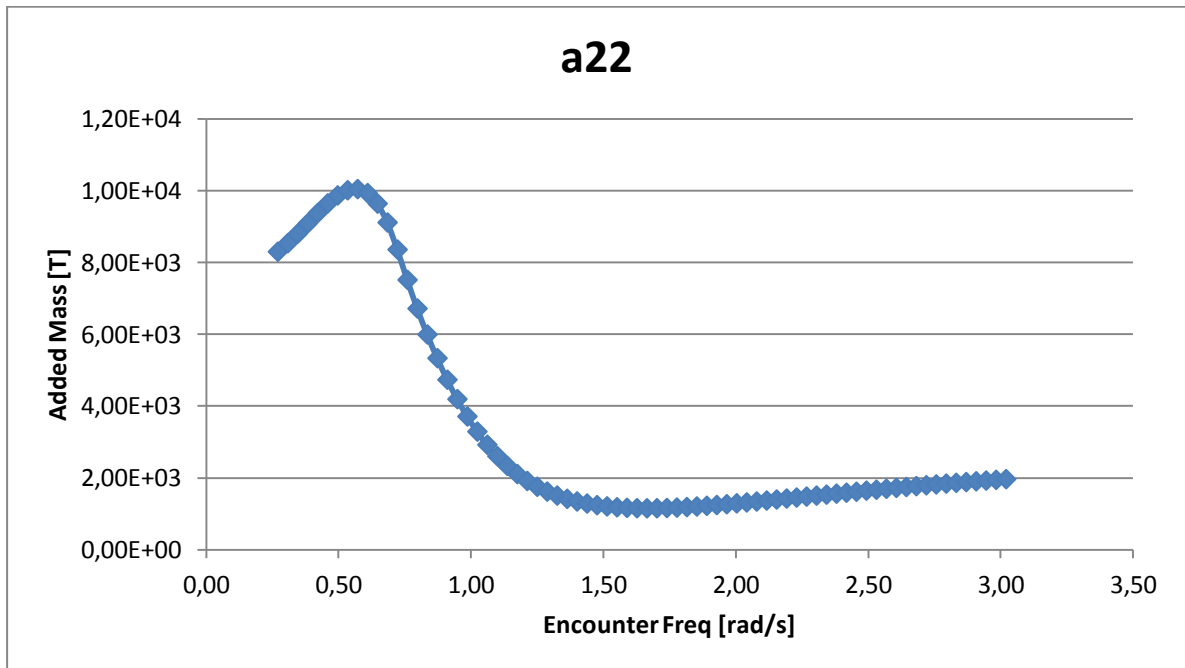
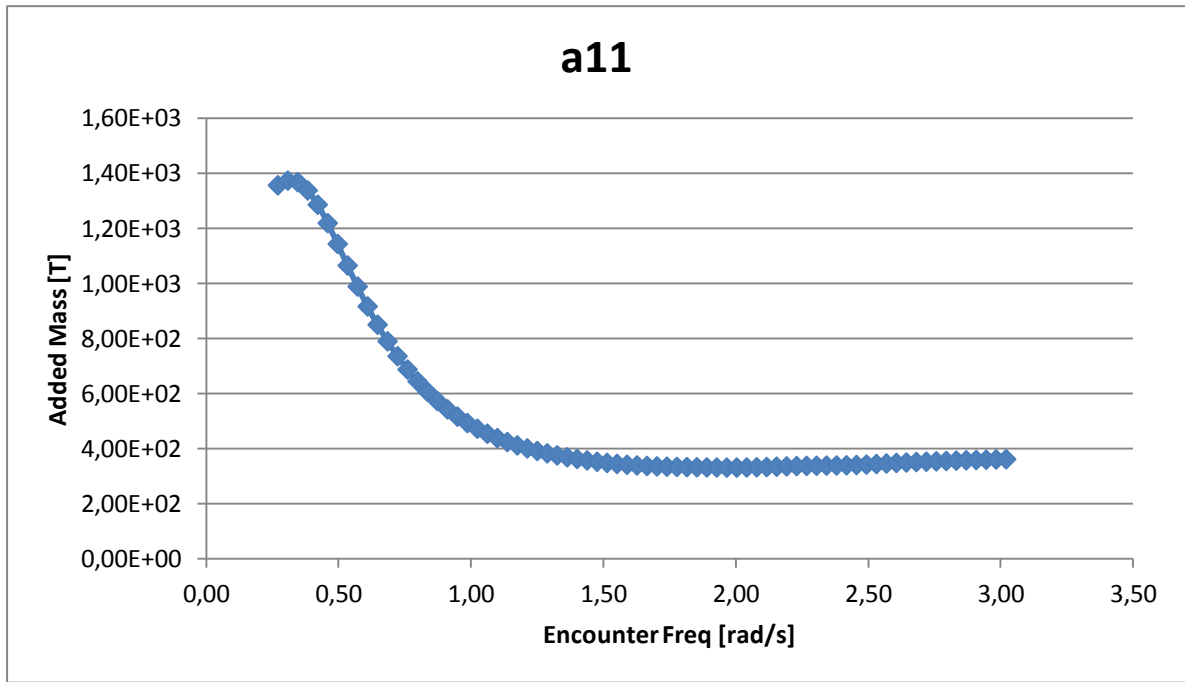
Para poder determinar los coeficientes necesarios se ha recurrido al software Amarcon Octopus.

Como inputs necesarios del programa ha sido necesario proporcionar las formas de buque manualmente como puntos de coordenadas dentro de secciones del buque. Tras su introducción, dentro del propio programa la aplicación de mallado generó unas formas definidas por 40 secciones con 42 puntos. Para un correcto computo de las mismas, estas fueron definidas por encima del calado de diseño, hasta el puntal de 8,25 m. La cartilla de trazado puede ser consultada como anexo.

Tras generar unas formas, se especificaron los parámetros para la realización del análisis hidrodinámico. Dentro de los diferentes análisis de calados, se especifico el calado de operación de 6,68 m. Para las velocidades de análisis, dado que el objetivo es un análisis de posicionamiento dinámico de un buque PSV, su velocidad en esta operación ha sido considerada de 0 nudos.

Los parámetros de análisis de ola incidentes se han definido como una frecuencia inicial de $\omega=0,2$ rad/s. Una frecuencia final de $\omega=4$ rad/s y un muestreo de 100 puntos. Para representar el comportamiento de aguas profundas, la profundidad del agua se ha dejado en su valor por defecto de 10000 metros.

Como muchos otros programas de cálculo de comportamiento hidrodinámico, Amarcon Octopus está basado en la teoría de las rebanadas. Se ha elegido ejecutar el análisis utilizando las formas de Frank.



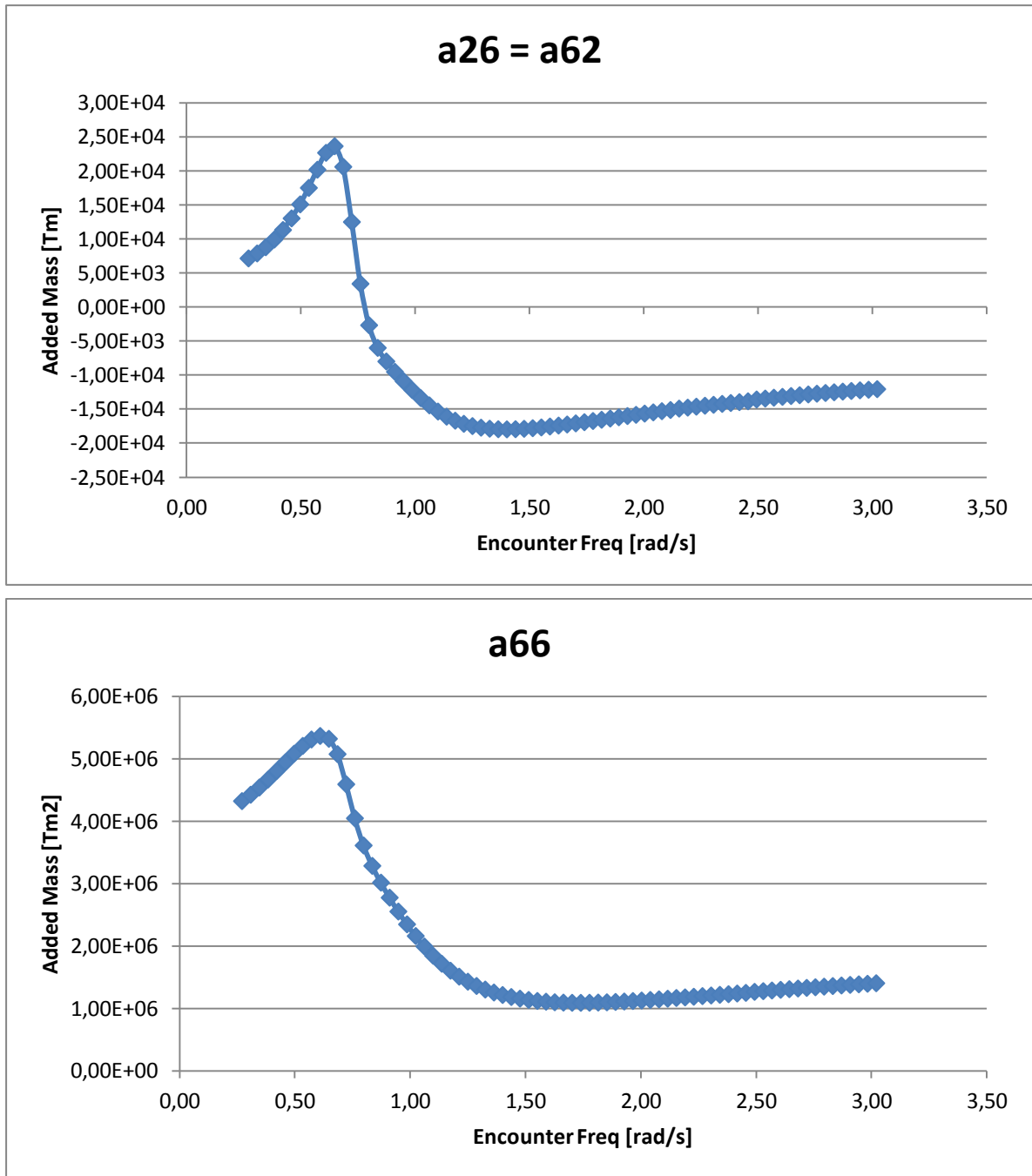
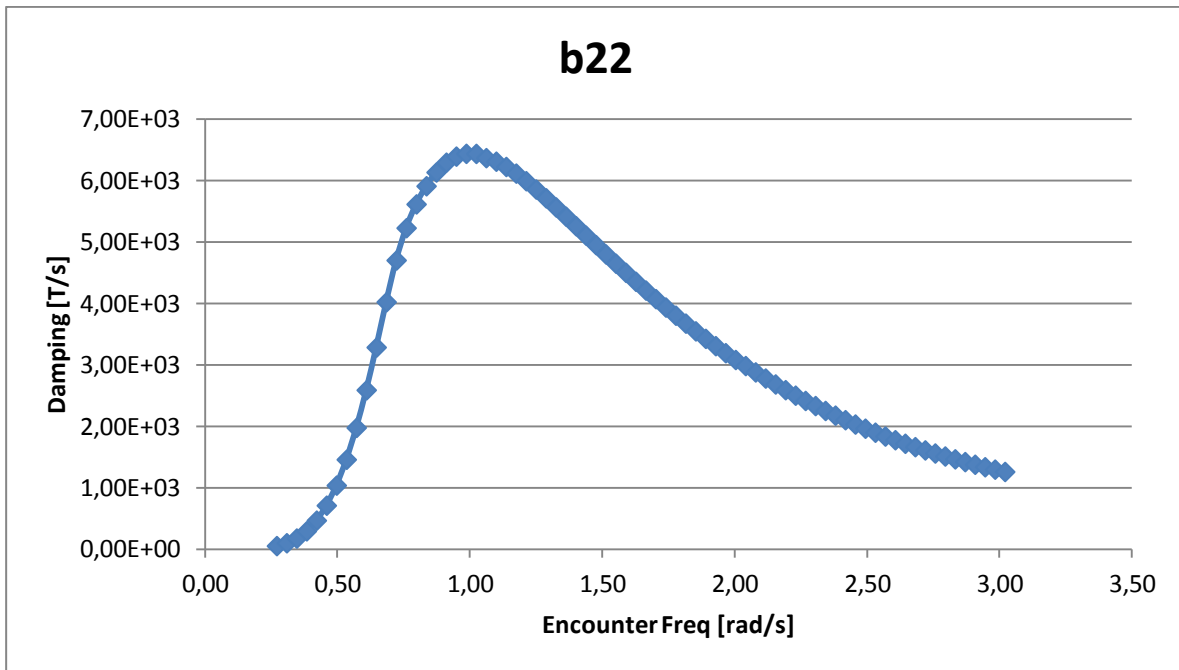
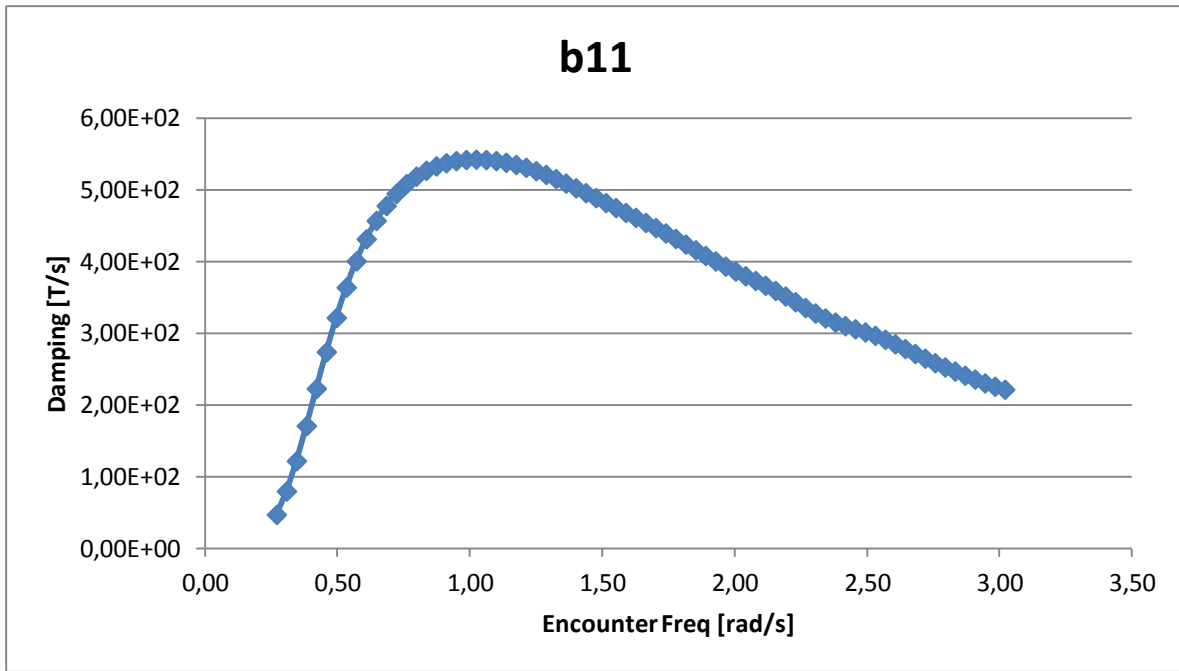


Fig. 3.4: Coeficientes de masa añadida del buque



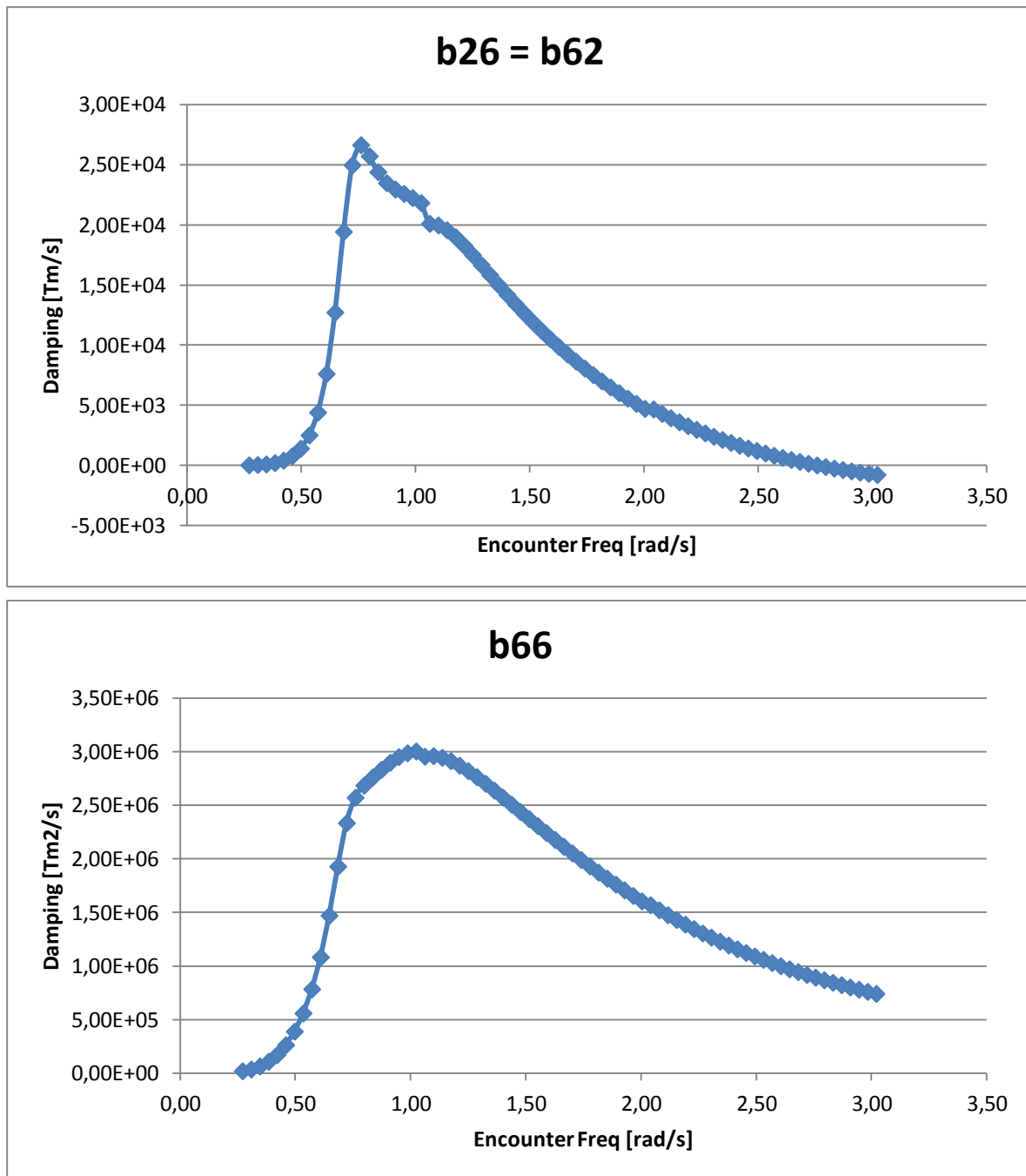


Fig. 3.5: Coeficientes de amortiguamiento del buque

Con lo que, en función de la frecuencia percibida de olas, los coeficientes de masa añadida y amortiguamiento quedan definidos y las ecuaciones determinadas. En vista de los picos máximos en los coeficientes de masa añadida, se decidirá usar los coeficientes correspondientes a una frecuencia de encuentro $\omega=0,5 \text{ rad/s}$.

A continuación, se representan las matrices resultantes.

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_{11} & 0 & 0 \\ 0 & m_{22} & 0 \\ 0 & 0 & I_{66} \end{bmatrix}$$

$$m_{11} = m_{22} = 8,29 \cdot 10^6 \text{ kg.}$$

$$I_{66} = 2,86 \cdot 10^9 \text{ kg}\cdot\text{m}^2.$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} A_{11} & 0 & 0 \\ 0 & A_{22} & A_{26} \\ 0 & A_{62} & A_{66} \end{bmatrix}$$

$$A_{11} = 1,14 \cdot 10^6 \text{ kg.}$$

$$A_{22} = 9,87 \cdot 10^6 \text{ kg.}$$

$$A_{26} = A_{62} = 1,51 \cdot 10^7 \text{ kg}\cdot\text{m.}$$

$$A_{66} = 5,08 \cdot 10^9 \text{ kg}\cdot\text{m}^2.$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} B_{11} & 0 & 0 \\ 0 & B_{22} & B_{26} \\ 0 & B_{62} & B_{66} \end{bmatrix}$$

$$B_{11} = 3,21 \cdot 10^5 \text{ kg/s.}$$

$$B_{22} = 1,04 \cdot 10^6 \text{ kg/s.}$$

$$B_{26} = B_{62} = 1,40 \cdot 10^6 \text{ kg}\cdot\text{m/s.}$$

$$B_{66} = 3,88 \cdot 10^8 \text{ kg}\cdot\text{m}^2/\text{s.}$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

De forma real, la computadora de a bordo contaría con una base de datos que contuviera todos los coeficientes para cualquier combinación de frecuencia de encuentro, calado, asiento, y velocidad de operación.

La implantación de esta base de datos complicaría enormemente el modelo final y aumentaría el tiempo de computación necesaria, sin realmente aportar nada al planteamiento del trabajo. Como el alcance de este trabajo es el de lograr un modelo funcional que arroje resultados, se deja para un posterior trabajo futuro implementar esta funcionalidad.

La ecuación final que se introduce en el sistema para ser resuelta es:

$$\dot{v} = \frac{\tau - [D] \cdot v}{[M + A]}$$

Con:

$$\dot{\eta} = R(\psi) \cdot v$$

$$\tau = \tau_{ext} + \tau_{con}$$

3.3 Fuerzas consideradas:

En realidad, dentro del término de fuerzas externas es necesario introducir dos términos muy diferentes. Uno es el correspondiente a las fuerzas externas propiamente dichas, las fuerzas que el medio marino ejerce sobre el buque mediante oleaje, viento, corrientes, etc. El otro son las fuerzas de los actuadores del barco sobre las que el sistema tiene potestad de actuar para compensar este primer término.

3.3.1 Fuerzas externas por viento:

En un modelo real, las fuerzas externas que afectan al buque estarán definidas por la información aportada por los sensores de abordaje. Esto es, son datos de entrada al modelo en tiempo real. Las magnitudes concretas de viento que serán consideradas serán expuestas más adelante en el apartado dedicado a la caracterización oceanográfica.

Para poder hacerse una idea del funcionamiento del modelo, se modelizará una velocidad de viento artificial a partir del espectro de Davenport. Este viento ejercerá una fuerza contra el buque y permitirá comprobar si arroja resultados fiables.

A la hora de determinar las fuerzas a las que se ve sometido un buque en un contexto de 3 g.d.l., Isherwood (1972) y Blendermann ofrecen dos teorías diferentes pero similares basadas en modelos empíricos. Blendermann (1996) ha realizado ensayos específicos con formas de buques de suministro mientras que Isherwood cuenta con una base de datos de buques más generales. Tras realizar una comparación de datos, se ha decidido utilizar los coeficientes presentados por Blendermann (1996). Fig. 3.5. De entre los diferentes modelos de buques de suministro se ha elegido aquel con la silueta expuesta al viento más similar.

Estos coeficientes representan las fuerzas que percibe el buque, adimensionalizadas. Las fuerzas en sí pueden ser despejadas como:

$$F_{surge} = CX_{A_F} * \frac{1}{2} * \rho_{aire} * A_T * U_{viento}^2 (N)$$

$$F_{sway} = CY * \frac{1}{2} * \rho_{aire} * A_L * U_{viento}^2 (N)$$

$$N_{yaw} = CN * \frac{1}{2} * \rho_{aire} * A_L * U_{viento}^2 * L.o.a. (Nm)$$

Donde CY y CN son los coeficientes presentados en la publicación de Blendermann, y CX_{AF} es CX respecto del área frontal, y no del área lateral como esta expresado en la tabla. Para convertirlo en el valor usable, debe ser multiplicado por el factor A_L/A_T . En el caso del buque utilizado por Blendermann este número es 0,4082. ρ_{aire} es 1,224 kg por m³ del aire.

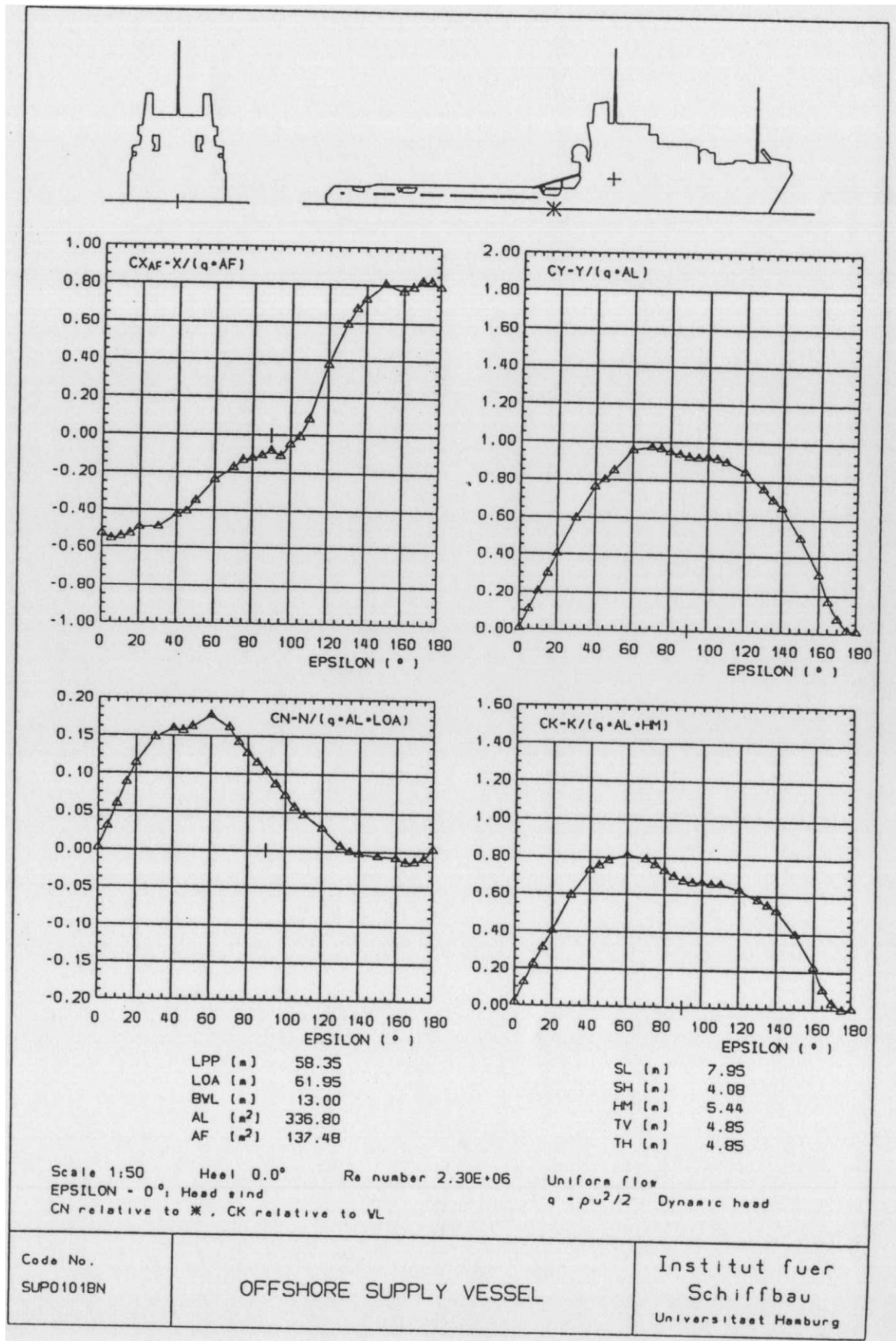


Fig. 3.6: Datos de Blendermann para el SUP0101BN

Para el término de velocidad del viento a introducir en la fórmula, se considerarán dos componentes principales.

$$U_{viento} = U_{media} + u_{ráfaga}(t)$$

La U_{media} representa la velocidad de viento media sostenida durante diez minutos a una cota de altura de diez metros sobre la superficie libre del mar. Corresponde al valor de U_{10} comúnmente usado en caracterización oceanográfica. Siempre que se refiera este valor, lo será respecto a esta convención salvo que se especifique lo contrario. Para el propósito de evaluar el comportamiento de un modelo orientado a posicionamiento dinámico, esta cota temporal y de altura se considera adecuada, sin ser necesaria una transformación.

El término $u_{ráfaga}(t)$ representa la componente variable de ráfagas dependiente del tiempo. Fossen, Thor I. (2002) menciona que este término puede ser ignorado en base a los altos valores de inercia típicos de cualquier buque. Posteriormente se ha comprobado que esta afirmación es completamente razonable.

El término de ráfagas representa la variación más o menos aleatoria del viento.

La componente de ráfagas se modelará como la suma de todas las oscilaciones en todas las frecuencias del viento de velocidad media especificado. Cada frecuencia de oscilación del viento original corresponderá a una oscilación sinusoidal, con una amplitud propia e iniciada en una fase aleatoria.

Para determinar la amplitud se parte del espectro de viento Davenport, que representa el valor energético asociado a cada frecuencia.

El espectro de viento Davenport se ha calculado con la siguiente formulación:

$$S_w(\omega) = 4 \cdot K \cdot \frac{U_{media}^2}{\omega} \cdot \frac{X_D^2}{(1 + X_D^2)^{4/3}}$$

$$X_D = 600 \cdot \frac{\omega}{\pi \cdot U_{media}}$$

$$K = 0.003$$

Donde K representa el valor de la cizalladura superficial que la superficie marina ejerce sobre el flujo del aire a 10 m de altura, valor generalmente aceptado.

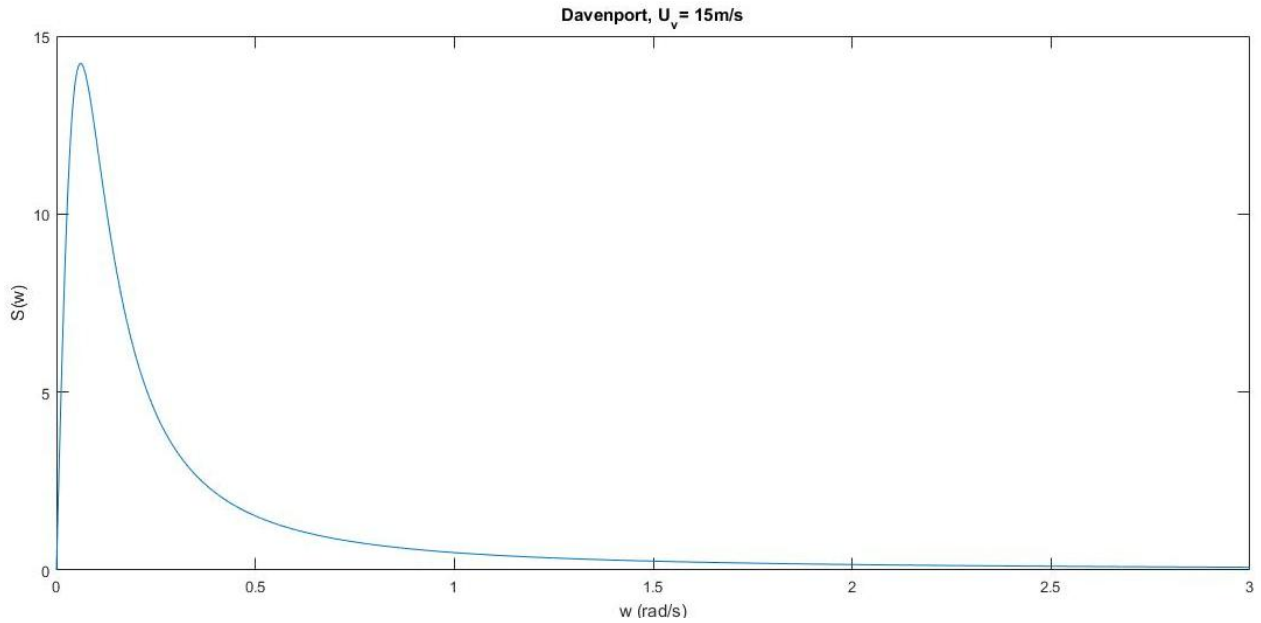


Fig. 3.7: Ejemplo de espectro Davenport

Para cada valor de ω habrá una energía asociada S . Este valor servirá de base para determinar la amplitud a utilizar. A continuación se presenta el proceso propuesto:

$$\sigma^2 = S(\omega) \cdot d\omega$$

Con $d\omega$ el paso entre frecuencias considerado en la discretización de la función de Davenport. Una vez determinada σ se generarán dos números aleatorios a partir de una distribución normal con mediana cero y varianza σ . Para ello se utiliza la función “normrand” de Matlab.

$$a_{viento} = \text{normrand}(0, \sigma)$$

$$b_{viento} = \text{normrand}(0, \sigma)$$

$$\text{Amplitud}(\omega) = \sqrt{a_{viento}^2 + b_{viento}^2}$$

Con lo que lo que cada frecuencia de racha generará una onda sinusoidal:

$$v_{racha}(\omega_i) = \text{Amplitud}(\omega_i) \cdot \sin(\omega_i t + \varphi)$$

Con φ = componente aleatoria.

La componente de ráfaga será:

$$u_{ráfaga}(t) = \sum v_{racha}(\omega_i)$$

Con ω_i recorriendo todas las frecuencias consideradas.

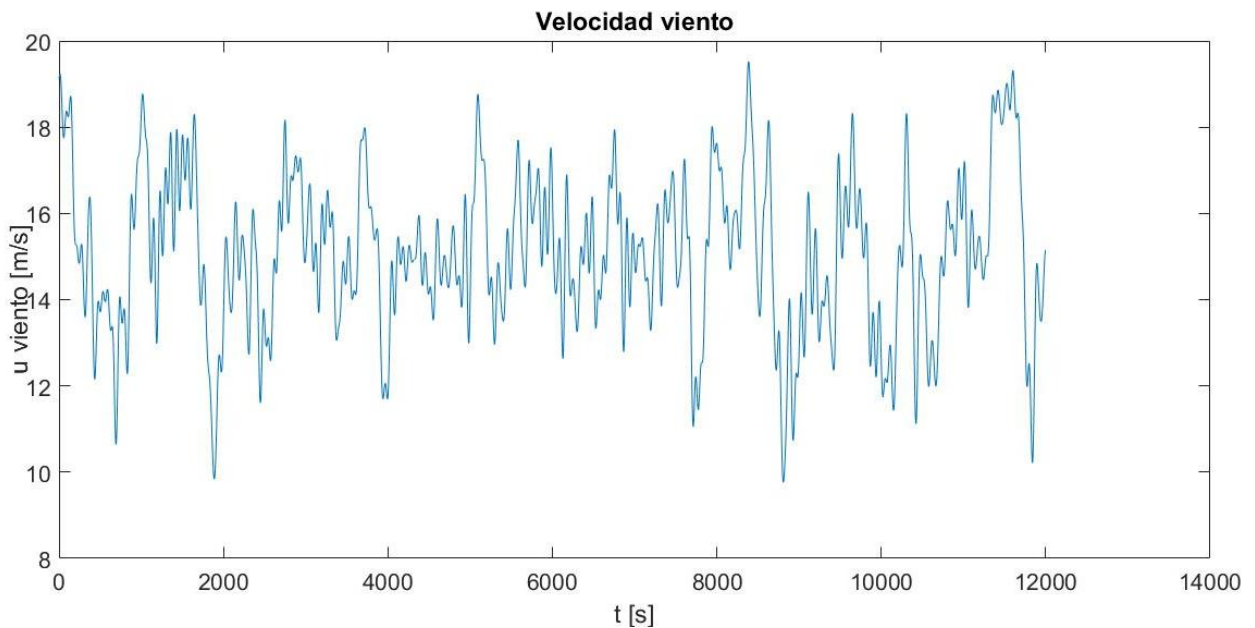


Fig. 3.8: Velocidad de viento desarrollada para 20 minutos para un viento de 15 m/s.

Se recuerda que esto es solo una hipótesis de viento que introducir en el modelo que este pueda computar. La velocidad del viento a lo largo del tiempo de operación es un dato de entrada a la computadora recogido por los sensores y anemómetros del buque. La tarea del modelo real instalado a bordo es traducir una velocidad y ángulo de entrada en unas fuerzas que afectan al buque, y de asegurarse que estos datos de entrada son fiables.

3.3.2 Fuerzas externas por corriente:

Las fuerzas debidas a las corrientes superficiales se calculan siguiendo lo expuesto en Faltisen O. M. (1990). Se trata de una formulación empírica desarrollada con un modelo de buque de formas similares a un petrolero.

La fuerza longitudinal ejercida se formula como principalmente dependiente de fricción. Será una suposición válida para corrientes cerca de ser longitudinales. En el texto se generalizan los cálculos para el caso de la resistencia en aguas tranquilas, lo cual encaja bien con la hipótesis de velocidad de operación cero. La fórmula aproximada es:

$$F_1^c = - \frac{0.075}{(\log_{10} Rn - 2)^2} \cdot \frac{1}{2} \rho S U_c^2 \cos \beta |\cos \beta|$$

Donde se define el ángulo β como el ángulo de la corriente incidente. Se toma como cero si incide frontalmente contra la proa con rotación horaria, en un criterio coherente con el ángulo γ del viento. Para mantener esta coherencia, se ha cambiado el signo de la fórmula original consultada, junto con el resto de fuerzas. S es la superficie mojada, 2487,307 m². U_c es la velocidad de corriente considerada en m/s. El término del número Reynolds se define en este caso como:

$$Rn = \frac{U_c L |\cos \beta|}{\nu}$$

Como es tradicional, $L |\cos \beta|$ será la longitud del cuerpo en el fluido, representado por la eslora total por el coseno del ángulo. ν es la viscosidad cinemática del agua de mar a temperaturas típicas, estimada como $1.55 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

La fuerza lateral, y por ende aquella que acaba por generar el momento de giro que hace virar el barco se toma como basada en que un flujo transversal al buque se depende superado el objeto, en que la componente longitudinal no influencia esta componente lateral, y que la fuerza es principalmente causada por una diferencia de presiones causada por desprendimiento. Como tal es principalmente fiable con corrientes de incidencia próximas a los $\beta = 90^\circ$. La fórmula resulta ser:

$$F_2^c = -\frac{1}{2}\rho \left[\int dx C_D(x) D(x) \right] U_c^2 \sin \beta |\sin \beta|$$

La integral presentada integra la contribución de cada rodaja transversal a la fuerza a lo largo de la eslora. $D(x)$ es el calado de las formas en la longitud x considerada, en metros. C_D es el coeficiente de arrastre de un cilindro infinitamente largo de área correspondiente a la sección considerada del buque. El autor presenta unos coeficientes para unas formas de ejemplo, que serán los usados para el presente cálculo.

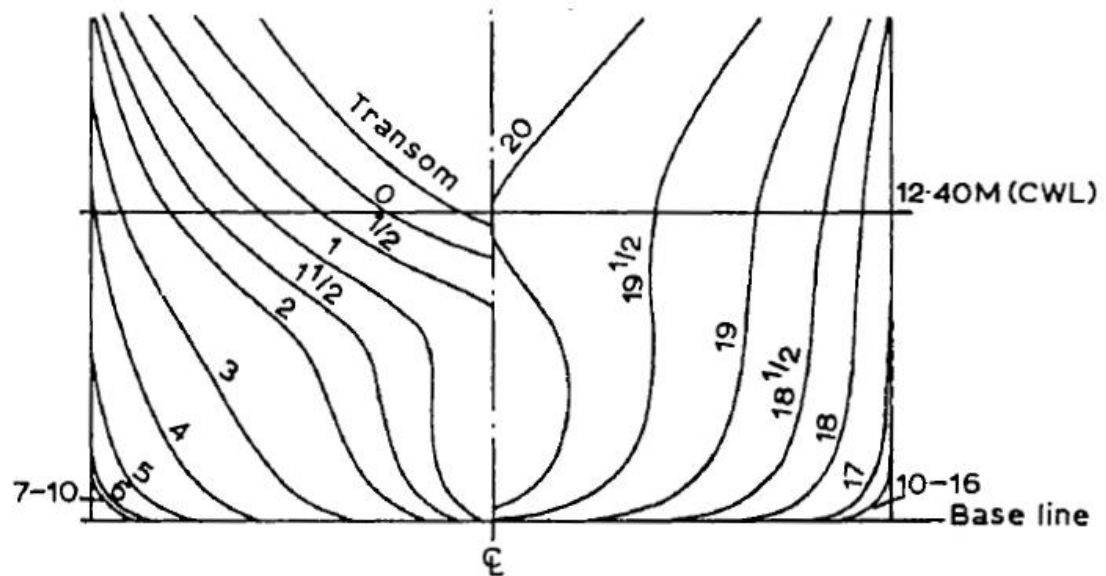


Fig. 6.15. Body plan of the ship examined in Fig. 6.16 (see also Table 6.3).
 Numbering of sections explained in Fig. 6.12.

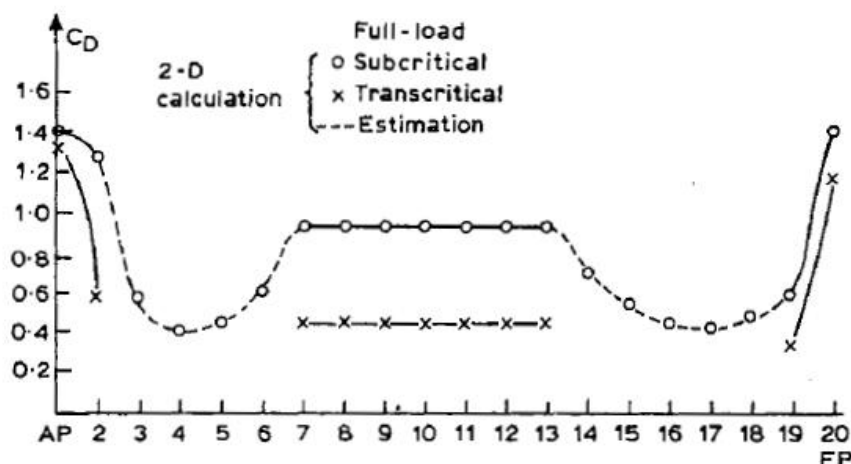


Fig. 6.16. Calculated and estimated drag coefficients C_D for two-dimensional cross-flow past cross-sections along the ship presented in Fig. 6.15. (Adapted from Aarsnes *et al.*, 1985.)

Fig. 3.9: Extracto de "Sea Loads on ships ..." por Faltisen O. M. (1990).

La fórmula que describe el par de giro causado por la corriente parte de la fuerza transversal, de la siguiente forma:

$$F_6^c = -\frac{1}{2}\rho \left[\int dx C_D(x) D(x) x \right] U_c^2 \sin \beta |\sin \beta| - \frac{1}{2} U_c^2 (A_{22} - A_{11}) \sin 2\beta$$

Donde se utilizan los coeficientes de masa añadida del avance y la deriva. Es importante tener en cuenta que en esta fórmula se conserva el planteamiento de integrar la influencia de cada sección longitudinal a lo largo de toda la eslora para determinar el momento ejercido sobre toda la nave. Por ello, ha de tenerse cuidado que en esta ecuación x representa la distancia longitudinal de la sección respecto al centro de gravedad del buque, y no a partir de la perpendicular de popa como puede parecer en un inicio.

Los datos utilizados para este cálculo han sido:

x en eslora	x brazo [m]	cd	D [m]
0	-43,1	1,4	2,39
4.13	-38,97	1,35	3,17
8.26	-34,84	1,3	3,94
12.39	-30,71	0,6	4,9
16.52	-26,58	0,4	5,85
20.65	-22,45	0,45	6,31
24.78	-18,32	0,6	6,68
28.91	-14,19	0,95	6,68
33.04	-10,06	0,95	6,68
37.17	-5,93	0,95	6,68
41.3	-1,8	0,95	6,68
45.43	2,33	0,95	6,68
49.56	6,46	0,95	6,68
53.69	10,59	0,95	6,68
57.82	14,72	0,7	6,68
61.95	18,85	0,55	6,68
66.08	22,98	0,45	6,68
70.21	27,11	0,4	6,68
74.34	31,24	0,45	6,68
78.47	35,37	0,6	6,63
82.6	39,5	1,4	5,62

Dado que no se considera que la velocidad de corriente varíe a corto plazo durante el tiempo de simulación, los valores de corriente serán constantes para unos parámetros dados de velocidad y ángulo.

3.3.3 Fuerzas propias de propulsión preliminares:

Similarmente, es necesario para la evaluación del modelo comprobar la correcta computación de las fuerzas generadas por la planta propulsora. Estas fuerzas son calculadas por un subsistema que debe calcular el sumatorio de los efectos de los actuadores sobre el modelo global del buque a partir de las variables de control del sistema propulsivo. Por tanto, convierte el vector de revoluciones de los motores \mathbf{u} y la orientación de los propulsores acimutales α en el vector τ_c . Esta información es la que el sistema de control debe suministrar de forma continua.

Para la comprobación del funcionamiento del modelo matemático, se fijan estos datos de forma preliminar a valores constantes.

3.4 Modelo resultante:

Convertir estos cálculos y consideraciones en una computación coherente que sirva de base a un entorno de simulación se ha llevado a cabo en varios pasos.

En primer lugar y como primera tentativa se realizó la programación del modelo matemático del buque, una fuerza de viento y una planta propulsora básica en un entorno de Matlab. Se comprobó que los resultados eran coherentes.

Al comenzar a codificar los elementos de control, se hizo obvio que era preciso garantizar la coherencia del tiempo de simulación entre los diferentes módulos que integran la simulación, así como una comunicación eficiente de información entre ellos.

Por ello, tras la elaboración del modelo preliminar en Matlab, se desarrolló una nueva versión en el entorno Simulink, más apropiado a la tarea.

En este apartado se describe el proceso de trabajo seguido.

3.4.1 Modelo preliminar desarrollado en Matlab:

Para la evaluación de funcionalidad del modelo matemático del buque ha sido necesario no solo generar este, sino que además ha sido preciso modelar unas fuerzas externas hipotéticas, con lo que se ha implementado únicamente las fuerzas por viento, y unas órdenes de actuación sobre la planta. Esquemáticamente ha sido necesario diseñar los siguientes bloques para una evaluación esencial de funcionalidad:

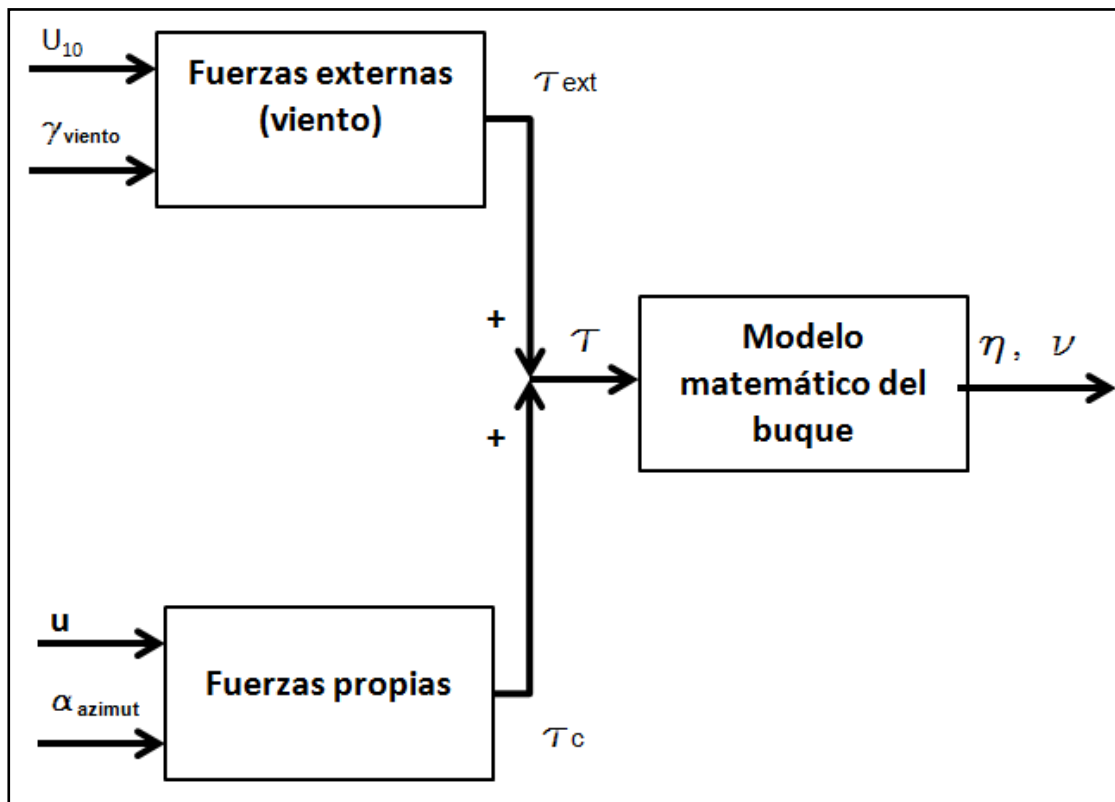


Fig. 3.10: Diagrama del modelo.

Donde las entradas U_{10} y γ han sido definidas con el único objetivo de evaluar el comportamiento de la simulación. En un sistema real están deberían ser las salidas de los sensores del barco, que informan de la velocidad y ángulo de viento percibido por el buque en tiempo real. De igual forma, las entradas u y α vienen dadas en tiempo real por el sistema de control, y aquí han sido definidas como constantes.

Las partes que debe integrar el modelo son la traducción de los parámetros de viento incidentes en fuerzas a las que se ve sometido el buque, y la traducción de una orden de control en una fuerza resultante.

El método de resolución elegido para la computación del modelo ha sido el ode 45, la función estándar que ofrece Matlab para la resolución de ecuaciones diferenciales. Está basado en el método de Runge-Kutta, y limitado a ecuaciones de primer orden. Como el modelo matemático del buque es un problema compuesto por ecuaciones diferenciales de segundo orden con acople, es necesario reformular el modelo como un sistema de seis ecuaciones diferenciales de primer orden.

El código utilizado se presenta en el anexo 1.

3.4.2 Simulación preliminar en Matlab:

A continuación, se presentan tres ensayos de simulación con el modelo: Avante sin viento, avante con viento de $U_{10}=10$ m/s y $\gamma=10^\circ$ a estribor, y por ultimo avante con viento de $U_{10}=10$ m/s y $\gamma=10^\circ$ a estribor pero sin componente de ráfaga. El grado de avante se ha determinado configurando los pods a unas revoluciones de 225 rpm, aproximadamente el 60% de su potencia propulsora. La posición inicial del buque en el plano XY es la de [0,0]. En los gráficos se representa la trayectoria del buque y como varia su rumbo a lo largo del tiempo de simulación.

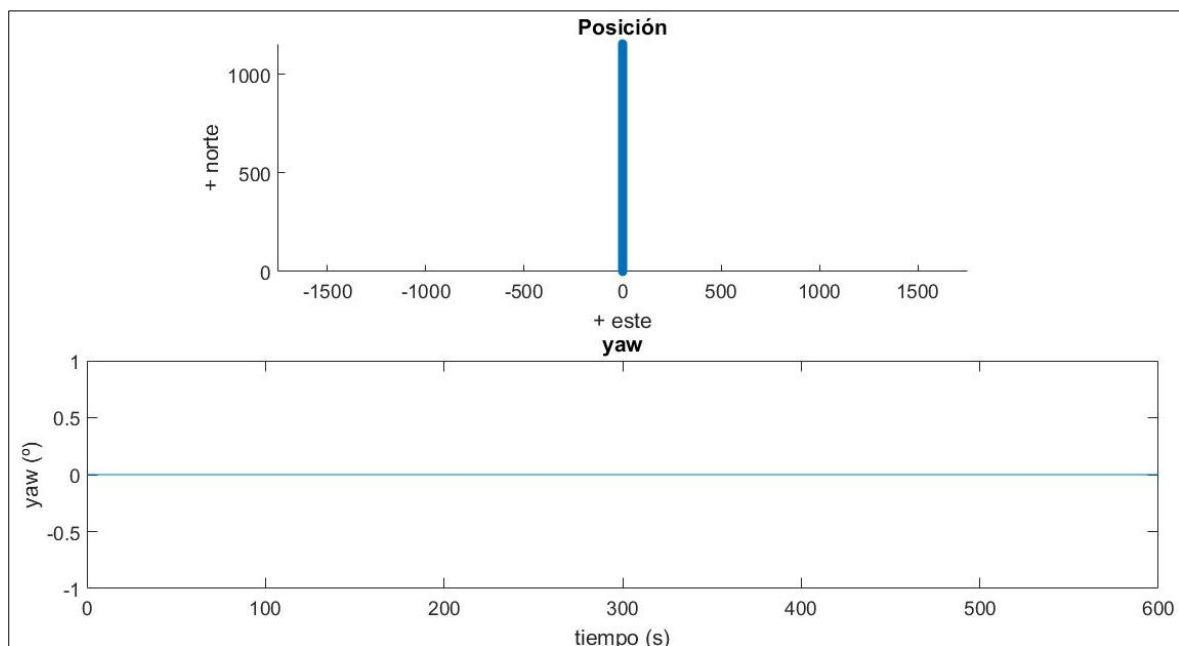


Fig. 3.11: Resultado del modelo del buque, en 60% avante, sin viento.

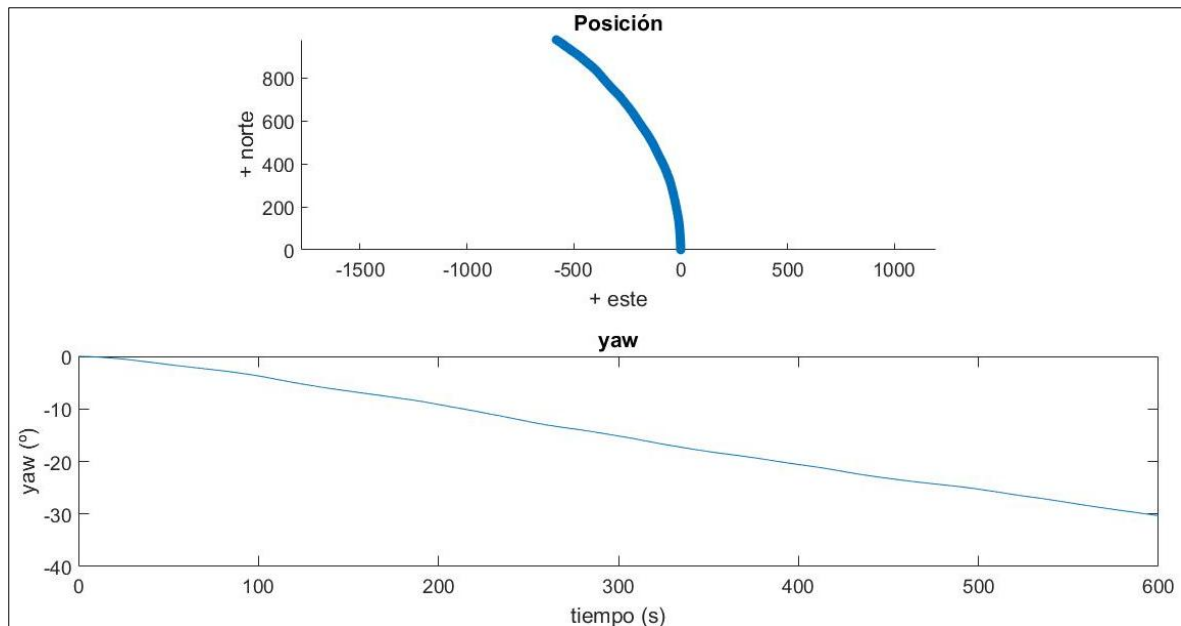


Fig. 3.12: Resultado del modelo del buque, en 60% avante, con viento.

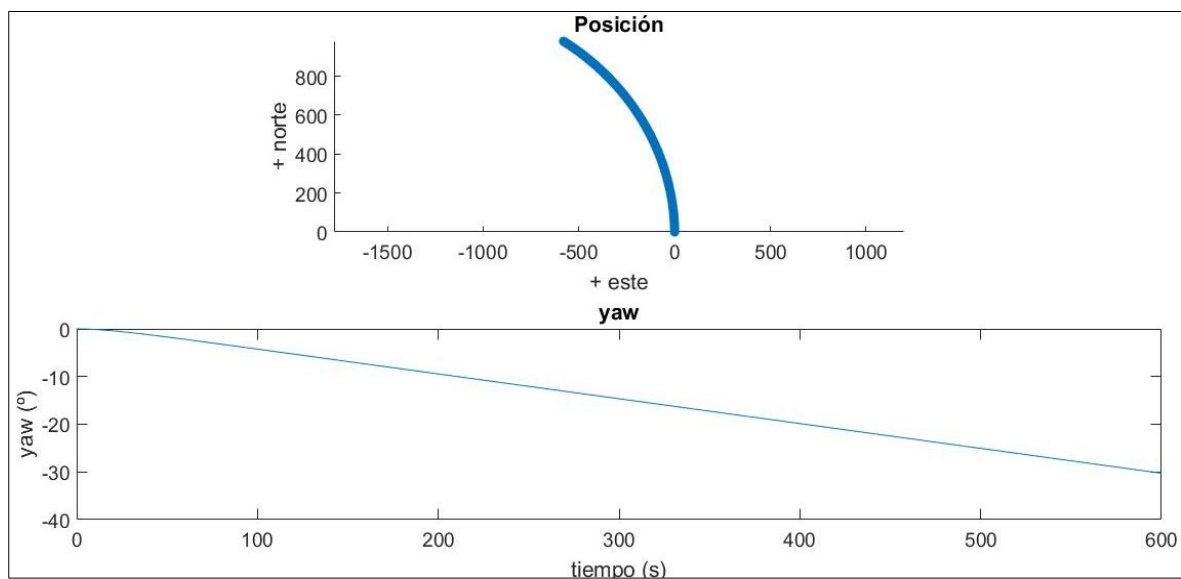


Fig. 3.13: Resultado del modelo del buque, en 60% avante, con viento sin ráfaga.

Se comprueba que el modelo es funcional y da resultados coherentes. Una orden de actuación da como resultado el movimiento del buque, y una fuerza externa lo afecta.

En estas gráficas puede apreciarse el efecto del viento sobre el buque. Comparando las figuras 3.9 y 3.10 se observa que la hipótesis planteada por Fossen, Thor I. (2002) es perfectamente aceptable. De todas formas la componente de ráfagas se seguirá computando en el modelo, al ser considerada útil por introducir variabilidad dentro de las fuerzas externas contempladas.

3.4.3 Propuesta de modelo alternativo

El modelo matemático es solo uno de los módulos que compone el ciclo de control necesario para la ejecución de capacidades DP. Por lo tanto este no solo debe ser funcional por si mismo, también debe ser coherente en su conexión con otros módulos y funciones. Es imprescindible un correcto tratamiento del vector tiempo en toda la simulación. Por lo tanto este modelo debe ser capaz de recibir en tiempo real las instrucciones del sistema de control y los datos de las fuerzas ambientales, y retroalimentar a todo el sistema con la evolución de los movimientos del buque. Para ello es fundamental la coherencia entre los datos intercambiados, sus dimensiones y la computación del tiempo.

Con este fin se ha considerado adecuado elaborar un modelo equivalente en Simulink que pueda ser simulado conjuntamente al resto del sistema. Esto garantiza que el algoritmo de resolución escogido opere correctamente, puedan añadirse y modificarse módulos y observarse la respuesta del sistema en tiempo real.

El modelo matemático del buque ha sido basado en el trabajo realizado dentro del modulo MSS por Fossen, T.I. y T. Perez (2004), disponible en <<http://www.marinecontrol.org>>

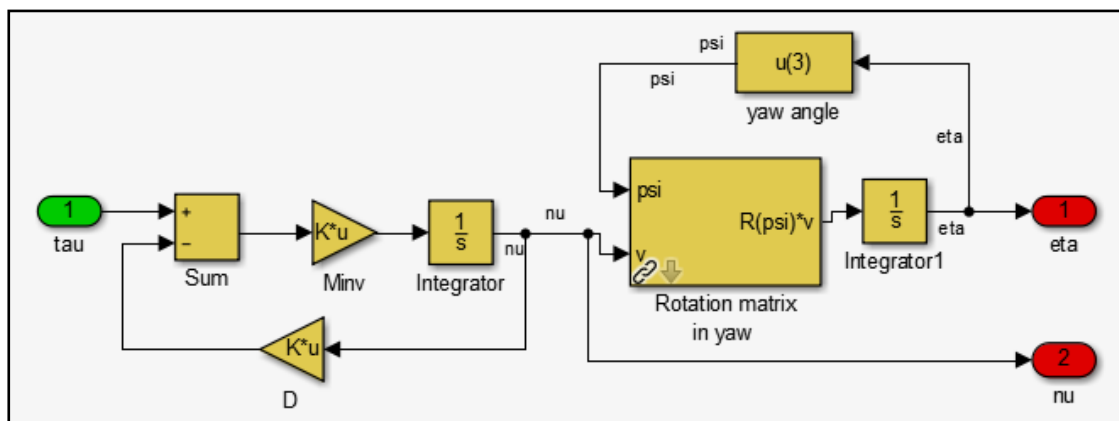


Fig. 3.14: Modelo matemático del buque utilizado.

Donde se resuelven las ecuaciones propuestas en la conclusión del apartado 3.2. La matriz inversa de M cuenta con los términos de masa añadida y la D con los de amortiguamiento utilizados en el modelo de Matlab.

La matriz M usada es:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} 9.43 e6 & 0 & 0 \\ 0 & 1.82 e7 & 1.51 e7 \\ 0 & 1.51 e7 & 7.94 e9 \end{bmatrix}$$

Que será la utilizada en el modelo preliminar de Matlab: suma de las entonces M+A.

La matriz D usada es:

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} 3.21 e5 & 0 & 0 \\ 0 & 1.04 e6 & 1.4 e6 \\ 0 & 1.4 e6 & 3.88 e8 \end{bmatrix}$$

Este modelo incorpora la matriz de rotación que transforma el sistema *b-frame* en el *n-frame*, permitiendo operar con vectores de ambos sistemas según sea requerido.

El modelo de la planta propulsora ha sido desarrollado teniendo en cuenta su integración con el resto del sistema de control. La fuerza de control puede ser expresada como:

$$\boldsymbol{\tau}_c = \mathbf{T}(\boldsymbol{\alpha})\mathbf{f} = \mathbf{T}(\boldsymbol{\alpha})\mathbf{K}\mathbf{u}$$

La matriz $\mathbf{T}(\boldsymbol{\alpha})$ contiene la distribución geométrica y orientación de los propulsores. \mathbf{f} contiene la magnitud del empuje suministrado por cada actuador, que será equivalente al producto de las variable de control \mathbf{u} revoluciones por un factor de conversión \mathbf{K} .

La matriz $\mathbf{T}(\boldsymbol{\alpha})$ se organiza en t_r columnas correspondientes a cada actuador. Para un actuador acimutal con capacidad de giro, con ángulo definido según la convención del presente trabajo con 0° correspondiente a una orientación a proa y rotación en sentido horario, se tendrá:

$$\mathbf{t}_i = \begin{bmatrix} \cos \alpha_i \\ \sin \alpha_i \\ d_{x_i} \sin \alpha_i - d_{y_i} \cos \alpha_i \end{bmatrix}$$

Con α_i el ángulo actual del propulsor, y d_{x_i} y d_{y_i} sus respectivas distancias al centro de gravedad del buque. Los signos del último término dependerán de en qué cuadrante estén posicionados en relación con el centro de gravedad.

Un propulsor transversal en un túnel sería un caso particular con un ángulo fijado a noventa grados.

$$\mathbf{t}_i = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ d_{y_i} \end{bmatrix}$$

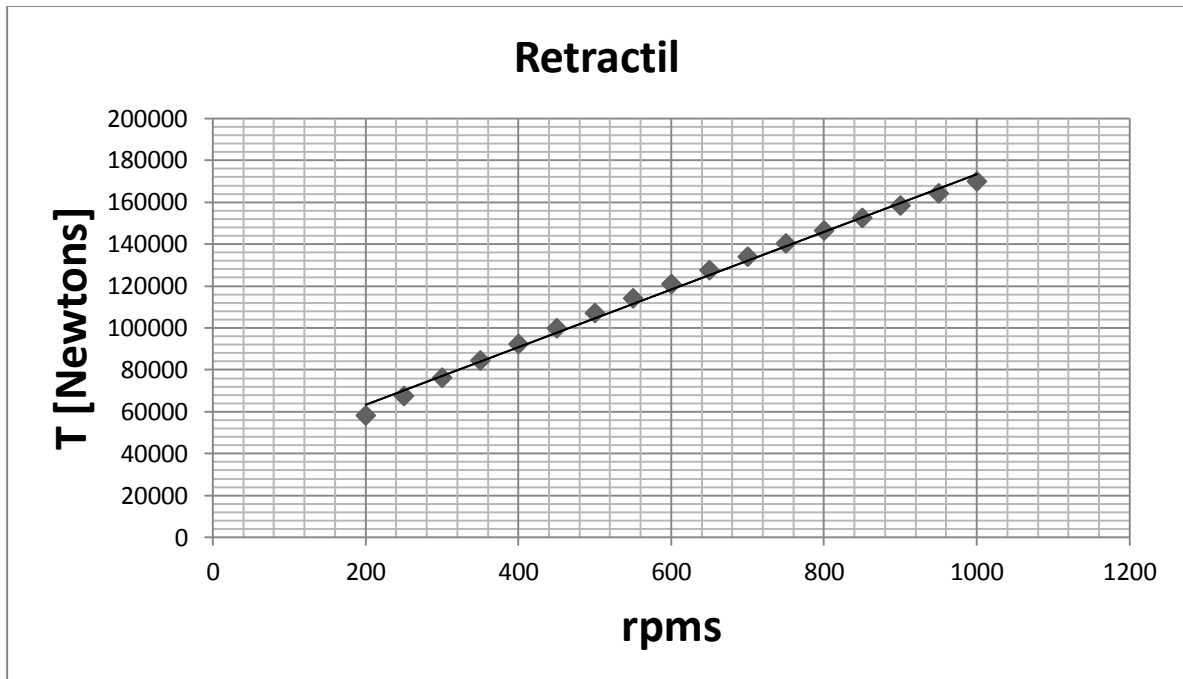
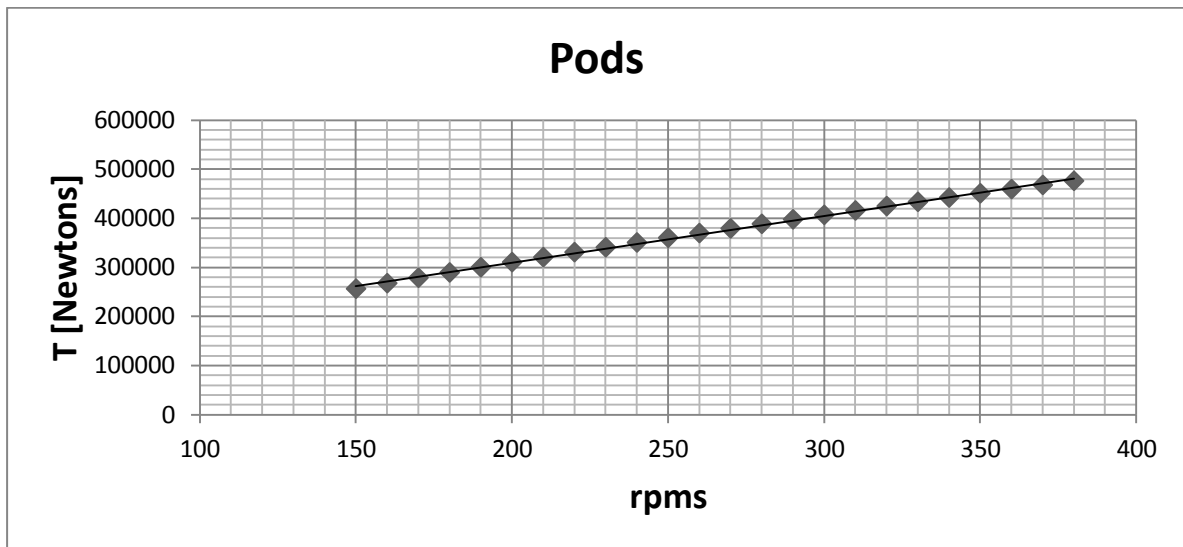
La planta inicialmente propuesta es la descrita en el apartado 2.3 acerca de la descripción de la planta propulsora. Como puede verse, la configuración obedece a la configuración típica de un PSV en la fig. 1.2.

Ensamblando $\mathbf{T}(\boldsymbol{\alpha}) = [\mathbf{t}_1, \dots, \mathbf{t}_r]$ para la planta propuesta, se obtiene:

$$\begin{bmatrix} \cos \alpha_{PODE} & \cos \alpha_{PODB} & \cos \alpha_{RE} & 0 & 0 \\ \sin \alpha_{PODE} & \sin \alpha_{PODB} & \sin \alpha_{RE} & 1 & 1 \\ (-43.19 \sin \alpha_{PODE} - 5.05 \sin \alpha_{PODE}) & (-43.19 \sin \alpha_{PODE} + 5.05 \sin \alpha_{PODE}) & 13.064 \sin \alpha_{RE} & 29.845 & 39.41 \end{bmatrix}$$

Una vez definida $\mathbf{T}(\boldsymbol{\alpha})$ se procede a definir la igualdad $\mathbf{f} = \mathbf{K} \cdot \mathbf{u}$. Como se ha dicho, es \mathbf{f} el vector que contiene la magnitud del empuje de cada propulsor. \mathbf{u} es el vector que contiene la variable de control de los propulsores, para el presente caso es la habitual de las revoluciones de las hélices. Por tanto, es preciso una matriz \mathbf{K} que contenga los factores de conversión de cada propulsor que permitan traducir las revoluciones de una hélice en empuje, y viceversa.

En los términos de la matriz **K** ya se han planteado los términos que convierten las revoluciones del motor en el empuje efectuado por la hélice, según las indicaciones expuestas en el apartado 2.3. Sin embargo, esta expresión plantea un despeje un tanto complejo y un término de potencia del orden de $2/3$. A mayores, es necesario computar revoluciones negativas pues es la manera que tienen las hélices transversales para dar empuje en el sentido contrato, así como una operación típica de los pods que evita dar un giro completo en una maniobra corta de ciar. Esto puede dar problemas de computación al pasar de las revoluciones al empuje, así como el paso inverso que el algoritmo de control debe determinar numerosas veces para hallar la solución a una fuerza requerida. Por lo tanto, se plantea una simplificación lineal en aras de buscar una computación más eficiente y sin errores de validación. A fin de ilustrar en que imprecisiones se recae en esta tentativa, se ilustran las funciones expuestas en el apartado 2.3 obtenidas del uso de la fórmula para el rango de operación indicado:



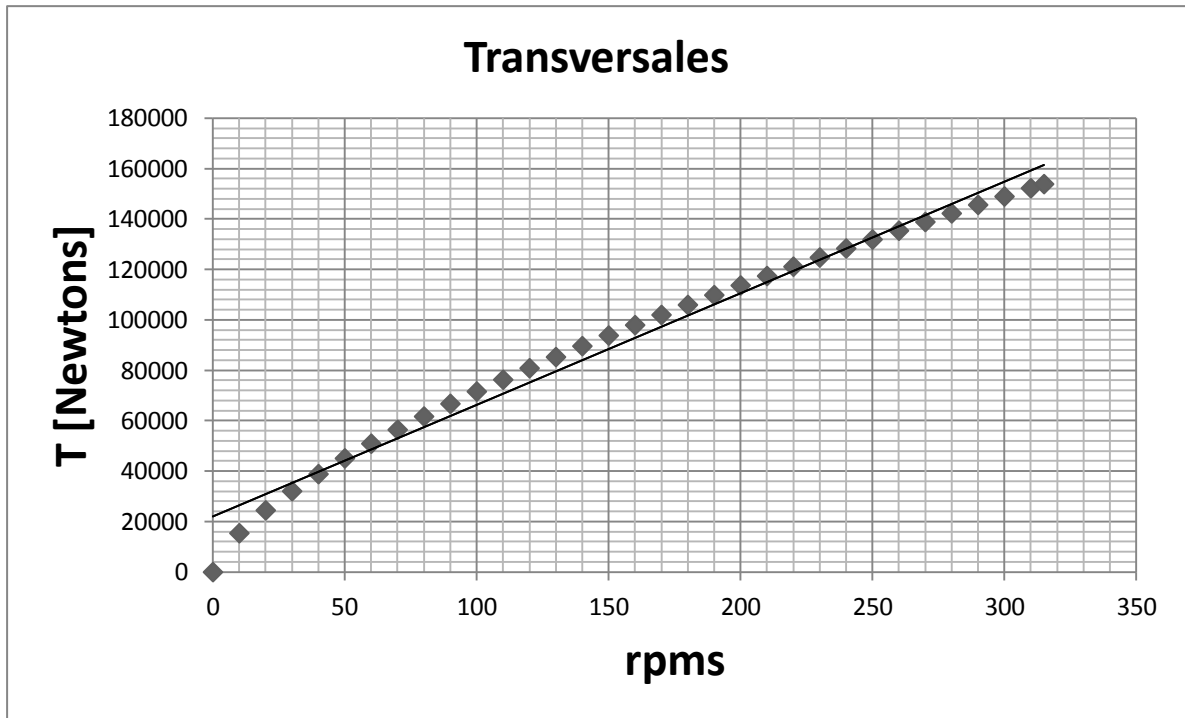


Fig. 3.15: Linealización propuesta para la planta propulsora.

Que de acuerdo a estas graficas se propone la siguiente matriz simplificada **K**:

$$K = \begin{bmatrix} 1200 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1200 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 170 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 475 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 475 \end{bmatrix}$$

La planta propulsora queda integrada en Simulink como un módulo con el siguiente contenido.

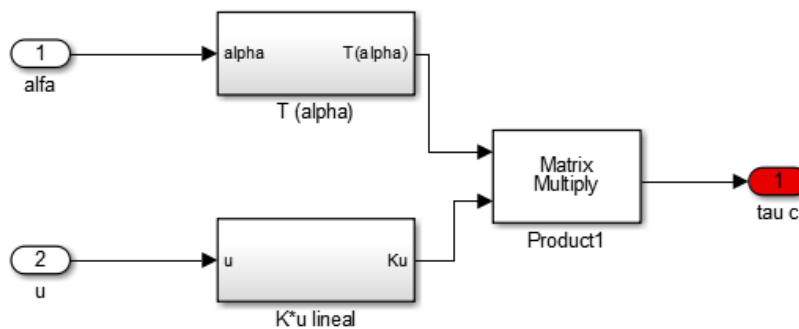


Fig. 3.16: Módulo de simulación de la planta propulsora.

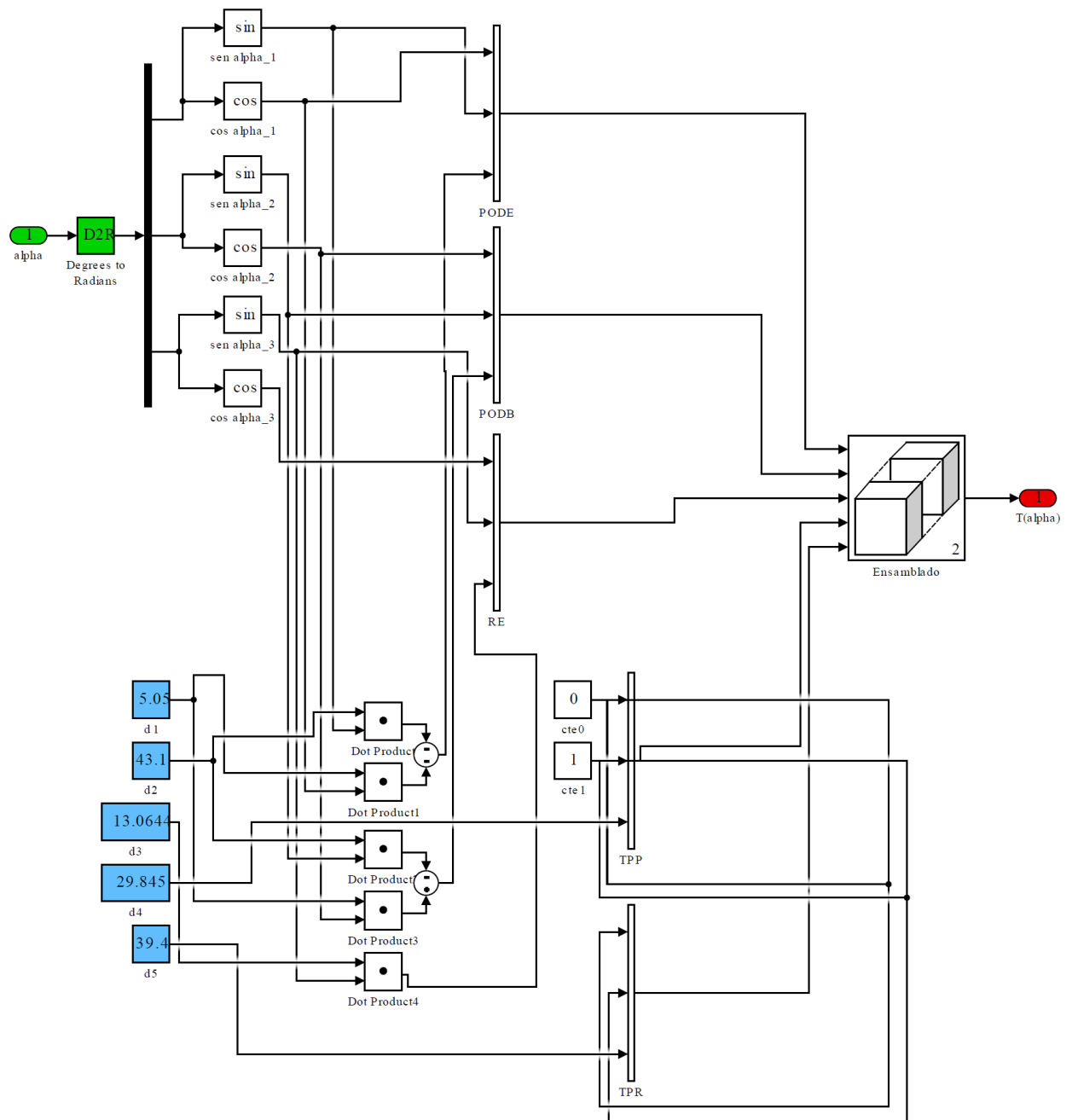


Fig. 3.17: Codificación de $T(\alpha)$ en Simulink.

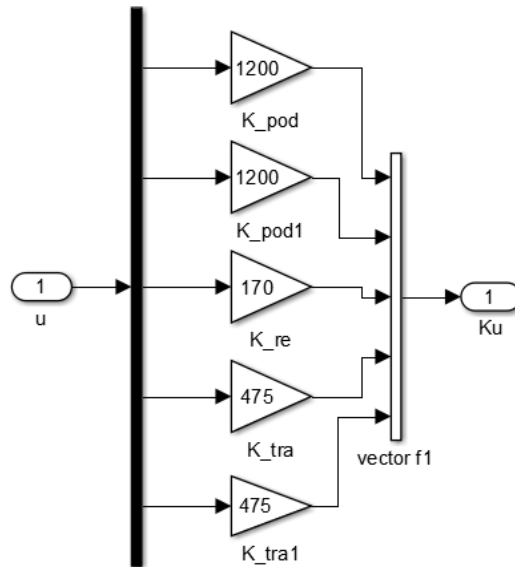


Fig. 3.18: Codificación de $K \cdot u$ en Simulink.

La fuerza del viento se ha implementado integrando en Simulink la función de Matlab ya expuesta, de la siguiente forma:

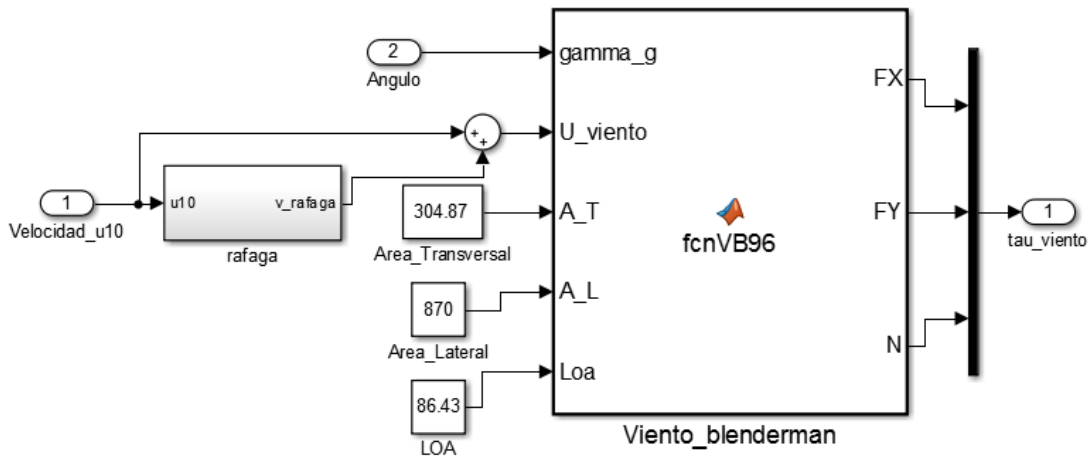


Fig. 3.19: Llamada auxiliar a la función de Blendermann.

3.4.4 Modelo final en Simulink:

El modelo finalmente usado, compuesto por los módulos del modelo matemático del buque, de la planta propulsora y del intérprete de las fuerzas del viento es el siguiente. Se ha mantenido la elección del ode 45 como algoritmo elegido para la computación:

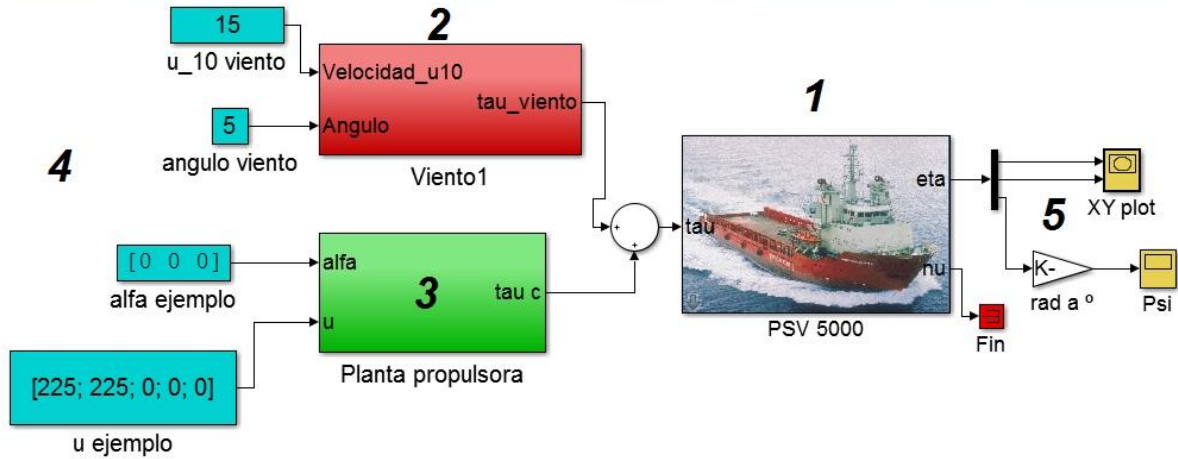


Fig. 3.20: Modelo final usado.

Donde:

- “1” es el módulo del modelo matemático del buque ilustrado en la fig. 3.13.
- “2” es el módulo de viento ilustrado en la fig. 3.18
- “3” es el módulo de la planta propulsora ilustrado en la fig. 3.15
- “4” son las entradas de datos necesarias para la simulación
- “5” son los resultados, el movimiento resultante del buque η .

Los módulos de viento y la planta de control dan cada cual su fuerza correspondiente, que son sumadas como al resultante sobre el modelo del buque.

3.4.5 Simulación preliminar en Simulink:

La simulación preliminar sin control para los parámetros de ejemplo mostrados en la anterior imagen, y usados en la simulación preliminar con Matlab, se presenta como:

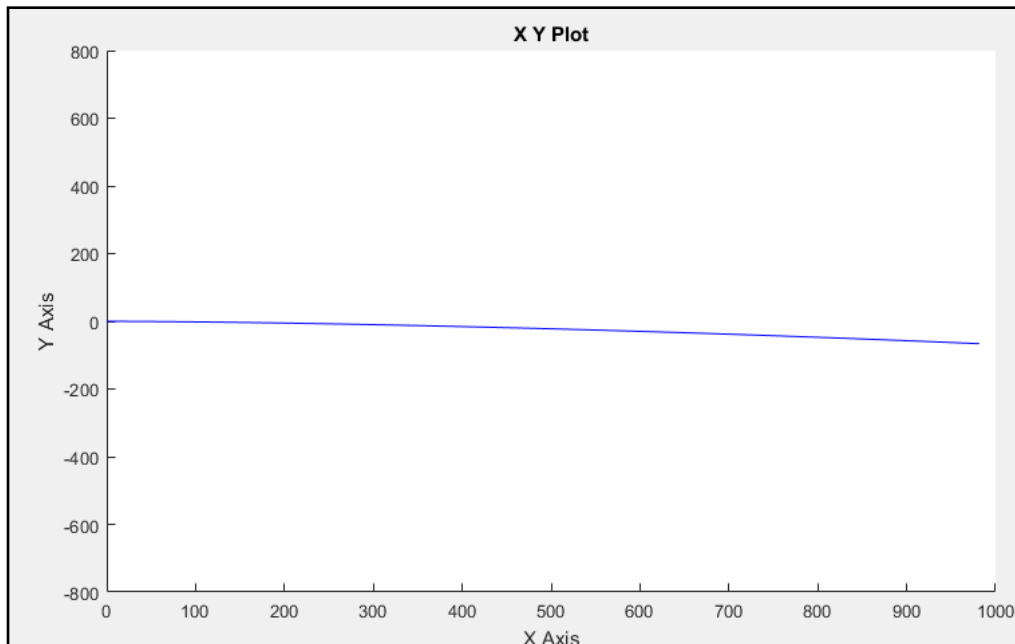


Fig. 3.21: Evolución de la posición del buque (derecha= norte, arriba=oeste).

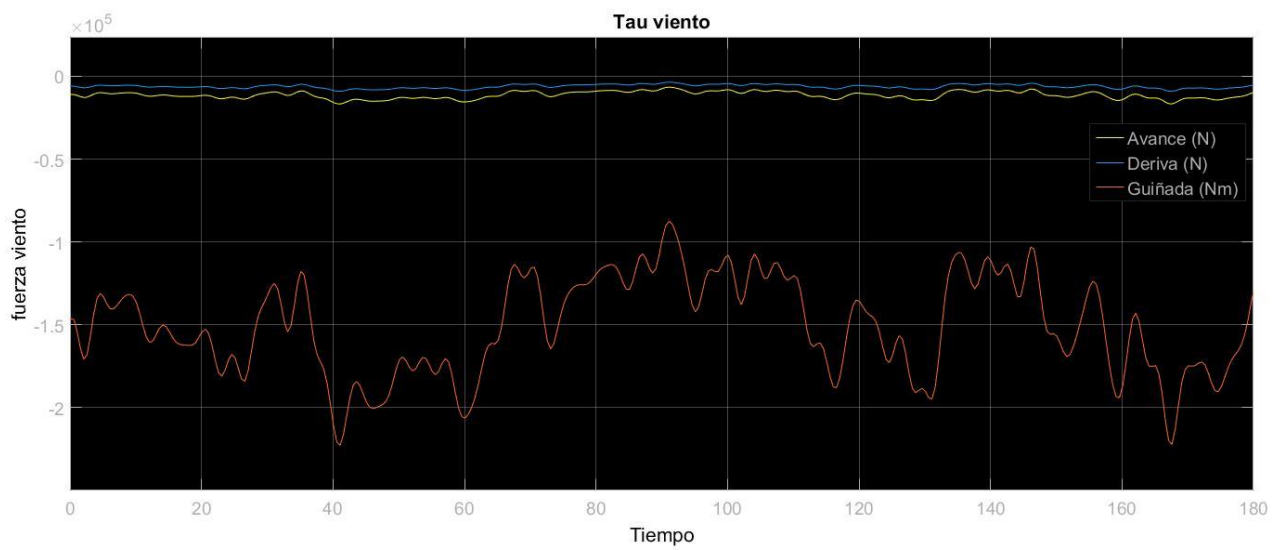


Fig. 3.22: Fuerza del viento simulado.

Donde se observa la funcionalidad del modelo. El buque avanza bajo orden de actuación, y se ve influenciado por un viento externo.

Nótese que al simular un avance hipotético del buque, la simulación se aleja del supuesto de velocidad de cero nudos como velocidad de operación. Este supuesto se ha utilizado como base para hallar los coeficientes que definen el comportamiento dinámico del buque. Esto no es un problema en este caso, pues la única trascendencia de esta simulación era comprobar la funcionalidad del código.

4 CARACTERIZACIÓN DE LAS FUERZAS EXTERNAS:

4.1 Zona de operación propuesta:

Respetando lo inicialmente proyectado en el TFG que ha servido de partida a este trabajo, el propósito de este buque PSV es el de dar servicio a las plataformas petrolíferas en los campos de explotación del Mar del Norte. Este mar es conocido no solo por sus recursos petrolíferos, también por sus agresivas condiciones meteorológicas. Estas condiciones son tales, y este mar tan transitado por las flotas mercantes de Europa, que ha servido de referencia para que los reglamentos navales estimen las demandas que el mar impone a la navegabilidad y estructura de los barcos.

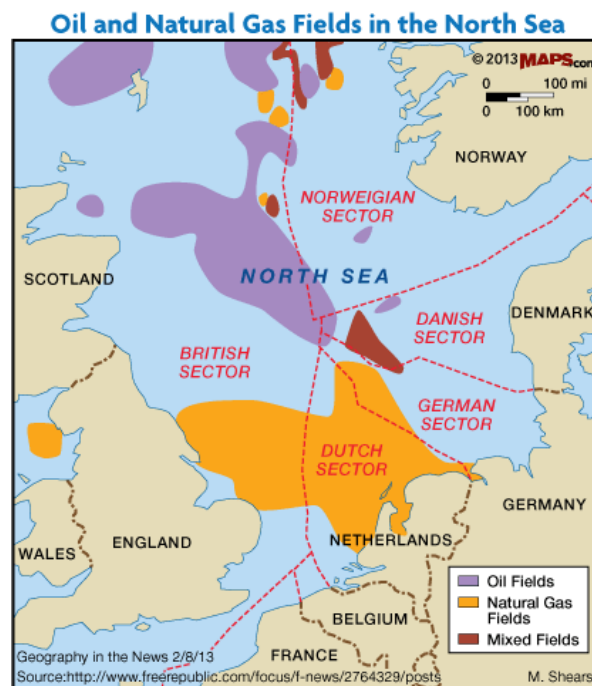


Fig. 4.1: Representación de recursos petrolíferos en el Mar del Norte.

El sistema de Posicionamiento Dinámico no tiene necesidad como tal de contar con partes meteorológicas con antelación, estrictamente hablando. En la realidad esto es tan necesario como en cualquier otro buque, pero el control del buque solo percibe lo que sus sensores de abordo le comuniquen en un momento presente. La única tarea que debe ejecutar el sistema de posicionamiento dinámico es traducir con precisión las condiciones ambientales en las fuerzas externas que tratan de desplazar al buque. Cuáles son las velocidades y direcciones de viento, olas y corriente es algo que los sensores recogen en tiempo real sin necesidad de entrar en predicciones. Esta información competará al capitán y piloto humano para decidir si es viable entrar en operación.

Por lo tanto, no se considera dentro de alcance del presente trabajo realizar una predicción probabilística como tal de las condiciones ambientales de la zona de navegación. Resultaría interesante para posteriores trabajos a fin de determinar la capacidad de PD tal y como especifican las S.S.C.C. en sus reglamentos. Sin embargo, se tratarán de determinar unos valores típicos y a la vez demandantes con los que realizar pruebas sobre la simulación desarrollada.

No se ha considerado una plataforma o coordenadas específicas dentro del Mar del Norte donde se vaya a operar. Se tomarán como datos meteorológicos representativos los disponibles del proyecto de parque eólico “*Hollandse Kust*”, situado a 22 kilómetros de distancia de la costa holandesa.

La distribución y frecuencia de vientos de la zona durante un amplio periodo de varios años que se ha consultado es:

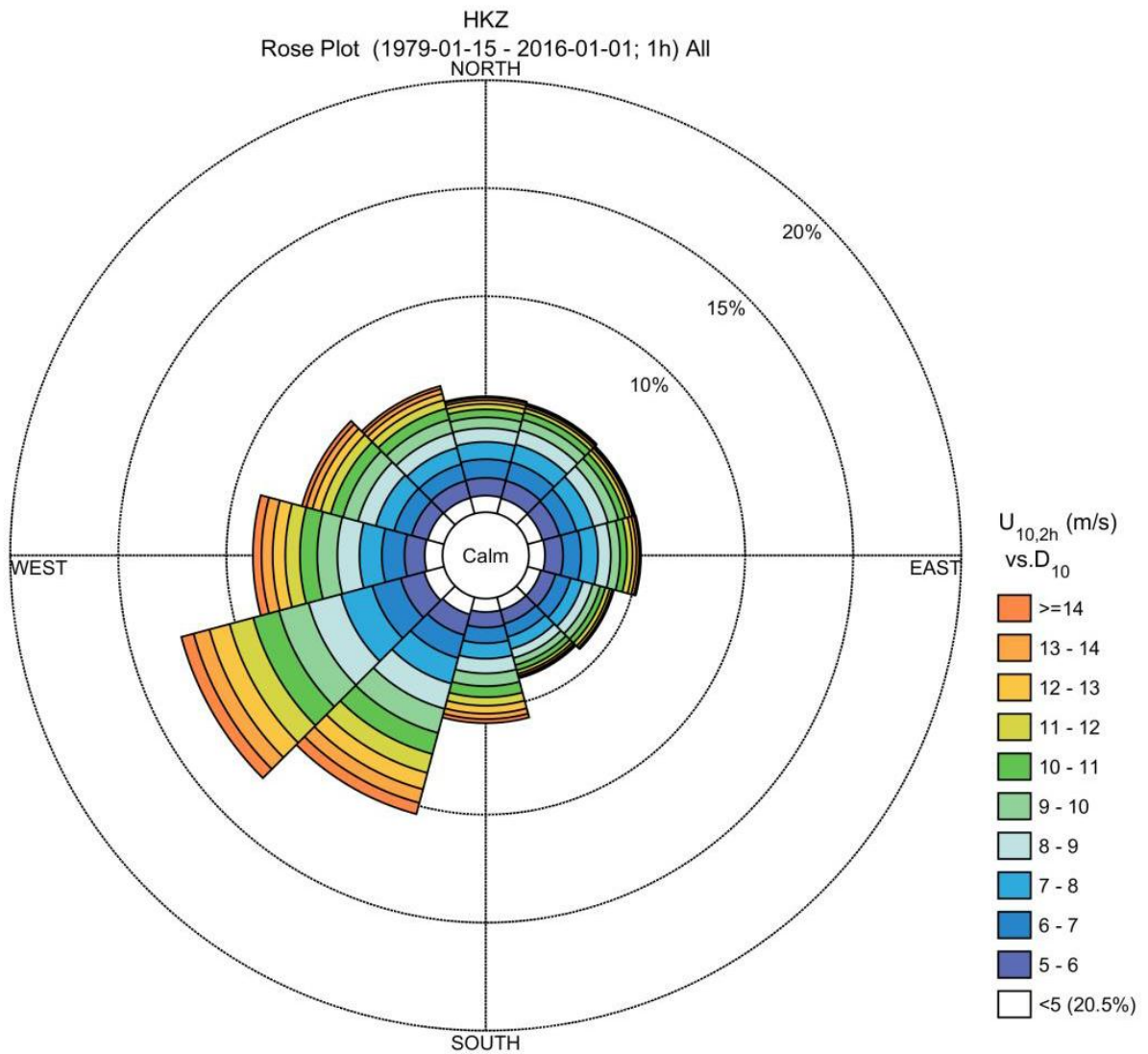
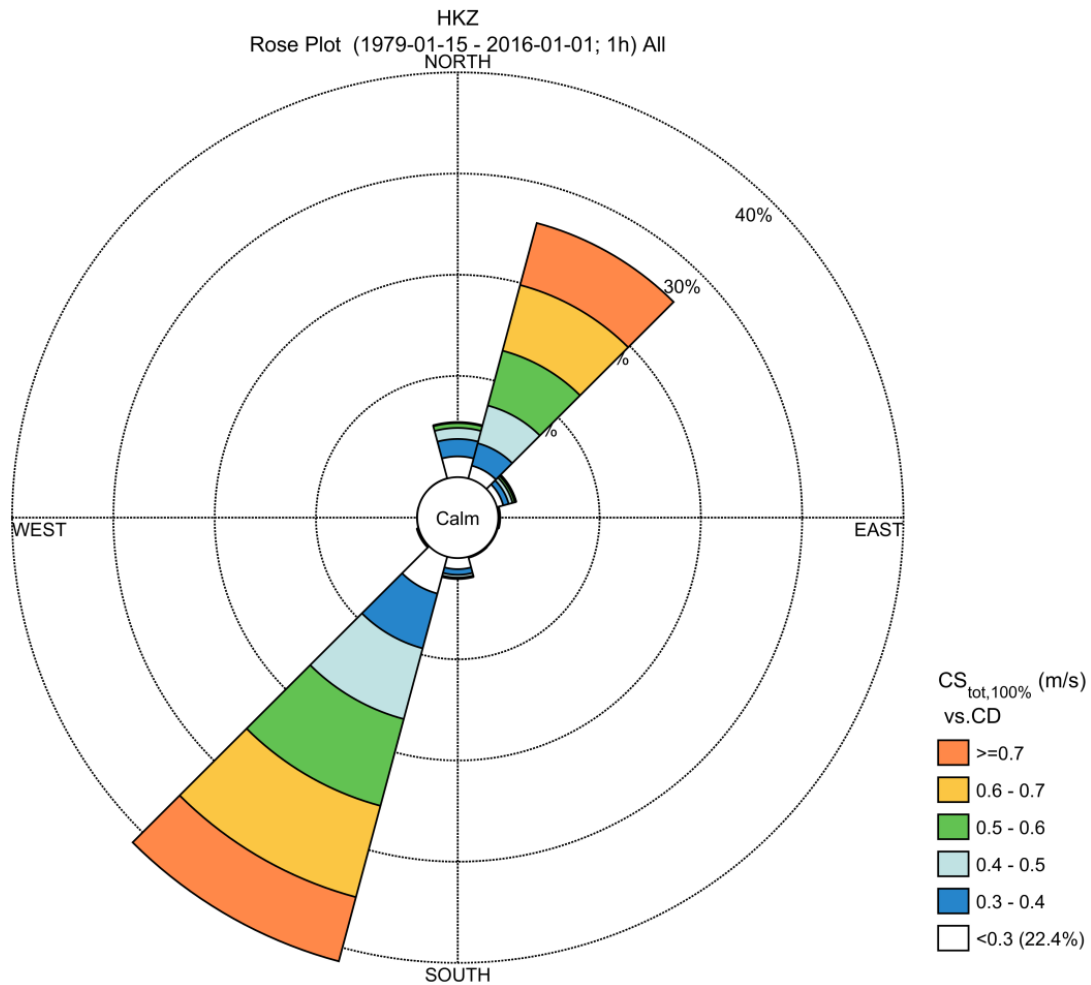


Fig. 4.2: Rosa de los vientos consultada.

Tras aplicación de la función de Weibul a los datos contenidos en la rosa y por la representación de la misma, un valor razonable de la velocidad de viento a 10 metros sobre la superficie sería entre los 10 y los 15 m/s, pudiendo llegando a valores más extremos de 16,79 m/s. Se escogerá utilizar una velocidad de $U_{10} = 15$ m/s.

Dado que el buque operara con la orientación respecto al norte que precise en el momento, no resulta de interés la dirección predominante del viento. Se utilizará una orientación cualquiera respecto del buque.

La distribución de corrientes superficiales consultada de la misma fuente es:



CS vs CD - Annual and Monthly scatters – Surface

HKZ
 Frequency of Occurrence [%] (1979-01-15 - 2016-01-01; 1h) All

CS_{tot,100%} [m/s] - HD_{HKZN}

	[0-0.1[[0.1-0.2[[0.2-0.3[[0.3-0.4[[0.4-0.5[[0.5-0.6[[0.6-0.7[[0.7-0.8[[0.8-0.9[[0.9-1[[1-1.1[[1.1-1.2[[1.2-1.3[[1.3-1.4[[1.4-1.5[Total	Accum
[315-345[0.428	0.370	0.018	0.001	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.817	100.000
[285-315[0.279	0.146	0.009	0.000	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.434	99.183
[255-285[0.280	0.150	0.020	0.002	0.000	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.432	98.749
[225-255[0.411	0.477	0.155	0.027	0.004	0.001	0.000	-	-	-	-	-	-	-	-	1.077	98.317
[195-225[0.728	2.109	3.773	5.904	7.231	8.879	9.344	6.952	1.404	0.060	0.002	0.000	-	-	-	45.894	97.240
[165-195[0.441	1.176	1.093	0.561	0.275	0.121	0.020	0.001	0.000	-	-	-	-	-	-	3.689	51.546
[135-165[0.216	0.430	0.103	0.008	0.000	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.758	47.857
[105-135[0.185	0.277	0.068	0.012	0.002	0.001	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.544	47.099
[75-105[0.254	0.320	0.135	0.039	0.010	0.002	0.001	0.000	-	-	-	-	-	-	-	0.762	46.555
[45-75[0.422	0.619	0.646	0.559	0.392	0.236	0.115	0.039	0.011	0.003	0.001	0.001	0.000	0.000	-	3.044	45.793
[15-45[0.501	0.833	1.315	2.291	3.980	5.611	6.719	6.342	4.749	2.238	0.446	0.072	0.013	0.003	0.001	34.995	42.749
[-15-15[0.537	1.775	2.049	1.722	1.094	0.479	0.094	0.004	-	-	-	-	-	-	-	7.754	7.754
Total	4.662	8.682	9.384	10.825	12.868	15.329	16.293	12.949	6.164	2.302	0.449	0.073	0.014	0.004	0.001	100.000	-
Accum	4.662	13.344	22.728	33.554	46.422	61.752	78.045	90.994	97.158	99.460	99.909	99.982	99.995	99.999	100.000	-	-

Fig. 4.3: Distribución de corrientes consultada.

La corriente es un valor dependiente del mes de operación, con valores típicos entre los 0,4 y los 1 m/s. Se han alcanzado valores atípicos de 1,4 m/s. Se utilizará un valor de $U_{corr} = 1 \text{ m/s}$. La dirección predominante no se considera de interés.

4.2 Integración de las fuerzas externas:

Se han considerado fuerzas debidas a viento, y fuerzas debidas a corrientes. No se han considerado fuerzas debidas a oleaje, dejando esta implementación para un futuro desarrollo que continúe el trabajo presentado.

La formulación tras el cómputo de fuerzas debidas al viento serán las ya mencionadas en el apartado 3.4, utilizando el cálculo con los coeficientes presentados por Blendermann (1996) e incorporando una componente de ráfaga. Igual caso para las de corriente, halladas según Faltisen O. M. (1990) Se expondrán los módulos de Simulink utilizados.

El módulo de vientos ya ha sido presentado por necesidad en el apartado de las simulaciones preliminares.

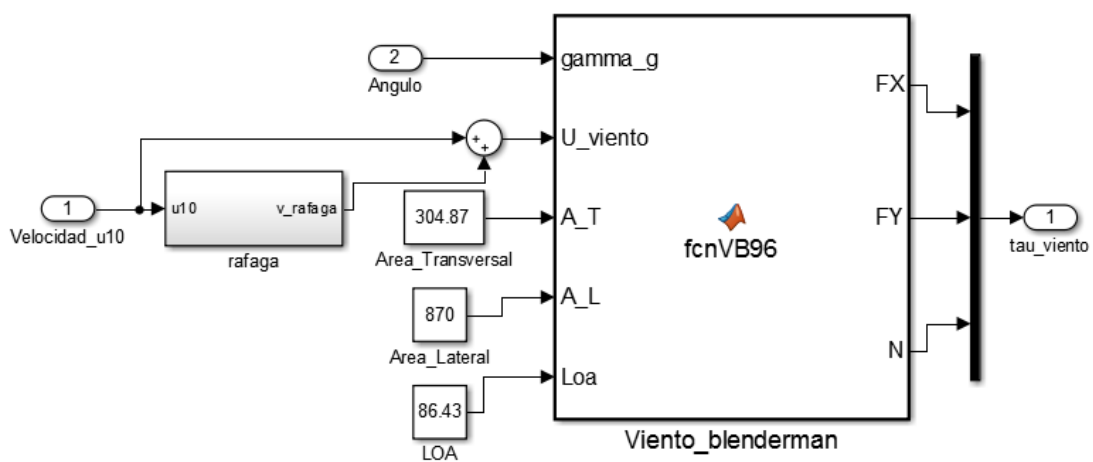


Fig. 4.4: Módulo de fuerzas por viento.

El cálculo de las fuerzas por corriente se realiza mediante una función auxiliar de Matlab incorporada dentro de la simulación de Simulink. El código de Matlab correspondiente se presenta en el anexo.

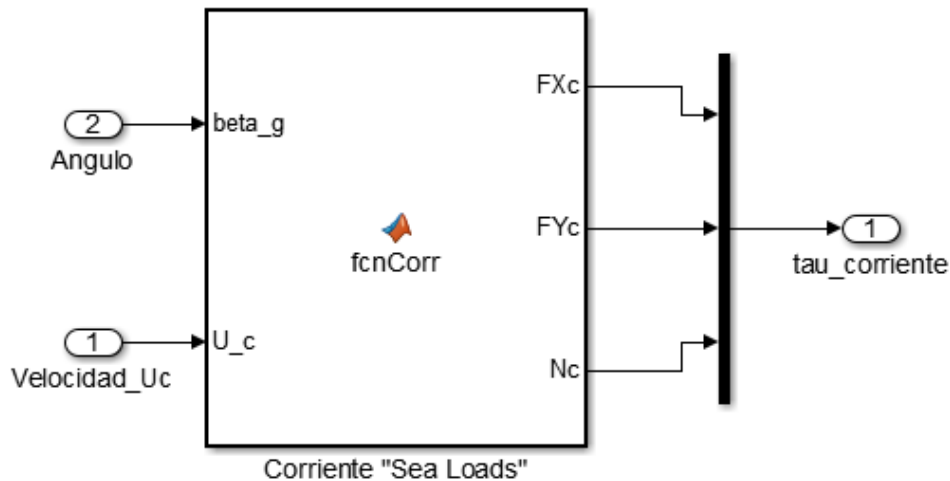


Fig. 4.5: Módulo de fuerzas por corriente

A continuación, se muestra el resultado de ensayar las fuerzas por corriente para dos ángulos diferentes, expresadas en términos del sistema internacional:

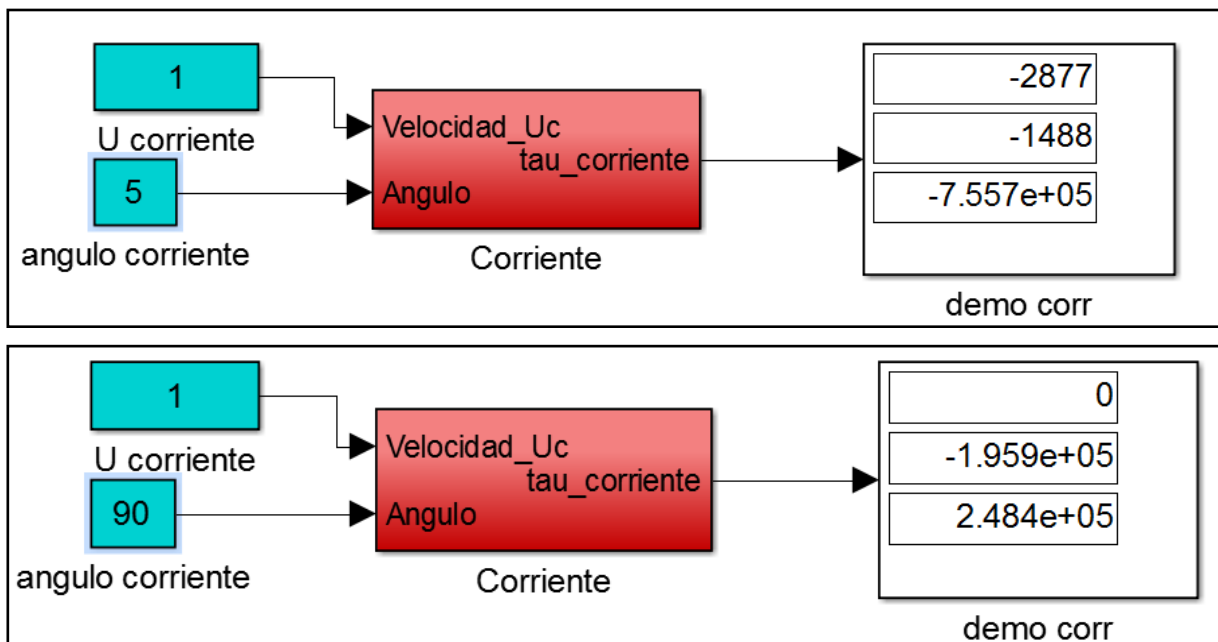


Fig. 4.6: Ejemplos de fuerzas por corrientes a diverso β

En el módulo corriente entran los datos de la velocidad en metros por segundo, y el ángulo β de incidencia de la corriente definido según la convención: 0° incidencia contra proa, rotación horaria. De la entrada del módulo pasan a ser directamente evaluados por la función auxiliar de Matlab que contiene la formulación propuesta para el cálculo de fuerzas. El módulo dará como salida la fuerza resultante, que para el caso de las corrientes no variara con el tiempo. Este resultado puede verse en la fig. 4.6 para dos corrientes con ángulos de incidencia diversos.

Los módulos de viento y corrientes han sido integrados dentro del modelo de la siguiente forma:

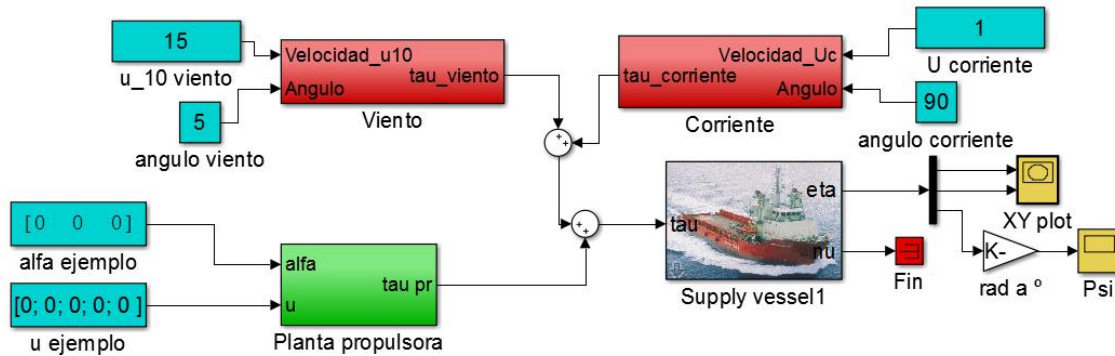


Fig. 4.7: Integración en el modelo

Donde los módulos que determinan las fuerzas por viento y corriente se suman para ser introducidas en el modelo en forma de una τ_{ext} que se suma a la τ_c de las hélices. Solo con esta coherencia las fuerzas pueden ser sumadas de esta forma. Los términos τ , alimentados al modelo matemático están expresados implícitamente dentro del sistema de referencia solidario al buque *BODY*. Una consecuencia de esto es que los ángulos γ y β resultan ser también solidarios al buque, acompañando al navío en su virada.

Aunque esto no resulte del todo correcto, tampoco es incorrecto. Como se ha dicho anteriormente, en una planta real los datos de velocidad y orientación de los elementos meteorológicos son entradas alimentadas por los sensores del barco no contemplados dentro del alcance del presente trabajo. La tarea del sistema es traducir estos datos en fuerzas, tarea implementada dentro de la simulación. Por simplicidad del modelo se ha decidido mantener su configuración actual, dejando el análisis de la variación de la orientación en tiempo real para un futuro trabajo.

Como comentario adicional, se ha observado que debido a las formas del buque sobre y bajo flotación, un viento de estribor genera un giro hacia babor (mayor superficie a proa por superestructura) mientras que una corriente de estribor genera un giro hacia estribor (mayor superficie a popa debido a la situación del X_g y de la superficie del quillote).

5 SISTEMA DE CONTROL

5.1 Introducción

El sistema de control tiene como función decidir y ejecutar una acción de control sobre la planta propulsora para cualquier situación en la que se presente el buque. Es el encargado de interpretar como de lejos está el buque de su posición objetivo, cuanta fuerza debe ejercer para alcanzar el estado deseado, y cuál es la mejor manera de ejercer esa fuerza de acuerdo a los criterios de diseño. Como tal, es análogo al cerebro del sistema. El diseño del sistema de control tiene tanta importancia sobre la funcionalidad, eficiencia y fiabilidad del sistema como la configuración y capacidad de los actuadores físicos.

En operación típica de posicionamiento dinámico, al sistema se le especifican unas coordenadas objetivo en las que el buque debe estar y de las que no debe apartarse. Gracias a la información suministrada por los sistemas de navegación asociados, el buque es capaz de saber con precisión y fiabilidad su posición en cualquier momento, determinando un error de posición. El sistema de control ejecutara en tiempo real y de forma autónoma la propulsión necesaria para reducir este error a cero. A mayores, los sistemas modernos cuentan con un joystick con el que un piloto humano puede dirigir el movimiento del barco, cuyas instrucciones complementan el objetivo perseguido por el sistema de control.

Como tal, el problema del sistema de control puede descomponerse en varias funciones fundamentales. El planteamiento común es considerar al menos un “controlador” (*controller*) que decida cual fuerza en términos globales τ_c debe ser ejecutada, un “distribuidor” (*allocator*) que decida cuál es la mejor actuación posible en instrucciones de control para lograr τ_c , un “observador” (*observer*) que contemple las fuerzas externas y propias que se aplican sobre el buque y un “filtro” que limpie de ruido y determine cuales de estas fuerzas son las que el sistema debería concentrarse en contrarrestar.

Todos estos elementos se relacionan en un bucle de control que debe ser iterado en tiempo real.

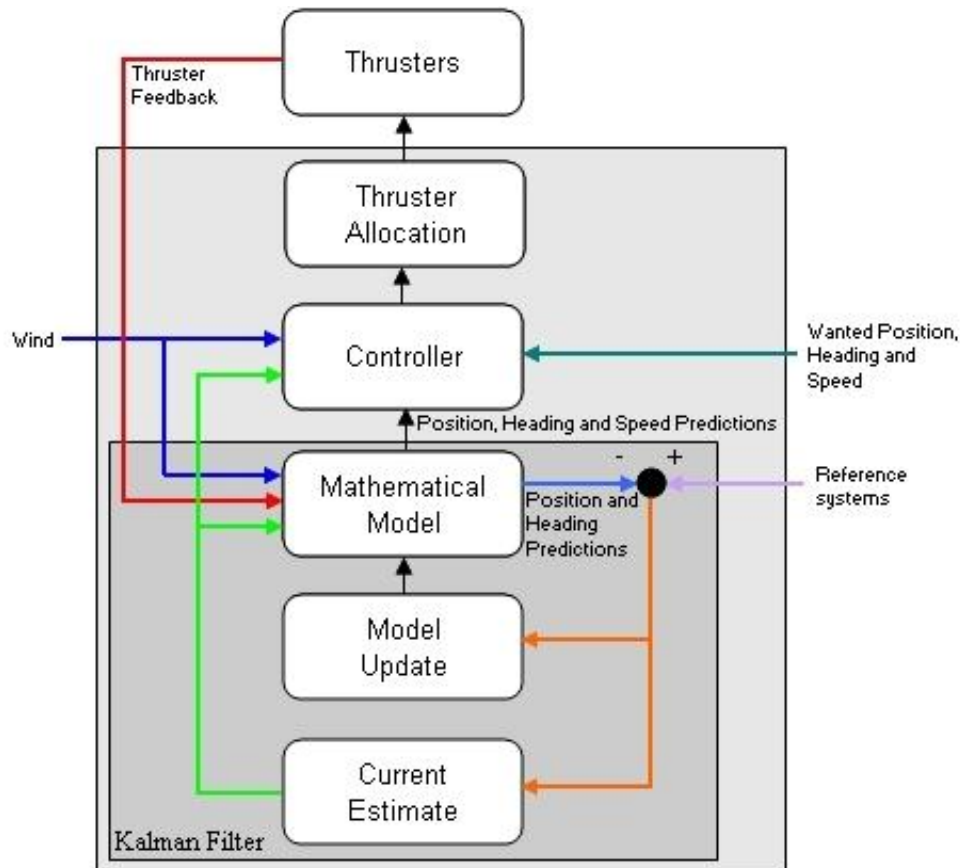


Fig. 5.1: Esquema típico de un sistema de control.

Este bucle deberá ser iterado a bordo mientras se utilice posicionamiento dinámico. Por ello, el tiempo de computación ha de ser tenido en cuenta. Menores tiempos permiten mayor precisión y facilidad para la actuación de la planta, y en ningún momento el tiempo de computación debe resultar ser mayor al tiempo transcurrido. Esta consideración era más importante hace años, los continuos avances tecnológicos en procesadores y potencia de ordenadores comerciales han hecho que esto sea cada vez menos un problema. En el mercado actual un usuario doméstico puede poseer la capacidad de computación suficiente para llevar a cabo una simulación simple, no estando al alcance de ciertas industrias punteras como era antaño.

Dentro del desarrollo del código que cumpla cada función surgen varios problemas, que se irán exponiendo según se trate cada componente. Baste decir que el desarrollo y optimización del sistema completo es un proceso llevado a cabo de forma individual por las empresas asentadas en el mercado en cada proyecto, algunos segmentos se guardan como secreto industrial y continúa siendo un problema abierto que admite amplia investigación y perfeccionamiento. Comprende áreas de conocimiento no solo navales, también de ingeniería electrónica y cibernética, y un amplio conocimiento matemático. En este trabajo se ha hecho lo posible por alcanzar al menos un modelo funcional que aborde los problemas básicos, sin que pretenda llegar al estado del arte de la técnica actual.

Dado que la integración y coherencia de todos los elementos parece ser un requisito fundamental de buen diseño, sobre todo en aplicaciones orientadas a funcionar en tiempo real, se ha decidido utilizar el entorno de Simulink para desarrollar el sistema de control. Este entorno permite una simulación integrada e iterativa en el tiempo, un testeado frecuente,

comunicación con funciones auxiliares definidas en Matlab y la capacidad de detectar errores localizados de forma visual.

Los elementos tratados son el controlador y el distribuidor *allocator*. Las entradas al sistema de control serán un vector de coordenadas objetivo $\boldsymbol{\eta}_{obj}$ y el vector $\boldsymbol{\eta}$ que describe la posición actual. La salida del sistema será la orden de actuación \mathbf{u} que reciba el módulo de la planta propulsora.

5.2 Controlador:

5.2.1 Fundamentos del controlador PID:

El módulo controlador es el encargado de juzgar que vector de fuerzas globales es necesario ejercer a partir de la información de posición y estado que le ofrecen los sensores del buque. El sistema forma un bucle completo, mide el estado de la planta, determina un error a corregir, envía una orden de actuación y mide en la siguiente iteración del bucle que efecto ha tenido sobre el estado de la planta y efectúa un nuevo ciclo.

Para ejercer este papel, la opción más frecuente es la de un controlador PID. Así llamados por integrar componentes proporcional, integral y derivativa. Los controladores PID son una solución muy atractiva en ámbitos de ingeniería, por su robustez, versatilidad, facilidad para adaptarlos a una gran variedad de sistemas y su efectividad. A día de hoy se trata de un estándar en la industria, admitiendo no solo una estructura SISO (*Single Input Single Output*) sino también MIMO (*Multiple Input Multiple Output*) y operar con varios grados de libertad dentro de un proceso, estando integrados en un gran abanico de sistemas de control.

Estableciendo las magnitudes de las componentes proporcionales, integral y derivativa se fija con gran precisión el comportamiento de la planta, ajustándose a las necesidades específicas que pueda tomar. Por ejemplo, en el caso de control del grado de apertura de una válvula puede establecerse la parte proporcional como negativa, de forma que ante una ausencia de señal causada por avería el sistema ejecute una orden de cierre completo. El correcto dimensionamiento de estas componentes para una planta dada es lo que se denomina puesta a punto del PID (*PID Tuning*). Este proceso puede llevarse a cabo de forma manual por el diseñador, iterando diversos valores hasta dar con una configuración aceptable. Es un proceso aparentemente simple, pero no siempre resulta intuitivo. Puede resultar no viable si no hay disponible una simulación informática de la planta, y en cualquier caso consume una gran cantidad de tiempo. Existen aplicaciones y algoritmos que permiten ejecutar autónomamente este proceso o predecir su comportamiento para llevar a cabo una puesta a punto automática. La viabilidad de estas aplicaciones está en gran medida afectada por la naturaleza de la planta y de las soluciones de software disponibles.

Es importante definir el concepto de linealidad dentro del planteamiento del PID. Un sistema lineal será aquel donde la planta responda de forma lineal y predecible a las actuaciones de control efectuadas por el controlador. Un ejemplo sería el caso aislado del avance en navegación normal sin tener en cuenta las fuerzas ambientales, una orden de aumentar el paso de la hélice se traduce en una mayor velocidad y viceversa de forma predecible. Esto no es así en un caso no lineal, donde unos parámetros de control dados provocan una respuesta adecuada en una situación de la planta, pero no en otra situación diferente. Un ejemplo ilustrativo sería el control de temperatura de una cámara térmica,

donde la respuesta a la variable de salida potencia del calentador será muy diferente dependiendo del grado de llenado de la cámara.

El caso del control del posicionamiento dinámico es uno con cierta complejidad. Abarca tres grados de libertad, un acople, ruido en las señales y una particular necesidad por estar optimizado al estar toda la planta propulsora bajo su cargo. A mayores, el uso de varios sistemas de referencia en los que tratar los movimientos hace que se pierda la linealidad entre las órdenes de salida y las funciones de entrada. Por esta razón se considera necesario explicar los conceptos básicos de control de una señal en un PID, que serán de gran auxilio durante el paso de puesta a punto del controlador.

A continuación, se presenta un ejemplo ilustrativo cualquiera de un único proceso sencillo controlado mediante un PID, donde se aprecia la terminología necesaria.

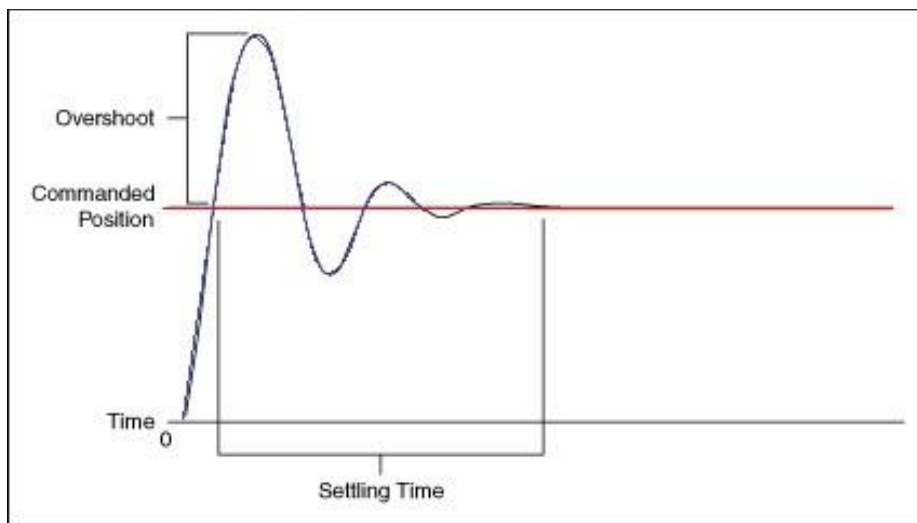


Fig. 5.2: Señal típica de un PID

- Valor objetivo (*Commanded Position*): Es el valor requerido por la planta para un buen funcionamiento, introducido en el PID. La función de control debe alcanzar este valor y mantenerse en él. En este caso ha sido representado en su caso más sencillo: un valor constante. En general esto no tiene por qué ser así, puede variar con el tiempo.
- Rise time: El tiempo que le lleva a la señal alcanzar el 90% del valor objetivo partiendo desde el 10% aproximadamente. Representa la rapidez del controlador para actuar frente a cambios. No es interesante medir el tiempo hasta el 100% puesto que ese tramo final debe hacerse de forma suave y amortiguada con otra pendiente para una buena operación típica de las máquinas.
- Overshoot: Cuanto ha excedido la señal de control su valor objetivo en su primera tentativa antes de rectificarse. Habitualmente expresada en un tanto por ciento. Puede darse la situación de que la señal de control no alcance el objetivo inicialmente, en cuyo caso se lo llamara *Undershoot*.

- Tiempo de estabilización (*settling time*): Tiempo transcurrido hasta que la señal de control queda estable dentro de un margen porcentual aceptable alrededor del valor objetivo, dependiendo de la planta.
- Error estático (*Steady State Error*): La diferencia entre la variable de control y el valor objetivo que se conserva aún después de estabilizarse y que se mantiene en el tiempo. No representado en la figura.
- Tiempo de ciclo: Tiempo de computación transcurrido entre iteraciones del ciclo. Condiciona la capacidad de respuesta de la planta.
- (*Dead time*): El tiempo que puede llegar a transcurrir desde que la planta efectúa una orden de actuación hasta que se percibe una respuesta de la planta. Viene dada por la naturaleza de la planta, no del PID, y es en general indeseable.

La señal de control comienza en valor cero para el instante de tiempo cero. En función de la configuración del PID busca posicionarse en el valor objetivo con más o menos rapidez, oscilará de forma más o menos amortiguada alrededor de este equilibrio y lo alcanzará con más o menos precisión. Resulta intuitivo pensar en la variable de control como un modelo masa-muelle-amortiguador sujeto a una oscilación inicial.

Idealmente, el control PID será tal que no haya *overshoot* ni necesidad de estabilización. El *Steady State Error* será nulo. El *Rise time* será lo más pequeño posible, pero también con una pendiente final lo suficientemente suave para permitir una buena operación de la planta. Diferentes comportamientos se representan en la figura:

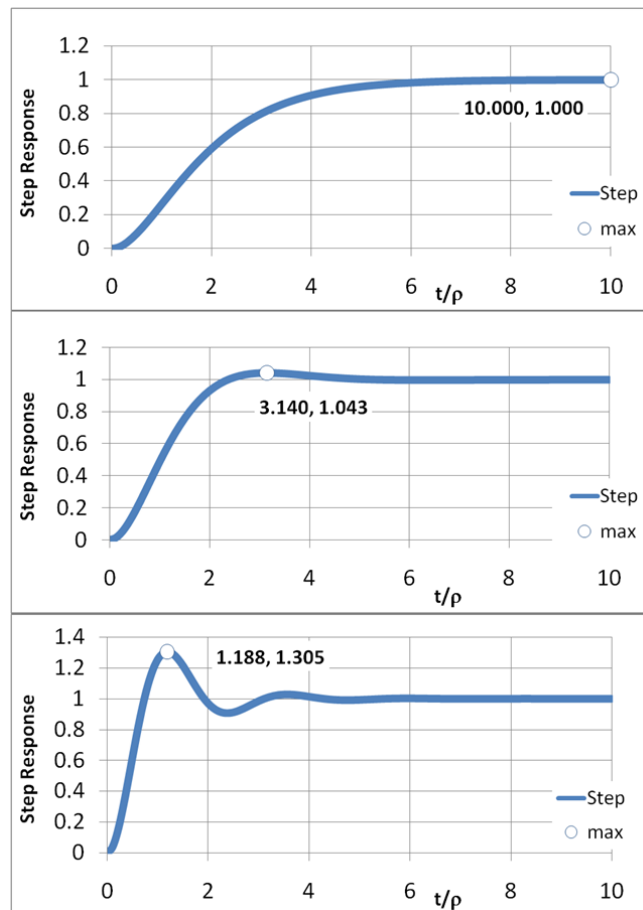


Fig. 5.3: Ilustración de varios comportamientos de control PID

En la figura se aprecian varios comportamientos genéricos de un PID. Un primer ejemplo muy amortiguado sin ningún *Overshoot*, un segundo ejemplo menos amortiguado y más veloz, y un tercer ejemplo poco amortiguado con *Overshoot* y un tiempo de estabilización.

Aplicado al entorno del posicionamiento dinámico, el *rise time* corresponde a la rapidez de la planta para responder a los cambios. El *overshoot* tendrá un gran impacto en la eficiencia y desgaste de los motores, cuanto más grande sea más consumo energético habrá y más se obligará a las hélices a ciar y variar bruscamente sus revoluciones. Sin embargo, un cierto exceso también implica mayor robustez frente a las fuerzas externas. Tanto el tiempo de estabilización como el error estático serán lo más reducidos idealmente, pero tratar de eliminarlos completamente puede acarrear una mayor inestabilidad de la planta y un mayor consumo de potencia general.

Esencialmente, un controlador PID plantea la siguiente expresión:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t') dt' + K_d \frac{de(t)}{dt}$$

Donde $u(t)$ es la variable de control de salida, y $e(t)$ es el error definido por la diferencia entre el estado actual y el estado objetivo, que la función trata de llevar a cero. K_p , K_i , K_d son los términos proporcionales, integrales y derivativos mencionados. Sus valores definen el comportamiento del controlador.

Para el caso propuesto de PD con 3 grados de libertad, $u(t)$ y $e(t)$ serán vectores de tres componentes, y los términos del controlador serán matrices de escalares de 3x3. Si no existiera acople entre la deriva y la guiñada, serían matrices diagonales. Como no es el caso, se contempla la posible existencia de dos términos a mayores.

El término proporcional K_p determina con que ganancia el control corresponde a un error dado de forma directa. Así, una ganancia de 9 hará que un error de 10 dé lugar a una variable de control de 90. El valor de estos términos vendrá dado por la arquitectura conjunta de la planta y el sistema de control y por cuanto se quiera diseñar la respuesta del sistema. Depende únicamente de la magnitud del error $e(t)$. Un aumento de K_p conlleva una mayor rapidez de respuesta del sistema, un menor *rise time* y un mayor *Overshoot*. En consecuencia, el sistema tenderá a oscilar con más fuerza alrededor del valor objetivo. Otro efecto es que tiende a reducir, aunque nunca eliminar del todo, el error estático afecta levemente al tiempo de estabilización.

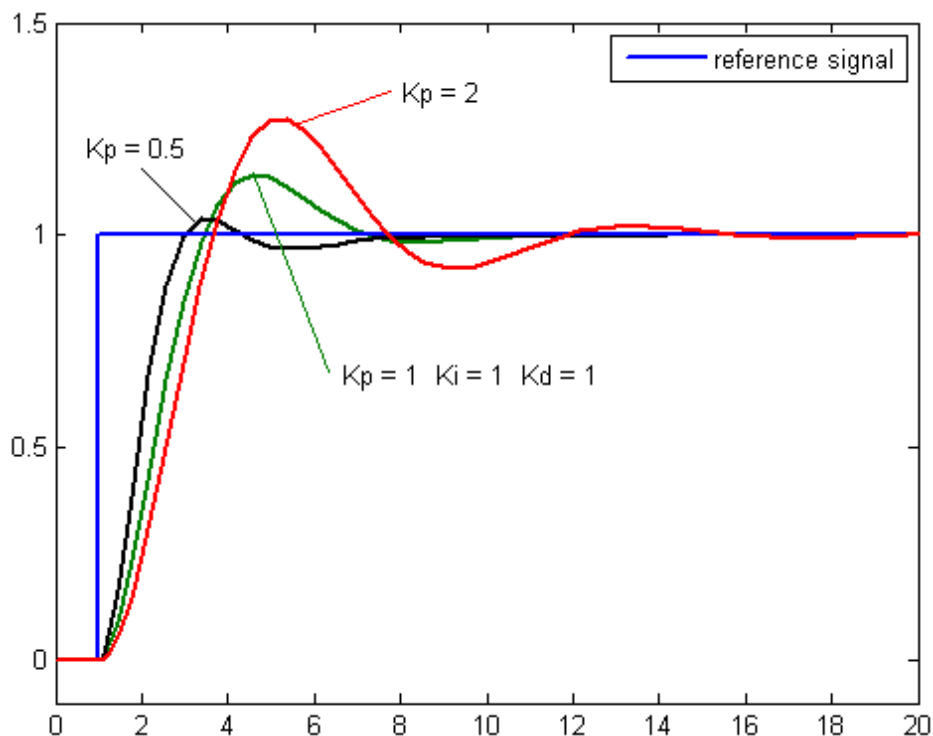


Fig. 5.4: Efectos del K_p sobre el comportamiento.

El término integral K_i computa el error acumulado, incrementándose siempre que el error sea distinto de cero. Aún con un error pequeño el término integral seguirá aumentando, y hará que la función se aproxime al valor objetivo aún sin variación externa. Como consecuencia tiende a aumentar el *overshoot* y reducir el *rise time*. Por su naturaleza, si el error cambia de signo, a este término le llevará un cierto tiempo ajustarse al cambio con lo que aumenta el tiempo de estabilización. Su principal utilidad es reducir el error estático.

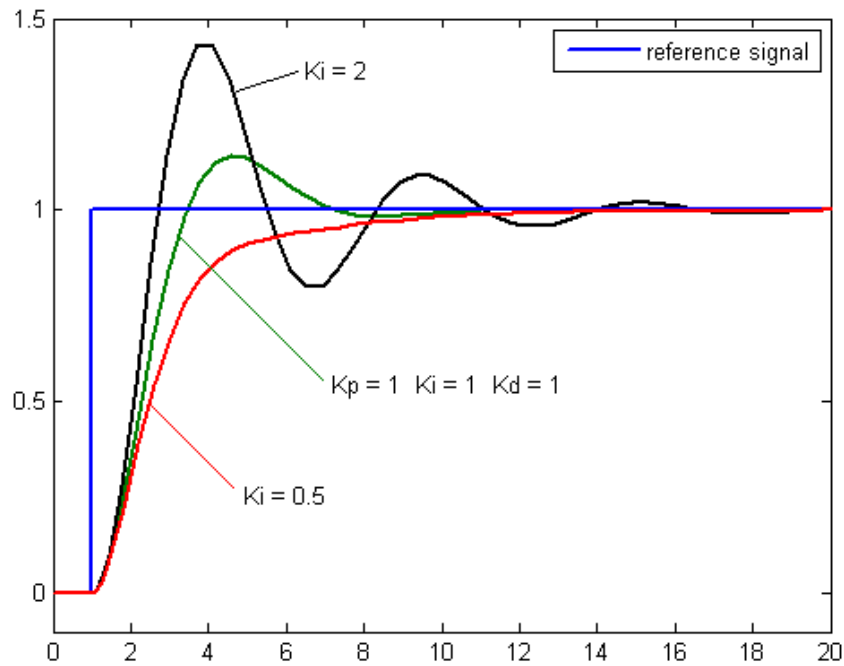


Fig. 5.5: Efectos del K_i sobre el comportamiento.

El término derivativo K_d computa con qué rapidez se mueve la señal, decreciendo el aumento de señal si esta asciende con demasiada rapidez. Permite anticiparse al *overshoot* y amortiguar el comportamiento. Un mayor valor de K_d hará que el sistema responda con más fuerza a variaciones del error, no al valor absoluto. Por tanto, es un parámetro sensible al ruido. Aumentaría la velocidad de respuesta frente a cambios. Es efectivo a la hora de reducir el *overshoot*, pero no tiene ningún efecto sobre corregir el error estático. Tiene un ligero efecto sobre el *rise time* y reduce el tiempo de estabilización.

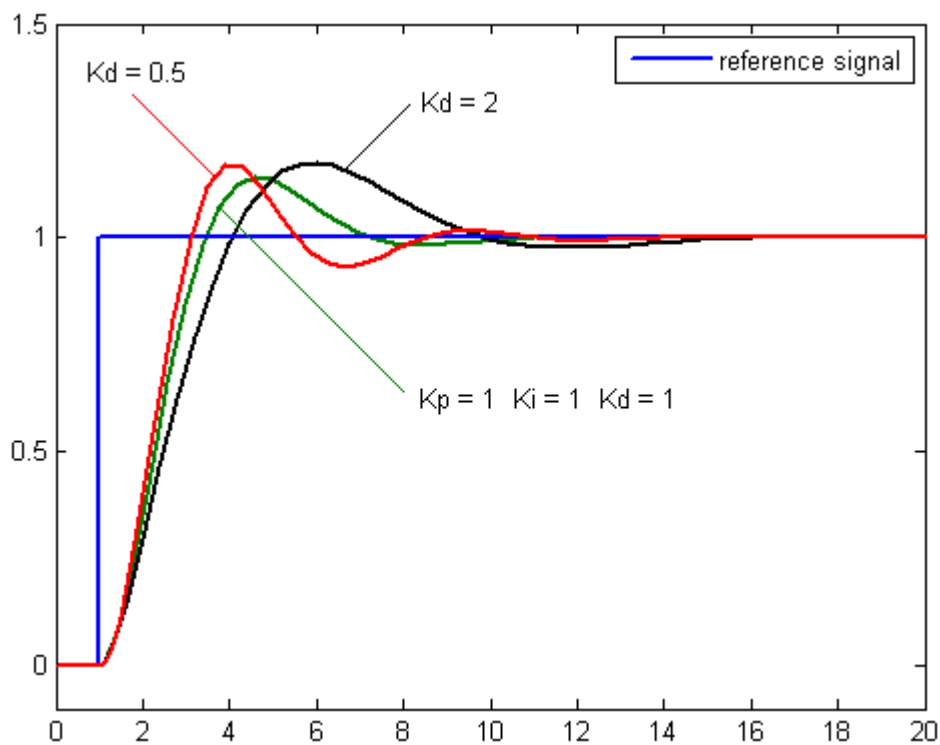


Fig. 5.6: Efectos del K_d sobre el comportamiento.

En el caso de la presente simulación, la función $e(t)$ es el error entre la posición objetivo expresada en η_{obj} y la posición actual η retroalimentada desde el modelo matemático del buque. Es por tanto una distancia expresada en coordenadas geográficas en el sistema de referencia Norte-Este-Down (NED). La salida $u(t)$ del controlador serán las fuerzas τ_{PID} necesarias para corregir ese error, que deberán estar expresadas en el sistema de referencia solidario al buque (BODY). Por tanto dentro del PID deberá figurar la matriz de rotación $R(\psi)$, con la consecuente pérdida de linealidad entre la variable de entrada y las de salida.

El controlador PID utilizado en este trabajo ha sido desarrollado en Simulink basado en el trabajo realizado dentro del modulo MSS por Fossen, T.I. y T. Perez (2004), disponible en <http://www.marinecontrol.org>, donde ya se disponen bloques controladores PID no lineales configurables.

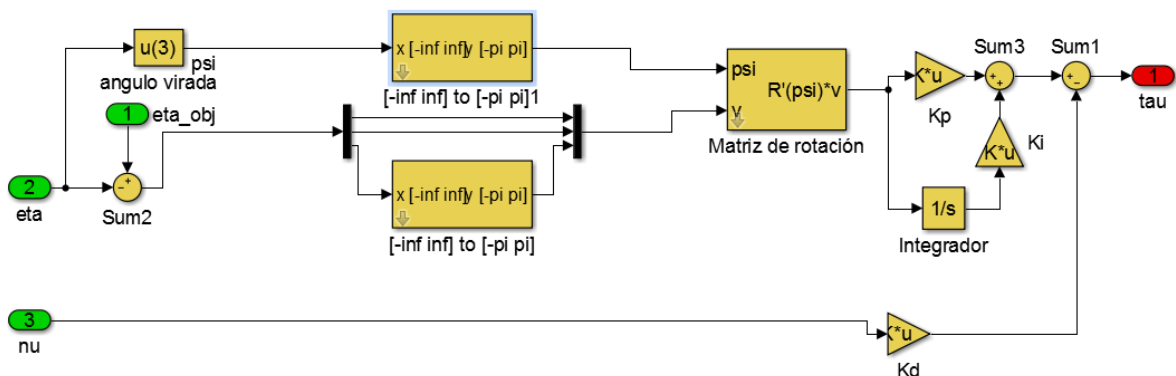


Fig. 5.7: Módulo de control PID utilizado.

Donde los valores de los parámetros del PID son introducidos en forma de matriz desde fuera de la interfaz del módulo.

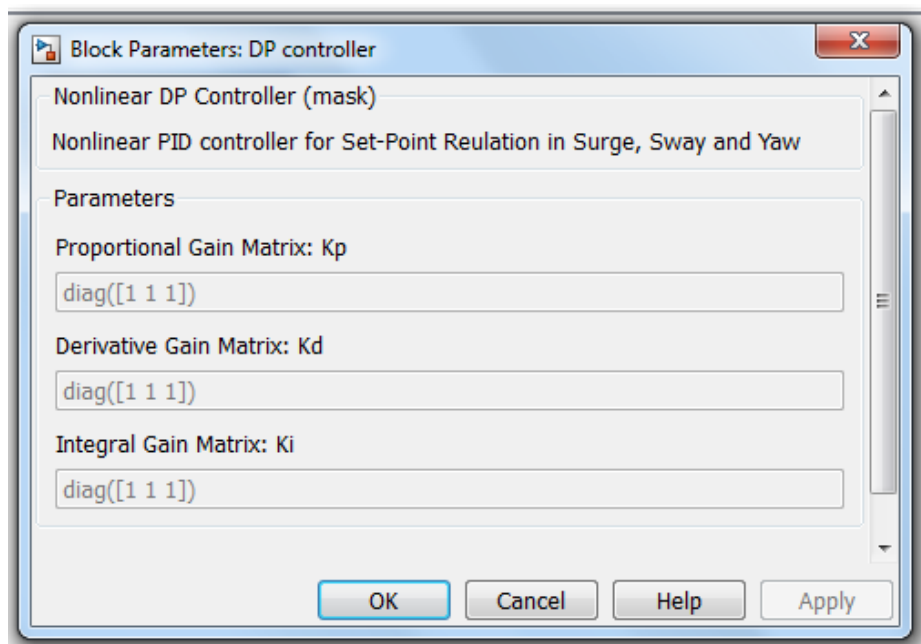


Fig. 5.8: Configuración del módulo PID.

5.2.2 Puesta a punto del controlador PID:

Antes de emprender la tarea de poner a punto los parámetros del controlador PID para lograr un buen comportamiento. Ya sea mediante una aplicación automático o por tentativa manual por prueba y error, es esencial contar con la planta lo más determinada posible. Si el resto del modelo no está completo y el comportamiento de la planta no está completamente representado la puesta a punto no será preciso y la tentativa será inútil.

Por tanto el siguiente paso se ha llevado a cabo tras completar el modelo de simulación completo presentado en este trabajo.

Para ejemplificar el proceso manual de iteración de la puesta a punto se usará el caso más sencillo de la orden de avance. Existen aplicaciones y algoritmos en el mercado que permiten la puesta a punto automática de un controlador PID simulado, así como ciertas formulas empíricas con las que asignar magnitudes a partir de los parámetros básicos de onda expuestos anteriormente. Por desgracia con la presente planta que se pretende controlar, no resultan de utilidad. Por su no linealidad y estructura MIMO las aplicaciones accesibles mediante Simulink, la función de análisis de datos o las integradas dentro de Matlab no logran identificar la simulación. Las formulas empíricas disponibles consultadas en la literatura de control son solo orientativas, mencionándose ya que cada caso puede ser perfectamente propio y recae principalmente en la experiencia del diseñador decidir si son de utilidad. Por lo tanto el método de puesta a punto que se ha llevado a cabo ha sido la simple iteración manual, con ensayos de prueba y error, observando la respuesta de la planta a los cambios introducidos.

Esto proceso resultaría fútil si la planta no estuviese lo más completa y finalizada posible. Se recuerda que este proceso se ha llevado a cabo con una simulación que ya integra el propio módulo PID sin puesta a punto, un distribuidor *thruster allocator* funcional que impone límites de operación a los propulsores, fuerzas externas por viento y corrientes, una modelización de la planta propulsora y el modelo matemático del movimiento del buque. El proceso sigue ese flujo y es retroalimentado al PID desde el modelo matemático del buque.

Con el fin de ganar cierta introspección dentro del funcionamiento y comportamiento del controlador, se ha decidido comenzar los ensayos desactivando los módulos de las fuerzas externas. Se introducirá una orden de desplazamiento inicial, y se verá cómo responde el controlador para ejecutarla.

Dado que los desplazamientos necesarios dentro de la operación de PD son pequeños, se introducirá una orden de desplazamiento de 10 metros, hacia proa. Esta orden será constante en el tiempo. La simulación se inicializa en la posición 0. Por lo tanto se tendrá:

$$\boldsymbol{\eta}(t_0) = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}; \boldsymbol{\eta}_{obj} = \begin{bmatrix} \mathbf{10} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}; \dot{\boldsymbol{\eta}} = \mathbf{R}(\psi)\mathbf{v}.$$

El controlador dará una salida $u(t)$ a partir del error observado $e(t)$.

$$e(t) = \boldsymbol{\eta}(t) - \boldsymbol{\eta}_{obj}$$

Para la puesta a punto del PID hará falta observar principalmente la forma que toma $e(t)$ a lo largo de la simulación. Se desarrollará a lo largo de 120 segundos.

Un consejo general de buena práctica en esta tarea es la de comenzar con un controlador P, esto es, que no tenga componentes integrales ni derivativos. Se busca un valor tal que haga oscilar notablemente la planta, de forma que se puedan identificar los parámetros clave que permitan intuir su comportamiento.



Fig. 5.9: Ajuste PID-Ejemplo 1.

Este primer ejemplo se ha llevado a cabo con un componente proporcional $K_{p11} = 2 \cdot 10^3$ y sin componentes K_{i11} o K_{d11} . El error comienza siendo 10, el valor impuesto. El objetivo primordial del control es reducir este error a 0 y mantenerse en este valor. Se observa la tendencia del error a disminuir con el tiempo, pero sin llegar a alcanzar el 0 al cabo de la simulación. La conclusión es que el *rise time* es excesivo y por tanto el término proporcional es mucho menor de lo que debería ser.

Se prueba ahora con un $K_{p11} = 2 \cdot 10^9$.



Fig. 5.10: Ajuste PID- Ejemplo 2.

En este ejemplo ya se aprecia la oscilación de la función. Alcanza el objetivo alrededor de los 14 segundos, y tras ello se excede en gran medida con el *overshoot*. El *rise time* puede tomarse como razonable, pero para el proceso de puesta a punto se considera conveniente alzarlo. Añadir ahora un término derivativo ayudara a amortiguar la onda.

El ejemplo 3 se realiza con un $K_{p11} = 2 \cdot 10^{11}$ y un $K_d = 2 \cdot 10^9$.

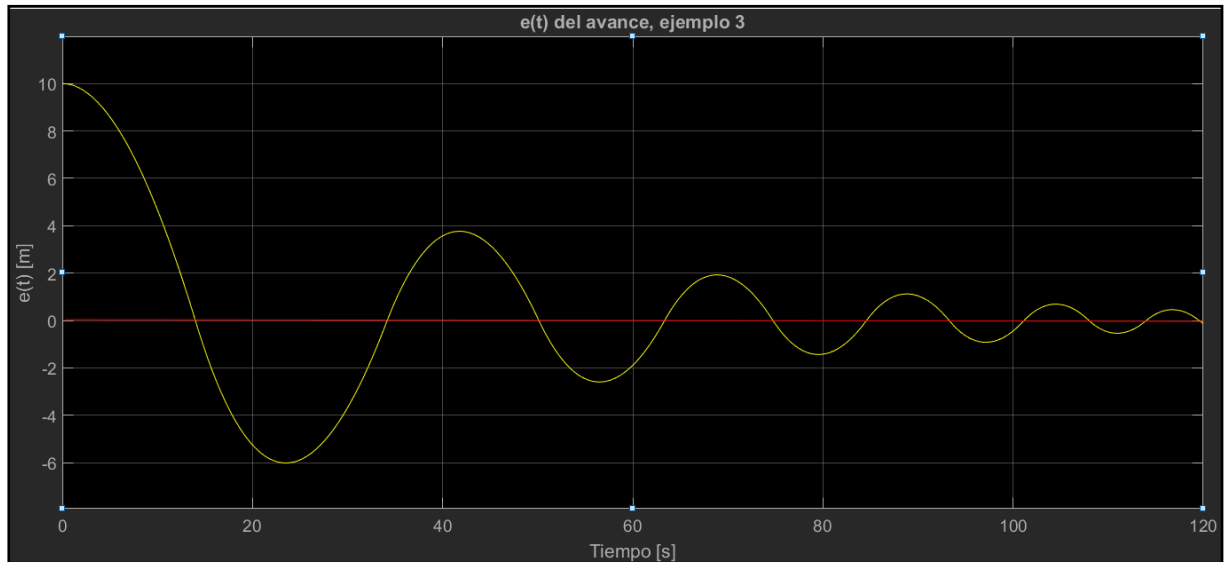


Fig. 5.11: Ajuste PID- Ejemplo 3.

Este ejemplo no es notablemente diferente al anterior. El ligero aumento en el término proporcional causa un decremento del *rise time* y una mayor oscilación, que se han contrarrestado por la participación del término derivativo de una magnitud similar.

Otra explicación similar es que el *rise time* sea el menor alcanzable por la planta propulsora. Si este es el caso aumentar el término proporcional no causaría ningún beneficio, y conllevaría a aumentar la inestabilidad de la planta aguas abajo en el proceso tendiendo a saturar los límites impuestos sobre los valores alcanzables.

Se probará a hacer descender las magnitudes de los términos, buscando que el derivativo sea mayor al proporcional.

El ejemplo 4 se realiza con un $K_{p11} = 2 \cdot 10^6$ y un $K_d = 2 \cdot 10^7$.

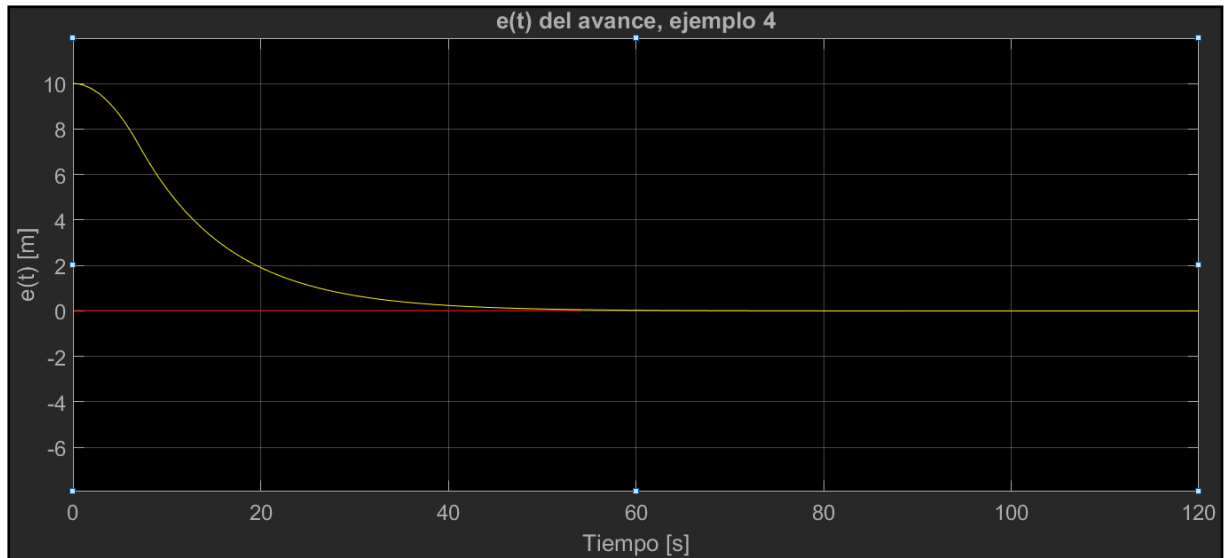


Fig. 5.12: Ajuste PID-Ejemplo 4.

Aquí la función está bastante más cerca de tener un comportamiento aceptable. La función se mantiene notablemente pegada al cero, indicando que quizás no sea necesario dar gran magnitud a un término integral. El *rise time* ha descendido notablemente, pero ya no hay *overshoot*. Esto es deseable para el sistema global, pues resulta en una operación más suave y cómoda de ejecutar aunque lleve más segundos. La conclusión es que este sistema está sobre amortiguado, con lo que se reducirá el termino derivativo. Por ahora no se añadirá un término integral.

El ejemplo 5 se realiza con un $K_{p11} = 2 \cdot 10^6$ y un $K_d = 1 \cdot 10^7$.

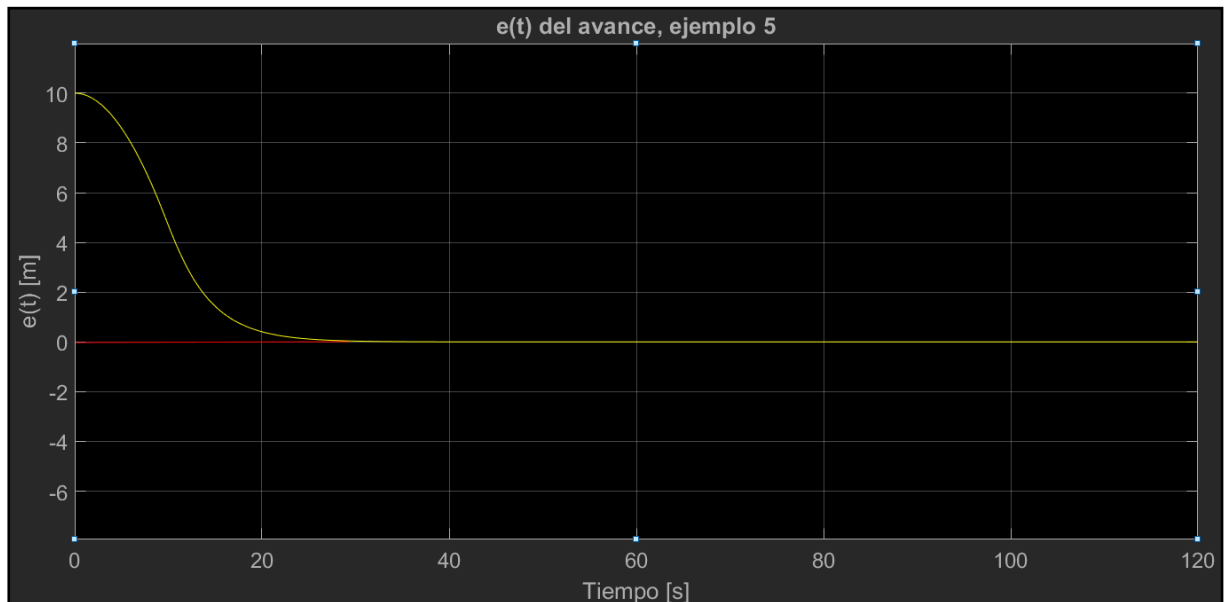


Fig. 5.13: Ajuste PID-Ejemplo 5.

Reduciendo el término derivativo se ha logrado una reducción del *rise time* sin empeorar la curva de aproximación al valor final. Para una puesta a punto preliminar, puede considerarse

este ejemplo como satisfactorio. El sistema podría ser perfeccionado mediante más experimentación y afinamiento, a costa de un extensivo tiempo de realizar pruebas.

Ahora se probará a integrar en la simulación las fuerzas externas de un viento de $U_{10}= 15$ m/s. incidiendo directamente contra la proa y una corriente de $U_c= 1$ m/s incidiendo directamente contra la popa. Las fuerzas externas resultantes en este grado de libertad se representan en la siguiente figura, con picos de 35 kN ejercidos hacia la popa:



Fig. 5.14: Muestra de las fuerzas externas del ejemplo 6.

La evolución del $e(t)$ en este caso es:

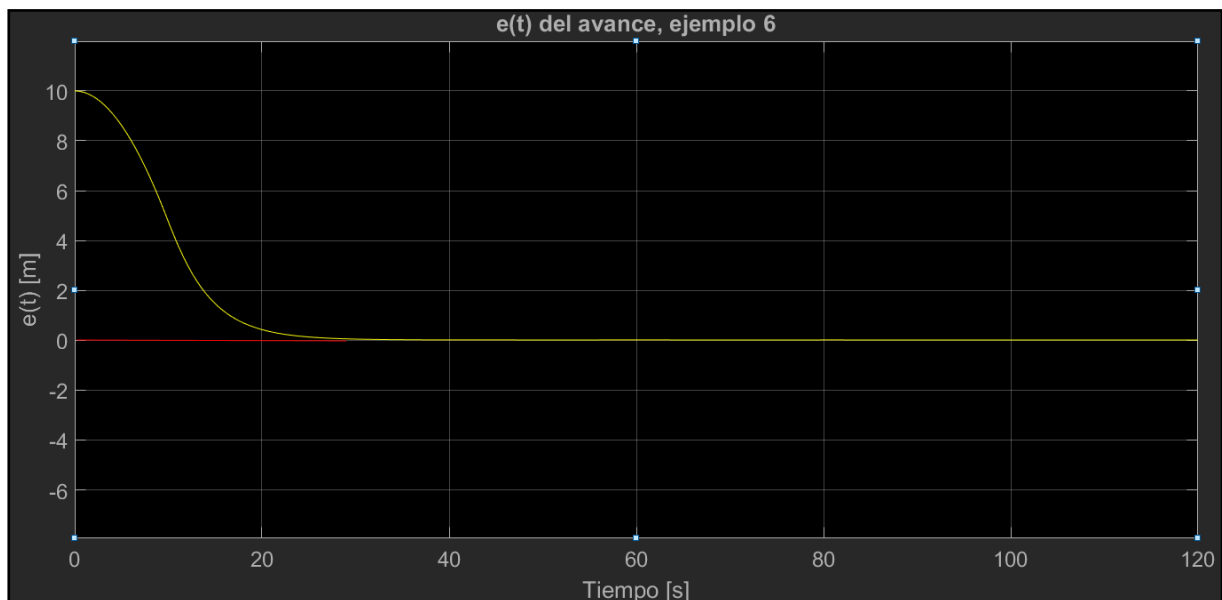


Fig. 5.15: Ajuste PID-Ejemplo 6.

Donde apenas se aprecia la influencia de las fuerzas externas. Este es un resultado razonable ya que el buque cuenta con una gran capacidad para ejercer propulsión en avance, tiene poca superficie frontal expuesta al viento y la fricción por corriente con sus formas no reviste gran magnitud.

Con esto se da por finalizada la puesta a punto en el grado de libertad de avance. El proceso iterativo a seguir para los movimientos de deriva y de giro es el mismo, con las dificultades añadidas de existir un acople, un buque mucho más susceptible a las fuerzas correspondientes y una planta menos capaz de ejercer fuerza en estos sentidos. Todo esto hace que el proceso se vuelva más laborioso y mucho menos intuitivo.

Estos problemas, y su efecto sobre la simulación, serán discutidos al final de este capítulo en la integración final al modelo.

Un ejemplo hallado mediante experimentación de configuración PID con resultados razonables en ausencia de fuerzas externas es:

$$K_p = 10^6 \begin{bmatrix} 5 & 0 & 0 \\ 0 & 5 & 0 \\ 0 & 0 & 70 \end{bmatrix}; K_d = 10^7 \begin{bmatrix} 5 & 0 & 0 \\ 0 & 5 & 0 \\ 0 & 0 & 100 \end{bmatrix}; K_i = 0$$

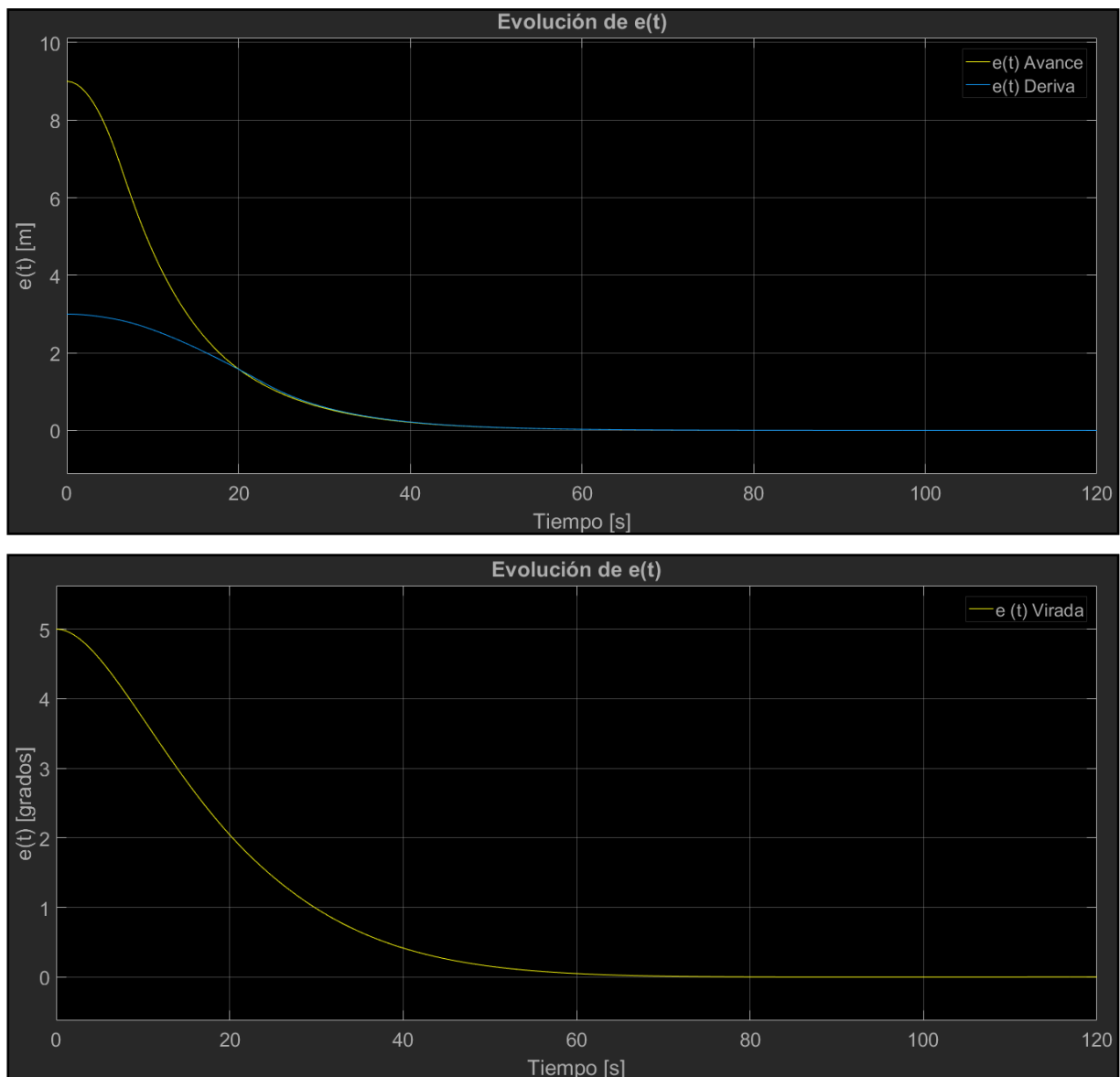


Fig. 5.16: Comportamiento del PID.

Donde los valores notablemente mayores del grado de libertad de la virada pueden atribuirse, entre otras cosas, a la diferencia de magnitudes con los otros términos por estar computando radianes en lugar de metros.

5.3 Distribuidor “*Thruster Allocator*”

El papel que cumple el distribuidor de propulsión o *thruster allocator* es de gran influencia sobre todo el sistema. Su objetivo es traducir la orden de fuerza τ_{PID} proveniente del controlador en una orden de actuación interpretable por la planta propulsora, afín a la variable de control con la que trabaja el operador humano. Normalmente esta orden será el paso de las hélices si se trabaja con unidades CPP (*Controllable Pitch Propellers*), las revoluciones del eje o motor si se trabaja con FPP (*Fixed Pitch Propellers*), el ángulo de orientación del timón, etc. Además, recae en el *thruster allocator* la función de hallar la “mejor” de estas órdenes de control.

Típicamente, los buques que cuentan con clasificación de Posicionamiento Dinámico cuentan con plantas de propulsión tales que dan lugar a una situación de sobreactuación. Por ejemplo, la planta propuesta cuenta con cinco actuadores que deben influir sobre los tres grados de libertad del plano horizontal. La consecuencia es que existen más grados de libertad que ecuaciones para ejecutar una fuerza dada. Por tanto es necesario definir un criterio adicional con el que evaluar todas las opciones posibles para determinar la más deseable. Este criterio puede ser, de forma sencilla, la mínima fuerza combinada que satisfaga la orden, el mínimo consumo de potencia o criterios de operación más sofisticados.

A mayores, es en el distribuidor donde se introducen los límites operativos de la planta propulsora, cualesquiera que puedan ser. También introduce preferencias dentro de las opciones disponibles. Puede ser planteado de tal forma que favorezca la actuación mediante las hélices transversales frente a las hélices principales con timón, aún con igualdad de criterio.

La entrada al módulo de distribución *thruster allocator* será la τ_{PID} proveniente del controlador y su salida será un vector con las variables de control sobre los r elementos de la planta propulsora tal que $\mathbf{u} = [\mathbf{u}_1 \ \dots \ \mathbf{u}_r]$ donde \mathbf{u}_i serían las rpm de cada propulsor. τ_{PID} es diferente a la τ_c finalmente ejecutada, ya que el PID no tiene en cuenta los límites operativos de la planta. Es conveniente que el PID este configurado de tal manera que incurra en fuerzas inalcanzables lo menos posible, comportamiento que puede llevar a una excesiva inestabilidad del control.

Esta relación entre fuerza comandada y variables de control puede expresarse como:

$$\tau_c = \mathbf{T}(\alpha) \cdot \mathbf{f}$$
$$\mathbf{f} = \mathbf{K}\mathbf{u}$$

De acuerdo a lo expuesto en el apartado 3.4, referente al modelado de la planta propulsora. $\mathbf{T}(\alpha)$ es la misma matriz $n \times r$ expuesta que describe la distribución de las fuerzas de los actuadores en función de la orientación de las unidades acimutales. \mathbf{f} es un vector columna de r componentes con la magnitud del empuje de cada unidad, que será

equivalente a la variable de control de las revoluciones \mathbf{u} por el factor de potencia linealizado \mathbf{K} .

5.3.1 Problema del distribuidor sin restricciones, actuadores no rotativos:

Se comienza planteando el problema más sencillo posible: un valor de $\boldsymbol{\alpha}$ constante tal que $\mathbf{T}(\boldsymbol{\alpha}) = \mathbf{T}$ y una búsqueda del mínimo valor global de \mathbf{f} como criterio de optimización. En términos matemáticos se puede plantear el problema como uno de optimización de mínimos cuadrados [Fossen, Thor I. (2002)], tal que:

$$J = \min_{\mathbf{f}} \{\mathbf{f}^T \mathbf{W} \mathbf{f}\}$$

sujeto a:

$$\boldsymbol{\tau} - \mathbf{T} \mathbf{f} = \mathbf{0}$$

Donde \mathbf{W} es una matriz de pesos de dimensiones $n \times n$. Su propósito es mantener la estructura del problema y asignar un factor de peso a cada actuador, de forma que se pueda favorecer el uso de determinados actuadores frente a otros. Una preferencia habitual es asignar un valor superior a las hélices principales con timón, de forma que el problema tienda a buscar soluciones usando las menos pesadas hélices de proa. Para la mayoría de casos, como el del presente trabajo, \mathbf{W} será una matriz identidad.

Este problema puede ser resuelto de forma explícita utilizando los multiplicadores de Lagrange, según propone Fossen, Thor I. (2002) El lagrangiano del problema es:

$$L(\mathbf{f}, \boldsymbol{\lambda}) = \mathbf{f}^T \mathbf{W} \mathbf{f} + \boldsymbol{\lambda}^T (\boldsymbol{\tau} - \mathbf{T} \mathbf{f})$$

Con $\boldsymbol{\lambda}$ el vector que contiene los multiplicadores de Lagrange. Diferenciar el lagrangiano respecto a \mathbf{f} da:

$$\frac{\partial L}{\partial \mathbf{f}} = 2\mathbf{W} \mathbf{f} - \mathbf{T}^T = \mathbf{0} \Rightarrow \mathbf{f} = \frac{1}{2} \mathbf{W}^{-1} \mathbf{T}^T \boldsymbol{\lambda}$$

Asumiendo que no existe singularidad en $\mathbf{T} \mathbf{W}^{-1} \mathbf{T}^T$, sustituyendo \mathbf{f} en la igualdad objetivo $\boldsymbol{\tau} = \mathbf{T} \mathbf{f}$ se obtendrá:

$$\mathbf{T} \mathbf{f} = \boldsymbol{\tau} = \frac{1}{2} \mathbf{T} \mathbf{W}^{-1} \mathbf{T}^T \boldsymbol{\lambda} \Rightarrow \boldsymbol{\lambda} = 2(\mathbf{T} \mathbf{W}^{-1} \mathbf{T}^T)^{-1} \boldsymbol{\tau}$$

Sustituyendo el valor del lagrangiano $\boldsymbol{\lambda}$ dentro del valor de la fuerza:

$$\mathbf{f} = \mathbf{W}^{-1} \mathbf{T}^T (\mathbf{T} \mathbf{W}^{-1} \mathbf{T}^T)^{-1} \boldsymbol{\tau}$$

Donde queda definida la matriz $\mathbf{T}_\omega^\dagger = \mathbf{W}^{-1} \mathbf{T}^T (\mathbf{T} \mathbf{W}^{-1} \mathbf{T}^T)^{-1}$ conocida como la inversa generalizada de \mathbf{T} . Para el caso general de que la matriz de pesos sea la identidad, $\mathbf{W} = \mathbf{I}$, se tendrá la pseudo inversa de Moore-Penrose $\mathbf{T}^\dagger = \mathbf{T}^T (\mathbf{T} \mathbf{T}^T)^{-1}$

Con lo que el vector de control de las revoluciones optimas \mathbf{u} puede ser determinado de forma explícita como:

$$\mathbf{u} = \mathbf{K}^{-1} \mathbf{T}^\dagger \boldsymbol{\tau}$$

5.3.2 Problema del distribuidor con restricciones, actuadores no rotativos:

Se recuerda que hasta ahora se ha hablado del caso más simple: una matriz de orientación $\mathbf{T} = \mathbf{T}(\boldsymbol{\alpha}_0) = \text{cte.}$, y en ningún momento se han introducido los límites de operación de los propulsores. Este planteamiento es demasiado sencillo como para ser usado como módulo de control, pero sirve como base sobre la que implementar estas funciones.

Hay varias razones que motivan integrar las restricciones de operación de los propulsores. La más inmediata es cortar de raíz la posibilidad de que el *thruster allocator* de como salida ordenes irreales que la planta no sea capaz de ejecutar y por tanto dando pie a la inestabilidad de todo el sistema. Otra es la de incorporar límites prácticos a las soluciones viables, de forma que se evite un excesivo desgaste de los motores por arrancadas bruscas o súbitos cambios de revolución. En este aspecto debe trabajarse conjuntamente con el controlador diseñado para lograr un buen uso de la planta propulsora y del sistema de potencia eléctrica.

Al problema anterior se le introducen los términos \mathbf{f}_{\min} y \mathbf{f}_{\max} que contienen las fuerzas límites en las que puede operar la planta. Cada uno de estos términos será un vector columna con r valores. El problema de distribución *thruster allocator* restringido con $\mathbf{T} = \mathbf{T}(\boldsymbol{\alpha}_0) = \text{cte.}$, se reformula partiendo del caso anterior como:

$$J = \min_{\mathbf{f}} \{ \mathbf{f}^\top \mathbf{W} \mathbf{f} + \mathbf{s}^\top \mathbf{Q} \mathbf{s} + \beta \bar{f} \}$$

sujeto a:

$$\mathbf{T} \mathbf{f} = \boldsymbol{\tau} + \mathbf{s}$$

$$\mathbf{f}_{\min} \leq \mathbf{f} \leq \mathbf{f}_{\max}$$

$$-\bar{f} \leq f_1, f_2, \dots, f_r \leq \bar{f}$$

Donde se ha añadido el vector de holguras \mathbf{s} con su correspondiente matriz de pesos \mathbf{Q} . Su papel es el de garantizar que exista una solución factible respetando los límites impuestos cuando esto no sea posible con \mathbf{f} . Como tal, tendrá la misma forma que $\boldsymbol{\tau}$, y la matriz \mathbf{Q} cumplirá la misma función que su homóloga \mathbf{W} . Para evitar que el problema tienda a usar en exceso este valor para resolverse se lo penalizará otorgando un peso significativamente mayor a las fuerzas alcanzables tal que $\mathbf{Q} \gg \mathbf{W}$. Se pretende que \mathbf{s} sea lo más próxima a cero en general. El tercer término $\beta \bar{f}$ se utiliza para minimizar la fuerza más alta de entro los actuadores, tal que $\bar{f} = \max_i |f_i|$. El parámetro $\beta \geq 0$ controla el peso dentro del problema. Esto permite respetar para cada uno de los r actuadores $f_i^{\min} \leq f_i \leq f_i^{\max}$.

Para resolver este problema se utiliza la función de resolución de mínimos cuadrados incorporada en Matlab, "quadprog.m". Esta función requiere que se formule el problema con la siguiente estructura:

$$\min_{\mathbf{x}} \left\{ \frac{1}{2} \mathbf{x}^T \mathbf{H} \mathbf{x} + \mathbf{f}^T \mathbf{x} \right\}$$

sujeto a:

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{x} \leq \mathbf{b},$$

$$\mathbf{A}eq \cdot \mathbf{x} \leq \mathbf{b}eq,$$

$$\mathbf{l}_{inf} \leq \mathbf{x} \leq \mathbf{l}_{sup},$$

Para ser computado como:

``` x = quadprog (H, f, A, b, Aeq, beq, lb, ub) ```

La función proporciona el valor o valores  $\mathbf{x}$  que satisfacen el mínimo de la función atendiendo a las restricciones. Las matrices que describen el problema deben ser introducidas de forma explícita. Para ello se propone la siguiente reestructuración:

$$J = \min_{\mathbf{z}} \{ \mathbf{z}^T \Phi \mathbf{z} + \mathbf{z}^T \mathbf{R} \mathbf{p} \}$$

sujeto a:

$$\mathbf{A}_1 \mathbf{z} = \mathbf{C}_1 \mathbf{p}$$

$$\mathbf{A}_2 \mathbf{z} \leq \mathbf{C}_2 \mathbf{p}$$

En cuyos términos se condensa la estructura del problema anterior. Se tendrá:

$\mathbf{z} = [\mathbf{f}^T, \mathbf{s}^T, \bar{f}]^T$  = que será el vector columna de  $n+r+1$  valores al que trate de buscar solución el problema, cuyos primeros  $r$  valores son las fuerzas requeridas al módulo distribuidor.

$\mathbf{p} = [\boldsymbol{\tau}^T, \mathbf{f}_{min}^T, \mathbf{f}_{max}^T, \boldsymbol{\beta}]^T$  = que será el vector columna de  $n+2r+1$  valores que contiene los parámetros que definen el problema: la fuerza que el módulo debe lograr y los límites impuestos sobre la planta.

El resto de términos esencialmente mantienen la estructura del problema para que este sea computable. En consecuencia, para el presente problema serán:

$$\Phi = \begin{bmatrix} \mathbf{W} & \mathbf{0}_{r \times n} & \mathbf{0}_{r \times 1} \\ \mathbf{0}_{n \times r} & \mathbf{Q} & \mathbf{0}_{n \times 1} \\ \mathbf{0}_{1 \times r} & \mathbf{0}_{1 \times n} & \mathbf{0} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{R} = \left[ \mathbf{0}_{(r+n+1) \times (n+2r)} \quad \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{(r+n) \times 1} \\ \mathbf{1} \end{bmatrix} \right]$$

$$\mathbf{A}_1 = [\mathbf{T} \quad -\mathbf{I}_{n \times n} \quad \mathbf{0}_{n \times 1}]$$

$$\mathbf{C}_1 = [\mathbf{I}_{n \times n} \quad \mathbf{0}_{n \times (2r+1)}]$$

$$\mathbf{A}_2 = \begin{bmatrix} -\mathbf{I}_{r \times r} & \mathbf{0}_{r \times n} & \mathbf{0}_{r \times 1} \\ \mathbf{I}_{r \times r} & \mathbf{0}_{r \times n} & \mathbf{0}_{r \times 1} \\ \mathbf{I}_{r \times r} & \mathbf{0}_{r \times n} & \begin{bmatrix} \mathbf{1} \\ \mathbf{1} \\ \vdots \\ \mathbf{1} \end{bmatrix} \\ \mathbf{I}_{r \times r} & \mathbf{0}_{r \times n} & -\begin{bmatrix} \mathbf{1} \\ \mathbf{1} \\ \vdots \\ \mathbf{1} \end{bmatrix} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C}_2 = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{r \times n} & -\mathbf{I}_{r \times r} & \mathbf{0}_{r \times r} & \mathbf{0}_{r \times 1} \\ \mathbf{0}_{r \times n} & \mathbf{0}_{r \times r} & \mathbf{I}_{r \times r} & \mathbf{0}_{r \times 1} \\ \mathbf{0}_{r \times n} & \mathbf{0}_{r \times r} & \mathbf{0}_{r \times r} & \mathbf{0}_{r \times 1} \\ \mathbf{0}_{r \times n} & \mathbf{0}_{r \times r} & \mathbf{0}_{r \times r} & \mathbf{0}_{r \times 1} \end{bmatrix}$$

Donde  $\mathbf{T}$  es la matriz  $\mathbf{T} = \mathbf{T}(\boldsymbol{\alpha}_0) = \text{cte.}$ , y  $\mathbf{W}$  y  $\mathbf{Q}$  las y expuestas.

### 5.3.3 Problema del distribuidor con actuadores rotativos:

Para poder plantear este problema con unidades acimutales y un  $\boldsymbol{\alpha}$  variable, debe añadirse la matriz  $\mathbf{T}(\boldsymbol{\alpha})$  como incógnita a despejar por el algoritmo, junto con el vector  $\mathbf{u}$ . Las limitaciones que puedan tener la operación de giro de las unidades también han de añadirse al problema. La incorporación de los ángulos como incógnita también hace aparecer un problema matemático añadido. La inversa generalizada  $\mathbf{T}_\omega^\dagger(\boldsymbol{\alpha})$  puede llegar a ser singular para ciertos ángulos, lo que lleva a una situación donde dichos ángulos no producirán fuerza.

Teniendo esto en cuenta, según Johansen, (2004b) el problema a resolver pasa a ser:

$$J = \min_{\mathbf{f}, \boldsymbol{\alpha}, \mathbf{s}} \left\{ \sum_{i=1}^r \bar{P}_i |f_i|^{3/2} + \mathbf{s}^\top \mathbf{Q} \mathbf{s} + (\boldsymbol{\alpha} - \boldsymbol{\alpha}_0)^\top \boldsymbol{\Omega} (\boldsymbol{\alpha} - \boldsymbol{\alpha}_0) + \frac{\varrho}{\varepsilon + \det(\mathbf{T}(\boldsymbol{\alpha}) \mathbf{W}^{-1} \mathbf{T}^\top(\boldsymbol{\alpha}))} \right\}$$

$$\mathbf{T}(\boldsymbol{\alpha}) \mathbf{f} = \boldsymbol{\tau} + \mathbf{s}$$

$$\mathbf{f}_{\min} \leq \mathbf{f} \leq \mathbf{f}_{\max}$$

$$\boldsymbol{\alpha}_{\min} \leq \boldsymbol{\alpha} \leq \boldsymbol{\alpha}_{\max}$$

$$\Delta \boldsymbol{\alpha}_{\min} \leq \boldsymbol{\alpha} - \boldsymbol{\alpha}_0 \leq \Delta \boldsymbol{\alpha}_{\max}$$

Donde el primer término  $\sum_{i=1}^r \bar{P}_i |f_i|^{3/2}$  considera la potencia consumida por toda la planta. El término  $\mathbf{s}^T \mathbf{Q} \mathbf{s}$  opera como antes, ofreciendo una solución factible al cálculo del problema para cualquier exigencia de fuerza en cualquier ángulo, siempre buscando que  $\mathbf{s}$  sea 0 en lo posible. La condición  $\alpha_{\min} \leq \alpha \leq \alpha_{\max}$  permite imponer restricciones a la operación, como por ejemplo serían ciertos sectores donde exista interactuación entre hélices. La otra condición de  $\Delta \alpha_{\min} \leq \alpha - \alpha_0 \leq \Delta \alpha_{\max}$  es equivalente a contemplar el  $\dot{\alpha}$  límite de las unidades acimutales. Por último, el término  $\frac{\varrho}{\varepsilon + \det(\mathbf{T}(\alpha) \mathbf{W}^{-1} \mathbf{T}^T(\alpha))}$  tiene como objetivo abordar el problema de la posible singularidad en la inversa generalizada  $\mathbf{T}_\omega^+(\alpha)$ . Tal problema se dará cuando el determinante sea cero, por lo que se ha asignado una variable escalar de peso  $\varrho$  que lo contrarreste.  $\varepsilon$  tiene como única utilidad evitar una división entre cero, por lo que se le dará un valor pequeño pero positivo para evitarlo. Aumentar la magnitud de  $\varrho$  asegura mayor maniobrabilidad con más ángulos de operación, a costa de mayores consumos de potencia.

El desarrollo de este último problema indica que es el más adecuado a implementar en el módulo de distribución *thrust allocator*. Sin embargo este es un problema es uno de programación no lineal y no convexa. En los problemas anteriores existía la condición de convexidad que garantizaba la existencia de una solución. El problema a enfrentar requiere de una importante capacidad de computación, así como de un poco inmediato proceso de reformulación para ser abordado por cualquier algoritmo de resolución.

Fossen, Thor I. (2002) propone como una solución a esta problemática la reformulación del problema buscando solucionar no un los valores de  $\mathbf{f}$  y  $\alpha$ , sino la variación de estos términos desde la última iteración, tal que se convierte en el término cuadrático  $\mathbf{f} = \mathbf{f}_0 + \Delta \mathbf{f}$ . El ángulo también es reformulado como  $\alpha = \alpha_0 + \Delta \alpha$ , que es un término lineal que además permite esquivar la corrección por singularidad. Este enfoque posee varias bondades. Al computar la variación de la fuerza y no su magnitud, se puede actuar sobre la velocidad de arranque y parada de los motores, llevando a una operación mucho más suave y respetuosa con la vida útil de la máquina. Y, principalmente, permite su computación como un problema convexo de minimización de programación cuadrática. Buscar la variación de en lugar del valor permite que el algoritmo inicie sus iteraciones en un punto próximo a la anterior solución, reduciendo notablemente los recursos computacionales requeridos. Como principal desventaja, requiere la completa reestructuración del problema, complejo de por sí, a unos términos explícitos computables por el programa de cálculo elegido.

No es la única solución propuesta, siendo este un problema que abarca una amplia necesidad estudio dentro del área de aplicación del posicionamiento dinámico y que podría merecer un trabajo como el presente por sí solo. Otras soluciones propuestas dentro de la bibliografía consultada son la de soluciones iterativas utilizando programación lineal, buscando soluciones explícitas mediante SVD (*Singular Value Decomposition*) y técnicas de filtrado, o mediante la descomposición geométrica del rango de operación de los propulsores en áreas aproximadas por rectas límites.

### 5.3.4 Distribuidor propuesto:

Dentro del alcance del presente trabajo, y ante la complejidad de estos problemas, se ha optado por implementar el planteamiento del problema de distribución con límites para propulsión no rotativa:

$$J = \min_z \{z^T \Phi z + z^T R p\}$$

sujeto a:

$$A_1 z = C_1 p$$

$$A_2 z \leq C_2 p$$

Este es el problema que se ha utilizado en los buques PSV antes de la aparición en el mercado de las unidades acimutales o azipods. Se deja para un futuro trabajo el desarrollo de la integración de los ángulos como incógnitas y la optimización del tiempo de computación.

En consecuencia, se ha tomado  $T = T(\alpha_0) = \text{cte.}$  . Esto es, ambos pods y la unidad retráctil orientados hacia proa. Se le ha permitido la capacidad de dar revoluciones negativas para ciar. Expresada la matriz explícitamente:

$$T(\alpha_0) = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \\ -5.05 & 5.05 & 0 & 29.84 & 39.41 \end{bmatrix}$$

Los límites máximos y mínimos de los propulsores contemplados serán por tanto la máxima fuerza en sentidos opuestos. La formulación de este problema no permite contemplar revoluciones mínimas. Se ha debido asumir la simplificación de que la hélice a bajas revoluciones es igualmente efectiva que a sus revoluciones límites.

$$f_{lim} = \begin{bmatrix} 476000 \\ 476000 \\ 170000 \\ 146000 \\ 146000 \end{bmatrix} [Newtons] = f_{max} = -f_{min}$$

El módulo de distribución *allocator* implementado es:

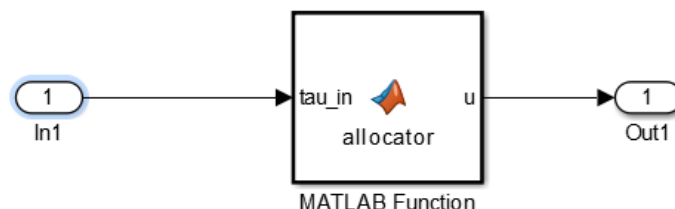


Fig. 5.17: Módulo “Allocator” en Simulink



Donde el input es el output de la fuerza demandada por el PID, y el output las revoluciones **U** que se suministraran a la planta propulsora. La función de Matlab utilizada puede ser consultada en el anexo.

Esta función introducida utiliza las matrices y algoritmo de resolución expuestos en el apartado 5.3.2 acerca del problema del distribuidor con restricciones para actuadores no rotativos.

#### **5.4 Integración en el modelo final:**

Se presenta la integración final de todos los módulos en la simulación como:

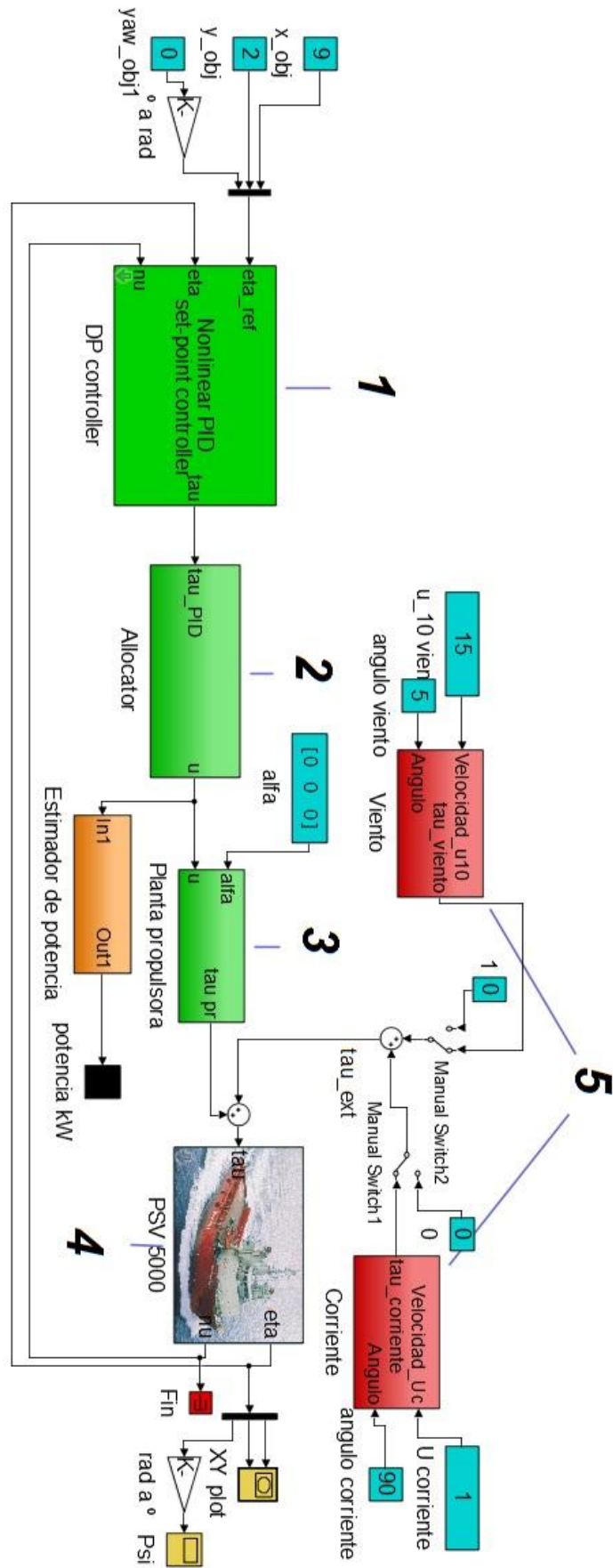


Fig. 5.18: Simulación propuesta

Los módulos enumerados son los siguientes:

- “1”: Controlador PID
- “2”: Distribuidor *Thruster Allocator*:
- “3”: Modelo de la planta propulsora
- “4”: Modelo matemático del buque
- “5”: Módulos de las fuerzas externas: viento y corriente.

Las entradas a la simulación son las siguientes. “x\_obj”, “y\_obj” y “yaw\_obj” definen el vector  $\boldsymbol{\eta}_{obj}$  que es alimentado al PID. El módulo de viento requiere la entrada de unos datos  $\mathbf{U}_{10}$  y  $\boldsymbol{\gamma}$ . El módulo de corriente es idéntico, requiriendo  $\mathbf{U}_c$  y  $\boldsymbol{\beta}$ .

La salida de la simulación es el vector  $\boldsymbol{\eta}(t)$  a lo largo del tiempo.

El flujo de simulación es el siguiente.  $\boldsymbol{\eta}_{obj}$ ,  $\boldsymbol{\eta}(t)$  y  $\boldsymbol{v}$  se introducen en el PID, que internamente define  $\boldsymbol{e}(t)$  y saca  $\boldsymbol{\tau}_{PID}$ .  $\boldsymbol{\tau}_{PID}$  entra al *allocator* del cual sale el vector de control  $\mathbf{U}$ . Con este vector de control puede estimarse la potencia. La planta propulsora convierte la orden de control en una fuerza  $\boldsymbol{\tau}_c$ . Los módulos de fuerzas externas aportan  $\boldsymbol{\tau}_{ext}$  a partir de los datos ambientales.  $\boldsymbol{\tau}_c$  y  $\boldsymbol{\tau}_{ext}$  se suman en el término  $\boldsymbol{\tau}$  que recibe el modelo matemático del buque. Finalmente el modelo resuelve  $\boldsymbol{\eta}(t)$ .

La observación de parámetros tales como la  $\boldsymbol{e}(t)$  de entrada al PID para un movimiento en concreto, la  $\boldsymbol{\tau}_{ext}$  generada o las magnitudes de  $\mathbf{U}$  pueden ser consultadas mediante el injerto de un bloque “scope” allí donde sea preciso.

Para la resolución de la simulación se ha utilizado el solver ode 45 (Dormand-Prince) de iteración de tiempo variable.

#### 5.4.1 Caso propuesto nº1: Búsqueda de posición objetivo sin fuerzas externas.

A continuación se plantea el caso de simulación “Caso 1” estableciendo un  $\boldsymbol{\eta}_{obj}$  de [9,-2,15], con un tiempo de simulación de cinco minutos.

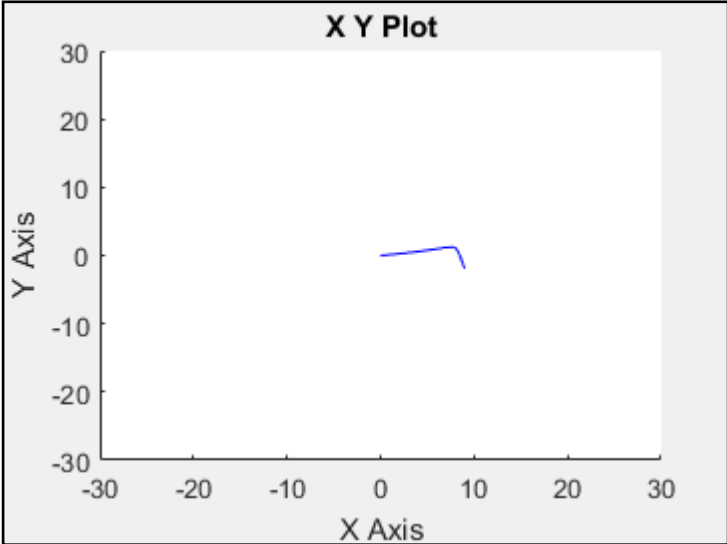


Fig. 5.19: Movimiento del buque, Caso 1

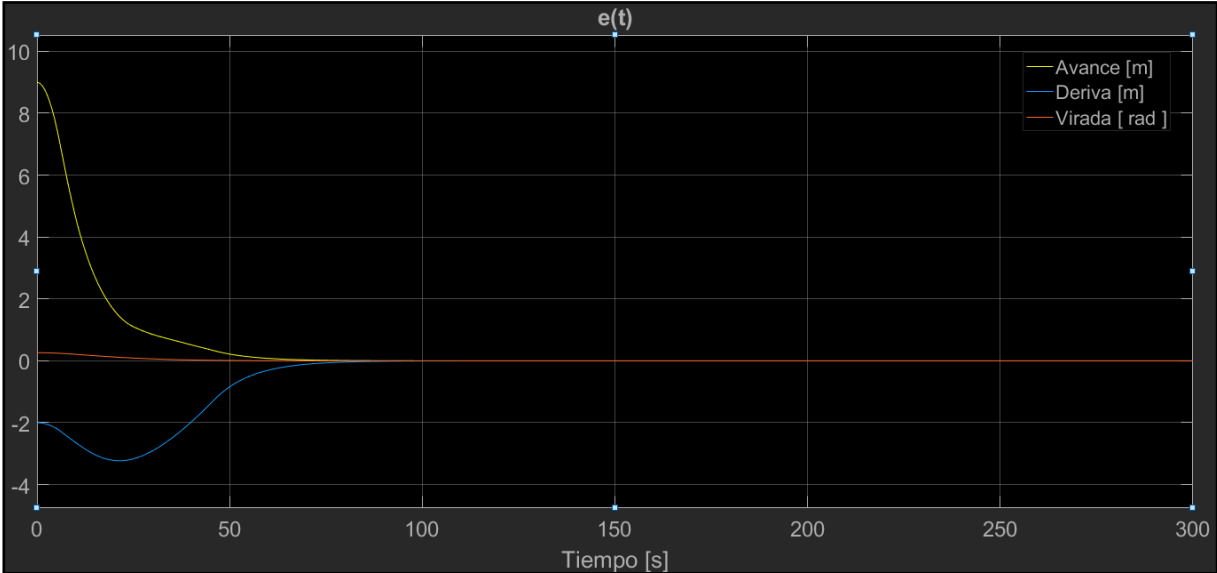


Fig. 5.20: e(t) entrante al PID, Caso 1

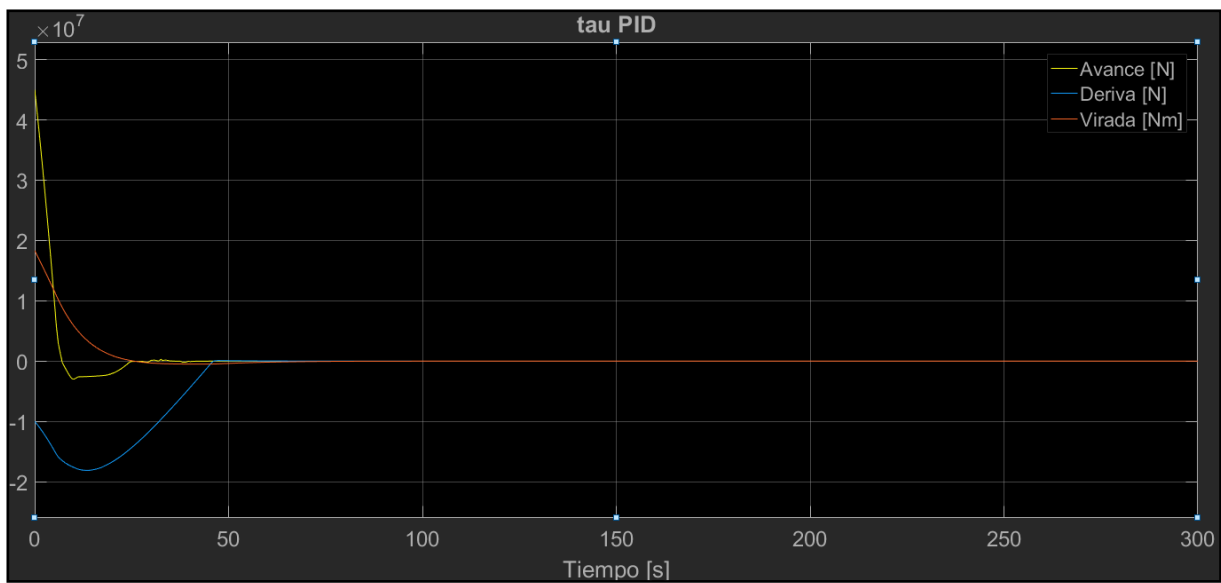


Fig. 5.21:  $\tau_{PID}$ , Caso 1

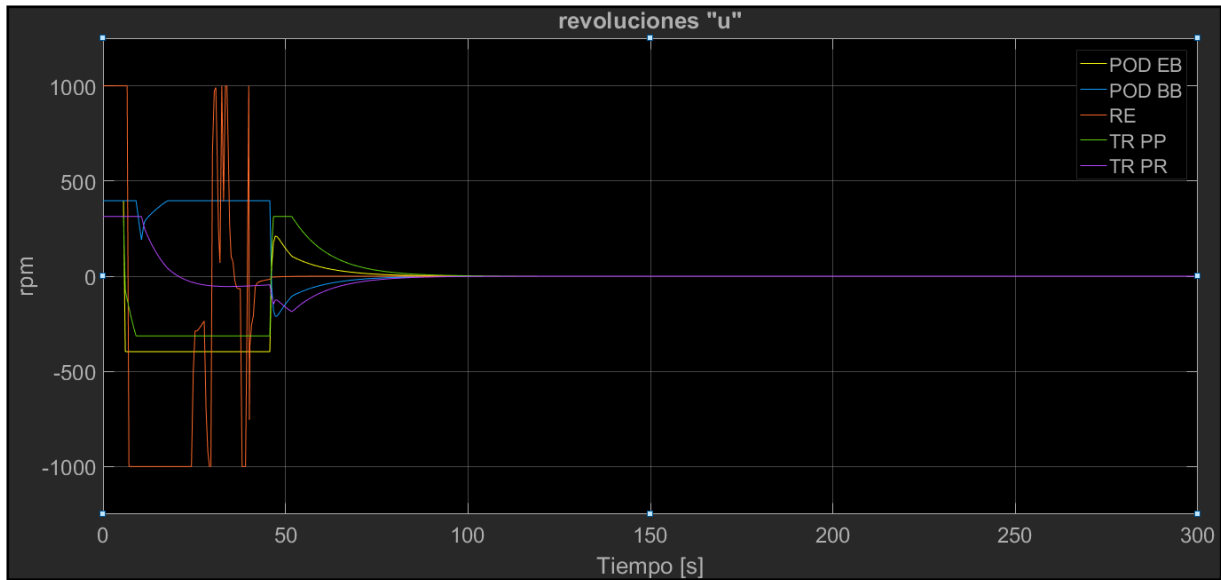


Fig. 5.22: Vector de control u, Caso 1

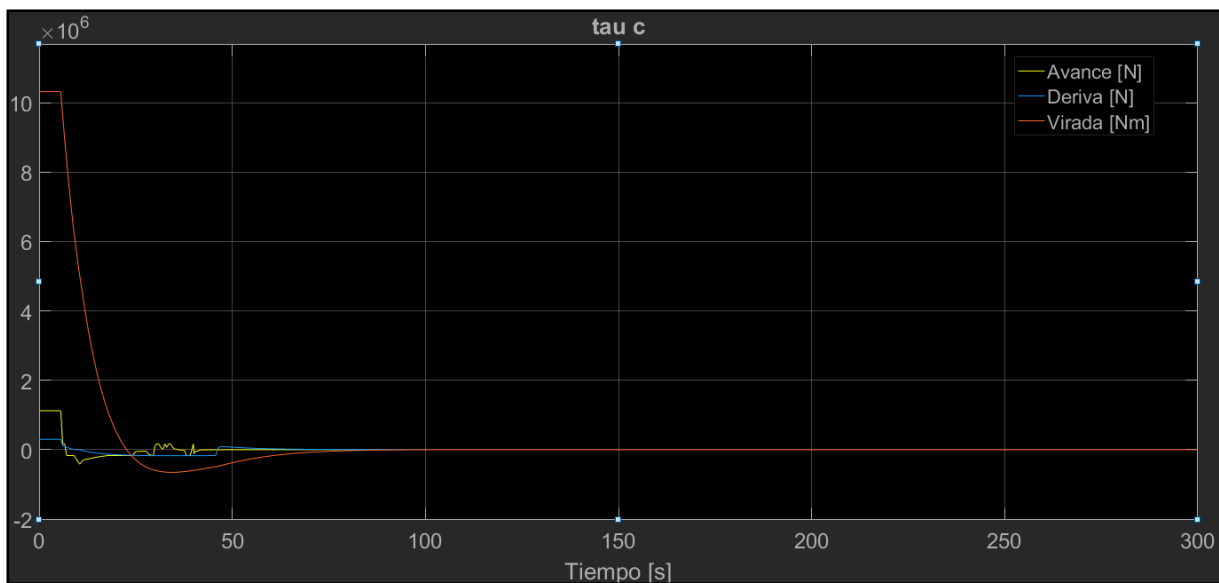


Fig. 5.23:  $\tau_c$ , Caso 1

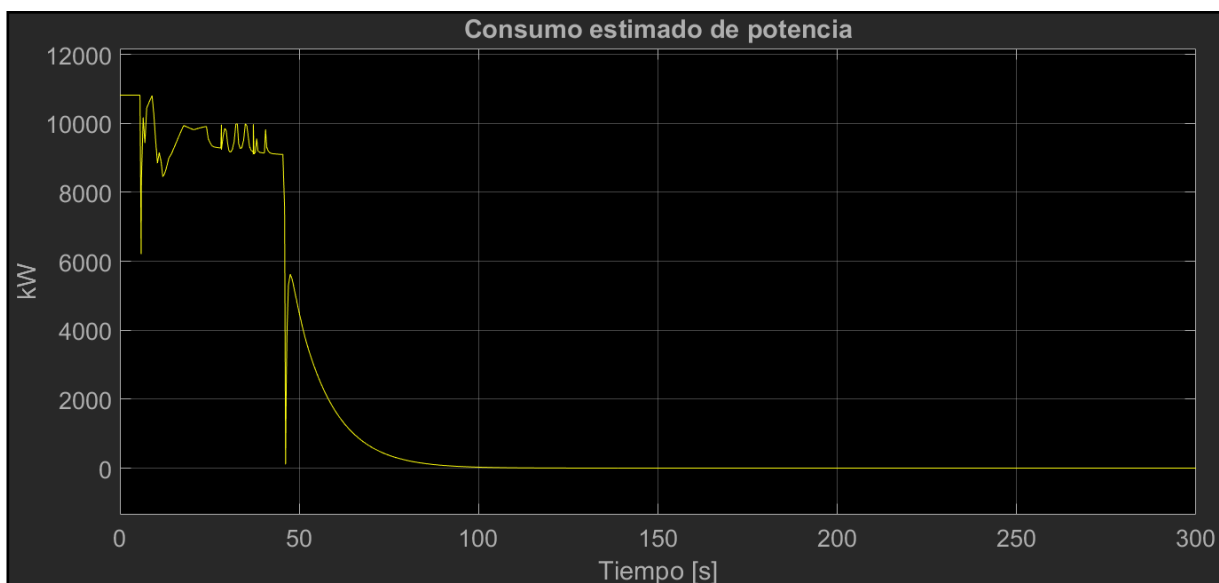


Fig. 5.24: Estimación de potencia consumida, Caso 1

En la fig. 5.22 se observa que el buque se mueve adecuadamente a su posición objetivo, alcanzándola cerca del minuto.

Observando la evolución de  $e(t)$  se notifica algo: el error dentro de la deriva aumenta inicialmente.

Nótese la diferencia entre  $\tau_{PID}$  y  $\tau_c$ . Existe una diferencia debido a que se alcanzan los límites operativos de la planta, evidenciado en cómo se saturan las revoluciones dadas por los propulsores a lo largo de la simulación.

Dentro de los diversos módulos de simulación, no existe ningún elemento que obligue a que la variación de las revoluciones se haga de forma suave, por lo que los actuadores tienden a dar todo adelante y todo atrás con brusquedad. Se entiende que esto es un comportamiento indeseable que no es admisible en la realidad, dando lugar a un gran desgaste y posibilidad de avería de los propulsores, y una gran incomodidad para los tripulantes.

Se observa que el periodo de saturación de la planta corresponde al tiempo que le lleva al buque llegar a su posición de avance requerida. A partir de ese momento los pods quedan libres para influir en el par sufrido por el buque dando el pod de estribor todo atrás y su compañero de babor todo adelante. Este comportamiento tiene sentido si se tiene en cuenta que al operar sin posibilidad de variación de ángulo de la planta, el único modo de desplazamiento lateral del buque son las hélices transversales de proa. Y estas son incapaces de generar empuje sin a su vez generar un par de giro sobre el buque que debe ser contrarrestado de alguna forma.

Esta observación resulta de interés al emprender la tarea de afinamiento del PID, donde se observó una notable dificultad para controlar el par de giro sin desestabilizar la posición del barco.

Tras incorporar el problema cuadrático a la simulación, el tiempo de computación se elevó notablemente. Se ha observado que en las situaciones donde el algoritmo se ve obligado a recurrir al valor de holgura para hallar una solución factible debido a una planta sobrecargada, el tiempo de computación se ralentizaba de forma excepcional.

#### *5.4.2 Caso propuesto n°2: Mantenimiento de posición bajo fuerzas externas.*

Se presenta ahora un segundo caso, con el buque sometido a fuerzas ambientales. Se ha utilizado un viento de  $U_{10} = 10 \text{ m/s.}$  y  $\gamma = 180^\circ$ . La corriente utilizada es de  $U_c = 0,5 \text{ m/s.}$  y  $\beta = 0^\circ$ .

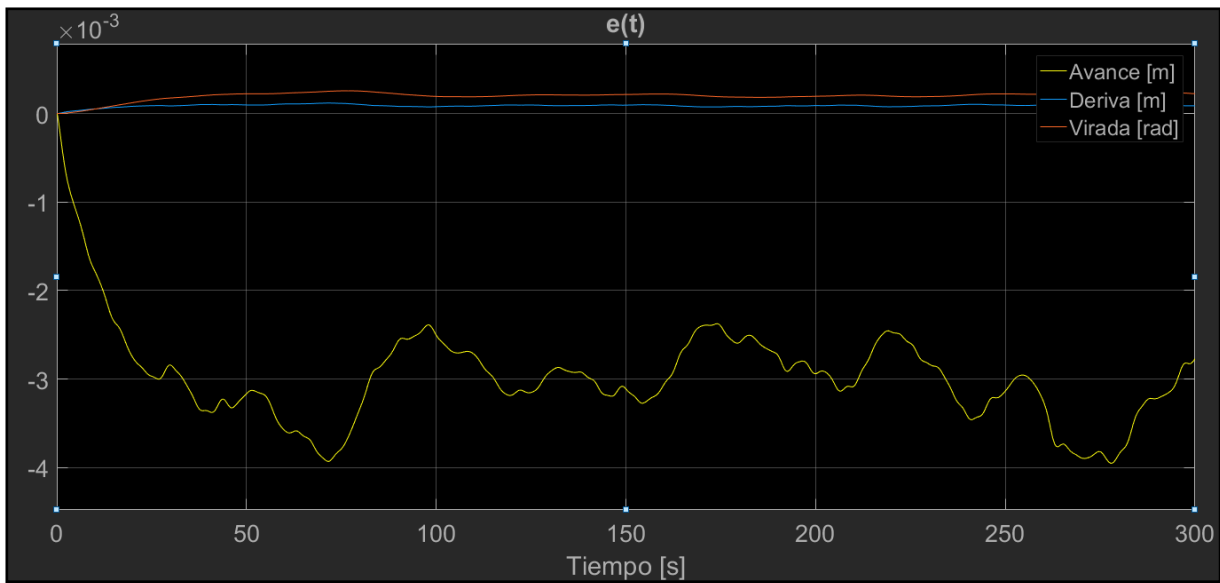


Fig. 5.25:  $e(t)$  entrante al PID, Caso 2

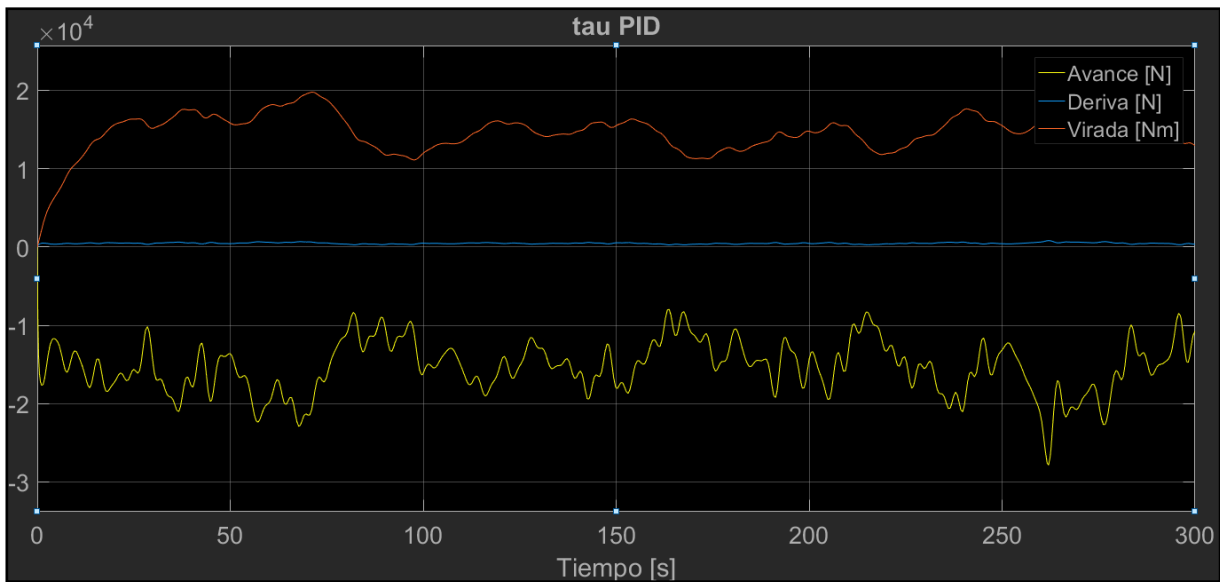


Fig. 5.26:  $\tau_{PID}$ , Caso 2





Fig. 5.27: Vector de control  $u$ , Caso 2

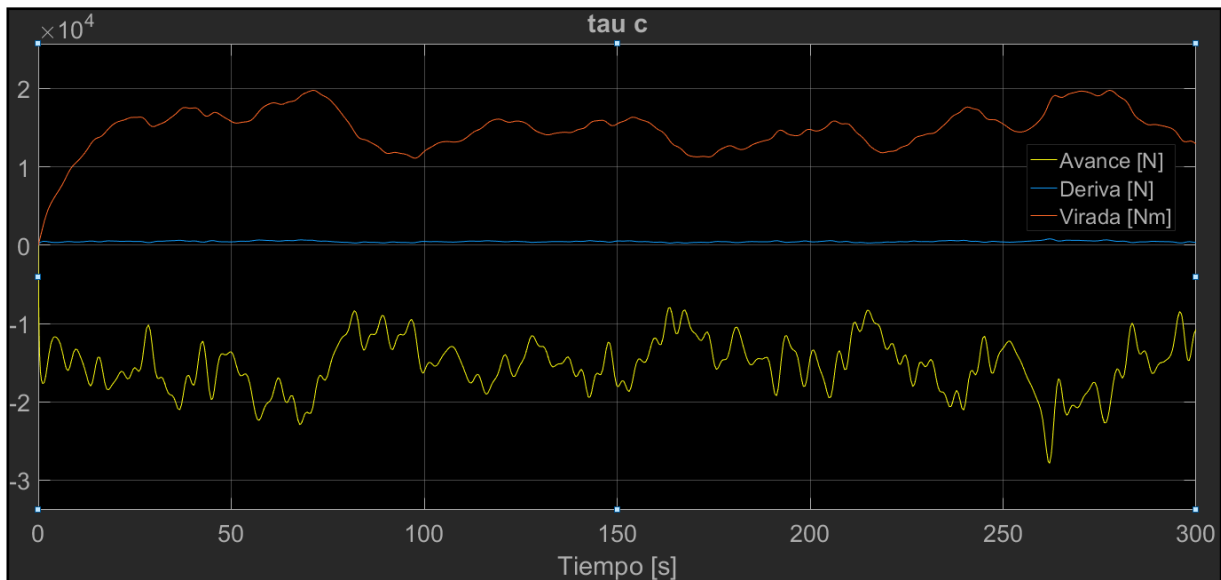


Fig. 5.28:  $\tau_c$ , Caso 2

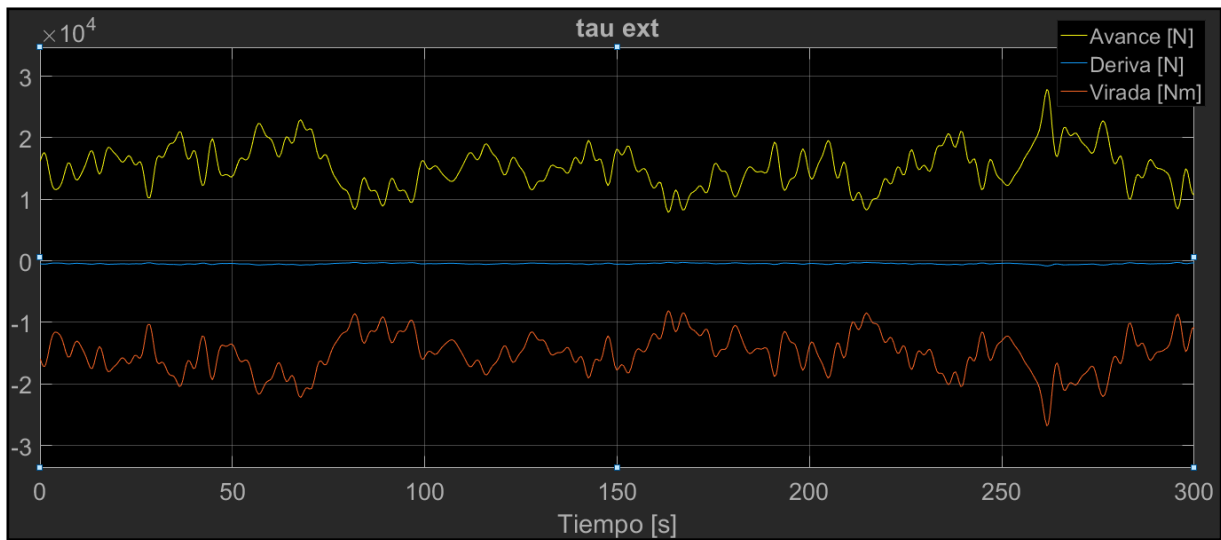


Fig. 5.29:  $\tau_{ext}$ , Caso 2

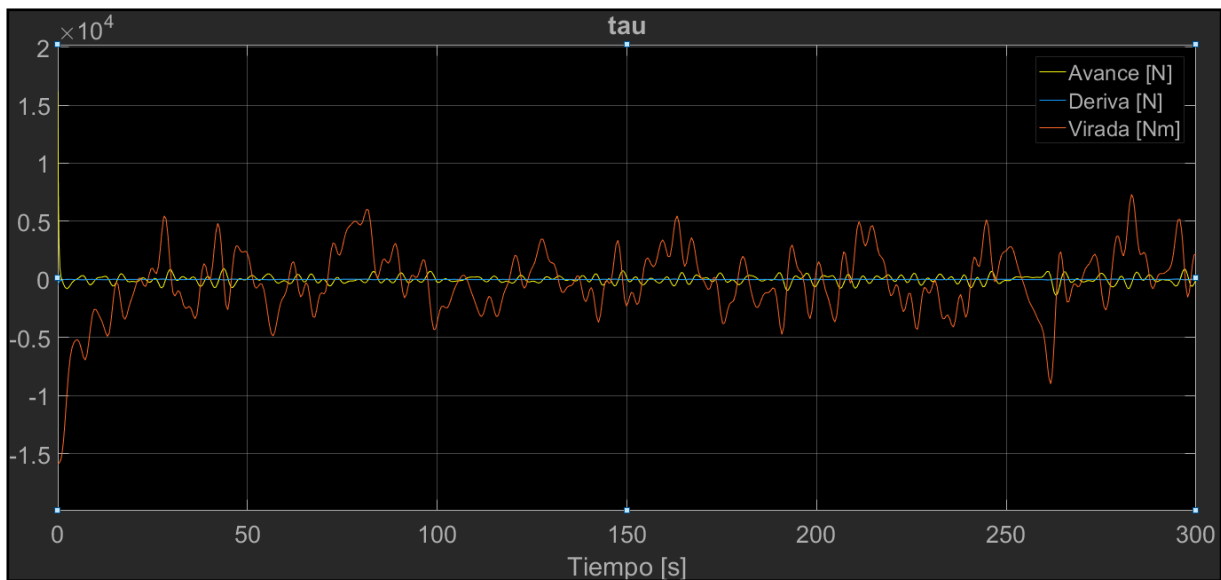


Fig. 5.30:  $\tau$ , Caso 2



Fig. 5.31: Estimación de potencia consumida, Caso 2

En este caso puede verse que el buque es capaz de mantenerse en posición sin desviación significativa. Las fuerzas comandadas por el PID y las revoluciones de la planta tienen forma de ruido, siendo esto correcto con el planteamiento del sistema que trata de contrarrestar en tiempo real las excitaciones externas. El resultado final es una fuerza resultante  $\tau$  mucho más próxima al 0.

La potencia requerida es notablemente mucho menor a la requerida en el caso 1 de buscar una posición objetivo. Esto nos lleva a la consideración de que el piloto humano debería posicionarse manualmente en el objetivo con precisión, y entonces establecerse en capacidad de posicionamiento dinámico para optimizar el consumo energético.

Como se ha comentado, situaciones que lleven a la saturación de  $\tau_c$ , causan una enorme ralentización del tiempo de computación. Tras realizar un ensayo en el que se somete al buque a las máximas fuerzas ambientales contempladas incidiendo perpendicularmente contra la banda, el distribuidor fue incapaz de hallar soluciones factibles sin recurrir por entero al vector de holguras. Con ello podemos decir que la actual configuración de la planta es incapaz de mantenerse en posición con una configuración de fuerzas externas de viento de  $U_{10} = 15 \text{ m/s}$  y  $\gamma = 90^\circ$  y corriente de  $U_c = 1 \text{ m/s}$  y  $\beta = 90^\circ$ . A estas fuerzas externas aún se le podría suponer la añadidura de olas.

Esta diferencia entre oponerse a fuerzas dependiendo de la orientación no es extraña. Es método habitual para soportar tormentas en navegación encarar la tormenta en lugar de ponerse de lado, para cualquier tipo de barco. De esa forma el buque ofrece mucha menos superficie de actuación para las fuerzas externas.

No solo el buque sufre menos esfuerzos encarando las fuerzas externas, también tiene de forma habitual mucha más capacidad para enfrentarse a ellas ejerciendo propulsión. El sentido longitudinal es el naturalmente favorecido por la construcción naval, con la propulsión lateral normalmente reservada para maniobras. Este concepto queda patente aún

en buques con capacidad PD al ver los gráficos de capacidad para DP con los que se suele operar comercialmente:

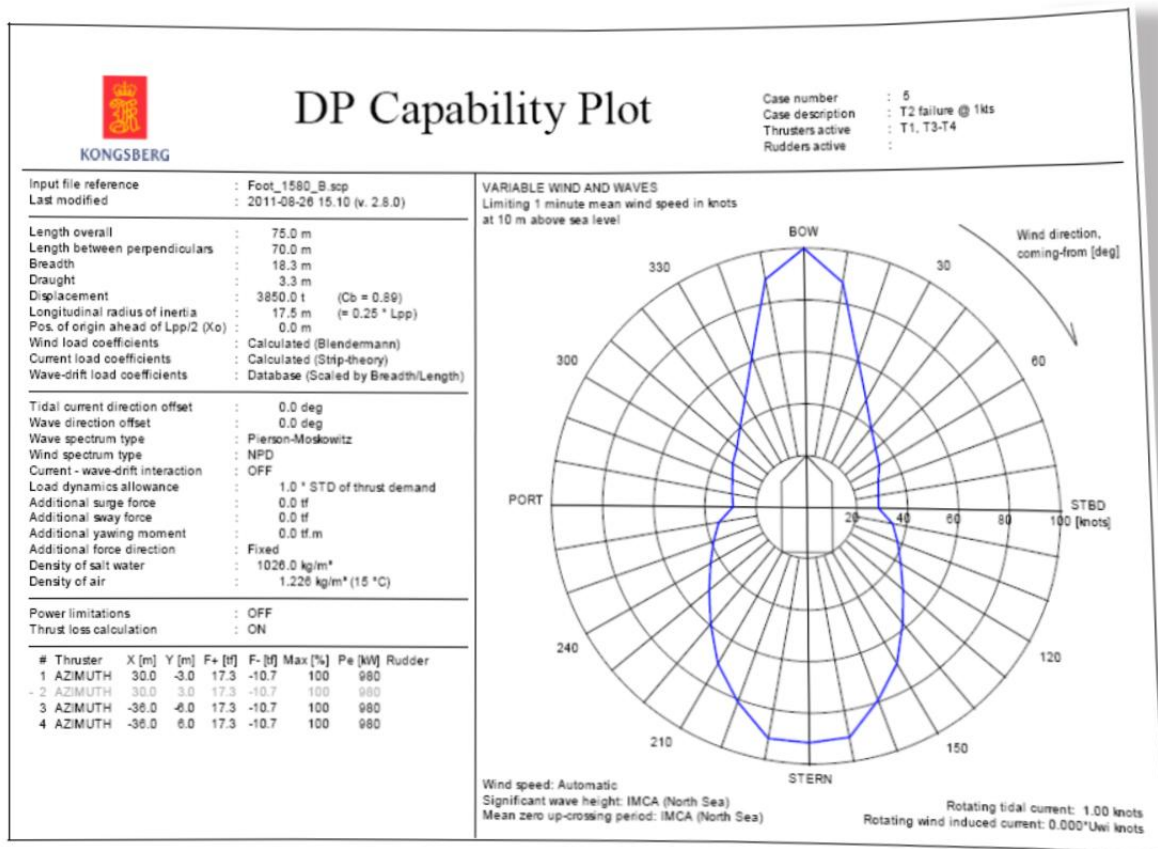


Fig. 5.32: Representación gráfica de la capacidad DP según el ángulo y la velocidad de viento, por Kongsberg.

#### 5.4.3 Planteamiento de configuración alternativa:

De todas formas, puede observarse que no contemplar el ángulo de rotación de los pods y la hélice retráctil supone un grave impedimento sobre el análisis de la capacidad de posicionamiento dinámico. Por ello se propone un cambio en la configuración de la planta, que lleve a un análisis más preciso.

Antes de la aparición de las unidades Azipod, Voith-Schneider y otros propulsores rotativos, tan comunes hoy día en los buques PSV y muchos otros buques con capacidad DP, la configuración típica era diversa. Durante los años 90, cuando existía una necesidad por este tipo de buques pero no este tipo de soluciones técnicas, la planta propulsora solía consistir en dos hélices con dos timones tradicionales, hélices transversales de popa y una hélice transversal de popa ubicada en el quillote. Los timones de las hélices principales no resultaban útiles a velocidad de navegación nula como se da en una situación de Posicionamiento Dinámico. Era necesario recurrir a alguna otra solución de propulsión que permitiera ejercer fuerza en el sentido lateral del buque o generar un par de giro de forma efectiva y mínimamente ágil.

Ejemplos de esto son buques PSV muy similares al usado en este trabajo, pero con botaduras más anteriores. Se citan los ejemplos del Havila Faith (1998) o el Havila Favour (1999).

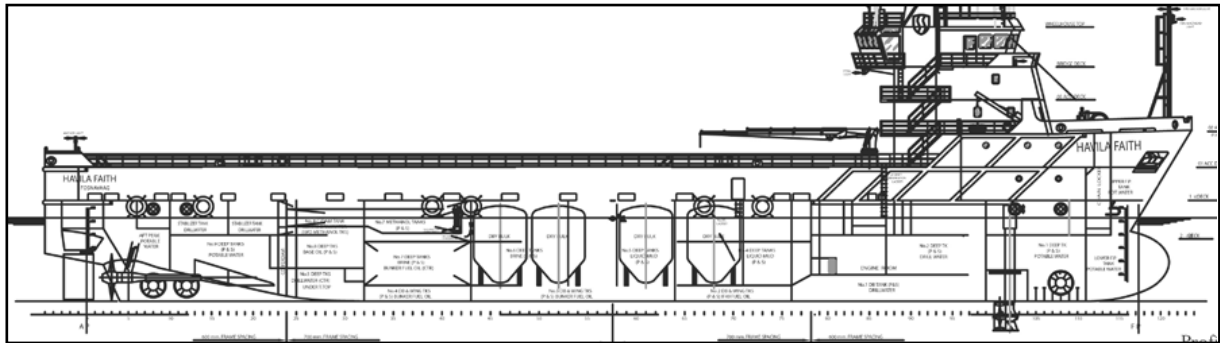


Fig. 5.33: Disposición longitudinal del Havila Faith

Este tipo de configuración continúa siendo vista actualmente en buques similares pero con otras necesidades como son los AHTS, los cableros o buques de reparación.

Como las unidades rotativas estaban poco presentes durante los años noventa, el problema de lograr un adecuado distribuidor *thruster allocator* que computase la orientación de los ángulos no había sido abordado aún. El ángulo de los timones era ignorable, y todo se reducía a determinar las revoluciones de las hélices. Indicio de ello es la referencia (Fossen, T.I., 1994) donde la descripción del *thruster allocator* solo alcanza la restricción de operación sin introducir la problemática de la orientación.

Por todo ello, con el fin de realizar una evaluación más adecuada del buque tratado y su capacidad de Posicionamiento Dinámico, se propone sustituir la unidad retráctil por una hélice transversal en el quillote de idéntica potencia. La distribución lograda es más similar a la de los PSV antiguos, y da al sistema de control la posibilidad de operar con la guiñada sin comprometer la deriva o el avance.

La nueva posición de esta unidad será en el quillote, a proa de la ubicación de los pods. Su posición longitudinal es a 5,338 m a proa de la  $L_{pp}$ . Su distancia longitudinal respecto al centro de gravedad del buque es de **37,867 m**. Al suponérsela en el quillote como hélice transversal, estará en cruja.

Se supone equivalente en términos de potencia a la unidad retráctil original, con lo que no se variara ninguno de los términos **K** relacionados.

El único cambio necesario en la simulación es sustituir la columna correspondiente en la matriz de configuración **T**( $\alpha$ ). Se hará el siguiente cambio en la columna  $t_3$ .

$$t_3 = \begin{bmatrix} \cos \alpha_{RE} \\ \sin \alpha_{RE} \\ 13.064 \sin \alpha_{RE} \end{bmatrix} \xrightarrow{\text{pasa a ser}} \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ -37.867 \end{bmatrix}$$

El ángulo  $\alpha_{RE}$  queda anulado, y el brazo del par de giro será la nueva distancia  $d_3$ . Tiene signo negativo pues al estar a popa del centro de gravedad una propulsión positiva dará el giro opuesto a la propulsión positiva de las unidades de proa.

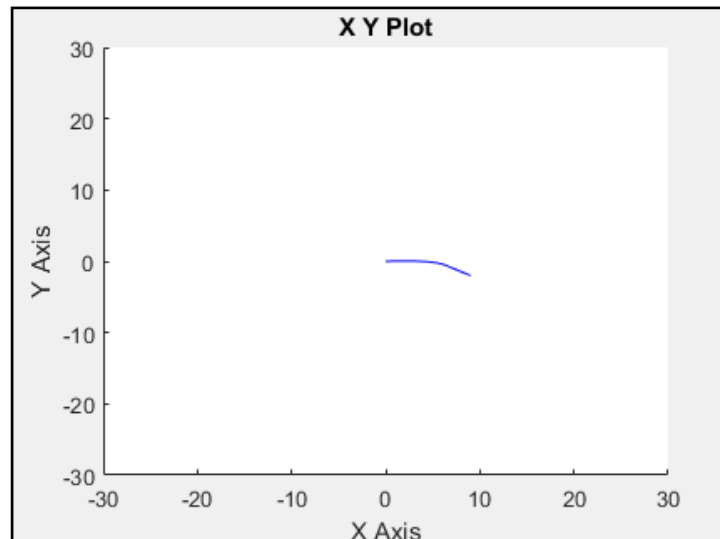
Este cambio se realiza en las dos instancias de aparición de  $\mathbf{T}(\alpha)$  en el módulo *allocator* y en el módulo de la planta propulsora.

Por coherencia con el trabajo desarrollado hasta ahora, a este empujador transversal de popa se lo seguirá llamando “RE”.

Una vez integrada esta propuesta de cambio se proceden a llevar a cabo más escenarios de simulación.

#### *5.4.4 Caso propuesto nº3: Búsqueda de posición objetivo sin fuerzas externas (Planta alternativa).*

Se vuelve a plantear el caso nº1, esta vez con el cambio de planta propuesto. El  $\eta_{obj}$  es [9,-2,15], con un tiempo de simulación de cinco minutos.



**Fig. 5.34: Movimiento del buque, Caso 3**

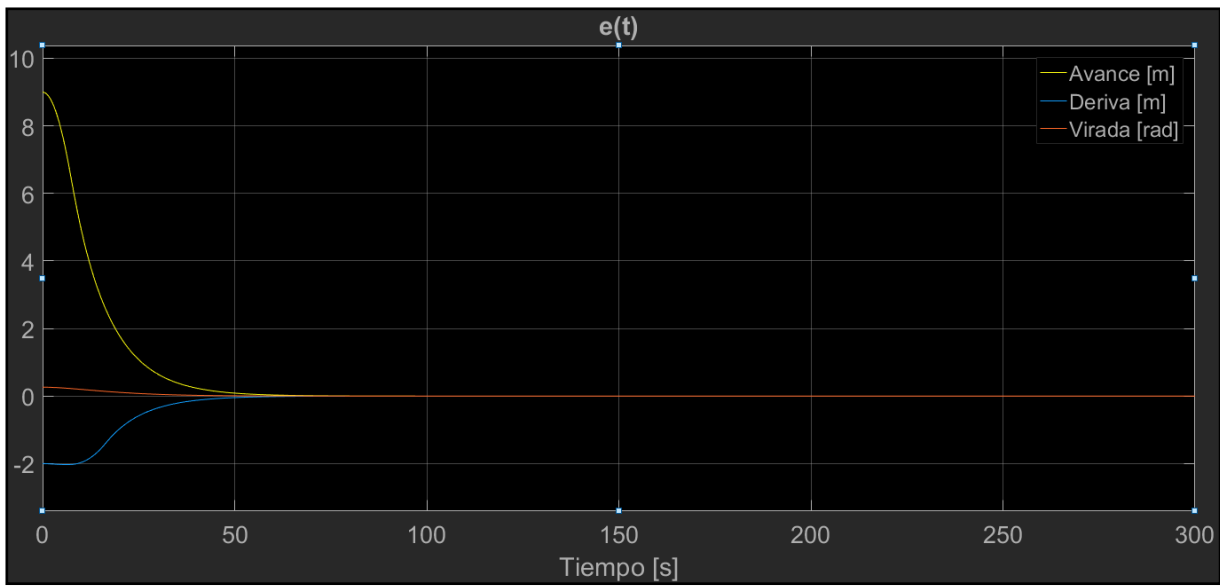


Fig. 5.35:  $e(t)$  entrante al PID, Caso 3

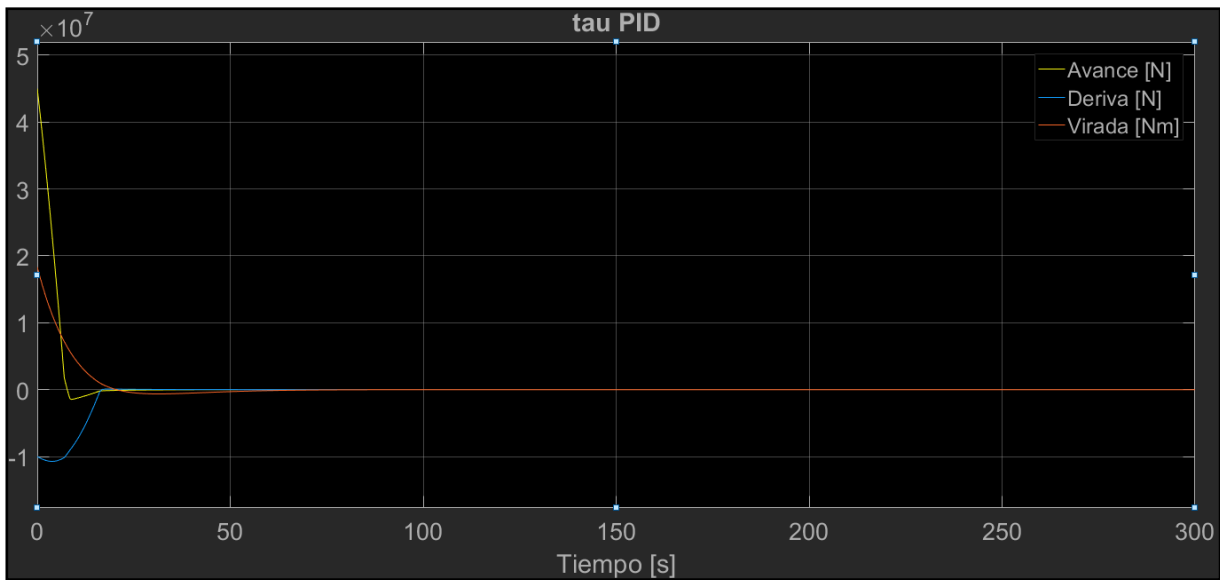


Fig. 5.36:  $\tau_{PID}$ , Caso 3

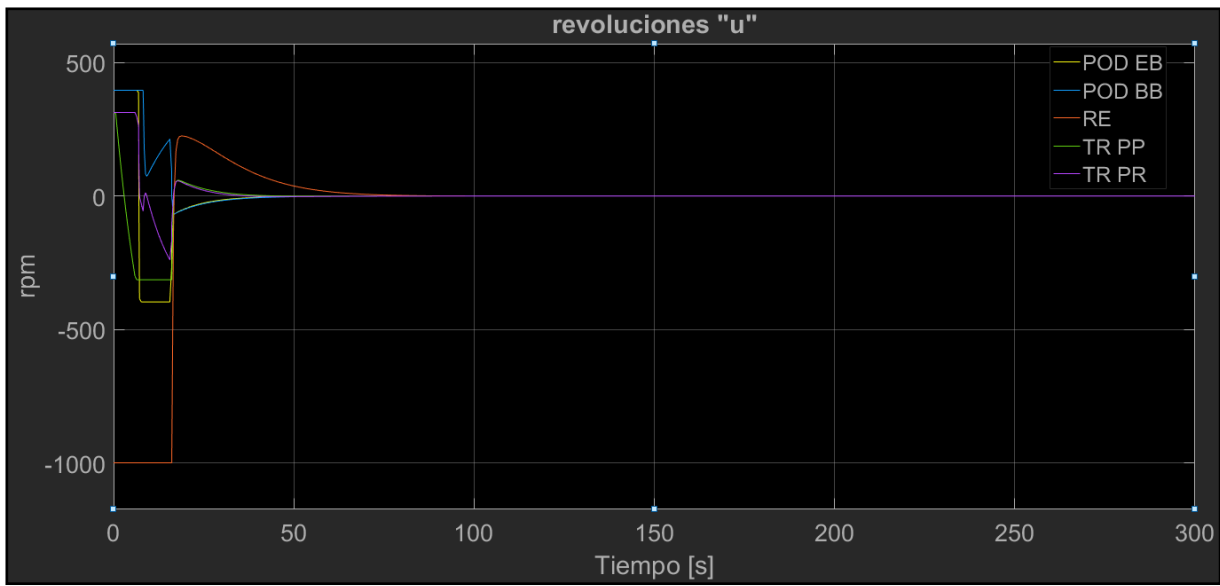


Fig. 5.37: Vector de control  $u$ , Caso 3

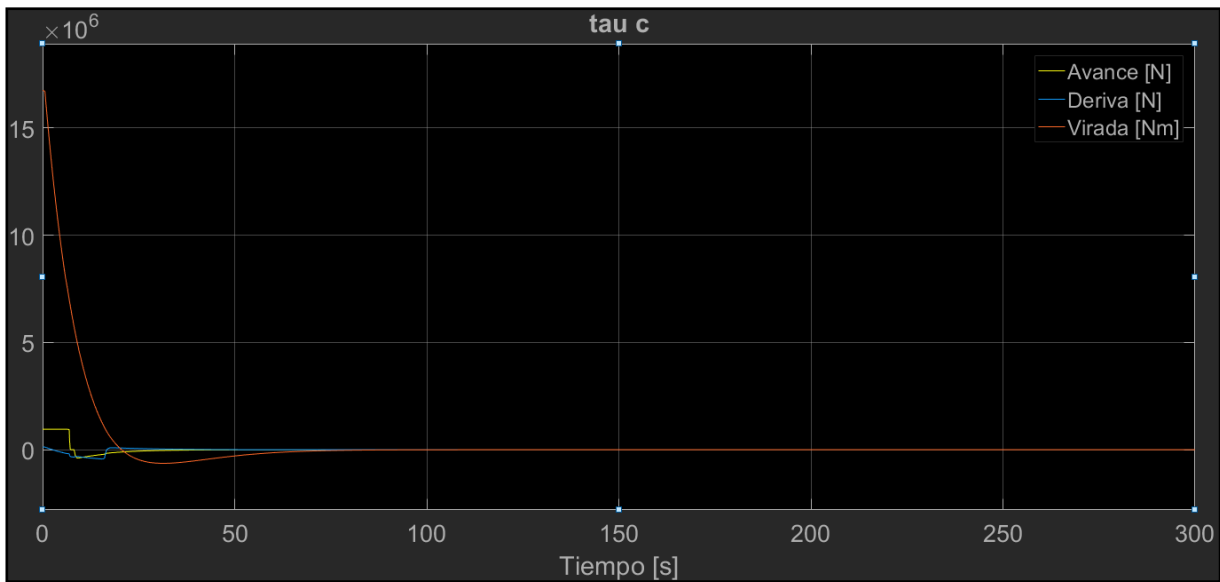


Fig. 5.38:  $\tau_c$ , Caso 3



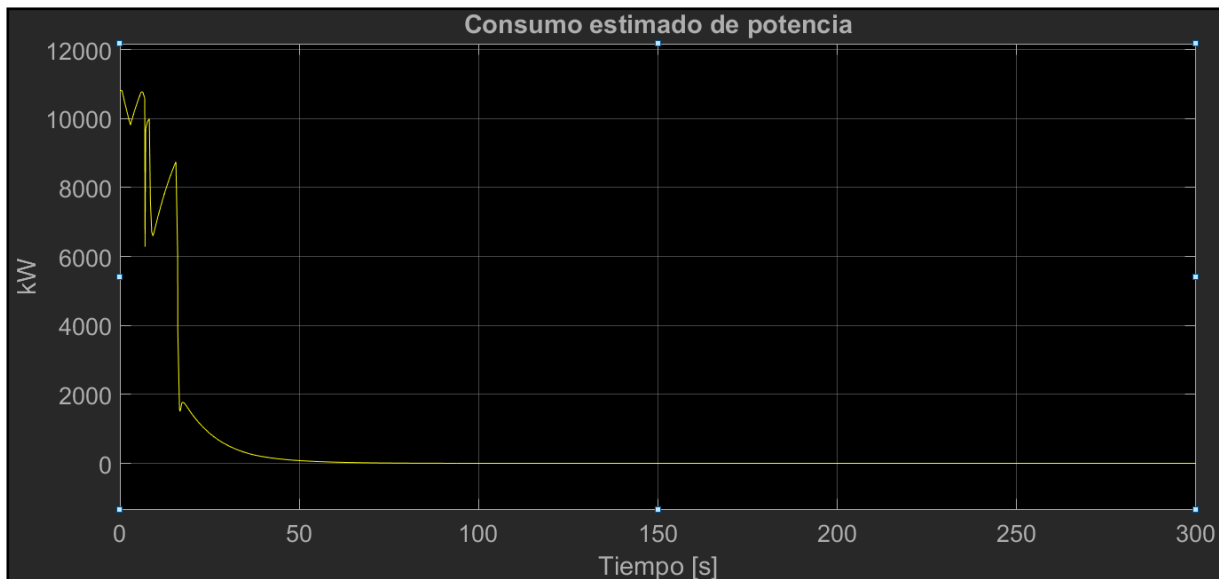


Fig. 5.39: Estimación de potencia consumida, Caso 3

Puede verse que transformar la hélice retráctil a una transversal de popa no ha supuesto una merma en la capacidad del buque para alcanzar la posición objetivo. Al disponer de este medio adicional de empuje transversal el buque ha sido capaz de reducir simultáneamente el error en sus tres grados de libertad, ya no se observa el incremento de error en la deriva en el momento inicial. En general, se ve que la necesidad de dar par ya no compromete la propulsión principal.

La fuerza requerida en general ha sido menor, con lo que las revoluciones y la potencia consumida también han descendido.

Esta situación no ha hecho descender el pico de potencia requerido, pero sí ha hecho que deba mantenerse durante menos tiempo.

En general se toman estos resultados como más adecuados que los obtenidos con la planta inicialmente planteada en el caso 1.

#### 5.4.5 Caso propuesto nº4: Mantenimiento de posición bajo fuerzas externas (Planta alternativa).

Ahora se realizará la situación típica de *station-keeping* iniciada en la posición objetivo, bajo acción de fuerzas externas. Se ha utilizado un viento de  $U_{10} = 15 \text{ m/s}$ . y  $\gamma = 90^\circ$ . La corriente utilizada es de  $U_c = 1 \text{ m/s}$ . y  $\beta = 90^\circ$ .

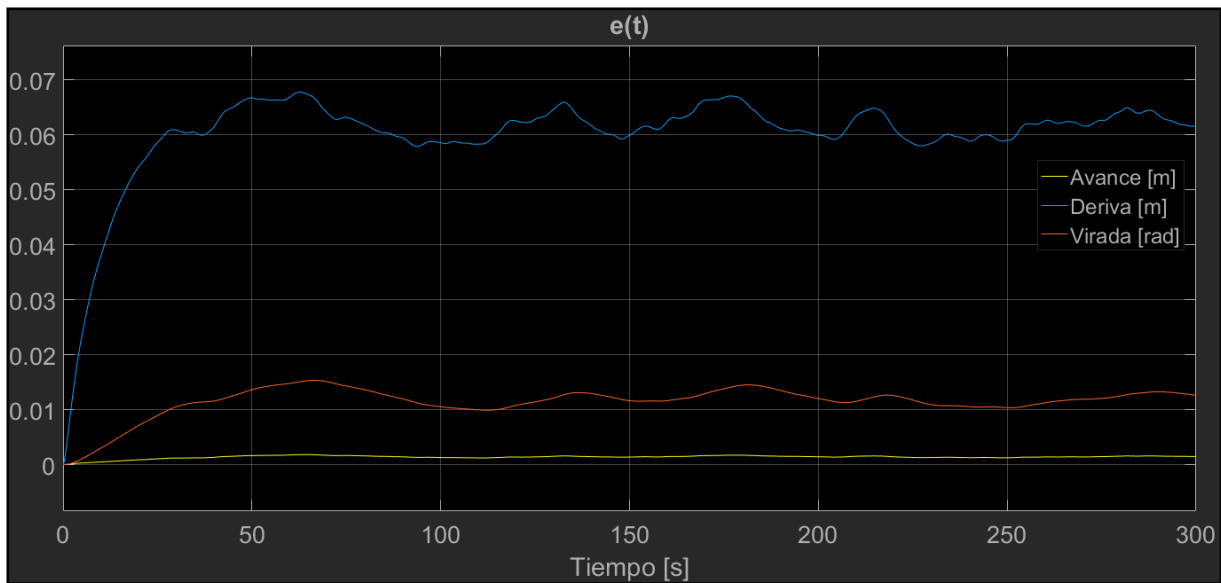


Fig. 5.40:  $e(t)$  entrante al PID, Caso 4

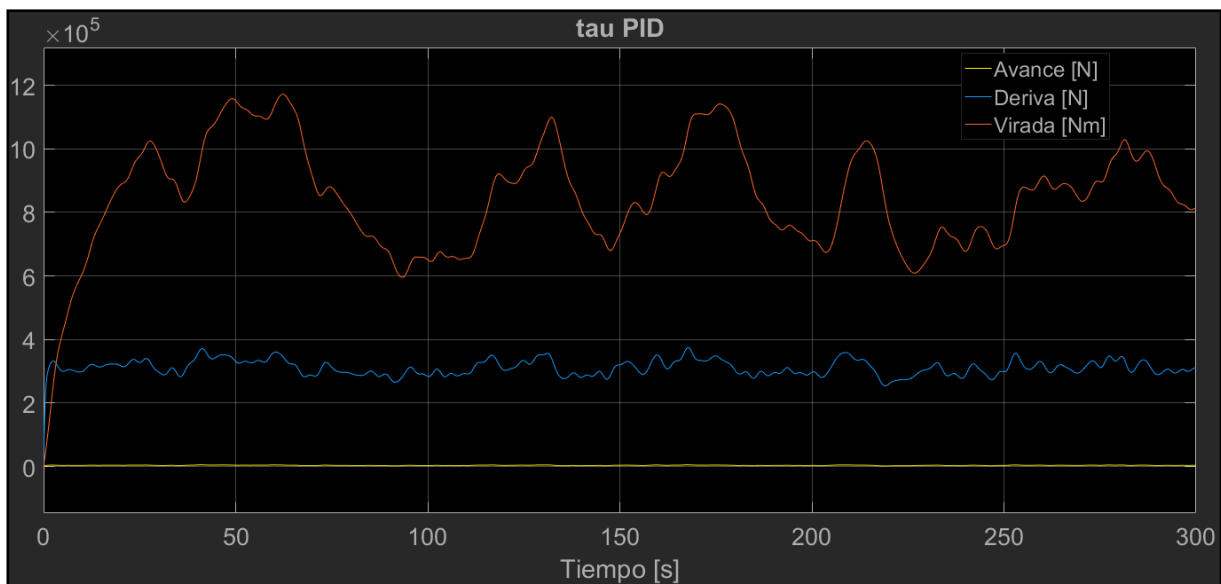


Fig. 5.41:  $\tau_{PID}$ , Caso 4

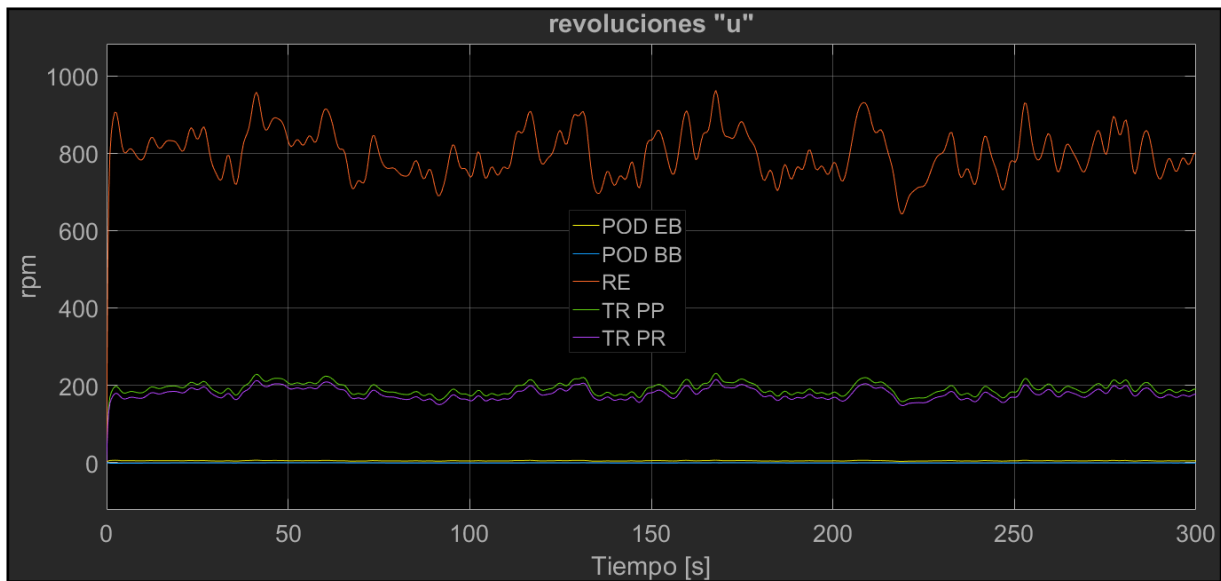


Fig. 5.42: Vector de control  $u$ , Caso 4

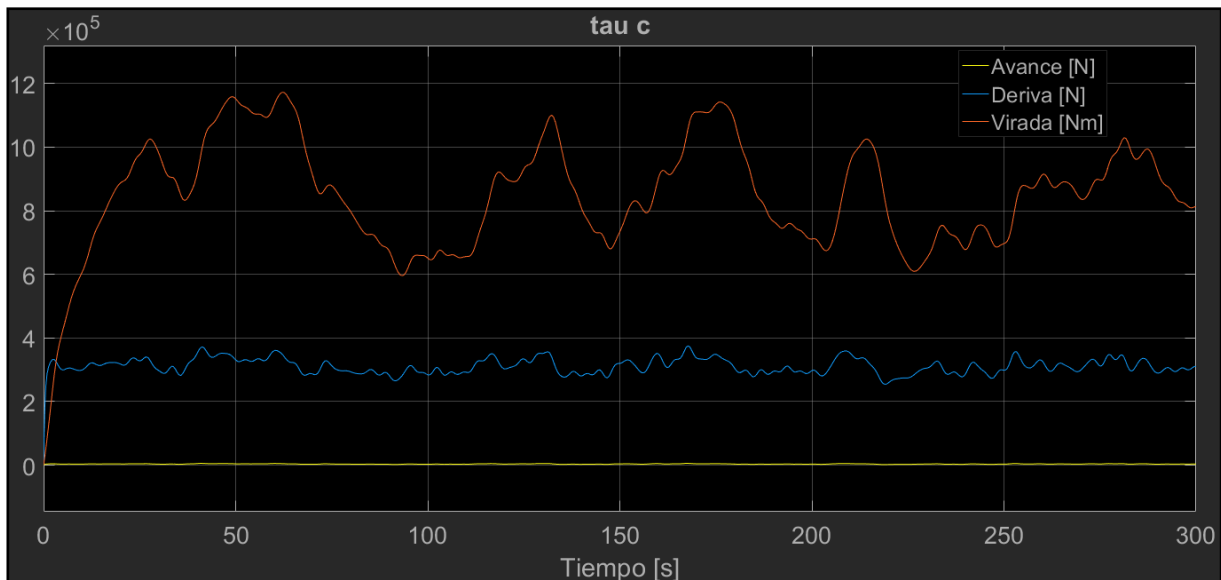


Fig. 5.43:  $\tau_c$ , Caso 4

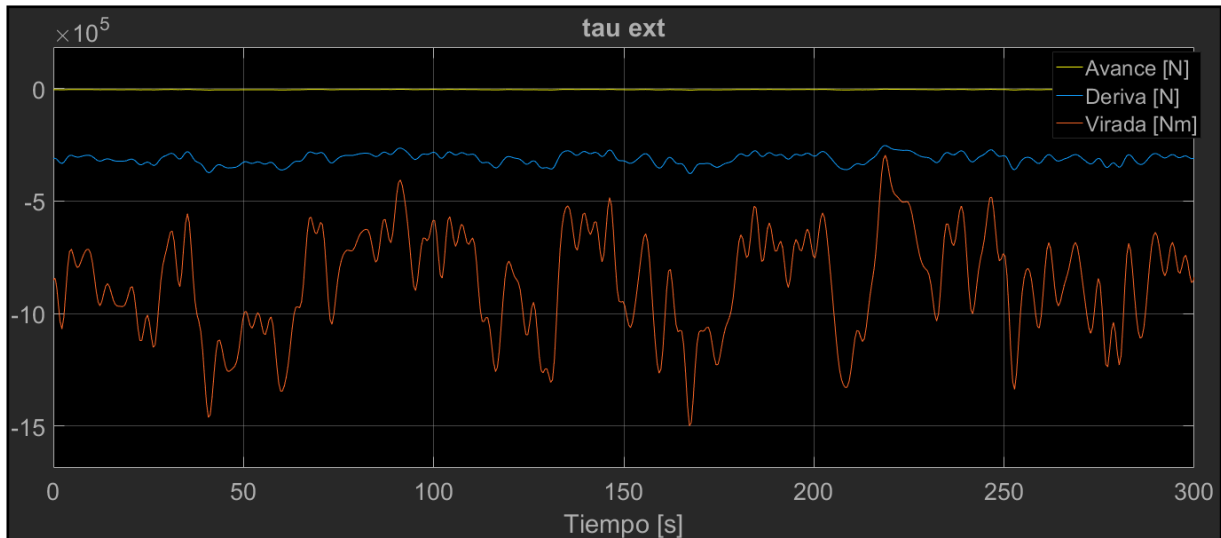


Fig. 5.44:  $\tau_{ext}$ , Caso 4

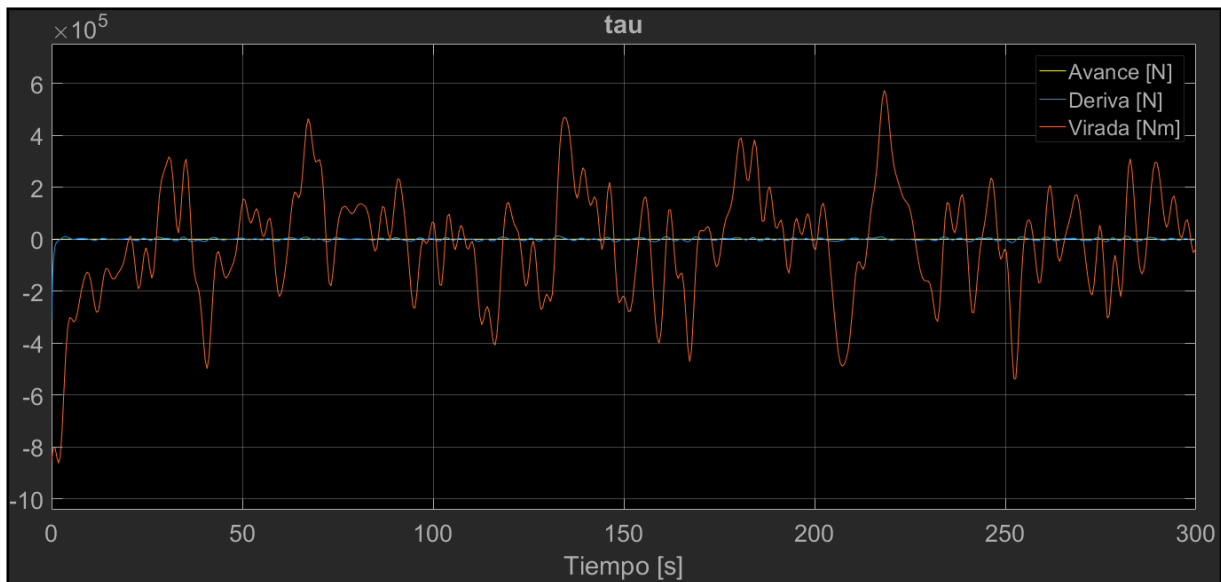


Fig. 5.45:  $\tau$ , Caso 4



Fig. 5.46: Estimación de potencia consumida, Caso 4

A diferencia del caso 2, el tiempo de computación de esta simulación no se ha visto ralentizado por el módulo allocator recurriendo al vector de holgura para hallar soluciones. Puede observarse ahora como el buque es perfectamente capaz de mantener la posición con estas fuerzas externas sin llegar a saturar la planta propulsora en ningún momento.

Existe un cierto grado de imprecisión en el valor residual de la deriva a lo largo de la simulación, pero se considera un valor admisible dentro de lo aceptable.

Puede observarse como el buque utiliza de forma continua sus propulsores transversales sin recurrir en ningún momento a los pods para generar momento. La planta es en gran medida dependiente de la operación del nuevo propulsor transversal.

El valor del consumo de potencia oscila alrededor de los 2000 kW, lo cual es razonable para la situación dada.

#### *5.4.6 Caso propuesto nº5: Búsqueda de posición y mantenimiento de posición bajo fuerzas externas (Planta alternativa).*

Ahora se realizará un ensayo que combina la búsqueda de posición con la influencia de fuerzas externas. La posición objetivo ordenada ha sido [19,-12, 20]. Se ha utilizado un viento de  $U_{10} = 15 \text{ m/s}$ . y  $\gamma = 75^\circ$ . La corriente utilizada es de  $U_c = 1 \text{ m/s}$ . y  $\beta = 90^\circ$ .

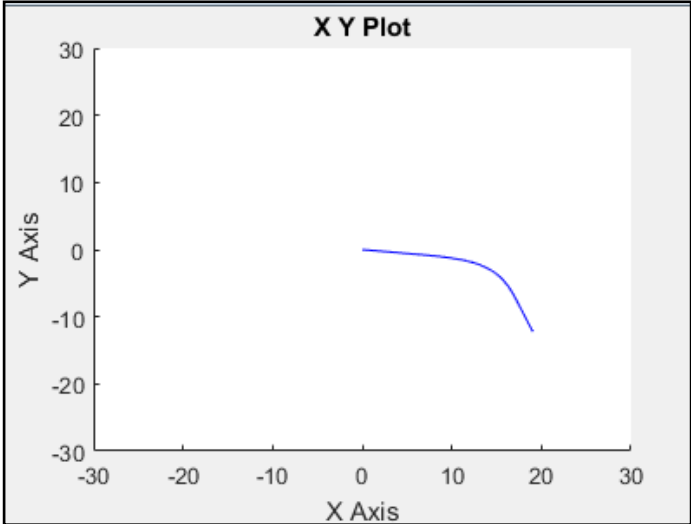


Fig. 5.47: Movimiento del buque, Caso 5

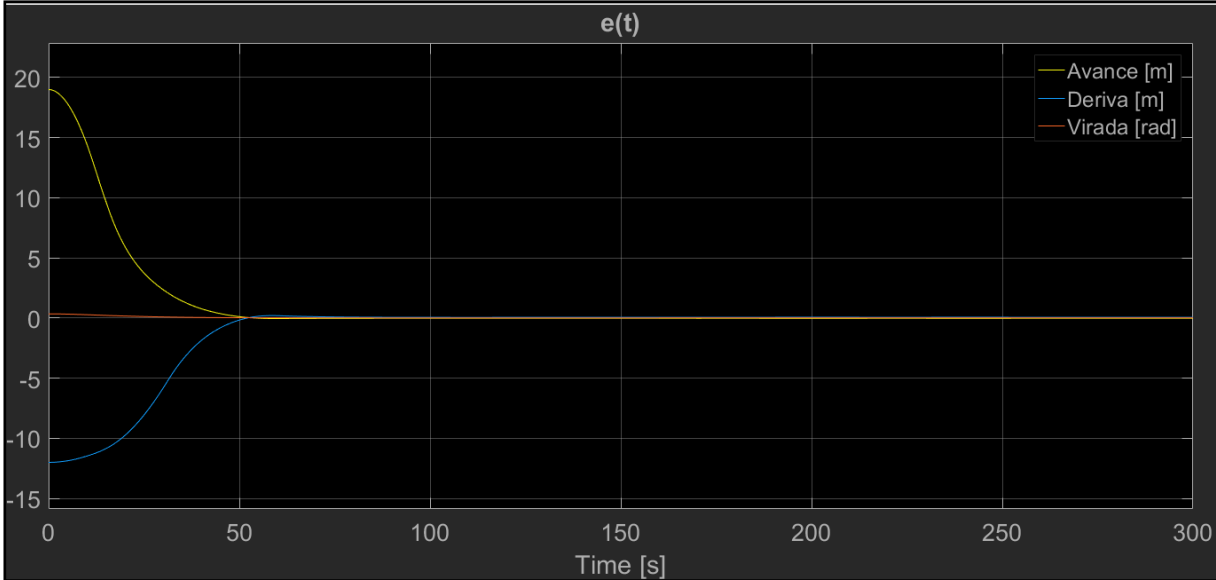


Fig. 5.48: e(t) entrante al PID, Caso 5

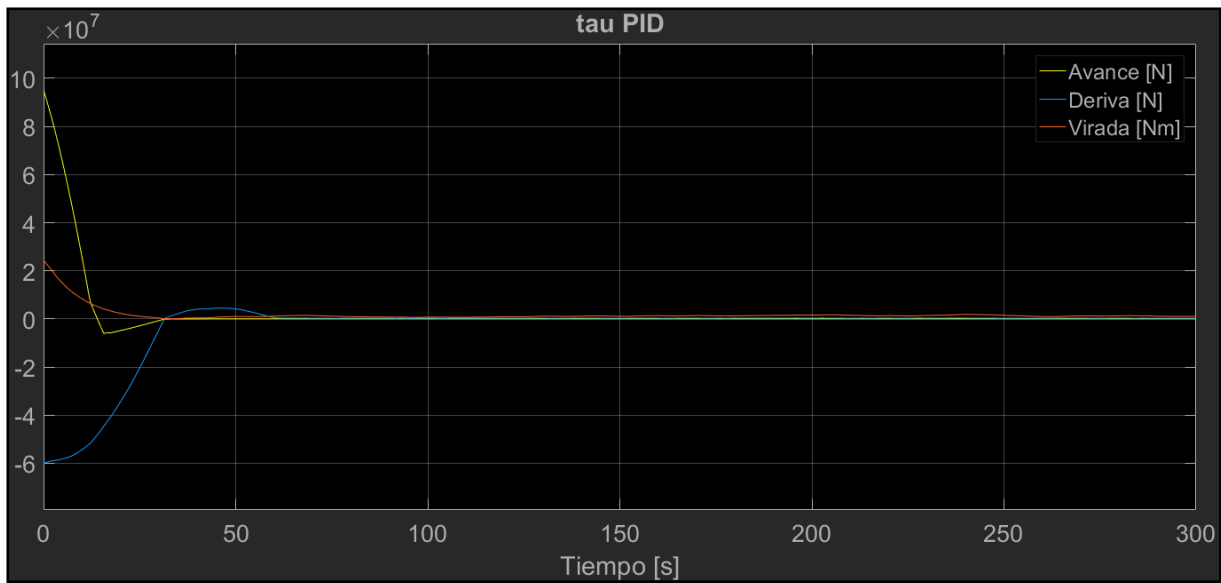


Fig. 5.49:  $\tau_{PID}$ , Caso 5

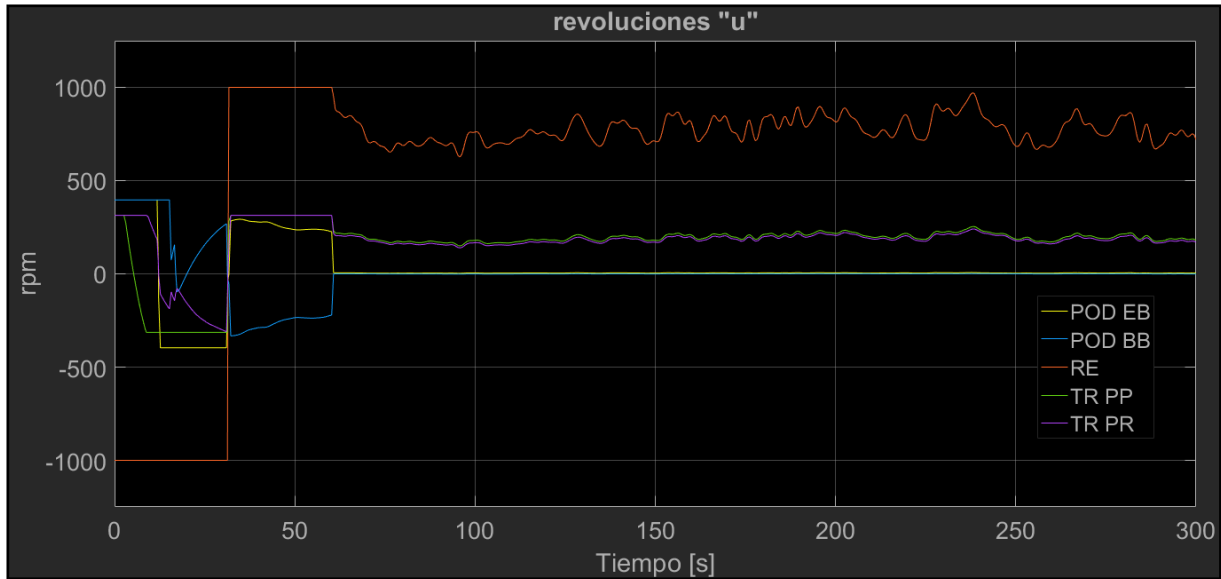


Fig. 5.50: Vector de control u, Caso 5

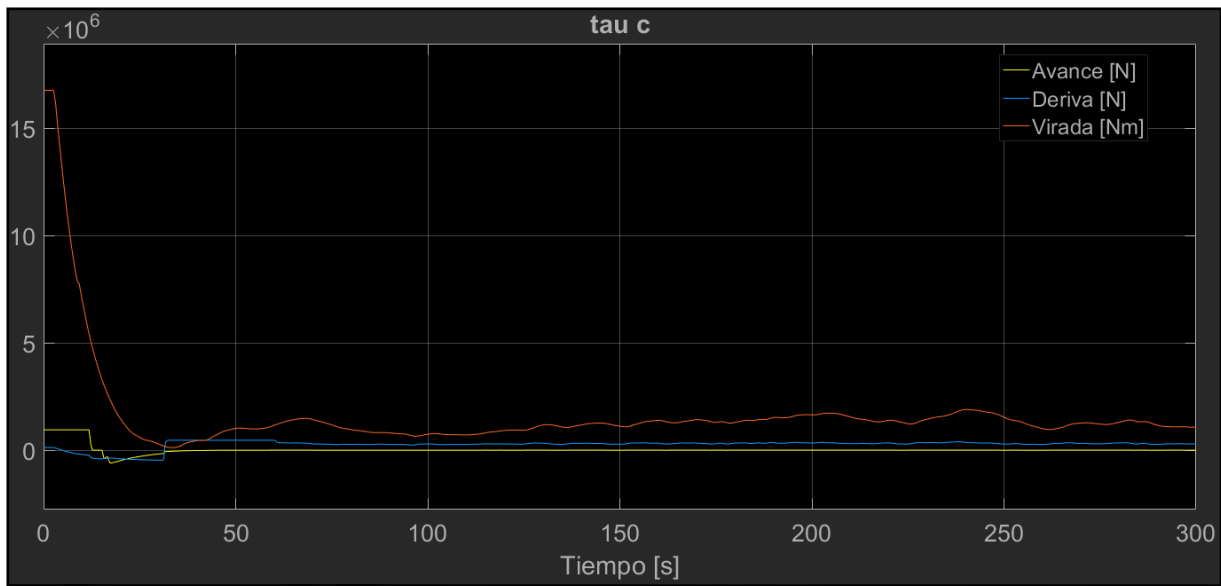


Fig. 5.51:  $\tau_c$ , Caso 5

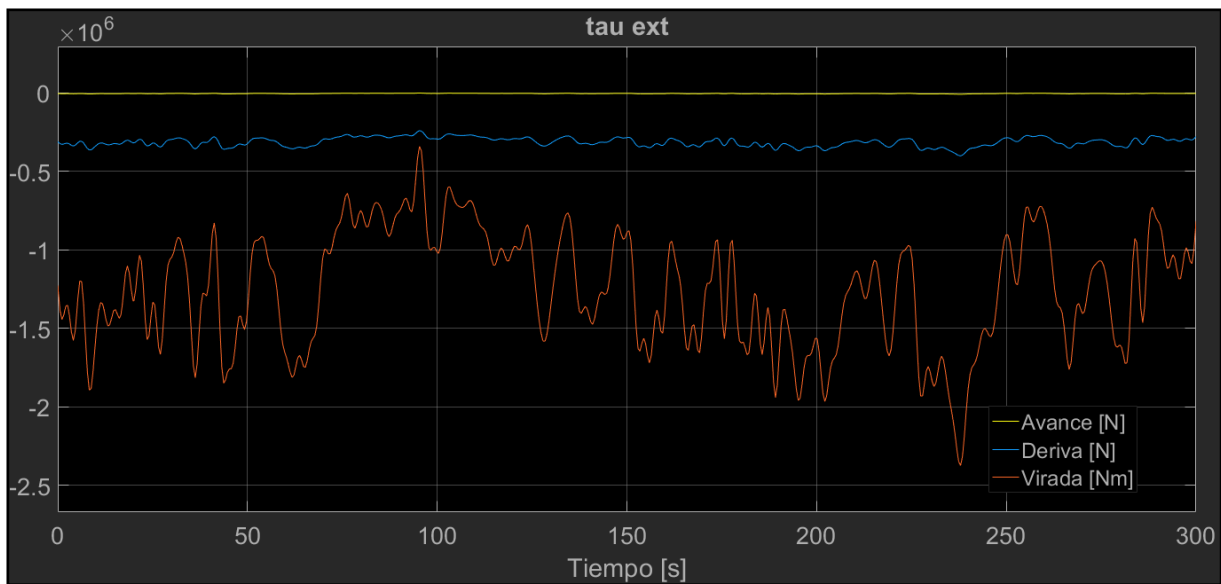


Fig. 5.52:  $\tau_{ext}$ , Caso 5



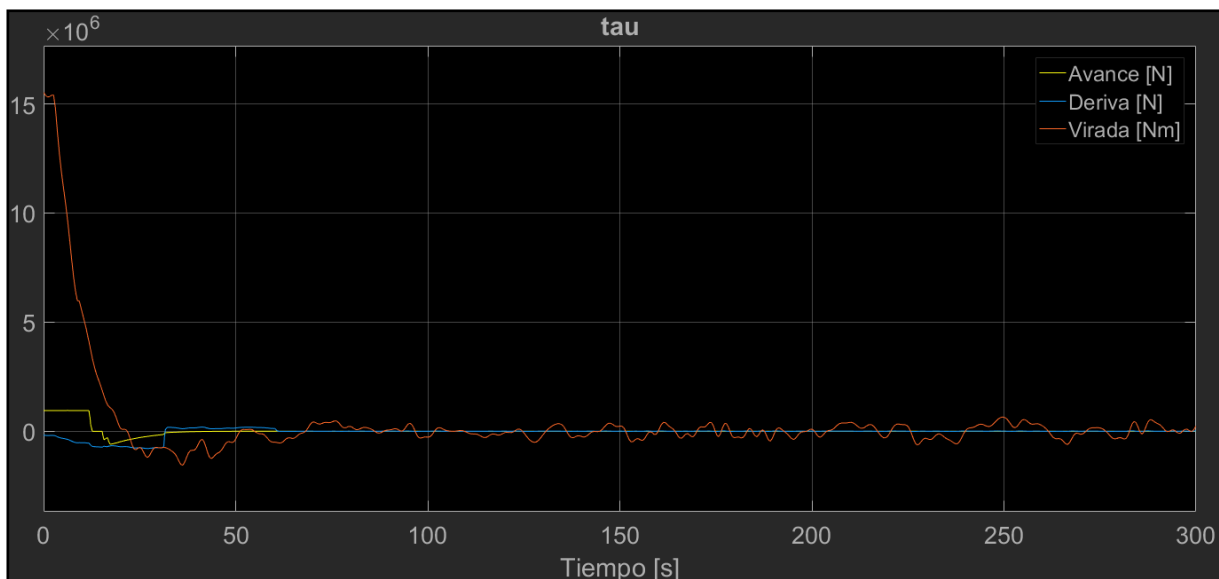


Fig. 5.53:  $\tau$ , Caso 5



Fig. 5.54: Estimación de potencia consumida, Caso 5

Aunque la búsqueda y mantenimiento de posición se hace de forma satisfactoria, puede verse que la situación de tránsito lleva a saturar la planta propulsora. Una vez alcanzada la posición objetivo el buque dedica su posición a mantenerse con un comportamiento y consumo menos excesivo.

La conclusión obvia de este caso es la diferencia de consumo entre una situación de desplazamiento a otra posición y la de *station-keeping*.

El pico de descenso de la potencia corresponde al instante donde el control emitió orden de invertir el giro de los propulsores, con lo que en algún momento las revoluciones cruzaron el cero evaluando una baja potencia. En una situación real el cambio de giro simultáneo de toda la planta sería un gran problema, capaz de causar una situación de black-out si el sistema de generación eléctrica no es lo suficientemente robusto.

### 5.4.7 Caso propuesto nº6: Mantenimiento de posición bajo viento intenso de proa (Planta alternativa).

Ahora se realizará un ensayo de mantener posición bajo el efecto de un viento particularmente intenso a fin de comprobar el comportamiento de la planta en situación demandante. Se ha utilizado un viento de  $U_{10} = 50 \text{ m/s}$ . y  $\gamma = 5^\circ$ . No se ha utilizado un valor de corriente.

Se tiene en cuenta de que este es un valor de gran magnitud, muy improbable de darse realmente y aun menos de que se autorice operación DP en estas condiciones. Sin embargo resultan un buen ejercicio de evaluación de las capacidades de la planta. Es frecuente encontrarse la capacidad DP representada como un grafico radial que contiene las máximas velocidades de viento soportables para cada sector radial. El valor de  $U_{10} = 50 \text{ m/s}$  es una cota común en la evaluación de vientos de proa.

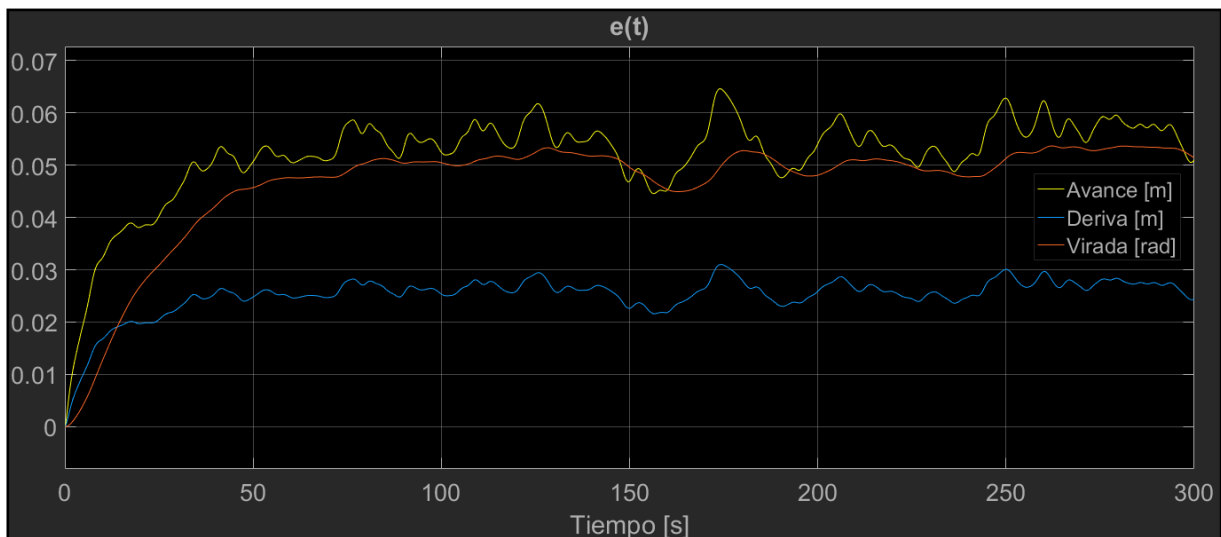


Fig. 5.55:  $e(t)$  entrante al PID, Caso 6

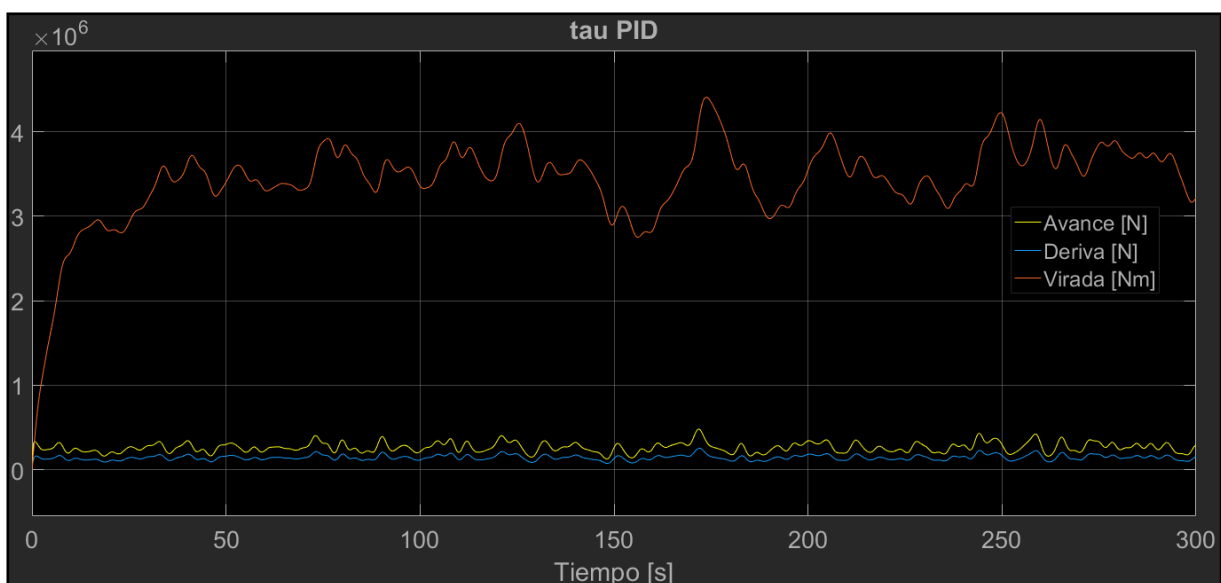


Fig. 5.56:  $\tau_{PID}$ , Caso 6



Fig. 5.60: Vector de control  $u$ , Caso 6

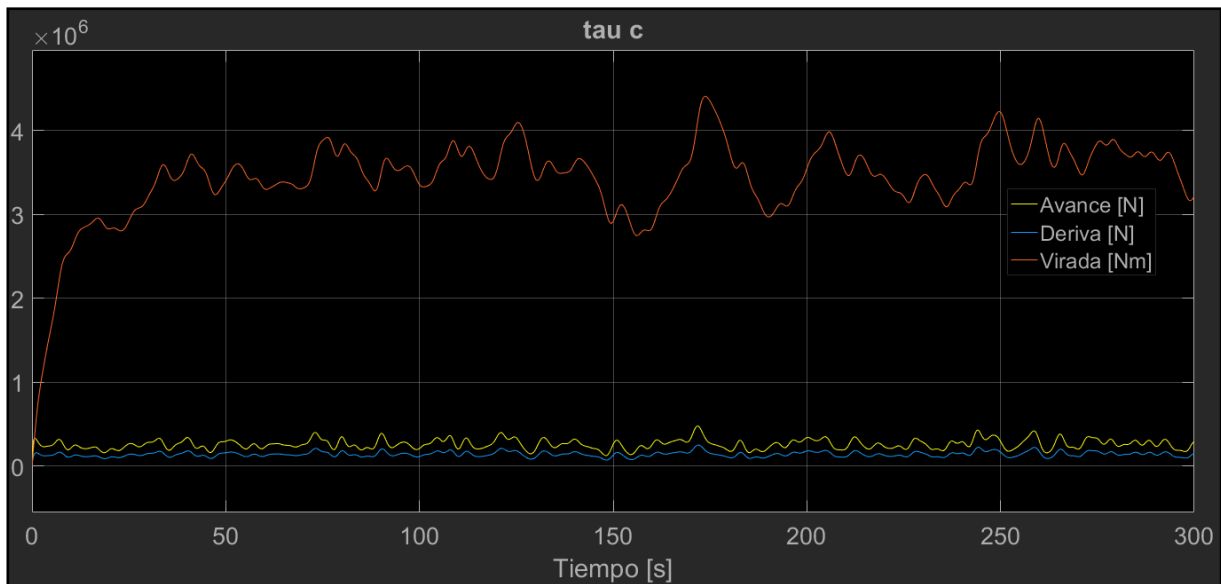


Fig. 5.61:  $\tau_c$ , Caso 6

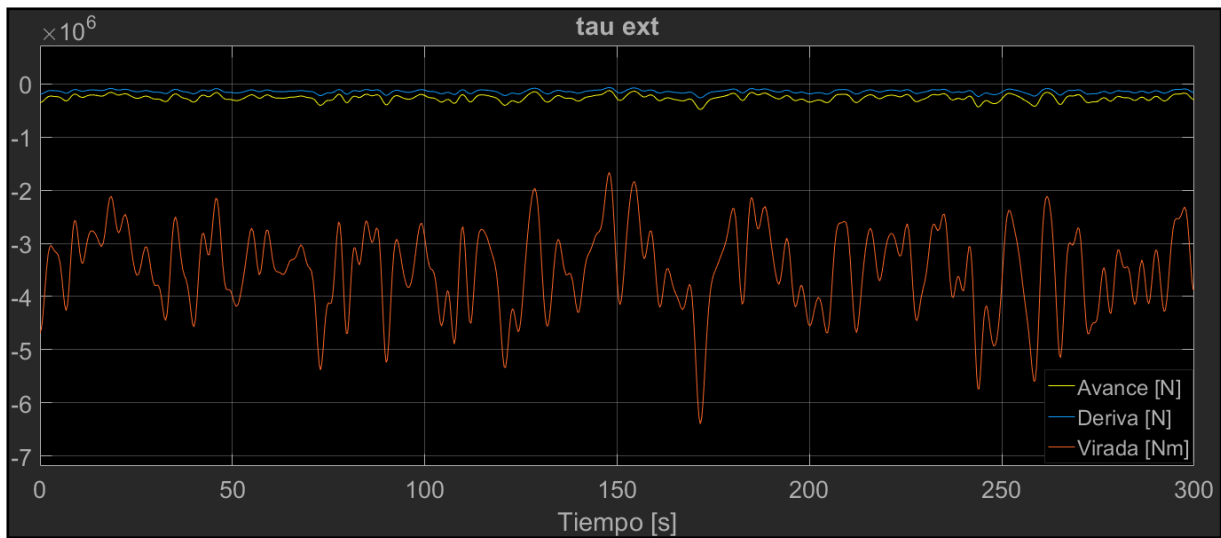


Fig. 5.62:  $\tau_{ext}$ , Caso 6

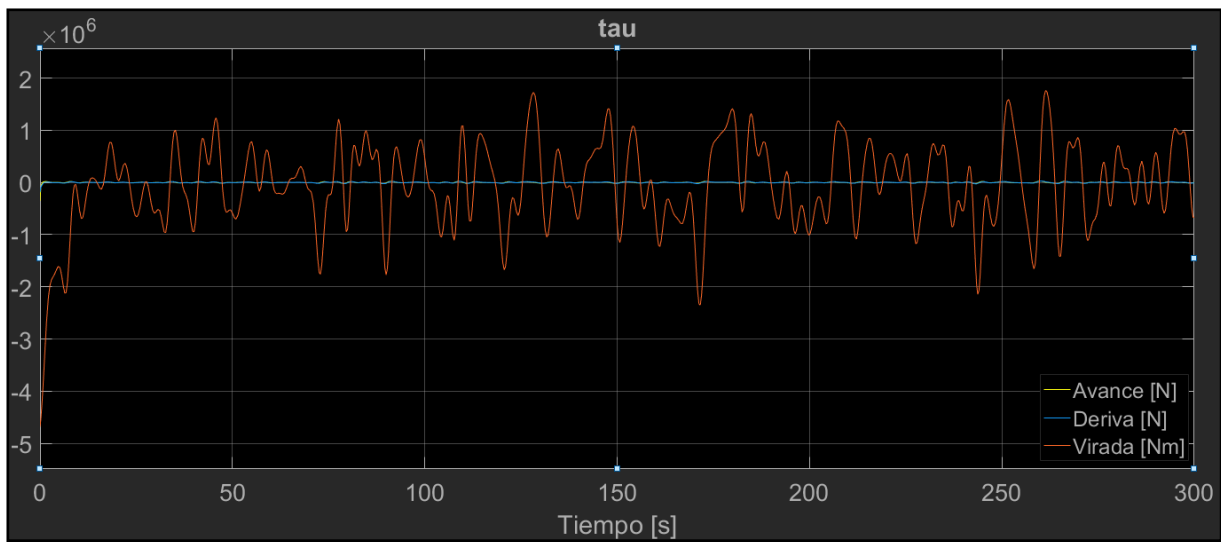


Fig. 5.63:  $\tau$ , Caso 6



**Fig. 5.64: Estimación de potencia consumida, Caso 6**

Puede verse que la planta es capaz de oponerse a un viento de gran velocidad, sin suponer el mar de fondo o las olas comúnmente asociadas a este.

La planta no se satura. Pero puede notificarse que aún el pequeño ángulo de incidencia del viento, con esas velocidades, ha llevado a una notable demanda de fuerza para sostener la orientación comandada. Dado que el único componente del viento que genera par es la componente longitudinal, ambas actúan al unísono. La planta debe responder por entero para ser capaz de oponerse a la fuerza externa.

El consumo eléctrico es notablemente más alto que para los otros casos planteados de *station-keeping*.

## 6 ANÁLISIS Y OPTIMIZACIÓN DE LA PLANTA PROPULSORA

### 6.1 Modelo de simulación:

A lo largo de este trabajo se ha desarrollado un entorno de simulación que permita dar una idea más detallada de la adecuación de una planta propulsora propuesta a unas demandas de posicionamiento dinámico.

Para ello se han incorporado:

- Módulo del modelo matemático del buque, según una modelización masa-muelle-amortiguador.
- Modelo de la planta propulsora propuesta
- Módulos que traducen condiciones ambientales inmediatamente medibles de viento y corriente en fuerzas interpretables sobre el sistema.
- Módulo controlador PID
- Módulo de distribución *thruster allocator*

Este modelo de simulación trabaja con los parámetros  $\eta$ ,  $\nu$ , las diversas  $\tau$ , las ordenes de control  $u$ , condiciones ambientales hipotéticas, y por tanto permite a través de la observación de estos parámetros realizar una evaluación sobre si el buque propuesto tiene capacidad DP sobre las condiciones de navegación simuladas.

Es posible la evaluación de otro buque. Para ello sería necesario conocer los coeficientes de masa añadida y amortiguamiento, la distribución espacial de la planta propulsora y las limitaciones técnicas de la planta propulsora. Las condiciones meteorológicas son libremente configurables. Sería preciso una nueva puesta a punto del controlador PID más adecuado al nuevo buque introducido.

A pesar de no haberse implementado un módulo distribuidor que contemple la orientación de unidades rotativas como incógnita, se ha observado que para buques donde esto no es preciso la simulación desarrollada resulta aceptable. El desarrollo de esta capacidad queda como una de las mejoras pendientes en trabajos futuros.

No se ha implementado un módulo de solicitudes por ola. La evaluación de los datos obtenidos por simulación debería tener en cuenta este aspecto. Por la naturaleza modular del entorno utilizado en el desarrollo, la añadidura de un módulo adicional por olas no causaría interferencias con el resto de la simulación propuesta. Al no contar con la excitación de olas, tampoco se ha considerado prioritario el desarrollo de un filtro Kalman. Ambos elementos formarían parte de una mejora de la simulación en trabajos futuros.

En el desarrollo de esta simulación se ha podido observar el impacto que el control del buque tiene sobre la capacidad y por ende dimensionamiento de la planta propulsora.

A través del uso de esta herramienta, es posible evaluar el consumo y saturación de la planta propulsora en diversas situaciones. Los límites operacionales y las necesidades propulsivas de DP para un buque propuesto pueden ser hallados mediante experimentación.

## 6.2 Estudio y optimización propuestos para el buque estudiado:

Originalmente, la consideración preliminar sobre PD que se había realizado para el buque estudiado, un PSV de 5000 TPM, estaba basada en unas estimaciones empíricas sobre el consumo (Mats Johan Heian , 2014).

A continuación se presenta un extracto sobre la estimación hecha sobre las consideraciones de “Situación PD no demandante” y “Situación PD demandante” extraídas del TFG de partida:

Servicios propulsión		D.P no demandante		
Equipo	N° servicio	Ku	Pot. Cons. (kW)	Pot. aparente cons. (kVA)
Azipod CO 1250	2	0,30	2436,739	2564,988
Viradores pods	2	0,90	218,182	242,424
Hélice retractil RR	1	0,30	277,895	292,521
Hélice transversal	2	0,30	631,579	664,820
Control y sensores	1	0,23	0,159	0,159
<b>TOTAL:</b>			<b>3564,553</b>	<b>3764,912</b>

Servicios propulsión		D.P. demandante		
Equipo	N° servicio	Ku	Pot. Cons. (kW)	Pot. aparente cons. (kVA)
Azipod CO 1250	2	0,50	4061,231	4274,980
Viradores pods	2	0,90	218,182	242,424
Hélice retractil RR	1	0,50	463,158	487,535
Hélice transversal	2	0,50	1052,632	1108,033
Control y sensores	1	0,23	0,159	0,159
<b>TOTAL:</b>			<b>5795,361</b>	<b>6113,131</b>

Fig. 6.1: Extracto del TFG de partida con las estimaciones de consumo en PD

La estimación inicial para una situación demandante era del 30-60% de la MCR y de 10-30% de la MCR para una no demandante. En el extracto se ha utilizado 50% y 30% respectivamente. Téngase en cuenta que aunque el buque tenga la capacidad PD necesaria para *station-keeping* en una situación dada, la operación de C/D que precise del Posicionamiento Dinámico puede ser demasiado arriesgada de acometer.

En el caso propuesto 4 del apartado 5.4.5, se han supuesto unas fuerzas ambientales típicas pero altas. Aún suponiéndolas análogas a una situación “no demandante”, el consumo de potencia arrojado por la simulación oscila aproximadamente alrededor de los 2000 kW. La estimación realizada en la partida era de 3500 kW aprox. Ya que las magnitudes orientativas eran de un 10-30%, la suposición admite ser razonable, pero sobredimensionada por un cierto margen.

En el caso propuesto 6 del apartado 5.4.7 haremos la analogía del viento intenso de 50 m/s como “condiciones demandantes”. En este caso la simulación evalúa un consumo entre los 3000 kW y los 4000 kW con algún pico notable. La previsión de partida era de 5800 kW. Estas cifras mantienen la misma coherencia que las ofrecidas en el párrafo anterior. Entran dentro de los márgenes de suposición iniciales, y el sobredimensionamiento observado es de una magnitud similar.

A mayores se tendrá en cuenta que en la simulación no se ha contemplado la flexibilidad de operación que ofrecen los azipods y la hélice retráctil.

Es de vital importancia el papel del piloto humano a la hora de posicionarse y encarar el mar para reducir la fuerza necesaria para mantenerse en PD.

La conclusión de esta comparación es que, a efectos del posicionamiento dinámico en *station-keeping* y sin tener en cuenta la navegación de tránsito, la planta propulsora considerada está sobredimensionada y podría ser reducida en una magnitud cercana al 10%.



## 7 CONCLUSIONES:

Con este trabajo pretendía realizarse un estudio sobre la capacidad de posicionamiento dinámico y la planta propulsora asociada para el buque PSV de 5000 TPM proyectado, más pormenorizado de lo que se hizo en el TFG de partida.

Los objetivos eran determinar el papel de los elementos esenciales dentro del control de una planta PD, cuál era el planteamiento habitual en su desarrollo, y como estos influyen sobre el dimensionamiento de los propulsores necesarios y la planta eléctrica del buque.

Para ello ha sido necesario desarrollar un entorno de simulación del posicionamiento dinámico que permita evaluar y estudiar su comportamiento para hipotéticas situaciones y configuraciones propulsivas. Dicho desarrollo ha abarcado principalmente el alcance de este trabajo.

El presente trabajo ha modelizado el comportamiento dinámico del buque como sólido en movimiento para la situación de posicionamiento dinámico. Se han modelizado intérpretes entre los datos meteorológicos de viento y corrientes observables por sensores en fuerzas que actúan sobre el modelo del buque. Se ha modelizado la planta propulsora de forma configurable, en términos de variables de control introducibles por el usuario y fuerzas sobre el modelo del buque. Se han modelado módulos de control PID y de distribución *thruster allocator*.

Se han integrado todos estos módulos y componentes en un bucle de control simulable que permite evaluar el comportamiento del buque, las magnitudes de las fuerzas propulsoras simuladas y el consumo de potencia asociado. Con este entorno de simulación es posible realizar ensayos y evaluaciones de situaciones de *station-keeping* y experimentar con diversos cambios en el diseño de formas, situaciones de carga o configuración del buque.

Se ha dejado para un desarrollo y perfeccionamiento futuro la evolución del distribuidor *thruster allocator* en uno capaz de computar propulsores rotativos, el aporte de las fuerzas por olas y su filtro Kalman correspondiente, una profundización en el estudio y tratamiento de las revoluciones de los motores.

Este trabajo puede servir como introducción y base al campo de estudio de la planta de posicionamiento dinámico, así como herramienta para evaluar las capacidades de un barco proyectado y ofrecer una estimación de potencia necesaria.



ESTUDIO DEL POSICIONAMIENTO DINÁMICO DE UN BUQUE PSV DE 5000 TPM  
DIEGO RODRÍGUEZ GOSENDE

```
b_11=478; %Toneladas/segundo
b_12=0; %Toneladas/segundo
b_16=0 ; %Toneladas metro/segundo
b_21=0; %Toneladas/segundo
b_22=4020; %Toneladas/segundo
b_26=19421; %Toneladas metro/segundo
b_61=0; %Toneladas/segundo
b_62=1605; %Toneladas metro/segundo
b_66=1927705; %Toneladas metro^2/segundo
B = [b_11 b_12 b_16; b_21 b_22 b_26; b_61 b_62 b_66];
%Matriz C
C= zeros(3,3);

%=====
%Vector tiempo
%=====
t_analisis=10; %min
t0=0;
tf=t_analisis*60;
dt=0.05;
nt=((tf-t0)/dt)+1;

%=====
%Viento preliminar
%=====
gamma_g=15; %Angulo del viento, respecto de la proa en sentido horario; Configurable
gamma_r=gamma_g*(pi/180); %radianes
U_viento=10; %velocidad media del viento en m/s; Configurable
if U_viento==0;
 v_viento=zeros(1,nt);
else
 [v_viento] = viento_total_v3(U_viento,t0,tf,dt);
end
t_viento=(0:dt:tf);

%=====
%Datos propulsores
%=====
d1=5.05; %distancia en manga del pod a linea crujia
d2=43.19; %distancia en eslora del pod al CG
d3= 13.0644; %distancia en eslora del CG al propulsor retractil
d4= 29.845; %distancia en eslora del CG al propulsor transversal de popa
d5= 39.41; %distancia en eslora del CG al propulsor transversal de proa
D_pod= 3.5; %diametro helice pod en metros
D_re=1.8; %diametro helice retractil en metros

%=====
%Parametros de control de los propulsores
%=====
% Configurables

%pod estribor (pode)
theta_pode=0; %sentido horario.
rpm_pode=225; %rpms del motor (150 min, 380 max)

%pod babor(pode)
theta_podb=0; %sentido horario.
rpm_podb=225; %rpms del motor (150 min, 380 max)
```

```
%retractil (re)
theta_re=0; %sentido horario.
rpm_re=0; %rpms del motor

%transversal popa (tpp)
rpm_tpp=0; %rpms del motor

%transversal proa (tpr)
rpm_tpr=0; %rpms del motor

%=====
%Solver, ode 45
%=====

[t,x]=ode45(@(t,x)
MMPD_v10(t,x,rho_mar,Loa,MA,B,C,A_T,A_L,d1,d2,d3,d4,d5,D_pod,D_re,v_viento,t_viento,gamma_g,th
eta_pode,theta_podb,theta_re,rpm_pode,rpm_podb,rpm_re,rpm_tpp,rpm_tpr),(0:dt:tf),[0;0;0;0;0]
,[0;0]);

%=====
%Eta, sistema de referencia geografico
%=====
for i= 1:1:12001;

psi(i,1)=x(i,3);
eta(i,1)=cos(psi(i,1))*x(i,1)-sin(psi(i,1))*x(i,2);
eta(i,2)=sin(psi(i,1))*x(i,1)+cos(psi(i,1))*x(i,2);
eta(i,3)=psi(i,1)*(180/pi);
end

%plots
%=====
subplot(2,1,1);
scatter(eta(:,2),eta(:,1));
axis equal;
title('Posición');
xlabel('+ este');
ylabel('+ norte');
subplot(2,1,2);
plot(t,eta(:,3));
title('yaw');
xlabel('tiempo (s)');
ylabel('yaw (°)');
%plot(t,x(:,1:3));
%legend('surge','sway','yaw');
```











ESTUDIO DEL POSICIONAMIENTO DINÁMICO DE UN BUQUE PSV DE 5000 TPM

DIEGO RODRÍGUEZ GOSENDE

55	-0.294	0.902	0.1695	%Inferida
60	-0.238	0.957	0.177	
65	-0.205	0.965	0.1695	%Inferida
70	-0.171	0.973	0.162	
75	-0.132	0.964	0.142	
80	-0.120	0.949	0.128	
85	-0.105	0.937	0.115	
90	-0.081	0.924	0.103	
95	-0.108	0.919	0.086	
100	-0.047	0.923	0.072	
105	-0.007	0.915	0.057	
110	0.086	0.898	0.046	
115	0.230	0.8735	0.0375	%Inferida
120	0.375	0.849	0.029	
125	0.483	0.8035	0.0175	%Inferida
130	0.590	0.758	0.006	
135	0.676	0.7	0	
140	0.728	0.661	-0.003	
145	0.766	0.58	-0.0045	%Inferida
150	0.804	0.449	-0.006	
155	0.786	0.403	-0.007	%Inferida
160	0.769	0.307	-0.008	
165	0.789	0.168	-0.014	
170	0.821	0.073	-0.013	
175	0.821	0.0013	-0.009	
180	0.791	0.008	0.003	
%				
185	0.821	-0.0013	0.009	
190	0.821	-0.073	0.013	
195	0.789	-0.168	0.014	
200	0.769	-0.307	0.008	
205	0.786	-0.403	0.007	
210	0.804	-0.449	0.006	
215	0.766	-0.58	0.0045	
220	0.728	-0.661	0.003	
225	0.676	-0.7	0	
230	0.590	-0.758	-0.006	
235	0.483	-0.8035	-0.0175	
240	0.375	-0.849	-0.029	
245	0.230	-0.8735	-0.0375	
250	0.086	-0.898	-0.046	
255	-0.007	-0.915	-0.057	
260	-0.047	-0.923	-0.072	
265	-0.108	-0.919	-0.086	
270	-0.081	-0.924	-0.103	
275	-0.105	-0.937	-0.115	
280	-0.120	-0.949	-0.128	
285	-0.132	-0.964	-0.142	
290	-0.171	-0.973	-0.162	
295	-0.205	-0.965	-0.1695	
300	-0.238	-0.957	-0.177	
305	-0.294	-0.902	-0.1695	
310	-0.35	-0.847	-0.162	
315	-0.407	-0.799	-0.157	
320	-0.426	-0.76	-0.16	
325	-0.458	-0.6765	-0.154	
330	-0.490	-0.593	-0.148	





```
H=b1kdiag(W,Q,H_99);
f=R*p;
A=A_2;
b=C_2*p;
Aeq=A_1;
beq=C_1*p;

coder.extrinsic('quadprog'); %Importante
X=zeros(9,1);
X = quadprog(H,f,A,b,Aeq,beq);

P=zeros(5,1);
Te=zeros(5,1);
u=zeros(5,1);

K_pod_lin=1200;
K_re_lin=170;
K_tra_lin=475;

Te(1,1)=(X(1,1));
u(1,1)=Te(1,1)/K_pod_lin;

Te(2)=(X(2,1));
u(2,1)=Te(2,1)/K_pod_lin;

Te(3)=(X(3,1));
u(3,1)=Te(3)/K_re_lin;

Te(4)=(X(4,1));
u(4,1)=Te(4)/K_tra_lin;

Te(5)=(X(5,1));
u(5,1)=Te(5)/K_tra_lin;

end
```

*Published with MATLAB® R2016a*

## **9 ANEXO II: CATÁLOGOS Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE PROPULSORES:**

## Contact us

### ABB Oy Marine

Merenkulkijankatu 1  
P.O. Box 185  
FI-00981 Helsinki  
Finland  
Phone: +358 10 2211  
Fax: +358 10 222 2350

### ABB AS Marine

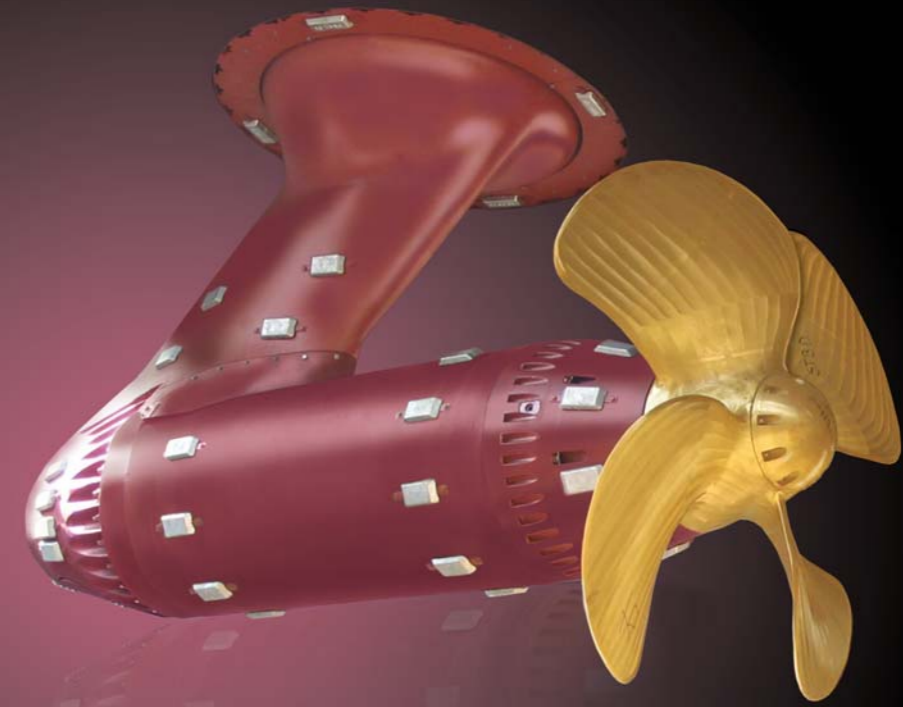
Bergerveien 12  
P.O. Box 94  
NO-1375 Billingstad  
Norway  
Phone: +47 03 500  
Fax: +47 22 35 36 80

**ABB (China) Limited**  
**Marine, Shanghai Branch**  
8th Floor, Raffles City  
268 Xizang Zhong Lu  
Shanghai, 2000001  
P.R. China  
Phone: +86 21 2328 8888  
Fax: +86 21 2328 8260

[www.abb.com/marine](http://www.abb.com/marine)

Azipod® is a registered trademark  
of ABB Oy.

© Copyright 2010 ABB. Sundheim-Madison Business Communication, February 2010



Azipod® Propulsion

Azipod® CO  
Compact podded propulsion  
in the 1.3 - 4.5 MW power range



# Azipod® CO - bringing the benefits of podded propulsion to a whole new range of vessel types

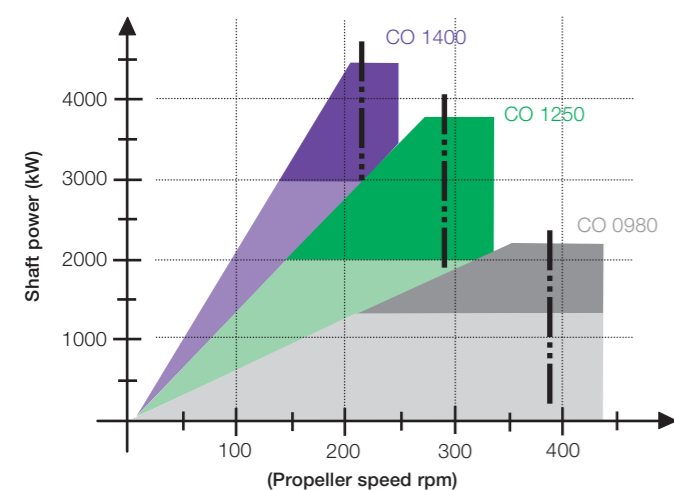
**Azipod® CO is an azimuthing propulsion system providing high overall propulsion efficiency and fuel savings for modern, environmentally-friendly ships. With a power range from 1.3 to 4.5 MW, Azipod® CO is an attractive propulsion solution for a wide range of vessel types.**

Based on ABB's successful Azipod® propulsion technology, Azipod® CO is the smallest member of the Azipod® family and covers the power range up to 4.5 MW, from where the larger Azipod® XO starts. The compact Azipod®C series includes two design versions; the CO propulsion version for open water ship applications and the CZ version, which is a thruster unit with nozzle for offshore drilling applications (see separate Azipod® CZ brochure for more information).

### An all-in-one steering and propulsion system

Azipod® CO is an all-in-one steering and propulsion unit that stands out from other propulsion solutions due to its built-in high-efficiency electric propulsion motor. With the propeller mounted directly to the motor shaft, all mechanical transmissions are eliminated. The result is a highly simplified structural design with few moving parts and minimal mechanical stress and wear. Propulsion speed and steering are controlled by frequency converters and the Azipod® CO is connected by cabling only.

Model sizes in the Azipod® CO series



Azipod® CO is available in three model sizes with maximum rated propeller power up to 2.2 MW, 3.8 MW and 4.5 MW.

### Flexible ship design

Azipod® CO gives great freedom in ship design and creates opportunities to develop new green ship concepts through:

- Cleaner hull design and improved hydrodynamics
- Flexible machinery arrangement and placement
- Increased payload, typically 5 to 10%
- Safety through machinery redundancy
- Environmental diesel-electric or gas-electric operations

### Simplified ship construction

The Azipod® CO is delivered to the yard in two complete ready-to-mount modules; the Steering module, which is installed inside the ship, and the Propulsion module, which is mounted from under the hull. The remaining work involves only electrical connection. Cooled by surrounding seawater, Azipod® CO needs no cooling system, and the absence of mechanical gearing means a minimum amount of oil is required. This plug-and-play concept allows fast, simple mounting and ensures a high quality installation.

### High fuel efficiency - low emission

The Azipod® CO unit is a pulling propeller system designed for maximum hydrodynamic efficiency. The pulling propeller works in an optimum environment where the water inflow is homogenous and undisturbed. Driven by an advanced permanent magnet motor and with no mechanical transmission losses between motor and propeller, the overall propulsion efficiency is very high.

### Outstanding maneuverability

Outstanding maneuverability is a hallmark of Azipod®, providing major benefits for ships frequenting areas with heavy traffic and restricted passage. With 360° azimuthing capabilities, the highly responsive Azipod® CO provides a tight turning radius, short crash-stop distance and thrust in all directions at any speed.

### Low noise and vibration

Crew welfare and passenger comfort are increasingly important priorities in ship operations. By eliminating cavitation due to good water flow to the propeller and by locating the propulsion motors in a submerged pod, onboard noise and vibration are practically eliminated.



The upper photo shows the train ferry *Zhong Tie Bo Hai 2*, equipped with 2 x 4.1 MW Azipod® CO propulsion. The lower photo shows the multi-functional offshore vessel *Boa Rover*, equipped with 2 x 2.3 MW Azipod® CO propulsion.

Azipod® CO brings unique advantages to ship types such as offshore vessels, ferries, mega yachts, research vessels, small- and medium-size tankers and other coastal vessels.



# Azipod® CO technical concept

## -standardized, modular and energy efficient

A highly developed module-based design makes Azipod® CO easy to install, use and maintain. This simplicity ensures high quality throughout the entire product lifespan and provides low lifecycle costs.

### Design principles

Azipod® CO consists of two main modules, the Steering module and the Propulsion module, which are both delivered pre-tested and ready for installation. The Propulsion module incorporates a low-voltage permanent magnet synchronous motor, and utilization of permanent magnet technology is a core element of the Azipod® CO design. These advanced motors offer higher efficiency and smaller dimensions than traditional electric motors. In addition, they do not require a cooling system as they are cooled only by the surrounding seawater. These characteristics enable a slim and hydro-dynamically optimized pod design.

With the fixed-pitch propeller attached directly to the motor shaft, all gears and mechanical transmission losses are eliminated - as well as thousands of liters of lube oil. This gives clear energy- and environmental benefits as compared to traditional mechanical thrusters. To prevent seawater from seeping into the Propulsion module, the motor has positive air pressure against the sea. Emissions to the sea are prevented by a multi-step shaft seal system with two grease-lubricated inner seals and a water-lubricated outer seal.

The strut is the connective element between the motor and steering modules. Control cables, piping and power supply cables for the propulsion motor are located inside this single-piece cast strut.

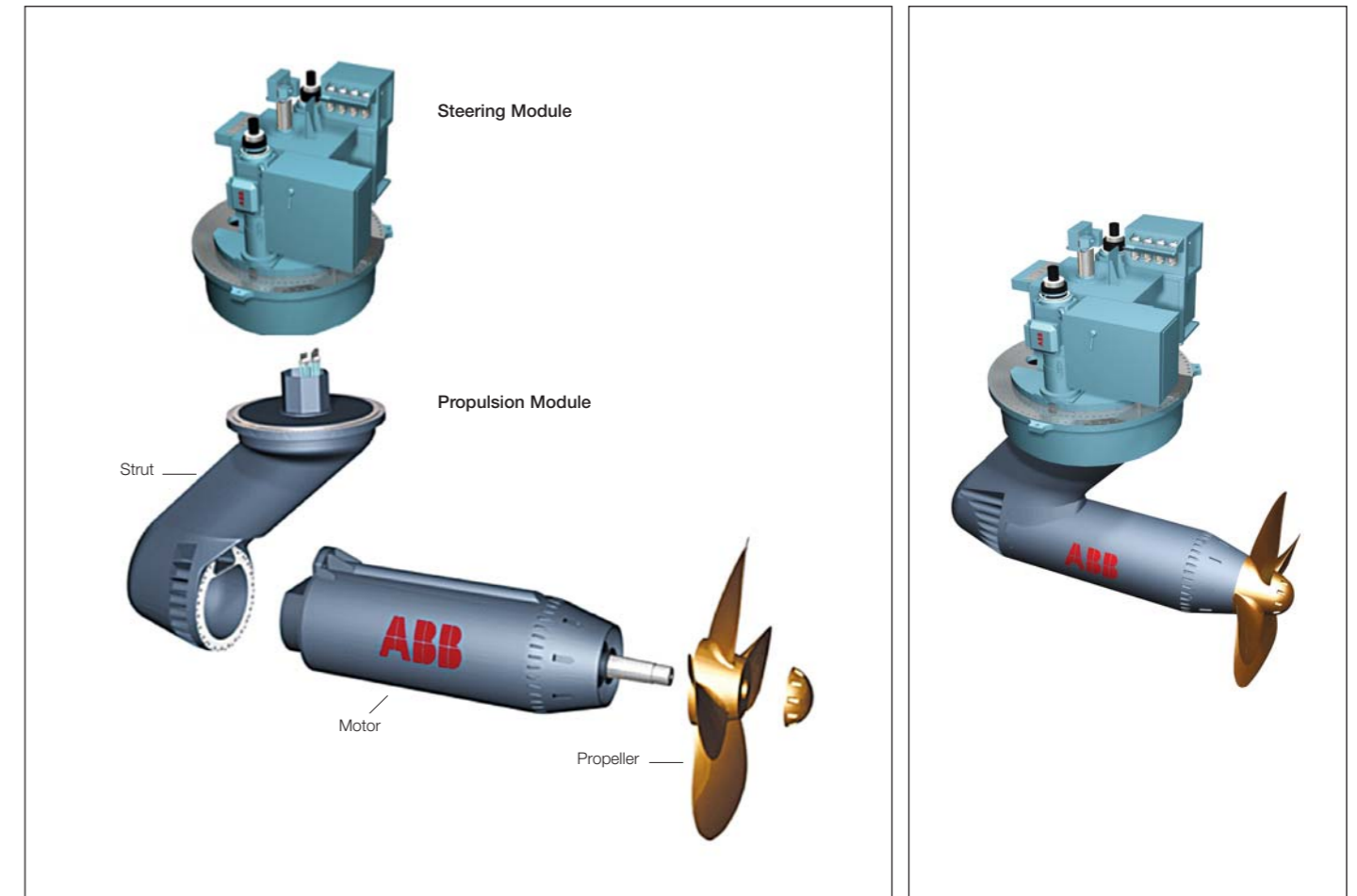
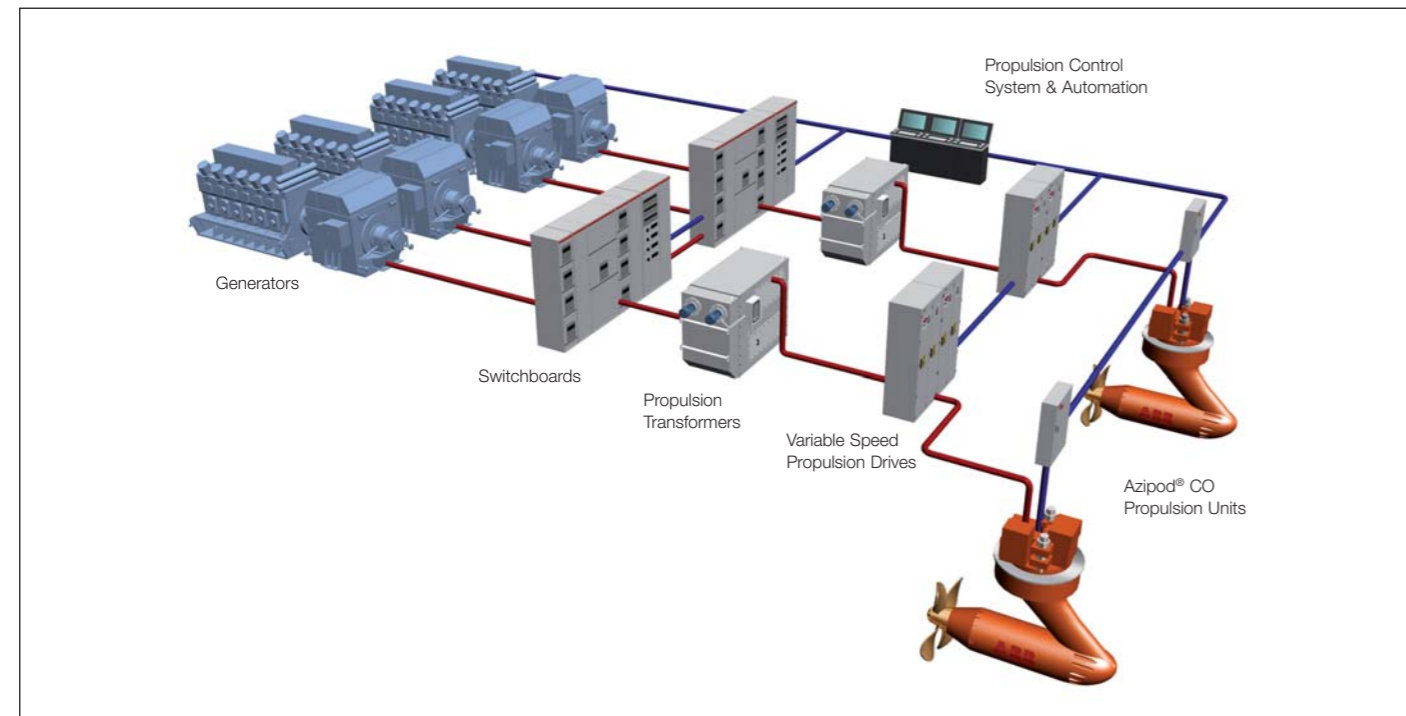
The Steering module installs into the ship's hull and acts as the structural interface with the Propulsion module. The Steering module includes a fully electric steering system, a local steering panel and all functional accessories and connection points for propulsion and steering.

### Operation principles

A full Azipod® CO ship system consists of the required number of Azipod® CO units and one ABB ACS series marine drive per each Azipod®. The low voltage variable speed drive controls the motor, which gives full nominal torque in both directions over the entire speed range.

In addition, an electric power plant is needed to feed the propulsion system and other onboard power consumers. The power plant includes generator sets and switchboards, and propulsion transformers are often required as well. Azipod® CO has standard interfaces for simple connection (serial data link and hard-wired) to the ship automation and propulsion control system.

With long experience and high expertise, ABB can take responsibility for the complete electric power plant and the Azipod® CO propulsion system.

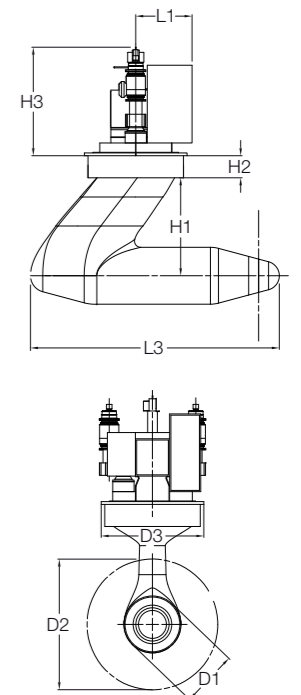


The propeller, motor and strut are assembled in the factory to form the Propulsion module, which is mounted to the Steering module during installation.

The Azipod® CO utilizes a modular “plug and play” design principle to simplify construction and installation and to ensure high lifetime quality.

Azipod® CO - main specifications			
Model size	CO980	CO1250	CO1400
Propeller type	Pulling	Pulling	Pulling
Power [kW]	1300 - 2300	2100 - 3900	2200 - 4500
Rotation speed [RPM]	240 - 365	160 - 280	120 - 205
Motor current [A]	1400 - 2100	2200 - 4200	2300 - 4800
Weight [kg]	27000	47000	59000
Max ship speed [knots]	18	19	19/21*)
H1 [m]	1.95	2.71	3.09
H2 [m]	0.5	0.65	0.65
H3 [m]	1.98	1.98	1.98
L1 [m]	1.3	1.5	1.5
L3 [m]	4.8	5.73	6.2
D1 [m]	1.04	1.31	1.47
D2 [m]	1.9 - 2.6	2.4 - 3.5	2.7 - 4.0
D3 [m]	2.3	2.78	2.78
Steering radius [m]	2.7	3.05	3.35
Displacement [m³]	4	8.5	11

\*) With passenger SOLAS requirement, special arrangements for 21 knots





## Working with our customers in ship design, building and operations

**ABB supports our customers all the way - from the early design phase to daily operational support throughout the life of the vessel. To achieve high cost-efficiency and quality from the start, ABB has opened a new dedicated Azipod® CO fabrication facility in Shanghai, China, from where Azipod® C series units are produced.**

### Throughout the design phase...

Although Azipod® propulsion has operated successfully for around 20 years, podded propulsion is still considered new technology by many ship owners, designers and yards. Therefore, ABB offers broad support including pre-studies, analysis and evaluations to help customer get off to a good start with Azipod®. Areas of special focus include Azipod® and the ship aft body, critical hydrodynamic aspects and the complete electric power plant.

### ... the construction phase

During the transition from design to construction and through-out the construction phase, ABB provides supervisory services and all necessary drawings and instructional material to ensure a successful installation and commissioning. The complete Azipod® unit can be installed quickly, typically taking about half a day for a Steering module and 1- 2 days for a Propulsion module.

The photos below show a typical installation from delivery of the pods, installation of the Steering module, mounting of the Propulsion module and the completed propulsion system.



### ... and ongoing operations

To meet the support and maintenance demands of our customers, ABB has established a worldwide network of Marine Services Centers that provide specialized after-sales services. ABB Marine Services include Preventive Maintenance Planning, Planned Repair and Dry-docking, On-call Services, Commissioning, Spare Parts Management and Modernizations. Onboard, classroom and on-line training are available through the ABB Marine Academy.

### Azipod® Service Centers

To further strengthen our Azipod® service and support capabilities, ABB provides a network of dedicated Azipod® Regional Service Centers located in Helsinki, Houston, Murmansk and Shanghai. The Azipod® Regional Service Centers provide dedicated Azipod® service personnel, workshops and tooling. Each Regional Center is capable of leading large Azipod® service projects as well as providing service support to ABB Marine Services Centers. These locations provide specialized Azipod® services, spare parts and local contacts for Azipod® customers in the area.



The upper photo shows the mega yacht *MY Ice*, equipped with 2 x 2.5 MW Azipod® CO propulsion. The lower photo shows the advanced research vessel *Zhong Guo Hai Jian 83*, equipped with 2 x 1.9 MW Azipod® CO propulsion.

Today, an ever increasing number of vessel types are being designed and built with Azipod® CO propulsion.





## Azimuth thrusters



Rolls-Royce is a global leader in the supply of azimuth thrusters. In an azimuth thruster the propeller rotates 360° around the vertical axis so the unit provides propulsion, steering and positioning thrust for superior manoeuvrability. Designs have been developed for propulsion and dynamic positioning in response to market requirements. As a result there is a design available to suit virtually any application. Simple and robust construction provides high operational reliability together with simple maintenance for low through life costs. Units can be supplied for diesel or electric drive together with a remote control system.

# Azimuth thruster range

## US Type .....

Powers:  
250 - 3700kW



## Azipull .....

Powers:  
900 - 5000 kW



## Contaz .....

Powers:  
2200 - 3700kW



## Underwater Mountable UUC Type .....

Powers:  
3000 - 6500kW



## Retractable UL Type .....

Powers:  
440 - 3800kW



## Swing-up/ Combi .....

Powers:  
736 - 2000kW



# Fixed mounted thrusters

The Rolls-Royce US range comprises standard Z-drive units with input powers from 250 – 3,700kW to deliver a bollard pull for tug applications ranging from 11 to over 120 tonnes. Modular design allows the configuration, mounting type and size to be closely matched to user requirements. They are available with contra-rotating propellers for high propulsive efficiency with shallow draft or FP/CP propellers, open or ducted, with diameters to suit the vessel application



## Mounting options

**Weld in spider:** The thruster is mounted in two stages: upper assembly with the hull fitting is raised/lowered into position and welded in place. The underwater assembly is then bolted to the thruster.

**Weld in basic:** The upper assembly is welded into the hull. The propeller unit is then bolted to the upper section.

**Bolt-in, top mounted:** The casing plate is welded into the hull. The complete thruster unit is lowered onto the casing flange and bolted into position.

## Technical data

Thruster type	Max Input Power (kW)	Input speed (rpm)	Weight (t)	Bollard pull two units (t)	Prop. Dia (mm)
US 55-P4	330	1500 - 2100	1.9	11	1050
US 105-P6	480	1500 - 1800	3.6	17	1300
US 105-P9	725	1000 - 1800	6	24 - 25	1500 1600
US 155-P12	904 - 1065	750 - 2000	9.5 - 11	29 - 35	1600 1800
US 155-P14	445 - 1280	750 - 2000	11.5 - 12.5	37 - 42	1800 2000
US 205-P18	1500	750 - 1800	18	51	2200
US 20	1920	750 - 1800	19 - 20	61 - 63	2300 2400
US 25	2470	750 - 1800	29 - 30	79 - 82	2600 2800
US 35	2790	750 - 1800	36 - 37.5	88 - 92 +	2800 3000
US 305-P40	3050 - 3200	750 - 1600	41 - 43	98 - 106 +	3000 3200
US 355	3700	720 - 1200	54 - 56	120 - 125	3200 3500

For performance predictions please contact Rolls-Royce.



# Contaz® thrusters

The Contaz® azimuth thruster range with contra-rotating propellers provide high propulsive efficiency and reduced vibration with shallow draught. Efficiency gains can be in the region of 10 – 15 per cent over conventional azimuth thrusters. The aft propeller regains some of the energy losses in the stream as well as significant rotational losses, therefore there is a lower installed power requirement that can release space on board and lowers fuel consumption. Contaz units have a range of stem lengths and are ideal for passenger/car ferries and vessels operating in regions or rivers with draught restrictions.

## Model variations

- Each unit custom designed to suit the vessel
- Select from a wide range of stem lengths
- Reduction ratios optimised for application



# Azipull thrusters

The Rolls-Royce Azipull is a low drag, high efficiency pulling thruster that provides both steering and propulsion. It combines the advantage of the pulling propeller with the flexibility of using almost any type of drive to suit specific vessel requirements. Azipull thrusters are designed for continuous service speeds up to 24 knots, while maintaining excellent manoeuvrability. They offer high hydrodynamic and fuel efficiency with low noise and vibration levels. A substantial rudder area delivers excellent course stability. Azipull units also allow the aft end of the hull to be optimised for minimum resistance and simplified construction.

## Model variations

- All Azipull units are available with CP or FP propellers and can be delivered with remote control systems.



## Technical data

Thruster type	Max Input Power (kW)	Input speed (rpm)	Dry wt* (t)	Max Prop. Dia (mm)
<b>CONTAZ 15</b>	2200	750 - 1200	3.2	3200
<b>CONTAZ 25</b>	3000	750 - 1200	5	3700
<b>CONTAZ 35</b>	3700	750 - 1200	7.3	4200

\*Dry weight at shortest stem length  
All data subject to change without prior notice

## Technical data

Thruster type	Power MCR (kW)	Input speed (rpm)	Dry wt (kg)	Prop. Dia (mm)
<b>AZP085</b>	900 - 1600	1200 - 2000	13000	1900 - 2300
<b>AZP100</b>	1400 - 2500	720 - 1800	31000	2300 - 2800
<b>AZP120</b>	1800 - 3500	720 - 1200	45000	2800 - 3300
<b>AZP150</b>	3000 - 5000	600 - 1000	85000	3300 - 4200

All data subject to change without prior notice

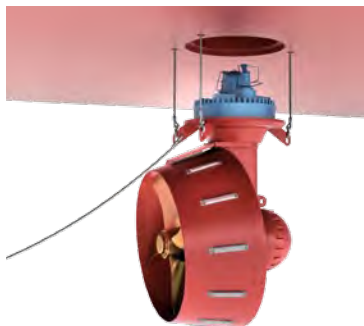


# Underwater mountable thrusters

A robust, heavy-duty L-drive azimuth thruster specifically designed for extended and reliable DP operation on offshore rigs and drillships. Compact construction affords advantages for mounting at the shipyard and during maintenance. UUC models have two ways of connecting the lifting wires for underwater removal and mounting. From inside the ship to the thruster flange or externally to the lifting lugs on the thruster flange. Fixed and controllable pitch propeller options are available with closed loop hydraulics.

## Mounting options

- USE models for installation in dry conditions, mounting direct to the hull or a container
- USL models with bottom well and foundation for vertical drive motor. Wet mounting from the top through a wet casing



## Technical data

Thruster type	MCR (kW)	Input Speed (rpm)	Prop. Dia (mm)
UUC 305	3200	720	3000
			3200
UUC 355	3800	720	3500
UUC 405	4600	720	3800
UUC 445	5200	720	4100
UUC505	6500	600	4200
			4500

All data subject to change without prior notice

# Retractable thrusters

The retractable range uses components from the Rolls-Royce standard azimuth thruster range and provides fast hydraulic lifting and lowering of the unit, enabling it to retract into the hull when not in use, reducing the vessel's drag. The UL models are designed for horizontal drive with automatic drive shaft disconnection system. ULE models are designed for vertical drive. Both are available with CP or FP propellers.



The lifting and lowering is activated by a push button on the bridge. Unlocking/locking in position and the engagement of the drive shaft coupling is automatic.

## Drive shaft arrangement

A complete assembly with a solid shaft including bearings and a remote controlled clutch and a flexible coupling for prime mover.

## Technical data UL

Thruster type	Max Input Power (kW)	Input speed (rpm)	Dry wt (t)	Prop. Type	Prop. dia (mm)
UL 601	440	1500 - 1800	6	FP	1300
UL 901	660	1000 - 1800	12	FP	1600
UL1201	880	750 - 1800	16.5	FP / CP	1800
UL 1401	1200	750 - 1800	24	FP / CP	2000
UL 2001	1500	750 - 1800	27.5	FP / CP	2300
UL 255	2200	900 - 1800	47	FP / CP	2800
UL 305	3000	750 - 1600	66	FP	3000
UL 355	3700	720 - 1200	97	FP	3500

All data subject to change without prior notice

## Technical data ULE

Thruster type	Max Input Power (kW)	Input speed (rpm)	Dry wt (t)	Prop. Type	Prop. dia (mm)
ULE 1201	880	1000	21	FP	1800
ULE 2001	1500	720 - 1800	32	FP / CP	2300
ULE 255	2200	720 - 750	43	FP	2800
UL 355	3700	720 - 1200	97	FP	3500

All data subject to change without prior notice





## Tunnel thrusters



The tunnel thruster is designed to provide side force to the ship to enhance manoeuvring capability in port or additional station keeping power when dynamic positioning. Versions specified should be matched to the vessel application. All are available with CP or FP propellers, and for ships requiring maximum passenger comfort, we have the 'Super Silent' range. A system normally consists of the thruster unit with tunnel, hydraulic equipment, remote control and electric drive motor with starter.

# Tunnel thrusters

Users can select from eleven diameters and four different models, in each size designed to suit a specific application.

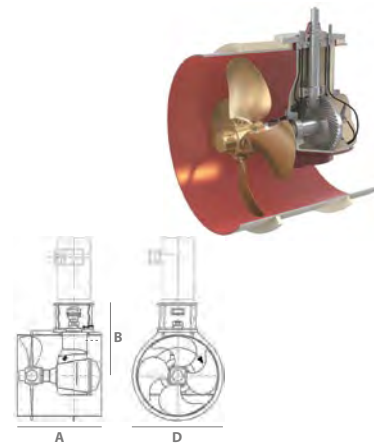
- **AUX:** Standard type for auxiliary use only
- **ICE:** High ice-class with stainless steel propeller blades
- **DPN:** Continuous DP service - shallower draught vessels
- **DPD:** Continuous DP service - deeper draught vessels

Units comprise standard tunnel, propeller unit, hydraulic system and remote control



## Key features:

- Available with FP or CP propellers
- Skewed blades for efficiency/ low noise
- Heavy duty propeller for DP units
- Shaft seal pressure control with drain connection in DP thrusters
- Mechanical locked bearings in DP thrusters



## Technical data

Main dimensions (mm)			Weight (kg)*		Motor input (rpm)	Propeller (rpm)	Tip speed (m/s)	Maximum Power (kW)					
D (Dia)	A (Length)	B (Shaft length)	AUX/AUD	ICE/DPN/DPD				Electric motor			Diesel		
								AUX	ICE/DPN/DPD	DPN/DPD	AUX	ICE/DPN/DPD	DPN/DPD
<b>1100</b>	1370	867	1150	1150	1465 - 1775	465 - 556	27 - 32	330 - 390	300 - 350	300 - 350	290 - 340	260 - 310	260 - 310
<b>FP*</b>	1223	867	1150	1150									
<b>1300</b>	1540	1024	2000	2000	1470 - 1760	390 - 532	27 - 32	495 - 595	445 - 535	445 - 535	435 - 520	390 - 475	260 - 310
<b>FP</b>	1360	1024	2000	2000									
<b>1650</b>	1850	1332	3550	3700	1180 - 1770	312 - 416	27 - 36	750 - 950	700 - 780	700 - 810	650 - 760	600 - 685	650 - 710
<b>FP</b>	1572	1332	3440	3440									
<b>1850</b>	2000	1487	4600	4600	980 - 1480	250 - 374	24 - 36	900 - 1050	800 - 950	850 - 950	800 - 930	700 - 840	700 - 840
<b>FP</b>	1780	1487	4400	4400									
<b>2000</b>	2100	1620	6100	6400	980 - 1480	245 - 335	26 - 35	1030 - 1295	925 - 1165	1205 - 950	905 - 1140	815 - 1025	700 - 840
<b>FP</b>	1830	1620	5900	5900									
<b>2200</b>	2300	1805	8100	8500	980 - 1480	228 - 304	26 - 35	1240 - 1510	1115 - 1365	1180 - 1440	1090 - 1325	980 - 1190	1055 - 845
<b>FP</b>	1978	1805	7800	7800									
<b>2400</b>	2550	1940	10500	10900	980 - 1480	211 - 286	27 - 36	1580 - 1910	1420 - 1720	1420 - 1710	1390 - 1680	1250 - 1510	1245 - 1510
<b>FP</b>	2263	1940	10000	10000									
<b>2650</b>	2800	2143	14050	14300	880 - 1190	194 - 262	27 - 36	2150 - 2400	1935 - 2160	2205 - 1980	1892 - 2110	1700 - 2000	1935 - 1735
<b>FP</b>	2483	2143	13300	13300									
<b>2800</b>	2950	2253	16350	16500	880 - 980	199 - 222	27 - 33	2380 - 2650	2140 - 2385	2385 - 2140	2090 - 2330	1880 - 2095	2095 - 1880
<b>FP</b>	2617	2253	15500	15500									
<b>3000</b>	3200	2451	20450	20750	710 - 980	165 - 228	27 - 36	2510 - 3350	2260 - 2700	2260 - 2700	2210 - 2640	1990 - 2370	1990 - 2380
<b>FP</b>	2834	2451	19500	19500									
<b>3300</b>	3450	2710	27250	27500	710 - 880	149 - 212	27 - 37	3100 - 3700	2790 - 3300	2790 - 3330	2730 - 3250	2450 - 2930	2450 - 2930
<b>FP</b>	3069	2710	26300	26300									

\* Fixed pitch propeller

\*\* includes std tunnel, propeller unit, hydraulic system and remote control



# Super Silent type

The Super Silent (SS) tunnel thruster has a modified hydraulic power pack for low noise. It has double walls through the full tunnel length and a flexibly mounted inner tunnel.

### Key features:

- Reduced tip speed
- Noise reduction of up to 10 dB compared to standard design
- Reduction of up to 25 dB can be reached in combination with floating floors and other measures by shipbuilder



### Technical data

Thruster type	Dia. (mm)	Motor (rpm)	Propeller output (rpm)	Max power (kW)
TT1850 SS	1850	1180	290	800
TT2000 SS	2000	1180	245	925
TT2200 SS	2200	1180	276	1355
TT2200 SS	2200	1180	243	1050
TT2400 SS	2400	1180	257	1720
TT2400 SS	2400	1180	228	1350

All data subject to change without prior notice

# Permanent magnet

The Permanent magnet tunnel thruster (TT-PM) is the latest tunnel thruster from Rolls-Royce and has been engineered with reliability and through life costs as the focus. Using permanent magnet motor technology increases efficiency and makes the installation more compact, only the variable frequency drive unit is housed in the thruster room, freeing up space on board. It also simplifies maintenance as the patented mount means units can be removed and replaced without drydocking. PM thrusters are currently available in two sizes with powers of 1,000 and 1,600 kW. These thrusters have been developed for the most demanding applications such as DP.



### Key features:

- Efficient and space saving PM technology
- Fast response times to full power
- Rugged design with high reliability
- Equal thrust in both directions
- Patented resilient mounting system reduces noise and vibration, simplifies tunnel fabrication and removal/installation
- Oil filled stator for superior cooling and protection
- Robust centre shaft carries all propeller loads



TT-PM thrusters are resiliently mounted in the tunnel to minimise noise and vibration. Installation and removal can be carried out without drydocking the vessel.

### Technical data

Thruster type	Dimensions (mm)		Weight (kg)			Performance			Hull mount
	Prop. Dia	Tunnel Dia	Thruster Dia	Connection & mounts	Total dry weight	Power MCR (kW)	Max thrust (kN)	Prop. type	
TT PM 1600	1600	2180	7250	1957	11730	1000	146	Mono FP	8 x rubber bushings
TT PM 2000	2000	2600	12217	2540	18318	1600	229	Mono FP	8 x rubber bushings

All data subject to change without prior notice



## 10 ÍNDICE DE FIGURAS:

Fig. 1.1: Bucle de control .....	7
Fig. 1.2: Ejemplos de configuración .....	10
Fig. 1.3: Pérdida de empuje por interacción. ....	11
Fig. 1.4: DoF del buque.....	12
Fig. 2.1: Disposición general.....	20
Fig. 2.2: Características geométricas calculadas por Octopus. ....	22
Fig. 2.3: Caja de cuadernas introducida. ....	23
Fig. 2.4: Curvas de potencia ofrecidas por ABB.....	25
Fig. 3.1: Composición de movimientos.....	28
Fig. 3.2: Comparación de la función de ola, fuerza y movimiento del buque .....	31
Fig. 3.3: Comparación de la función de ola, fuerza y movimiento del buque .....	32
Fig. 3.4: Coeficientes de masa añadida del buque.....	38
Fig. 3.5: Coeficientes de amortiguamiento del buque.....	40
Fig. 3.6: Datos de Blendermann para el SUP0101BN .....	43
Fig. 3.7: Ejemplo de espectro Davenport .....	45
Fig. 3.8: Velocidad de viento desarrollada para 20 minutos para un viento de 15 m/s....	46
Fig. 3.9: Extracto de “ <i>Sea Loads on ships ...</i> ” por Faltisen O. M. (1990).....	48
Fig. 3.10: Diagrama del modelo. ....	50
Fig. 3.11: Resultado del modelo del buque, en 60% avante, sin viento.....	51
Fig. 3.12: Resultado del modelo del buque, en 60% avante, con viento.....	52
Fig. 3.13: Resultado del modelo del buque, en 60% avante, con viento sin ráfaga. ....	52
Fig. 3.14: Modelo matemático del buque utilizado.....	53
Fig. 3.15: Linealización propuesta para la planta propulsora.....	56
Fig. 3.16: Módulo de simulación de la planta propulsora.....	56
Fig. 3.17: Codificación de $T(\alpha)$ en Simulink. ....	57
Fig. 3.18: Codificación de $K \cdot u$ en Simulink. ....	58
Fig. 3.19: Llamada auxiliar a la función de Blendermann. ....	58
Fig. 3.20: Modelo final usado. ....	59
Fig. 3.21: Evolución de la posición del buque (derecha= norte, arriba=oeste).....	59
Fig. 3.22: Fuerza del viento simulado.....	60
Fig. 4.1: Representación de recursos petrolíferos en el Mar del Norte. ....	61
Fig. 4.2: Rosa de los vientos consultada. ....	62
Fig. 4.3: Distribución de corrientes consultada. ....	63

Fig. 4.4: Módulo de fuerzas por viento. ....	64
Fig. 4.5: Módulo de fuerzas por corriente .....	65
Fig. 4.6: Ejemplos de fuerzas por corrientes a diverso $\beta$ .....	65
Fig. 4.7: Integración en el modelo .....	66
Fig. 5.1: Esquema típico de un sistema de control. ....	68
Fig. 5.2: Señal típica de un PID.....	70
Fig. 5.3: Ilustración de varios comportamientos de control PID .....	72
Fig. 5.4: Efectos del $K_p$ sobre el comportamiento. ....	73
Fig. 5.5: Efectos del $K_i$ sobre el comportamiento. ....	74
Fig. 5.6: Efectos del $K_d$ sobre el comportamiento. ....	74
Fig. 5.7: Módulo de control PID utilizado. ....	75
Fig. 5.8: Configuración del módulo PID. ....	75
Fig. 5.9: Ajuste PID-Ejemplo 1. ....	77
Fig. 5.10: Ajuste PID- Ejemplo 2. ....	77
Fig. 5.11: Ajuste PID- Ejemplo 3. ....	78
Fig. 5.12: Ajuste PID-Ejemplo 4. ....	79
Fig. 5.13: Ajuste PID-Ejemplo 5. ....	79
Fig. 5.14: Muestra de las fuerzas externas del ejemplo 6.....	80
Fig. 5.15: Ajuste PID-Ejemplo 6. ....	80
Fig. 5.16: Comportamiento del PID. ....	81
Fig. 5.17: Módulo “Allocator” en Simulink .....	88
Fig. 5.18: Simulación propuesta .....	90
Fig. 5.19: Movimiento del buque, Caso 1 .....	92
Fig. 5.20: $e(t)$ entrante al PID, Caso 1 .....	92
Fig. 5.21: $\tau PID$ , Caso 1 .....	93
Fig. 5.22: Vector de control $u$ , Caso 1 .....	93
Fig. 5.23: $\tau c$ , Caso 1 .....	94
Fig. 5.24: Estimación de potencia consumida, Caso 1 .....	94
Fig. 5.25: $e(t)$ entrante al PID, Caso 2 .....	96
Fig. 5.26: $\tau PID$ , Caso 2 .....	96
Fig. 5.27: Vector de control $u$ , Caso 2 .....	97
Fig. 5.28: $\tau c$ , Caso 2 .....	97
Fig. 5.29: $\tau ext$ , Caso 2.....	98
Fig. 5.30: $\tau$ , Caso 2 .....	98
Fig. 5.31: Estimación de potencia consumida, Caso 2 .....	99
Fig. 5.32: Representación gráfica de la capacidad DP según el ángulo y la velocidad de viento, por Kongsberg. ....	100
Fig. 5.33: Disposición longitudinal del Havila Faith.....	101

Fig. 5.34: Movimiento del buque, Caso 3 .....	102
Fig. 5.35: $e(t)$ entrante al PID, Caso 3.....	103
Fig. 5.36: $\tau PID$ , Caso 3 .....	103
Fig. 5.37: Vector de control $u$ , Caso 3 .....	104
Fig. 5.38: $\tau c$ , Caso 3 .....	104
Fig. 5.39: Estimación de potencia consumida, Caso 3 .....	105
Fig. 5.40: $e(t)$ entrante al PID, Caso 4.....	106
Fig. 5.41: $\tau PID$ , Caso 4 .....	106
Fig. 5.42: Vector de control $u$ , Caso 4 .....	107
Fig. 5.43: $\tau c$ , Caso 4 .....	107
Fig. 5.44: $\tau ext$ , Caso 4.....	108
Fig. 5.45: $\tau$ , Caso 4 .....	108
Fig. 5.46: Estimación de potencia consumida, Caso 4 .....	109
Fig. 5.47: Movimiento del buque, Caso 5 .....	110
Fig. 5.48: $e(t)$ entrante al PID, Caso 5.....	110
Fig. 5.49: $\tau PID$ , Caso 5 .....	111
Fig. 5.50: Vector de control $u$ , Caso 5 .....	111
Fig. 5.51: $\tau c$ , Caso 5 .....	112
Fig. 5.52: $\tau ext$ , Caso 5.....	112
Fig. 5.53: $\tau$ , Caso 5 .....	113
Fig. 5.54: Estimación de potencia consumida, Caso 5 .....	113
Fig. 5.55: $e(t)$ entrante al PID, Caso 6.....	114
Fig. 5.56: $\tau PID$ , Caso 6 .....	114
Fig. 5.60: Vector de control $u$ , Caso 6 .....	115
Fig. 5.61: $\tau c$ , Caso 6 .....	115
Fig. 5.62: $\tau ext$ , Caso 6.....	116
Fig. 5.63: $\tau$ , Caso 6 .....	116
Fig. 5.64: Estimación de potencia consumida, Caso 6 .....	117
Fig. 6.1: Extracto del TFG de partida con las estimaciones de consumo en PD.....	119

## 11 BIBLIOGRAFÍA:

- ABB (2005) System Project Guide For Passenger Vessels.
- ABS (2014). Guide for Dynamic Positioning Systems: American Bureau of Shipping.
- Blendermann, Werner (1994) *Parameter identification of wind loads on ships*. Elsevier Science B. V.
- Blendermann, Werner (1996) *Wind loading on ships-Collected data from Wind Tunnel Tests in Uniform Flow*. Hamburgo. University of Hamburg.
- Branlard, Emmanuel (2010) *Generation of time series from a spectrum*. Technical university of Denmark.
- Bulian, G., Francescutto, A., (2004) A simplified modular approach for the prediction of the roll motion due to the combined action of wind and waves. *Proc. Instn Mech. Engrs Vol. 218 Part M: J. Engineering for the Maritime Environment*.
- Christiaan de Wit (2009) “*Optimal Thrust Allocation Methods for Dynamic Positioning of Ships*”. Master of Science Thesis for the degree of Master of Science in Applied Mathematics.
- DNV-GL (2010) “Recomended Practice DNV-RP-C205 – Environmental Conditions And Environmental Loads”
- DNV GL (2016). Certification report site conditions wind; Project Hollandse Kust Wind Farm Zone. Hellerup, Denmark
- Faltisen O. M. (1990) *Sea loads on ships and offshore structures*. Cambridge University Press
- Fossen, T.I., (1994). *Guidance and Control of Ocean Vehicles*. John Willey & Sons.
- Fossen, T. I. (2002) *Maritime Control Systems*. Norway: Marine Cybernetics AS.
- Fossen, T.I. (2011) *Handbook of Marine Craft Hydrodynamics and Motion Control*. John Willey & Sons.
- Fossen, T. I. and T. Perez (2004). Marine Systems Simulator (MSS).  
<<http://www.marinecontrol.org>>.
- Francesco Scibilia, Roger Skjetne (2012) Constrained control allocation for vessels with azimuth thrusters. *Department of Marine technology, Norwegian University of Science*.
- I.M. van der Vossen (2017) “*Improving the combined operation of Dynamic Positioning and motion compensation from a control engineering perspective*”. Master of Science Thesis for the degree of Master of Science in Systems and Control at Delft University of Technology.
- Isherwood, R. M. (1972) Wind resistance of Merchant Ships. En: *RINA trans. Vol. 115*. Pp. 327-338.
- Johansen, T. A., T. I. Fossen y P. Tøndel (2004a) Efficient Optimal Constrained Control Allocation via Multi-Parametric Programming. *AIAA Journal of Guidance, Control and Dynamics*.

- Johansen, T. A., T. I. Fossen y S. P. Berge (2004b) Constrained Nonlinear Control Allocation with Singularity Avoidance using Sequential Quadratic Programming. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*.
- Lloyd, A. R. J. M. (1989). *Seakeeping: ship behaviour in rough weather*. Sussex, UK: A.R.J.M. Lloyd.
- P Martin & R Katebi (2005) Multivariable PID tuning of dynamic ship positioning control systems, *Journal of Marine Engineering & Technology*, 4:2, 11-24
- Martin Rindarøey, Tor Arne Johansen (2013) Fuel optimal thrust allocation in Dynamic Positioning. *Center for Autonomous Marine Operations and Systems, Department of Engineering Cybernetics, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway*.
- Mats Johan Heian (2014). *Factors influencing machinery system selection for complex operational profiles*. Master thesis in Marine Systems Design. Norwegian University of Science and Technology.
- Míguez González, M. (2016). Material didáctico de la asignatura “Ampliación de Hidrostática e Hidrodinámica”. Universidad de la Coruña. España
- Míguez González, M., Díaz Casas, V., Bulian, G. et al. (2017) *Towards real-time identification of initial stability from ship roll motion analysis*. Proc. 16th International Ship Stability Workshop, (ISSW 2017), Belgrade, Serbia.
- Perez, T. (2005) *Ship Motion Control*. Springer-Verlag London Limited.
- R. Gosende, Diego (2016) “*Buque de suministro a plataformas de 5000 TPM*”. Trabajo Final de Grado en Ingeniería de Propulsión y Servicios del Buque. Escuela Politécnica Superior de Ferrol. Universidad de la Coruña.
- Salvago Ocete, Marta (2016) “*Análisis de configuración de propulsores para el posicionamiento dinámico de un vehículo marino de superficie*”. Trabajo Final de Grado en Ingeniería Electrónica, Robótica y Mecatrónica. Escuela Técnica Superior de Ingeniería. Universidad de Sevilla.
- Sørdalen O. J. (1997) Optimal thrust allocation for marine vessels. *ABB Corporate Research, N-1361 Billingstad, Norway*.
- DeRensis, Thomas P., (2013) “A ROBUST LINEAR DYNAMIC POSITIONING CONTROLLER FOR A MARINE SURFACE VEHICLE”. *Open Access Master's Theses*. Paper 132.
- Vassalos, Draco. Andrzej Jasionowski. Jakub Cichowicz. (2003) : *Weather Criterion – Questions and answers*. 8th International Conference on the Stability of Ships and Ocean Vehicles.
- Veksler, A., T. A. Johansen, Borrelli F. et al. (2014) *Cartesian thrust allocation algorithm with variable direction thrusters, turn rate limits and singularity avoidance*. Control Applications (CCA), 2014 IEEE Conference on.