



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

Trabajo Fin de Grado

CURSO 2019/ 2010

PSV 8500 TPM

CLEAN DESIGN; FIFI III; DYNPOS AUTR; SF; E0; SPS; SUPPLY VESSEL; OIL
RECOVERY; ICE C

**CUADERNO 6: PREDICCIÓN DE POTENCIA Y SELECCIÓN DE LA PLANTA
PROPULSORA**

Grado en Ingeniería Naval y Oceánica

ALUMNO: PABLO FERNÁNDEZ CARBAJALES

TUTOR: FERNANDO LAGO RODRÍGUEZ

FECHA: SEPTIEMBRE 2020

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE FERROL

GRADO EN INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO Nº 1920/ 09

Requerimientos previstos de actividad (RPA) del buque proyecto:

Título del proyecto: PSV 8500 TPM

Clasificación, cota y reglamentos de aplicación: DNV, SPS, SUPPLY VESSEL, SF, EO, ICE C, DYNPOS AUTR, CLEAN DESIGN, FIFI III

Velocidad y autonomía: 15 nudos en condiciones de servicio, 5000 millas

Sistemas y equipos de carga/ descarga: los habituales en este tipo de buques

Propulsión: diésel – eléctrica, propulsores Voith Schneider

Tripulación y pasaje: 38 personas más 12 (personal especial), según SPS

Ferrol, 31 de octubre de 2019

ALUMNO/A: PABLO FERNÁNDEZ CARBAJALES

El buque a proyectar se trata de un buque diseñado para prestar apoyo y suministro a las plataformas petrolíferas del Mar del Norte, tanto carga líquida como carga seca. Además, presenta la posibilidad de extinguir fuegos exteriores al buque (FIFI III) y recoger vertidos de hidrocarburos en alta mar (OIL RECOVERY).

The vessel to be projected is a vessel designed to provide support and supply to the oil rigs in the North Sea, both liquid and dry cargo. In addition, it has the possibility of extinguishing fires outside the ship (FIFI III) and collecting hydrocarbon spills in the seas (OIL RECOVERY).

O buque que se proxecta é un buque diseñado para proporcionar apoio e subministración ás plataformas petrolíferas do mar do Norte, tanto carga líquida como seca. Ademais, ten a posibilidade de extinguir incendios fora do buque (FIFI III) e recoller derrames de hidrocarburos en alta mar (OIL RECOVERY).

ÍNDICE

1. Presentación (página 5)
2. Introducción (página 6)
3. Estimación de la potencia propulsora y elección de los motores eléctricos de los propulsores (páginas 7 – 18)
4. Elección de los propulsores principales VOITH (páginas 18 – 28)
5. Cálculo de los propulsores transversales de proa (páginas 28 – 32)
6. Comentario sobre la cota de clase DYNPOS AUTR aplicable al buque proyecto (páginas 32 – 34)
7. Anexos

1. Presentación

El buque proyecto se trata de un PSV (Platform Supply Vessel) destinado a prestar apoyo y suministro a las plataformas petrolíferas del Mar del Norte, con una capacidad de 8500 TPM, condición fijada en la RPA, además de una velocidad de servicio de 15 nudos. En cuanto a la operatividad del mismo puede suministrar la siguiente carga:

- Diesel oil
- Agua dulce para consumo
- Cemento seco
- Salmuera
- Otros elementos en la cubierta principal (carga seca) como brocas de perforación, cables etc.

También está diseñado para recoger los siguientes productos de la plataforma:

- Barro de perforación

Se ha dotado también la posibilidad de que el buque tenga la capacidad de recoger vertidos de hidrocarburos derramados en alta mar, lo que se conoce como Oil Recovery.

Las cotas de clase que aplican en el diseño del buque proyecto son las siguientes:

- DNV: buque diseñado bajo dicha sociedad de clasificación, se seguirán las normas y recomendaciones que sean de aplicación.
- SPS (special purpose ship)
- Supply vessel: buque diseñado para prestar apoyo.
- SF: buque diseñado teniendo en cuenta factores restrictivos en estabilidad en averías
- EO: maquinaria desatendida
- ICE C: buque diseñado para navegar en zonas con presencia de una capa fina de hielo
- DYNPOS AUTR: buque diseñado con la capacidad de mantener la posición sin moverse.
- CLEAN DESIGN: buque que dota de un diseño limpio en cuanto a contaminación
- FIFI III: buque diseñado con la posibilidad de luchar contra fuegos exteriores.
- OIL RECOVERY: buque dotado de la capacidad de recoger y almacenar vertidos de hidrocarburos en alta mar

Las cotas de clase comentadas se irán desarrollando a lo largo de los 13 cuadernos de los que consta el TFG.

2. Introducción

El objetivo de este cuaderno es dimensionar la planta propulsora del buque proyecto para que pueda desarrollar una velocidad de servicio de 15 nudos. Se va a estudiar cual va a ser la potencia propulsora necesaria, así como el sistema propulsor a partir de las formas del buque.

El cálculo de la potencia propulsora se hará mediante el programa Navcad 2009, no obstante, el buque proyecto llevará una propulsión diesel – eléctrica y los sistemas propulsores serán VOITH, como se especifica en la RPA del proyecto, aunque los cálculos no se hagan para este tipo de propulsores ya que no están introducidos en el Navcad, la potencia necesaria para mover el buque es prácticamente la misma entre un sistema convencional y un sistema de propulsión Voith, por lo que la estimación de la potencia será cercana.

El esquema que se va a seguir para realizar el cuaderno es el siguiente:

Lo primero que se va a hacer es estimar la resistencia al avance de la carena del buque proyecto asumiendo un calado de 8,193 m, que se corresponde con el calado en la condición de carga 1 calculada en el cuaderno 5: buque saliendo de puerto a plena carga. La elección de este calado es debido a que es el calado máximo que experimenta el buque proyecto en las condiciones de carga analizadas, siendo la opción más desfavorable, ya que la resistencia hidrodinámica sobre el casco será la mayor.

Una vez que se ha estudiado dicha resistencia al avance para la velocidad de servicio se determinará la potencia efectiva, potencia que entregaría un sistema propulsor convencional si su funcionamiento fuese ideal, que no hubiese pérdidas de potencia y toda esta potencia se emplease directamente en propulsar el buque. Como en la realidad esto no sucede, se considerarán los rendimientos adecuados para tener en cuenta dichas pérdidas de potencia (rendimientos mecánicos, hidrodinámicos etc) y que la potencia calculada se acerque lo máximo posible a la realidad. Estos cálculos se realizarán con el programa Navcad, que permite obtener una potencia aproximada de los motores propulsores introduciendo la resistencia al avance para la velocidad de servicio, en este caso, de 15 nudos y unas revoluciones estimadas que se acercan lo máximo posible a las revoluciones óptimas de servicio.

Una vez obtenida la potencia se considerarán los márgenes para sobredimensionar los motores propulsores, los márgenes incluidos son los siguientes:

- Margen de mar, este margen se encarga de sobredimensionar la potencia propulsora del buque para hacer frente a condiciones de mala mar. Se considerará del 15 %.
- Margen de funcionamiento, este margen se encarga de que el sistema propulsor no trabaje al 100 % a la velocidad de servicio de en este caso 15 nudos, sino que lo haga a un porcentaje más bajo para de esta forma no forzar tanto el sistema propulsor, evitando un mantenimiento mayor.

Debido a la particularidad de los propulsores Voith ciloidales no se realizará un análisis de 4, 5 y 6 palas ya que no tiene sentido debido a que dichos propulsores no llevan hélices, sino unas “palas” verticales, como se comentará detalladamente a lo largo de este cuaderno. Tampoco se hará un estudio del timón ya que los propios propulsores hacen también de timón, dándole maniobrabilidad al buque, lo que se hará es calcular los vanos para asegurarse de que los propulsores se coloquen de una forma adecuada.

3. Estimación de la potencia propulsora

En este punto se hará una primera aproximación de la resistencia al avance del casco del buque proyecto mediante el programa Maxsurf y, posteriormente, se hará un cálculo más detalladamente de dicha resistencia al avance empleando el programa Navcad, como se ha comentado en la introducción del cuaderno.

3.1 Estimación de la potencia propulsora mediante el método Holtrop empleando el programa Maxsurf

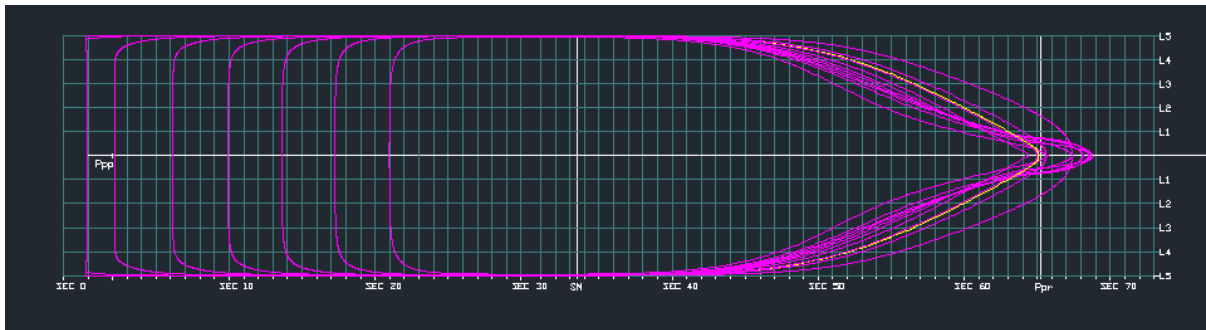
A continuación, se muestra en la siguiente tabla las características del buque proyecto que serán importantes para el cálculo de la potencia propulsora obtenidas del programa Maxsurf:

LWL	97,865
Beam	24,618
Draft	8,193
Displaced volume	13487,245
Wetted area	3268,778
Prismatic coeff. (Cp)	0,692
Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,875
1/2 angle of entrance	27,3
LCG from midships(+ve for'd)	-1,675
Transom area	0
Transom wl beam	0
Transom draft	0
Max sectional area	199,029
Bulb transverse area	16,767
Bulb height from keel	3,885
Draft at FP	8,193
Deadrise at 50% LWL	0,2
Hard chine or Round bilge	Round bilge
Frontal Area	0
Headwind	0
Drag Coefficient	0
Air density	0,001
Appendage Area	0
Nominal App. length	0
Appendage Factor	1
Correlation allowance	0,0004
Kinematic viscosity	1,1883E-06
Water Density	1,0259

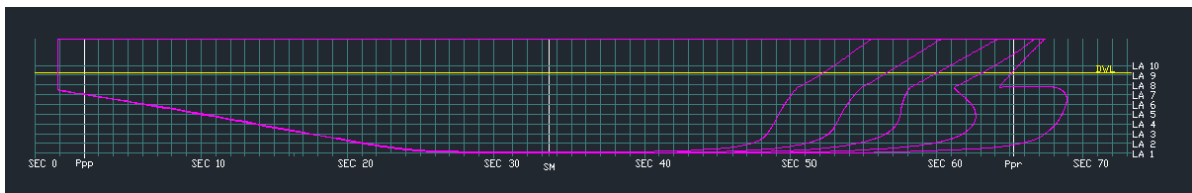
Tabla que muestra las características principales del buque proyecto, obtenidas mediante el programa MAXSURF

Como en el cuaderno 4 se ha definido las formas del casco del buque proyecto mediante el programa Maxsurf Modeler, se ha realizado inicialmente un análisis de la resistencia según el método Holtrop utilizando el programa Maxsurf Resistance el cual recoge los parámetros importantes para dicho análisis a partir de las formas del buque.

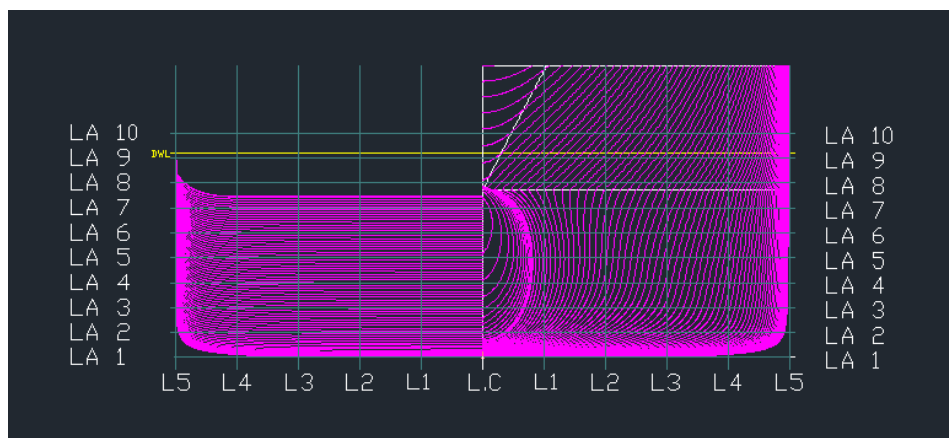
A continuación, se muestran las formas del buque sacadas del modelado del buque proyecto mediante Maxsurf Modeler, generadas en el Cuaderno 3:



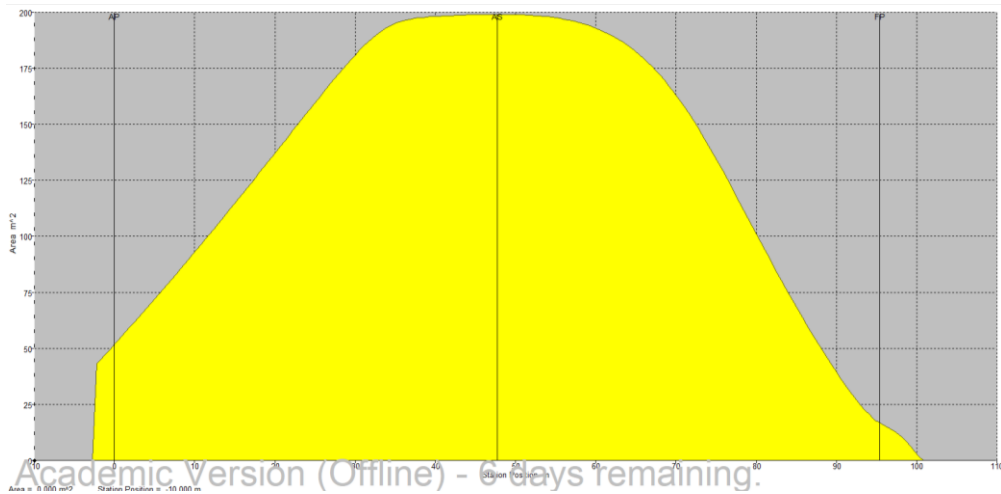
Vista en planta de las formas del buque proyecto



Vista de la sección longitudinal de las formas del buque proyecto



Vista frontal de las formas del buque proyecto



Curva de áreas seccionales del buque proyecto

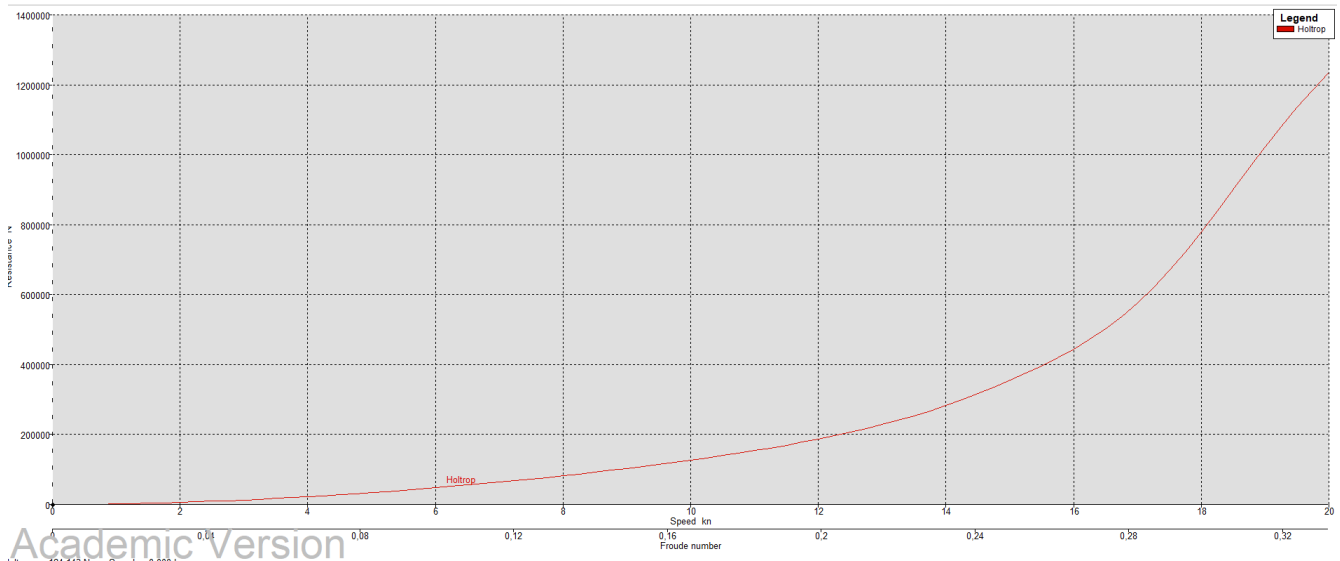
Los cálculos de la resistencia se han realizado para el rango de velocidades definido en la siguiente tabla, en el cual se encuentra la velocidad de servicio del buque proyecto de 15 nudos, en donde además se muestra la resistencia que ofrecen las formas del buque y la potencia efectiva que tiene que transmitir el propulsor al agua. Para este cálculo se ha estimado una eficiencia propulsora del 96 %.

Velocidad (kn)	Nº Froude (LWL)	Nº Froude (Vol)	Resistencia (N)	Potencia (W)
0	0	0	--	--
0,5	0,008	0,017	448,58	120,19
1	0,017	0,034	1632,98	875,08
1,5	0,025	0,051	3488,72	2804,3
2	0,033	0,067	5987,14	6416,78
2,5	0,042	0,084	9109,96	12204,6
3	0,05	0,101	12843,83	20648,23
3,5	0,058	0,118	17178,23	32219,13
4	0,066	0,135	22104,42	47381,24
4,5	0,075	0,152	27614,82	66591,99
5	0,083	0,168	33702,68	90302,91
5,5	0,091	0,185	40361,94	118960,28
6	0,1	0,202	47587,19	153006,04
6,5	0,108	0,219	55374,08	192879,96
7	0,116	0,236	63720,24	239024,67
7,5	0,125	0,253	72627,37	291896,45
8	0,133	0,269	82104,49	351984,98
8,5	0,141	0,286	92172,98	419845,77
9	0,149	0,303	102873,03	496148,05
9,5	0,158	0,32	114271,49	581739,77
10	0,166	0,337	126470,46	677729,41
10,5	0,174	0,354	139616,13	785583,12
11	0,183	0,37	153906,98	907231,78
11,5	0,191	0,387	169600,83	1045184,74
12	0,199	0,404	187031,52	1202716,6
12,5	0,208	0,421	206570,21	1383709,57
13	0,216	0,438	228621,37	1592675,98
13,5	0,224	0,455	253901,06	1836815,5
14	0,232	0,471	283361,35	2125866,03
14,5	0,241	0,488	317302,44	2465520,73
15	0,249	0,505	355048,68	2853950,3
15,5	0,257	0,522	396480,72	3293222,07
16	0,266	0,539	443875,14	3805818,33
16,5	0,274	0,556	501852,07	4437383,01
17	0,282	0,572	575631,24	5243973,93
17,5	0,291	0,589	668514,56	6269258,37
18	0,299	0,606	779213,84	7516166,81
18,5	0,307	0,623	900652,53	8928864,91
19	0,316	0,64	1022184,05	10407584,63
19,5	0,324	0,657	1134597,73	11856152,29
20	0,332	0,673	1234414,12	13229947,61

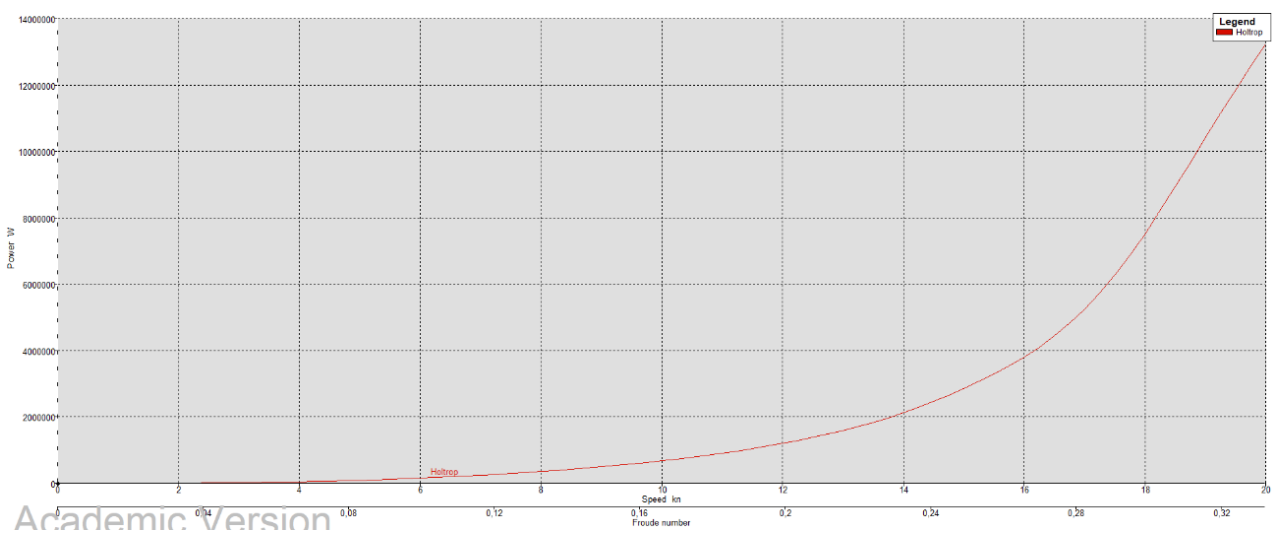
Rango de velocidades empleado para el cálculo de la resistencia al avance del buque proyecto, mediante el programa MAXSURF

Como se aprecia en la tabla anterior, para la velocidad de servicio del buque proyecto de 15 nudos se obtiene una resistencia de 355 kN y una potencia efectiva (ideal) de 2854 kW. Esto se trata de una aproximación muy básica, más adelante se hará una estimación más completa mediante el programa Navcad.

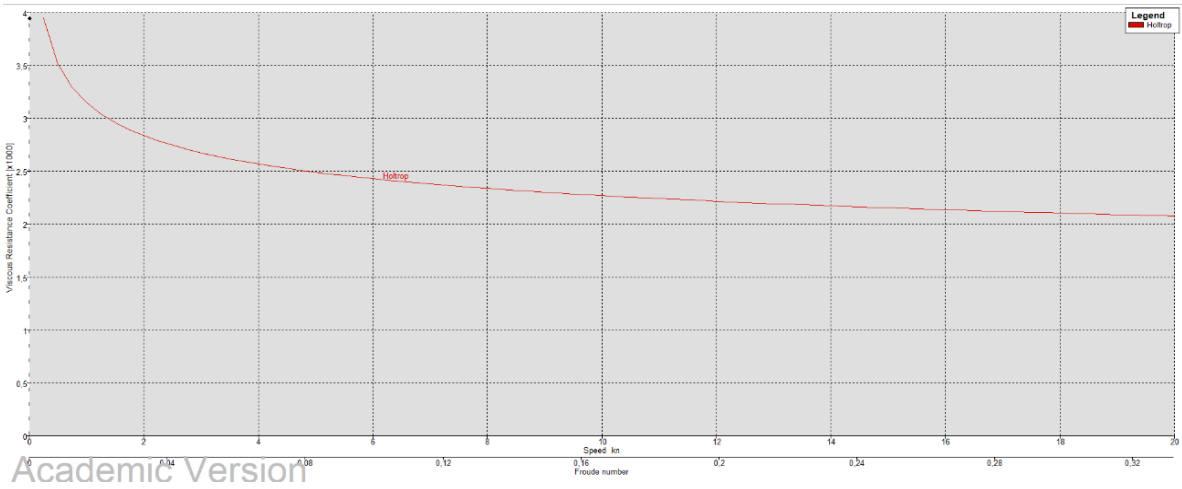
A continuación, se muestran respectivamente las gráficas correspondientes para la resistencia y la potencia en función de la velocidad, así como la resistencia viscosa y de fricción en función de la velocidad:



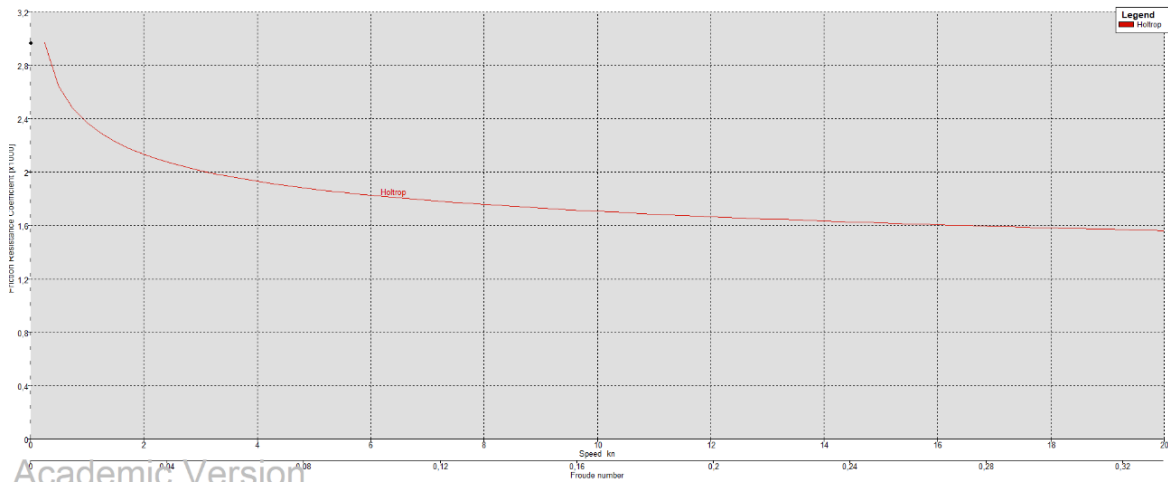
Gráfica 1: Resistencia vs velocidad



Gráfica 2: Potencia vs velocidad



Gráfica 3: Coeficiente de resistencia viscosa vs velocidad



Gráfica 4: Coeficiente de resistencia de fricción vs velocidad

- **Consideraciones sobre la resistencia viscosa:**

La resistencia total (RT) que experimenta el buque se divide para su estudio en la resistencia que ejerce el agua y la resistencia que ejerce el aire. La resistencia viscosa es un tipo de resistencia ejercida por el agua que se divide para su estudio en la resistencia de fricción (R fricción) y la resistencia de presión de origen viscoso (Rpov), el coeficiente de resistencia viscosa (Cv) es el siguiente:

$$Cv = Rv / 1/2PSV^2$$

Siendo:

- Rv = resistencia viscosa
- S = superficie mojada
- V = velocidad

A su vez, la resistencia de fricción se divide en la resistencia de fricción de placa plana equivalente y la resistencia de fricción con superficie curva. La resistencia de fricción está gobernada por el número de Reynolds, que se trata de un coeficiente adimensional empleado para el estudio de la resistencia al avance del buque, en función de la velocidad del buque, la eslora del mismo y la viscosidad cinemática del fluido:

$$(Rn = VL / \nu)$$

Siendo:

- V = velocidad
- L = eslora
- ν = viscosidad cinemática

La resistencia viscosa puede considerarse como la resistencia de fricción de placa plana más una resistencia residual, en la que se engloban la resistencia de fricción de superficie curva y la de presión de origen viscoso. Varios autores ensayaron con modelos para estudiar la resistencia de fricción de placa plana, el primero de ellos fue Froude, que obtuvo una fórmula (línea de fricción) para calcular la resistencia por fricción de una placa plana, pero difería mucho en la zona de los modelos ($Rn = 10^6$), debido a diferencias de tipo experimental. Otros autores obtuvieron sus fórmulas, pero todas ellas fallaban en la zona de los modelos, esto es muy importante para obtener el coeficiente de fricción del modelo (CFm), y por tanto, según la extrapolación por el método de Froude calcular el coeficiente de resistencia total del buque real (CT):

$$CTb = CTm - CFm + CFb$$

Debido a que el buque real presenta una serie de resistencias añadidas que no tiene el modelo como pueden ser una superficie no tan lisa o que no navega en aguas totalmente tranquilas es necesario aplicar una corrección aditiva (CA).

El valor de CA es específico para cada buque y la forma de conocerlo es disponiendo de una base de datos, tomados en pruebas de mar de buques reales.

Para el estudio de la resistencia de fricción la I.T.T.C (International Towing Tank Conference) creó una línea artificial, mixta entre Schoenherr y Hughes, consistente en multiplicar la línea de Hughes por 1,137, arreglando el denominador. Dicha línea obtenida coincidía perfectamente con Schoenherr en la zona de los buques, lo que se considera correcto, y tiene la pendiente deseada en la zona de los modelos. A esta línea de fricción se le denominó línea ITTC – 57 y actualmente es usada de manera universal como línea de fricción de placa plana en régimen turbulento, su formulación es la siguiente:

$$CF = 0,075 / (\log_{10} Rn - 2) ^2$$

En cuanto a la resistencia de presión de origen viscoso (R_{pov}), al integrar las presiones alrededor del casco, dicha integración no es nula como si se tratase de un flujo potencial, debido al desequilibrio de presiones generado entre proa y popa, las líneas de corriente en la zona de popa quedan más abiertas que en un flujo potencial, lo que implica una mayor velocidad a la altura de popa. Existe entonces una componente positiva que va dirigida en la dirección proa – popa que se llama Resistencia de presión de origen viscoso. Al estudiar dicha resistencia diversos autores llegaron a la siguiente conclusión:

$$C_{pov} = R_{pov} / 1/2PSV^2$$

De lo comentado anteriormente y observando las gráficas, podemos comprobar cómo, tanto el coeficiente de fricción como el coeficiente de resistencia viscosa, decrecen con la velocidad, si nos fijamos en las fórmulas de ambos coeficientes aparece la velocidad en el denominador, lo que nos indica que efectivamente al aumentar la velocidad decrecen ambos coeficientes. También podemos comprobar como el coeficiente de resistencia viscosa disminuye ligeramente menos que el de fricción al aumentar la velocidad, esto es debido a que la resistencia viscosa incluye también la resistencia de presión de origen viscoso, la cual aumenta dicho valor. El valor de ambos coeficientes, son prácticamente iguales, lo que prueba lo comentado al inicio de estas consideraciones sobre que la resistencia de fricción de placa plana es mucho mayor comparado con los otros tipos de resistencia, a los que se les llama resistencia residual.

3.2 Estimación de la potencia propulsora empleando el programa Navcad

El cálculo de la resistencia al avance y la potencia propulsora necesaria para propulsar el buque es más complicado utilizando Navcad que el realizado mediante el programa Maxsurf, ya que tenemos que introducir datos “manuales”. Dentro del programa Navcad existen diferentes métodos para calcular la resistencia al avance, el que se va a emplear es el método Holtrop. Este método es el más común empleado en fases tempranas de proyecto de un buque, y para poder aplicarlo el buque proyecto debe cumplir los rangos

que se muestran a continuación, para el buque proyecto se han obtenido a partir de los datos obtenidos de Maxsurf para la condición de carga más desfavorable como se comentó al inicio del presente cuaderno:

Mínimo	Buque proyecto
FN design (0,06 - 0,4)	0,24
CP (0,55 - 0,85)	0,692
LWL/ BWL (3,9 - 14,9)	3,98
BWL/ T (2,1 - 4)	3
LAMBDA (0,01 - 1,07)	0,86

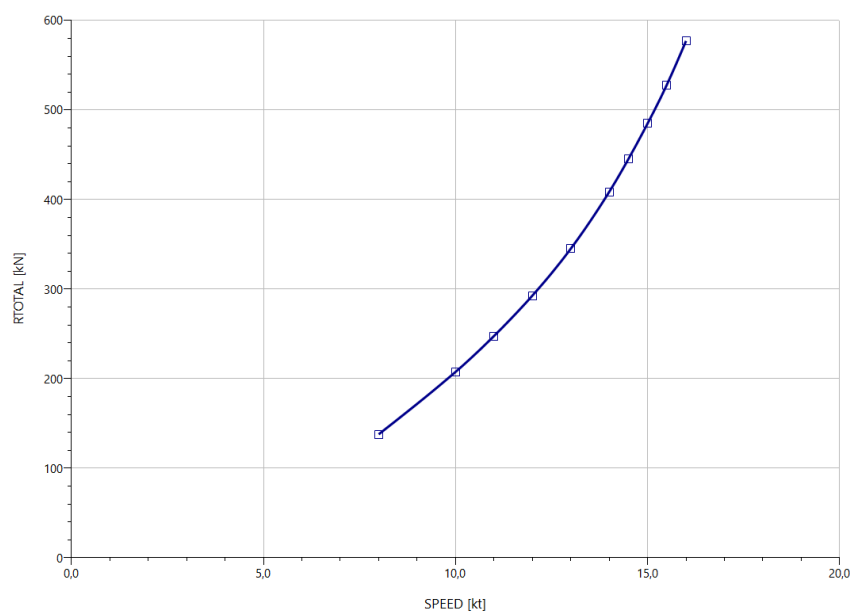
Rangos para emplear el método Holtrop

Como se puede observar, el buque proyecto está dentro de todos los rangos, por lo tanto, se puede aplicar el método Holtrop.

La base de datos del modelo Holtrop está formada por 334 modelos de buques petroleros, bulk carriers, pesqueros, remolcadores, portacontenedores y buques militares. Este método no es del todo regular para aquellos buques que dispongan de espejo de popa, como el buque proyecto, para ello el método Holtrop establece un coeficiente Lambda que permite corregir esta irregularidad, el coeficiente Lambda tiene la siguiente expresión:

$$Lambda = 1,446 \times CP - 0,03 \times \frac{L}{B}$$

Este coeficiente se ha calculado e introducido en la tabla anterior. Una vez introducidos todos los datos requeridos por el Navcad para el cálculo de la resistencia al avance, se obtiene lo siguiente:



Gráfica 5: Resistencia al avance (Kn) vs velocidad (kt)

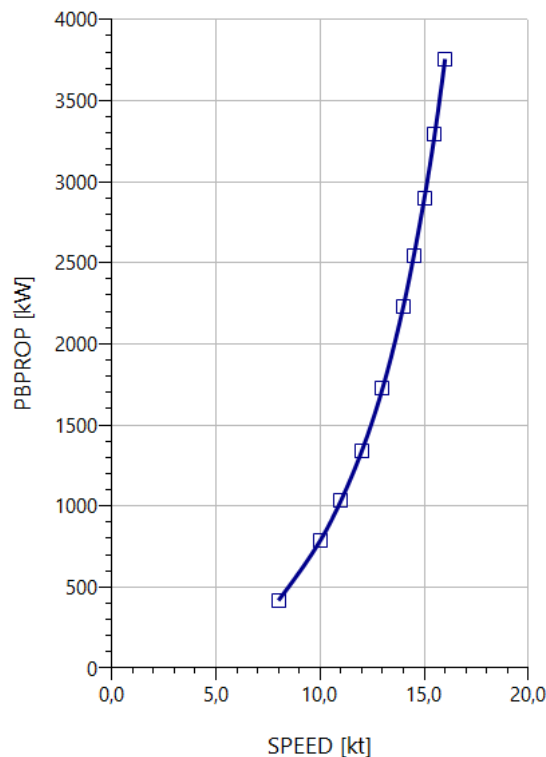
Se ha obtenido una resistencia total al avance de:

$$R \text{ TOTAL} = 485 \text{ kN}$$

Como se puede comprobar la resistencia calculada mediante el Navcad es mayor a la estimada en un primer momento mediante el Maxsurf Resistance, ya que dicho cálculo se trataba de una estimación preliminar.

Una vez calculada la resistencia que ofrece el casco a la velocidad de servicio estipulada en 15 nudos, se procederá a calcular la potencia de los propulsores necesaria para vencer dicha resistencia a esa velocidad:

Debido a que los propulsores que lleva instalados el buque proyecto no llevan hélices se ha definido el radio del modelo de propulsores Voith Schneider definidos en los cuadernos iniciales en una primera estimación. Una vez introducidos estos datos se ha obtenido lo siguiente:



Se ha obtenido una potencia propulsiva total de:

$$PB \text{ PROP} = 5788 \text{ kW}$$

Como el buque consta de dos propulsores:

$$PB \text{ PROP UNITARIA} = 5788/2 = 2894 \text{ kW}$$

Los informes obtenidos mediante el programa Navcad, tanto el de resistencia al avance como el de potencia propulsiva, se introducen en el Anexo I.

Una vez conocida la potencia propulsora se procede a elegir los motores eléctricos que accionarán los Voith, el requisito que tienen que cumplir es que sean capaces de suministrar una potencia de 2894 Kw cada uno:

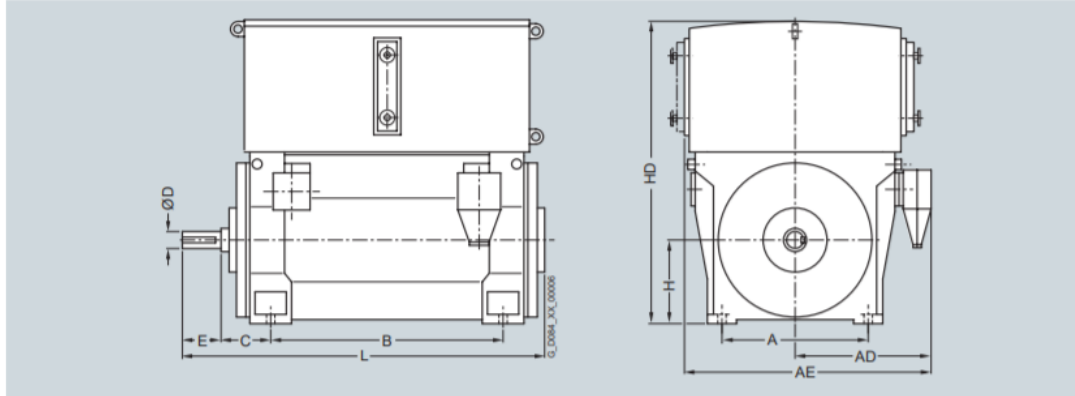
Rated power IEC kW	High voltage motor H-compact PLUS 1RN4 Order No.	Speed rpm	Rated current		Efficiency		Power factor		torque Nm	Break-down torque T_B/T_{rated}	Locked-rotor torque T_{LR}/T_{rated}	Locked-rotor current I_{LR}/I_{rated}	Moment of inertia	
			I_{rated} at 6 kV A	4/4 load %	3/4 load %	4/4 load $\cos \phi$	3/4 load $\cos \phi$	Motor kgm ²					External, max. 1) kgm ²	
3.3 ... 6.6 kV, 50 Hz														
6-pole														
960	1RN4 450-6HE	987	114	95.1	95.8	0.85	0.83	9289	2.0	0.80	5.0	29	600	
1080	1RN4 452-6HE	987	128	95.2	96.0	0.85	0.84	10450	2.0	0.80	5.0	3	650	
1260	1RN4 454-6HE	988	146	95.5	96.1	0.87	0.85	12179	2.1	0.85	5.4	36	700	
1470	1RN4 456-6HE	989	172	95.7	96.3	0.86	0.84	14195	2.2	0.88	5.5	41	800	
1700	1RN4 500-6HE	989	196	95.8	96.4	0.87	0.85	16416	2.0	0.75	5.0	57	900	
1920	1RN4 502-6HE	989	220	96.0	96.5	0.87	0.86	18540	2.0	0.80	5.1	65	950	
2150	1RN4 504-6HE	990	245	96.2	96.6	0.87	0.85	20740	2.0	0.80	5.2	72	1200	
2350	1RN4 506-6HE	990	270	96.3	96.7	0.87	0.85	22669	2.0	0.80	5.2	81	1400	
2750	1RN4 560-6HE	991	315	96.3	96.8	0.87	0.85	26501	1.9	0.72	4.9	105	1250	
3100	1RN4 562-6HE	992	355	96.6	97.0	0.87	0.85	29844	2.0	0.75	5.1	120	1500	
3450	1RN4 564-6HE	992	395	96.8	97.1	0.87	0.86	33213	2.0	0.75	5.1	135	1700	
3750	1RN4 566-6HE	992	430	96.9	97.2	0.87	0.85	36101	2.0	0.75	5.1	147	1900	
4200	1RN4 630-6HE	992	490	96.8	97.2	0.85	0.84	40433	2.00	0.57	4.5	190	2000	
4700	1RN4 632-6HE	993	540	97.0	97.3	0.86	0.85	45201	2.10	0.62	4.8	210	2100	
5100	1RN4 634-6HE	993	590	97.2	97.4	0.86	0.84	49048	2.25	0.69	5.2	230	2800	
5600	1RN4 636-6HE	994	640	97.3	97.4	0.86	0.84	53803	2.30	0.70	5.3	255	3300	
8-pole														
750	1RN4 450-8HE	740	91	94.5	94.9	0.84	0.82	9679	2.1	0.85	5.2	37	800	
830	1RN4 452-8HE	741	100	94.7	95.0	0.84	0.82	10697	2.1	0.85	5.2	41	850	
930	1RN4 454-8HE	742	114	94.9	95.1	0.83	0.80	11970	2.2	0.88	5.5	46	1000	
1060	1RN4 456-8HE	742	130	95.1	95.3	0.83	0.80	13643	2.2	0.88	5.5	52	1200	
1250	1RN4 500-8HE	741	150	95.4	95.7	0.84	0.82	16110	1.9	0.75	4.9	70	1350	
1400	1RN4 502-8HE	742	166	95.6	95.8	0.85	0.83	18019	2.0	0.80	5.1	80	1650	
1550	1RN4 504-8HE	742	184	95.7	95.9	0.85	0.83	19949	2.0	0.80	5.1	88	1750	
1700	1RN4 506-8HE	742	200	95.8	96.0	0.85	0.83	21880	2.1	0.85	5.3	99	1800	
1950	1RN4 560-8HE	744	235	96.0	96.3	0.84	0.82	25030	2.0	0.72	4.9	123	2300	
2200	1RN4 562-8HE	744	260	96.2	96.3	0.84	0.82	28239	2.0	0.72	5.0	141	2400	
2400	1RN4 564-8HE	744	285	96.3	96.5	0.84	0.82	30806	2.0	0.75	5.1	158	2800	
2600	1RN4 566-8HE	744	305	96.3	96.6	0.85	0.84	33374	1.95	0.75	5.0	173	3500	
2800	1RN4 630-8HE	743	375	96.5	96.7	0.85	0.83	41131	1.90	0.60	4.3	255	3100	
3500	1RN4 632-8HE	743	410	96.7	96.8	0.85	0.82	44987	2.10	0.67	4.6	280	3400	
3750	1RN4 634-8HE	743	440	96.7	96.9	0.85	0.84	48200	2.00	0.65	4.6	310	3600	
4100	1RN4 636-8HE	744	485	96.9	96.9	0.84	0.81	52628	2.30	0.76	5.3	340	3800	

Como se puede ver en la tabla anterior se ha elegido un motor trifásico a 50 Hz de 8 polos, en concreto el modelo 1RN4 630 – 8HE de la gama SIEMENS H – COMPACT PLUS refrigerado por agua. A continuación, se muestran las dimensiones del modelo elegido:

Motors for line operation
Water-cooled motors

H-compact PLUS 1RN4 and 1RN6

Dimension drawings (continued)



Motor type	Weight kg	Dimensions									
		A mm	AD ¹⁾ mm	AE ¹⁾ mm	B mm	C mm	D mm	E mm	H mm	HD mm	L mm
Up to 6.6 kV, IM B3 type of construction, rolling-contact bearings – 1RN4 series²⁾											
6-pole											
1RN4 564-6HE.0	8950	1060	1210	2060	1600	315	190	280	560	2040	2570
1RN4 566-6HE.0	9400	1060	1210	2060	1600	315	190	280	560	2040	2570
1RN4 630-6HE.0	10650	1320	1330	2290	1600	335	220	280	630	2400	2500
1RN4 632-6HE.0	11200	1320	1330	2290	1600	335	220	280	630	2400	2500
1RN4 634-6HE.0	12300	1320	1330	2290	1800	335	220	280	630	2400	2740
1RN4 636-6HE.0	13000	1320	1330	2290	1800	335	220	280	630	2400	2740
8-pole											
1RN4 450-8HE.0	4100	850	930	1620	1180	250	130	200	450	1620	1920
1RN4 452-8HE.0	4250	850	930	1620	1180	250	130	200	450	1620	1920
1RN4 454-8HE.0	4700	850	930	1620	1400	250	140	200	450	1620	2130
1RN4 456-8HE.0	5050	850	930	1620	1400	250	140	200	450	1620	2130
1RN4 500-8HE.0	5550	950	1000	1790	1320	280	160	240	500	1830	2270
1RN4 502-8HE.0	5950	950	1000	1790	1320	280	160	240	500	1830	2270
1RN4 504-8HE.0	6450	950	1000	1790	1500	280	170	240	500	1830	2480
1RN4 506-8HE.0	6800	950	1000	1790	1500	280	170	240	500	1830	2480
1RN4 560-8HE.0	7500	1060	1070	1920	1400	315	180	240	560	2040	2300
1RN4 562-8HE.0	8000	1060	1070	1920	1400	315	180	240	560	2040	2300
1RN4 564-8HE.0	8850	1060	1070	1920	1600	315	190	280	560	2040	2570
1RN4 566-8HE.0	9350	1060	1070	1920	1600	315	190	280	560	2040	2570
1RN4 630-8HE.0³⁾	10600	1320	1330	2290	1600	335	220	280	630	2400	2500
1RN4 632-8HE.0 ³⁾	11200	1320	1330	2290	1600	335	220	280	630	2400	2500
1RN4 634-8HE.0 ³⁾	12150	1320	1330	2290	1800	335	220	280	630	2400	2740
1RN4 636-8HE.0 ³⁾	12900	1320	1330	2290	1800	335	220	280	630	2400	2740

- **Consideraciones sobre el motor elegido:**

El motor elegido se trata de un motor eléctrico trifásico (se alimenta de energía trifásica) a 50 Hz, valor de frecuencia en los buques que navegan en Europa. El principio de funcionamiento del motor eléctrico depende de la interacción entre el campo magnético del bobinado y el eléctrico. Se ha elegido un motor de 8 polos, valor común en los motores síncronos de los buques, al aumentar el número de polos las revoluciones a las que trabajan son más pequeñas, factor importante a la hora de elegir este motor, ya que a mayor número de revoluciones mayores vibraciones y ruido, estas vibraciones se transmiten al casco del buque pudiendo ocasionar problemas.

El número de polos son el número de pares de polos, es decir, de juegos de bobinados electromagnéticos que tiene un motor. Los motores trifásicos presentan las siguientes ventajas:

- Son más pequeños, ligeros e igualan la potencia de otro tipo de motores como los de combustión
- El par es elevado y constante, presentan un rendimiento más alto
- Requieren de poco mantenimiento

4. Elección de los propulsores principales Voith

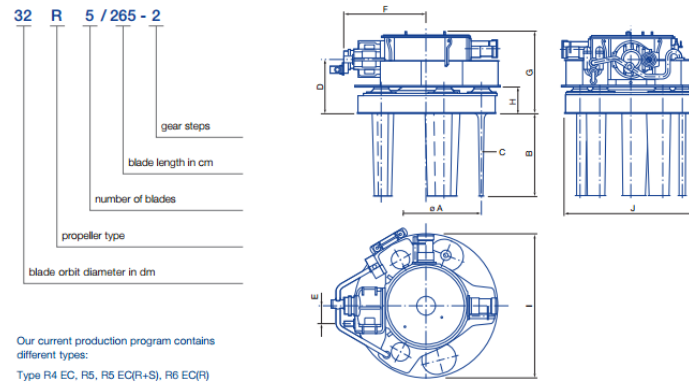
Una vez se ha definido el motor eléctrico que accionará dichos propulsores sólo queda escoger el modelo de los mismos, la consideración que hay que tener en cuenta a la hora de la elección de los propulsores es que el modelo escogido admita la potencia que le va a suministrar el motor eléctrico y que tenga unas dimensiones acordes con el local de propulsores Voith dimensionado en el cuaderno 4, el cual mide:

$$\text{Límite popel} = -3 \times 0,6 \text{ m} = -1,8 \text{ m}$$

$$\text{Límite proel} = 10 \times 0,6 \text{ m} = 6 \text{ m}$$

$$\text{Longitud local propulsores VOITH} = 7,8 \text{ m}$$

El modelo escogido es el siguiente:



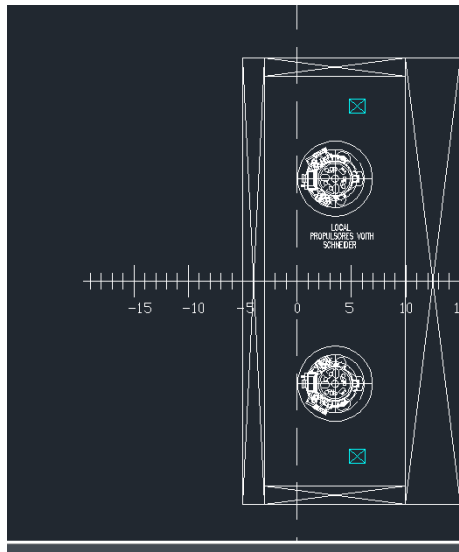
Propeller type/size	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	Weight without oil	Oil filling	Moment of inertia of rotor including additional water*	Max. propeller input power*	Propeller input speed*
	mm	mm	no.	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	abt. kg	abt. l	kgm ²	kW**	abt. rpm
10EG/65	1000	650	4	395	0	668	969	242	1390	1274	1960	140	160	180	900
12R4 EC/90-1	1200	912	4	550	0	1020	1185	310	1660	1532	3800	380	460	260	1000
16R5 EC/120-1	1600	1213	5	815	0	1100	1372	410	2145	2021	6700	680	2000	540	670
18R5 EC/150-1	1800	1512	5	950	0	1280	1480	450	2405	2264	9500	1000	3080	780	570
21R5/150-2	2100	1516	5	1100	360	1667	1755	500	2815	2640	16000	1600	6600	950/1000	700-1700
26R5/195-2 26R5/195-2 AE45	2600	1965	5	1340	400 450	1970 2045	1980	660	3435	3240	27500 28500	2700	20800	1350/1500	720-1200 1200-1800
28R5/210-2 28R5/210-2 AE50	2800	2115	5	1370	450 500	2135 2252	2075	670	3710	3480	33000 34500	3200	29500	1700/1900	720-1200 1200-1600
28R5/234-2	2800	2355	5	1455	450	2215	2168	730	3790	3560	36000	3700	29800	1850/2000	720-1200
28R5 ECS/234-2	2800	2355	5	1455	500	2332	2400	730	3790	3560	38500	3700	29800	1850/2000	720-1600
30R5/265-2	3000	2666	5	1580	500	2330	2380	750	4000	3780	47000	4000	44000	2250/2450	720-1200
32R5/265-2	3200	2666	5	1580	560	2475	2373	750	4250	4000	54000	4600	55000	2500/2600	720-1200
32R5 ECS/265-2	3200	2666	5	1580	560	2475	2373	750	4250	4000	54000	4600	55000	2500/2600	720-1200
32R5 ECS/300-2	3200	3016	5	1580	560	2475	2563	750	4250	4000	54000	4600	55000	2500/2600	720-1200
36R6/265-2	3600	2672	6	1900	630	2730	2820	900	4770	4490	76000	7500	104000	3050/3400	720-1050
36R6 ECR/285-2	3600	2872	6	1990	710	2840	2965	950	4765	4490	88000	7500	114000	3800/3900	700-1200
36R6 ECR/300-2	3600	3022	6	1990	710	2840	2965	950	4765	4490	88000	7500	114000	3800/3900	700-1200

El modelo elegido es el 36R6/ 265 – 2 que admite una potencia de hasta 3400 Kw y la carcasa tiene un diámetro de 4,49 m.

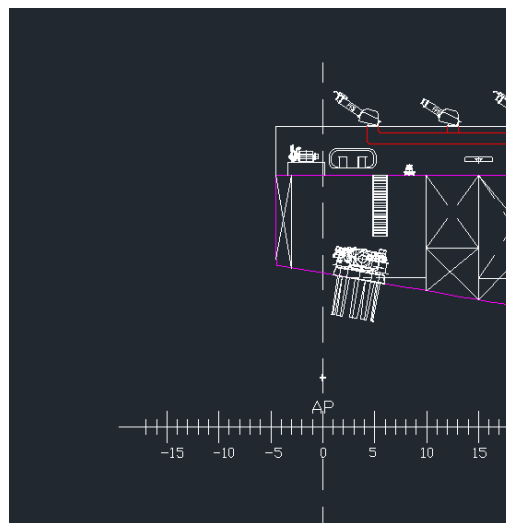
$$\text{Longitud local propulsores VOITH} = 7,8 \text{ m} - 4,49 = 3,31 \text{ m adicionales}$$

El espacio de 3,91 m adicional se considera más que suficiente para las tareas de mantenimiento y para algún equipo adicional que se pueda necesitar, como cuadros eléctricos.

A continuación, se muestran los propulsores Voith, una vez introducidos en los planos de la disposición general hecho en el Cuaderno 7:



Vista en planta de los propulsores Voith Schneider instalados (Cubierta de entrepuente)



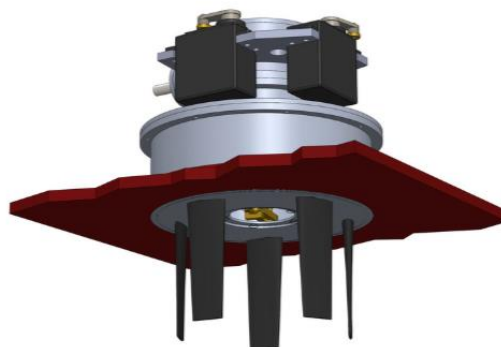
Vista en perfil de los propulsores Voith Schneider instalados

- **SOBRE LOS PROPULSORES VOITH**

- **Introducción:**

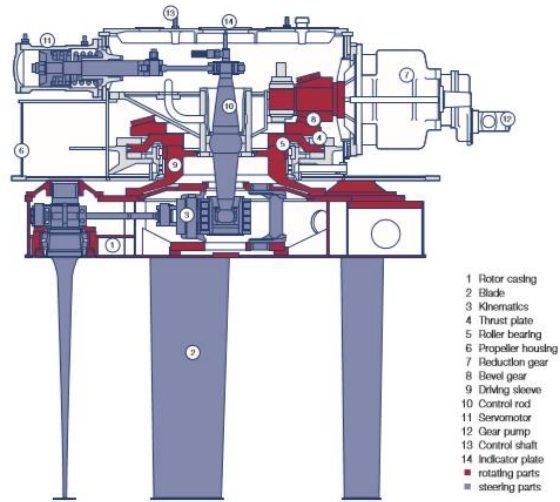
El sistema de propulsión Voith Schneider ofrece un control de empuje muy rápido y preciso, dicho empuje se produce mediante “cuchillas” giratorias y oscilantes, controlando dicho empuje mediante un engranaje y una “barra de control”. El empuje sigue el movimiento de la barra de control a través de una lógica en los ejes x e y, esto significa que puede dirigirse en cualquier dirección de forma casi inmediata. Al controlar el empuje se ofrece una fuerza muy eficiente para el sistema de posicionamiento dinámico del buque. Cuanto más rápido pueda contrarrestar el sistema de propulsión una perturbación creada por las fuerzas ambientales (viento, oleaje, corrientes etc) será necesario una menor energía para mantener el buque en el punto deseado. Estudios hidrodinámicos han demostrado que mediante este sistema se consigue un alivio de las cargas de presión en la zona de popa debido a su eje de rotación vertical. Además es menos propenso a las pérdidas de empuje debido a los “efectos de ventilación” comparando dicho sistema con una hélice propulsora. También se puede emplear este sistema para reducir el movimiento de balance del buque (reducir la escora), lo que se considera de gran importancia para buques que trabajan en la industria offshore y que navegan en mares de condiciones ambientales duras, como es el caso del buque proyecto, que se ha diseñado para el apoyo a plataformas petrolíferas del Mar del Norte. Para que el sistema pueda conseguir este efecto se necesita un sistema llamado “Voith Roll Stabilisation”. Todo esto se comentará más detalladamente a continuación. Esta información se ha obtenido a partir de la “Dynamic Positioning Conference (Dirk Jürgens, Michael Palm)”.

En las siguientes imágenes se puede observar cómo es un propulsor Voith Schneider y su colocación habitual:



Colocación del propulsor Voith Schneider

Longitudinal section of a VSP (3)



Partes de un sistema de propulsión Voith Schneider

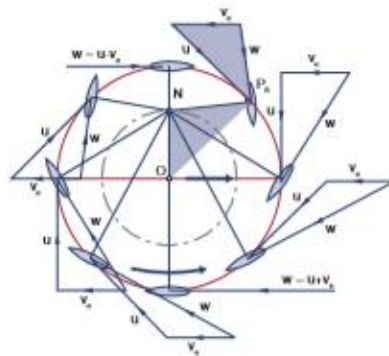


Colocación habitual sistema de propulsión Voith Schneider

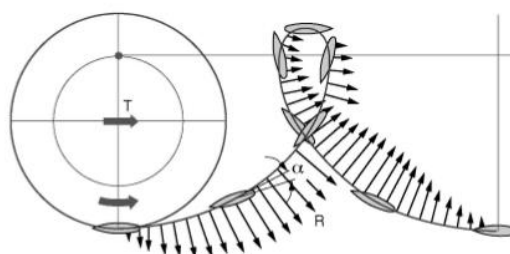
- **Principios técnicos e hidrodinámicos de funcionamiento:**

El empuje hidrodinámico es creado por unas palas de bronce, se emplea dicho material ya que es un material altamente resistente a la cavitación y para aquellos buques que puedan navegar en zonas con presencia de hielo, como es el caso del buque proyecto. Dichas palas van montadas verticalmente en una carcasa del rotor, mientras dicha carcasa gira en torno al eje vertical las palas se mueven oscilantemente. El empuje se puede dirigir extremadamente rápido, desde hacia delante hasta atrás. Para el modelo VSP 36R5/ 300 – 2 (3800 Kw de potencia admitida) logra esto en tan sólo 5 segundos. Para generar un valor de empuje diferente en dirección longitudinal y transversal lo que hace dicho sistema es cambiar la amplitud y el ángulo de fase de las palas. A continuación, se muestran unas imágenes en las que se puede observar cómo funcionan los Voith Schneider para diferentes situaciones:

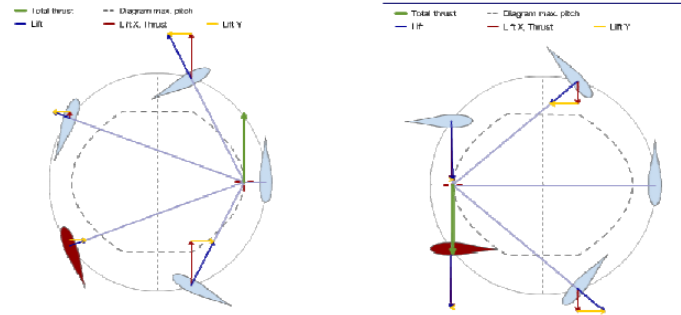
Velocity triangles at the blade (2)



Triángulos de velocidad de las palas



Generación de empuje en función del paso de las hélices en el movimiento cicloidal



Voith entregando el máximo empuje, en la figura de izquierda entregan el empuje hacia adelante y en la figura de la derecha en dirección contraria

- **Influencia del “efecto de ventilación”:**

Los grandes movimientos verticales del buque debido a las olas podrían exponer a los propulsores al peligro de “efecto ventilación”, lo que se traduce en un contacto directo con el aire de los propulsores, este fenómeno tiene una influencia significativa en el rendimiento del propulsor, las consecuencias son una disminución del par y del empuje, en estudios hidrodinámicos se ha determinado que la fuerte fluctuación del par es el responsable de posibles fallos mecánicos de los componentes de transmisión de potencia.

Voith ha hecho un estudio experimental empleando métodos computacionales analizando dicho efecto en el empuje de sus dos tipos de propulsores, los Voith Schneider (propulsores cicloidales que lleva instalado el buque proyecto) y la hélice radial Voith (azimuth). Las características de los propulsores en el estudio fueron las siguientes:

- VSP = propulsor Voith Schneider:

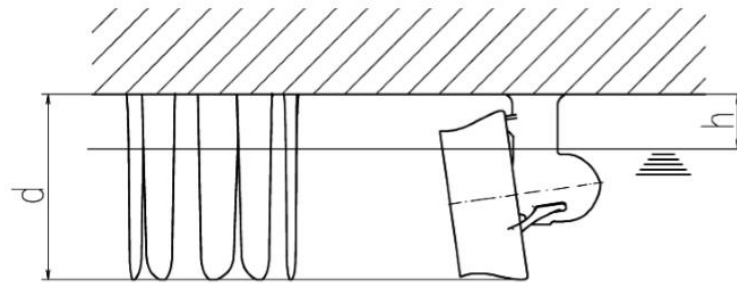
Diámetro = 200 mm

Longitud de pala = 150 mm

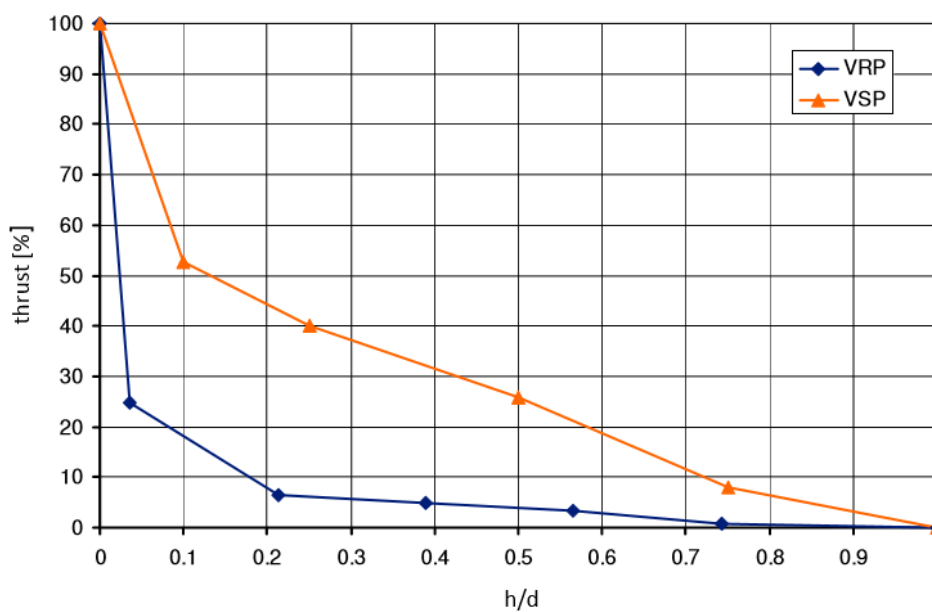
- VRP = propulsor azimuth

Diámetro hélice = 210 mm

Ambos propulsores fueron ajustados para entregar el mismo empuje en condiciones totalmente sumergidos, se fue midiendo el empuje y el par mientras los propulsores emergían del agua gradualmente. En la siguiente imagen se muestra el empuje generado comparando ambos propulsores, en función de los parámetros (h/d) previamente fijados como se puede comprobar:



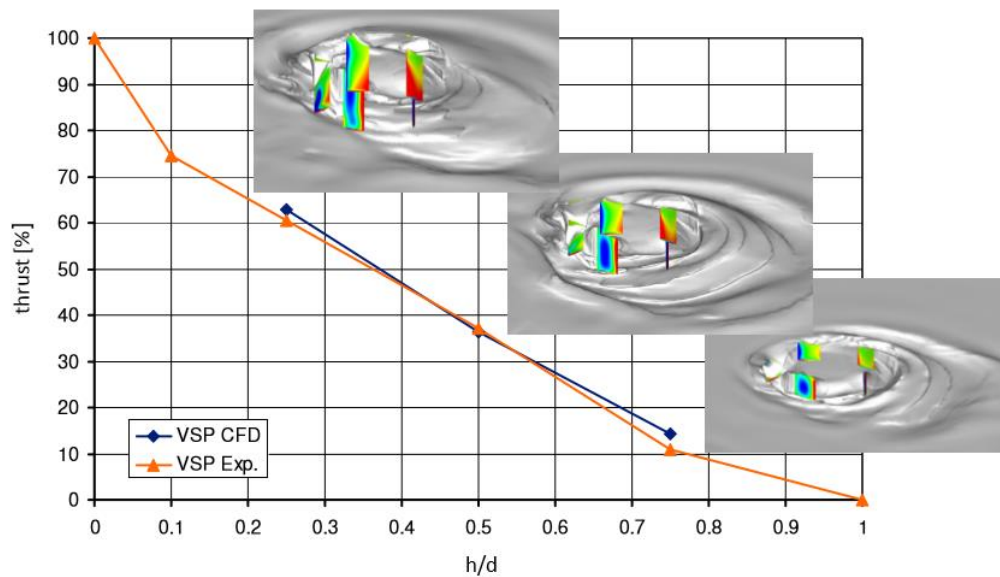
Parámetros h/d previamente fijados para el estudio



Comparación del empuje

Como se puede comprobar en el gráfico mostrado el propulsor Voith Schneider está mucho menos influenciado por tal efecto, mientras que propulsor azimuth experimenta una reducción brusca de empuje incluso antes de que las palas de la hélice comiencen a emerger, esto se traduce en que el propulsor Voith Schneider tiene un rendimiento hidrodinámico mucho mejor, por lo tanto el consumo de combustible será menor, lo que se traduce directamente en un ahorro de dinero a lo largo de toda la vida útil del buque, lo que se considera un factor importante a la hora de elegir este propulsor.

A continuación, se muestra otro gráfico en el que se puede observar la pérdida de empuje del propulsor Voith Schneider variando los parámetros h/d comentados anteriormente:

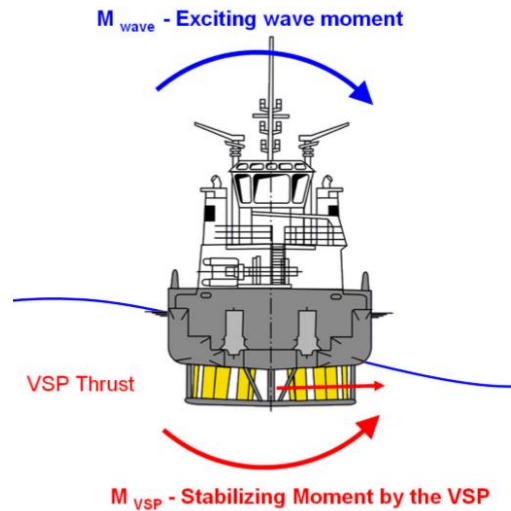


Disminución del empuje aumentando la relación h/d

- **Disminución de la escora del buque con el propulsor Voith Schneider:**

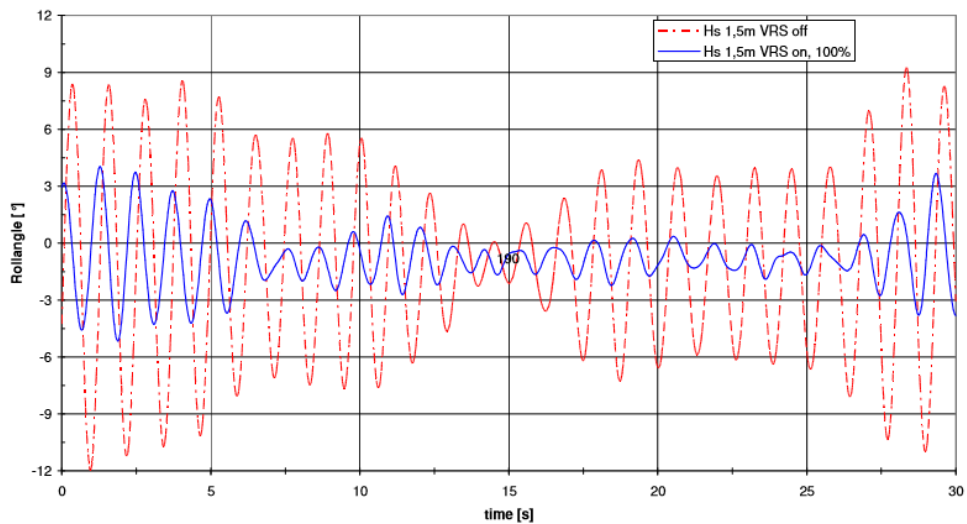
Las grandes amplitudes de balance que se pueden generar en los buques en alta mar podrían afectar negativamente a la seguridad de la tripulación y a la operatividad del buque, para contrarrestar estos movimientos de balance el propulsor Voith Schneider permite un control continuo y de respuesta rápida del empuje, tanto en magnitud como en dirección, lo que conlleva a una funcionalidad adicional muy interesante además de la propulsión y la dirección, empleándose como un estabilizador de balance, para ello es necesario el sistema Voith Stabilisation, como se ha comentado en la introducción de este apartado.

En imagen que se acompaña a continuación se muestra el principio básico de la estabilización con VSP, el momento generado que inicia el movimiento de balance (escora) es parcialmente contrarrestado por el empuje transversal que genera el propulsor, se genera un momento de “contraataque” aplicando fuerzas laterales.



Respuesta del VSP a la escora del buque

Para cuantificar la amortiguación del balanceo se realizó un estudio de un modelo a una velocidad de avance cero en condiciones de olas con una altura significativa de 1,5 m y un periodo de 5 segundos. En la siguiente imagen se puede observar el tiempo de respuesta en función del ángulo de balanceo con y sin el sistema Voith Roll Stabilisation, en este caso se comprobó que se redujo la escora un 64,9 %, un valor muy significativo.



Representación del tiempo de respuesta en amortiguar el balanceo del buque con y sin el sistema VRS

- **Conclusiones:**

El principio por el que se rige el Voith Schneider proporciona una gran eficiencia para aquellos buques que tienen unas altas demandas de posicionamiento dinámico, lo que es el caso del buque proyecto, por lo que la instalación de este sistema de propulsión se considera óptimo. Las ventajas que proporciona en comparación con otros propulsores son las siguientes, como se han comentado:

- Alivio de las cargas de presión en la zona de popa del buque debido al cabeceo del mismo
- Menos propenso a las pérdidas de empuje y par por el efecto de ventilación al emerger las palas, lo que se traduce en un rendimiento hidrodinámico mejor y en un ahorro de combustible.
- Funcionalidad efectiva para la amortiguación del movimiento de balance del buque.

5. Cálculo de los propulsores transversales de proa

Hoy en día todos los buques supplys están equipados con hélices en proa que mejoran la maniobrabilidad y navegabilidad del buque. En este tipo de buques tener una buena maniobrabilidad es muy importante ya que suelen atracar y desatracar con cierta frecuencia, además de en las labores de recogida de vertidos en alta mar (OIL recovery).

El buque proyecto irá equipado con un sistema propulsor VOITH, este sistema por sí solo dota al buque de una excelente maniobrabilidad, pero posee más problemas en el desplazamiento transversal del buque (dirección perpendicular a la línea de crujía) ya que al estar colocados en el extremo de popa se genera un momento que hace mover al buque prácticamente alrededor de un eje vertical. Debido a esto se instalarán dos hélices transversales a bordo del buque proyecto en la zona de proa que ayudarán a mejorar este movimiento.

Para dimensionar los propulsores de proa se tiene que calcular inicialmente el empuje necesario para desplazar el buque transversalmente. Como se ha dicho en el párrafo anterior, se instalarán 2 hélices transversales en proa, obteniendo la potencia necesaria de dichas hélices como sigue:

Potencia hélice f (velocidad de giro ($^\circ/s$), área de la obra viva, L_{pp})

El empuje necesario para la obra viva se define por la siguiente ecuación:

$$F \text{ (kN/m}^2\text{)} = \frac{W \text{ giro (}^\circ/s\text{)} \times L_{pp} \text{ (m)}}{188}$$

El empuje total necesario viene dado por:

$$F \times \text{Área obra viva} = F \times L_{pp} \times T$$

La potencia de los propulsores transversales de proa debe ser la suficiente para que el buque pueda ciabogar a una velocidad angular de 1,5 (°/s). Se estima que el motor eléctrico que propulsará la hélice de cada propulsor tendrá una potencia de unos 11 CV por cada kg de empuje.

Para el buque proyecto se obtendrá lo siguiente:

$$F = \frac{1,5 * 95,4}{188} = 0,761 \text{ KN/m}^2$$

$$F * \text{Área obra viva} = 0,761 * (95,4 * 8) = 580,93 \text{ KN}$$

$$580,93 * \frac{1000 \text{ N}}{1 \text{ KN}} * \frac{1 \text{ Kg fuerza}}{9,8 \text{ N}} = 59278,6 \text{ kg fuerza}$$

La potencia de accionamiento de los propulsores de proa se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$\text{Pot. accionamiento (cv)} = \frac{\text{Empuje (kg fuerza)}}{11 \left(\frac{\text{Kg fuerza}}{\text{CV}} \right)}$$

$$\text{Pot. accionamiento} = \frac{59278,6}{11} = 5389 \text{ CV}$$

$$5389 \text{ CV} * \frac{0,736 \text{ Kw}}{1 \text{ CV}} = 3966,3 \text{ Kw}$$

Debido a que tenemos dos propulsores de proa tenemos que calcular la potencia de cada propulsor:

$$\frac{3966,3 \text{ Kw}}{2 \text{ propulsores}} = 1983,15 \text{ Kw/propulsor}$$

Cabe destacar que este cálculo no contempla la posibilidad de un propulsor que ayude en el movimiento transversal, debido a que el buque proyecto cuenta con un sistema de propulsión Voith Schneider que permite el desplazamiento transversal del buque y mirando los propulsores transversales instalados en los buques supplys, he optado por montar en el buque proyecto unas hélices transversales con una potencia similar a las del buque base Stril, ya que se considera suficiente para una buena maniobrabilidad del mismo.

Por tanto, los propulsores transversales que se han instalado en el buque proyecto son el modelo SCHOTTEL que se muestra a continuación:

Type	Input power [kW]		Input speed* [min ⁻¹]	Propeller ø [m]	Tunnel length [m]	Approx. Weight** [t]
	C	E				
FP Type						
STT 60 T	95	120	1200/ 1500	0.54	1.00	0.49
STT 60	110	125	1200/ 1500	0.62	1.00	0.56
STT 110	185	200	1200/ 1500	0.79	1.00	0.89
STT 170 T	315	315	1200/ 1500/ 1800	0.99	1.50	1.68
STT 170	320	420	1200/ 1500/ 1800	1.09	1.50	1.73
STT 1	480	550	1200/ 1500/ 1800	1.24	1.50	3.00
STT 2	760	825	1200/ 1500/ 1800	1.54	1.50	4.50
STT 3	920	1100	1200/ 1500/ 1800	1.74	2.10	6.40
STT 4	1200	1500	1000/ 1200/ 1500	1.99	2.00	9.40
STT 5	1600	1900	1000/ 1200	2.24	2.35	10.50
STT 6	2000	2400	900/ 1000	2.59	2.75	17.00
STT 7	2600	2900	900/ 1000	2.79	2.80	21.00
STT 8	3000	3400	750	3.19	3.10	32.00

Rating

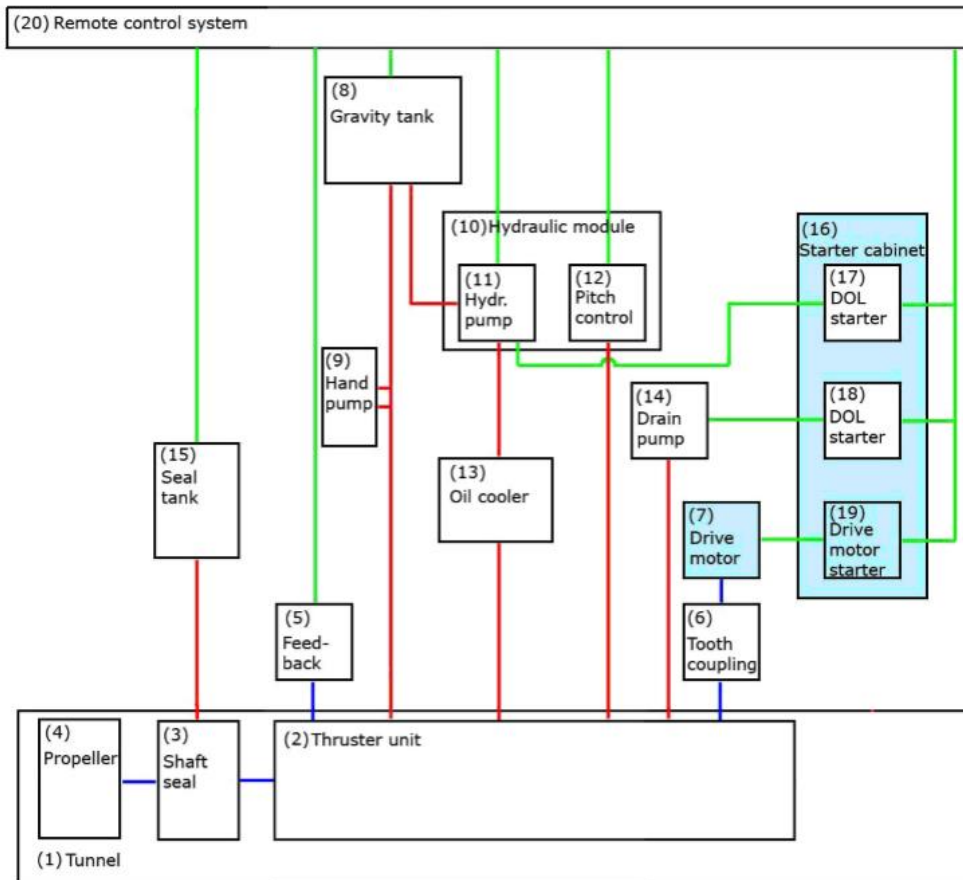
Rating	Rating description	Typical vessel application
A	continuous unrestricted operations	freighters, tankers, seismic vessels, cable layer, ocean going vessels
B	alternating unrestricted operations	ferries, dredgers, diesel driven offshore vessels, pleasure yachts, river or lake going vessels
C	offshore duty	electrical driven offshore vessels and supply boats, AHTS, escort tugs, work boats, light passenger vessels, barges
D	tug duty	harbour tugs, light harbour crafts, light river or light lake going vessels
E	auxiliary restricted operations	auxiliary crafts, non classified vessels and work boats

El modelo de hélices transversales escogido es el STT 3, que tiene una potencia de entrada para buques offshore de 920 Kw.

Las hélices transversales tienen una configuración como la que se muestra en la siguiente imagen:

3.2 Design

A typical CP thruster configuration is shown in the figure below. Refer to the table on the next page for component names and reference.



Además de estos dos propulsores transversales el buque también llevará una hélice retráctil para ayudar al posicionamiento dinámico del buque en las operaciones de carga/descarga. El modelo escogido para este propulsor retráctil es el siguiente:

Unit type		TCNS/TCNC 73/50-180	TCNS/TCNC 92/62-220	TCNS/TCNC 120/85-280**
Max. power (kW)		880	2000*	3000
Input speed (rpm)		1800	1800	720-750
Weight (kg)	Thruster w/ steering gear	9500	17000	45000
	+ Hull module	10000	17000	50000

El modelo escogido será el mismo que posee el buque base Stril Mar, el TCNS 73/M-180FP, que tiene una potencia de 880 Kw. Este propulsor es de la marca Rolls Royce.

El túnel de la hélice retráctil mide 2,10 m, pero del tamaño del túnel de las hélices transversales nos e dispone información, por lo que se asumirá de 2 metros para comprobar que entren en el local de propulsores de proa, que se había definido en el cuaderno 4 con el siguiente tamaño:

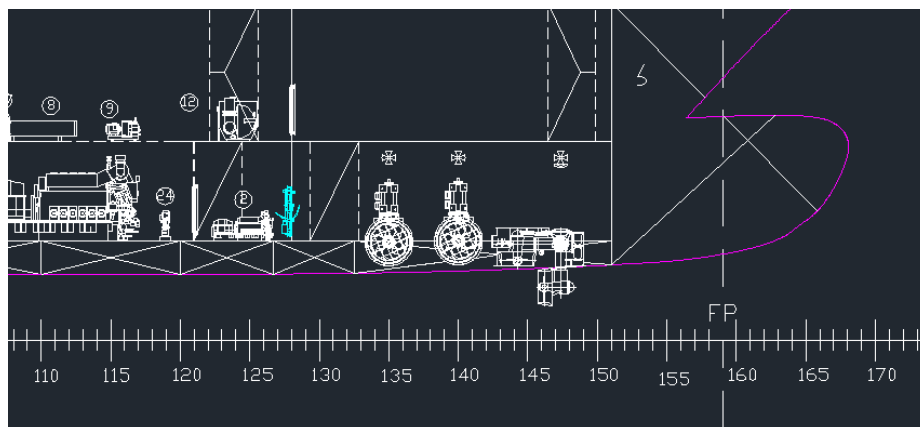
$$\text{Límite popel} = 66,6 \times \frac{95,4}{82,6} = 77 \text{ m}$$

$$\text{Límite proel} = 78,6 \times \frac{95,4}{82,6} = 90,8 \text{ m}$$

$$L \text{ c. thrusters} = 90,6 - 76,8 = 13,8 \text{ m}$$

Como se puede comprobar hay espacio más que suficiente para albergar las dos hélices transversales de proa y la hélice reatráctil.

A continuación, se muestran las dos hélices transversales dimensionadas y la hélice reatractil, ubicadas ambas en el local de propulsores de proa, como se muestra:



Hélices transversales y hélice reatractil, de popa a proa

6. Comentario sobre la cota de clase DYNPOS AUTR aplicable al buque proyecto

Para dimensionar el sistema de posicionamiento dinámico se recurrirá al reglamento DNV, más concretamente a la Pt.6 Ch.7 “Dynamic Positioning Systems”.

El sistema de posicionamiento dinámico es un sistema instalado a bordo de algunos buques cuya función es controlar automáticamente la posición y el rumbo del buque mediante la propulsión instalada, recibiendo para ello la información de los sistemas que analizan las circunstancias externas en las que se encuentra el buque.

Estos datos externos se captan mediante sensores y se procesan mediante un ordenador que hace la función de controlador, generando comandos de propulsión con los que se

controla el buque. Para que funcione este sistema se tiene que definir un punto de referencia (SetPoint), que puede ser una posición geográfica, y la cual es introducida por un oficial encargado de ello. El ordenador procesa este valor y obtiene la diferencia de la posición del buque real con el punto de referencia, para mantener este error al mínimo.

El nivel de redundancia de este sistema clasificado por la OMI es la clase 2, que en el DNV se representa por DYNPOS-AUTR como se puede ver en la siguiente tabla:

IMO equipment class	DNV class notations	Additional information
Not applicable	DPS 0	
	DYNPOS-AUTS	Additional requirements to achieve higher availability and robustness as compared to DPS 0 will apply.
IMO equipment class 1	DPS 1	
	DYNPOS-AUT	Additional requirements to achieve higher availability and robustness as compared to DPS 1 will apply.
IMO equipment class 2	DPS 2	
	DYNPOS-AUTR	Additional requirements to achieve higher availability and robustness as compared to DPS 2 will apply.
IMO equipment class 3	DPS 3	
	DYNPOS-AUTRO	Additional requirements to achieve higher availability and robustness as compared to DPS 3 will apply.
The DYNPOS- series comprise the DYNPOS-AUTS , DYNPOS-AUT , DYNPOS-AUTR and DYNPOS-AUTRO notations. The DPS- series comprise the DPS 0 , DPS 1 , DPS 2 and DPS 3 notations.		

El sistema DYNPOS – AUTR debe ser un sistema de posicionamiento dinámico con redundancia en el diseño técnico y con un sistema independiente del joystick. Además de esto tendrá requisitos adicionales para que sea un sistema más robusto que la clase DPS.

A continuación, se muestra otra imagen en la que se puede ver los componentes que llevará el sistema de posicionamiento dinámico DYNPOS – AUTR.

Subsystem or component		Minimum requirements for class notations				
		DYNPOS-AUTS DPS 0	DYNPOS-AUT DPS 1	DYNPOS-AUTR DPS 2	DYNPOS-AUTRO DPS 3	
Electrical power system	Electrical system	No-redundancy ³⁾	No-redundancy ³⁾	Redundancy in technical design	Redundancy in technical design and physical separation (separate compartments)	
	Main switchboard	1 ³⁾	1 ³⁾	1	2 in separate compartments	
	Bus-tie breaker	0 ³⁾	0 ³⁾	1	2, 1 breaker in each MSB	
	Distribution system	Non-redundant ³⁾	Non-redundant ³⁾	Redundant	Redundant, through separate compartments	
	Power management	No	No	AUTR: Yes DPS 2: No	AUTRO: Yes DPS 3: No	
Thrusters	Arrangement of thrusters	No-redundancy	No-redundancy	Redundancy in technical design ⁴⁾	Redundancy in technical design and physical separation (separate compartments)	
	Single levers for each thruster at main DP-control centre	Yes	Yes	Yes	Yes	
Positioning control system	Automatic control; number of computer systems	1	1	2	2 + 1 in alternate control centre	
	Manual control; independent joystick system with automatic heading control ²⁾	No	Yes	Yes	Yes	
Sensors	Position reference systems		1	2	3	3 whereof 1 in alternate control centre
	External sensors	Wind	1	1	2	2 whereof 1 in alternate control centre
		Gyro compass	1	1	3 ¹⁾	3 ¹⁾ whereof 1 in alternate control centre
		Vertical reference sensor (VRS)	1	1	AUTR: 3 DPS 2: 2⁵⁾	3 whereof 1 in emergency control centre
UPS		0	1	2	2 + 1 in separate compartment	
Printer		Yes	Yes	Yes	Yes	
Alternate control centre for dynamic positioning control back-up unit		No	No	No	Yes	

Como se puede comprobar en la imagen, la cota de clase DYNPOS AUTR obliga a realizar un sistema propulsivo redundante, la redundancia en el diseño propulsivo viene en la necesidad de instalar a bordo, en este caso, dos propulsores Voith Schneider. En cuanto al sistema eléctrico de potencia se debe instalar un cuadro eléctrico principal (main switchboard) dividido en dos partes mediante un interruptor (bus tie breaker), esto es de especial interés y se comentará más detalladamente en el cuaderno 11. Además de esto se instalará una unidad de potencia, dos sistemas de control automático, tres sistemas de referencia y en cuanto a los sensores externos se deben instalar dos sensores de viento, tres giro compas y otros tres sensores de referencia vertical.

ANEXOS

ANEXO 1: Informes de los cálculos de la resistencia al avance y la potencia propulsora (NAVCAD)

Resistance

8 may 2020 11:23

HydroComp NavCad 2013 Evaluation Demo

Project ID

Description

File name **untitled.hcnc**

Analysis parameters

Vessel drag		ITTC-78 (CT)		Added drag	
Technique:	[Calc] Prediction	Holtrop		Appendage:	[Calc] Holtrop (Component)
Prediction:		Holtrop		Wind:	[Off]
Reference ship:				Seas:	[Off]
Model LWL:				Shallow/channel:	[Off]
Expansion:		Standard		Margin:	[Off]
Friction line:		ITTC-57		Water properties	
Hull form factor:	[On] 1,385			Water type:	Salt
Speed corr:	[Off]			Density:	1026,0000 kg/m3
Spray drag corr:	[Off]			Viscosity:	1,18920e-6 m2/s
Corr allowance:		ITTC-78 (v2008)			
Roughness [mm]:	[Off]				

Prediction method check [Holtrop]

Parameters	FN [design]	CP	LWL/BWL	BWL/T	Lambda
Value	0,25	0,67	3,98	3,00	0,86
Range	0,06-0,47	0,55-0,85	3,90-14,90	2,10-4,00	0,01-1,06

Prediction results

SPEED [kt]	SPEED COEFS		ITTC-78 COEFS						
	FN	FV	RN	CF	[CV/CF]	CR	dCF	CA	CT
8,00	0,133	0,271	3,39e8	0,001759	1,385	0,001855	0,000000	0,000563	0,004855
10,00	0,166	0,338	4,23e8	0,001708	1,385	0,001761	0,000000	0,000550	0,004677
11,00	0,183	0,372	4,66e8	0,001687	1,385	0,001731	0,000000	0,000544	0,004611
12,00	0,199	0,406	5,08e8	0,001668	1,385	0,001733	0,000000	0,000537	0,004580
13,00	0,216	0,440	5,50e8	0,001651	1,385	0,001785	0,000000	0,000531	0,004602
14,00	0,232	0,473	5,93e8	0,001635	1,385	0,001907	0,000000	0,000525	0,004697
14,50	0,241	0,490	6,14e8	0,001628	1,385	0,001996	0,000000	0,000522	0,004772
+ 15,00 +	0,249	0,507	6,35e8	0,001621	1,385	0,002093	0,000000	0,000519	0,004856
15,50	0,257	0,524	6,56e8	0,001614	1,385	0,002202	0,000000	0,000516	0,004953
16,00	0,266	0,541	6,77e8	0,001607	1,385	0,002341	0,000000	0,000513	0,005080
RESISTANCE AND EFFECTIVE POWER									
SPEED [kt]	RBARE [kN]	RAPP [kN]	RWIND [kN]	RSEAS [kN]	RCHAN [kN]	RMARGIN [kN]	RTOTAL [kN]	PEBARE [kW]	PETOTAL [kW]
8,00	138	0	0	0	0	0	138	567	567
10,00	208	0	0	0	0	0	208	1068	1068
11,00	248	0	0	0	0	0	248	1401	1401
12,00	293	0	0	0	0	0	293	1807	1807
13,00	345	0	0	0	0	0	345	2308	2308
14,00	409	0	0	0	0	0	409	2942	2942
14,50	445	0	0	0	0	0	445	3321	3321
+ 15,00 +	485	0	0	0	0	0	485	3742	3742
15,50	528	0	0	0	0	0	528	4211	4211
16,00	577	0	0	0	0	0	577	4750	4750
OTHER									
SPEED [kt]	CTLR	CTLT							
8,00	0,02258	0,05907							
10,00	0,02143	0,05691							
11,00	0,02106	0,05611							
12,00	0,02109	0,05573							
13,00	0,02172	0,05599							
14,00	0,02321	0,05715							
14,50	0,02428	0,05806							
+ 15,00 +	0,02547	0,05909							
15,50	0,02680	0,06027							
16,00	0,02848	0,06181							

Propulsion

8 may 2020 11:36

HydroComp NavCad 2013 Evaluation Demo

Project ID

Description

File name **untitled.hcnc**

Analysis parameters

Hull-propulsor interaction		System analysis	
Technique:	[Calc] Prediction	Cavitation criteria:	Keller eqn
Prediction:	Holtrop	Analysis type:	Free run
Reference ship:		CPP method:	
Max prop diam:	3600,0000 mm	Engine RPM:	
Corrections		Mass multiplier:	
Viscous scale corr:	[Off]	RPM constraint:	
Rudder location:		Limit [RPM/s]:	
Friction line:		Water properties	
Hull form factor:		Water type:	Salt
Corr allowance:		Density:	1026,0000 kg/m3
Roughness [mm]:		Viscosity:	1,18920e-6 m2/s
Ducted prop corr:	[Off]		
Tunnel stern corr:	[Off]		
Effective diam:			
Recess depth:			

Prediction method check [Holtrop]

Parameters	FN [design]	CP	LWL/BWL	BWL/T
Value	0,25	0,67	3,98	3,00
Range	0,06-0,80	0,55-0,85	3,90-14,90	2,10-4,00

Prediction results [System]

SPEED [kt]	HULL-PROPULSOR				ENGINE		
	PETOTAL [kW]	WFT	THD	EFFR	RPMENG [RPM]	PBPROP [kW]	
8,00	567	0,1661	0,1687	0,9984	92	417	
10,00	1068	0,1657	0,1687	0,9984	114	785	
11,00	1401	0,1655	0,1687	0,9984	125	1033	
12,00	1807	0,1653	0,1687	0,9984	137	1339	
13,00	2308	0,1651	0,1687	0,9984	148	1726	
14,00	2942	0,1650	0,1687	0,9984	161	2233	
14,50	3321	0,1649	0,1687	0,9984	168	2544	
+ 15,00 +	3742	0,1649	0,1687	0,9984	175	2894	
15,50	4211	0,1648	0,1687	0,9984	182	3290	
16,00	4750	0,1647	0,1687	0,9984	190	3757	
SPEED [kt]	POWER DELIVERY						
	RPMPROP [RPM]	QPROP [kN.m]	PDPROP [kW]	PSPROP [kW]	PSTOTAL [kW]	PBTOTAL [kW]	TRANSP
8,00	92	42,3	409	417	834	834	652,4
10,00	114	64,3	769	785	1570	1570	433,3
11,00	125	77,0	1012	1033	2065	2065	362,4
12,00	137	91,6	1312	1339	2677	2677	305,0
13,00	148	108,6	1691	1726	3452	3452	256,2
14,00	161	129,4	2188	2233	4465	4465	213,3
14,50	168	141,4	2493	2544	5087	5087	193,9
+ 15,00 +	175	154,5	2836	2894	5788	5788	176,3
15,50	182	168,8	3225	3290	6581	6581	160,3
16,00	190	185,0	3682	3757	7513	7513	144,9
SPEED [kt]	EFFICIENCY		THRUST				
	EFFO	EFFOA	THRPROP [kN]	DELTHR [kN]			
8,00	0,6230	0,6077	74	123			
10,00	0,6268	0,6111	112	187			
11,00	0,6281	0,6122	134	223			
12,00	0,6283	0,6122	160	266			
13,00	0,6270	0,6109	190	315			
14,00	0,6236	0,6074	227	377			
14,50	0,6211	0,6050	248	413			
+ 15,00 +	0,6184	0,6023	272	452			
15,50	0,6153	0,5993	297	495			
16,00	0,6115	0,5955	327	544			

DEMO

Propulsion

8 may 2020 11:36

HydroComp NavCad 2013 Evaluation Demo

Project ID

Description

File name **untitled.hcnc**

Prediction results [Propulsor]

PROPULSOR COEFS									
SPEED [kt]	J	KT	KQ	KTJ2	KQJ3	CTH	CP	RNPROP	
8,00	0,6208	0,1824	0,02892	0,47316	0,12087	1,2049	1,9371	1,21e7	
10,00	0,6266	0,1798	0,02861	0,45799	0,11629	1,1663	1,8635	1,50e7	
11,00	0,6285	0,1790	0,02851	0,45313	0,11483	1,1539	1,8402	1,65e7	
12,00	0,6288	0,1789	0,02849	0,45233	0,11459	1,1519	1,8363	1,80e7	
13,00	0,6268	0,1797	0,02860	0,45747	0,11613	1,1649	1,8611	1,95e7	
14,00	0,6216	0,1820	0,02888	0,471	0,12022	1,1994	1,9266	2,12e7	
14,50	0,6179	0,1836	0,02907	0,48093	0,12324	1,2247	1,975	2,21e7	
+ 15,00 +	0,6138	0,1854	0,02929	0,49196	0,12662	1,2528	2,0292	2,30e7	
15,50	0,6094	0,1873	0,02952	0,50437	0,13046	1,2844	2,0907	2,39e7	
16,00	0,6039	0,1897	0,02981	0,52018	0,13539	1,3246	2,1697	2,49e7	
CAVITATION									
SPEED [kt]	SIGMAV	SIGMAN	SIGMA07R	TIPSPEED [m/s]	MINBAR	PRESS [kPa]	CAVAVG [%]	CAVMAX [%]	PITCHFC [mm]
8,00	16,50	6,36	1,22	17,4	0,202	13,2	2,0	2,0	2776,7559
10,00	10,55	4,14	0,79	21,5	0,275	20,0	2,0	2,0	2788,0281
11,00	8,71	3,44	0,66	23,6	0,318	24,0	2,5	2,5	2791,7198
12,00	7,32	2,89	0,55	25,7	0,367	28,5	3,3	3,3	2792,3315
13,00	6,23	2,45	0,47	28,0	0,425	33,9	4,5	4,5	2788,4183
14,00	5,37	2,08	0,40	30,4	0,497	40,5	6,5	6,5	2778,3375
14,50	5,01	1,91	0,37	31,7	0,539	44,3	7,9	7,9	2771,1357
+ 15,00 +	4,68	1,76	0,34	33,0	0,585	48,5	9,6	9,6	2763,3247
15,50	4,38	1,63	0,31	34,3	0,635	53,1	11,6	11,6	2754,7549
16,00	4,11	1,50	0,29	35,8	0,693	58,4 !	14,3	14,3	2744,1759