

Universidad de **Cádiz**

Proyectos de fin de carrera de **Ingeniería Técnica Naval**

Cálculo, dimensionamiento y selección de componentes de una línea de ejes de un buque Ro-Ro con una potencia instalada de 2*8145 Kw.

Diego RAMÍREZ LÓPEZ



Centro: E. U. I. T. NAVAL
Titulación: I. T. NAVAL
Fecha: Febrero 2009



INDICE

0	INTRODUCCIÓN.....	4
0.1	OBJETO DEL PROYECTO.....	4
0.2	HISTORIA.....	5
0.3	REFERENCIAS TÉCNICAS.....	7
0.3.1	ESTRUCTURA.....	7
0.3.2	EQUIPOS Y ACCESORIOS.....	9
0.3.2.1	PLANTA PROPULSORA.....	9
0.3.2.2	REDUCTOR.....	14
0.3.2.3	ACOPLAMIENTO.....	15
0.3.2.4	LÍNEA DE EJES.....	16
0.3.2.5	BOCINA.....	16
0.3.2.6	COJINETE.....	17
0.3.2.7	PROPULSOR.....	17
0.3.3	SOCIEDAD DE CLASIFICACIÓN	17
1	DATOS DE DISEÑO	18
1.1	MOTOR PROPULSOR.....	18
1.1.1	DIMENSIONES.....	18
1.1.2	REFERENCIAS TÉCNICAS.....	19
1.1.3	DISTANCIAS MÍNIMAS ENTRE EJES.....	22
1.1.4	CURVA CARACTERÍSTICA.....	23
1.2	REDUCTOR.....	24
1.2.1	DATOS REDUCTOR.....	24
1.2.1.1	RENDIMIENTO MECÁNICO.....	24
1.2.1.2	SEPARACIÓN ENTRE EJES DE ENTRADA.....	25
1.2.1.3	RELACIÓN TRANSMISIÓN (REDUCTOR).....	25
1.2.1.4	FACTOR DE POTENCIA.....	26
1.2.1.5	CAPACIDAD RADIAL DEL REDUCTOR	26
1.2.2	ELECCIÓN DEL REDUCTOR.....	26
1.3	PROPULSOR.....	28
1.3.1	CÁLCULO DE DIÁMETRO.....	28
1.3.2	REVOLUCIONES DE LA HÉLICE.....	31
1.3.2.1	VELOCIDAD LINEAL TANGENCIAL.....	31
1.3.2.2	MEDIANTE GRÁFICA.....	32
1.3.2.3	EXPRESIÓN DE LA VELOCIDAD ÓPTIMA.....	34
1.3.3	TIPO DE HÉLICE.....	35
1.3.4	REQUERIMIENTO DE LA HÉLICE.....	38
1.4	ALTERNADOR DE COLA.....	38
1.5	LONGITUDES Y DISPOSICIÓN DE LA LÍNEA DE EJES.....	39
1.5.1	EJE PORTAHELICE O EJE COLA.....	40
1.5.2	EJE BOCINA.....	41
1.5.3	EJE INTERMEDIO.....	42

2	CALCULOS Y DIAMETROS MINIMOS Y TENSIONES ASOC.....	43
2.1	CALCULOS DE DIAMETROS MINIMAS.....	43
2.1.1	DIAMETROS EXTERIORES.....	43
2.1.2	DIAMETRO INTERIOR (REGLA 40%).....	46
2.2	ESFUERZOS TANGENCIALES ASOCIADOS	47
2.2.1	PAR MOTOR.....	47
2.2.2	ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO.....	47
2.2.3	CARGA DE ROTURA.....	48
2.2.4	AREA DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL (A).....	48
2.2.5	MOMENTO DE INERCIA AXIAL(IAXIAL).....	49
2.2.6	PESO POR METRO.....	49
3	CALCULO DE UNIONES EJES DE TRANSMISIÓN.....	50
3.1	UNIÓN EJE REDUCTOR CON BRIDA EMPERNADA.....	50
3.1.1	DATOS GENERALES.....	50
3.1.2	ESPEJOR DE LA BRIDA.....	52
3.1.3	TORNILLOS.....	53
3.1.4	TUERCAS.....	56
3.1.5	ARANDELAS.....	57
3.1.6	NUMERO DE PERNOS.....	58
3.1.7	PESO DE LA BRIDA.....	61
3.1.8	RESUMEN DE VALORES OBTENIDOS.....	62
3.2	UNIÓN EJE REDUCTOR CON BRIDA EMPERNADA.....	63
4	SELECCIÓN DE LOS ACOPLAMIENTOS.....	64
4.1	TIPO DE ACOPLAMIENTOS.....	64
4.1.1	BRIDAS EMPERNADAS.....	65
4.1.2	UNIONES DE FORMA.....	65
4.1.3	MANGUITOS DE INTERFERENCIA.....	65
4.2	NUMERO DE ACOPLAMIENTOS.....	66
4.3	ACOPLAMIENTOS SELECCIONADOS.....	67
4.3.1	ACOPLAMIENTO OKC 490.....	70
4.3.2	ACOPLAMIENTO OKC 520.....	71
4.3.3	ACOPLAMIENTO OKF 420.....	72
5	DISTANCIA ENTRE APOYOS	74
5.1	VELOCIDAD CRITICA.....	75
5.2	FLECHA (δ).....	77
6	SITUACIÓN DE APOYOS.....	79
6.1	CRITERIO DE SIGNOS PARA EL DTM BEAM.....	81
6.1.1	FUERZAS CORTANTES.....	81
6.1.2	MOMENTOS FLECTORES.....	82

6.1.3	DEFORMADA.....	82
6.2	DATOS NECESARIOS PARA DT BEAM.....	83
6.2.1	CARGAS DISTRIBUIDAS POR METRO.....	83
6.2.1.1	ACOPLAMIENTOS.....	83
6.2.1.2	TRAMOS DE EJES.....	83
6.2.2	CARGAS PUNTUALES.....	83
6.2.3	AREA SECCIÓN CIRCULAR EJE.....	83
6.2.4	MOMENTO INERCIA AXIAL.....	84
6.2.5	MÓDULO ELASTICIDAD ACERO.....	84
6.2.6	DENSIDAD DEL ACERO.....	84
6.3	DISPOSICIÓN MÁS ADECUADA.....	84
6.4	DEFORMACIONES MÁXIMAS ASOCIADAS.....	89
7	MOMENTOS FLECTORES, FUERZAS CORTANTE, REACCIONES Y FLECHA DE LA LÍNE DE EJES.....	90
7.1	MOMENTOS FLECTORES.....	90
7.2	FUERZAS CORTANTES.....	90
7.3	REACCIONES.....	91
7.4	FLECHAS.....	91
8	SELECCIÓN Y DISPOSICIÓN DE LOS SOPORTES.....	92
8.1	COJINETES.....	92
8.2	PRESIÓN EN LOS COJINETES.....	92
8.3	CENTRO DE GRAVEDAD.....	96
8.4	MOVIMIENTO DEL EJE RESPECTO AL EJE.....	97
8.5	CIERRE BOCINA.....	102
8.6	CALCULO DE EMPUJE DE LA HÉLICE.....	104
8.7	CALCULO ES FUERZO NOMINAL AXIAL.....	106
8.8	MAXIMA DEFORMACIÓN AXIAL EN EL EJE.....	107
9	FRECUENCIA DE VIBRACIÓN LATERAL DE FLEXIÓN.....	108
9.1	CÁLCULO GENERAL	108
9.2	POR TRAMOS	109
9.2.1	TRAMOS INTERIORES	109
9.2.2	TRAMOS DE LA HÉLICE	110
10	FRECUENCIA DE VIBRACIÓN AXIAL	113
10.1	MÉTODO EMPLEADO	113
10.2	FRECUENCIAS	114
10.3	CASO REAL	115
	BIBLIOGRAFIA	117
	SOFTWARE	118
	WEBS	118

0 INTRODUCCIÓN.

En el proyecto se redacta el estudio de una línea de ejes de un buque tipo Roll-on Roll-off, con las que designa el sistema de transporte tierra-mar en que los vehículos son embarcados y desembarcados autónomamente. El cual ha sido destinado a lo largo del tiempo para el transporte de pasajeros y vehículos en viajes cortos y medios.

0.1 OBJETO DEL PROYECTO:

El objeto de este proyecto es el estudio del cálculo, dimensionamiento y selección de los diferentes tipos de elementos de una línea de ejes que va desde el motor propulsor hasta la hélice de un buque Ro-Ro.

En este proyecto me he basado en la Reglas de Clasificación de la DNV (DET NORSKE VERITAS) para *buques de gran velocidad, embarcaciones ligeras y embarcaciones superficialmente navales de enero de 2001*, rigiéndonos en las normas DIN/ISO/UNE para los elementos mecánicos que mencionaremos en el proyecto.

En las representaciones y los cálculos hemos utilizado en las unidades el Sistema Internacional de Unidades en vigor en España por el Real Decreto 1317/1989 de fecha 1989.

0.2 HISTORIA:

Al principio, los vehículos rodantes llevados como carga en los buques de alta mar fueron tratados como cualquier otra carga. Los automóviles llevaban sus depósitos vacíos y sus baterías desconectadas antes de ser alzado en las cubiertas, donde eran calzados y asegurados. Este proceso era aburrido y difícil, y no se podía utilizar para el recorrido rutinario.

El Ro-Ro puede decirse que tiene sus orígenes en los “ferrys” que efectuaban travesías de corta duración transportando en su interior ferrocarriles y automóviles.

Los primeros buques de Ro-Ro cargaban los trenes del vapor que llevaban a través de los ríos. Uno de los primeros fue el ferry Firth of Forth de Escocia que empezó en 1851 y funcionó durante cuarenta años, hasta la terminación del puente.

Los ferrys transportaban los coches que fueron utilizados después de la guerra civil de los E.E.U.U. en el puerto de Nueva York, los Great Lakes y el río del St. Clair en Detroit. En el último cuarto del siglo, los ferry para coches se podían ver en San Francisco y Puget Sound. Este ferry trabajó en el río de Colombia durante muchos años en Kalama para el ferrocarril pacífico norteamericano.

En la vuelta del siglo, el ferry para coches se convirtió en un transporte importante en los sistemas ferroviarios, particularmente los que eran discontinuos debido a la geografía. Montreal, Terranova, Isla del Príncipe Eduardo, y las islas de Japón todas estaban separadas por el agua, y necesitaban un ferry.

Durante la segunda guerra mundial la lancha de desembarque era los primeros buques que permitía a los vehículos rodar directamente de un lugar a otro. Tras la guerra, la idea fue adoptada para los buques mercantes y para los ferry de travesías. El primer servicio de Ro-Ro que cruzaba el canal inglés comenzó de Dover en 1953.

En 1957 los militares de los E.E.U.U. publicaron un contrato al Sun Shipbuilding y Dock Seco Company en Chester, PA para la construcción de un nuevo tipo de vehículo de carga motorizada. El buque, *Comet*, tenía una rampa severa así como las rampas interiores que permitían que los coches condujeran directamente del muelle, al interior del buque. El cargar y el descargar eran apresuradas dramáticamente. El *Comet* también tenía un sistema para acuñar y paralizar los coches sobre las cubiertas, también tenía un sistema de la ventilación para eliminar cualquier tipo de gas de escape que se pudiera acumulara durante el cargamento del vehículo.



0.3 REFERENCIAS TECNICAS

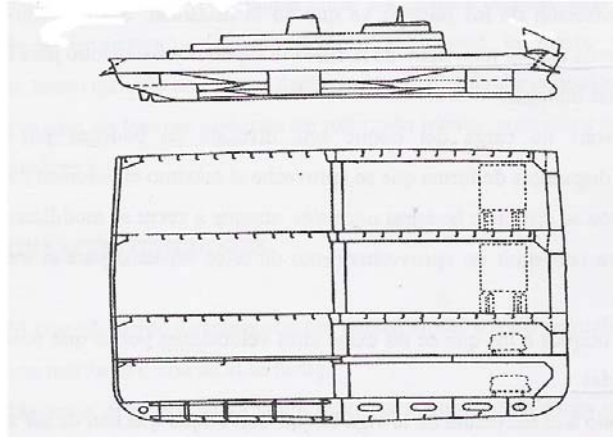
0.3.1 ESTRUCTURA

Las características estructurales de este tipo de buque son:

- Cubiertas sin interrupciones, es decir, las cubiertas van de popa a proa con la ausencia de mamparas transversales o con el mínimo indispensable para meter los vehículos con mayor facilidad.
- La altura del entrepuente, debe ser la necesaria para los vehículos que va a transportar.
- Puertas de costados, por lo general tendremos en popa o en proa para permitir la entrada de los vehículos.
- La rampa de acceso a las distintas bodegas, con la suficiente inclinación que facilite la entrada y salidas de los vehículos.
- Cubiertas reforzadas para vehículos pesados.
- Ascensores adecuados para la carga.
- Deberá tener los dispositivos necesarios para trincar a los vehículos.
- Deberá tener doble casco para mayor seguridad.

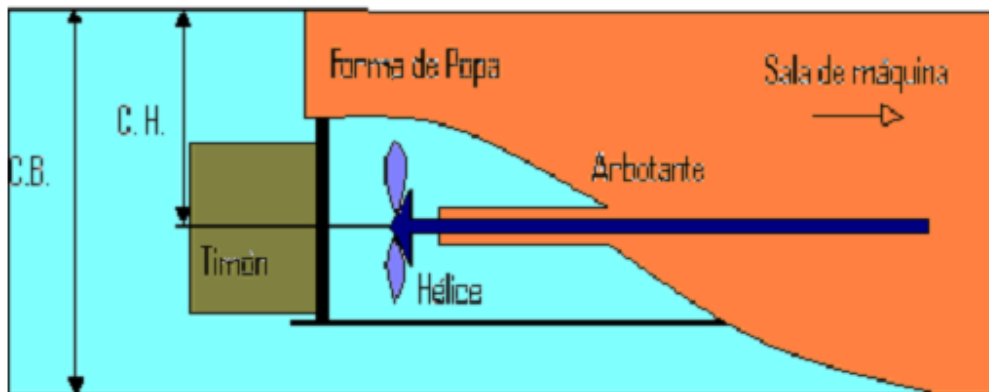
En cuanto a las características técnicas y de navegación que han de tener estos buques tienen que tener;

- Elevada velocidad, formas finas en la obra viva y amplia en la obra muerta, al buscar velocidades más altas lleva a tener que instalas potencias muy grandes.
- Medios de estanqueidad entre entrepuentes con grandes puertas mamparas.
- Doble casco para seguridad en caso de varada o colisión.
- Limitación a doce el numero de conductores que pueden viajar pues pasaría a la clasificación de pasaje.
- Troncos de ventilación de entrepuentes.



Para la realización del proyecto utilizaremos información técnica de un buque Ro-Ro concreto, para tener unos datos iniciales como;

- El espacio disponible que debemos tener para la hélice.
- Conocer la distancia desde la sala de máquina hasta la hélice.
- Diámetro máximo que puede alojar el arbotante.
- Formas de carena de popa.
- Situación de las cuadernas.
- Distancia y situación a la que se encuentra el timón.
- Potencia propulsora.
- Calado del buque ($C_b = 5750\text{mm}$)
- Calado de la hélice ($C_h = 3100\text{mm}$)
- Velocidad máxima del buque ($V_m = 23$ nudos)
- Velocidad de servicio del buque ($V_s = 21,5$ nudos)



CB=> Calado Buque
CH=> Calado Hélice

0.3.2 EQUIPOS Y ACCESORIOS.

0.3.2.1 PLANTA PROPULSORA.

La planta propulsora debe considerarse como una parte del buque integrada desde el principio en el diseño general del buque. Su tamaño, configuración, la autonomía que proporciona fiabilidad, su consumo, su potencia, etc son parámetros que condicionan y son condicionados por el resto de sistemas del buque.

Un buque es un elemento de espacio limitado, con una configuración geométrica derivada del medio en el que se desplaza. Este espacio, debe ser convenientemente negociado con el fin de obtener una buena relación entre las dimensiones de la planta propulsora y el resto de sistemas.

Por otra parte, acciones y decisiones estratégicas, puede influir en el diseño y las prestaciones de la planta. Así por ejemplo, determinados requisitos de seguridad, de supervivencia, etc, pueden obligar a adoptar una determinada configuración y disposición

de los diversos elementos que evidentemente, influirá en el resto de sistemas. El impacto de algunas de estas decisiones, son observables fácilmente, como es el emplazamiento de las chimeneas en el buque en función de la configuración de la planta o los propios elementos de exhaustación que utilizan un espacio considerable que resta habilidad y más si cabe, si las pretensiones de reducción de la firma térmica, son exigentes.

Por otra parte, la propia planta, plantea compromisos claros entre los diferentes parámetros envueltos en su diseño. Flexibilidad frente a complejidad; economía y autonomía frente a la velocidad y aceleración; diseño geométrico de baja firma radar frente a espacio disponible etc, son extremos sobre los que hay que priorizar aquellas características que se consideran deseables y responden a las misiones operativas del buque. El coste de la planta, su mantenimiento, fiabilidad, su complejidad y automatización y control, son factores a tener en cuenta, a un más en la actualidad, donde no sobran tripulaciones y los gastos del combustible y mantenimiento, pueden suponer varias veces el coste del buque a lo largo de su vida operativa.

Se considerará con gran importancia la adecuación de la fuente de potencia con los propulsores, los sistemas de reducción, la posibilidad de reversibilidad a decidir mediante CPC (hélice paso controlable) u otro procedimiento y la eficacia con que los elementos propulsores aprovechan las potencias entregadas, son cuestiones fundamentales en la configuración final de la planta.

Finalmente la solución que se tomo fue la de colocar un sistema CODAD, es decir, *Combined Diesel And Diesel*.

Esta configuración, se combina dos motores diesel mediante caja reductora que se aplica a un eje propulsor. La existencia de un embrague a la salida de cada motor, posibilita que la potencia la proporcione un solo motor o bien dos acoplados.

En este buque colocaremos dos propulsores por lo tanto constara de cuatro motores diesel junto con dos cajas reductoras. En velocidades bajas, se puede utilizar uno de los

motores diesel, mientras que en caso de necesitar mayor potencia se conectarán los dos. Por lo tanto tenemos una gran fiabilidad ya que los motores trabajaran en condiciones más óptimas. Por lo tanto en caso de avería de algún motor puede seguir navegando con los motores restantes hasta ser reparados o llegar a puerto.

Los cuatro motores serán iguales para unificar en la medida de lo posible los recambios que puedan ser necesarios.

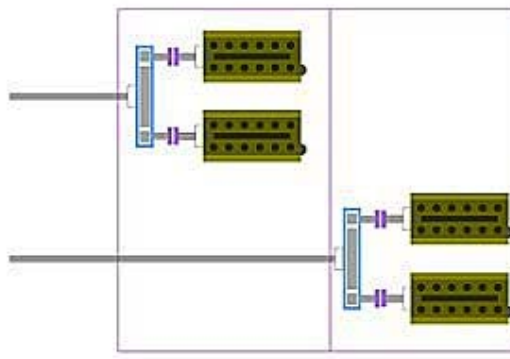
Los motores empleados son diesel sobrealimentados, siempre con el mismo sentido de giro, que operan la mayor parte del tiempo a velocidad constante. Estos motores sobrealimentados optimizan su rendimiento trabajando entre el 75 o 85 %.

Como elemento propulsor dispondremos de hélices de paso controlable. Con este tipo de hélice se consigue;

- Controlar la potencia a un número de RPM constante.
- Utilizar reductores sin inversión, más simples y ligeros.
- Más capacidad de maniobra en puerto.

Un menor coste de adquisición, una buena relación coste mantenimiento, excelente autonomía y una baja huella infrarroja, son las ventajas que proporciona este sistema.

Por el contrario, bajas potencias asociadas a bajas velocidades y aceleraciones, y una fuerte huella acústica, son los inconvenientes.



Ventajas e inconvenientes motores diesel

Los motores diesel, ampliamente utilizado en propulsión naval ofrecen ventajas e inconvenientes que deben ser tenidos en cuenta a la hora de implementar una plataforma propulsora,

* Las características favorables a los motores diesel pasan por;

- Buen rendimiento de potencia en todo el espectro de funcionamiento. Esto se traduce a que el rendimiento permanece prácticamente constante a cualquier potencia demandada y en consecuencia el consumo de combustible permanece en la práctica constante.

- Consumo de combustible contenido. El consumo contenido, concede un aumento notable de combustible.

- El factor económico incide todavía hoy en un menor coste de ciclo de vida del motor diesel.

- Emisiones térmicas de baja energía, con gases de exhaustación a relativamente bajas temperaturas.

* Entre inconvenientes podemos destacar:

- Potencia limitada. Una baja densidad de potencia y poco favorable relación peso y volumen con respecto la potencia proporcionada.

- Firma acústica alta, con dificultad de reducción del ruido generado, sobre todo en aquellos casos en que el motor, estando acoplado mecánicamente a la transmisión, no puede aislarse adecuadamente del casco.

- Mantenimiento complejo.
- Dificultad del empleo de altas potencias durante un periodo prolongado.

Los motores que hemos montados son **WARTSILÄ**, más concretamente el **WARTSILÄ 8L46**, es decir, un motor con nombre Wartsilä, el 46 es del diámetro interior del cilindro (460mm), con 8 cilindros en línea.

Para optimizar el rendimiento de la planta se instalan unos generadores, los cuales aprovechan la potencia sobrante de los motores. Esta potencia se transforma en energía eléctrica que se utiliza para el consumo del buque, llegando incluso a parar la planta propulsora.

Las referencias técnicas más importantes de los motores que vamos a utilizar son;

- El motor diesel de velocidad media consume FUEL.
- Motor de cuatro tiempos.
- No reversible.
- Ocho cilindros en línea.
- Diámetro de cilindro de 460mm.
- Carrera 580mm.
- Cilindrada 96,4 dm³/cilindro.
- Cuatro válvulas por cada cilindro;
Dos de admisión
Dos de escape.
- Régimen operativo duro.
- Dirección de rotación de las agujas del reloj.
- Potencia instalada 8145 KW.

- Velocidad 500 RPM.
- Estos datos han sido referidos para las condiciones de;

Cada línea de ejes es movida por dos motores, por lo tanto tenemos una potencia máxima continua de 2x8145 KW (12560 BHP), 16290 KW. Estos motores van a operar al 85%, y con ello tendremos unas condiciones óptimas, es decir, a 13846.5 KW con unas revoluciones de 500 RPM. Tendremos una potencia de reserva para momentos eventuales como por ejemplo un retraso.

0.3.2.2 REDUCTOR

El reductor lo suministra la compañía REINTJES, la cual dispone de una gran variedad de modelos, entre estos hemos encontrado el modelo más adecuado a las necesidades del proyecto. La línea de ejes se mueve con dos motores, lo que lleva a buscar a un reductor que proporcione la relación de reducción adecuada, este tiene dos entradas en disposición horizontal (una para cada motor) y una sola salida sin escalonamiento, la cual es la línea de eje. Las dos entradas estarán en la misma entrada del reductor (proa), mientras que la salida estará por el lado opuesto, todas están en el mismo nivel, eso es sin escalonamiento.

El reductor seleccionado es de REINTJES DLG 8890 P, cuya características más importantes son;

- Con dos ejes de entrada para proporcionar la potencia (dos motores).
- Una única salida de potencia (dos motores).
- La relación de transmisión (reducción) es de 3,125.
- Carcasa de acero.
- Rendimiento mecánico del 95%.
- Cáster integrado.
- Embragues hidráulicos independientes con elevado deslizamiento.

- Bombas de aceite accionadas por el propio reductor.
- Enfriador de aceite y termoestática.
- Con una separación entre ejes de 3800mm, determinada por la separación mínima exigida entre motores.
- Lleva un cojinete de empuje capaz de absorber y soportar los esfuerzos a los que el reductor se ve sometido por la acción de la hélice.

El reductor tiene una gran importancia ya que es el elemento que optimiza al máximo la eficiencia de la planta propulsora, por lo que se deben de poner de acuerdo el consumidor con el fabricante.



0.3.2.3 ACOPLAMIENTOS

Para las conexiones ente los diferentes ejes se emplearan acoplamientos tipo *OKC* de la casa *SKF COUPLING SYSTEMS*. Son unos manguitos de interferencia, es decir transmiten un par a fricción. Con una adecuada dimensión tendrá la capacidad de transmitir un alto par motor, y con un montaje fácil.

Estos acoplamientos someten a una alta presión al eje y al manguito, por medio de una bomba hidráulica que proporciona aceite. El rango de temperatura en el que se mueve el acoplamiento determina las características del aceite.

A continuación se comentará sus referencias técnicas, estos elementos serán acomodados al proyecto, ya que son de alto valor económico, por lo tanto se intenta reducir al máximo el coste y el peso.

0.3.2.4 LÍNEA EJES

La línea de ejes esta compuesta por diferentes tramos de acero de sección circular hueca, de una longitud que sobrepasa los 33 metros. La línea esta distribuida en 3 tramos, que a su vez se unen por elementos que más adelante se detallarán.

Estos tres tramos son de diferente diámetro exterior, cumpliendo en todo momento con la normativa de la Sociedad de Clasificación. El diámetro interior será el mismo en todo el eje, ya que por el interior tendrá tuberías que llevarán el fluido, que hace que el mecanismo de las palas de la hélice se muevan, para variar el paso de la misma.

0.3.2.5 BOCINA

El elemento de sellado del buque (bocina) va a ser del fabricante JOHN CRANE. Éste, ésta formado por 3 partes, en las que encontramos;

- La parte fija, la cual se encuentra acoplada al arbotante o bocina.
- La parte giratoria, se encuentra empernada a la hélice.
- Juntas que aseguran la estanqueidad.

0.3.2.6 COJINETES

Los cojinetes son del fabricante JOHN CRANE MARINE INTERNATIONAL. Estos son cojinetes antifricción, de metal blanco, diseñados para durar toda la vida del buque, ya que son de muy alta calidad. Sus dimensiones y propiedades se verán más adelante, cuando se tenga el número de apoyos y condiciones que se van a trabajar. Son seleccionados en función de los diámetros de los ejes, cumpliendo con la Sociedad de Clasificación.

0.3.2.7 PROPULSOR

El cojinete es seleccionado por el fabricante WARTSILÄ, este propulsor es de paso controlable, CPP, situada en el eje de cola a la salida del arbotante y girando a 160 Revoluciones por minuto.

Se ha seleccionado del catálogo proporcionado por dicho fabricante. Es una hélice de las SERIES B de cuatro palas, con skew, capaz de trabajar a la potencia que proporcionan los dos motores WARTSILÄ 8L 46.

La hélice seleccionada es WARTSILÄ 4E 1300.

Estas hélices se fabrican de bronce o acero inoxidable, con núcleos que van de 1095mm hasta los 2085mm (en este caso 1300mm). Una hélice muy efectiva para este tipo de buques.

0.3.3 SOCIEDAD DE CLASIFICACIÓN

Para el proyecto se debe de regir en una sociedad de Clasificación, para seguir un reglamento para cumplir las normas que se establecen. Para ello se ha seguido la *DET NORSKE VERITAS*, la cual, establece las normas que se ha de cumplir para la realización del trabajo (cálculos, elecciones en la toma de decisiones, etc.).

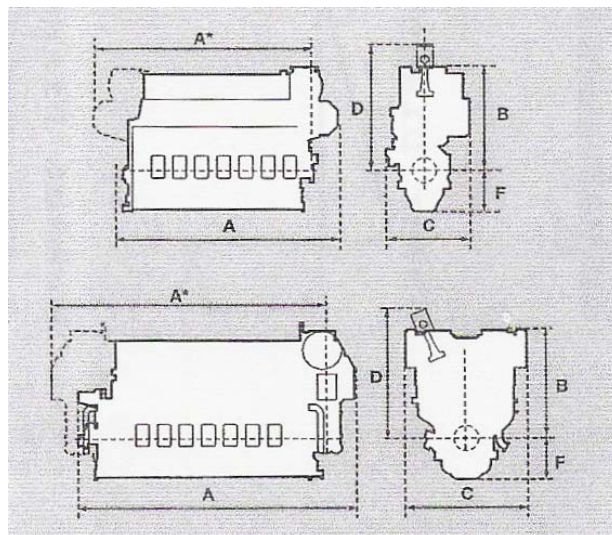
1 DATOS DE DISEÑO

1.1 MOTOR PROPULSOR

El motor seleccionado finalmente será de la casa WARTSILÄ, el modelo es el *Wartsilä 8L46A*, cuyas características principales se mencionan a continuación.

1.1.1 Dimensiones

<i>Tipo Motor</i>	<i>A*</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>F</i>	<i>Peso</i>
8L46	9 490	10 005	3 600	3 180	3 820	1 460	120



1.1.2 Referencias Técnicas.

Datos principales

PARÁMETRO	VALOR
Potencia del Cilindro	1018 KW
Presión Media efectiva	22.5 bar
Velocidad media del pistón	9.7 m/s
Velocidad del motor	500 RPM
Potencia del motor	8145 KW

Sistema de aire de combustión

PARÁMETRO	VALOR
Caudal de aire, CPP	13.2 Kg/s
Caudal de aire, D-E	13.2 Kg/s

Sistema de escape de gases

PARÁMETRO	VALOR
Temperatura después de turbocompresor, CPP	380 °C
Temperatura después de turbocompresor, D-E	360 °C
Caudal escape de gas, CPP	13.6 Kg/s
Caudal escape de gas, D-E	13.6 Kg/s

Sistema de combustible

PARÁMETRO	VALOR
Capacidad de la bomba de circulación	4,1.....5 m3/h
Caudal de fuga de combustible Aceite diesel marino (100% carga)	30 kg/h
Caudal de fuga de combustible Combust. pesado depurado (100% carga)	6 kg/h
Consumo de combustible, 100% , CPP	172 g/KWh
Consumo de combustible, 100%, D-E	173 g/KWh
Consumo de combustible, 85%, CPP	171 g/KWh
Consumo de combustible, 85%, D-E	173 g/KWh

**CPP, con instalación de hélices de paso controlable.*

**D-E, con instalación Diesel-Eléctrica.*

Balance térmico para condiciones ISO

PARÁMETRO	VALOR
Aceite lubricante	970 KW
Circuito de agua enfriamiento para alta T ^a :	820 KW
Circuito de carga de aire para alta T ^a .	1120 KW
Circuito de carga de aire para baja T ^a .	780 KW
Radiación.	290 KW

Sistema de refrigeración por agua para alta T^a

PARÁMETRO	VALOR
Capacidad de la bomba	160 m3/h
Volumen de agua en el motor	1,35 m3/h

Sistema de refrigeración por agua para baja T^a

PARÁMETRO	VALOR
Capacidad de la bomba	160 m ³ /h
Volumen de agua en el motor	0,1 m ³ /h

Sistema de aceite lubricante

PARÁMETRO	VALOR
Capacidad de la bomba (principal), - Velocidad variable (CPP, FPP) - Velocidad constante (D-E)	198 m ³ /h 149 m ³ /h
Capacidad de la bomba (principal)	145 m ³ /h
Capacidad de la bomba (pre-lubricación)	45 m ³ /h
Caudal de aceite para el motor	145 m ³ /h
Volumen de aceite en tanque de sistema de aceite separado.	10,8 m ³ /h
Volumen de aceite en el motor	0,33 m ³

Sistema de aire de arranque

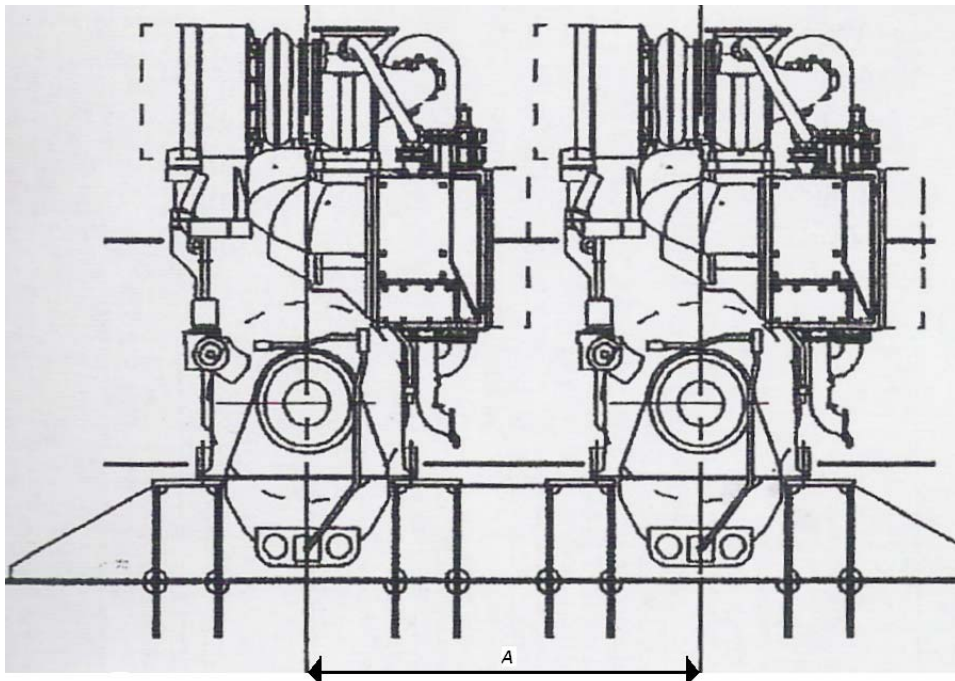
PARÁMETRO	VALOR
Consumo de aire por arranque (20°C)	4,8 Nm ³

1.1.3 Distancia mínima entre ejes

Esta distancia (A) es una separación entre los motores, que queda establecida para poder efectuar de forma adecuada el mantenimiento en los motores.

Como se observa en la figura se tomó como referencia las líneas centrales de los motores, con esta disposición el único inconveniente que se observa, es que cada elemento del motor está situado en el lado opuesto respecto al otro, es decir no se produce el efecto espejo.

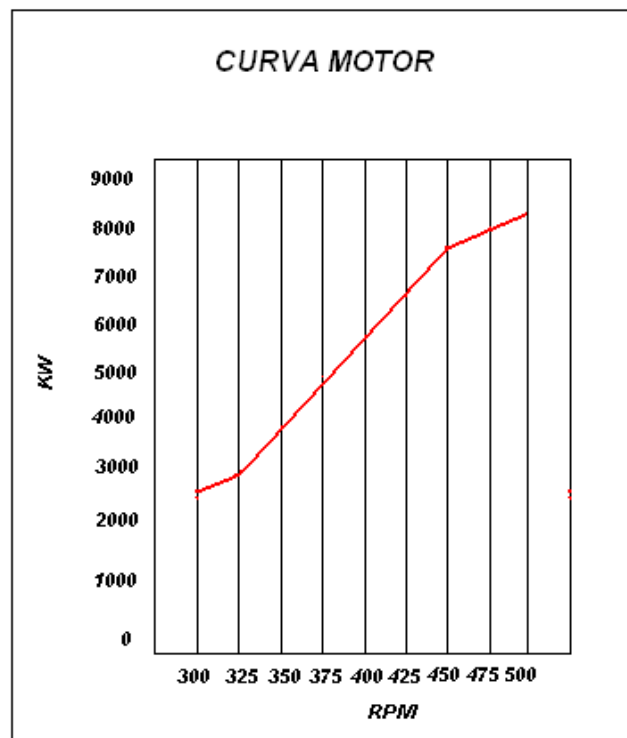
<i>A (mm)</i>	3 700
---------------	-------



1.1.4 Curva característica

A continuación se mostrará la curva característica del motor, esta proporciona la potencia frente al número de revoluciones por minutos a la que gira. Estos datos son proporcionados por el fabricante a la hora de adquirir el motor.

RPM	KW (CILINDRO)	KWB (MOTOR)
300	290	2480
320	345	2950
350	465	3720
375	580	4640
400	705	5640
425	815	6520
452	928	7430
475	978	7825
500	1018	8145

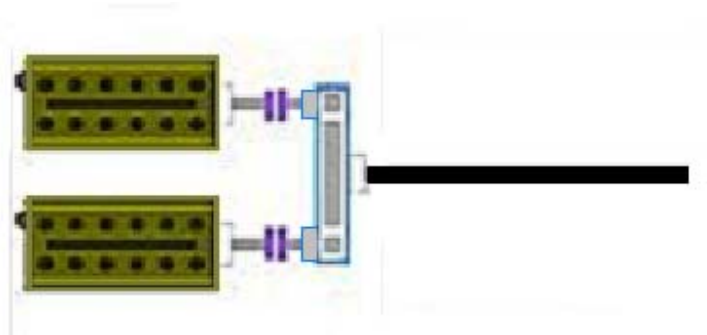


1.2 REDUCTOR.

1.2.1 Datos reductor.

Para la elección del reductor a utilizar en nuestro buque es necesario conocer una serie de datos, en los cuales nos basaremos e iremos haciendo una lectura para dicha elección.

Como datos principales debemos tener en cuenta que se tiene dos motores para mover una línea de ejes, por lo tanto el reductor deberá tener dos entradas para los motores y una salida para la línea de ejes.



A continuación iremos conociendo los datos característicos para dicho reductor;

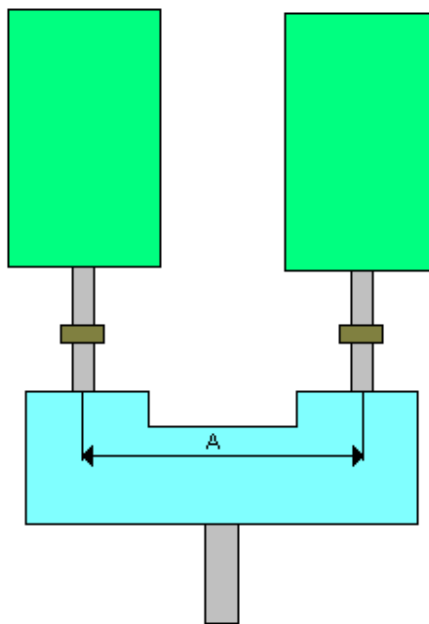
1.2.1.1 Rendimiento mecánico

El rendimiento mecánico del reductor será muy importante, ya que es el elemento en el que se puede perder más energía, aunque hoy en día se ha llegado a rendimientos del 98%. En este proyecto el rendimiento del reductor va a quedar establecida en el 95%.

Rendimiento reductor → 0,95

1.2.1.2 Separación entre ejes de entrada

Según establece el fabricante del motor, la separación mínima entre los ejes de los motores es de 3700mm, por lo tanto el reductor elegido debe cumplir esta necesidad ya solicitada, esta distancia nunca puede ser menor de esos 3700mm. Por lo tanto el reductor seleccionado tiene una separación entre ejes de entrada de 3800mm.



1.2.1.3 Relación de transmisión (reducción)

Para conocer la relación de reducción es preciso saber las revoluciones que nos proporciona el motor, que será de 500 rpm. Por otro lado saber las revoluciones a las que debe girar la hélice, que tras algunos cálculos que después analizaremos mas entretenidamente, ha quedado establecido en 160 rpm, que se encuentra dentro del rango (150 rpm – 170 rpm).

Con estas revoluciones la relación de transmisión quedará establecida en 3,125.

1.2.1.4 Factor de potencia

El factor de potencia quedará establecido realizando el cociente entre la potencia y el número de revoluciones a la entrada del reductor (16290KW / 500 rpm), que queda establecido en 32,58.

1.2.1.5 Capacidad radial del reductor

Mediante el programa DT BEAM podemos determinar el número y la mejor disposición de los apoyos de la línea de ejes, además de calcular las reacciones de los distintos elementos, más adelante analizaremos los cálculos que hemos obtenido.

Por lo tanto la capacidad radial del reductor quedará establecida en 21,47552 KN.

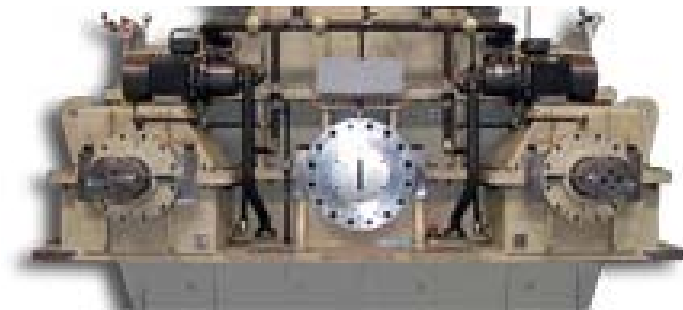
1.2.2 Elección del reductor

Tras realizar los cálculos, toca sondear el mercado para buscar el reductor más conveniente acorde a lo que se necesita. En nuestro caso nos hemos decidido por la casa REINTJES, la cual tiene una gran variedad de reductores. Para seleccionarlo tendremos que tener en cuenta los datos más significativos, como son;

* Separación entre ejes	3800mm
* Relación de transmisión (reducción)	3,125
* Factor de potencia	32.58
* Capacidad del cojinete de empuje	...
* Capacidad radial del reductor	21,47552 KN
* Rango de velocidad de la hélice	150 rpm –170 rpm

Acorde con las condiciones demandadas hemos seleccionado el siguiente reductor;

REINTJES DLG 8890 P



1.3 PROPULSOR

1.3.1 CALCULO DE DIÁMETRO

Al propulsor se le debe tomar una gran atención, ya que es el elemento que convierte la energía rotacional generada por el motor en el empuje necesario para el desplazamiento de un barco. Descontando el diseño de esta, cuanto más grande sea, y menor sea las revoluciones el rendimiento será más eficiente.

Aunque existen muchos tipos de hélices las 2 más importantes son las que tienen entre 2 y 4 palas, y son principalmente utilizadas por motores intraborda con ejes.

El tamaño de la hélice queda definido por dos datos;

- El diámetro total de la hélice.
- El paso de sus palas, es decir lo inclinado que están y por tanto la capacidad de impulsar agua.

Estos dos datos son los más importantes para diferenciar una hélice de otra.

Generalmente un diámetro pequeño se corresponde con un motor de pequeña potencia, o con un barco diseñado para desplazarse a mucha velocidad.

El paso de la hélice se corresponde con el avance teórico que genera la hélice al girar una vuelta. Puesto que el agua es un medio no sólido y por tanto se producen rozamientos y deslizamientos, el avance real será siempre a regímenes de funcionamiento óptimos, algo inferior al teórico.

En nuestro caso la hélice estará limitada por las formas de la parte de popa del casco. Ésta será una HÉLICE DE HIGH SKEW. Este tipo permite una entrada progresiva del flujo (partículas de agua) en la pala evitando perturbaciones que incitan vibraciones y ruidos. Algunas de las características son;

- Alto rendimiento propulsivo.
- Bajos niveles de vibraciones y ruidos.

- Reducción del consumo de carburante



Picture; High skew design

Ya sabemos que la hélice será de high skew. Según la tabla que se muestra a continuación el valor de Y estará comprendido entre 15%-20% del diámetro de la hélice (D).

Hub	Dismantling of cap X mm	High skew propeller Y	Non-skew propeller Y	Baseline clearance Z mm
VB 480	75	15-20% of D	20-25% of D	Minimum 50-100
VB 560	100			
VB 640	115			
VB 740	115			
VB 860	135			
VB 980	120			
VBS 740	225			
VBS 860	265			
VBS 980	300			
VBS 1080	330			
VBS 1180	365			
VBS 1280	395			
VBS 1380	420			
VBS 1460	450			
VBS 1560	480			
VBS 1680	515			

Hay un valor que se tiene que obtener de los planos de la estructura, es la medida desde la línea que pasa por el centro de la hélice hasta el casco del buque, esta medida se debe tomar manteniendo siempre la perpendicularidad con la mencionada línea que pasa por el centro de la hélice. A esta medición se le llamará (M), que en nuestro caso será de un valor: **3559,6mm**, que como indica en la tabla anterior esta medida la corresponde a: $M = (D/2) + Y$.

El % que se tomará para este buque tiene que estar comprendido entre el 15% y el 20%, tras algunos cálculos se ha determinado tomar como valor el 20%. Hemos seleccionado este valor por que se ha visto el más apropiado. Por lo tanto el diámetro nos resultará de 5100mm.

$$M = D/2 + 0,2 * D$$

Siendo $M = 3559,6\text{mm}$

$$3559,6 = 0,5 D + 0,2 D$$

$$3559,6 = 0,7 D$$

$$D = 5058,1 \sim 5100\text{mm}$$

Como decíamos despejando de la formula determinamos el diámetro de la hélice que debemos utilizar;

$$\text{Diámetro hélice} \Rightarrow 5100\text{mm}$$

1.3.2 REVOLUCIONES DE LA HÉLICE

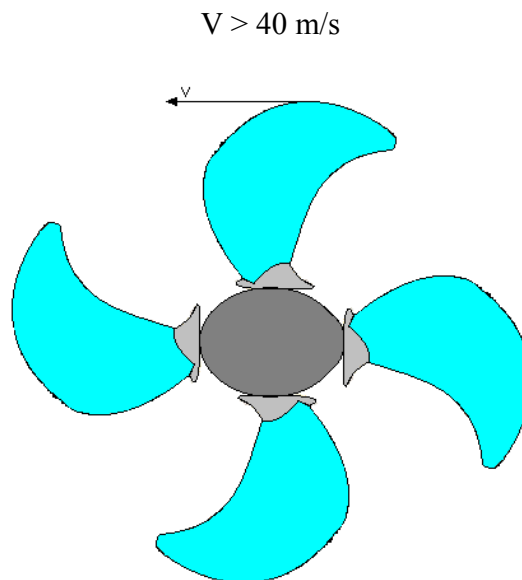
Para calcular el número de revoluciones a las que girará la hélice vamos a calcularlo de 3 maneras diferentes, en los que obtendremos valores muy próximos, con los cuales se llegará a un rango cercano, que será el que buscamos.

Los tres métodos serán los siguientes;

- Velocidad lineal tangencial.
- Mediante gráfica.
- Expresión de la velocidad óptima.

1.3.2.1 VELOCIDAD LINEAL TANGENCIAL

Para nuestro tipo de buque se debe cumplir que la velocidad lineal tangencial tenga un valor;



Para el uso de este método debemos conocer el diámetro de la hélice (en metros), que como calculamos anteriormente era 5000mm, este valor será de 5metros.

$$D = 5\text{metros.}$$

$$R = D/2 = 2,5\text{metros.}$$

$$V_{ln} = 2 * \pi * R * N/60$$

Sabiendo $W = V_l/R$, despejando;

$$40 \text{ m/s} = 2 * \pi * 2,55 * N/60$$

$$N = 40 * 60 / 2 * \pi * 2,55$$

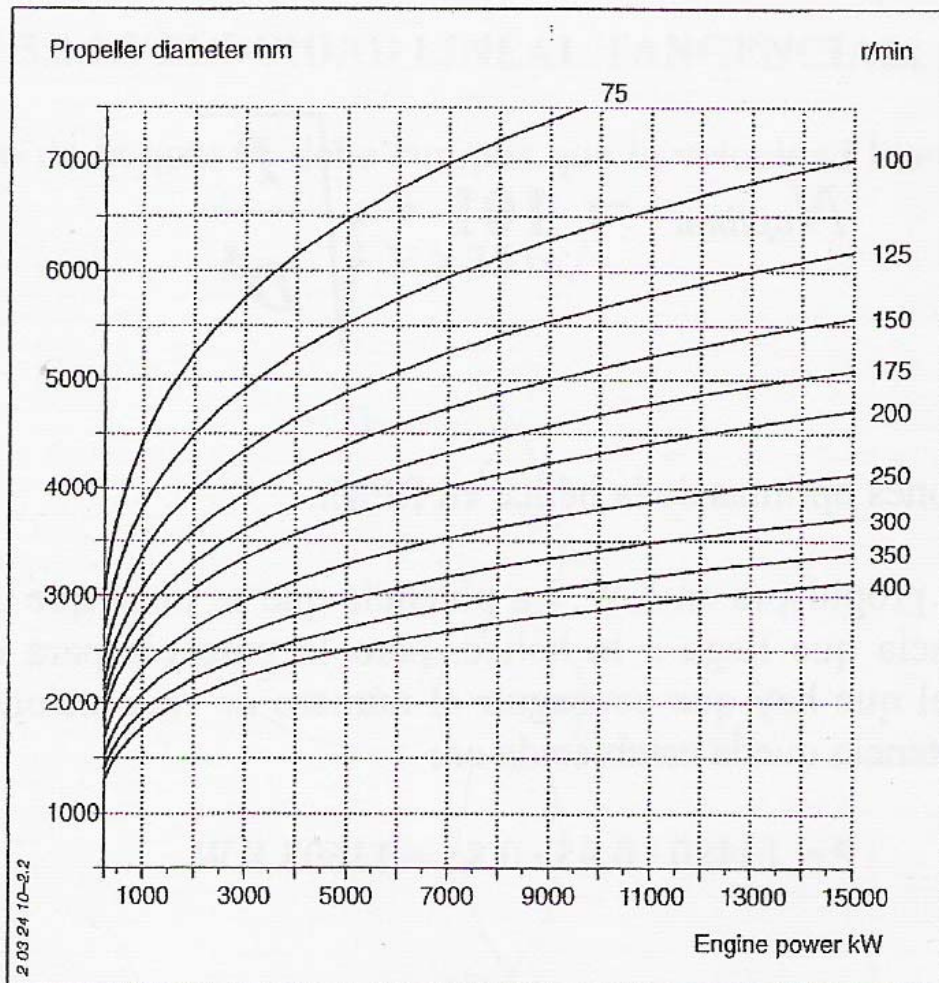
$$\underline{N_1 = 149,79 \text{ Rpm.} \sim 150 \text{ R.p.m.}}$$

1.3.2.2 MEDIANTE GRAFICA

Este método consiste en utilizar la gráfica que relaciona el diámetro con la potencia que hace mover dicha hélice.

$$P = 8400 * 2 * 0,85 * 0,97 = 13852 \text{ Kw.}$$

$$D = 5100\text{mm}$$



De esta gráfica nos sale un valor de revoluciones de 170 r.p.m.

$N_2 = 170 \text{ R.p.m.}$

1.3.2.3 EXPRESIÓN DE LA VELOCIDAD ÓPTIMA

Hay una expresión la cual relaciona el número de revoluciones óptimas de la hélice con la potencia que nos proporciona el motor.

$$N_{optima} = 101 * \sqrt[3]{\frac{P}{D^5}}$$

N_{optima} = Será el numero de revoluciones de la hélice.

P = L potencia propulsora en Kw.

D = El diámetro de la hélice.

La potencia será la utilizada anteriormente, la cual era la que llegaba a la hélice.
Queda establecida en;

$$P = 8400 * 2 * 0,85 * 0,97 = 13852 \text{ Kw.}$$

$$N_{optima} = 101 * 4, \sqrt[3]{4,014779}$$

$$\underline{N_3 = 160 \text{ R.p.m.}}$$

Después de usar los 3 métodos hemos obtenido valores diferentes;

$$\underline{N_1 = 150 \text{ R.p.m.}}$$

$$\underline{N_2 = 170 \text{ R.p.m.}}$$

$$\underline{N_3 = 160 \text{ R.p.m.}}$$

■ Con estos valores podemos obtener un rango de velocidades acotadas entre los resultados máximos y mínimos. Estará comprendido entre;

$$(150 \text{ R.p.m.} \text{----} 170 \text{ R.p.m.})$$

Finalmente hemos decidido que la velocidad de las revoluciones por minuto de la hélice será;

$$\underline{\underline{RPM \text{ HÉLICE} = 160 R.P.M.}}$$

A continuación calcularemos con una fórmula simple la velocidad crítica de la hélice.

$$V_{tip} = \pi * N_{opt}/60 * D = \pi * 160/60 * 5,1 = \\ V_{tip} = 42,72 \text{ m/seg.} \sim 154,2 \text{ km/h}$$

1.3.3 TIPO DE HÉLICE

La hélice que vamos a emplear para el proyecto será una **hélice de paso controlable**. Este tipo de hélice se utiliza para poder variar la velocidad del buque, ya que la planta propulsora gira de manera constante a unas mismas revoluciones. Este tipo además permite orientar las palas en el caso de que uno de los motores de una misma línea se quede fuera de funcionamiento, y por lo tanto con menos potencia el buque pueda tener un desplazamiento.

Los principales rasgos del diseño de este tipo de hélice son;

- Una gran eficiencia propulsora en todas las condiciones en las que se opera.
- Excelente comportamiento respecto a la cavitación.
- Proporciona bajas fluctuaciones de presión en el casco, que hace que minimizar los niveles de ruido y de vibraciones en el barco.

Como dijimos anteriormente nuestro buque tendrá un propulsor de 4 palas, ya que nos proporcionará mejores rendimientos que las de 3 palas. A continuación pondré las diferencias más significantes entre ambas;

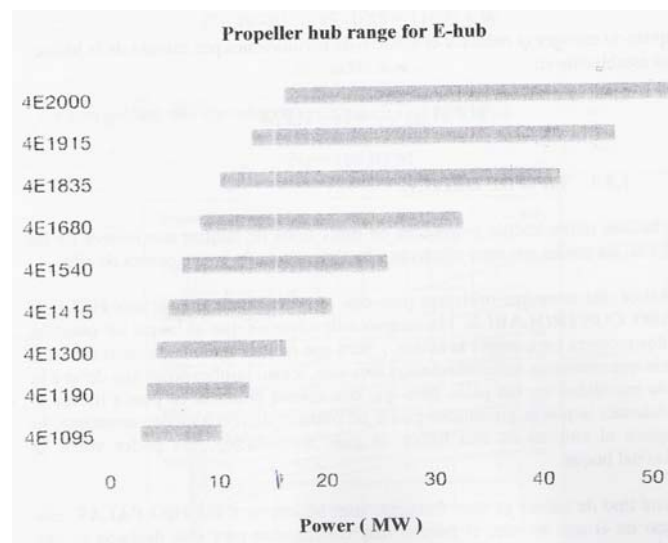
- La embarcación planea más rápido que con una hélice de 3 palas.

- Mantiene la embarcación en posición de planeo con una velocidad más baja.
- Proporciona una mayor velocidad media con las mismas RPM que una de 3 palas.
- Proporciona una aceleración más rápida que la mayoría de las de 3 palas.
- Funciona con mayor suavidad.
- Tiene mayor capacidad de sujeción en aguas revueltas.
- Tiene menos posibilidades de cavitación en giros bruscos.
- Mejor maniobrabilidad a bajas RPM.
- A velocidad máxima no suelen ser tan rápidas como las de 3 palas.

Finalmente y tras sondear algunos tipos de hélices en el mercado nos hemos decidido por elegir la de la casa **WARTSILÄ**, y más concretamente el modelo **4E 1300**, a continuación definiremos.

El peso de la hélice será de 8350Kg => **81,83 KN**

Para la elección de dicha hélice hemos utilizado unas tablas proporcionadas por la casa Wartsilä (que se adjuntan a continuación), que junto su experiencia hemos podido determinar el tipo más conveniente.



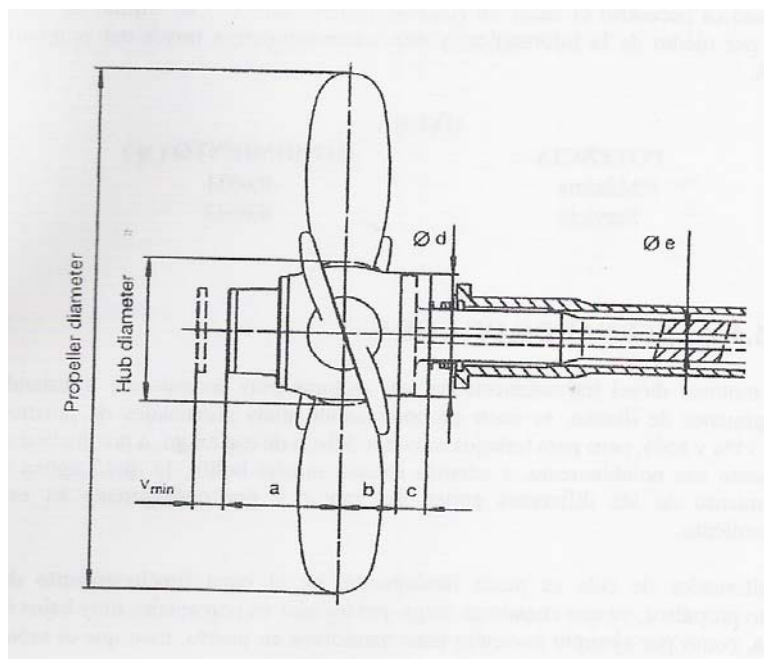
Como se observa en la tabla, entrando en la línea de abajo con la potencia que nos proporcionará nuestro buque, que será de $8400 \text{ KW} \times 2 = 16800 \text{ KW} \sim 16,80 \text{ MW}$, podemos ver que la hélice elegida se encuentra dentro del rango de nuestra potencia, que además es la mas adecuada (**4E 1300**).

A continuación tenemos las dimensiones correspondientes a la hélice que se ha elegido;

Dimensiones de hélice.

TIPO	HUB (diámetro)	DIMENSIONES					
		A	B	C	D	E	V _{MIN.}
4E 1300	1300	1127	548	295	1201	130	295

Representación gráfica de dimensiones.



1.3.4 REQUERIMIENTOS DE LA HÉLICE

Para la utilización de esta hélice, el fabricante Wartsilä nos impone una condición, la cual será fundamental para el desarrollo del proyecto;

■ El diámetro interior de la línea de ejes debe de ser de **130mm**, lo que implica que es una línea hueca. Este espacio debe de ser aprovechado para que pasen los conductos de los fluidos de presión que hacen que el mecanismo de presión funcione.

1.4 ALTERNADOR DE COLA

Los motores diesel turboalimentados son unos motores muy económicos trabajando en unos regímenes de diseño, es decir, en un porcentaje de potencia del 75% - 80%, con trabajos por debajo a ese régimen su rendimiento cae notablemente y además suelta mucho hollín, lo que implica un ensuciamiento de las distintas partes del motor y por lo tanto el mal funcionamiento.

Cuando la planta propulsora funcione en porcentajes por debajo de su régimen correcto, como por ejemplo en maniobras en el puerto, es importante que el motor recupere su régimen, en estos casos es muy importante el alternador de cola, para que se aproveche la potencia que sobra y así se recupere y obtenga un buen rendimiento.

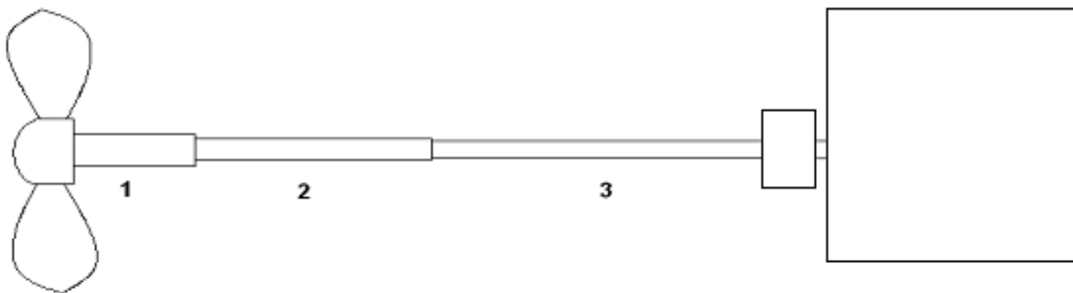
Algunas de las situaciones en las que se puede conectar el alternador de cola son;

- Entrada y salida de puerto.
- Maniobras.

Situación de poca demanda de potencia de la hélice.

1.5 LONGITUDES Y DISPOSICIÓN DE LA LÍNEA EJES.

La línea de ejes de nuestro buque esta compuesta por 3 tramos, los cuales tienen diferentes diámetros, a continuación se estudiará y se dimensionará cada uno de ellos.



- Eje portahélice o eje de cola (1).
- Eje de bocina (2).
- Eje intermedio (3).

El dimensionamiento de los diferentes tramos de los ejes es un factor muy importante para el desarrollo de un gran número de cálculos que vendrán a continuación. Tendrán una gran influencia para el cálculo de los pesos, localización de apoyos, selección de soportes, etc.

Los tramos de nuestra línea tienen diferentes diámetros, ya que cada tramo tendrá que soportar diferentes pesos y a la vez diferentes pares.

También comentar que para la intersección de los distintos tramos que tendrán diferentes diámetros, existen dos maneras de conectarlos, las que tenemos;

- Bruscamente (con escalones);



- Progresivamente (con ángulos no mayores de 15°);

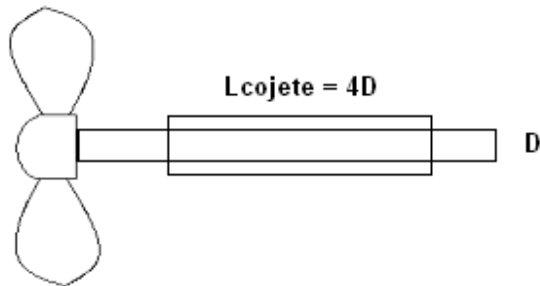


En nuestro proyecto emplearemos el segundo sistema, ya que se consiguen formas más adecuadas para el montaje y desmontaje de la línea, además se evitan posibles enganches por los escalones. En nuestro caso el grado de inclinación será de 5°.

1.5.1 EJE PORTAHÉLICE O EJE DE COLA.

En la reglamentación de la DNV establece que la longitud de este eje debe de ser al menos hasta el final del cojinete de apoyo más cercano a la hélice. Dicha reglamentación se encuentra en el apartado, Pt4 Ch4 Sec1 B208.

Para conocer el valor de la longitud de este tramo es necesario conocer la siguiente fórmula ($L_{\text{cojinete}} = 4D$), sobre teoría de cojinetes. La longitud del cojinete cuando en uno de sus extremos tiene el peso adicional de la hélice, tiene que cumplir lo expuesto a continuación en la figura.



El diámetro del eje del portahélice es de 480mm, lo que hace que empleando la fórmula, la longitud del cojinete sea de 1920mm.

Otro valor importante del cojinete será el sello, el cual es la pieza que asegura la estanqueidad entre el eje y arbotante. En nuestro caso y como veremos más adelante este tendrá un valor de 242mm.

Finalmente la longitud del eje del portahélice será de;

3300 mm

1.5.2 EJE BOCINA

Para la longitud del eje de bocina se debe tomar de inicio el final del eje de portahélice. Para su punto final hay que dirigirse a los planos de la plataforma, ya que se terminará dentro del casco. Finalmente la longitud será;

15400mm

1.5.3 EJE INTERMEDIO

Esta se determina restando el valor de los tramos anteriores al valor total medido en el plano. Este tramos será de;

14784mm.

2 CÁLCULOS Y DIÁMETROS MÍNIMOS Y TENSIONES TANGENCIALES ASOCIADAS.

2.1 CÁLCULO DE DIÁMETROS MÍNIMOS

2.1.1 DIAMETROS EXTERIORES

Como comentábamos anteriormente en uno de los apartados anteriores, nuestra línea de ejes esta compuesta por tres tramos;

- Eje portahélice o eje de cola.
- Eje de bocina.
- Eje intermedio.

El eje portahélice es que mayor diámetro tendrá, ya que debe soportar aguantar con un peso mayor a causa de la hélice, esto hace que tenga que soportar un mayor momento flector.

Para el cálculo de los diámetros de los ejes tenemos que considerar 3 factores muy importantes;

- *Dimensiones del eje (diámetros, longitudes, etc.).*
- *Acciones (flechas, momentos, etc.).*
- *Material.*

Además para dicho cálculo nos podemos regir en dos criterios como son;

- *Rigidez.*
- *Resistencia.*

El criterio de rigidez se basa mayormente en la torsión del material. Mientras el criterio de la resistencia tiene menos en cuenta la torsión pero se centra en el esfuerzo a tracción y el esfuerzo cortante.

Para proceder a los cálculos de los diámetros debemos dirigirnos en primer lugar a la normativa de Det Norske Veritas, Pt4 Ch4 Sec1 B208, en la que nos hace referencia a este apartado, en el cual debemos cumplir una serie de requisitos;

El diámetro (D) del eje debe cumplir lo siguiente;

$$D = 100 * K * \sqrt[3]{\frac{P}{n} * \frac{560}{\sigma + 160}}$$

D, diámetro mínimo del eje (mm)

N = 160 r.p.m (revoluciones del eje)

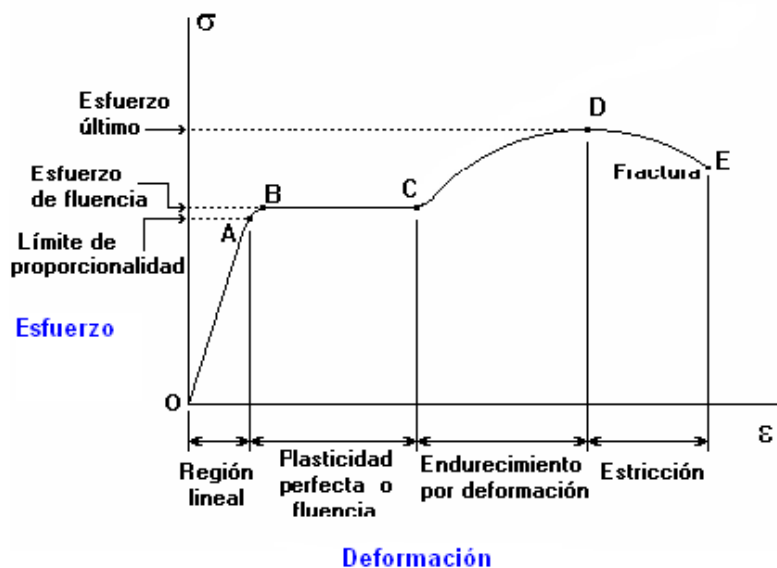
P = 2 * 8400 * 0,95 = 15960Kw

Eje intermedio; K= 1

Eje bocina; K = 1,15

Eje portahélice; K = 1,22

A continuación veremos la gráfica de esfuerzo – deformación del acero del eje;



σ_b (D) Será la tensión de tracción a la rotura del eje del acero

σ_y (B) Será la tensión de fluencia de eje del acero.

Estos esfuerzos de tensión son medidos en MPa, (N/mm²)

La normativa nos exige que el acero a emplear tenga unos valores de carga máxima y de tensión de fluencia, estos son;

- Tensión de fluencia del acero debe de tener un valor mínimo de 295 (N/mm²).
- Tensión a la rotura del acero debe de tener un valor mínimo de 560 (N/mm²).

Para nuestro proyecto hemos escogido para el eje un acero con unos valores de tensión;

- **Tensión de fluencia; 300 (N/mm²)**
- **Tensión a la rotura; 600 (N/mm²)**

Una vez obtenidas las variables necesarias podemos obtener un valor mínimo teórico en los diferentes tramos. Son valores importantes, ya que no se pueden bajar en ninguna situación.

$$D = 100 * K * \sqrt[3]{\frac{P}{n} * \frac{560}{\sigma + 160}}$$

Con los siguientes datos;

K (factor)	P (Kw)	N (rpm)	TENSION R. (N/mm²)	D (mm)
1	15 960	160	600	418,88
1,15	15 960	160	600	481,72
1,22	15 960	160	600	511,04

Los fabricantes tienen determinado la elaboración de los ejes con medidas estándares, estas medidas son múltiplos de 10, además los valores se deben de estimar siempre por encima del valor que nos da los resultados. Con todo esto hemos determinado los diámetros definitivos;

- **Diámetro intermedio => 420mm**
- **Diámetro bocina => 490mm**
- **Diámetro portahélice => 520mm**

2.1.2 DIAMETROS INTERIOR (REGLA DEL 40%)

Como se comento anteriormente, nuestro fabricante nos exige un determinado diámetro interior, y además que este sea de 130mm. Para averiguar si este valor es permitido teniendo en cuenta los diámetros exteriores de nuestra línea, la DNV nos hace aplicar la regla del 40%.

$$D < 0,4 * D$$

Esta regla nos dice que dos ejes, uno hueco y otro macizo, con el mismo diámetro exterior y del mismo material, transmitirán el mismo par torsor, siempre que el diámetro interior del eje no sea superior al 40% del diámetro exterior de dicho eje. Por lo tanto si lo cumple el eje tendrá las mismas propiedades mecánicas.

Por lo tanto cogeremos el eje de menos diámetro y le calcularemos el 40%, este eje será el intermedio, que tiene un diámetro de 420mm. El 40% de 420 es 168 mm. Todo valor menor de los 168mm puede ser válido. Por lo tanto no tendremos ningún tipo de problema con los 130mm que nos exigía el fabricante.

2.2 ESFUERZOS TANGENCIALES ASOCIADOS

2.2.1 PAR MOTOR

El par motor es la fuerza que es capaz de ejercer un motor en cada giro. Es una magnitud muy importante ya que todos los elementos mecánicos deben de soportar dicha fuerza. A continuación calcularemos el valor;

$$T = 9,55 * P/n$$

$$\text{Potencia} = 2 * 8400 * 0,95 = 15\ 960\text{Kw}$$

$$N = 160\ \text{rpm}$$

$$T = 952,61\ \text{KNm.}$$

2.2.2 ESFUERZO CORTANTE MAXIMO

La fuerza de cortante o esfuerzo cortante es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal del eje. Lo calcularemos a la más alta tensión al que pueda estar sometido, tal y como indica la sociedad de clasificación, para trabajar con más seguridad. Lo tendremos que aplicar a todos los tramos.

Para el eje hueco la expresión queda establecida en;

$$\tau = 16 * T * D / \pi * (D^4 - d^4)$$

$$T = 952610000\ \text{Nmm}$$

D= Según el eje.

d= 130mm. (Diámetro interior)

Los resultados de dichas operaciones son las siguientes;

$$\text{Esfuerzo cortante eje interm.} \Rightarrow 66,09\ \text{N/mm}^2$$

$$\text{Esfuerzo cortante eje bocina} \Rightarrow 41,44\ \text{N/mm}^2$$

$$\text{Esfuerzo cortante eje portahélice} \Rightarrow 34,63\ \text{N/mm}^2$$

El valor máximo se ha establecido en **66,09 N/mm²**, por lo tanto este es el valor máximo al que el eje puede someterse a torsión.

2.2.3 CARGA DE ROTURA

La carga de rotura es el esfuerzo máximo en el cual se produce la rotura del material. Se calcula de la siguiente manera;

$$\tau_{\text{rotura}} = \frac{\sigma_b}{\sqrt{3}}$$

$$\tau_{\text{rotura}} = 346,4 \text{ N/mm}^2$$

2.2.4 ÁREA DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL (A)

Para el cálculo de las secciones transversales de los distintos ejes utilizaremos los diámetros originales, los cuales emplearemos en el proyecto.

Para este cálculo debemos emplear la siguiente formula;

$$A = \pi (D^2 - d^2) / 4$$

Con los diámetros;

- Diámetro intermedio => 420mm
- Diámetro bocina => 490mm
- Diámetro portahélice => 520mm

$$\text{Área transversal eje interm.} \Rightarrow 125271,00\text{mm}^2 \sim 0,125271\text{m}^2$$

$$\text{Área transversal eje bocina} \Rightarrow 175300,87\text{mm}^2 \sim 0,17530087\text{m}^2$$

$$\text{Área transversal eje portahélice} \Rightarrow 199098,43\text{mm}^2 \sim 0,19909843\text{m}^2$$

2.2.5 MOMENTO DE INERCIA AXIAL (IAXIAL)

El momento axial nos da una idea sobre como se comporta la masa con respecto al eje. Para este cálculo utilizaremos la siguiente formula;

$$I_{axial} = \pi * \frac{(D^4 - d^4)}{64}$$

Iaxial eje interm. => 1513430354,06 mm⁴ ~ 0,00151343035406 m⁴

Iaxial eje bocina => 2815770225,504 mm⁴ ~ 0,00281577022540 m⁴

Iaxial eje portahélice => 3575061263,07 mm⁴ ~ 0,00357506126307 m⁴

2.2.6 PESO POR METRO

Para conocer el peso por metro del eje es preciso conocer la densidad del acero que se emplea.

El acero tiene una densidad de **7850kg/m³**. Para su calculo emplearemos la formula siguiente;

$$\text{PESO; } A * \rho * L$$

Peso por metro de eje interm. => 983,3773kg/m

Peso por metro de eje bocina => 1376,1118kg/m

Peso por metro de eje portahélice => 1562,9226kg/m

3 CÁLCULO DE UNIONES DE EJES DE TRANSMISIÓN

3.1 UNIÓN EJE-REDUCTOR CON BRIDA EMPERNADA.

3.1.1 DATOS GENERALES

Nuestro eje va conectado al reductor mediante una brida, la cual será empernada. Para esto debemos realizar el calculo a cada uno de los elementos que la integran, teniendo en cuenta todos los factores que puedan tener importancia en la transmisión de potencia.

Este tipo de brida es la más común en la construcción naval. Es una conexión muy simple en la cual se enfrentan los dos platos (eje-reductor) y se le realiza unos taladros pasantes en los que irán ajustados los pernos.

El diseño de las bridas se realiza suponiendo las condiciones más desfavorables, es decir, cuando el motor transmite el par a esfuerzo cortante, por lo tanto el par se transmite por los pernos. En este caso no se tienen en cuenta la fricción debido al tipo de unión.

Las bridas tienen una superficie totalmente plana y paralelas entre si.

Los pernos transmiten el par torsor trabajando a esfuerzo cortante.

En nuestro caso nuestro motor proporciona un par torsor de 952.61 KNm. Como nos indica nuestra sociedad de clasificación la brida nos debe proporcionar una par torsor de al menos un 30% superior al que proporciona.

$$M_t = T * 1,3 = 953 * 1.3 =$$

$$M_t = 1239 \text{ KNm}$$

Una vez calculada las dimensiones del plato que requiere el eje se le hará saber al fabricante del reductor, ya que deberá de tener las mismas características.

Normalmente estos elementos se fabrican con unas características con mayor calidad que la del eje, por eso el plato del reductor podría tener un menor espesor. Para este proyecto se ha considerado los platos del mismo tipo de acero.

El material del plato de la brida es del mismo que el del eje ya que se encuentra mecanizado sobre él, en cambio el material de los pernos es de una calidad superior al usado en el eje.

Los aceros son de características muy similares pero con una pequeña ventaja en el perno. Para calidades muy parecidas se puede emplear una simple regla de tres para calcular el esfuerzo máximo al que debe de ser sometido. Este procedimiento solo es valido para aceros muy similares.

Tenemos los siguientes valores;

EJE

Carga máxima = 600 N/mm²

Esfuerzo cortante máximo = 66,09 N/mm²

PERNOS

Carga máxima = 640 N/mm²

Esfuerzo cortante máximo = 70,45 N/mm² (Según lo siguiente).

El esfuerzo cortante máximo del perno lo calcularemos realizando una simple regla de tres con los valores del eje. Este procedimiento lo podemos realizar con aceros muy similares;

$$\tau = (66,09 * 640) / 600 = 70,45 \text{ N/mm}^2$$

3.1.2 ESPESOR DE LA BRIDA

Según la sociedad de clasificación DNV pt.4 Ch.4 Sec.1 B300 se establece el espesor de la brida como:

$$t = \frac{d}{4 \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r}{d}\right)^2}$$

En el cual;

“**d**” es el diámetro teórico mínimo del eje, su valor es de **d= 418,88 mm**,

“**r**” es el filete de unión entre el eje y el plato de la brida. Este valor se saca de la tabla DNV, se encuentra en Pt.4 Ch.4 Sec.1 B206. En dicha tabla se tiene que entrar con el valor de 600 N/mm² y un factor de concentración de esfuerzo **K1 menor que 1,05**.

En este caso K1 tomará el valor; **K1 = 1,00**.

Con los datos anteriores se pueden calcular el “r”, que sale de la expresión que se encuentra en la tabla del apartado mencionado en DNV:

$$r/d > 0,16$$

Por tanto el valor del radio es;

$$r > 0,16 * d = 0,16 * 418,88 = 67\text{mm}$$

$$\mathbf{r = 67\text{mm}}$$

Ya tenemos los valores necesarios para obtener el espesor de la brida. A continuación emplearemos la formula anteriormente descrita, por lo tanto tenemos;

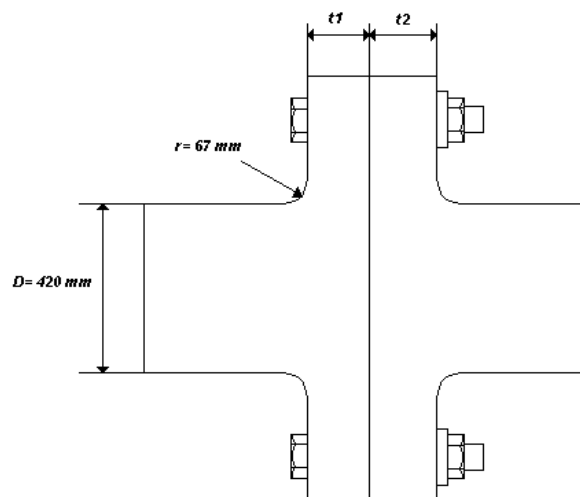
$$\mathbf{t = 60,10\text{mm}}$$

Este espesor no es el definitivo ya que tenemos que estimar el grado de ajuste de la brida. En nuestro caso su ajuste es de **75%**. Tenemos que hacer un inciso ya que las bridas tendrán espesores diferentes, el del eje t_1 , y el del reducto t_2 . Decir que uno de los platos tendrá 3 mm más que el otro, para corregir pequeñas barrigas que puedan surgir en el mecanizado y roscado de los tornillos.

Finalmente tendremos los siguientes espesores;

$$t_1 = (60,10/0,75) = 81\text{mm}$$

$$t_2 = (60,10/0,75) + 3 = 84\text{mm}$$



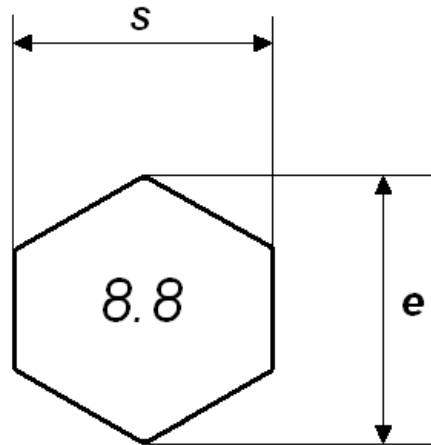
3.1.3 TORNILLOS

Los pernos tendrán un material con una calidad superior al empleado en la fabricación de la brida. Para ello el acero que se tomará tendrá una carga de tensión de rotura a tracción de 640 N/mm². Se ha decidido este valor gracias a las normas DIN, y más concretamente a la DIN 931 que nos dice lo siguiente;

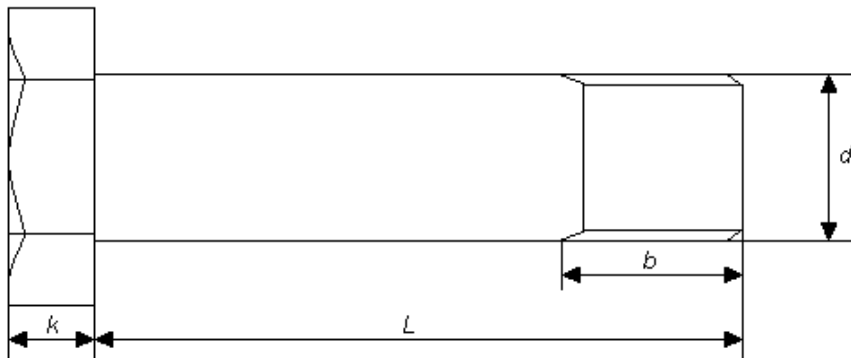
8.8 only up to M39.

Estas cifras significan lo siguiente;

$$8 * 8 * 10 = 640 \text{ N/mm}^2$$



De los diámetros existentes finalmente se ha decidido seleccionar los pernos de 48mm (M48). A continuación expondremos las dimensiones de los tornillos.



Las dimensiones del perno tendrán los siguientes valores,

$$d = 48\text{mm}$$

El valor de b es la longitud de rosca del perno. La magnitud de esta para cada uno de los pernos vendrá determinada por;

$$b = L - 2 * t1 = 220 - 2 * 81 = 58\text{mm}$$

$$\mathbf{b = 58\text{mm}}$$

La longitud del perno L vendrá determinada por;

- Espesor de la brida.
- Espesor de la tuerca.
- Espesor de la arandela.

$$L > t1 + t2 + S \text{ arandela} + m \text{ (tuerca)}$$

$$L > 81 + 84 + 8 + 38 = 211\text{mm}$$

$$\mathbf{L = 211\text{mm}}$$

Según las tablas DIN 931 el valor más próximo que se fabrica es con una longitud de 220 mm, así que será el que tomaremos, en resumen los valores serán los siguientes;

$$\mathbf{L = 220\text{mm}}$$

$$\mathbf{K = 30\text{mm}}$$

$$\mathbf{S = 75\text{mm}}$$

$$\mathbf{e = 83.91\text{mm}}$$

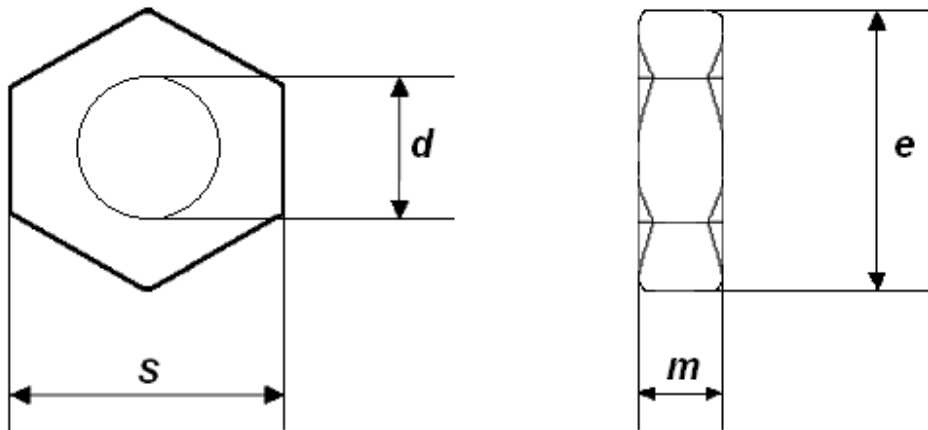
El peso cada 1000 piezas es de 4010kg.

La sociedad nos establece en el apartado Pt.4 Ch.4 Sec.1 B302 que al menos el 60% de la circunferencia del círculo de centro de pernos debe ser material de la brida. Esta norma nos dirá el número de tornillos necesarios. El número será de **24**.

Resaltar que los pernos entrarán en la brida con apriete, ya que con huelgo la potencia no se transmitirá el par necesario.

3.1.4 TUERCAS

Las tuercas se escogerán según la norma DIN 934, en esta se establece las dimensiones de las tuercas para los tornillos seleccionados;



$$e = 83,91\text{mm}$$

$$S = 75\text{mm}$$

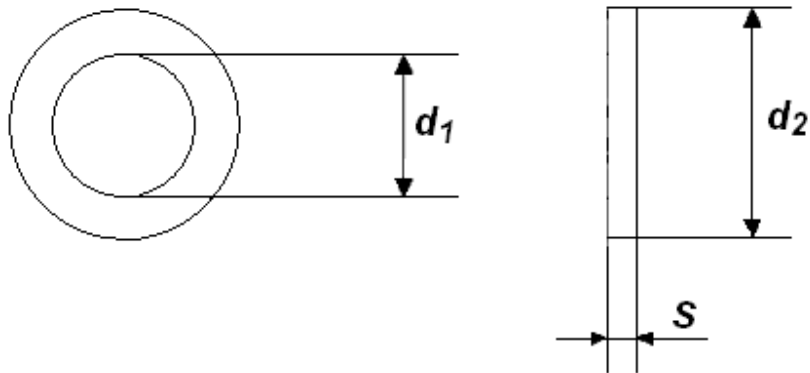
$$m = 38\text{mm}$$

$$d = 48\text{mm}$$

El peso cada 1000 piezas es de 977kg.

3.1.5 ARANDELAS

Para las arandelas nos regiremos a la norma DIN 125, sus dimensiones serán las siguientes;



$$d_1 = 50\text{mm}$$

$$d_2 = 92\text{mm}$$

$$s = 8\text{mm}$$

El peso cada 1000 piezas es de 294kg.

3.1.6 NUMERO DE PERNOS

Tal y como dijimos anteriormente una de las condiciones de la Sociedad de Clasificación es que al menos el 60 % de la longitud de la circunferencia de centro de pernos debe ser de material de brida. Para cumplir este apartado hemos tomado como longitud ocupada con pernos del 38 % de la longitud de la circunferencia. Por lo tanto tenemos los siguientes;

$$\mathbf{38\% L_c = N * d \text{ perno}}$$

L_c = longitud de la circunferencia de centro de pernos.

N = número de pernos (24 pernos)

d_{perno} = diámetro del perno (48mm)

Así pues tenemos lo siguiente;

$$38\% L_c = N * d \text{ perno} \Rightarrow 38\% L_c = 24 * 48 =$$

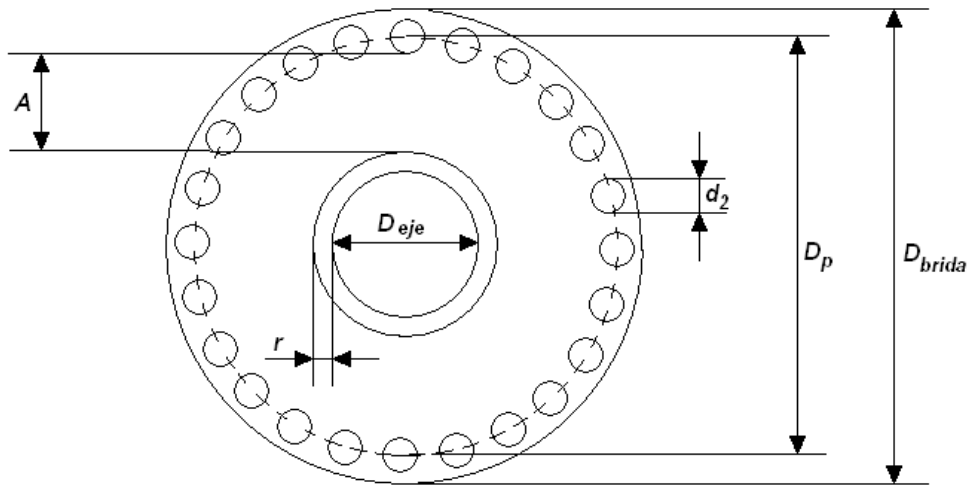
$$L_c = (1152 * 100) / 38 = 3031,5789\text{mm}$$

Con este dato podemos obtener el diámetro centro de pernos;

$$L_c = \pi * D_p; D_p = L_c / \pi = 3031.5789 / \pi = 964.98155\text{mm}$$

$$\mathbf{D_p = 965mm}$$

$$\mathbf{L_c = 3031,5789mm}$$



El diámetro de la brida (D_{brida}) quedará considerado con la suma de las siguientes medidas;

$$D_p = 965\text{mm}$$

$$D_2 = 92\text{mm}$$

La distancia que hay entre el final de la arandela hasta el final la brida será de 5 mm, por lo tanto tenemos 10 mm, que será que consideraremos para determinar el diámetro final de la brida.

$$D_{brida} = D_p + d_2 + (2 * 5) = 1067\text{mm}$$

$$\mathbf{D_{brida} = 1067\text{mm}}$$

A continuación comprobaremos si el numero de pernos que hemos determinado es capaz de transmitir todo el par que se requiere que en nuestro caso es $953 * 1.3 = 1239$ KNm. Se comprobará gracias a la siguiente expresión;

$$F_c = N * \tau_p * \pi * d^2/4$$

F_c = esfuerzo cortante que soportan N pernos (N).

τ_p = tensión cortante permitida al perno (70,45 N/mm²).

N = 24 pernos.

d = diámetro del perno (48mm)

$$F_c = 3059599,599 \text{ N} = 3059,6 \text{ KN}$$

M_t = es el par que pueden transmitir los N pernos trabajando a esfuerzo cortante (KNm).

Con la siguiente expresión comprobaremos que el resultado de fuerza cortante obtenido anteriormente es suficiente para que los pernos puedan soportarlo.

$$M_t = F_c * D_p / 2$$

M_t = es el par que pueden transmitir los N pernos trabajando a esfuerzo cortante (KNm).

$$M_t = 3059,6 * 0,956 / 2 =$$

$$M_t = 1476,257 \text{ KNm}$$

El par proporcionado por nuestros motores era de 953 KNm, nuestra Sociedad de Clasificación nos exigían que nuestra unión fuera capaz de proporcionar un 30% de par torsor más, lo que nos hace llegar hasta un mínimo de 1239 KNm. En nuestro caso los 24 pernos nos podrá transmitir un par de 1476,257 KNm, tendremos un factor seguridad suficiente. Por lo tanto en nuestro caso el número de pernos **es correcto**.

El factor de seguridad referido a nuestro motor será de;

$$F_s = 1476,257 / 953 = 1,55$$

$$F_s = 1,55$$

3.1.7 PESO DE LA BRIDA

Para calcular el peso de la brida tendremos que tener en cuenta el peso del plato acoplado al eje, el peso de la mitad de los pernos y el supuesto peso del material que formaría el filete que se encuentra entre el eje y la brida.

Peso brida = peso de plato + peso mitad de pernos + peso filete eje-plato

Peso de plato; se calculará con el volumen del cilindro que forma el plato (altura = t1 = 81mm y el diámetro que será 1067mm), restándole los agujeros de los pernos y el tramo de eje correspondiente. A esto lo tendremos que multiplicar por la densidad del acero (7847 kg/m³).

$$\text{Peso plato} = \{ \text{Vol. Plato} - (\text{Vol. Pernos} * 24) - \text{Vol. Eje} \} * 7847 =$$

$$\text{Vol. Plato} = \pi * r^2 * L = \pi * 533,5^2 * 81 = 72427540.743 \text{mm}^3$$

$$\text{Vol. Pernos (24)} = \pi * r^2 * L * 24 = \pi * 24^2 * 81 * 24 = 3517779.52 \text{mm}^3$$

$$\text{Vol eje} = \pi * r^2 * L = \pi * 210^2 * 81 = 11222083.12 \text{mm}^3$$

$$\text{Vol. plato} = (72427540.743 - 3517779.52 - 11222083.12) = 57687678.1 \text{mm}^3$$

$$\text{Peso plato} = 0.057687678 * 7847 = \mathbf{452.67Kg}$$

Para calcular el peso del filete lo realizaremos averiguando el volumen y multiplicarlo por la densidad de acero;

$$\text{Vol. filete} = 1142311.36 \text{ mm}^3 = 0.001142311 * 7847 = 8.96$$

$$\text{Peso filete} = \mathbf{8,96Kg}$$

El peso de los pernos los estableceremos ayudándonos con la norma DIN, donde nos establece que 1000 pernos pesan 4010Kg., únicamente tendremos que realizar una regla de tres para calcular el resultado;

$$\text{Peso de pernos} = (12 * 4010) / 1000 =$$

$$\text{Peso de pernos} = \mathbf{48,12kg}$$

Este peso será utilizado en el apartado “Situación de los apoyos”;

$$\text{Peso de brida} = 452,67 + 8,96 + 48,12 = 509,75\text{Kg} = 49,9 \text{ KN}$$

3.1.8 RESUMEN DE VALORES OBTENIDOS

- **Dbrida = 1067mm**
- **Dp = 965mm**
- **N = 24 pernos**
- **Dperno = 48mm**
- **Fc = 3059,6 KN**
- **Lc = 3031,5789mm**
- **r = 67mm**
- **Deje = 420mm**
- **A = 166,5mm**
- **$\tau_p = 70,45 \text{ N/mm}^2$**
- **Mt = 1476,257 KNm**
- **Darnadela = 92mm**
- **Fs = 1,55**
- **$\beta = 15^\circ$ (ángulo separación entre pernos)**
- **$\beta = 360 / 24 = 15^\circ$**

3.2 UNIÓN EJE-REDUCTOR CON BRIDA EMPERNADA.

Este acoplamiento se realizará al igual que la forma anterior mediante la BRIDA EMPERNADA. Por lo tanto se tendrá que mecanizar el plato correspondiente de la brida en el eje. Este caso el fabricante nos determinará las dimensiones y propiedades necesarias para esta brida, ya que este conoce todas las características de la línea.

Le hélice es el elemento más importante de la línea de propulsión, por lo tanto se entiende que determinará las características de la brida y no será únicamente la línea la que lo determine.

Tras la aclaración se considera que el acoplamiento EJE-HELICE queda realizado, y que además cumple con las normas establecidas.

4 SELECCIÓN DE LOS ACOPLAMIENTOS

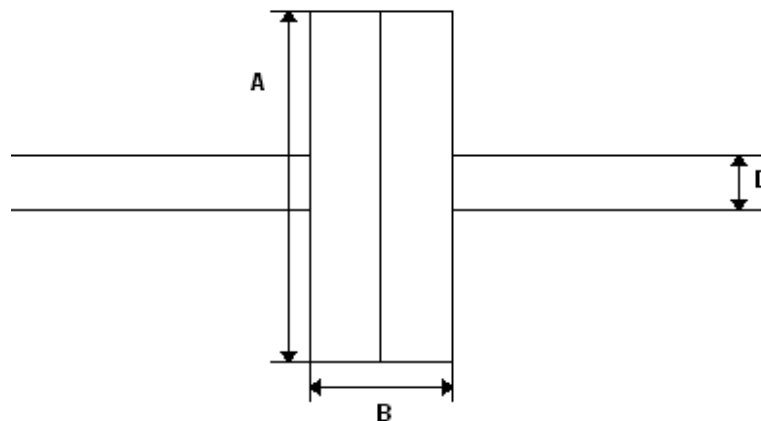
4.1 TIPO DE ACOPLAMIENTOS

Para la selección de las uniones de los ejes de transmisión veremos los tipos que vamos a utilizar. Tenemos una gran variedad de acoplamientos para elegir, por lo tanto estudiaremos cuales nos favorecen más, y hacer la mejor elección posible.

Una de las propiedades, la cual, le tomaremos una gran importancia es la HIDRODINÁMICA de la unión, esta propiedad quedará establecida entre los cocientes;

$$A / B$$

Así mismo cuanto mayor sea el cociente entre ambos valores, mejor será la hidrodinámica del acoplamiento.



Entre los tipos más comunes de uniones que se usan en este tipo de líneas son las que podré a continuación;

- Bridas empernadas.
- Uniones de formas.
- Manguitos de interferencia.

A continuación explicaremos más entretenidamente los 3 tipos;

4.1.1 BRIDAS EMPERNADAS

En la figura anterior tenemos una posible representación gráfica del tipo de brida “empernada”, se observa como no tiene una figura especialmente hidrodinámica. Por lo demás es un acoplamiento bastante efectivo. Por lo comentado anteriormente preferimos descártalo y estudiar otras alternativas.

4.1.2 UNIONES DE FORMA

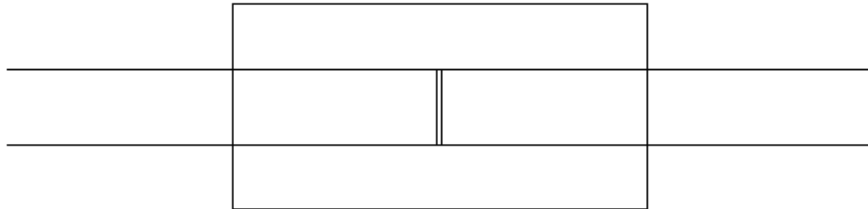
Este tipo de acoplamiento es muy efectivo hidrodinámicamente hablando, pero tiene el inconveniente de que se tendría que quitar una sección al eje para hacer el acoplamiento macho – hembra, por lo tanto al reducir dicha sección, el eje no cumpliría con las normas de la sociedad DNV. La única manera que tenemos para utilizar este tipo es aumentando el diámetro, para que así cuando se le tenga que mecanizar, no se tenga problema respecto al diámetro mínimo. Este tipo además tiene el inconveniente, que cuando hallan esfuerzos contrarios a los eje se descolocaría, por lo tanto se debería poner un pasador para aguantarlos.

Así que consideramos que este tipo no es el más adecuado, porque tendríamos un mayor peso y ocuparía mas espacio

4.1.3 MANGUITOS DE INTERFERENCIA

Este tipo de acoplamiento es el que se observa más eficiente respecto al comportamiento y propiedades tal y como veremos a continuación, por lo tanto será el seleccionado para la elaboración de nuestra línea.

A simple vista se observa un acoplamiento con un comportamiento hidrodinámico muy bueno;



Para este tipo de acoplamiento tenemos que tener muy en cuenta el par nominal. Ya que en construcción naval, según la Sociedad de Clasificación, el acoplamiento debe de soportar al menos un 30% del par nominal que proporciona el motor. En nuestro caso el motor nos proporciona un par de 952,61 KN/m. Si le añadimos dicho factor tenemos;

$$M_n = 1,30 * 952,61 = 1238,393 \text{ KNm}$$

A la hora de realizar el estudio de pesos hay que considerar el manguito como una carga repartida a lo largo de la longitud, en kg por metro.

4.2 NÚMERO DE ACOPLAMIENTOS

Nuestra línea de ejes tendrá una longitud de 33484mm. Para este tipo de ejes se mecanizan para trabajos de hasta aproximadamente de 14000mm, por lo tanto tendremos que dividir el eje en diferentes tramos.

Tras un largo estudio se llega a la conclusión de colocar dos uniones, por lo tanto nuestra línea de ejes se dividirá en 3 tramos. En el plano de disposición general se puede apreciar los diferentes elementos.

- Tramo eje intermedio; 11350mm
- Tramo eje bocina; 12650mm
- Tramo eje portahélice; 9484mm

Las dos uniones entre ejes se harán en tramos de la misma sección para facilitar el trabajo. Como dijimos estas uniones estarán formado por manguitos de interferencia, que en nuestro caso serán de;

- Unión para eje 490mm.
- Unión para eje 520mm.

4.3 ACOPLAMIENTOS SELECCIONADOS

Nuestros acoplamientos seleccionados serán unos manguitos de interferencia OKC, del fabricante OVACO COUPLINGS AB.

Del catalogo seleccionaremos los acoplamientos precisos, para ello tendremos que tener en cuenta las características de los ejes (diámetros, par torsor...). Los acoplamientos a utilizar serán;

- OKC 490.
- OKC 520.

Según establece la Sociedad de Clasificación (DNV) en el apartado Pt.4 Ch.4 Secc.1 B401, esto acoplamientos deben de tener en cuenta unos factores de seguridad. La sociedad dice que para acoplamientos que se encuentra dentro del casco del buque debemos emplear un factor de 1,8, para los acoplamientos que se encuentran en el mar se le aplicará 2,0. Nuestros acoplamientos tendrían los siguientes valore;

Para el acoplamiento 490 un factor de seguridad de 1,8.

Para el acoplamiento 520 un factor de seguridad de 2,0.

Tras estos factores, que nos darán unos valores, la Sociedad de Clasificación nos establece que como mínimo debe de ser capaz de transmitir un 30% más del par máximo de la instalación (952,61 KN/m).

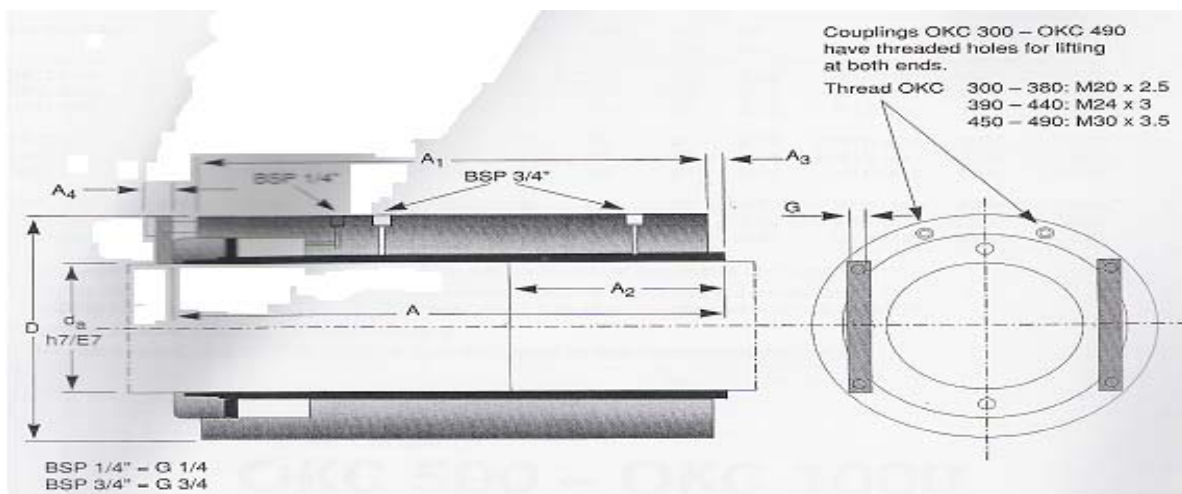
$$\text{OKC 490} \Rightarrow 1,8 * 953 = 1715,4 \text{ KNm} < 3060 \text{ KNm}$$

$$\text{OKC 520} \Rightarrow 2,0 * 953 = 1906 \text{ KNm} < 3660 \text{ KNm}$$

A continuación tenemos la tabla de los acoplamientos OKC, en esta tenemos los tipos de acoplamientos, con sus dimensiones y características más importantes. Además también tenemos en una figura sus dimensiones.

OKC 410 – OKC 490

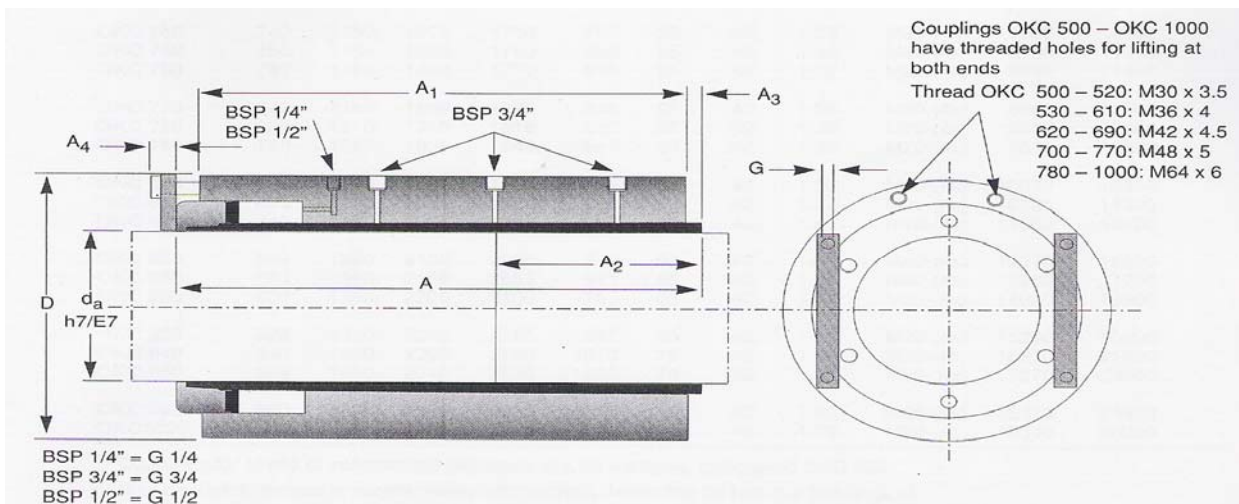
Designation ¹⁾	d _a mm	D mm	A mm	A ₁ mm	A ₂ mm	A ₃ ²⁾ mm	A ₄ mm	Δ ³⁾ mm	G	Mass kg	M _t max. ⁴⁾ kNm
OKC 410	410	660	1028	975	440	30	27	0.66	M16-(4x)	1580	1800
OKC 420	420	680	1053	995	450	30	27	0.67	M16-(4x)	1730	1930
OKC 430	430	690	1073	1015	460	30	27	0.69	M16-(4x)	1800	2070
OKC 440	440	710	1098	1040	470	30	27	0.69	M16-(4x)	1960	2220
OKC 450	450	720	1123	1065	485	35	27	0.74	M16-(4x)	2050	2370
OKC 460	460	740	1148	1085	495	35	27	0.74	M16-(4x)	2200	2530
OKC 470	470	750	1170	1110	505	35	27	0.77	M16-(4x)	2290	2700
OKC 480	480	760	1195	1135	515	35	27	0.80	M16-(4x)	2360	2880
OKC 490	490	780	1215	1155	525	35	27	0.81	M16-(4x)	2530	3060



OKC 500 – OKC 520

Designation ¹⁾	d_a mm	D mm	A mm	A_1 mm	A_2 mm	A_3 ²⁾ mm	A_4 mm	Δ ³⁾ mm	G	Mass kg	M_t max. ⁴⁾ kNm
OKC 500	500	790	1240	1175	535	35	42	0.84	M20-(4x)	2610	3250
OKC 510	510	810	1265	1200	545	35	42	0.86	M20-(4x)	2820	3450
OKC 520	520	830	1290	1225	560	40	42	0.86	M20-(4x)	3060	3660

Continued



Los acoplamientos que han sido seleccionados serán fabricados con materiales de muy alta calidad, por lo que tendrá un elevado coste. Dicho esto, explicar que a menor dimensiones de la pieza, menor peso y por lo tanto el precio será menor, por lo que intentaremos rebajarlo todo lo posible.

Mediante la expresión expuesta a continuación y resolviéndola con algunos cálculos resolveremos cual será la longitud del acoplamiento.

$$M_t = P * C_f * \pi * L * d^2$$

A continuación definiremos cada factor de la fórmula;

M_t ; es el momento torsor máximo que debe transmitir el acoplamiento, en nuestro caso será de;

OKC 490 => 1715,4 KNm

OKC 520 => 1906 KNm

P ; es la presión del manguito, que es un valor fijo.

D ; es el diámetro del manguito para el que está diseñado, que será un valor fijo.

C_f ; coeficiente de fricción entre el eje y el manguito, que será un valor fijo.

L ; es la longitud mínima necesaria para transmitir el par requerido.

Tenemos;

$$L = M_t / P * C_f * \pi * d^2$$

Dicho lo anterior se sabe que el divisor es constante, así que calcularemos la longitud de ambos acoplamientos.

4.3.1 ACOPLAMIENTO OKC 490

El acoplamiento especificado en el catálogo nos especifica que mide ($L = 1215$ mm) y puede transmitir un par de 3060 KN/m. Con esto calculamos la constante y sustituimos para calcular la longitud del manguito que se necesita. El momento torsor máximo será el calculado anteriormente.

$$\text{Constante} = M_t / L = 3060 / 1215 = 2,518$$

Sustituyendo;

$$L = 1715,4 / 2,518 = 681,25\text{mm} \sim 690\text{mm}$$

El peso del acoplamiento es de 2350kg para una longitud de 1215 mm, por lo tanto lo calculamos;

$$P = (681,25 * 2530) / 1215 = 1418,56\text{Kg}$$

Además calcularemos el área transversal y el momento inercia axial;

$$A \text{ tranv.} = \pi (D^2 - d^2) / 4 = \pi (780^2 - 490^2) / 4 \Rightarrow 289115,5 \text{ mm}^2 \sim 0,2891155\text{m}^2$$

$$I \text{ axial} = \pi * \frac{(D^4 - d^4)}{64} = 15339933051,6 \text{ mm}^4 \sim 0,015339933051 \text{ m}^4$$

4.3.2 ACOPLAMIENTO OKC 520

Para este acoplamiento seguiremos los mismos pasos para calcular la longitud del acoplamiento y el peso;

$$\text{Constante} = Mt / L = 3660 / 1290 = 2,837$$

Sustituyendo;

$$L = 1906 / 2,837 = 671,83\text{mm} \sim 680\text{mm}$$

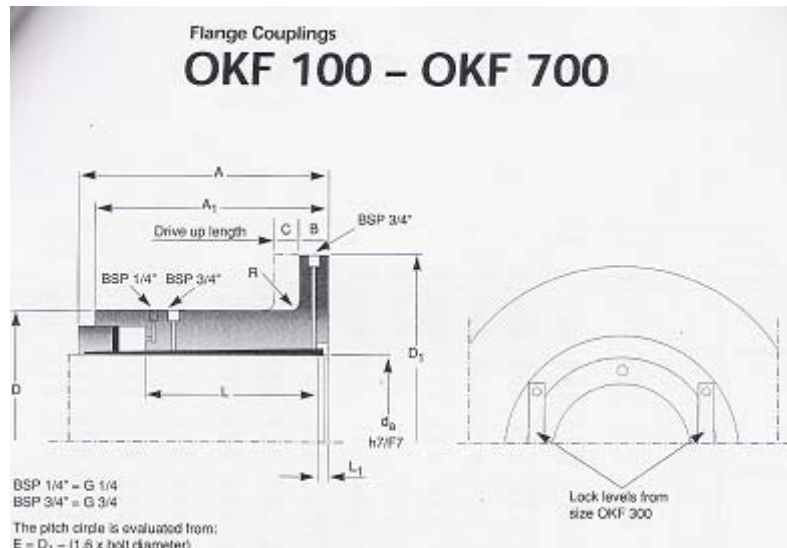
El peso del acoplamiento es de 3060kg para una longitud de 1290 mm, por lo tanto lo calculamos;

$$P = (671,83 * 3060) / 1290 = 1593,64\text{Kg}$$

$$A_{\text{transv.}} = \pi (D^2 - d^2) / 4 = \pi (830^2 - 520^2) / 4 \Rightarrow 328689,13 \text{ mm}^2 \sim 0,3286891 \text{ m}^2$$

$$I_{\text{axial}} = \pi * \frac{(D^4 - d^4)}{64} = 19706967733,41 \text{ mm}^4 \sim 0,019706967733 \text{ m}^4$$

El acoplamiento seleccionado para el eje intermedio - reductor será de la misma casa que los anteriores, este será un acoplamiento tipo OKF 420, ya que el eje seleccionado será de 420mm. A continuación lo describiremos;



4.3.3 ACOPLAMIENTO OKF 420

$$\text{Constante} = M_t / L = 1930 / 672 = 2,872$$

$$\text{OKF 420} = 953 * 1,8 = 1715,5 < 1930 \text{ KNm}$$

Sustituyendo;

$$L = 1715,5 / 2,872 = 597,31 \text{ mm} \sim 600 \text{ mm}$$

$$\text{Peso; } (600 * 1070) / 672 = 955,46 \text{ Kg}$$

$$A \text{ transv.} = \pi (D^2 - d^2) / 4 = \pi (640^2 - 420^2) / 4 \Rightarrow 183154,85 \text{ mm}^2 \sim 0,1831548 \text{ m}^2$$

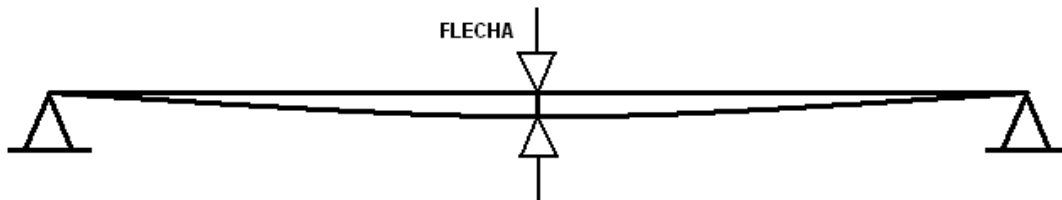
$$I \text{ axial} = \pi * \frac{(D^4 - d^4)}{64} = 8082493229,61 \text{ mm}^4 \sim 0,0080824932296 \text{ m}^4$$

En resumen nuestros manguitos serán;

MANGUITO	Fs	L (mm)	PESO (Kg)	PESO (Kg/m)	PAR (KNm)	A (m ²)	I ax. (m ⁴)
OKC 490	1,8	690,00	1418,56	2082,34	1715,4	0,2891155	0,0153399
OKC 520	2,0	680,00	1593,64	2372,08	1906	0,1831548	0,0197069
OKF 420	1,8	600,00	955,46	1592,43	1715,5	0,1831549	0,0080249

5 DISTANCIAS ENTRE APOYOS

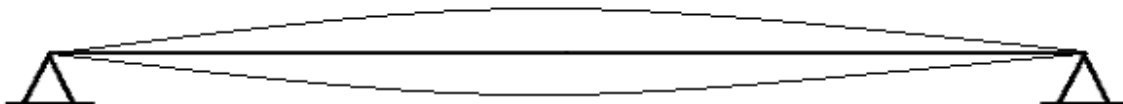
Tras la experiencia de muchos años en estudios de colocación de apoyos, se ha llegado a la conclusión de que en la construcción naval la flecha máxima admitida será de **1mm**. La flecha es la deformada que se produce en el eje con el movimiento de rotación del eje.



Se intentará tener los apoyos lo más separado posible, ya que esto dejará absorber los movimientos de *arrufo* y *quebranto* que pueda producirse. Además se intentará emplear el mínimo de apoyos posibles, ya que esto supondrá un gran coste.

Si el diseño de los apoyos no se realiza de manera adecuada podrían producirse unas excitaciones, estas son causa del giro de traslación del mismo eje. Por lo tanto aparece lo que se conoce por *frecuencia de excitación*. Es debido al peso junto a la fuerza centrífuga, ya que son fuerzas muy variadas a las que se le deben de tener muy en cuenta.

A continuación representaremos dicha excitación en un dibujo;



La frecuencia de excitación viene ligada al número de revoluciones. Las revoluciones como se calculó anteriormente queda establecida en 160 R.P.M.

Otros de los conceptos importantes en dicho factor es la frecuencia propia del material (f_p), la cual es distinta en para cada valor de distancia entre apoyos. A cada separación entre apoyos le corresponde una frecuencia propia.

Este fenómeno presenta una grave importancia, ya que podría producirse un efecto muy nocivo en la vida del eje, este es el *efecto resonancia*, es decir, se debe de evitar que la frecuencia de excitación y la frecuencia del propio material coincida, ya que esta suma podría romper el eje.

Para ello la sociedad e clasificación (DET NORSKE VERITAS) en el apartado Ch4 Sec1 G104 establece que la frecuencia propia debe de ser un 30% mayor que la frecuencia de excitación, es decir;

$$F_p > 1,30 * 500/3,125$$

Para calcular la distancia máxima entre los apoyos se debe de tener en cuenta dos aspectos;

- La flecha o la deformada. (δ)
- Velocidad crítica.(N_k)

5.1 VELOCIDAD CRÍTICA

La sociedad seleccionada (DNV) nos establece que la velocidad crítica debe de estar como mínimo por encima del 30% de la frecuencia de excitación más elevada. Por lo tanto tenemos lo siguiente;

$$F_p > 1,30 * 500 / 3,125 = 208 \text{ Rpm} = N_k$$

Esta velocidad será a la que tendrá que girar el eje para que se produzca la *resonancia*.

Resonancia es el fenómeno que se produce cuando un cuerpo capaz de vibrar es sometido a la acción de una fuerza periódica, cuyo periodo de vibración coincide con el periodo de vibración característica de dicho cuerpo.

A continuación tenemos una expresión que relaciona la velocidad crítica con la distancia máxima entre apoyos, es la siguiente;

$$Nk = 300 * \sqrt{\frac{78,3 * E * I_{axial}}{G * L^4}}$$

Tenemos lo siguiente;

L, separación entre apoyos (mm).

G, peso por mm de eje (Kg./mm).

I_{axial}, momento de inercia axial (mm^{exp 4}).

E, modulo de Young (20,6 * 10^{exp 4}).

Nk, velocidad crítica (208 r.p.m.).

Despejando la ecuación tenemos lo siguiente;

$$L = \sqrt[4]{\frac{300^2 * 78.3 * E * I_{axial}}{Nk^2 * G}}$$

D (mm)	D (mm)	Nk (rpm)	E (N/mm ²)	I _{axial} (mm ⁴)	G (Kg/m)	G (Kg/mm)
420	130	208	206000	1513430354	983,3773	0,9833773
490	130	208	206000	2815770225	1376,1118	1,3761118
520	130	208	206000	3575061263	1562,9226	1,5629226

Aplicando estos valores de cada uno de los tramos, obtenemos los siguientes valores de L, estos son supuestamente las longitudes que podría tener el eje teniendo en cuenta la velocidad crítica.

D (mm)	L (mm)
420	15074,635
490	28785,389
520	29598,705

Al emplear estas longitudes en el programa DT BEAM, nos da como resultado unas flechas de más de 20mm, por lo tanto estas longitudes no son admisibles en nuestro proyecto, ya que nos permite un máximo de flecha de 1mm.

5.2 FLECHA (δ).

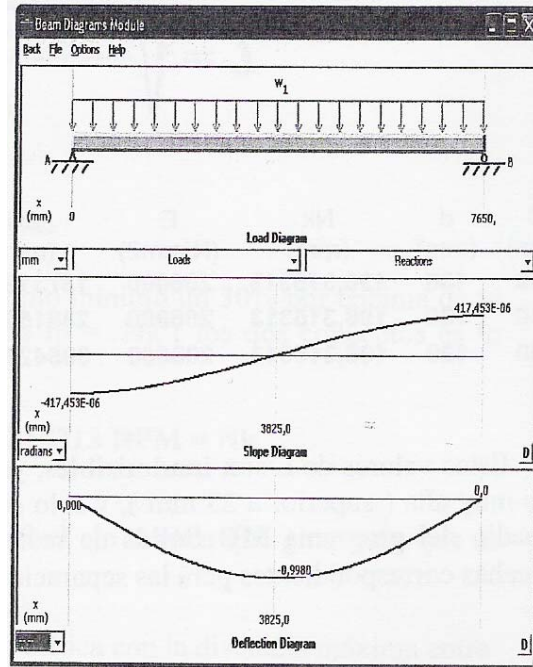
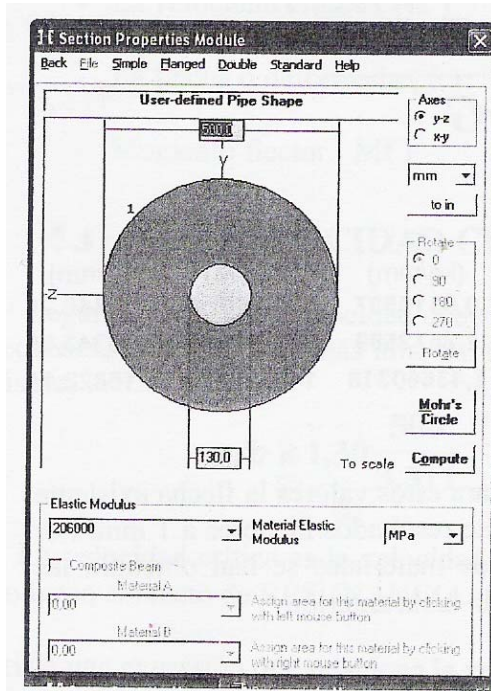
Como dijimos anteriormente la experiencia nos hace saber que la flecha apropiada para los ejes debe de ser menor a 1 mm.

$$\delta < 1\text{mm}$$

En un primer intento para el cálculo de las distancias entre apoyos empleamos programas apropiados para ello como pueden ser “DT BEAM” o “MDSolids”. Éstos nos proporcionan una flecha de más de 23mm. Para lograr reducir este valor hasta una magnitud inferior a 1mm tendremos que acercar los apoyos hasta llegar a una distancia apropiada, y así estar dentro de los valores que se están buscando. Adelante estudiaremos más detenidamente dichos programas, que nos será de una gran ayuda.

A continuación tenemos un claro ejemplo del funcionamiento del programa mencionado anteriormente “MDSolids”, en nuestro caso no ha sido el más utilizado ya que nos hemos regido por el “DT BEAM”, el cual, en mi opinión es más factible. En este se

muestra el diagrama de carga, diagrama de forma, diagrama desviación y los momentos de las cargas.



6 SITUACIÓN DE LOS APOYOS

A continuación estudiaremos uno de los puntos más delicados y más importantes del diseño de la línea, ya que tras este apartado el proyecto toma la forma final, es decir se verá claramente el comportamiento del conjunto.

En este estudio comenzaremos con la línea de ejes simplemente apoyada en los soportes, ya que es la forma más adecuada de empezar. Se tendrá que considerar la unión eje - reductor como un empotramiento, ya que será la manera más adecuada para el cálculo.

Para la colocación de los apoyos se intentará aprovechar las cuadernas, ya que son los elementos estructurales que dan fuerza a la estructura del buque. La distancia que existe entre cuaderna y cuaderna se le denomina *clara*.

En nuestro buque las cuadernas colocadas más a popa están separadas a una distancia de 650 mm, estas cuadernas tendrán esta dimensión hasta la altura del arbotante. Tras el arbotante la distancia entre ellas será de 700mm. Esta situación se da ya que en la parte de la popa del buque se necesita una mayor potencia estructural, pues es la zona en la que debe soportar el arbotante y además será la zona en la que se producirá más vibraciones.

La situación de los apoyos se basa en los cálculos realizados anteriormente, y que se deben de respetar, ya que será la separación máxima entre apoyos.

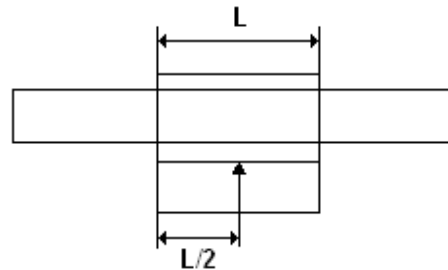
Para encontrar la disposición más favorable de la situación de los apoyos se tendrá que realizar un exhaustivo estudio de las cargas y longitudes de tramos. Históricamente este ha sido un trabajo un tanto engorroso, era un cálculo en el que se empleaba mucho tiempo. Actualmente gracias a los programas informáticos se ha facilitado mucho el trabajo, se hace de una forma más eficaz y en un menor periodo de tiempo de ejecución.

Como anteriormente comentamos en este proyecto nos basaremos fundamentalmente en el programa de diseño DT BEAM. Este nos facilitará mucho el trabajo, ya que

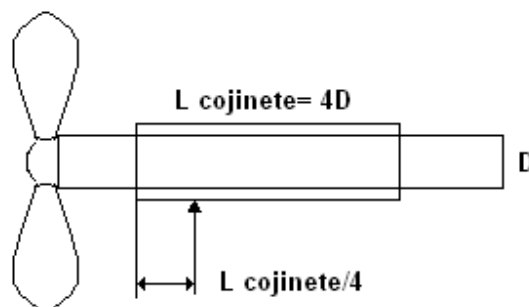
generalmente es meter los datos necesarios y el programa los analiza. Este procedimientos de realiza tantas veces como sea necesario hasta llegar al resultado que se estime el correcto.

Este programa realiza el estudio referido a un determinado punto del apoyo, esto estarán situados tal y como se muestra en las siguientes figuras;

- **Cojinete intermedio;** en esta situación el apoyo se encuentra en la parte central del cojinete.



- **Cojinete de popa;** en este el apoyo se encuentra a $1/4$ del cojinete, a la popa de éste.

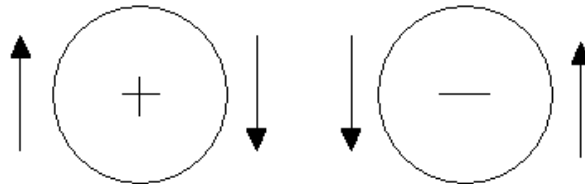


6.1 CRITERIO DE SIGNOS PARA EL DT BEAM.

Para trabajar con el programa es importante conocer y tener bien claro los criterios de signos que se utilizarán, de este modo no se producirán errores de interpretación.

6.1.1 FUERZAS CORTANTES (V)

Las fuerzas cortantes se miden en KN.



El programa nos proporciona el diagrama de fuerzas cortantes (V) en KN, que no es lo mismo que esfuerzos cortantes (τ). La fórmula siguiente relaciona las dos magnitudes, en el caso de eje hueco y del eje macizo;

La tensión cortante o esfuerzo cortante se da en N/mm².

Eje hueco;

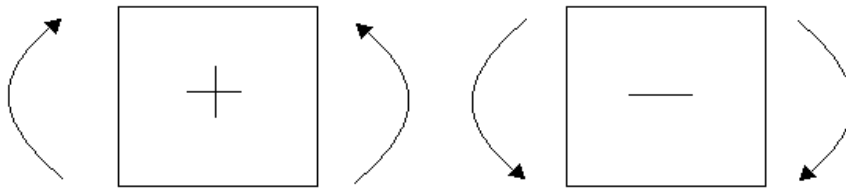
$$\tau = \frac{2 * V}{S} = \frac{2 * V}{\pi * \frac{(D^2 - d^2)}{4}} = \frac{8 * V}{\pi * (D^2 - d^2)}$$

Eje macizo;

$$\tau = \frac{4 * V}{3 * S} = \frac{4 * V}{3 * \pi * \frac{(D^2)}{4}} = \frac{16 * V}{3 * \pi * (D^2)}$$

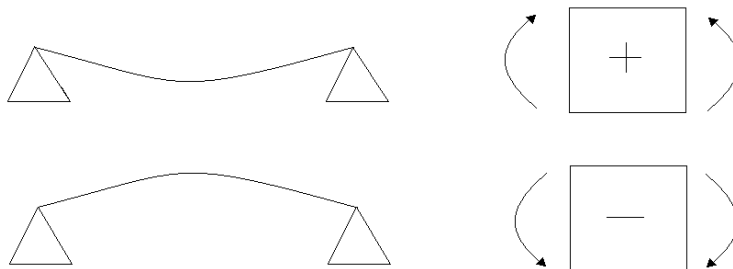
6.1.2 MOMENTOS FLECTORES (M)

Los momentos flectores se miden en KNm.



6.1.3 LA DEFORMADA

La deformada se relaciona con el momento flector de la forma siguiente;



6.2 DATOS NECESARIOS PARA TRABAJAR CON EL DT BEAM.

6.2.1 CARGAS DISTRIBUIDAS POR METRO

6.2.1.1 Acoplamientos.

OKC 490= 2082,34 Kg/m= 20,4277 KN/m

OKC 520= 2372,08 Kg/m= 23,2701 KN/m

OKF 420= 955,46 Kg/m= 9,373 KN/m

6.2.1.2 Tramos de los ejes.

Diámetro intermedio (420mm) = 983,3773 Kg/m = 9,6371 KN/m

Diámetro bocina (490mm) = 1376,1118 Kg/m = 13,4996 KN/m

Diámetro portahélice (520mm) = 1562,9226 Kg/m = 15,31664 KN/m

6.2.2 CARGAS PUNTUALES

Peso de la hélice = 8350Kg = 81,83 KN

Peso de brida = 500Kg = 4,905 KN

6.2.3 AREA DE LA SECCIÓN CIRCULAR DEL EJE.

Diámetro intermedio (420mm) = 0,125271m²

Diámetro bocina (490mm) = 0,17530087m²

Diámetro portahélice (520mm) = **0,19909843m²**

6.2.4 MOMENTO INERCIA AXIAL

Diámetro intermedio (420mm) = 0,00151343035406m²

Diámetro bocina (490mm) = 0,00281577022540m²

Diámetro portahélice (520mm) = 0,00357506126307m²

6.2.5 MODULO DE ELASTICIDAD DEL ACERO.

E= 206000 N/mm² = 206 KN/mm²

6.2.6 DENSIDAD DEL ACERO.

$\gamma = 7847 \text{ kg/m}^3 = 76,979 \text{ KN/m}^3$

6.3 DISPOSICIÓN MÁS ADECUADA.

A continuación se mostrará la disposición más adecuada que se ha calculado teniendo en cuenta las características de nuestro eje. Dicha disposición se ha resuelto tras un gran número de modificaciones.

Units:

=====

System = Metric #1

Length = m

Force = kN

Deflection = mm

Rotation = rad

Span Properties:

=====

Length = [m] Area = [m²] Inertia = [m⁴]

Elasticity = [kN/mm²] Density = [kN/m³]

Number of beam spans = 7

Span	Length	Area	Inertia	Elasticity	Density
1	1.330	0.19909843	0.0035750612	206	76.9006
2	1.655	0.19909843	0.0035750612	206	76.9006
	0.680				
	3.615	0.17530087	0.0028157702	206	76.9006
3	5.570	0.17530087	0.0028157702	206	76.9006
4	4.800	0.17530087	0.0028157702	206	76.9006
5	0.735	0.17530087	0.0028157702	206	76.9006
	0.690				
	3.955	0.125271	0.001513430	206	76.9006
6	5.400	0.125271	0.001513430	206	76.9006
7	5.054	0.125271	0.001513430	206	76.9006

Support Properties:

=====

$k_x = k_y = [\text{kN/mm}] \quad k_z = [\text{kN*m/rad}] \quad \text{Rotation} = [\text{rad}]$

Sup	Type	Fix	Kx	Ky	Kz	Rotation
1	Free					
2	Pinned	xy				
3	Pinned	xy				
4	Pinned	xy				
5	Pinned	xy				
6	Pinned	xy				
7	Pinned	xy				
8	Fixed	xyz				

Apply span self weight to the following spans:

=====

All spans

Concentrated Point Loads on Spans:

=====

$P = [\text{kN}] \text{ or } [\text{kN*m}] \quad a = [\text{m}]$

Span	P	a	Dir
1	81.83	0	-Y

A continuación se representará la uno de los datos más significativos del proyecto, ya que se aprecia con claridad las desalineaciones que se producen. Con esta disposición se ha conseguido un reparto de cargas bastante bueno.

En el siguiente gráfico se muestra las disposiciones de los apoyos, las fuerzas cortantes, los momentos flectores y la deformada de nuestra línea de ejes.

C:\Documents and settings\DIEGO\Escritorio\proyecto\pro.dtb\beam\calculo proy. ultimo



Shear Diagram

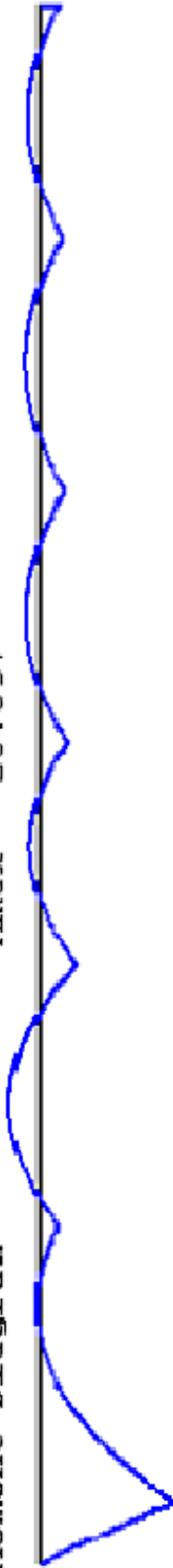
Vmax = 61.007



Vmin = -102.2

Moment Diagram

Mmax = 25.897



Mmin = -122.4

Deflection Diagram

Dmax = 0.13957



Dmin = 0.34155

Units: Shear = [kN] Moment = [kNm] Deflection = [mm]

6.4 DEFORMACIONES MAXIMAS ASOCIADAS

MAXIMUM / MINIMUM VERTICAL SPAN DEFLECTIONS

SPAN	MAX DEFLECTION	LOCATION	MIN DEFLECTION	LOCATION
1	0.000000000	1.3300	-0.344558051	0.0000
2	0.139674989	1.8400	0.000000000	0.0000
3	0.000000000	0.0000	-0.113196248	2.6458
4	0.006668141	0.5867	-0.008431203	2.6133
5	0.000002644	5.3531	-0.069382392	2.6362
6	0.000000000	0.0000	-0.073483632	2.7270
7	0.000290615	0.1064	-0.048528723	2.5802

7 MOMENTOS FLECTORES, FUERZAS CORTANTES, REACCIONES Y FLECHA DE LA LÍNEA DE EJES.

Como anteriormente, el programa que utilizamos nos proporcionará los resultados de los momentos flectores, fuerzas cortantes, reacciones y flechas de la línea. A continuación se muestran los resultados;

7.1 MOMENTOS FLECTORES

MAXIMUM / MINIMUM SPAN MOMENTS (KNM)

SPAN	MAX MOMENT	LOCATION	MIN MOMENT	LOCATION
1	0.00000	0.0000	-122.37553	1.3300
2	1.99664	4.2191	-122.37553	0.0000
3	25.89714	2.5622	-34.97455	5.5700
4	8.22405	2.5333	-34.97455	0.0000
5	11.63856	2.6631	-26.45981	0.0000
6	12.14129	2.7270	-23.88401	0.0000
7	9.87217	2.5802	-22.07210	0.0000

7.2 FUERZAS CORTANTES

MAXIMUM / MINIMUM SPAN SHEARS (KN)

SPAN	MAX SHEAR	LOCATION	MIN SHEAR	LOCATION
1	0.00000	0.0000	-102.19335	1.3300
2	61.00736	0.0000	-23.47621	5.9500
3	34.57610	0.0000	-40.51163	5.5700
4	34.12769	0.0000	-30.57988	4.8000
5	31.14903	0.0000	-26.16118	5.3800
6	26.34576	0.0000	-25.67468	5.4000
7	24.80861	0.0000	-23.87867	5.0540

7.3 REACCIONES (KN)

SUPPORT JOINT REACTIONS (in direction of rotated joint axes)

JOINT	X-REACTION	Y-REACTION	Z-MOMENT
1	0.00000	0.00000	0.00000
2	0.00000	163.20071	0.00000
3	0.00000	58.05231	0.00000
4	0.00000	74.63932	0.00000
5	0.00000	61.72891	0.00000
6	0.00000	52.50694	0.00000
7	0.00000	50.48329	0.00000
8	0.00000	23.87867	-19.72214

7.4 FLECHAS

MAXIMUM / MINIMUM VERTICAL SPAN DEFLECTIONS

SPAN	MAX DEFLECTION	LOCATION	MIN DEFLECT	LOCATION
1	0.00000000	1.3300	-0.344558051	0.0000
2	0.139674989	1.8400	0.000000000	0.0000
3	0.000000000	0.0000	-0.113196248	2.6458
4	0.006668141	0.5867	-0.008431203	2.6133
5	0.000002644	5.3531	-0.069382392	2.6362
6	0.000000000	0.0000	-0.073483632	2.7270
7	0.000290615	0.1064	-0.048528723	2.5802

8 SELECCIÓN Y DISPOSICIÓN DE LOS SOPORTES

8.1 COJINETES.

En este apartado situaremos y seleccionaremos los cojinetes que se emplearan como apoyos en nuestra línea de ejes. Para la selección del cojinete se ha decidido escoger al fabricante *John Crane Marine International*, dado sus características y la fácil disposición del material.

Este cojinete utilizado será antifricción, de metal blanco. Estos son diseñados con dimensiones y calidades para durar toda la vida operativa del buque.

8.2 PRESIÓN EN LOS COJINETES

Como se ha comentado anteriormente el catalogo nos ofrece como mejor posibilidad los cojinetes antifricción de metal blanco.

Para los cojinetes que pretendemos colocar en nuestra línea, La Sociedad de Clasificación (Pt.3 Ch.3 Sec.2 B) nos exige que deben de ser capaces de soportar una presión de 4500 KN/m².

$$P = \frac{\text{REACCION}}{\text{Deje} * L}$$

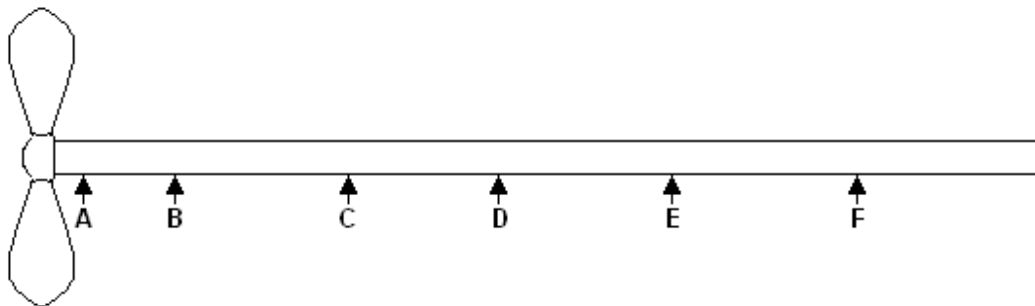
- P es la presión que soporta cada cojinete, esta debe de ser menor a 4500 KN/m².
- Deje es el diámetro del eje.
- Reacción es el valor de la carga que soporta el cojinete. Este valor se obtiene de los resultados dados por el programa DT BEAM.

- L, es la longitud del cojinete. Esta quedará establecida en el catalogo y hay que verificar que su valor es adecuado para solicitarlo.

Nuestra línea estará compuesta por 6 cojinetes, para cada cojinete se verificará si son o no adecuadas. El catalogo nos proporcionará las longitudes predeterminadas, las cuales hay que verificar si son adecuadas.

A cada cojinete le asignaremos una letra, a continuación veremos detenidamente cada uno de ellos.

A continuación se seleccionará el cojinete adecuado según las características de cada uno.

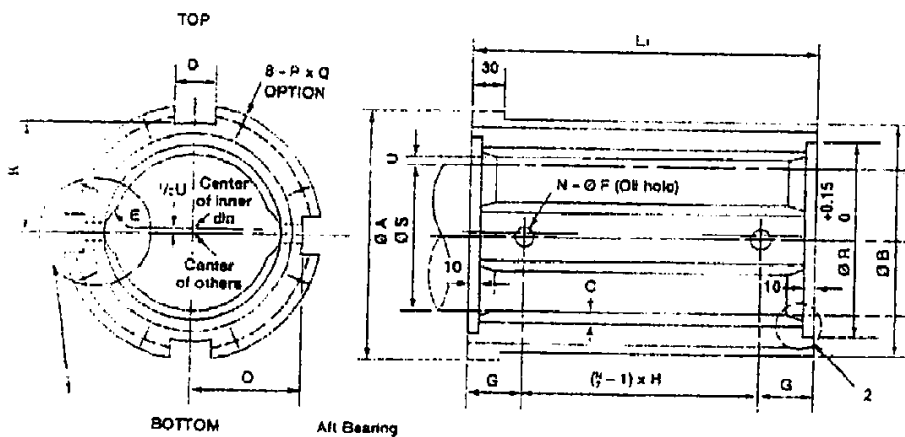


La tabla suministrada por el proveedor nos proporciona el tamaño del cojinete, este se determinará en función del diámetro del eje. A continuación podemos observar dicha tabla.

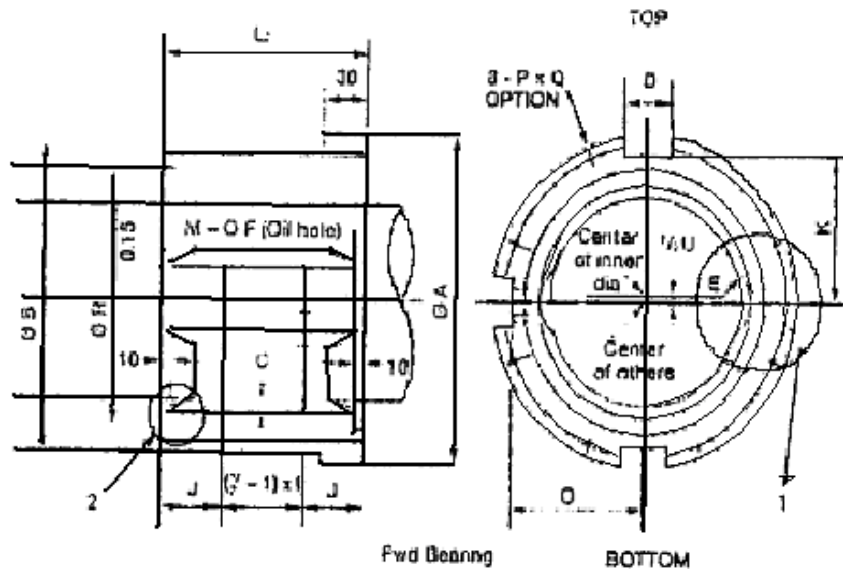
SIZE		155	170	190	200	220	240	260	280	300	330	355	380	400	420	450	480	500	530	560	600	630	670	710	750																																	
Max. shaft dia.	S	145	100	180	190	208	226	240	264	284	314	337	362	390	405	426	456	475	500	530	560	600	630	670	710																																	
Flange outer dia.	A	195	210	230	240	270	290	310	325	345	390	415	445	465	485	520	550	570	595	635	665	695	745	785	835																																	
Bearing outer dia.	B	185	200	220	230	260	280	300	315	335	375	400	430	450	470	505	535	555	580	620	650	680	730	770	820																																	
Spigot dia.	R	155	170	190	200	220	240	260	275	295	325	350	375	395	415	440	470	495	520	550	580	610	650	690	730																																	
Aft metal length From inner length	L ₁	320	350	400	420	450	500	540	570	610	670	720	770	800	840	900	960	1010	1060	1120	1190	1240	1340	1420	1500																																	
Forward total length	L ₂	140	150	170	180	190	210	230	240	250	280	300	320	330	350	370	390	410	430	450	480	500	540	570	600																																	
Bearing clearance	U	0.4			0.5			0.6			0.7			0.8			0.9																																									
Tolerance of bore		+0.1												+0.2																																												
White metal thickness	C	2						2 (2.5)						3																																												
Inside oil groove depth	W	3						3 (3.5)						4.5																																												
Inside of groove radius	E	50	55	65	70	75	80	85	90	100	110	120	130	135	140	150	160	165	175	185	195	205	220	235	250																																	
Taper part of white metal	X-Y	10 - 0.5												20 - 1.0												30																																
Aft	Oil holes (Number - dia)	N-F	2 - 020			2 - 030			4 - 030			6 - 040						8 - 040																																								
	Distance from face	G	L ₁			100			120						150																																											
	Pitch of oil holes	H				340			370			410			470			240			265			280			300			300			370			355			380			273			293			313			346			353			380	
Forward	Oil holes (Number - dia)	M-F	2 - 020			2 - 030			2 - 040						4 - 040																																											
	Distance from face	J				L ₂									100			120																																								
	Pitch of oil holes	I													250			280			300			300			330			360																												
Width of outside of groove	D	30			40			50						60																																												
Height of 1/8 of groove	K	85	92	102	107	120	130	140	148	158	175	188	203	213	223	233	248	258	270	290	305	320	340	360	385																																	
Height of side oil groove	O	85	92	102	107	120	130	140	148	158	175	188	203	213	223	238	253	263	275	295	310	325	345	365	390																																	
Setting screws	Dia of screw	P	M10			M12			M16						M20																																											
	Length	Q	40 (70)			50 (80)						60 (90)																																														
Aft weight (at min. shaft dia.)	kg	30	40	53	58	64	100	118	124	150	232	235	317	330	371	495	581	585	679	870	985	1060	1420	1600	1833																																	
Forward weight (at min. shaft dia.)	kg	13	18	22	22	25	42	50	52	61	97	105	132	136	155	203	235	238	276	349	385	430	576	644	773																																	

The design and dimensions may

FIGURA DE LOS COJINETES



COJINETE DE POPA



COJINETE INTERMEDIO

Los tamaños de los de los cojinetes que seleccionaremos serán los siguientes;

- Eje 520mm (cojinete A y B) => Size 560
- Eje 490mm (cojinete C, D y E) => Size 530
- Eje 420mm (cojinete F) => Size 450

Una vez que tenemos el tamaño de los cojinetes podremos saber los diámetros del eje y las longitudes de los cojinetes de cada uno de ellos por medio de la tabla, tendremos lo siguiente;

COJINETE	SIZE	DIAMETRO EJE (mm)	LONGITUD (mm)
A	560	530	1120
B	560	530	450
C	530	500	430
D	530	500	430
E	530	500	430
F	450	426	370

A continuación podemos ver las reacciones que nos ha proporcionado el programa DT BEAM, este nos lo da en KN:

COJINETE	REACCIÓN (KN)
A	163,200
B	58,052
C	74,639
D	61,728
E	52,506
F	50,483

Como se comentó anteriormente el sumatorio de las reacciones de los cojinetes debe de ser menor que 4500 KN/m².

$$\sum \text{reacciones} < 4500 \text{ KN/m}^2.$$

$$\begin{aligned} \sum \text{reacciones} &= 163,200 + 58,052 + 74,639 + 61,728 + 52,506 + 50,483 = \\ &= 460,608 \text{ KN/m}^2. \end{aligned}$$

Según las normas de clasificación estos cojinetes cumplen con los requisitos que se pide.

8.3 CENTRO DE GRAVEDAD

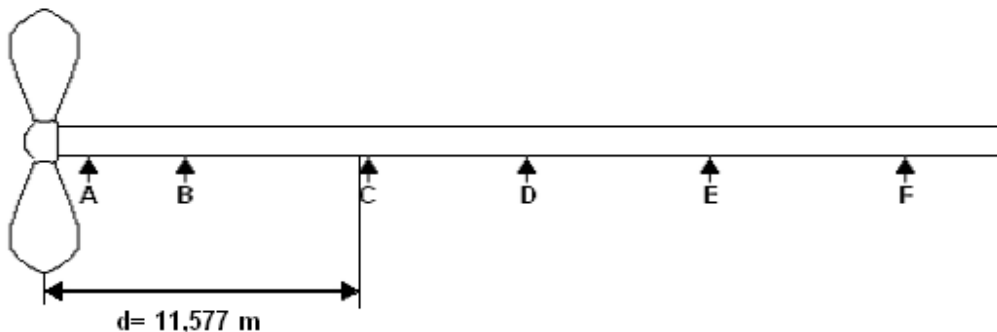
$$\sum R1 * b1 + R2 * b2 + R3 * b3 \dots = Pt * d$$

<u>Cojinetes</u>	<u>Reacción (KN) x Distancia (m)</u>	<u>KN/m</u>
A	163,200 x 1,330=	217,056
B	58,052 x 7,280=	422,618
C	74,639 x 12,850=	959,111
D	61,728 x 17,650=	1089,499
E	52,506 x 23,030=	1209,213
F	50,483 x 28,430=	1435,231
	Σ reacciones = 460,608 KN	Σ = 5332,728 KN/m

Tenemos $\Sigma R1 * b1 + R2 * b2 + R3 * b3. . . = Pt * d$, por lo tanto;

$$\Sigma = 5332,728 \text{ KN/m} \Rightarrow \Sigma \text{ reacciones} = 460,608 \text{ KN} * d$$

$$\underline{d = 11,577\text{m}}$$



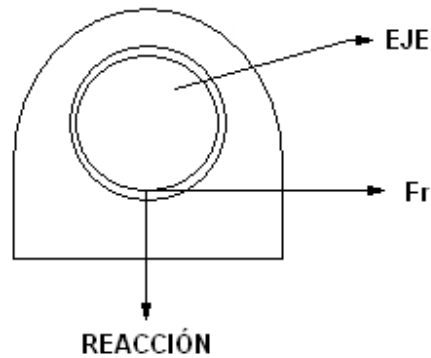
8.4 MOVIMIENTOS DEL EJE CON RESPECTO AL COJINETE

Tenemos que tener muy en cuenta que la acción del eje al girar dentro del cojinete se debe de considerar, esta puede hacer que se produzca un arrastre consigo. Para ello se tiene que cumplir el momento de fricción o arrastre, a continuación se realizará un estudio.

Tenemos;

$$\mathbf{Fr = \mu r * Reacción}$$

$$\text{Arrastre} = Fr * Deje/2$$



El coeficiente de fricción entre el acero y el metal blanco es;

$$\mu r = 0,1$$

El *arrastre* debe de ser combatido por el *apriete*. El apriete que se produce entre el cojinete y la estructura de la chumacera debe de ser superior al apriete que se produce entre el eje y el cojinete, cumpliendo esto se quedara el conjunto fijo.

Además se debe de cumplir la siguiente formula;

$$Ma < 2 * \text{ARRASTRE}$$

Ma => Momento de apriete.

La formula anterior quiere decir que el momento de apriete (Ma) debe de ser como mínimo dos veces el valor del arrastre o momento de fricción.

Como dijimos anteriormente el cojinete debe de tener una apriete determinado con la estructura de la chumacera, a continuación determinaremos mediante una expresión el apriete mínimo que deberá tener para que funcione de manera adecuada;

$$Fr = \mu R * A$$

$$Ma = \mu_R * A * D_{ext. Conjinete} / 2$$

$$Apriete = 2 * Ma / \mu_R * D_{ext. Conjinete}$$

Con esta formula determinaremos el apriete que debe de tener el cojinete con la estructura de la chumacera.

Según la norma a la que os regimos (DNV), que se encuentra en Pt.3 Ch.3 Sec.2 B, el valor de μ_R tendrá el valor siguiente;

$$\mu_R = 0,2$$

En definitiva para calcular el *apriete* se necesita los siguientes parámetros;

- Reacciones en los diferentes cojinetes (obtenidas por el DT DEAM).
- Coeficiente de fricción (eje-cojinete).
- Fuerza de rozamiento del cojinete (eje-cojinete). $\mu_r = 0,1$
- Diámetro exterior del eje (Deje).
- Arrastre o momento de fricción (eje-cojineete).
- Momento de apriete Ma , (cojinete carcasa).
- Coeficiente de fricción (cojinete-carcasa). $\mu_R = 0,2$
- Diámetro exterior del cojinete (D exterior cojinete), obtenido por catalogo de Jonh Crane.

A continuación calcularemos los aprietes de los cojinetes. Este es un ejemplo de uno de ellos;

Cojinete A:

$$Fr = \mu_r * Reacción$$

$$Fr = 0,1 * 163,200 = 16,32 \text{ KN}$$

$$\text{Arrastre} = Fr * Deje/2 = 0,1 * 0,53/2 =$$

$$\text{Arrastre} = 16,32 * 0,265 = 4,3248 \text{ KNm}$$

$$\text{Ma} = 2 * \text{Arrastre}$$

$$\text{Ma} = 2 * 4,3248 = 8,6496 \text{ KNm}$$

$$\text{Apriete} = 2 * \text{Ma} / \mu R * \text{Dext. Conjinete}$$

$$\text{Apriete} = 17,2992 / 0,124 = 139,509 \text{ KN}$$

$$\underline{\text{Apriete} = 139,509 \text{ KN}}$$

En la próxima pagina se dará los resultados obtenidos de aprietes para los cojinetes restantes.

CALCULO DE APRIETES;

SOPORTES	REACCIÓN (KN)	μ_r	FR (KN)	D EJE. (m)	ARRASTRE (KNm)	MA (KNm)	μ_R	D COJINETE (m)	APRIETE (KN)
A	163,20	0,1	16,320	0,530	4,325	8,649	0,2	0,620	139,509
B	58,052	0,1	5,805	0,530	1,538	3,076	0,2	0,620	49,612
C	74,639	0,1	7,463	0,500	1,865	3,731	0,2	0,580	64,341
D	61,728	0,1	6,172	0,500	1,543	3,086	0,2	0,580	53,213
E	52,506	0,1	5,250	0,500	1,312	2,625	0,2	0,580	45,262
F	50,483	0,1	5,048	0,426	1,075	2,150	0,2	0,505	42,700

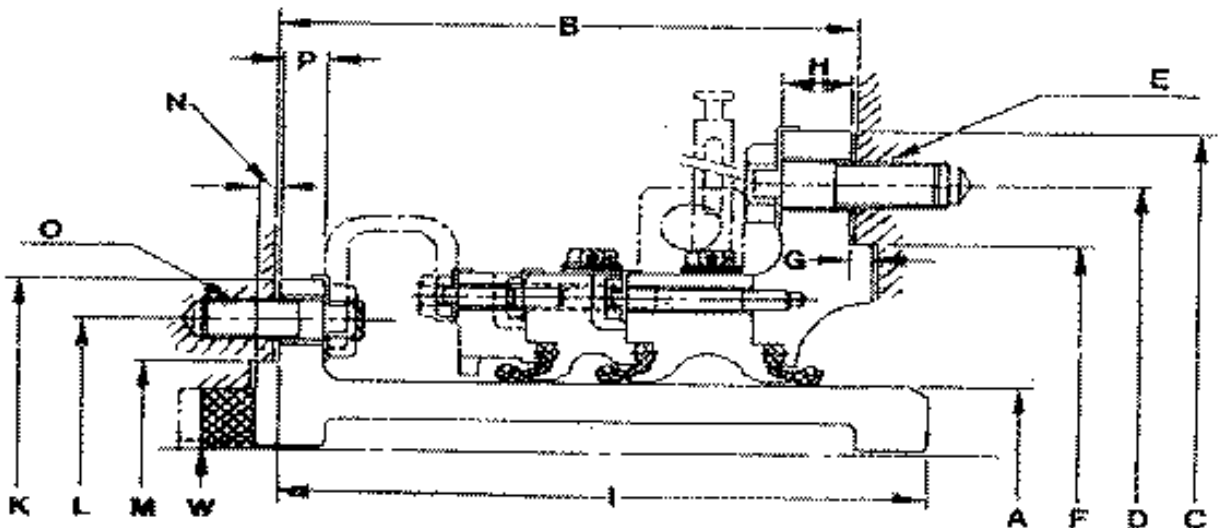
8.5 CIERRE DE BOCINA

El cierre de bocina del buque es un elemento en que hay que tenerle mucha importancia, este elemento es el que proporciona la estanqueidad entre el eje de la línea propulsora y la estructura del buque. Debe de ser eficaz e impedir que el agua del mar se adentre en el interior.

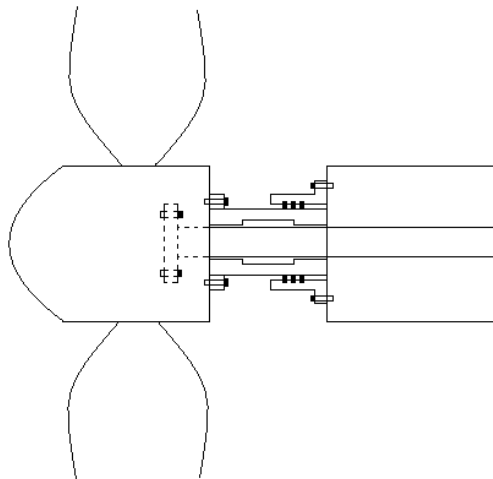
El sello elegido es del fabricante JOHN CRANE. A continuación mostraremos la figura, en ésta se muestra claramente 3 partes, en las que encontramos;

- La parte fija, la cual se encuentra acoplada al arbotante o bocina.
- La parte giratoria, se encuentra empernada a la hélice.
- Juntas que aseguran la estanqueidad.

La parte empernada a la hélice nunca toca el eje, es más, entre ellos circula aceite de lubricación.



A continuación expresaremos mediante una figura como iría colocado el sello, este como se dijo anteriormente se encuentra empernado a la hélice por una parte y empernado al arbotante por el otro. A la vez el eje se encuentra empernado a la hélice. La estanqueidad se consigue mediante unas juntas de goma con una forma predeterminada.



Este sello es escogido del fabricante JOHN CRANE, es será concretamente del modelo STERNGUARD Mk II. A continuación elegimos de la tabla suministrada por el fabricante el tamaño de éste. Al ser nuestro tamaño de eje de 530 mm, nos corresponde un sello de size 560.

Adjunto podemos ver la imagen del sello real;

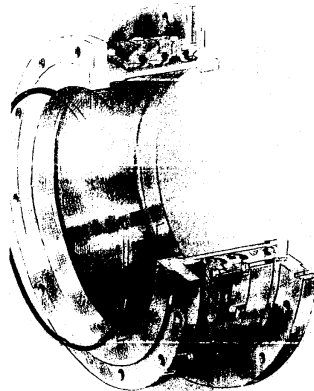
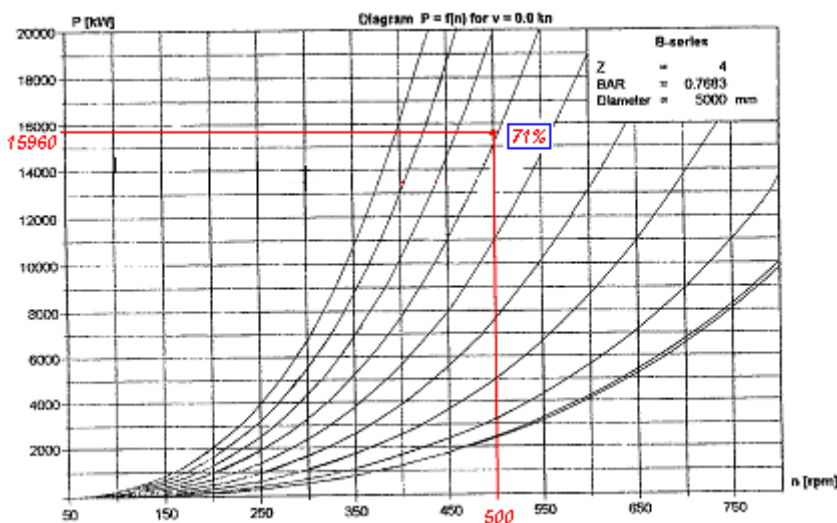


TABLA SELLO DE BOCINA

Size		500	530	560	600	630	670	710	750	800	850	900	950	1000	1060
Liner diameter	A	500	530	560	600	630	670	710	750	800	850	900	950	1000	1060
Max. shaft diameter	W	475	500	530	560	590	630	670	710	750	795	840	890	940	990
Aft overall length	B	225	225	240	240	245	245	280	280	310	310	330	330	330	350
Flange diameter	C	725	755	820	860	890	930	990	1030	1090	1140	1200	1250	1300	1400
Pitch circle diameter	D	680	710	765	805	835	875	930	970	1030	1080	1135	1185	1235	1325
No. of screws	E	12	12	12	12	12	12	16	16	20	20	20	20	20	24
Screw size		M20	M20	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M30
Aft spigot diameter	F	625	655	700	740	770	810	865	905	960	1010	1065	1115	1165	1245
Aft spigot height	G	7	7	7	7	7	7	10	10	10	10	10	10	10	10
Flange thickness	H	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	35
Aft length	I	242	242	251	251	261	260	290	290	325	325	344	344	349	364
Aft flange diameter	K	600	630	675	700	760	820	840	885	948	1000	1070	1130	1170	1230
Aft pitch circle diameter	L	560	590	630	660	710	750	790	835	890	950	1010	1070	1110	1170
Aft spigot diameter	M	526	550	588	620	670	710	740	780	825	870	920	970	1040	1100
Aft spigot height	N	8	8	9	9	9	10	10	10	10	10	11	11	11	11
No. of screws	O	12	12	12	12	12	12	12	16	16	16	16	16	20	20
Screw size		M20	M20	M20	M20	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M24
Aft flange thickness	P	20	20	20	20	25	25	25	30	30	30	30	30	30	30
Fwd length	Q	200	200	210	210	230	230	240	290	300	300	305	310	310	350
Fwd ring diameter	R	580	610	650	690	730	785	830	870	915	960	1010	1060	1130	1200
Fwd overall length (Max.)	S	180	185	195	195	215	215	230	275	285	285	295	295	295	330
Aft seal weight (Kg)		171	193	223	241	268	289	355	370	455	480	573	623	668	824
Fwd seal weight (Kg)		114	132	161	181	195	223	262	297	360	388	434	467	506	615

8.6 CALCULO DEL EMPUJE DE LA HÉLICE

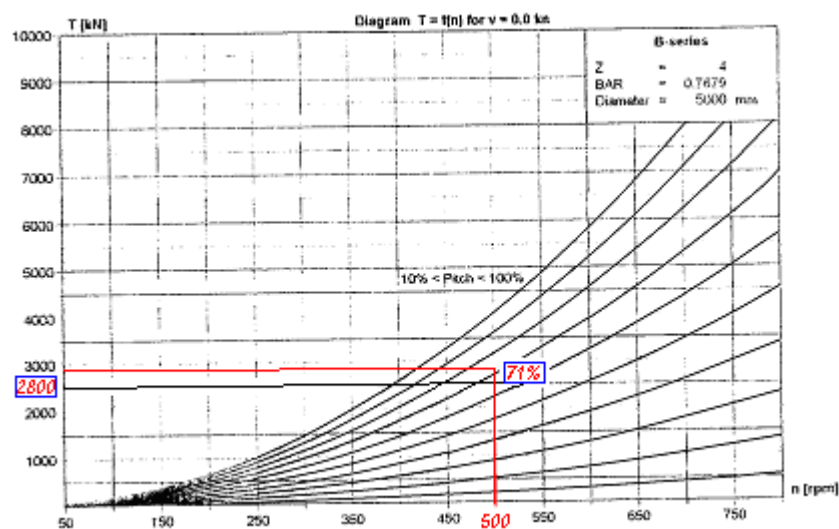
Para el calculo del empuje hay que considerar el caso más desfavorable, este será en el momento de la arrancada (V=0 nudos). Para ello tenemos que utilizar las gráficas HIDRA, las cuales estarán adjuntas en el anexo. A continuación realizaremos el estudio con dichas gráficas.



En esta gráfica HIDRA tenemos que entrar con la potencia del motor que en nuestro caso es de 15960 KW, y las revoluciones del motor que son 500 r.p.m.

Como podemos observar la mayor potencia nos la da al 71% del paso de la hélice. A continuación pasaremos a analizar cual será el empuje que tendremos con las dos líneas de ejes trabajando a la vez.

En esta tabla entraremos con el paso de hélice (71%), y las revoluciones en las que irá el motor (500 r.p.m.).



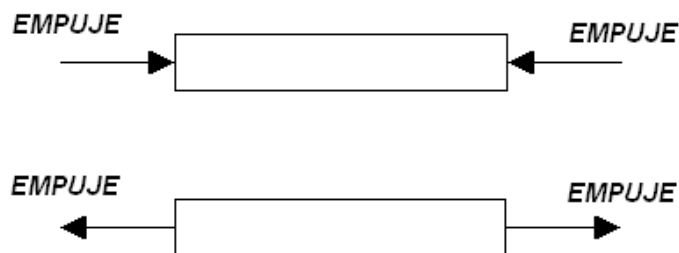
Una vez analizada la tabla se observa que para esos valores nuestro motor nos proporciona un empuje de 2800 KN. Por lo tanto tendremos un empuje de 1400 KN por línea.

Empuje => 1400 KN

El cojinete de empuje debe de soportar los 1400 KN que se puede llegar a proporcionar la línea.

8.7 CALCULO DE ESFUERZO NOMINAL AXIAL

Una vez determinado el empuje máximo que se produce en la línea se nos hace muy elemental el cálculo del esfuerzo axial, tendremos que aplicar una simple ecuación ya que tendremos los datos suficientes.



Tenemos;

$$\text{Esfuerzo Nominal Axial} = \text{Empuje} / \text{Area}$$

Solución;

Deje (mm)	Empuje (N)	Área (mm ²)	Esfuerzo Nominal (N/mm ²)
420	1400000	125271,00	11,17577
490	1400000	175300,87	7,986269
520	1400000	199098,43	7,031697

8.8 MAXIMA DEFORMACIÓN AXIAL EN EL EJE

Para el cálculo de la máxima deformación axial del eje debemos emplear la siguiente ecuación;

$$\text{Deformación axial} = \text{Esfuerzo nominal} * (L / E)$$

Esfuerzo nominal => será el anterior valor calculado.

E => modulo elástico.

L => longitud de cada eje.

- Eje portahélice => 3300mm.
- Eje bocina => 15400mm.
- Eje intermedio => 14784mm.

Deje (mm)	Esfuerzo Nominal (N/mm ²)	L (mm)	E (N/mm ²)	Max. Deform. axial
420	11,17577	14784	206000	0,8021056
490	7,986269	15400	206000	0,5970317
520	7,031697	3300	206000	0,1126436

La deformación axial máxima será la suma de las tres deformaciones de los tres ejes;

- Deformación axial total = 1,51178099mm.

9 FRECUENCIA DE VIBRACIÓN LATERAL DE FLEXIÓN

9.1 CÁLCULO GENERAL

A continuación nos centraremos en la frecuencia de vibración lateral, denominada **(Fn)**. Esta es una aproximación de la frecuencia para la totalidad del árbol de transmisión. Para dicho cálculo emplearemos la ecuación expuesta a continuación;

$$Nk = Fn = \frac{An}{2 * pi} * \sqrt{\frac{E * I_{axial}}{L^4 * \mu}}$$

En la cual tenemos los siguientes parámetros;

- **E** (modulo de elasticidad del acero) => 206000000000 N/m
- **I axial** (momento de inercia eje menor diámetro) => 0,00151343035406 m⁴
- **L** (mayor separación entre apoyos) => 5,95m
- **μ** (peso por metro de tramo de menor sección) => 983,3773kg/m
- **An** (valor obtenido de la tabla que se muestra a continuación, la cual tiene que ver con la vibración del árbol de transmisión) => Cte= 9,87.

Nº Tramos	Modos de vibración		
	Primer orden	Segundo orden	Tercer orden
1	9,87	39,48	88,34
2	9,87	15,42	34,48
3	9,87	12,60	18,53
4	9,87	11,51	15,42
5	9,87	10,88	13,74
6	9,87	10,67	12,60
7	9,87	10,47	11,94
8	9,87	10,27	11,51
9	9,87	10,27	11,09
10	9,87	10,27	10,88

Como anteriormente se expuso tenemos que la **velocidad crítica** es la siguiente;

$$N_k = F_n = \frac{A_n}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_{axial}}{L^4 \cdot M}}$$

Con los resultados de los parámetros los cuales componen la ecuación nos da que la velocidad crítica será igual a;

$$N_k = 24,983723 \text{ Hz}$$

Para pasarlo a R.P.M. tenemos que multiplicar el valor por 60;

$$N_k = 1499,02 \text{ R.P.M.}$$

9.2 POR TRAMOS

Cuando se realiza un estudio de la frecuencia lateral por tramos, tenemos que diferenciar notablemente los tramos interiores con los de la hélice.

9.2.1 TRAMOS INTERIORES

Se sabe que el periodo de excitación del árbol de transmisión;

$$T = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{f}{g}}$$

F, es la flecha de mayor valor del tramo sin tener en cuenta el sentido de ésta, es medida en mm, estos valores se obtienen mediante el programa DT BEAM

G, es una constante gravitatoria en el que el valor es 9810mm/s².

Una vez que se conoce el periodo, se pasa a calcular la frecuencia (velocidad crítica), ya que esto es lo inverso del periodo. Con la siguiente ecuación se obtendrá la siguiente ecuación;

$$Nk = Fn = 60 / T$$

Para completar la siguiente tabla se calculará la oscilación, y velocidad critica, para ello se empleará las ecuaciones anteriores.

SPAN	G (mm/s ²)	F (mm)	T (s)	Nk (rpm)
1	9810	0.139674989	0,02370853	2530,7347
2	9810	0.113196248	0,02134329	2811,1879
3	9810	0.008431203	0,00582492	10300,570
4	9810	0.069382392	0,01670975	3590,7179
5	9810	0.073483632	0,01719652	3489,0780
6	9810	0.048528723	0,01397477	4293,4516

9.2.2 TRAMOS DE LA HÉLICE

Para realizar el estudio para estos tramos se utilizará un programa informático especializado para ello “ENGINEERING POWER TOOLS”.

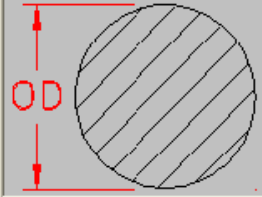
En dicho programa nos dirigimos al apartado “MECHANICAL”, en el cual será la sección para el cálculo en la parte de la hélice.

En primer lugar tenemos que buscar el diámetro (en el apartado MOMENT OF INERTIA) de un eje macizo cuyo momento de inercia sea igual al del eje hueco que sostiene la hélice. Para ello tenemos que ir dando valores al diámetro hasta obtener el $I_{axial} = 3575061263,07 \text{ mm}^4$.

A continuación se realizará los cálculos mediante el programa. Una vez obtenidos pasaremos al apartado de CRITICAL SPEED, en este nos piden unos datos, los cuales han sido calculados anteriormente, estos se introducen y obtendremos la frecuencia que se buscaba.

Moment of Inertia & Section Modulus

Diameter: 519.491442082



All dimensions are in MILLIMETERS.

Area (mm²): 211950.400906

Dist to Extreme Fiber (y) (mm): 259.745721041

Moment of Inertia (I) (mm⁴): 3575061263.07

Section Modulus (Z) (mm³): 13763696.4672

Radius of Gyration (k) (mm): 129.872860520

Calculate

Load Save Help Print Exit

SELECT CROSS SECTION

- Rectangle - Solid
- Rectangle - Hollow
- Round - Solid
- Round - Hollow
- Triangle - Axis at Center
- Triangle - Axis at Bottom
- Trapezoid
- Angle
- Channel
- I - Beam

Critical Speed of Cantilever Shafts

a = 5950 (mm)

L = 1330 (mm)

d = 519.4914421 (mm)

Shaft Weight: 1669.711 (kg/m)

Moment of Inertia: 3575057608.01 (mm⁴)

Elastic Modulus: 206000 (MPa)

Impeller Weight: 8350 (kg)

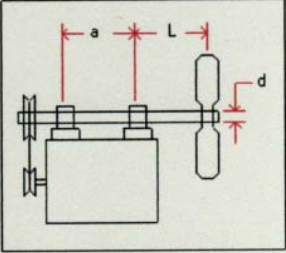
Bearing Tolerance: 0.25 (mm)

Support Spring Constant: 23000000 (kg/mm)

Defl. (brg tolerance): .011176 (mm)

Defl. (support flexure): .562799 (mm)

Defl. (static deflection): .477396 (mm)



Critical Speed: 923 (rpm)

Max Speed: 738 (rpm)

Load Help Print Save Exit

Como se puede ver la velocidad crítica para este tramo es;

$$N_k = 923 \text{ RPM}$$

La max speed que nos da este programa no es apta para el proyecto porque no cumple la normativa de la DNV, ya que toma el 80% del critical speed. Nuestra norma establece que debe de tener un mínimo de un 30% superior a la máxima velocidad, por lo tanto la velocidad mínima a la que girará el eje sin problemas de resonancia y cumpliendo la norma será;

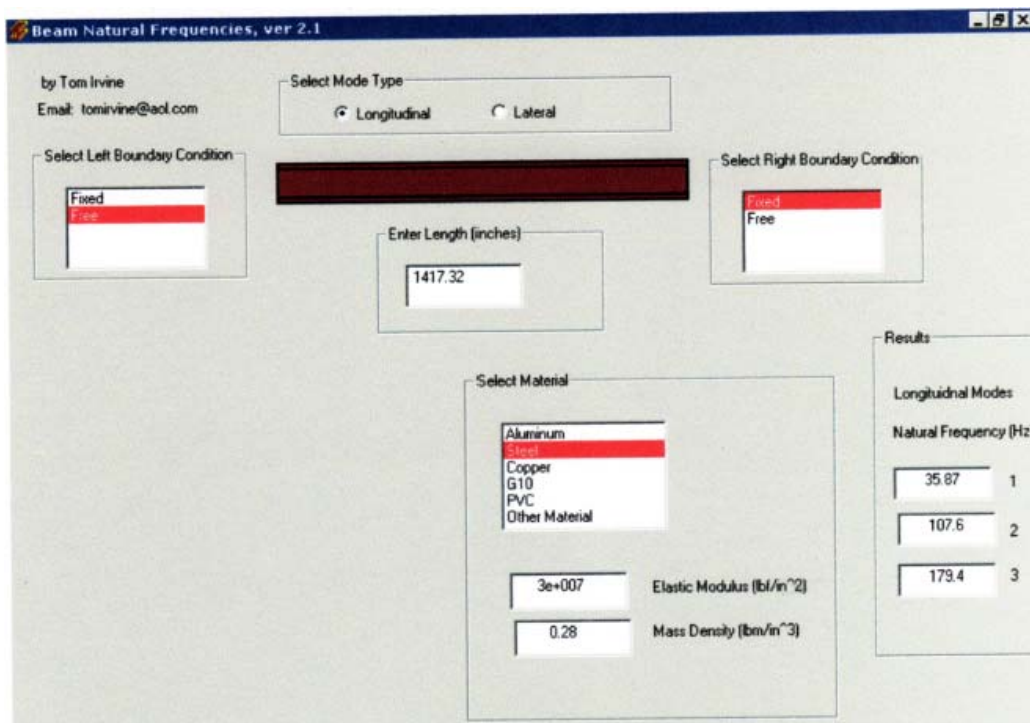
$$\text{Velocidad máxima; } N_k/1,3 = 923 / 1,3 = 710 \text{ RPM.}$$

No existe problema derivado de las vibraciones laterales.

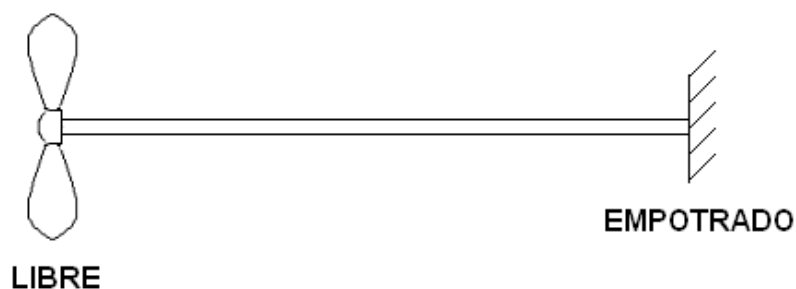
10 FRECUENCIA DE VIBRACIÓN AXIAL

10.1 METODO EMPLEADO

Para realizar el calculo de las frecuencias de vibración axial se ha empleado un programa informático llamado BEAM NATURALFREQUENCIES, 2.1.



Para el uso del programa se considera libre el extremo de la hélice y empotrado el extremo del reductor, se mostrará en la siguiente figura;



Para el cálculo se introduce la longitud del eje en pulgadas.

Una vez introducida la longitud, se procede a seleccionar al material (steel), que en este caso es el acero. El programa proporciona el módulo de elasticidad y la densidad del material seleccionado.

El programa calculará automáticamente el resultado de las tres frecuencias;

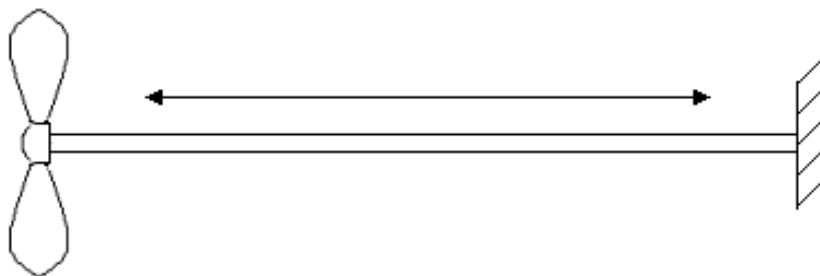
$$F1 = 35,87 \text{ Hz}$$

$$F2 = 107,6 \text{ Hz}$$

$$F3 = 179,4 \text{ Hz}$$

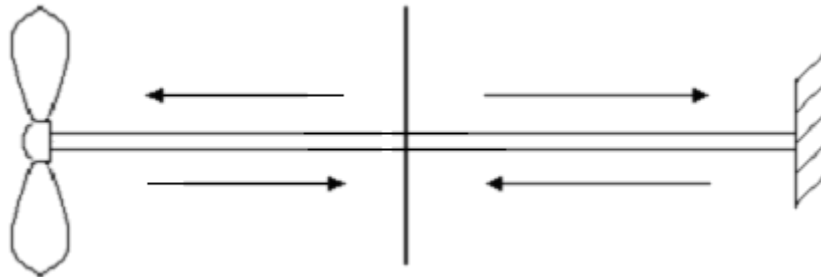
10.2 FRECUENCIAS

La frecuencia de primer orden ($F1= 35,87$) lleva consigo un comportamiento de la línea de ejes, que atiende a un vaivén similar al de la figura:

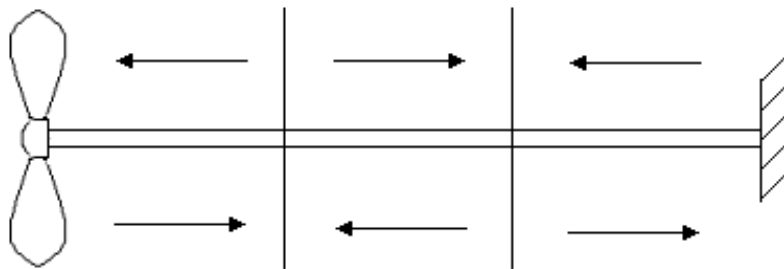


Éste es el caso en el que atiende la línea de ejes que está calculando y diseñado, así que será esta la frecuencia que habrá que estudiar para comprobar si hay problema de vibración.

La frecuencia de segundo orden ($F_2 = 115,7$ Hz) conlleva una situación como;



La frecuencia de segundo orden ($F_3 = 179,4$ Hz), es difícil de representar y además es muy poco probable que este caso ocurra.



10.3 CASO REAL

El estudio de la vibración axial que estudia en este proyecto es un caso de frecuencia de primer orden. La frecuencia de vibración axial es;

$$F_1 = 35,87 \text{ Hz} = 2148,6 \text{ RPM}$$

En esta queda muy lejos de las 160 RPM que da el eje, así que por esta parte no existe problema de resonancia.

Existe otra frecuencia que hay que tener en cuenta, es la frecuencia de excitación del paso de pala. Las palas no proporciona el mismo empuje durante la vuelta eso quiere decir que como la hélice tiene cuatro palas, la frecuencia de excitación del paso pala vale;

$$F_{\text{exc. paso pala}} = 160 * 4 = 640 \text{ RPM}$$

El problema de vibración axial no existe ya que las frecuencias están lejos y cumplen todas las normas establecidas.

Hay un dato que habría que considerar, aunque en este proyecto carece de importancia. Es el coeficiente de amortiguación, que reduce un poco la frecuencia de vibración axial. Este coeficiente se suele mover entre 8.0 y 0.95, con lo cual la frecuencia total podría quedar reducida un 10% o 20%, valor muy bajo para las grandes diferencias existentes en este caso. Este coeficiente es debido al efecto producido por los cojinetes (rozamientos, reacciones...).



BIBLIOGRAFÍA

- **Reglamentación de Det Norske Veritas.**

- **Apuntes Pablo Ollero de Cálculo estructural de servicios del buque.**

- **Diccionario técnico naval.**

- **Normas DIN.**

- **Apuntes de Resistencia de los materiales.**

- **Apuntes Control de calidad de los materiales.**

- **Apuntes de Fundamentos de la construcción naval.**

- **Manuales de programas informáticos.**

- **Catálogos de fabricantes:**

John Crane.

Wartsilä.

Man.

SFK

SOFTWARE

- **Engineering Power Tools.**

- **DT Beam 1.0.**

- **Beam Boy 2.2.**

- **MD Dolid 3.0.**

- **Beam Natural Frequencies 2.1.**

- **Autocad 2005.**

- **Traductor Book case.**

- **Microsoft Office:**
 - Word**
 - Excel**
 - Paint**

- **DNV Rules Collection.**

WEBS

- **Wartsila.**
- **Reintjes.**
- **Sfk.**
- **Jhon Crane.**
- **...**

