



Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Naval y Oceánica

GRADO EN ARQUITECTURA NAVAL E INGENIERÍA DE SISTEMAS MARINOS

Departamento de Ingeniería Mecánica, Materiales y
Fabricación

DISEÑO Y MONTAJE DE UNA LÍNEA DE EJES



Universidad
Politécnica
de Cartagena

Director: D. Gregorio Munuera Saura

Autor: Carolina López Pérez

Cartagena, septiembre 2023



En memoria de mis abuelos.



AGRADECIMIENTOS

A mis padres, por creer en mí cuando ni yo misma lo hacía, por ser un gran apoyo en los peores momentos y aguantar mis peores días.

A mis tíos, por ese apoyo que me han dado.

A mi “Pelotita” y mis “peques”, que no saben leer, pero han sido y serán uno de los motivos para querer superarme cada día.

No puedo olvidar a mi tutor Gregorio, por facilitarme y ayudarme en la realización de este trabajo con esa paciencia sin la cual no habría sido posible realizarlo, por todo lo aprendido, por dejarme equivocarme, hundirme y luego corregirme, así como por compartir sus conocimientos ajenos al trabajo en temas que sabe que me gustan.

Y para esa gente que no nombro, pero que si algún día leen estas líneas, se darán por aludidas. Por ser ese apoyo y esas risas.



RESUMEN

El presente proyecto se basa en el diseño de una línea de ejes de un patrullero, así como el cálculo de los elementos que lo conforman, estudiando su viabilidad.

Se abordará únicamente el diseño del eje propulsor, dado que se contará con un buque ya diseñado, en el cual debemos de enfrentarnos a dicho reto.

Para poder realizar los cálculos y el diseño óptimo de nuestra línea de ejes o eje propulsor se realizarán los siguientes cálculos

- Diámetro del eje mediante la Sociedad de Clasificación
- Distancia entre apoyos
- Frecuencias naturales del eje
- Espesor de la camisa de bronce
- Estudio estructural del eje en función de la distancia de los apoyos.
- Para poder realizar estos cálculos nos apoyaremos no solo en la Lloyd's Register como Sociedad de Clasificación, sino en catálogos comerciales de los cuales se obtendrán
- Motor a utilizar
- Reductora
- Acoplamientos, junto con sus accesorios tales como pernos, arandelas, tuercas...

Para comprobar que los apoyos se han calculado de manera correcta, nos apoyaremos en el software SoliWorks, que nos proporcionará los resultados necesarios para dicha comprobación.

Se pondrá también especial atención a la metodología de trabajo empleada para poder realizar el montaje de dicho eje en el buque, así como sus alineaciones.



ABSTRACT

The present project is based on the design of a patrol vessel axle assembly, as well as the calculation of its components, studying its feasibility.

Only the design of the propulsion shaft will be addressed, as we have an already designed vessel in which we must face this challenge. In order to perform the calculations and achieve the optimal design of our axle assembly or propulsion shaft, the following calculations will be carried out

- Shaft diameter according to the Classification Society.
- Distance between supports.
- Natural frequencies of the shaft.
- Thickness of the bronze sleeve.
- Structural analysis of the shaft based on the support span.
- To perform these calculations, we will rely not only on Lloyd's Register as the Classification Society but also on commercial catalogs from which we will obtain:
 - The motor to be used.
 - Gearbox.
 - Couplings, along with their accessories such as bolts, washers, nuts...

To verify that the supports have been calculated correctly, we will use the SoliWorks software, which will provide us with the necessary results for this verification.

Special attention will also be given to the working methodology employed to carry out the assembly of the shaft in the vessel, as well as its alignments.



1. ÍNDICES

1.1. ÍNDICE DE CAPÍTULOS

1. ÍNDICES	7
1.1. ÍNDICE DE CAPÍTULOS.....	7
1.2. ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	12
1.3. ÍNDICE DE TABLAS	16
1. OBJETIVOS Y METODOLOGÍA APLICADA	17
1.4. INTRODUCCIÓN	18
1.5. OBJETIVOS	18
1.6. METODOLOGÍA APLICADA.....	18
2. DATOS DE DISEÑO	21
2.1. CARACTERÍSTICAS DEL BUQUE	22
2.2. ESTUDIO DE UNA LÍNEA DE EJES Y SUS PARTES	23
2.3. CARACTERÍSTICAS DEL EJE PROPULSOR Y EQUIPOS ASOCIADOS	23
2.3.1. Disposición general del eje propulsor	23
2.3.2. Datos del motor	24
2.3.3. Datos de la reductora	27
2.3.4. Freno neumático	30
2.3.5. Eje de propulsión.....	30
2.3.6. Acoplamientos	32
2.3.7. Chumaceras	32
2.3.8. Cojinete.....	32
2.3.9. Arbotante	32
2.3.10. Bocina	33
2.3.11. Sellos de bocina	34
2.3.12. Embrague	34
2.3.13. Hélice	35
3. DIMENSIONAMIENTO Y CÁLCULOS ADICIONALES	39
3.1. INTRODUCCIÓN	40
3.2. CÁLCULOS DE DIÁMETROS.....	40
3.2.1. Diámetro para eje motor-reductora.	42
3.2.2. Diámetro para eje intermedio	42
3.2.3. Diámetro para el eje de cola reducido	43
3.2.4. Diámetro para el eje de cola	43
3.3. DIÁMETROS COMERCIALES	43



3.4.	FUERZAS A LAS QUE ESTÁ SOMETIDO EL EJE	44
3.4.1.	Tensión cortante en el eje motor-reductora	47
3.4.2.	Tensión cortante en el eje intermedio.....	47
3.4.3.	Tensión cortante en el eje de cola reducido.....	47
3.4.4.	Tensión cortante en el eje de cola.....	47
3.5.	CÁLCULO DE LAS DISTANCIAS MÁXIMAS ENTRE APOYOS.....	48
3.5.1.	Cálculo del momento de inercia axial	49
3.5.2.	Peso por metro	51
3.5.3.	Distancias máximas entre apoyos.....	52
3.6.	COMPROBACIÓN DE LA DISTANCIA DE LOS APOYOS	56
3.6.1.	Frecuencia de excitación de la hélice	58
3.6.2.	Frecuencia natural del eje motor-reductora	59
3.6.3.	Frecuencia natural del eje intermedio.....	59
3.6.4.	Frecuencia natural del eje de cola reducido.....	59
3.6.5.	Frecuencia natural del eje de cola.....	60
4.	CÁLCULO DE ELEMENTOS ASOCIADOS	61
4.1.	CÁLCULO DE LAS UNIONES O ACOPLAMIENTOS ENTRE EJES	62
4.1.1.	Criterios de selección.....	62
4.1.2.	Tipos de acoplamientos	62
4.1.3.	Acoplamientos de los ejes	68
4.1.4.	Cálculo del peso de los acoplamientos	82
5.	CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN LOS APOYOS Y DIMENSIONAMIENTO DE APOYOS	89
5.1.	INTRODUCCIÓN	90
5.2.	REACCIONES EN EL EJE INTERMEDIO	90
5.3.	REACCIONES EN EL EJE DE COLA REDUCIDO	90
5.4.	REACCIONES EN EL EJE DE COLA	90
5.5.	EMPUJE DE LA HÉLICE	91
5.6.	DIMENSIONAMIENTO DE LOS APOYOS.....	91
5.6.1.	Cojinetes de fricción.....	91
5.6.2.	Soportes de rodadura	92
5.6.3.	Elección del tipo de cojinete a usar	93
5.7.	DIMENSIONAMIENTO SOPORTE DE FRICCIÓN.....	94
5.7.1.	Selección de apoyos.....	94
5.7.2.	Selección de los sellos de bocina.....	101



5.7.3.	Selección del pasamamparos	103
5.7.4.	Selección del arbotante	106
6.	COLOCACIÓN DE LOS APOYOS	109
6.1.	INTRODUCCIÓN	110
6.2.	RESTRICCIONES EN APOYOS	114
6.3.	SIMULACIONES.....	116
6.3.1.	Criterio de Von Mises	116
6.3.2.	Por desplazamientos o flecha	119
6.3.3.	Por deformaciones unitarias	120
7.	MONTAJE DE LA LÍNEA DE EJES	123
7.1.	INSTALACIÓN DEL SISTEMA DE EJES.....	124
7.2.	PROBLEMAS DESALINEACIÓN	124
7.2.1.	Desalineación radial	124
7.2.2.	Desalineación angular.....	125
7.2.3.	Desalineación combinada	126
7.2.4.	Síntomas de la desalineación.....	126
7.2.5.	Problemas causados por la desalineación.....	127
7.2.6.	Factores que influyen sobre la desalineación de los ejes.....	128
7.3.	MÉTODOS DE ALINEACIÓN	129
7.3.1.	Método tradicional.....	129
7.3.2.	Método reloj comparador	129
7.3.3.	Método con equipo láser.....	130
7.4.	MANTENIMIENTO DE LOS EJES	131
7.4.1.	Mantenimiento preventivo.....	131
7.4.2.	Mantenimiento predictivo.....	132
7.4.3.	Mantenimiento correctivo.....	133
7.5.	MONTAJE DE LA HÉLICE	133
7.6.	MONTAJE DE LOS EJES	134
7.7.	MONTAJE DE CASQUILLOS.....	134
7.8.	MONTAJE DE LOS ACOPLAMIENTOS	134
7.8.1.	Acoplamiento embridados	134
7.9.	Acoplamiento hidráulicos	134
7.10.	MONTAJE DE APOYOS	135
8.	PLIEGO DE CONDICIONES	137
8.1.	PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES	138



8.1.1.	Condiciones generales	138
8.1.2.	Definiciones generales.....	138
8.1.3.	Normativa y reglamentación	138
8.1.4.	Materiales	138
8.1.5.	Recepción del material utilizado	138
8.1.6.	Planificación y organización	138
8.1.7.	Desempeño laboral	139
8.1.8.	Variaciones del proyecto	140
8.1.9.	Negocio menor	140
8.1.10.	Modificaciones.....	140
8.1.11.	Defectos de obra	140
8.1.12.	Almacenamiento de los equipos	140
8.1.13.	Recepción de los equipos.....	140
8.1.14.	Garantía.....	141
8.1.15.	Contrato	141
8.1.16.	Responsabilidades.....	141
8.1.17.	Finalización de contrato.....	141
8.2.	CONDICIONES ECONÓMICAS	141
8.2.1.	Abono de trabajos.....	141
8.2.2.	Precios	142
8.2.3.	Penalización por tardía	142
8.2.4.	Liquidación tras la rescisión del contrato	142
8.2.5.	Fianza	142
8.2.6.	Prevención de riesgos	142
8.2.7.	Demora	142
8.3.	PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS	143
8.3.1.	Ensayos e inspecciones.....	143
9.	PRESUPUESTO.....	145
9.1.	INTRODUCCIÓN	146
9.2.	PRECIO DEL MATERIAL DEL EJE.....	146
9.2.1.	Peso eje motor-reductora	146
9.2.2.	Peso eje intermedio.....	146
9.2.3.	Peso eje de cola reducido.....	146
9.2.4.	Peso eje de cola.....	147
9.2.5.	Cantidades de material.....	147



9.2.6. Precio del material	147
9.3. PRECIO DE LA MANO DE OBRA	147
9.4. PRECIO DE LOS EQUIPOS	148
9.5. COSTES TOTALES CON IVA Y BENEFICIOS	149
10. BIBLIOGRAFÍA.....	151



1.2. ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 2-1.-Patrullero “Centinela” perteneciente a la Armada Española

Ilustración 2-2.-Croquis línea de ejes. Fuente: TFG “Diseño de una línea de ejes de un buque de última generación” de Xurxo Carbarcos

Ilustración 2-3.- Disposición general de la planta propulsora. Fuente: Diseño Propio

Ilustración 2-4.- Diagrama motor de ciclo diésel. Fuente: Navarrof

Ilustración 2-5.-Diagrama indicativo de presiones de motor 4T. Fuente: Apuntes asignatura “Energía de Plantas y Propulsión” UPCT

Ilustración 2-6.-Esquema planta propulsora con configuración CODAD. Fuente: Congreso Internacional de Ingeniería de Proyectos

Ilustración 2-7.-Croquis motor. Fuente: Catálogo MAN

Ilustración 2-8.-Modelo 3D del motor. Fuente: Catálogo MAN.

Ilustración 2-9.-Reductora de engranajes. Fuente: Apuntes “Plantas de Energía y Propulsión” UPCT.

Ilustración 2-10.-Croquis reductora. Fuente: Catálogo Wärtsilä

Ilustración 2-11.-Características de la reductora. Fuente: Catálogo Wärtsilä

Ilustración 2-12.-Engranaje helicoidal simple. Fuente: Página web “Ingenierizando”

Ilustración 2-13.-Engranaje helicoidal simple de ejes paralelos. Fuente: Página web “Ingenierizando”

Ilustración 2-14.-Engranaje helicoidal simple de ejes cruzados. Fuente: Página web “Ingenierizando”

Ilustración 2-15.-Engrane helicoidal doble. Fuente: Página web “Ingenierizando”

Ilustración 2-16.-Arbotante buque acorazado clase Yamato. Fuente: Foro "Segunda Guerra Mundial"

Ilustración 2-17.-Tubos de bocina. Fuente: Newtesol

Ilustración 2-18.-Sello de bocina. Fuente: “Duramax Marine”

Ilustración 2-19.-Embrague hidráulico. Fuente: Nauticexpo.

Ilustración 2-20.-Hélice 5 palas. Fuente: Fountom.

Ilustración 3-1.-Croquis del cambio de diámetro en ejes. Fuente: Propia.

Ilustración 3-2.-Tensión cortante simple sobre un perno. Fuente: Canal YouTube "Hugo E. Cabrera Cerna"

Ilustración 3-3.- Tensión cortante doble sobre un perno. Fuente: Canal YouTube “Hugo E. Cabrera Cerna”

Ilustración 3-4.-Logo Bureau Veritas. Fuente: Bronobuisson.



- Ilustración 4-1. -Desalineación angular. Fuente: Sintechpumps
- Ilustración 4-2. -Desalineación radial. Fuente: Sintechpumps
- Ilustración 4-3.-Acoplamiento disco flexible. Fuente: TB Wood's
- Ilustración 4-4.-Acoplamiento flexible por cadenas. Fuente: Lindis
- Ilustración 4-5.-Acoplamiento tipo flak. Fuente: DNV
- Ilustración 4-6.-Acoplamiento fuelle helicoidal. Fuente: Dinámica Drive Solutions
- Ilustración 4-7.-Acoplamiento manguito flexible. Fuente: Autodoc
- Ilustración 4-8.-Acoplamiento rígido embridado. Fuente: Dirctindustry. Casa comercial PIX
- Ilustración 4-9.- Acoplamiento rígido de manguito. Fuente: HVHIndustrial
- Ilustración 4-10.-Acoplamiento rígido por sujeción cónica. Fuente: Suministros Intec
- Ilustración 4-11.-Acoplamiento hidráulico. Fuente: Blog de Sistemas Hidráulicos
- Ilustración 4-12.-Acoplamiento hidráulico. Fuente: Transfluid
- Ilustración 4-13.-Modos de funcionamiento definidos del acoplamiento hidráulico. Fuente: VOITH
- Ilustración 4-14.-Acoplamiento hidráulico OKC. Fuente: Catálogo SKF.
- Ilustración 4-15.-Dimensiones principales del acoplamiento. Fuente: Catálogo SFK
- Ilustración 4-16.-Dimensiones principales del acoplamiento. Fuente: Catálogo SFK
- Ilustración 4-17.-Dimensiones brida. Fuente: DNbrida
- Ilustración 4-18.-Croquis de la brida o perno para la unión. Fuente: DINStock
- Ilustración 4-19.-Tuerca norma. Fuente: Propia
- Ilustración 4-20.-Tuerca autoblocante. Fuente: Propia
- Ilustración 4-21.-Arandela estándar. Fuente: Propia
- Ilustración 4-22.-Arandela autoblocante. Fuente: Propia
- Ilustración 4-23.-Arandela autoblocante. Fuente: NORD-LOCK
- Ilustración 4-24.-Coquización arandela. Fuente: NORD-Lock
- Ilustración 4-25.-Dimensiones arandela. Fuente: NORD-Lock
- Ilustración 5-1.-Cojinete de fricción. Fuente:Cienciasferas
- Ilustración 5-2.-Soporte de rodadura. Fuente: Cienciasfera
- Ilustración 5-3.-Rodamiento rígido. Fuente: SKF
- Ilustración 5-4.-¿Por qué usar rodamientos? Fuente: SKF



- Ilustración 5-5.-Croquis del rodamiento. Fuente: SKF
- Ilustración 5-6.-Croquis tubo de bocina. Fuente: Cedervall
- Ilustración 5-7.-Instalación de la bocina en el buque. Fuente: Johnson Cutless
- Ilustración 5-8.-Cojinete de chumacera. Fuente: Wärtsilä
- Ilustración 5-9.-Croquis del cojinete. Fuente: Fuente: Wärtsilä
- Ilustración 5-10.-Sello de bocina en el buque. Fuente: Johnson Cutless
- Ilustración 5-11.-Sello de bocina. Fuente: Wärtsilä
- Ilustración 5-12.-Disposición y elementos del sello de bocina. Fuente: Wärtsilä
- Ilustración 5-13.-Pasamamparos SIMPLEX-COMPACT. Fuente: Centrax
- Ilustración 5-14.-Componentes del pasamamparos. Fuente: Centrax
- Ilustración 5-15.-Croquis arbotante. Fuente: Solé Diésel
- Ilustración 6-1.-Plano alzado de la colocación de los apoyos. Fuente: Propia
- Ilustración 6-2.,Plano perfil de la colocación de los apoyos. Fuente: Propia
- Ilustración 6-3.-Colocación de fuerzas actuantes y restricción de movimientos. Fuente: Propia
- Ilustración 6-4.-Detalle acoplamiento eje de cola-eje de cola reducido. Fuente: Propia
- Ilustración 6-5.-Detalle cojinete. Fuente: Propia
- Ilustración 6-6.-Detalle acoplamiento eje de cola reducido-eje intermedio. Fuente: Propia
- Ilustración 6-7.-Detalle acoplamiento reductora-eje intermedio.Fuente:Propia
- Ilustración 6-8.-Detalle acoplamiento motor-reductora. Fuente:Propia
- Ilustración 6-9.-Restricciones de rodadura. Fuente: Propia
- Ilustración 6-10.-Restricciones en la chumacera de empuje. Fuente: Propia
- Ilustración 6-11.-Restricciones de empotramiento. Fuente: Propia
- Ilustración 6-12.-Fuerzas actuantes de la hélice. Fuente: Propia
- Ilustración 6-13.-Simulación Von Mises. Fuente: Propia
- Ilustración 6-14.,Von Mises en el acoplamiento eje de cola-eje de cola reducido. Fuente: Propia
- Ilustración 6-15.-Von Mises en bocina y acoplamiento eje de cola reducido-eje intermedio. Fuente: Propia
- Ilustración 6-16.-Factor de seguridad. Fuente: Propia
- Ilustración 6-17.-Factor de seguridad en la zona de las fuerzas de la hélice. Fuente: Propia
- Ilustración 6-18.-Desplazamientos en el eje. Fuente: Propia



Ilustración 6-19.-Desplazamientos en la zona donde actúan las fuerzas de la hélice. Fuente: Propia

Ilustración 6-20.-Deformaciones unitarias en el eje. Fuente: Propia

Ilustración 6-21.-Deformaciones en la zona donde actúan las fuerzas de la hélice. Fuente: Propia

Ilustración 7-1.-Desalineación radial. Fuente: Power-Mi

Ilustración 7-2.-Desalineación radial. Fuente: DMC

Ilustración 7-3.- Desalineación angular. Fuente: DMC

Ilustración 7-4.-Desalineación combinada. Fuente: DMC

Ilustración 7-5.-Causas de fallas en máquinas. Fuente: Dynamox

Ilustración 7-6.-Gráfica de problemas causados por la desalineación. Fuente: Dynamox

Ilustración 7-7.- Alineamiento método racional. Fuente: Eitudela

Ilustración 7-8.-Método relojes comparadores. Fuente: Eitudela

Ilustración 7-9.- Alineación mediante láser. Fuente: SKF

Ilustración 7-10.-Tipos de mantenimiento. Fuente: Blog Ingeniero Marino



1.3. ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1.-Características del motor. Fuente: Catálogo MAN

Tabla 3.1.-Resumen de los diámetros comerciales del eje

Tabla 3.2.-Coeficientes an. Fuente: Apuntes Asignatura: Control de Ruidos y Vibraciones a Bordo. UPCT.

Tabla 4.1.-Dimensiones principales del acoplamiento. Fuente: Catálogo SFK

Tabla 4.2.-Dimensiones principales del acoplamiento. Fuente: Catálogo SFK

Tabla 4.3.-Dimensiones de la brida 1500 lbs. Fuente: DNBrida

Tabla 4.4.-Medidas normalizadas pernos. Fuente: DINStock.

Tabla 4.5.-Medidas tuerca Hexagonal. Fuente: Dacctors

Tabla 4.6.-Dimensiones de la brida 900 lbs. Fuente: DNBrida

Tabla 4.7.-Medidas normalizadas pernos. Fuente: DINStock.

Tabla 4.8.-Medidas tuerca hexagonal. Fuente: Dracctors

Tabla 5.1.-Factor de seguridad de Von Mises.

Tabla 5.2.-Dimensiones del cojinete para el arbotante. Fuente: SKF

Tabla 5.3.-Dimensiones del cojinete para el eje de cola reducido. Fuente: SKF

Tabla 5.4.-Dimensiones bocina. Fuente: Cedervall

Tabla 5.5.-Medidas de la chumacera. Fuente: Fuente: Wärtsilä

Tabla 5.6.-Medidas del sello de bocina. Fuente: Wärtsilä

Tabla 5.7.-Medidas pasamamparos. Fuente: Centrax

Tabla 5.8.-Medidas definitivas pasamamparos. Fuente: “Centrax”(Propia)

Tabla 5.9.-Medidas arbotante. Fuente: Propia

Tabla 8.1.-Peso del material utilizado. Fuente: Propia

Tabla 8.2.-Precio del material

Tabla 8.3.-Precio de mano de obra y montaje

Tabla 8.4.-Precio de equipos



Universidad
Politécnica
de Cartagena

1. OBJETIVOS Y METODOLOGÍA APLICADA

Trabajo Fin de Grado de Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos
DISEÑO Y MONTAJE DE UNA LÍNEA DE EJES



1.4. INTRODUCCIÓN

El presente proyecto se basa en el diseño de una línea de ejes de un patrullero, así como el cálculo de los elementos que lo conforman, estudiando su viabilidad tanto dentro como fuera del agua.

El funcionamiento de este eje se hace mediante dos motores diésel, por lo que necesitaremos una reductora de doble entrada y salida única.

Dichos motores y reductora se escogerán mediante catálogos comerciales, siendo los elementos restantes del eje calculados mediante normas.

Estas normas son conservadoras, pero garantizarán que el eje diseñado pueda ser apto para su funcionamiento en un rango de velocidades establecidas.

Debido a la existencia de múltiples normas que hacen alusión a los ejes, emplearemos para nuestros diámetros la normativa de la sociedad de clasificación “Lloyd’s Register”, así como nos apoyaremos en sociedades de clasificación como Bureau Veritas, debido a las limitaciones de la anterior nombrado sobre todo en cuanto a los apoyos.

Existen más normas como “Det Nosk Veritas” o “American Bureau Shipping”, pero debido a la antigüedad se han sustituido por software de diseño.

1.5. OBJETIVOS

Para poder llevar a cabo el diseño de nuestra línea de ejes, establecemos los siguientes objetivos:

- diseñar los ejes que lo forman.
- Diseñar los acoplamientos utilizados para unir los diferentes tramos.
- Diseñar los apoyos necesarios para que nuestro eje funcione sin ningún problema futuro.

1.6. METODOLOGÍA APLICADA

La metodología utilizada se describe de la siguiente manera:

1. Partimos de un buque con casco y estructura ya diseñada, al cual se nos pide que en función de las necesidades de la Armada, diseñemos una línea de eje adecuada.
2. Se procede a calcular de manera conservadora los diámetros mínimos de nuestro eje, prestando especial atención a los diferentes tramos. Esto se calculará mediante la “Lloyd’s Register”. Añadir hola que los diámetros que nos ofrece se deberán de adaptar a diámetros comerciales.
3. Continuaremos calculando las fuerzas a las que está sometido nuestro eje, dado que serán necesarias para poder calcular la distancias máximas entre apoyos.
4. Posteriormente, con los datos calculados, calcularemos los momentos de inercia axial y de peso por metro, para finalmente calcular las distancias máximas entre apoyos. Las distancias máximas entre apoyos los calcularemos mediante las velocidades críticas, partiendo de la premisa que he dicha condición se va a cumplir.
5. A continuación comprobamos las distancias máximas entre los apoyos mediante la metodología que nos proporciona la sociedad de clasificación “Bureau Veritas”, mediante frecuencias.



6. Con todo lo anterior calculado, procedemos a calcular los elementos asociados tales como: acoplamientos con sus reacciones en los apoyos, cálculo que nos servirá para comprobar la validez del elemento o apoyo seleccionado. Tanto los acoplamientos como los apoyos los calcularemos apoyándonos en catálogos comerciales como puede ser SKF. En este apartado también seleccionaremos elementos como el pasa mamparo y se diseñará el arbotante, dado que es un elemento que sea de fabricar mediante diseño propio.
7. Para finalizar el análisis y diseño, mediante el programa SolidWorks, comprobaremos si los cálculos de distancias entre apoyos, así como la selección de los apoyos es la correcta. Esto lo calcularemos mediante elemento finitos y lo comprobaremos por una flecha establecida anteriormente de 1 mm, siendo rechazada dicha colocación cuando se supere más de 1 mm de desplazamiento.
8. Con todos los componentes dimensionados y seleccionados, describiremos como se montaría la línea de ejes, los problemas que pueden aparecer y los diferentes tipos de desalineación y alineación, así como el mantenimiento de los ejes.

Finalmente, si el diseño ha sido satisfactorio, se calculará una estimación del presupuesto así como se incluirá una ficha técnica de todos los componentes.

El renderizado se realizará con más detalles que los aportados para poder hacer el análisis mediante elementos finitos, obteniendo una estimación aproximada de cómo sería nuestro eje si este se materializara.





Universidad
Politécnica
de Cartagena

2. DATOS DE DISEÑO

Trabajo Fin de Grado de Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

DISEÑO Y MONTAJE DE UNA LÍNEA DE EJES



2.1. CARACTERÍSTICAS DEL BUQUE

El buque que se nos presenta es un patrullero, que, en este caso, al ser un buque de la marina debemos de ser especialmente meticulosos con las especificaciones y los requisitos impuestos, ya que el no hacerlo se traduce no solo en altas pérdidas económicas, sino la rescisión del contrato de la construcción del buque.

Un patrullero se trata de un buque cuyas misiones son muy diferentes, tales como defender el territorio frente a amenazas como podrían ser el terrorismo internacional, tráfico de drogas y de personas, así como misiones en aguas próximas al territorio nacional, como operando para misiones internacionales.

Debido a esta variedad de misiones a realizar, su diseño nos debe de garantizar largos periodos en la mar con las mejores condiciones de operación, así como costes de operación y ciclo de vida reducidos.

Los datos de este buque son los siguientes

- Eslora entre perpendiculares: 88.34 m
- Manga máxima: 14.26 m
- Puntal de cubierta de vuelo/Cubierta de castillo: 10.365m
- Puntal de cubierta principal: 8.812 m
- Puntal de cubierta segunda: 5.038 m
- Calado de trazado: 4.435 m
- Dotación: 42
- Personal de transporte: 43
- Velocidad máxima: 21 nudos
- Sociedad de clasificación: Lloyd's Register



Ilustración 2-1.-Patrullero "Centinela" perteneciente a la Armada Española



2.2. ESTUDIO DE UNA LÍNEA DE EJES Y SUS PARTES

De manera general, vamos a nombrar las partes a estudiar y calcular de manera genérica, siendo estas las que componen la línea de ejes de un buque cualquiera con propulsión diésel.

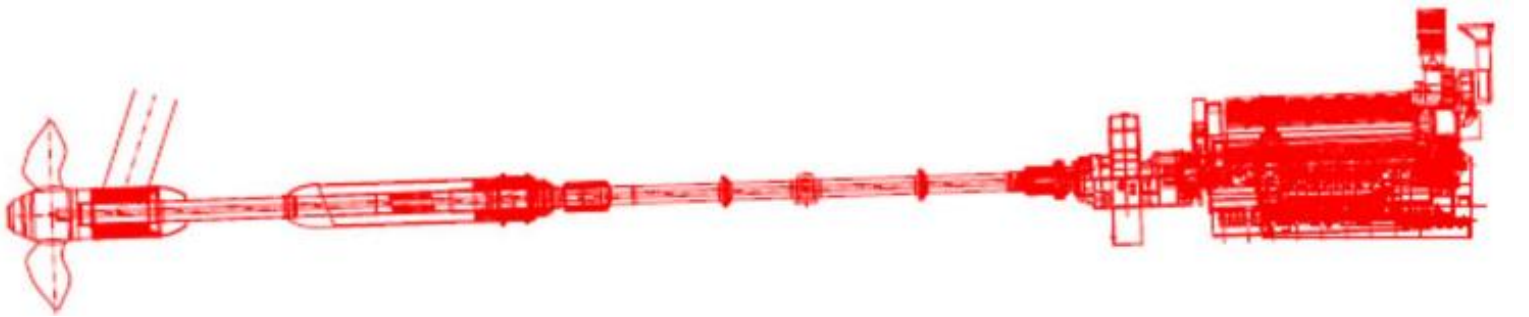


Ilustración 2-2.-Croquis línea de ejes. Fuente: TFG “Diseño de una línea de ejes de un buque de última generación” de Xurxo Carbarcos

- Motor: Es el encargado de generar la potencia necesaria demandada.
- Reductora: Dado que la hélice no puede aprovechar las rpm necesarias, se precisa de una reductora que reduzca el régimen de giro, pudiendo ser aprovechado por la hélice.
- Cojinete: Piezas en cuyo interior descansa y se apoya la hélice.
- Acoplamientos: Pueden ser rígidos, flexibles o hidráulicos, dependiendo del tramo a unir y de las necesidades. Son los encargados de unir o bien varios tramos de eje o bien alargar un tramo.
- Chumaceras: Su cometido es brindar apoyo al eje, sobre todo cuando rota.
- Ejes: Su diámetro varía dependiendo de su ubicación, aumentando su diámetro según se acerca a la hélice. Transmiten la potencia desde el motor a la hélice.
- Bocina: Orificio realizado en la popa del buque por la cual el eje sale del casco.
- Arbotante: Elemento encargado de soportar los esfuerzos a los que el eje de cola se somete, evitando que se levante y produzca vibraciones.
- Hélice: Elemento propulsor.

La hélice no puede estar cerca del motor, por lo cual habrá que calcular también la distancia a la cual se encontrará nuestra cámara de máquinas de la popa, así como la longitud de esta, siendo un dato que nos determinará la distancia de cada tramo de nuestra línea de ejes.

2.3. CARACTERÍSTICAS DEL EJE PROPULSOR Y EQUIPOS ASOCIADOS

2.3.1. Disposición general del eje propulsor

La armada, dejando a libre elección del astillero, solo impone la condición del sistema propulsor siga el siguiente esquema

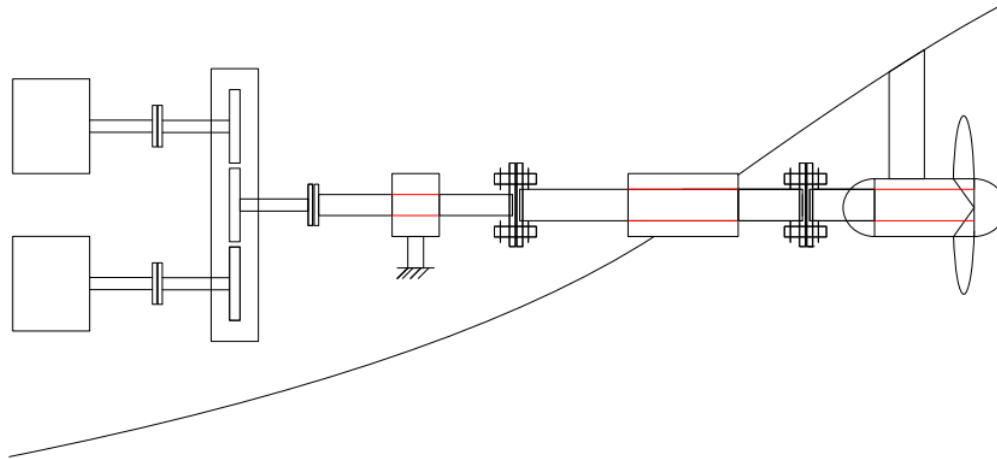


Ilustración 2-3.- Disposición general de la planta propulsora. Fuente: Diseño Propio

Donde cómo se puede ver, un requisito es que tenga dos motores diésel de 4T cada uno conectados a una reductora, debido a que la hélice no puede aprovechar todas las revoluciones salientes del motor.

A pesar de que se nos ha dejado libertad a la hora de los acoplamientos, seguiremos lo siguiente:

- El acoplamiento motor-reductora será hidráulico, debido al tamaño y las revoluciones que ha de soportar.
- El acoplamiento reductora-eje intermedio será hidráulico
- El resto de los acoplamientos serán mediante bridas, siendo el acoplamiento en el eje de la hélice lo más cercano a esta posible.

2.3.2. Datos del motor

A pesar de la gran variedad de propulsión con la que se cuenta actualmente, el sistema a utilizar será propulsión diésel 4T, siguiendo el esquema que se muestra

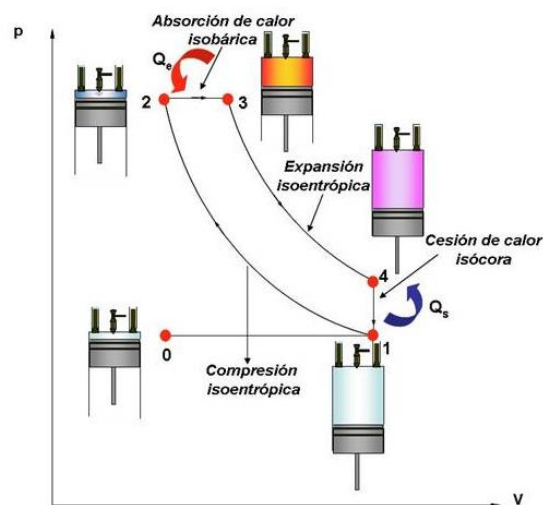


Ilustración 2-4.- Diagrama motor de ciclo diésel. Fuente: Navarrof



Donde las etapas son

- 1-2: Compresión adiabática de aire, donde no hay intercambio de calor con el exterior
- 2-3: Introducción del calor a presión constante
- 3-4: Expansión adiabática del fluido activo.
- 4-1: Sustracción instantánea del calor producido, siendo esta etapa la expulsión del calor a volumen constante.

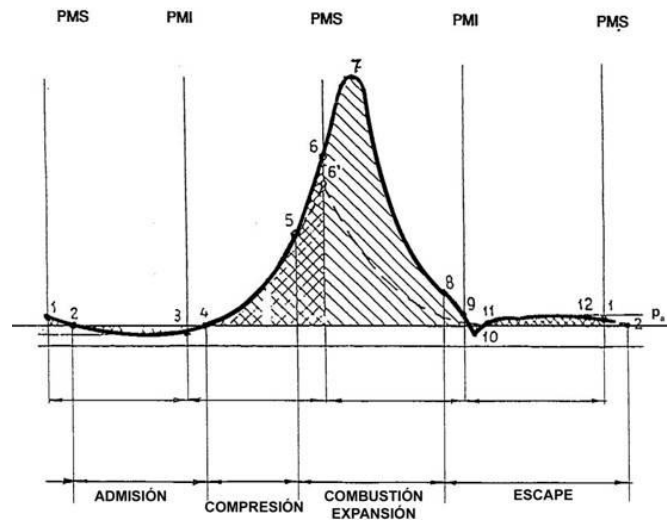


Ilustración 2-5.-Diagrama indicativo de presiones de motor 4T. Fuente: Apuntes asignatura “Energía de Plantas y Propulsión” UPCT

Se apuesta por una configuración CODAD, dado que son dos motores diésel unidos a una reductora a través de un sistema de embragues, que podrá acoplar o desacoplarlos indistintamente para un solo eje,

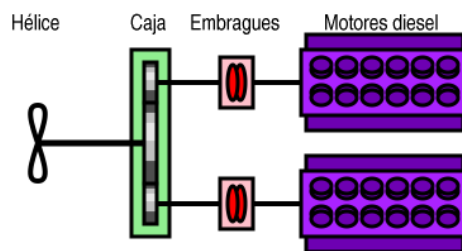


Ilustración 2-6.-Esquema planta propulsora con configuración CODAD. Fuente: Congreso Internacional de Ingeniería de Proyectos

Usando este sistema, los motores que utilizará nuestro buque es un motor MAN 18 V32/44CR.

Este motor se basa en el common-rail. Está basado en las experiencias positivas que se obtuvieron del motor MAN 32/40 por su unidad de potencia, donde el cigüeñal, la biela y el pistón han sido optimizados para un mayor rendimiento, asegurándose así los 560kW por ciclo y cilindro, siendo un motivo por el cual se ha escogido.



- Dimensiones: 9230x3100x4262 mm
- Velocidad: 750 rpm
- Potencia: 10080 kW
- Pistón: 320 mm
- Carrera: 440 mm
- Consumo: 172 g/kWh
- Refrigeración: Refrigeración por agua
- Número de cilindros: 18 cilindros en V
- Peso: 96 T
- Aspiración: Turbo sobrealimentado

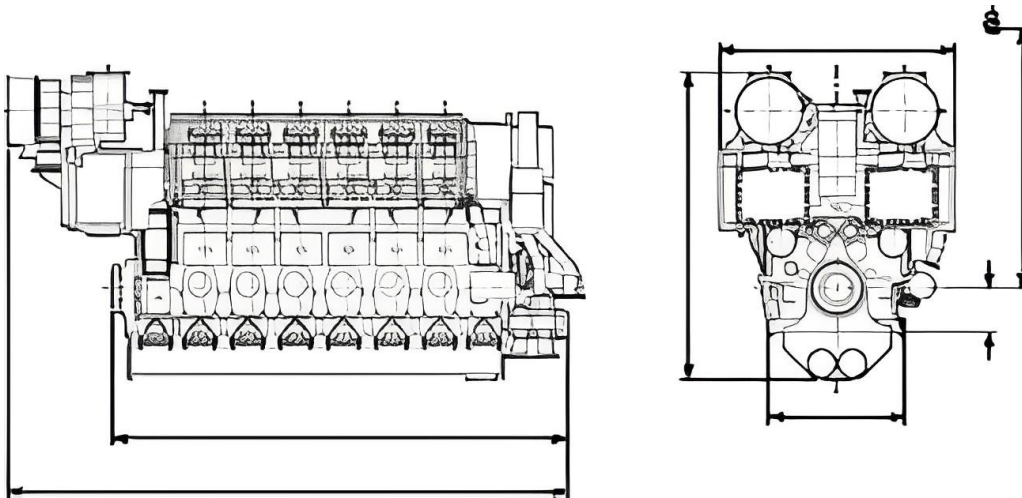


Ilustración 2-7.-Croquis motor. Fuente: Catálogo MAN

Engine type	No. of cyl.	L mm	L1 mm	W mm	H mm	Weight t
12V32/44CR	12	7,195	5,795	3,100	4,039	70
14V32/44CR	14	7,970	6,425	3,100	4,262	79
16V32/44CR	16	8,600	7,055	3,100	4,262	87
18V32/44CR	18	9,230	7,685	3,100	4,262	96
20V32/44CR	20	9,860	8,315	3,100	4,262	104

Tabla 2.1.-Características del motor. Fuente: Catálogo MAN



Ilustración 2-8.-Modelo 3D del motor. Fuente: Catálogo MAN.



2.3.3. Datos de la reductora

La hélice seleccionada girará a una rpm establecida, siendo éstas mucho menor que la que entrega el motor. Esto se debe a que los motores diésel son motores rápidos y pequeños. Dado que no pueden ofrecer menos revoluciones debido a su diseño debido a su diseño.

Si quisiéramos que el motor ofreciera las mismas revoluciones que nuestra hélice, deberíamos de utilizar motores de 2T (Dos tiempos) en vez de 4T (Cuatro Tiempos), pero esto no es posible debido a la gran tamaño de ellos.

Para poder solucionar este tipo de problemas, se hace uso de una reductora, cuyo fin es pasar de las revoluciones generadas por el motor a las revoluciones de trabajo de la hélice o elemento propulsor, aprovechando de esa manera la energía que nos proporciona. Esto se consigue mediante la aplicación de las ruedas de engranajes con los diámetros y números de dientes adecuados.

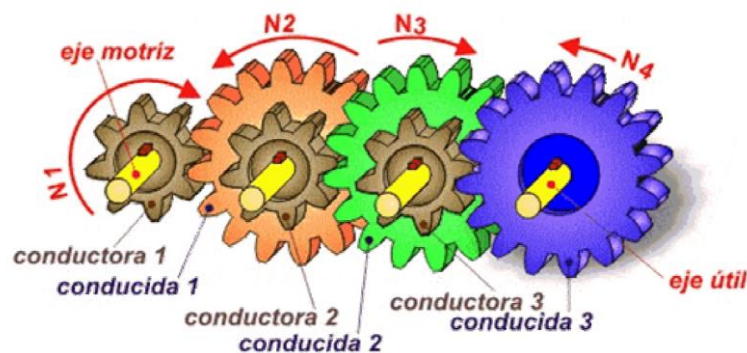


Ilustración 2-9.-Reductora de engranajes. Fuente: Apuntes "Plantas de Energía y Propulsión" UPCT.

Si se deseara invertir la marcha, se debería de intercalar un eje dentado entre la rueda motriz y la de salida, invirtiendo así el eje de giro.

La reductora deberá de contar con dos entradas para los motores y una salida para la única línea de eje, siendo la separación de la entrada de 3500mm, tal y como nos indica el fabricante del motor y reductora.

La reductora escogida para tal fin es la casa comercial Wärtsilä (modelo TCH350), que cuenta con doble embrague (uno a babor y otro a estribor de la reductora) que permite embragar dos motores a una misma reductora de manera independiente, pudiendo haber uno solo embragado y posteriormente embragar el otro. Por lo que permite la conexión de dos motores para una única salida de eje de propulsión

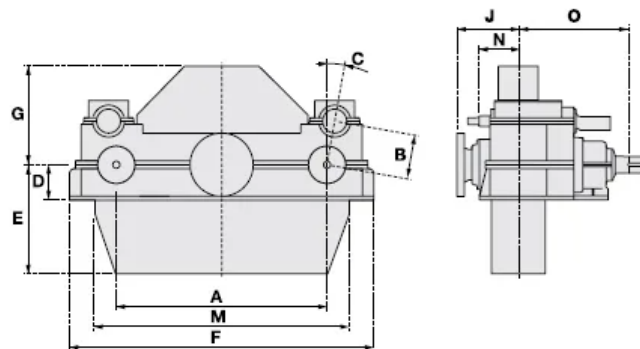


Ilustración 2-10.-Croquis reductora. Fuente: Catálogo Wärtsilä



Gear type/size	A	B	C	D	E	F	G	J	M	N	O	Weight tonnes*
TCH190	1900	460	10	320	980	2750	890	555	2300	360	995	15
TCH240	2400	490	20	450	1315	3580	1455	730	3135	570	1220	20
TCH250	2500	530	12,5	450	1400	3700	1150	800	3230	570	1290	28
TCH270	2700	580	10	500	1330	3900	1690	880	3410	600	1560	28
TCH350	3500	580	10	700	1855	5370	1630	1270	4380	790	2140	50
TCH370	3700	630	10	700	1855	5565	1645	1270	4580	880	2140	60
TCH380	3800	630	0	700	1700	5600	2000	1270	4700	900	2200	55

Ilustración 2-11.-Características de la reductora. Fuente: Catálogo Wartsilä

Esta reductora nos ofrece una relación de transmisión de 4,46. Dicha relación se ha obtenido de la siguiente manera

$$\frac{\text{ParHélice}}{\text{ParMotor}} = i \quad [2.1]$$

Dado que la velocidad de la hélice es de 169 rpm, con una reducción aproximada de un 3% debido a las pérdidas de fricción de los ejes.

Además del modelo TCH se ha elegido la serie 350, puesto que 3500mm significa la distancia que habrá entre los ejes del motor principal, que será una distancia de 3500 mm, suficiente para llevar a cabo el mantenimiento y reparaciones entre los motores principales.

El motivo para elegir este tipo de reductora es que utiliza dientes helicoidales, transmitiendo mayor potencia que los engranajes cilíndricos de dentado recto, así como la alta velocidad que transmiten, siendo más silenciosos, requisito indispensable en buques pertenecientes a la armada, así como siendo más duraderos.



Ilustración 2-12.-Engranaje helicoidal simple. Fuente: Página web "Ingenierizando"

Estos engranajes tienen la peculiaridad que en función de la velocidad que se vaya a transmitir, deberán de mecanizarse con un ángulo u otro



- Si la velocidad angular transmitida es baja, el ángulo debe ser entre 5° y 10° .
- Si la velocidad angular transmitida es media, el ángulo debe ser entre 15° y 25° .
- Si la velocidad angular transmitida es alta, el ángulo debe ser aproximadamente 30° .

Además, podemos encontrarnos con diferentes tipos de engranajes helicoidales, tal y como se muestran en las diferentes imágenes.



Ilustración 2-13.-Engranaje helicoidal simple de ejes paralelos. Fuente: Página web "Ingenierizando"



Ilustración 2-14.-Engranaje helicoidal simple de ejes cruzados. Fuente: Página web "Ingenierizando"



Ilustración 2-15.-Engrane helicoidal doble. Fuente: Página web "Ingenierizando"

Siguiendo con la reductora, esta cuenta con una operación de emergencia, pudiendo bloquear el disco de manera mecánica cuando se detecte un fallo en su funcionamiento.

Posee, además, un intercambiador de calor para altas temperaturas de entrada de agua de refrigeración, siendo muy resistente al agua de mar, abaratando y haciendo más sencillo el sistema de refrigeración de esta, así como lleva instalado su propio cárter de aceite.

La reductora está compuesta de las siguientes partes

- Tren de engranajes
- Embrague



- Circuito hidráulico de aceite
- Circuito de aire de lubricación
- Sistema de agua de refrigeración para el aceite.
- Cojinetes de apoyo y empuje
- Panel local de operaciones
- Virador
- Sistema de enclavamiento (Locking Device)

2.3.4. Freno neumático

Al ser un buque que requiere de grandes velocidades, así como de sus maniobras, debe de tener un freno de eje.

Este freno es accionado por aire comprimido, utilizando pistones que son alimentados por este aire comprimido

El freno es el encargado de detener la rotación, dejando el motor a velocidad de ralenti, reduciendo el par exigido, cuando se encuentra desembragado.

El uso del freno nos ofrece ventajas como:

- El motor no se detiene si se hace una parada
- Se reduce el tiempo de maniobra del buque.

Además, debemos de contar con un freno hidráulico, encargado de bloquear la línea de eje cuando los motores se encuentren parados y la hélice no rote.

2.3.5. Eje de propulsión

Por otra parte, el elemento principal es a línea de ejes, siendo este el nexo entre la hélice y el motor, debiendo de poder trabajar en cualquier condición por adversa que resulte, sin que se produzca ningún fallo que afecte a la seguridad y estructura del buque.

Este sistema posee todo el equipamiento necesario para convertir el movimiento de rotación de la maquinaria principal, en potencia de empuje, siendo aprovechable por la hélice.

Este sistema debe, además, de cumplir con varios objetivos vitales para su correcto funcionamiento:

- Transmitir la potencia desde la máquina principal, que es el motor a la hélice.
- Soportar la hélice y su peso
- No generar vibraciones que sean perjudiciales para la estructura del buque.
- Transmitir el empuje desarrollado por la hélice al casco
- Soportar la carga de operaciones como pueden ser cambios de marcha, maniobras a altas velocidades...
- Proporcionar un entorno seguro de maniobras en todo el rango operacional.

La disposición del eje propulsor puede variar en función de la ubicación de la maquinaria principal.



El eje, debido a las grandes longitudes que puede alcanzar, precisa de los siguientes elementos

- Deberá tener apoyos que lo sostengan e impidan la flexión de este, evitando el efecto “comba”
- Cada tramo como máximo podrá tener 16m. De tener más longitud, se deberá de dividir en dos tramos idénticos.
- Las uniones entre ejes se harán mediante los acoplamientos más adecuados en función del régimen de trabajo.

En el caso de que la cámara de máquinas esté situada más a popa, se podrá observar una línea de eje con pocos apoyos. Si bien está ubicada más a proa, es decir, en la sección media del buque, el número de apoyos aumentará.

La línea de ejes estará dividida entre tantos tramos como sean necesarios o impuestos por el armador, pero estará formado por las siguientes líneas o tramos. Dependiendo del autor y el estudio, los nombres pueden variar.

- Eje motor-reductora
- Eje intermedio.
- Eje de cola reducido
- Eje de cola

2.3.5.1. Eje motor-reductora

Considerado la primera línea del tramo del eje, siendo el tramo del eje que se encuentra desde el plato de acoplamiento desde el motor hasta la reductora.

Este tipo de ejes se encuentran en aquellos sistemas que poseen un motor diésel de 4T, en el cual es necesario contar con una reductora que consiga reducir las rpm producidas por el motor a rpm aprovechables por la hélice.

Los diferentes tramos tendrán un diámetro diferente, debido a que no todo el eje está sometido a los mismos esfuerzos, siendo cada vez mayor cuanto más a popa nos encontremos.

2.3.5.2. Eje intermedio

Este tramo va conectado a la reductora mediante un acoplamiento rígido y, por otro lado, conectado al eje de cola reducido mediante un acoplamiento hidráulico.

2.3.5.3. Eje de cola reducido

Serán tantos como la sociedad de clasificación indique según el tipo de buque. A lo largo de esta línea nos encontraremos con diferentes chumaceras de empuje.

La unión con los otros tramos del eje puede variar en función de las exigencias y preferencias del armador.

2.3.5.4. Eje de cola

Último tramo del eje. En él se encuentran la bocina y arbotante, con salida al exterior.



2.3.6. Acoplamientos

Los acoplamientos no solo deben de diseñarse de manera que sirvan de unión entre diferentes tramos de eje, o incluso del mismo tramo, sino que también deben de transmitir el torque y la potencia necesarios hasta la hélice, así como soportar el par minimizando las pérdidas que puedan aparecer.

2.3.7. Chumaceras

Brindan apoyo al eje, sobre todo cuando está rotando. Suelen ser auto lubricantes, con un depósito que les permite almacenar este aceite lubricante y, de esta forma, no se requerirá de lubricaciones externas constantes, ahorrando así paradas para lubricar y mantener los equipos.

Su depósito amplía los intervalos de lubricación, por lo que además alargar la vida útil del cojinete.

Se diferencian de los cojinetes en que la chumacera impide el desplazamiento horizontal del eje cuando rota, además de proporcionar apoyo

2.3.8. Cojinete

Se dispondrán de tal modo que la línea de ejes se apoye en ellos, evitando vibraciones y comportamientos que pongan en peligro la integridad estructural.

Para seleccionar estos cojinetes, se deberá de tener en cuenta los requerimientos calculados con anterioridad con la Lloyd's Register, la Sociedad de Clasificación seleccionada.

Los cojinetes podrán ser lubricados con agua o con aceite, a elección del armador. Además, según su disposición podemos encontrarnos con cojinetes de fricción y rodamientos.

2.3.9. Arbotante

No es más que un brazo de acero moldeado, generalmente en forma de V en el cual se aloja la chumacera del eje de cola.

Estos se unen por su parte superior a las cuadernas, y por su parte inferior al codaste.

Otras veces los arbotantes están formados por un armazón que conforma la parte integrante del casco, el cual se recubre con las planchas de henchimiento del forro.

En cada arbotante encaja una sola bocina.

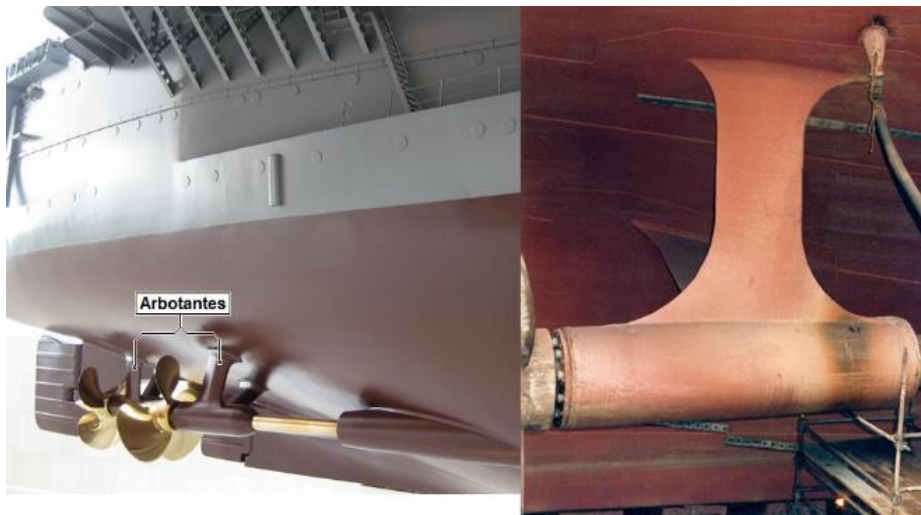


Ilustración 2-16.-Arbotante buque acorazado clase Yamato. Fuente: Foro "Segunda Guerra Mundial"

2.3.10. Bocina

La bocina en su sentido más vulgar es el orificio hecho en el casco por donde sale el eje, cuyo objetivo final es unirse con la hélice.



Ilustración 2-17.-Tubos de bocina. Fuente: Newtesol

En este caso, bocina, cojinetes y prensaestopas actúan con una única pieza, cuyas características son:

- Evitan el acceso de agua a través de la bocina, llegando al eje y produciendo corrosión, inundaciones de compartimentos, comprometiendo así la estabilidad del buque.
- Los prensaestopas secos son utilizados para cerrar las bocinas por donde salen los ejes al exterior para unirse con la hélice
- El cojinete reduce la fricción entre el eje.



- Poseen un movimiento en contacto directo producido por deslizamiento y fricción.
- Estas piezas tienen lubricantes, cuya función principal es crear una capa deslizante. Pueden ser lubricaciones de aceite o de agua.
- Su material de fabricación suele ser acero inoxidable

Si nos centramos en el tubo de la bocina, se trata de una guía para el eje del buque.

Por el lado interior, la bocina o tubo de bocina se fija mediante bridas de sujeción al casco. Además, se instalará también el cojinete del eje, atornillándose este al tubo y apretándose a la quilla del buque

2.3.11. Sellos de bocina

Su principal misión es evitar que entre agua al buque, así como evitar que el líquido usado para la refrigeración de los cojinetes de la bocina sea vertido al mar.

Se tendrán dos sellos de bocina, uno en proa y otro en popa de esta. El suministrador de estos sellos de bocina será Duramax Marine

El sello de bocina está formado por

- Juntas que aseguren la correcta estanqueidad
- Una parte giratoria, empernada a la hélice
- Una parte fija, acoplada al arbotante o a la bocina.



Ilustración 2-18.-Sello de bocina. Fuente: "Duramax Marine"

2.3.12. Embrague

Situados entre los motores principales y la reductora, su función es transmitir la potencia al engranaje de la reductora, y permitir el acoplamiento y desacoplamiento de los motores.

Como se ha dicho antes, permiten conectar y desconectar la energía que genera el motor, permitiendo que el buque funcione sin necesidad de que el eje gire al mismo tiempo, pudiendo, por ejemplo, generar energía eléctrica sin necesidad de que la hélice gire.



Tendremos un embrague por motor, dado que siguen tramos diferentes, distinguiendo si será hidráulico o de fricción, debido a que cada uno funciona de manera diferente.

Debido a que los embragues hidráulicos evitan rozamientos, sufriendo menor desgaste, ofrecen más vida útil, siendo estos los escogidos

Las características son definidas por el motor

- Potencia Continua Máxima: 10000 kW
- Velocidad Máxima de Entrada: 750 rpm



Ilustración 2-19.-Embrague hidráulico. Fuente: Nauticexpo.

Este embrague actúa por aceite transfluido, cuyas características facilitadas por Nauticexpo son:

- No se requiere ningún ajuste por el desgaste.
- Par constante durante la vida útil de las placas de fricción.
- Tamaño reducido en comparación a la capacidad de torque. El torque, por otro lado, no se ve afectado por las placas desgastadas, no requiriendo mantenimiento.
- Ofrece un gran par debido a la fuerza de su acoplamiento. Esta se consigue por la presión de aceite y no en una operación manual
- Alta capacidad de respuesta a largas distancias desde el mando.
- Las placas que lo forman no se desgastan si se produjera un mal ajuste manual.
- Vida útil de las placas elevada gracias a sus propiedades de acoplamiento

2.3.13. Hélice

Debe de ser capaz de poder absorber la potencia.

Nuestro buque va a tener una sola hélice de paso variable, debido a que estas se adaptan al casco de la embarcación y a su perfil operativo, ofreciendo una eficiencia óptima a la hélice.



La hélice será suministrada por la empresa española FOUNTOM, que realiza hélices a medida.

Esta hélice debe de poder soportar un incremento 5% de la potencia por motivos de seguridad, sin comprometer la capacidad de sobrecarga.

Las características de la hélice son

- Tipo/Casa comercial: Fountom
- Número de palas: 5 palas
- Diámetro: 4,5 m
- Peso: 20 toneladas~20000 kg
- Velocidad máxima: 160 rpm
- Relación paso-diámetro: 1,1
- Material: Cobre Ni-Al
- Velocidad continua de los motores:
- Tolerancias dimensionales de las palas: Mejor que ISO 481 Clase 5
- Tiempo de respuesta de cabeceo: 35 segundos aproximadamente

Además, su diseño nos ofrece:

- Rendimiento y eficiencia óptima.
- Mínimas emisiones de ruido y vibraciones
- Excelente orientación hidrodinámica
- Apto para diferentes niveles de potencia.
- Reduce los pesos de las hélices.



Ilustración 2-20.-Hélice 5 palas. Fuente: Fountom.

Las ventajas de escoger una hélice de paso variable son:

- Aumentan la maniobrabilidad del buque
- Se puede pasar de marcha adelante a marcha atrás sin necesidad de parar el motor



- El mantenimiento de la maquinaria principal es menor
- Ahorro de combustible debido a que se puede modificar el paso de la hélice según la velocidad.

En contraposición nos encontramos con una desventaja, y es un aumento del coste inicial del buque.

A priori, al tratarse de un buque militar se podría considerar un inconveniente, pero el coste de la maquinaria propulsora del buque no es un porcentaje alto en comparación con otro tipo de elementos, por lo que el alto coste no es decisivo. Además, se ha optimizado en costes en elementos como los cojinetes.





Universidad
Politécnica
de Cartagena

3. DIMENSIONAMIENTO Y CÁLCULOS ADICIONALES

Trabajo Fin de Grado de Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos
DISEÑO Y MONTAJE DE UNA LÍNEA DE EJES



3.1. INTRODUCCIÓN

Al investigar las bases de las reglas de las *Sociedades de Clasificación*, el 90% del tonelaje marítimo cae bajo las clasificaciones de estas sociedades, por lo que es seguro afirmar que respetan el estándar en el mundo naval.

3.2. CÁLCULOS DE DIÁMETROS

En este apartado se procederá a calcular, mediante la norma de la Sociedad de Clasificación *Lloyd's Register*. Esta sociedad nos proporcionará unos resultados conservadores, para los diámetros de cada uno de los tramos que forman nuestro eje propulsor.

Estas fórmulas se encuentran en la *Tabla 2, Parte C, Capítulo 1, Sección 7ª*

En cada uno de los tramos, a medida que nos acercamos a la hélice del buque, el diámetro aumentará, todo ello especificado por la Sociedad de Clasificación. Estos cambios de diámetro en los ejes se deben a los empujes axiales y las fuerzas radiales que se ejercen sobre ellos. Estos serán más representativos según nos acerquemos más a popa, motivo por el que el eje aumentará de diámetro.

Para evitar concentraciones innecesarias de fuerzas cortantes, estas transiciones se harán de manera progresiva con una inclinación de 10° como se puede observar en la imagen

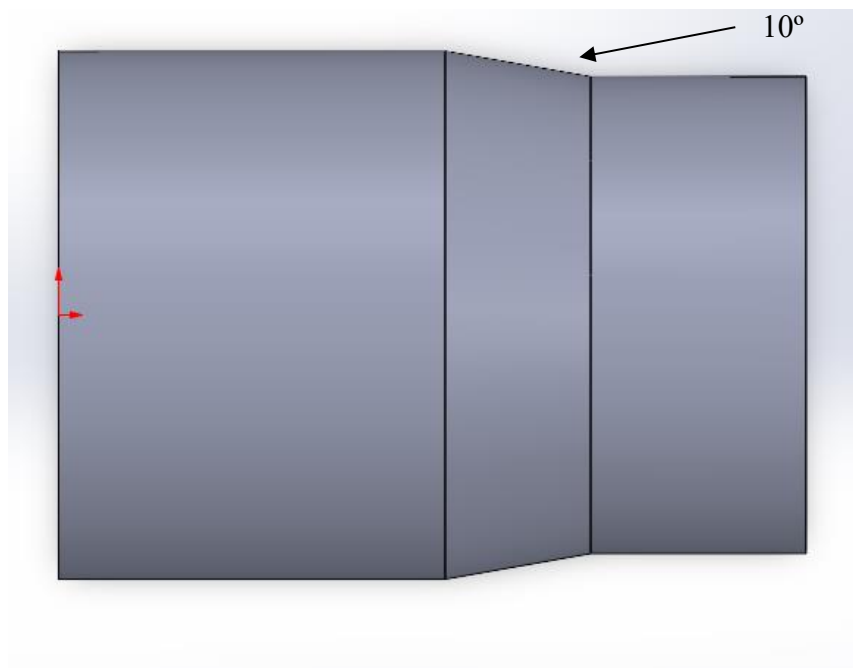


Ilustración 3-1.-Croquis del cambio de diámetro en ejes. Fuente: Propia.

Por otra parte, dependiendo del tramo se tomarán unos parámetros u otros, tal y como se mostrará a continuación, bajo la fórmula



$$D = F * K * \sqrt[3]{\frac{P}{R} * \left(\frac{560}{\sigma_U + 160}\right)} \quad [3.1]$$

Donde

F: 100 para propulsión diésel

K: Tendrá valores diferentes según en el tramo donde nos encontremos.

σ_U : Carga de rotura del material (N/mm²). Se especifica en la norma que dicho parámetro no puede ser superior a 1100 N/mm²

P: Potencia entregada al eje por el motor (kW)

R: Revoluciones que se entrega al eje (rpm)

El material del cual está hecho nuestro eje es un material Duplex: UNS S31803, que cuenta con las siguientes características

- Resistencia a la tracción: Se define como la máxima tensión mecánica que puede soportar un material antes de que este falle. Es decir, la tensión máxima que puede soportar mientras el material, en este caso el eje, se estira o se tira antes de fallar o romperse. (N/mm²)
- Límite elástico: Se define como la tensión que un material puede soportar sin sufrir deformaciones permanentes o también se puede definir como el punto donde ya no puede volver a sus dimensiones originales (N/mm²)
- Tensión normal: Se considera un 30% de la resistencia a la tracción. Se define como la reacción que se produce en el interior de nuestro eje cuando se aplica una carga. Es de la misma magnitud, pero sentido contrario a la carga aplicada. (N/mm²)
- Densidad: Se define como la relación entre la masa y el volumen de una sustancia.

Numéricamente tenemos

- Resistencia a la tracción: 621 N/mm²
- Límite elástico: 448 N/mm²
- Tensión normal: 134.4 N/mm²
- Densidad: 7800 kg/m³

Nota: A la potencia suministrada por el motor se le aplicará un margen del 5% debido a que la hélice debe de soportar dicho aumento sin comprometer los márgenes de seguridad o sobrecarga. Hay que añadir que la potencia (kW) que se entrega a la hélice propulsora cuando sale de la reductora es la suma de las potencias que entrega cada motor por separado (x2 en nuestro caso), así como las revoluciones reducidas, siendo estas nunca sumativas, no siendo el caso de la potencia sumativa en el tramo de eje motor-reductora



3.2.1. Diámetro para eje motor-reductora.

Los valores para aplicar en este caso a la fórmula [3.1] son

- K=1
- F=100
- P=10500 kW
- n=750 rpm
- $\sigma=621 \text{ N/mm}^2$

Por lo tanto

$$D = 100 * 1 * \sqrt[3]{\frac{10500}{750} * \left(\frac{560}{621 + 160}\right)} \quad [3.2]$$

$$D=215,71 \text{ mm} \approx 216 \text{ mm}$$

El diámetro del eje motor-reductora no deberá de ser inferior a 216 mm

Nota: Los diámetros que obtenemos de las fórmulas nos ofrecen un diámetro mínimo. El que se utilizará para construir nuestro eje propulsor deberá de hacerse en base de diámetros comerciales afines, nunca siendo inferiores a los calculados.

3.2.2. Diámetro para eje intermedio

Los valores para aplicar en este caso a la fórmula [3.1] son

- K=1
- F=100
- P=21000 kW
- n=169 rpm
- $\sigma=621 \text{ N/mm}^2$

Por tanto

$$D = 100 * 1 * \sqrt[3]{\frac{21000}{169} * \left(\frac{560}{621 + 160}\right)} \quad [3.3]$$

$$D=446,63 \text{ mm} \approx 447 \text{ mm}$$

El diámetro del eje intermedio no deberá de ser inferior a 447 mm



3.2.3. Diámetro para el eje de cola reducido

Los valores para aplicar en este caso a la fórmula [3.1] son

- $K=1,15$
- $F=100$
- $P=21000$ kW
- $n=169$ rpm
- $\sigma=621$ N/mm²

Por tanto

$$D = 100 * 1,15 * \sqrt[3]{\frac{21000}{169} * \left(\frac{560}{621 + 160}\right)} \quad [3.4]$$

$$D=513,63 \text{ mm} \approx 514 \text{ mm}$$

El diámetro del de cola reducido no deberá de ser menor a 514 mm

3.2.4. Diámetro para el eje de cola

Los valores para aplicar en este caso a la fórmula [3.1] son

- $K=1,22$
- $F=100$
- $P=21000$ kW
- $n=169$ rpm
- $\sigma=621$ N/mm²

Por tanto

$$D = 100 * 1,22 * \sqrt[3]{\frac{21000}{169} * \left(\frac{560}{621 + 160}\right)} \quad [3.5]$$

$$D=544,89 \text{ mm} \approx 545 \text{ mm}$$

El diámetro del de cola reducido no deberá de ser menor a 545 mm

3.3. DIÁMETROS COMERCIALES

Adaptándonos a los diámetros comerciales de ejes, obtenemos que los diferentes ejes tienen



Eje motor-reductora: 220 mm
Eje intermedio: 450 mm
Eje de cola reducida: 520 mm
Eje de cola: 550 mm

Al ser, la normativa de Bureau Veritas, en su Capítulo 6, Sección 5, estipula que : “en el caso de ejes huecos se debe incrementar el diámetro exterior según la fórmula determinada, a excepción de que el diámetro interior no exceda el 40% del diámetro exterior, en cuyo caso dicho diámetro exterior no necesita ser incrementado”

Por otro lado, el fabricante de nuestra hélice tiene fijado un diámetro mínimo.

Nuestro fabricante nos proporciona un diámetro

$$d=150 \text{ mm}$$

Comprobaremos que no sobrepase dicho límite. Con el fin de optimizar cálculos, se calculará dicho porcentaje en el eje con menor diámetro, dado que si en este cumple dicha condición, por lógica lo cumplirá en los otros

$$\text{Eje reductora-intermedio} \rightarrow 450 * 0.4 = 180 \text{ mm } \checkmark$$

Comprobamos entonces que cumple ese requisito, por lo que

Diámetro Exterior Eje Motor-Reductora	220mm	Diámetro Interior Eje Motor-Reductora	N/A
Diámetro Exterior Eje Intermedio	450mm	Diámetro Interior Eje Intermedio	150mm
Diámetro Exterior Eje de Cola Reducido	520mm	Diámetro Interior Eje de Cola Reducido	150mm
Diámetro Exterior Eje de Cola	550mm	Diámetro Interior Eje de Cola	150mm

Tabla 3.1.-Resumen de los diámetros comerciales del eje

3.4. FUERZAS A LAS QUE ESTÁ SOMETIDO EL EJE

Como se comentó con anterioridad, el eje está sometido a distintas fuerzas como son: fuerza de flexión, fuerza axial y torsión.

Estas fuerzas son dadas por el empuje que ejerce la hélice, por lo que es un cálculo que hay que tener en cuenta para el diseño, teniendo que ser las tensiones cortantes de los ejes menores que la tensión cortante del material con el cual están fabricadas.

La tensión cortante se define como aquella que, fijado un plano, actúa de manera tangencial al mismo, se calculará bajo la siguiente fórmula



$$\tau_{\text{cortmáx}} = \frac{\sigma_{\text{elástico}}}{\sqrt{3}} \quad [3.6]$$

Siendo

$\sigma_{\text{elástico}}$: Es el límite elástico del material. En este caso 621 N/mm^2

$$\tau_{\text{cortmáx}} = \frac{621}{\sqrt{3}}$$

$$\tau_{\text{cortmáx}} = 358,53 \text{ N/mm}^2$$

Con esta máxima tensión cortante, la cual no debe de ser superada por la tensión cortante en ningún tramo, comprobamos que los diámetros son adecuados.

Por lo que, para cada eje, la tensión cortante puede ser de un esfuerzo simple, tal y como se muestra en la imagen o un esfuerzo doble, como se muestra más abajo.

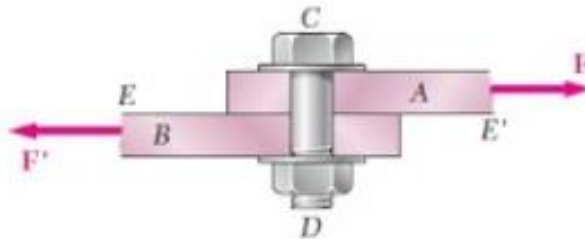


Ilustración 3-2.-Tensión cortante simple sobre un perno. Fuente: Canal YouTube "Hugo E. Cabrera Cerna"

$$\tau_{\text{cort}} = \frac{F}{A} \quad [3.7]$$

O doble

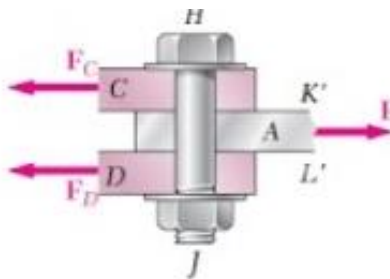


Ilustración 3-3.- Tensión cortante doble sobre un perno. Fuente: Canal YouTube "Hugo E. Cabrera Cerna"



Que responde a la fórmula

$$\tau_{\text{cort}} = \frac{F}{A} \quad [3.8]$$

Debido a que nuestro eje será sometido a una tensión cortante simple, aplicaremos la fórmula desarrollada, tal y como indica la normativa de Bureau Veritas

$$\tau_{\text{cortante}} = \frac{16 * M_t * D}{\pi * (D^4 - d^4)} \quad [3.9]$$

Siendo

D: Diámetro externo del eje (mm)

d: Diámetro interno del eje (mm)

M_T : Momento torsor

Necesitamos entonces calcular el momento torsor de cada tramo de nuestro eje. El momento torsor se calcula bajo la fórmula

$$M_T = 9,55 * \frac{P}{R} \quad [3.10]$$

Siendo

P: Potencia entregada a la línea de ejes(kW)

R: Revoluciones entregadas a la hélice(rpm)

Nota: Aunque para los ejes hemos considerado un 5% adicional por la hélice, es sabido que los motores trabajan al 90% de su capacidad, por lo que la potencia para el momento torsor consideraremos el 90% de la entregada.

$$M_T = 9,55 * \frac{20000 * 0.9}{169}$$

$$M_T = 1017,16 \text{ KNm}$$

Para el eje motor-reductora, tendremos otro momento torsor

$$M_T = 9,55 * \frac{10000 * 0.9}{750}$$

$$M_T = 114.6 \text{ KNm}$$



3.4.1. Tensión cortante en el eje motor-reductora

Aplicamos la fórmula [3.9] a cada eje, dándole valores numéricos, obteniendo así

$$\tau_{\text{cortante}} = \frac{16 * 114,6 * 10^6 * 220}{\pi * (220^4)}$$

$$\tau_{\text{cortante}} = 54,813 \text{ N/mm}^2$$

Si comparamos

$$54,813 \text{ N/mm}^2 < 358,53 \text{ N/mm}^2 \checkmark$$

Para el caso del eje motor-reductora se cumple la condición de que $\tau_{\text{cortante}} < \tau_{\text{cortmáx}}$

3.4.2. Tensión cortante en el eje intermedio

$$\tau_{\text{cortante}} = \frac{16 * 1017,6 * 10^6 * 450}{\pi * (450^4 - 150^4)}$$

$$\tau_{\text{cortante}} = 57,584 \text{ N/mm}^2$$

Si comparamos

$$57,584 \text{ N/mm}^2 < 358,53 \text{ N/mm}^2 \checkmark$$

Para el caso del eje intermedio, se cumple la condición de que $\tau_{\text{cortante}} < \tau_{\text{cortmáx}}$

3.4.3. Tensión cortante en el eje de cola reducido

$$\tau_{\text{cortante}} = \frac{16 * 1017,6 * 10^6 * 520}{\pi * (520^4 - 150^4)}$$

$$\tau_{\text{cortante}} = 37,115 \text{ N/mm}^2$$

Si comparamos

$$37,115 \text{ N/mm}^2 < 358,53 \text{ N/mm}^2 \checkmark$$

Para el caso del eje intermedio, se cumple la condición de que $\tau_{\text{cortante}} < \tau_{\text{cortmáx}}$

3.4.4. Tensión cortante en el eje de cola

$$\tau_{\text{cortante}} = \frac{16 * 1017,6 * 10^6 * 550}{\pi * (550^4 - 150^4)}$$



$$\tau_{\text{cortante}} = 31,32 \text{ N/mm}^2$$

Si comparamos

$$31,32 \text{ N/mm}^2 < 358,53 \text{ N/mm}^2 \quad \checkmark$$

Para el caso del eje intermedio, se cumple la condición de que $\tau_{\text{cortante}} < \tau_{\text{cortmáx}}$

Así pues, podemos afirmar que los diámetros que han sido calculados mediante la norma Lloyd's Register para cada tramo cumple con la condición de las tensiones cortantes que se impone.

3.5. CÁLCULO DE LAS DISTANCIAS MÁXIMAS ENTRE APOYOS

Debido a la longitud de los ejes, estos necesitan estar apoyados para poder mantener su geometría y rigidez necesarias, no dando lugar a una flecha o deformación excesiva.

Los apoyos deben de ser capaces de transmitir las demandas de la hélice, así como controlar los niveles de esfuerzos que afecten a la transmisión de la potencia.

Cálculo de las distancias máximas entre apoyos por el método directo.

En las Sociedades de Clasificaciones, más concretamente en la Lloyd's Register, que es la que estamos usando, no existen fórmulas que nos permitan calcular las separaciones entre los apoyos, solamente se nos impone que la flecha que produzcan las distancias sea menor a 1mm.

Para este apartado, nos apoyaremos en el libro “Resistencia de Materiales” de Timochenko Young, autor respetable.

Con esto, además, podemos proponer una longitud inicial de los tramos de ejes.

Para estas operaciones debemos tener en cuenta dos parámetros:

- V_C : Velocidad Crítica
- δ : Flecha

La velocidad crítica (V_C) se calculará de la siguiente manera

$$V_C = 1.3 * V \quad [3.10]$$

Siendo

V: Velocidad de rotación del eje (rpm)



Que serán aplicadas en la fórmula

$$V_c = 300 * \sqrt{\frac{78,3 * E * I_x}{G * L^4}} \quad [3.11]$$

Siendo

L: Distancia entre apoyos (mm)

G: Peso por mm

I_x: Momento de inercia axial (mm⁴)

E: Módulo de Young (kg/mm²)

VC: Velocidad crítica (rpm)

Y con esa fórmula, despejando L(mm), podemos calcular la deformada o flecha, comprobando si cumple que ha de ser menor a 1mm

$$\delta = \frac{5 * G * L^4}{384 * E * I_x} \quad (mm) \quad [3.12]$$

Los parámetros que debemos de calcular son

- G: Peso por mm
- I_x: Momento de inercia axial (mm⁴)

3.5.1. Cálculo del momento de inercia axial

Para el cálculo del momento se hará bajo la fórmula

$$I_x = \pi * \frac{D^4 - d^4}{64} \quad [3.13]$$

Siendo

D: Diámetro externo del eje (mm)

d: Diámetro interno del eje (mm)

3.5.1.1. *Momento de inercia axial en el eje motor-reductora*

Los datos numéricos son

- D:150 mm



$$I_x = \pi * \frac{150^4}{64}$$

$$I_x = 24850488,76 \text{ mm}^4 \cong 0.0000248 \text{ m}^4$$

3.5.1.2. *Momento de inercia axial en el eje intermedio*

Los datos numéricos son

- D: 450 mm
- d: 150mm

$$I_x = \pi * \frac{450^4 - 150^4}{64}$$

$$I_x = 1988039101 \text{ mm}^4 \cong 0.001988 \text{ m}^4$$

3.5.1.3. *Momento de inercia axial en el eje de cola reducido*

Los datos numéricos son

- D: 520 mm
- d: 150 mm

$$I_x = \pi * \frac{520^4 - 150^4}{64}$$

$$I_x = 3564230622 \text{ mm}^4 \cong 0.00356423 \text{ m}^4$$

3.5.1.4. *Momento de inercia axial en el eje de cola*

Los datos numéricos son

- D: 550 mm
- d: 150 mm
-

$$I_x = \pi * \frac{550^4 - 150^4}{64}$$

$$I_x = 4466952054 \text{ mm}^4 \cong 0.00446695 \text{ m}^4$$



3.5.2. Peso por metro

Otro parámetro que necesitamos calcular es el peso por metro de los distintos tramos del eje.

Esto se podrá calcular bajo la fórmula

$$G=S_T*\rho \quad [3.14]$$

Siendo

S_T : Sección transversal del eje (mm^2)

ρ : Densidad del material (kg/m^3)

La sección transversal de calculará con la fórmula

$$S_T = \pi * \frac{D^2 - d^2}{4} \quad [3.15]$$

3.5.2.1. *Peso por metro del eje motor-reductora*

Primero, procedemos a calcular la sección transversal aplicando la fórmula [3.15]

$$S_T = \pi * \frac{220^2}{4}$$

$$S_T=38013,2711 \text{ mm}^2 \cong 0.038013 \text{ m}^2$$

Y con ello, ya estamos en posición de poder calcular el peso por metro con la fórmula [3.14]

$$G=0.038013 * 7800$$

$G_{\text{EJEMOTOR-REDUCTORA/INTERMEDIO}}=296,501 \text{ kg/m} \cong 0,2695 \text{ kg/mm}$
--

3.5.2.2. *Peso por metro en el eje intermedio*

Primero, procedemos a calcular la sección transversal aplicando la fórmula [3.15]

$$S_T = \pi * \frac{450^2 - 150^2}{4}$$

$$S_T=141371,6694 \text{ mm}^2 \cong 0.141371 \text{ m}^2$$

Y con ello, ya estamos en posición de poder calcular el peso por metro con la fórmula [3.14]

$$G=0.141371 * 7800$$

$G_{\text{EJEMOTOR-REDUCTORA/INTERMEDIO}}=1102,69 \text{ kg/m} \cong 1,10169 \text{ kg/mm}$



3.5.2.3. *Peso por metro en el eje de cola reducido*

Primero, procedemos a calcular la sección transversal aplicando la fórmula [3.15]

$$S_T = \pi * \frac{520^2 - 150^2}{4}$$
$$S_T = 194700,2 \text{ mm}^2 \cong 0.1947 \text{ m}^2$$

Y con ello, ya estamos en posición de poder calcular el peso por metro con la fórmula [3.14]

$$G = 0.1947 * 7800$$

$$G_{\text{EJECOLAREDUCIDO}} = 1518,66 \text{ kg/m} \cong 1,15866 \text{ kg/mm}$$

3.5.2.4. *Peso por metro del eje de cola*

Como hicimos anteriormente, primero procedemos a calcular la sección transversal con la fórmula [3.15]

$$S_T = \pi * \frac{550^2 - 150^2}{4}$$
$$S_T = 219911,485 \text{ mm}^2 \cong 0.2199 \text{ m}^2$$

Y finalmente, el peso por metro con la fórmula [3.14]

$$G = 0.2156 * 7800$$

$$G_{\text{EJEDECOLA}} = 1681,769 \text{ kg/m} \cong 1,16817 \text{ kg/mm}$$

3.5.3. *Distancias máximas entre apoyos*

Con todos los datos calculados, ahora sí nos encontramos en condición de calcular las longitudes máximas de separación entre apoyos y poder tener una idea de las dimensiones que pudiera tener nuestro eje.

La fórmula [3.11] despejada es la siguiente

$$L = \sqrt[4]{\frac{300^2 * 78.3 * E * I_x}{Vc^2 * G}} \quad [3.15]$$

Así para los distintos tramos de ejes



3.5.3.1. *Distancia máxima entre apoyos eje motor-reductora*

Haciendo recopilación, los datos obtenidos a aplicar son

- $E=21414 \text{ kg/mm}^2$
- $I_x= 24850488,76 \text{ mm}^4$
- $V_c= 975 \text{ rpm}$
- $G=0,2695 \text{ kg/mm}$

Por lo tanto

$$L = \sqrt[4]{\frac{300^2 * 78.3 * 21414 * 24850488,76}{975^2 * 0,2695}}$$

$$L=1955,992 \text{ mm}$$

Con dicha longitud calculamos la flecha para comprobar si cumple con los requisitos

$$\delta = \frac{5 * 0,2695 * 1955,992^4}{384 * 21414 * 24850488,76}$$

$$\delta=0.0965 \text{ mm} < 1 \text{ mm} \checkmark$$

3.5.3.2. *Distancia máxima entre apoyos en el eje intermedio*

Volvemos a recopilar datos

- $E=21414 \text{ kg/mm}^2$
- $I_x= 1988039101 \text{ mm}^4$
- $V_c= 219,7 \text{ rpm}$
- $G=1,02699 \text{ kg/mm}$

Por lo tanto

$$L = \sqrt[4]{\frac{300^2 * 78.3 * 21414 * 1988039101}{219,7^2 * 1.02699}}$$

$$L=8664,67 \text{ mm}$$

Con dicha longitud calculamos la flecha para comprobar si cumple con los requisitos

$$\delta = \frac{5 * 1.02699 * 8664,67^4}{384 * 21414 * 1988039101}$$

$$\delta=1,91 \text{ mm} < 1 \text{ mm} \text{ X}$$



En este caso, iremos por tanteo hasta que la flecha que nos salga sea inferior a uno.

Para este caso, la distancia L adecuada es

$$L=7300 \text{ mm}$$

Dándonos una flecha de

$$\delta=0.95\text{mm}<1\text{mm} \checkmark$$

3.5.3.3. Distancia máxima entre apoyos en el eje de cola reducido

Volvemos a recopilar datos

- $E=21414 \text{ kg/mm}^2$
- $I_x= 3564230622 \text{ mm}^4$
- $V_c= 219,7 \text{ rpm}$
- $G=1.51866 \text{ kg/mm}$

Por lo tanto

$$L = \sqrt[4]{\frac{300^2 * 78.3 * 21414 * 3564230622}{219,7^2 * 1.51866}}$$

$$L=9255,21 \text{ mm}$$

Con dicha longitud calculamos la flecha para comprobar si cumple con los requisitos

$$\delta = \frac{5 * 1.51866 * 9255,21^4}{384 * 21414 * 3564230622}$$

$$\delta=1,901 \text{ mm}<1 \text{ mm } \mathbf{X}$$

Volveremos a ir tanteando hasta conseguir una flecha que sea menor a 1mm

Para este caso, la distancia L adecuada es

$$L=7800 \text{ mm}$$

Dándonos una flecha de

$$\delta=0.95\text{mm}<1\text{mm} \checkmark$$



3.5.3.4. Distancia máxima entre apoyos en el eje de cola

Volvemos a recopilar datos

- $E=21414 \text{ kg/mm}^2$
- $I_x= 4466952054 \text{ mm}^4$
- $V_c= 219,7 \text{ rpm}$
- $G=1.7153 \text{ kg/mm}$

Por lo tanto

$$L = \sqrt[4]{\frac{300^2 * 78.3 * 21414 * 4466952054}{219,7^2 * 1.7153}}$$

$$L=94898,995 \text{ mm}$$

Con dicha longitud calculamos la flecha para comprobar si cumple con los requisitos

$$\delta = \frac{5 * 1.51866 * 94898,995^4}{384 * 21414 * 4466952054}$$

$$\delta=1,05 \text{ mm} < 1 \text{ mm } \mathbf{X}$$

Volveremos a ir tanteando hasta conseguir una flecha que sea menor a 1mm

Para este caso, la distancia L adecuada es

$$L=8000 \text{ mm}$$

Dándonos una flecha de

$$\delta=0.95\text{mm} < 1\text{mm } \checkmark$$

Con estos datos podemos proponer lo siguiente:

- La distancia entre apoyos en los dos ejes motor-reductora tendrán 1,95 m de distancia como máximo.
- La distancia entre apoyos del eje intermedio será de 7,3 m de distancia como máximo.
- La distancia entre apoyos eje de cola reducido será 7,8 m de distancia como máximo.
- La distancia entre apoyos del eje de cola será de 8 m como máximo.

Además, contaremos con una chumacera de apoyo en mitad del eje intermedio, es decir, a 3.65m, y otro apoyo deberá de ir colocado a continuación del propulsor, lo más próximo a la hélice debido al gran peso de esta, por lo que genera un gran momento flector.



Si el apoyo se encontrase entre dos tramos una vez los comprobemos, se tomará el menor de ellos.

Aunque estas longitudes son válidas, dado que se han calculado con la velocidad crítica, deberemos de comprobarlo por otros métodos que se especifican en el apartado siguiente

3.6. COMPROBACIÓN DE LA DISTANCIA DE LOS APOYOS

En este caso, nos vamos a apoyar en la sociedad de clasificación Bureau Veritas.



Ilustración 3-4.-Logo Bureau Veritas. Fuente: Bronobuisson.

Bureau Veritas es una empresa que ofrece servicios de certificación y asistencia técnica para el correcto desarrollo y gestión de las buenas prácticas.

Esta sociedad de clasificación no es la sociedad que certificará nuestro eje, pero sí nos ofrece una comprobación de que el cálculo anterior es válido, asegurando así un correcto diseño.

Esta comprobación la podemos encontrar en el libro “Building and operation of vibration-free propulsion plants and ships” en el apartado 3.2 “Beam of uniform section and uniformly distributed load”, donde la frecuencia de excitación facilitada es

$$F_n = \frac{a_n}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{E * I_x}{G * L^4}} \quad [3.16]$$

Siendo

a_n : Constante según la tabla Tabla [3.1]

E: Módulo de Young (N/m²)

I_x : Momento de Inercia Axial (m⁴)

G: Peso por metro (kg/m)

L: Distancia máxima entre apoyos (m)



n = 1	n = 2	n = 3	n = 4	n = 5

Tabla 3.2.-Coeficientes an. Fuente: Apuntes Asignatura: Control de Ruidos y Vibraciones a Bordo. UPCT.

Y se deberá de comprobar que las frecuencias de los ejes no se acerquen a un 20% de la frecuencia de la hélice, siendo la frecuencia de la hélice calculada por la formula contigua

$$F_H = \frac{n * R}{T} \quad [3.17]$$

Siendo

n: Número de palas de la hélice

R: Revoluciones por minuto a las que girará nuestra hélice (rpm)

T: Tiempo (min)

- En los puntos en los que no se cumpla esa condición, se deberá de poner restricciones tales como
- Modificar el sistema, bien el eje o añadir/modificar los apoyos.

Restringir el funcionamiento, identificando los puntos donde se produce la resonancia, evitando así que se funcione en ese rango.

Las vibraciones y resonancias de producen porque el eje no es simétrico de manera exacta, así como porque el eje propulsor siempre es propenso a causar vibraciones.

Las vibraciones están causadas por la rigidez y la masa, entre otros factores que se nombran:

- Mayor distancia entre apoyos
- Número de palas de la hélice
- Diámetro del eje: A menor diámetro, menor rigidez y mayor vibración.



Las vibraciones debidas a la naturaleza de la fuerza de excitación se deben a:

- Vibración de primer orden, debido a masa desequilibrada en el centro de rotación del eje.
- Vibración de orden “n”, debido al momento inducido por las palas de la hélice.

Además, la vibración rotativa se debe a:

- Desalineamiento del eje
- Pérdida de rigidez del eje, por acoplamientos flexibles
- Partes no apoyadas del eje
- Una hélice con un número no adecuado de palas.

Por eso es necesario evitar que la frecuencia de excitación del eje sea igual a la frecuencia natural de la hélice, en el margen dicho anteriormente de 20%, pudiendo entrar el sistema en resonancia.

3.6.1. Frecuencia de excitación de la hélice

En primer lugar calculamos la frecuencia de excitación de la hélice, con el fin de poder comprobar la existencia de alguna resonancia peligrosa.

Si aplicamos estos datos a la fórmula [3.17]

- n: 5 palas
- R: 169 rpm
- T: 60 min

$$F_H = \frac{169 * 5}{60}$$

$$F_H = 14.083 \text{ Hz}$$

Si aplicamos el $\pm 20\%$

$$F_H^+ = 16.9 \text{ Hz}$$

$$F_H^- = 11.266 \text{ Hz}$$

Dichas frecuencias son las que nos van a condicionar nuestras distancias, dado que no debe de cumplirse la siguiente condición

$$F_H^- < F_{EJE} < F_H^+$$



3.6.2. Frecuencia natural del eje motor-reductora

Aplicando datos numéricos a la fórmula [3.16], que son los siguientes

- a_n : 9.87
- E: 21414 kg/mm²
- I_x : 24850488,76 * 10⁻¹² m⁴
- G: 296,501 kg/m
- L: 1.9 m

$$F_{\text{MOTOR-REDUCTORA}} = \frac{9.87}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{2.1414 * 10^{11} * 24850488,76 * 10^{-12}}{296,501 * 1,9^4}}$$

$$F_{\text{MOTOR-REDUCTORA}} = 58,29 \text{ Hz}$$

Podemos observar a simple vista que no se acerca a ninguno de los valores de excitación de la hélice ✓

3.6.3. Frecuencia natural del eje intermedio

Aplicando datos numéricos a la fórmula [3.16], que son los siguientes

- a_n : 9,87
- E: 21414 kg/mm²
- I_x : 1988039101 * 10⁻¹² m⁴
- G: 1102,699 kg/m
- L: 7,3 m

$$F_{\text{INTERMEDIO}} = \frac{9.87}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{2.1414 * 10^{11} * 1988039101 * 10^{-12}}{1102.699 * 7,3^4}}$$

$$F_{\text{INTERMEDIO}} = 18,31 \text{ Hz}$$

Podemos observar que no se acerca al valor superior de 16,9 Hz, por lo tanto es válida esa longitud ✓

3.6.4. Frecuencia natural del eje de cola reducido

Aplicando datos numéricos a la fórmula [3.16], que son los siguientes

- a_n : 9,87
- E: 21414 kg/mm²
- I_x : 3564230622 * 10⁻¹² m⁴
- G: 1,518 kg/m
- L: 7,8 m



$$F_{\text{COLAREDUCIDO}} = \frac{9.87}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{2.1414 * 10^{11} * 3564230622 * 10^{-12}}{1518,66 * 7,8^4}}$$

$$F_{\text{COLAREDUCIDO}} = 18,304 \text{ Hz}$$

Podemos observar que no se acerca al valor superior de 16,9 Hz, por lo tanto es válida esa longitud ✓

3.6.5. Frecuencia natural del eje de cola

Finalmente, calculamos el último tramo, aplicando datos numéricos a la fórmula [3.16], que son los siguientes

- a_n : 9,87
- E: 21414 kg/mm²
- I_x : 4466952054 * 10⁻¹² m⁴
- G: 1,7153 kg/m
- L: 8 m

$$F_{\text{COLA}} = \frac{9.87}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{2.1414 * 10^{11} * 4466952054 * 10^{-12}}{1715,3 * 8^4}}$$

$$F_{\text{COLA}} = 19,479 \text{ Hz}$$

Podemos observar que no se acerca al valor superior de 16,9 Hz, por lo tanto es válida esa longitud ✓



Universidad
Politécnica
de Cartagena

4. CÁLCULO DE ELEMENTOS ASOCIADOS

Trabajo Fin de Grado de Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

DISEÑO Y MONTAJE DE UNA LÍNEA DE EJES



4.1. CÁLCULO DE LAS UNIONES O ACOPLAMIENTOS ENTRE EJES

La función de los acoplamientos es alargar las líneas de eje o unir diferentes tramos de eje, además de que deben de ser capaces de transmitir el movimiento entre dos ejes, a la vez de que deben de absorber las vibraciones que se produzcan.

4.1.1. Criterios de selección

Se ha de tener en cuenta lo siguiente

Dimensiones de ejes a acoplar

- Longitud eje.
- Diámetro.

Características de transmisión

- Grado de impulsividad de carga conducida.
- Tipo de elemento motor y equipo asociado.

Velocidades

- A la que se transmite la potencia normal.
- A la que se transmite la potencia máxima.
- Velocidad máxima.

Potencia que transmitir

- Normal.
- Máxima.
- Continua o intermitente.

El acoplamiento tiene que ser capaz de transmitir al menos el mismo par que el eje que conecta

4.1.2. Tipos de acoplamientos

En este apartado se explicará de manera más detallada los tipos de acoplamientos que nos podemos encontrar en los ejes

4.1.2.1. *Acoplamientos flexibles*

Estos admiten desalineaciones angulares y radiales, como resultado de esto no transmiten totalmente los esfuerzo de flexión y los axiales.

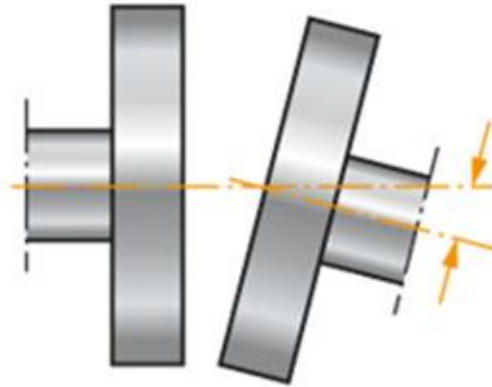


Ilustración 4-1. -Desalineación angular. Fuente: Sintechpumps

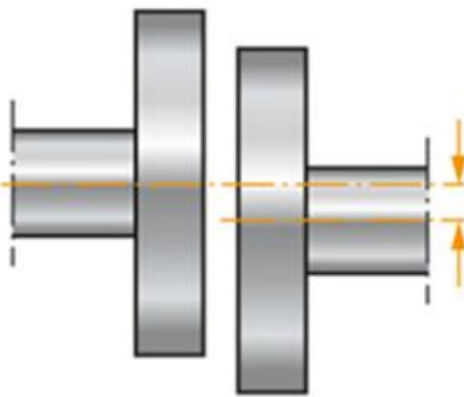


Ilustración 4-2. -Desalineación radial. Fuente: Sintechpumps

Su tamaño y propiedades de determinan en función de las vibraciones y el cumplimiento de las vibraciones torsionales.

Una gran ventaja de estos acoplamientos es que su sustitución en caso de desgaste o rotura se puede hacer sin necesidad de mover el motor.

Estos acoplamientos pueden ser de diferentes maneras

- Disco flexible



Ilustración 4-3.-Acoplamiento disco flexible. Fuente: TB Wood's



– Cadenas



Ilustración 4-4.-Acoplamiento flexible por cadenas. Fuente: Lindis

– Tipo Falk



Ilustración 4-5.-Acoplamiento tipo flak. Fuente: DNV

– Fuelle helicoidales



Ilustración 4-6.-Acoplamiento fuelle helicoidal. Fuente: Dinámica Drive Solutions



- Manguitos flexibles



Ilustración 4-7.-Acoplamiento manguito flexible. Fuente: Autodoc

4.1.2.2. Acoplamiento rígidos

Impide el desplazamiento relativo, así como el desplazamiento torsional y angular entre los dos ejes que une, aunque puede aparecer un pequeño desajuste axial.

Este tipo de acoplamiento transmite los esfuerzos a flexión y los esfuerzos axiales, transmitiendo totalmente los movimientos de los ejes que une, por ello debe de extremarse el nivel de ajuste, evitando esfuerzos que comprometan la integridad estructural.

En estos acoplamientos nos encontramos tres tipos

- Acoplamientos embridados o de platillo



Ilustración 4-8.-Acoplamiento rígido embridado. Fuente: Dirctindustry. Casa comercial PIX



- Acoplamientos rígidos de manguito o con prisionero



Ilustración 4-9.- Acoplamiento rígido de manguito. Fuente: HVHIndustrial

- Acoplamientos rígidos por sujeción cónica



Ilustración 4-10.-Acoplamiento rígido por sujeción cónica. Fuente: Suministros Intec

4.1.2.3. Acoplamientos hidráulicos

Transmiten la potencia a través de energía cinética debida al movimiento circular que se comunica por el interior de la cámara de trabajo, situada entre el rotor bomba del eje de acoplamiento y el rotor turbina en el eje accionado.

Este tipo de ejes se instala cuando no hay posibilidad de instalar un acoplamiento con brida o si las condiciones de eje resultan en una instalación costosa.

Estos acoplamientos son un método muy simple de conexión, reduciendo la preparación del eje debido a que no se necesita ranuras para clavos, cierres o anillos, asegurando así también una transmisión segura de par y soportar empujes muy altos debido a la fuerza de fricción.



Ilustración 4-11.-Acoplamiento hidráulico. Fuente: Blog de Sistemas Hidráulicos

Cuenta con una serie de ventajas como

- Desmontaje rápido
- Aceleración gradual del componente
- Fácil mantenimiento
- Menor desgaste
- Control de la velocidad de manera instantánea

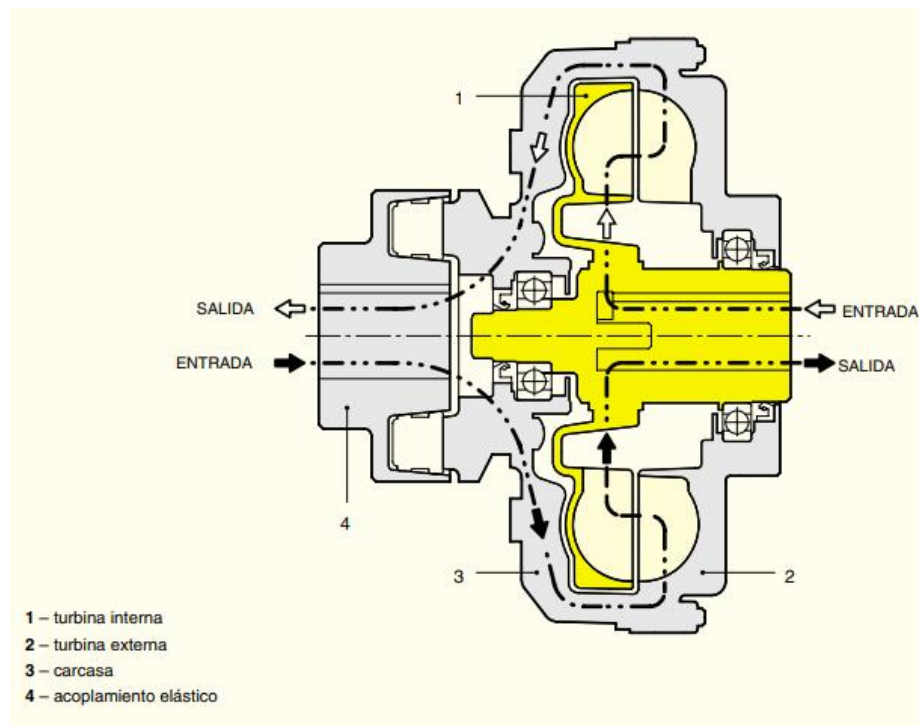


Ilustración 4-12.-Acoplamiento hidráulico. Fuente: Transfluid



Detención/Parada



Arranque



Operación nominal



Ilustración 4-13.-Modos de funcionamiento definidos del acoplamiento hidráulico. Fuente: VOITH

4.1.3. Acoplamientos de los ejes

Con lo explicado anteriormente, el acoplamiento en el eje motor-reductora será hidráulico debido a las ventajas que expusimos con anterioridad, transmitiendo el par y la potencia del motor diésel a la reductora.

Contaremos con otro acoplamiento hidráulico que unirá la salida de la reductora al eje intermedio por la misma razón: transmite el par y la potencia, en este caso, al propulsor.

El resto de los acoplamientos serán rígidos embridados

4.1.3.1. Acoplamiento eje motor-reductora

Para el caso de los acoplamientos hidráulicos no hay ningún cálculo asociado, salvo el momento torsor del eje a calcular, calculado anteriormente con la fórmula [3.10]

El momento torsor de este eje es de

$$M_T=114,6 \text{ kNm}$$

El acoplamiento hidráulico escogido pertenece a la casa comercial SKF, eligiendo OKC.

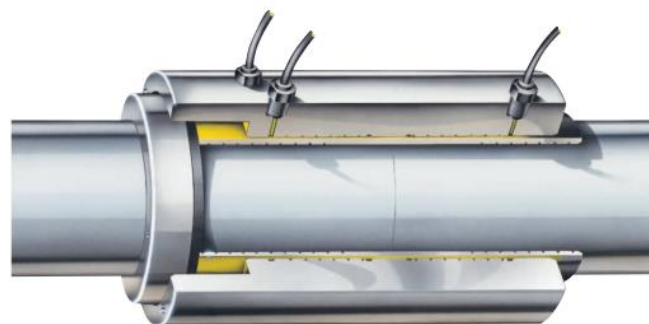


Ilustración 4-14.-Acoplamiento hidráulico OKC. Fuente: Catálogo SKF.

Como nuestro momento torsor (MT) de nuestro eje en este punto es

$$M_T=114,6 \text{ kNm}$$

Y el diámetro externo

$$D=2200 \text{ mm}$$



En este caso el diámetro interno es irrelevante debido a que el acoplamiento se hace en base al diámetro externo

Dimensions									Mass	Mass of moment of inertia	Designation ¹⁾	
d_a	D	A	A_1	A_2	A_4	$\Delta^{2)}$	GC ³⁾	G		$M_t \text{ max.}^{4)}$		
mm									kg	kgm ²	kNm	-
200	330	525	500	215	30	0,31	256,5	M12-(4x)	215	3,8	208	OKC 200
210	340	550	520	225	30	0,33	266,5	M12-(4x)	230	4,5	241	OKC 210
220	360	575	540	235	30	0,35	276	M12-(4x)	265	5,9	277	OKC 220
230	370	600	565	250	30	0,38	291	M12-(4x)	285	6,7	317	OKC 230
240	380	620	585	260	30	0,38	300	M12-(4x)	330	8,7	360	OKC 240
250	400	645	610	270	30	0,41	314	M12-(4x)	350	9,9	407	OKC250

Tabla 4.1.-Dimensiones principales del acoplamiento. Fuente: Catálogo SFK

Si comparamos momentos torsores

$$M_{TACOP}=277 \text{ kNm} > M_{TH}=114,6 \text{ kNm} \checkmark$$

Por lo tanto, es un acoplamiento apto, debido a que soportará el par.

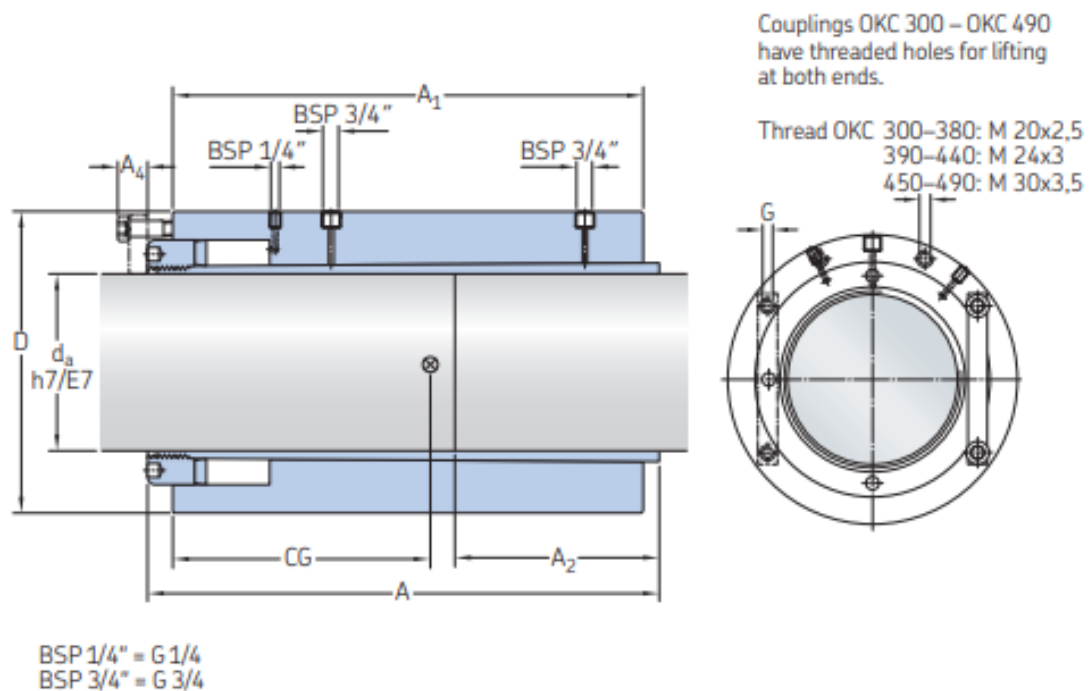


Ilustración 4-15.-Dimensiones principales del acoplamiento. Fuente: Catálogo SFK

4.1.3.2. Acoplamiento reductora-eje intermedio

En este caso, utilizaremos la misma casa comercial que el acoplamiento eje motor-reductora.

El momento torsor del eje intermedio es

$$M_T=1017,16 \text{ kNm}$$

Dimensions									Mass	Mass of moment of inertia	Designation ¹⁾	
d _a	D	A	A ₁	A ₂	A ₄	Δ ²⁾	GC ³⁾	G		M _I max. ⁴⁾		
mm									kg	kgm ²	kNm	–
410	660	1 028	975	440	27	0,66	501,5	M16-(4x)	1 580	118,4	1 800	OKC 410
420	680	1 053	995	450	27	0,67	511	M16-(4x)	1 730	137	1 930	OKC 420
430	690	1 073	1 015	460	27	0,69	521	M16-(4x)	1 800	147,2	2 070	OKC 430
440	710	1 098	1 040	470	27	0,69	534,5	M16-(4x)	1 960	169,5	2 320	OKC 440
450	720	1 123	1 065	485	27	0,74	548,5	M16-(4x)	2 050	182,4	2 370	OKC 450
460	740	1 148	1 085	495	27	0,74	558	M16-(4x)	2 200	208,3	2 530	OKC 460
470	750	1 170	1 110	505	27	0,77	570	M16-(4x)	2 290	224,2	2 700	OKC 470
480	760	1 195	1 135	515	27	0,80	582,5	M16-(4x)	2 360	240	2 880	OKC 480
490	780	1 215	1 155	525	27	0,81	591,5	M16-(4x)	2 530	273	3 060	OKC 490

Tabla 4.2.-Dimensiones principales del acoplamiento. Fuente: Catálogo SFK

Si hacemos la misma comparativa anterior,

$$M_{TACOP}=2370 \text{ kNm} > M_{TH}=1017,16 \text{ kNm} \checkmark$$

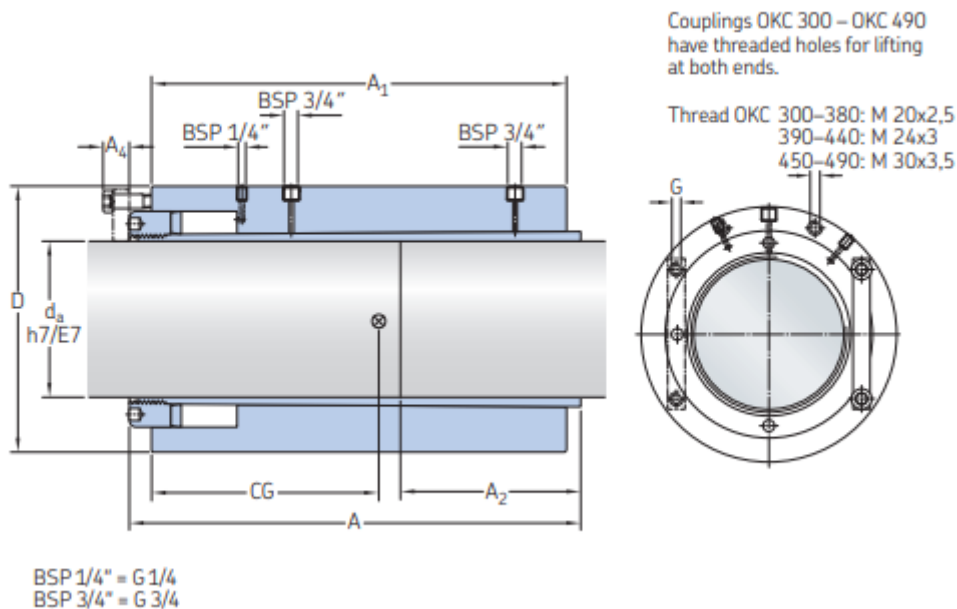


Ilustración 4-16.-Dimensiones principales del acoplamiento. Fuente: Catálogo SFK



4.1.3.3. *Acoplamiento eje intermedio-eje de cola reducido*

El acoplamiento de este eje será embrizado. Habrá que calcular el acoplamiento que llevará el eje intermedio y, por otro lado, el acoplamiento del eje de cola reducido.

Dado que ambos deben de encajar, los cálculos se harán en base al eje de menor diámetro, siendo el que aplicará valores más restrictivos.

Para el acoplamiento del eje mayor, se tomarán los mismos resultados, pero se le añadirán 3mm de espesor para corregir pequeñas barrigas que puedan surgir en el mecanizado y roscado de los tornillos

Seguiremos las normas que establecen la Sociedad de Clasificaciones Bureau Veritas, anteriormente utilizada.

Bureau Veritas exige que las uniones de transmisión soporten un 30% más de par que el par máximo que pueda desarrollar el motor.

El par que ofrece el motor es

$$M_T = 1017,16 \text{ kNm}$$

Por lo que

$$M_{TACOP} = 1017,16 * 1.3$$

$$M_{TACOP} = 1322,308 \text{ kNm}$$

4.1.3.3.1. *Características del perno y brida*

El eje tiene una resistencia a la rotura igual a la de la hélice: 621 N/mm^2 , por lo que, de acuerdo con la norma, el material que escojamos para nuestros pernos debe de tener una resistencia mayor, escogemos una resistencia de 640 N/mm^2

Así pues, podemos calcular el diámetro mínimo de los pernos

$$D_{PERNO} = \sqrt{\frac{240 * 10^6 * P}{n * D * \sigma_u * R}} \quad [4.1]$$

Siendo

P: Potencia (kW)

n: Número de pernos

D: Diámetro primitivo de los pernos (mm)

σ_u : Límite elástico de los pernos (N/mm^2)

R: Revoluciones del propulsor (rpm)

En esta ecuación tenemos datos que no podemos conocer mediante fórmulas matemáticas, por lo que nos apoyamos en un catálogo comercial.



Utilizaremos Brida Slip-on ANSI/ASME B16.5 Class 150 lbs

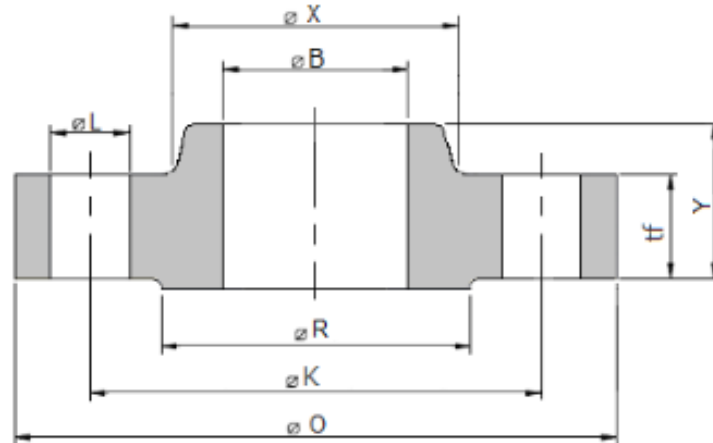


Ilustración 4-17.-Dimensiones brida. Fuente: DNbrida

En la siguiente tabla entramos con el diámetro menor de los dos ejes a unir, ya que se sigue la misma norma que se indicó para los acoplamientos en el punto [3.4.3]

En este caso, el Diámetro será 450 mm

Tamaño Nominal Tubería	Ø exterior O	Mínimo espesor tf	Ø Hub X	Ø Superior Hub A	Longitud Hub Y	Ø Raised Face R	Taladros			Ø Tornillo
							Ø K centro tal.	Nº tal.	Ø tal. L	
1/2 (15)	4.75 (120)	0.88 (22.3)	1.5 (38)	0.84 (21.3)	2.38 (60)	1.38 (34.9)	3.25 (82.6)	4	7/8 (22.225)	3/4 (19.05)
3/4 (20)	5.12 (130)	1 (25.4)	1.75 (44)	1.05 (26.7)	2.75 (70)	1.69 (42.9)	3.5 (88.9)	4	7/8 (22.225)	3/4 (19.05)
1 (25)	5.88 (150)	1.12 (28.6)	2.06 (52)	1.32 (33.4)	2.88 (73)	2 (50.8)	4 (101.6)	4	1 (25.4)	7/8 (22.225)
1 1/4 (32)	6.25 (160)	1.12 (28.6)	2.5 (64)	1.66 (42.2)	2.88 (73)	2.5 (63.5)	4.38 (111.1)	4	1 (25.4)	7/8 (22.225)
1 1/2 (40)	7 (180)	1.25 (31.8)	2.75 (70)	1.9 (48.3)	3.25 (83)	2.88 (73)	4.88 (123.8)	4	1 1/8 (28.575)	1 (25.4)
2 (50)	8.5 (215)	1.5 (38.1)	4.12 (105)	2.38 (60.3)	4 (102)	3.62 (92.1)	6.5 (165.1)	8	1 (25.4)	7/8 (22.225)
2 1/2 (65)	9.62 (245)	1.62 (41.3)	4.88 (124)	2.88 (73)	4.12 (105)	4.12 (104.8)	7.5 (190.5)	8	1 1/8 (28.575)	1 (25.4)
3 (80)	10.5 (265)	1.88 (47.7)	5.25 (133)	3.5 (88.9)	4.62 (117)	5 (127)	8 (203.2)	8	1 1/4 (31.75)	1 1/8 (28.575)
4 (100)	12.25 (310)	2.12 (54)	6.38 (162)	4.5 (114.3)	4.88 (124)	6.19 (157.2)	9.5 (241.3)	8	1 3/8 (34.925)	1 1/4 (31.75)
5 (125)	14.75 (375)	2.88 (73.1)	7.75 (197)	5.56 (141.3)	6.12 (156)	7.31 (185.7)	11.5 (292.1)	8	1 5/8 (41.275)	1 1/2 (38.1)
6 (150)	15.5 (395)	3.25 (82.6)	9 (229)	6.63 (168.3)	6.75 (171)	8.5 (215.9)	12.5 (317.5)	12	1 1/2 (38.1)	1 3/8 (34.925)
8 (200)	19 (485)	3.62 (92.1)	11.5 (292)	8.63 (219.1)	8.38 (213)	10.62 (269.9)	15.5 (393.7)	12	1 3/4 (44.45)	1 5/8 (41.275)
10 (250)	23 (585)	4.25 (108)	14.5 (368)	10.75 (273)	10 (254)	12.75 (323.8)	19 (482.6)	12	2 (50.8)	1 7/8 (47.625)
12 (300)	26.5 (675)	4.88 (123.9)	17.75 (451)	12.75 (323.8)	11.12 (283)	15 (381)	22.5 (571.5)	16	2 1/8 (53.975)	2 (50.8)
14 (350)	29.5 (750)	5.25 (133.4)	19.5 (495)	14 (355.6)	11.75 (298)	16.25 (412.8)	25 (635)	16	2 3/8 (60.325)	2 1/4 (57.15)
16 (400)	32.5 (825)	5.75 (146.1)	21.75 (553)	16 (406.4)	12.25 (311)	18.5 (468.8)	27.75 (704.8)	16	2 5/8 (66.675)	2 1/2 (57.5)
18 (450)	36 (915)	6.38 (162)	23.5 (597)	18 (457)	12.88 (327)	21 (533.4)	30.5 (774.7)	16	2 7/8 (73.025)	2 3/4 (69.85)
20 (500)	38.75 (985)	7 (177.8)	25.5 (641)	20 (508)	14 (356)	23 (584.2)	32.75 (831.8)	16	3 1/8 (79.375)	3 (76.2)
24 (600)	46 (1170)	8 (203.2)	30 (762)	24 (610)	16 (406)	27.25 (692.2)	39 (990.6)	16	3 5/8 (92.075)	3 1/2 (88.9)

Tabla 4.3.-Dimensiones de la brida 1500 lbs. Fuente: DNbrida



De esta tabla obtenemos los datos que nos faltan para completar

- $P=21000$ kW
- $n=16$ pernos
- $D=774,7$ mm
- $\sigma_u=640$ N/mm²
- $R=169$ rpm

Aplicando valores a la ecuación [4.1]

$$D_{PERNO} = \sqrt{\frac{240 * 10^6 * 21000}{16 * 774,7 * 640 * 169}}$$

$$D_{PERNO}=61,31 \text{ mm}$$

Además, este catálogo nos ofrece el espesor de la brida, que es

$$E_{BRIDAEJEINTERMEDIO}=162 \text{ mm}$$

$$E_{BRIDAEJECOLAREDUCTO}=182 \text{ mm}$$

Para escoger el perno que vamos a utilizar, entramos en el catálogo que nos ofrece la norma DIN 931 para pernos con cabeza hexagonal de media rosca normalizada.

El diámetro del taladro es el proporcionado en la tabla Tabla [4.1]

$$D_{TALADRO}=66,675 \text{ mm}$$

Y el diámetro mínimo del perno

$$D_{PERNO}=61.31 \text{ mm}$$



Nominal Size and Thread diameter d	Pitch of the thread (p) a	Length of the thread (b)			Depth of washer face (c)		Transition Diameter (da)
		Bolt ≤ 125 b	Bolt 125-200 c	Bolt ≥ 200 d	Min.	Max.	
M10	1.50	26	32	45	0.15	0.6	11.20
(M10)	1.50	26	32	45	0.15	0.6	11.20
M12	1.75	30	36	49	0.15	0.6	13.70
(M12)	1.75	30	36	49	0.15	0.6	13.70
M14	2.00	34	40	53	0.15	0.6	15.70
(M14)	2.00	34	40	53	0.15	0.6	15.70
M16	2.00	42	44	57	0.2	0.5	17.70
M18	2.00	42	48	61	0.2	0.8	20.20
M20	2.50	46	52	65	0.2	0.8	22.40
M22	2.50	50	56	69	0.2	0.8	24.40
(M22)	2.50	50	56	69	0.2	0.8	24.40
M24	3.00	54	60	73	0.2	0.8	26.40
M27	3.00	60	66	79	0.2	0.8	30.40
M30	3.50	66	72	85	0.2	0.8	33.40
M33	3.50	72	78	91	0.2	0.8	36.40
M36	4.00	78	84	97	0.2	0.8	39.40
M39	4.00	84	90	103	0.3	1.0	42.40
M42	4.50	90	96	109	0.3	1.0	45.60
M45	4.50	96	102	121	0.3	1.0	48.60
M48	5.00	102	108	127	0.3	1.0	52.60
M52	5.00	110	116	135	0.3	1.0	56.60
M56	5.50	-	124	137	0.3	1.0	63.00
M60	5.50	-	132	145	0.3	1.0	67.00
M64	6.00	-	140	153	0.3	1.0	71.00

Tabla 4.4.-Medidas normalizadas pernos. Fuente: DINStock.

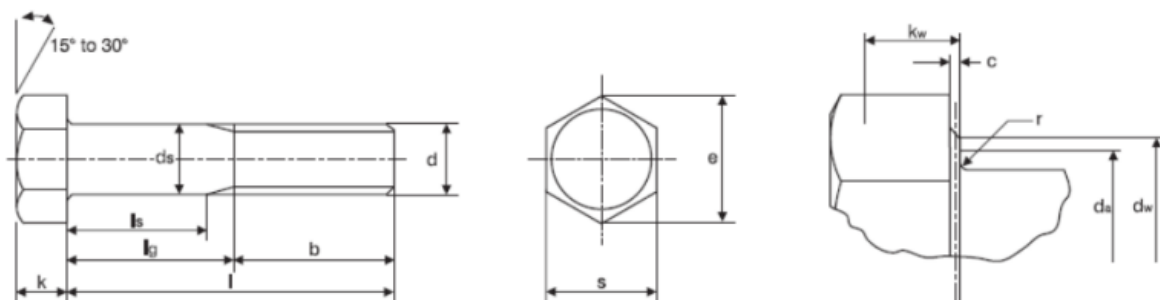


Ilustración 4-18.-Croquis de la brida o perno para la unión. Fuente: DINStock



Para poder calcular la longitud L de los pernos necesitamos el espesor de la arandela y de la tuerca a utilizar

$$L_{PERNO} = (2 * E_{BRIDA} + 3 + E_{ARANDELA} + E_{TUERCA}) + 25 \quad [4.2]$$

Nota: Se le añaden 25mm de margen de ajuste para que penetre la tuerca sobre los filetes del tornillo y no quede ajustado al final de este, debido a que al ser autoblocante el escogido, no tendremos problemas de que se desapriete.

4.1.3.3.2. Tuercas

Las tuercas son unas piezas metálicas con orificio central, en el cual hay una rosca, cuya función es acoplar al tornillo.

Las tuercas, por su parte, pueden ser normales o autoblocantes.



Ilustración 4-19.-Tuerca norma. Fuente: Propia



Ilustración 4-20.-Tuerca autoblocante. Fuente: Propia

Estas tuercas se diferencian de las tuercas hexagonales estándar en que cuentan con la parte plana que incorpora un anillo de un material plástico que bloquea el tornillo, evitando que se afloje el tornillo ante vibraciones.

Las tuercas a utilizar cumplen con la norma UNE EN ISO 7042 (DIN 980), siendo la específica esta para las tuercas



d	s	e	m
M1,6	3,2	3,48	1,3
M2	4	4,38	1,6
M2,5	5	5,45	2
M3	5,5	6,01	2,4
M3,5	6	6,58	2,8
M4	7	7,66	3,2
M5	8	8,79	4
M6	10	11,05	5
M7	11	12,12	5,5
M8	13	14,38	6,5
M10	17	18,9	8
M12	19	21,1	10
M14	22	24,49	11
M16	24	26,75	13
M18	27	29,56	15
M20	30	32,95	16
M22	32	35,03	18
M24	36	39,55	19
M27	41	45,2	22
M30	46	50,85	24
M33	50	55,37	26
M36	55	60,79	29
M39	60	66,44	31
M42	65	72,09	34
M45	70	76,95	36
M48	75	82,6	38
M52	80	88,25	42
M56	85	93,56	45
M60	90	99,21	48
M64	95	104,86	51
M68	100	110,51	54
M72	105	116,16	58

Tabla 4.5.-Medidas tuerca Hexagonal. Fuente: Dacctors

Obtenemos que el espesor de la tuerca es de

$$E_{\text{TUERCA}}=51\text{mm}$$

Las tuercas, por su parte, pueden ser normales o autoblocantes.

4.1.3.3. Arandelas

En ocasiones, a la tuerca se le agrega una arandela para la mejor unión de cierre y que este se quede fijo.

Al igual que antes, contamos con arandelas normales y arandelas autoblocantes, utilizadas para el mismo fin.



Ilustración 4-21.-Arandela estándar. Fuente: Propia



Ilustración 4-22.-Arandela autoblocante. Fuente: Propia

Para escoger la arandela, que en este caso hemos decidido que también sea autoblocante por seguridad, no hemos podido conseguir ninguna norma que nos admita M64, por lo que utilizamos una arandela de la casa comercial NORD-LOCK

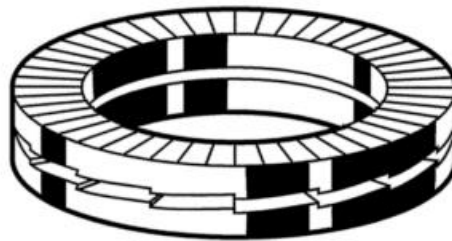


Ilustración 4-23.-Arandela autoblocante. Fuente: NORD-LOCK

En el que se especifica que tiene un espesor de

$$E_{\text{ARANDELA}}=9\text{mm}$$

Con todo lo anterior ya obtenido, podemos calcular la longitud del perno con la ecuación [4.2]

$$L_{\text{PERNO}}=(162+184+7+51)+25$$

$$L_{\text{PERNO}}=429\text{ mm}$$

4.1.3.3.4. Cálculo del par de apriete

El objetivo es calcular el par de apriete o fuerza que se debe de ejercer sobre los pernos para unir las bridas.

Este par se calcula mediante

$$P_{\text{APRIETE}}=0.2 \cdot F_{\text{APRIETE}} \cdot D \quad [4.3]$$

Siendo

F_{APRIETE} : La fuerza que se ejerce sobre unidad de área (kN)

D: Diámetro del perno(mm)



Para calcular la fuerza de apriete, se tomará el 75% de la carga de rotura del perno, dejando un margen de 25% de seguridad

$$640 * 0.75 = \frac{F_{\text{APRIETE}}}{\text{ÁREA}} \quad [4.4]$$

Sustituimos numéricamente

$$640 * 0.75 = \frac{F_{\text{APRIETE}} * 4}{\pi * 64^2}$$

$$F_{\text{APRIETE}} = 15155,621 \text{ N} = 1544,155 \text{ KN}$$

Y sustituimos en la ecuación [4.3]

$$P_{\text{APRIETE}} = 0.2 * 1544,155 * 0.064$$

$$P_{\text{APRIETE}} = 19,765 \text{ kNm}$$

4.1.3.4. Acoplamiento eje de cola reducido-eje de cola

Seguiremos los mismos pasos para el acoplamiento eje intermedio-eje de cola reducido, con las mismas consideraciones en cuanto a las dos caras del acoplamiento, con los 3mm aditivos por el proceso de mecanizado.

4.1.3.4.1. Características del perno y de la brida

Utilizamos la siguiente tabla. Dado que escoger un diámetro de 600 sería que el eje tuviera un cambio muy brusco de diámetro, en este caso interpolaremos entre los dos.

12 (300)	24 (610)	3.12 (79.4)	16.5 (419)	12.75 (323.8)	7.88 (200)	22 (560)	21 (533.4)	20	1 1/2 (38.1)	1 3/8 (34.925)
14 (350)	25.5 (640)	3.38 (85.8)	17.75 (451)	14 (355.6)	3.38 (213)	23.75 (605)	22 (558.8)	20	1 5/8 (41.275)	1 1/2 (38.1)
16 (400)	27.75 (705)	3.5 (88.9)	20 (508)	16 (406.4)	8.5 (216)	27 (685)	24.25 (616)	20	1 3/4 (44.45)	1 5/8 (41.275)
18 (450)	31 (785)	4 (101.6)	22.25 (565)	18 (457)	9 (229)	29.25 (745)	27 (685.8)	20	2 (50.8)	1 7/8 (47.625)
20 (500)	33.75 (855)	4.25 (108)	24.5 (622)	20 (508)	9.75 (248)	32 (815)	29.5 (749.3)	20	2 1/8 (53.975)	2 (50.8)
24 (600)	41 (1040)	5.5 (139.7)	29.5 (749)	24 (610)	11.5 (292)	37 (940)	35.5 (901.7)	20	2 5/8 (66.675)	2 1/2 (63.5)

Tabla 4.6.-Dimensiones de la brida 900 lbs. Fuente: DNbrida

De esta tabla obtenemos los datos que nos faltan para completar

- P=21000 kW
- n=20 pernos
- D=779,4 mm
- $\sigma_u=640 \text{ N/mm}^2$
- R=169 rpm



Siendo los datos para un diámetro de

- D=520 mm
- P=21000 kW
- n=20 pernos
- $D_{\text{TALADRO}}=56,515$ mm
- $D_{\text{PRIMITIVO}}=779,4$ mm
- R=169 rpm

Aplicando valores a la ecuación [4.1]

$$D_{\text{PERNO}} = \sqrt{\frac{240 * 10^6 * 21000}{20 * 779,4 * 640 * 169}}$$

$$D_{\text{PERNO}}=54,67\text{mm}$$

$$D_{\text{BRIDA}}=892 \text{ mm}$$

El diámetro como mínimo debe de ser el del perno, y como máximo el del taladro, por lo que escogemos una métrica de M56

Nominal Size and Thread diameter d	Pitch of the thread (p) a	Length of the thread (b)			Depth of washer face (c)		Transition Diameter (da)
	Coarse pitch	Bolt ≤ 125 b	Bolt 125-200 c	Bolt ≥ 200 d	Min.	Max.	Max.
M10	1.50	26	32	45	0.15	0.6	11.20
(M10)	1.50	26	32	45	0.15	0.6	11.20
M12	1.75	30	36	49	0.15	0.6	13.70
(M12)	1.75	30	36	49	0.15	0.6	13.70
M14	2.00	34	40	53	0.15	0.6	15.70
(M14)	2.00	34	40	53	0.15	0.6	15.70
M16	2.00	42	44	57	0.2	0.5	17.70
M18	2.00	42	48	61	0.2	0.8	20.20
M20	2.50	46	52	65	0.2	0.8	22.40
M22	2.50	50	56	69	0.2	0.8	24.40
(M22)	2.50	50	56	69	0.2	0.8	24.40
M24	3.00	54	60	73	0.2	0.8	26.40
M27	3.00	60	66	79	0.2	0.8	30.40
M30	3.50	66	72	85	0.2	0.8	33.40
M33	3.50	72	78	91	0.2	0.8	36.40
M36	4.00	78	84	97	0.2	0.8	39.40
M39	4.00	84	90	103	0.3	1.0	42.40
M42	4.50	90	96	109	0.3	1.0	45.60
M45	4.50	96	102	121	0.3	1.0	48.60
M48	5.00	102	108	127	0.3	1.0	52.60
M52	5.00	110	116	135	0.3	1.0	56.60
M56	5.50	-	124	137	0.3	1.0	63.00
M60	5.50	-	132	145	0.3	1.0	67.00
M64	6.00	-	140	153	0.3	1.0	71.00



Tabla 4.7.-Medidas normalizadas pernos. Fuente: DINStock.

El espesor de esta brida, según la tabla Tabla [4.6] es

$$E_{\text{BRIDACOLAREDUCTO}}=114,2 \text{ mm}$$

$$E_{\text{BRIDACOLA}}=123,5 \text{ mm}$$

4.1.3.4.2. Tuercas

Volveremos a utilizar tuercas autoblocantes, cumpliendo la norma UNE EN ISO 7042 (DIN 980).

En este caso, vamos a utilizar una tuerca de la misma casa comercial.

d	s	e	m
M1,6	3,2	3,48	1,3
M2	4	4,38	1,6
M2,5	5	5,45	2
M3	5,5	6,01	2,4
M3,5	6	6,58	2,8
M4	7	7,66	3,2
M5	8	8,79	4
M6	10	11,05	5
M7	11	12,12	5,5
M8	13	14,38	6,5
M10	17	18,9	8
M12	19	21,1	10
M14	22	24,49	11
M16	24	26,75	13
M18	27	29,56	15
M20	30	32,95	16
M22	32	35,03	18
M24	36	39,55	19
M27	41	45,2	22
M30	46	50,85	24
M33	50	55,37	26
M36	55	60,79	29
M39	60	66,44	31
M42	65	72,09	34
M45	70	76,95	36
M48	75	82,6	38
M52	80	88,25	42
M56	85	93,56	45
M60	90	99,21	48
M64	95	104,86	51
M68	100	110,51	54
M72	105	116,16	58

Tabla 4.8.-Medidas tuerca hexagonal. Fuente: Dracctors

Donde nos da un espesor de

$$E_{\text{TUERCA}}: 45 \text{ mm}$$

4.1.3.4.3. Arandelas

Escogemos la misma casa comercial, NORD-LOCK. Todo ello es para facilitar el pedido, así como la sustitución en caso necesario.



Como anteriormente pusimos un croquis de la arandela, ahora pondremos la coquización de las medidas

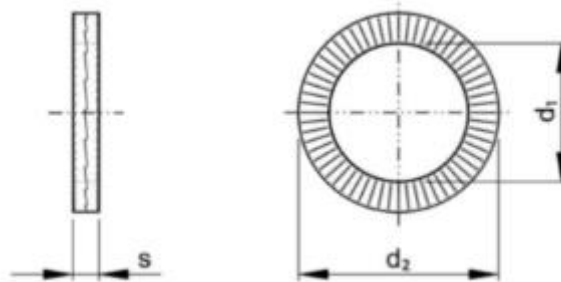


Ilustración 4-24.-Coquización arandela. Fuente: NORD-Lock

d_1	59.1
d_2	85
s (Set) Del pro	7
s (Set) A4	9

Ilustración 4-25.-Dimensiones arandela. Fuente: NORD-Lock

Por lo que el espesor de la arandela es

$$E_{\text{ARANDELA}}=9 \text{ mm}$$

Nota: Se escoge A4, dado que es el material que se utiliza acero inoxidable.

Con todo lo anterior ya obtenido, podemos calcular la longitud del perno con la ecuación [4.2]

$$L_{\text{PERNO}}=(114,2+123,5+9+45)+25$$

$$L_{\text{PERNO}}=316,7\text{mm}$$

4.1.3.4.4. Cálculo del par de apriete

Repetimos los cálculos del apartado [4.1.3.3.4]

Para calcular la fuerza de apriete, se volverá a tomar el 75% de la carga de rotura del perno, dejando un margen de 25% de seguridad



$$640 * 0.75 = \frac{F_{\text{APRIETE}}}{\text{ÁREA}} \quad [4.4]$$

Sustituimos numéricamente

$$640 * 0.75 = \frac{F_{\text{APRIETE}} * 4}{\pi * 56^2}$$

$$F_{\text{APRIETE}}=1182244,147 \text{ N}=1182,244\text{KN}$$

Y sustituimos en la ecuación [4.3]

$$P_{\text{APRIETE}}=0.2*1182,244*0.056$$

$$P_{\text{APRIETE}}=13,24 \text{ kNm}$$

4.1.4. Cálculo del peso de los acoplamientos

El cálculo del peso de los acoplamientos se realiza con el fin de poder obtener las reacciones del eje y comprobar su viabilidad.

Para ello, debemos tener en cuenta los dos ejes que hemos unido, así como el vaciado de los orificios de los pernos, su peso, el de las tuercas, arandelas y las bridas.

4.1.4.1. *Peso del acoplamiento del eje motor-reductora*

En la tabla Tabla [4.1], la casa comercial nos indica que el peso es de

$$P_{\text{ACOPLAMIENTOMOTOR-REDUCTORA}}=265 \text{ kg}$$

4.1.4.2. *Peso del acoplamiento del eje intermedio*

En la tabla Tabla [4.1], la casa comercial nos indica que el peso es de

$$P_{\text{ACOPLAMIENTOREDUCTORA-EJEINTERMEDIO}}=2050 \text{ kg}$$

4.1.4.3. *Peso del acoplamiento eje intermedio-eje de cola reducido*

En este caso, al ser un acoplamiento fijo, debemos de tener en cuenta lo mencionado con anterioridad y otra serie de datos sacados de las tablas

Acoplamiento eje intermedio

- Espesor de la brida $E_{\text{BRIDA}}=162 \text{ mm}$
- Diámetro de la brida $D_{\text{BRIDA}}=915 \text{ mm}$
- Diámetro de los pernos $D_{\text{PERNOS}}=64 \text{ mm}$
- Diámetro del eje $D_{\text{EJE}}=450 \text{ mm}$
- Diámetro interior del eje $D_{\text{INTERIOREJE}}=150\text{mm}$
- Pernos: 16



Así pues, utilizamos la expresión para calcular el peso del plato de acoplamiento de la brida

Siendo

P_{BRIDA} : Peso del plato de acoplamiento (kg)

V_{BRIDA} : Volumen del plato de acoplamiento (mm^3)

V_{PERNOS} : Volumen de los pernos (mm^3)

V_{EJE} : Volumen del eje como si fuera macizo (mm^3)

$V_{EJEINTERIOR}$: Volumen del eje interior si fuera macizo (mm^3)

ρ : Densidad del acero (kg/m^3)

Los volúmenes se pueden hallar de manera matemática, dado que conocemos todos los datos necesarios

$$V_{BRIDA} = \pi * R^2 * E_{BRIDA} \quad [4.6]$$

Siendo

R: Radio de la brida (mm)

E_{BRIDA} : Espesor de la brida (mm)

$$V_{PERNOS} = \pi * R^2 * E_{BRIDA} \quad [4.7]$$

Siendo

R: Radio de los pernos (mm)

E_{BRIDA} : Espesor de la brida (mm)

$$V_{EJE} = \pi * R^2 * E_{BRIDA} \quad [4.8]$$

Siendo

R: Radio del eje exterior (mm)

E_{BRIDA} : Espesor de la brida (mm)

$$V_{EJEINTERIOR} = \pi * R^2 * E_{BRIDA} \quad [4.9]$$



Siendo

R: Radio del eje interior (mm)

E_{BRIDA}: Espesor del plato(mm)

Por lo que calculamos el volumen de la brida aplicando datos numéricos a la ecuación [4.6]

$$V_{BRIDA}=\pi*457,5^2*162=106523906,3 \text{ mm}^3\cong 0.1065\text{m}^3$$

Calculamos el volumen de los pernos aplicando la ecuación [4.7]

$$V_{PERNOS}=\pi*32^2*162=521152,522 \text{ mm}^3\cong 0.000521 \text{ m}^3$$

Ahora, calculamos el volumen del eje como si fuera un cilindro macizo con la ecuación [4.8] y posteriormente le restaremos la ecuación [4.9] debido a que es hueco.

$$V_{EJE}=\pi*225^2*162=25764986,75 \text{ mm}^3\cong 0.0257 \text{ m}^3$$

$$V_{EJEINTERIOR}=\pi*75^2*162=2862776,306 \text{ mm}^3\cong 0.00286 \text{ m}^3$$

Por lo que el peso de la brida es

$$P_{BRIDA}=(0,1065-0.000521-0.0257-0.00286)*7800$$

$$P_{BRIDAEJEINTERMEDIO}=603,86 \text{ kg}$$

Acoplamiento eje de cola reducido

Volveremos a aplicar las ecuaciones anteriores con los datos

- Espesor de la brida E_{BRIDA}=165 mm
- Diámetro de la brida D_{BRIDA}=915 mm
- Diámetro de los pernos D_{PERNOS}=61.31 mm
- Diámetro del eje D_{EJE}=520 mm
- Diámetro interior del eje D_{INTERIOREJE}= 150mm
- Pernos: 16

Calculamos el volumen de la brida aplicando datos numéricos a la ecuación [4.6]

$$V_{BRIDA}=\pi*457,5^2*165=108496571,3\text{mm}^3\cong 0,1084\text{m}^3$$



Calculamos el volumen de los pernos aplicando la ecuación [4.7]

$$V_{\text{PERNOS}} = \pi * 30,655 * 165 = 487120 \text{mm}^3 \approx 0,000487 \text{m}^3$$

Ahora, calculamos el volumen del eje como si fuera un cilindro macizo con la ecuación [4.8] y posteriormente le restaremos la ecuación [4.9] debido a que es hueco.

$$V_{\text{EJE}} = \pi * 260^2 * 165 = 35041324,46 \text{mm}^3 \approx 0,035 \text{m}^3$$

$$V_{\text{EJEINTERIOR}} = \pi * 75^2 * 162 = 2915790,682 \text{mm}^3 \approx 0,00291 \text{m}^3$$

Por lo que el peso de la brida es

$$P_{\text{BRIDA}} = (0,1084 - 0,000487 - 0,035 - 0,00291) * 7800$$

$$P_{\text{BRIDAEJECOLAREDUCTO}} = 546,02 \text{ kg}$$

Para obtener el peso total del acoplamiento, solo nos queda calcular el peso de los pernos, tuercas y arandelas, siendo estos datos de los catálogos comerciales

- $P_{\text{ESOPERNO}} = 1,7 \text{ kg}$
- $P_{\text{ESOTUERCA}} = 0,15 \text{ kg}$
- $P_{\text{ESOARANDELA}} = 0,05 \text{ kg}$

Nota: Como no se ha podido obtener información del peso de los tornillos, arandelas y roscas se han utilizado pesos estándar

Así, utilizando la siguiente ecuación

$$P_T = P_{\text{BRIDAEJEINTERMEDIO}} + P_{\text{BRIDAEJEDECOLAREDUCTO}} + N * (P_{\text{PERNO}} + P_{\text{ARANDELA}} + P_{\text{TUERCA}}) \quad [4.10]$$

$$P_T = 603,86 + 546,02 + 16 * (1,7 + 0,15 + 0,05)$$

$$P_T = 1180,28 \text{ kg}$$

4.1.4.4. *Peso del acoplamiento eje de cola reducido-eje de cola*

Se tendrá en común igual que en el apartado anterior, debemos tener en cuenta los dos ejes que hemos unido, así como el vaciado de los orificios de los pernos, su peso, el de las tuercas, arandelas y las bridas.

Acoplamiento eje de cola reducido

Volveremos a aplicar las ecuaciones anteriores con los datos

- Espesor de la brida $E_{\text{BRIDA}} = 14,2 \text{ mm}$



- Diámetro de la brida $D_{BRIDA}=892$ mm
- Diámetro de los pernos $D_{PERNOS}=56$ mm
- Diámetro del eje $D_{EJE}=520$ mm
- Diámetro interior del eje $D_{INTERIOREJE}= 150$ mm
- Pernos: 20

Por lo que calculamos el volumen de la brida aplicando datos numéricos a la ecuación [4.6]

$$V_{BRIDA}=\pi*446^2*114,2= 71365069,66\text{mm}^3\cong 0,0713 \text{ m}^3$$

Calculamos el volumen de los pernos aplicando la ecuación [4.7]

$$V_{PERNOS}=\pi*28^2*114,2= 281275,58 \text{ mm}^3\cong 0,000281\text{m}^3$$

Ahora, calculamos el volumen del eje como si fuera un cilindro macizo con la ecuación [4.8] y posteriormente le restaremos la ecuación [4.9] debido a que es hueco.

$$V_{EJE}=\pi*260^2*114,2=24252843,96 \text{ mm}^3\cong 0,024 \text{ m}^3$$

$$V_{EJEINTERIOR}=\pi*75^2*114,2= 2018080,581 \text{ mm}^3\cong 0,00201 \text{ m}^3$$

Por lo que el peso de la brida es

$$P_{BRIDA}=(0,0713-0,000281-0,024-0,00201)*7800$$

$$P_{BRIDAEJECOLAREDUCCIDO}=351,1 \text{ kg}$$

Acoplamiento eje de cola

Volveremos a aplicar las ecuaciones anteriores con los datos

- Espesor de la brida $E_{BRIDA}=117,2$ mm
- Diámetro de la brida $D_{BRIDA}=892$ mm
- Diámetro de los pernos $D_{PERNOS}=56$ mm
- Diámetro del eje $D_{EJE}=550$ mm
- Diámetro interior del eje $D_{INTERIOREJE}= 150$ mm
- Pernos: 20

Calculamos el volumen de la brida aplicando datos numéricos a la ecuación [4.6]

$$V_{BRIDA}=\pi*446^2*117,2 =73239808,79\text{mm}^3\cong 0,0732\text{m}^3$$

Calculamos el volumen de los pernos aplicando la ecuación [4.7]

$$V_{PERNOS}=\pi*28^2*117,2 =288664,61\text{mm}^3\cong 0,000288\text{m}^3$$



Ahora, calculamos el volumen del eje como si fuera un cilindro macizo con la ecuación [4.8] y posteriormente le restaremos la ecuación [4.9] debido a que es hueco.

$$V_{EJE} = \pi * 275^2 * 117,2 = 27844721,03 \text{ mm}^3 \approx 0,0278 \text{ m}^3$$

$$V_{EJEINTERIOR} = \pi * 75^2 * 117,2 = 2071094,957 \text{ mm}^3 \approx 0,00207 \text{ m}^3$$

Por lo que el peso de la brida es

$$P_{BRIDA} = (0,0732 - 0,000288 - 0,0278 - 0,00207) * 7800$$

$$P_{BRIDAEJECOLA} = 335,73 \text{ kg}$$

Para obtener el peso total del acoplamiento, solo nos queda calcular el peso de los pernos, tuercas y arandelas, siendo estos datos de los catálogos comerciales

- $P_{ESOPERNO} = 1,5 \text{ kg}$
- $P_{ESOTUERCA} = 0,13 \text{ kg}$
- $P_{ESOARANDELA} = 0,04 \text{ kg}$

Nota: Como no se ha podido obtener información del peso de los tornillos, arandelas y roscas se han utilizado pesos estándar

Así, utilizando la siguiente ecuación [4.10]

$$P_T = 351,4 + 335,73 + 20 * (1,5 + 0,13 + 0,04)$$

$$P_T = 720,53 \text{ kg}$$





Universidad
Politécnica
de Cartagena

5. CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN LOS APOYOS Y DIMENSIONAMIENTO DE APOYOS

Trabajo Fin de Grado de Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

DISEÑO Y MONTAJE DE UNA LÍNEA DE EJES



5.1. INTRODUCCIÓN

Para dicho cálculo, se realizará un diagrama de representación de las cargas y posteriormente un análisis de fuerzas para determinar la reacción en los apoyos, con el fin de poder dimensionar los apoyos conforme a la normativa de la sociedad de clasificación.

5.2. REACCIONES EN EL EJE INTERMEDIO

Se tiene como carga los acoplamientos en cada extremo, que los llamaremos A_1 y A_2 , el peso del eje, P_E , siendo uniformemente distribuida y como incógnita de reacción R

Se pondrá como condición inicial que el sumatorio de fuerzas deberá ser 0, para determinar así R

$$\Sigma F_0 \rightarrow A_1 + A_2 + P_E - R = 0$$

$$R = A_1 + A_2 + P_E$$

$$R = 2050 + 1180,28 + 7.3 * 1,10169$$

$$R = 3238,321 \text{ kg} \cong 31,76 \text{ kN}$$

5.3. REACCIONES EN EL EJE DE COLA REDUCIDO

Se tiene como carga los acoplamientos en cada extremo, que los llamaremos A_1 y A_2 , el peso del eje, P_E , siendo uniformemente distribuida y como incógnita de reacción R

Se pondrá como condición inicial que el sumatorio de fuerzas deberá ser 0, para determinar así R

$$\Sigma F_0 \rightarrow A_1 + A_2 + P_E - R = 0$$

$$R = A_1 + A_2 + P_E$$

$$R = 1180,28 + 720.53 + 7.8 * 1,1586$$

$$R = 1909,31 \text{ kg} \cong 18,72 \text{ kN}$$

5.4. REACCIONES EN EL EJE DE COLA

Se tiene como carga los acoplamientos en cada extremo, que los llamaremos A_1 al acoplamiento al eje de cola reducido y A_2 al peso de la hélice, el peso del eje, P_E , siendo uniformemente distribuida y como incógnita de reacción R

Se pondrá como condición inicial que el sumatorio de fuerzas deberá ser 0, para determinar así R

$$\Sigma F_0 \rightarrow A_1 + A_2 + P_E - R = 0$$

$$R = A_1 + A_2 + P_E$$

$$R = 720.53 + 20000 + 8 * 1,168$$

$$R = 20729,874 \text{ kg} \cong 203,29 \text{ kN}$$



5.5. EMPUJE DE LA HÉLICE

Para poder calcular los apoyos que precisa el eje, debemos de calcular el empuje que ejerce la hélice sobre los ejes, bajo la siguiente fórmula

$$P=F*V \quad [5.1]$$

Siendo

P: Máxima potencia continuada del motor principal (kW)

F: Fuerza o empuje de la hélice (kN)

V: Velocidad de la hélice (Nudos)

Dándole valores numéricos

$$21000=F*21$$

$$F=1000 \text{ kN}$$

5.6. DIMENSIONAMIENTO DE LOS APOYOS

Son los encargados de sostener el peso del eje e impedir que se produzcan comportamientos indeseados.

El objetivo del presente apartado será la selección de los apoyos que se han calculado para la línea de ejes y además los sellos de la bocina.

Primero calcularemos los apoyos y, para finalizar, los sellos de la bocina.

Debemos tener en cuenta que los ejes atraviesan un mamparo estanco, el mamparo estanco de popa de la cámara de máquina y, habrá que realizar también sus cálculos y selección.

La Sociedad de Clasificación nos impone que cada uno de los apoyos no debe de superar el $0,8\text{N/mm}^2$.

En cuanto a los apoyos podemos tener dos clases: Cojinete de fricción y soportes de rodadura o rodamientos.

5.6.1. Cojinetes de fricción

Su superficie fija y móvil friccionan por deslizamiento de la una con la otra, ambas separadas con una película de aceite, por lo que su objetivo es reducir la fricción entre el eje y el soporte mediante el uso de materiales o aleaciones blandas, presentando así bajos coeficientes de rozamiento. Además, requieren de una lubricación para disipar el calor y minimizar el rozamiento.



Ilustración 5-1.-Cojinete de fricción. Fuente:Cienciasferas

Por otro lado, presentan gran resistencia a la deformación como respuesta ante esfuerzos bajos, permitiendo un mecanizado fino y una adaptación correcta al eje.

Estos ejes pueden estar ubicados en los soportes del arbotante y bocina, siendo cojinetes de apoyo o como chumacera, ubicados en la cámara de máquinas, en cuya parte inferior del cojinete se alojará el cárter.

Estos cojinetes podrán ser lubricados con agua o con aceite, a elección del armador, siendo lo más habitual en buques militares la lubricación con agua.

Este tipo de lubricación por agua soluciona los problemas que se han llegado a dar cuando se ha lubricado los cojinetes mediante aceite que se ha considerado ecológicamente aceptable, ya que estos en determinadas condiciones transitorias como pueden ser altas presiones o bajas temperaturas, los lubricantes anteriormente mencionados tienen una capacidad de carga reducida, siendo este problema de fallo estos últimos años y en las mismas condiciones: durante las maniobras de giro a gran velocidad y las pruebas de amarre, y cuando se trabaja con propulsores sumergidos parcialmente.

Además, estudios realizados por Thordon Bearing afirman que: “Ninguno de los barcos que utilizan cojinetes para el eje lubricados con agua -un lubricante ecológicamente aceptable, de conformidad con la Agencia de Protección del Medio Ambiente de los EE. UU.- ha sido inmovilizado hasta la fecha, pero sí se han hecho algunas conjeturas sobre el pobre rendimiento operativo de algunos lubricantes sintéticos. "La realidad es actualmente inequívoca: el rendimiento de estos lubricantes ecológicamente aceptables es menos que satisfactorio”

Por otro lado, los cojinetes de fricción se pueden utilizar en aplicaciones con todo tipo de cargas, velocidades y en entornos donde no se requiera mantenimiento, pero debe de ser en entornos limpios. Además, son silenciosos.

5.6.2. Soportes de rodadura

Son los conocidos como cojinetes antifricción, siendo su labor principal la de facilitar la rotación del eje mediante elementos de revolución, como pueden ser bolas o cilindros, que ruedan entre el soporte fijo y un elemento unido al eje



Ilustración 5-2.-Soporte de rodadura. Fuente: Cienciasfera

Presentan tolerancias muy estrechas, además de que su lubricación se hará por aceite, en función de las revoluciones de giro y de la carga.

Su montaje es relativamente fácil y su desmontaje igual, sin tener que hacer uso de otros elementos.

Los rodamientos o soportes de rodadura tienen las siguientes características

- Su par inicial o fricción es bajo y la diferencia entre el par inicial y el de funcionamiento es muy pequeña
- Este tipo de cojinete al ser altamente comercializados, son fácilmente sustituibles
- Por su simplicidad estructural, la sustitución y la inspección son sencillas.
- Pueden soportar cargas axiales y radiales de forma tanto simultánea como independiente.
- Pueden ser utilizados en una alta gama de temperaturas
- Se pueden precargar para conseguir mayor rigidez mediante una holgura negativa.

5.6.3. Elección del tipo de cojinete a usar

Las diferencias entre el cojinete de fricción y rodamiento son:

- Los cojinetes de fricción no tienen elementos rodantes, facilitando el movimiento por medio de materiales especiales, que pueden ser auto lubricados, motivo por el cual se decide cambiar los rodamientos por cojinetes de fricción, permitiendo cierta desalineación.
- Los cojinetes poseen una mayor capacidad de carga, superficie de contacto y resistencia al impacto, siendo más silenciosos que los rodamientos.
- Los cojinetes suelen ser más pequeños y ligeros que los rodamientos, con mayor simplicidad para su mantenimiento e instalación.
- En cuanto a los rodamientos, su coeficiente de rozamiento no depende de la carga a soportar como sucede en los cojinetes de fricción. Tampoco depende de la velocidad de giro ni del tiempo trabajado.



- Los rodamientos tienen menor necesidad de lubricación debido a que su calentamiento es menor y su temperatura de trabajo.

Con lo anterior dado, podemos afirmar que el uso de uno o de otro será indistinto, y atenderemos a temas de disponibilidad de diámetros en los catálogos, dado que algunas casas comerciales, como Johnson Cutless, sus cojinetes no superan los 350mm de diámetro interior.

5.7. DIMENSIONAMIENTO SOPORTE DE FRICCIÓN

5.7.1. Selección de apoyos

Para poder comprobar donde debemos de poner los apoyos o soportes, nos basamos en SolidWorks.

En él, se modeliza de una manera básica los tres tramos de ejes, así como los acoplamientos y los apoyos seleccionados anteriormente, comprobando si su colocación es la adecuada o si por exigencias de comportamiento necesitamos poner más de uno.

Este proceso es un proceso iterativo, en el cual debemos de tener muy presente la tensión de Von Mises.

La tensión de Von Mises como su nombre lo indica es una tensión, tiene la propiedad de ser un número que se obtiene combinando todas las tensiones en el espacio. Responde a la ecuación

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{XX}^2 + \sigma_{YY}^2 + \sigma_{ZZ}^2 - (\sigma_{XX}\sigma_{YY} + \sigma_{YY}\sigma_{ZZ} + \sigma_{XX}\sigma_{ZZ}) + 3(\tau_{XY}^2 + \tau_{ZY}^2 + \tau_{XZ}^2)} \quad [5.1]$$

La tensión de Von Mises se ha de comparar con la tensión máxima admisible por el material, que esta puede ser correspondiente al límite elástico del material.

Si por ejemplo, Von Mises nos da 300MPa y la tensión máxima admisible del material es 600MPa, el material no se va a romper.

Esta comparación nos arroja otra información importante: El factor de seguridad, que se calcularía dividiendo Von Mises entre la tensión máxima del material.

Dicho factor de seguridad se corresponde a la siguiente tabla:

>1	Peligro. Puede romper
=1	Seguro
<1	Seguro

Tabla 5.1.-Factor de seguridad de Von Mises.

Además, debemos de calcular la presión sobre los apoyos con la siguiente ecuación, con el fin de que esto no sobrepase el 0,8N/mm²



$$P = \frac{R}{L * D}$$

[5.2]

Siendo

R: Presión a la que está sometido el cojinete (kN/m²)

L: Longitud del cojinete (m)

D: Diámetro del eje (m)

La normativa de sociedad de clasificación exige que el total de las presiones a la que están sometidos los cojinetes o soportes debe ser menor a 4500 kN/m², a la vez de que cada apoyo no supere 0,8 N/mm²

Al contrario de lo que se ha hecho con anterioridad en otros proyectos, en este primero escogeremos los apoyos o soportes y luego estudiaremos su colocación. Será un proceso iterativo, siempre buscado colocar la menor cantidad de apoyos posibles, dado que si colocamos muchos, el eje no podrá desalinearse de manera adecuada cuando pase de dique seco al agua y/o viceversa, además de que supondrá peso extra al buque.

5.5.1.2. Selección del soporte de rodadura del arbotante y eje de cola reducido

Utilizaremos un soporte de la casa comercial SKF.

En este caso, utilizaremos un rodamiento rígidos de una hilera de bolas, tal y como se muestra a continuación.

El motivo de utilizar este tipo de cojinete tan sencillo es que el propio soporte de este será el arbotante.



Ilustración 5-3.-Rodamiento rígido. Fuente: SKF

Utilizaremos un rodamiento por lo que se muestra en la imagen a continuación

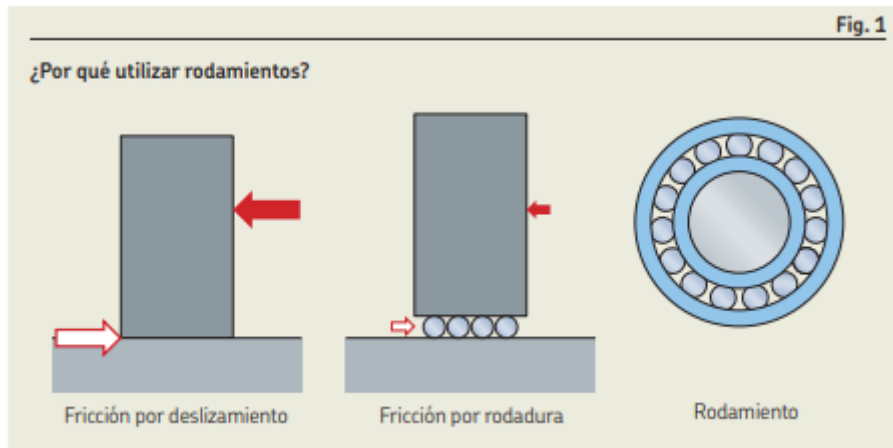


Ilustración 5-4.-¿Por qué usar rodamientos? Fuente: SKF

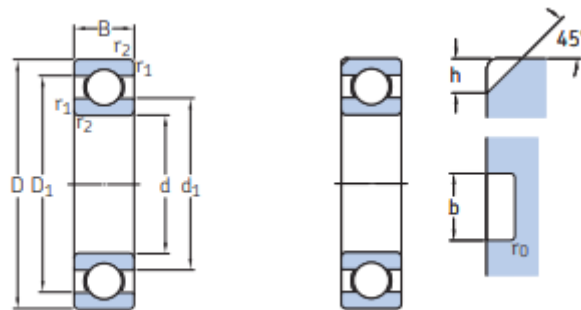


Ilustración 5-5.-Croquis del rodamiento. Fuente: SKF

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾	kg	Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ²⁾
mm			kN		kN	r. p. m.			-	
400	500	46	247	405	8,15	2 400	1 900	20,5	▶ 61880 MA	-
	540	65	345	570	11,2	2 200	1 800	41,5	▶ 61980 MA	-
	600	90	520	865	16,3	2 000	1 700	87,5	▶ 6080 M	-
420	520	46	251	425	8,3	2 200	1 800	21,5	▶ 61884 MA	-
	560	65	351	600	11,4	2 200	1 800	43	▶ 61984 MA	-
	620	90	507	880	16,3	2 000	1 600	91,5	▶ 6084 M	-
440	540	46	255	440	8,5	2 200	1 800	22,5	▶ 61888 MA	-
	600	74	410	720	13,2	2 000	1 600	60,5	▶ 61988 MA	-
	650	94	553	965	17,6	1 900	1 500	105	▶ 6088 M	-
460	580	56	319	570	10,6	2 000	1 600	35	▶ 61892 MA	-
	620	74	423	750	13,7	1 900	1 600	62,5	▶ 61992 MA	-
	680	100	582	1 060	19	1 800	1 500	120	▶ 6092 MB	-
480	600	56	325	600	10,8	1 900	1 600	36,5	▶ 61896 MA	-
	650	78	449	815	14,6	1 800	1 500	74	▶ 61996 MA	-
	700	100	618	1 140	20	1 700	1 400	125	▶ 6096 MB	-
500	620	56	332	620	11,2	1 800	1 500	40,5	▶ 618/500 MA	-
	670	78	462	865	15	1 700	1 400	81,5	▶ 619/500 MA	-
	720	100	605	1 140	19,6	1 600	1 300	135	▶ 60/500 N1MAS	-
530	650	56	332	655	11,2	1 700	1 400	39,5	▶ 618/530 MA	-
	710	82	488	930	15,6	1 600	1 300	90,5	▶ 619/530 MA	-
	780	112	650	1 270	20,8	1 500	1 200	185	▶ 60/530 N1MAS	-
560	680	56	345	695	11,8	1 600	1 300	42	▶ 618/560 MA	-
	750	85	494	980	16,3	1 500	1 200	105	▶ 619/560 MA	-
	820	115	663	1 370	22	1 400	1 200	210	▶ 60/560 N1MAS	-
600	730	60	364	765	12,5	1 500	1 200	52	▶ 618/600 MA	-
	800	90	585	1 220	19,6	1 400	1 100	125	▶ 619/600 MA	-
	870	118	728	1 500	23,6	1 300	1 100	230	▶ 60/600 MA	-



DISEÑO Y MONTAJE DE UNA LÍNEA DE EJES CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN LOS APOYOS Y DIMENSIONAMIENTO DE APOYOS



Tabla 5.2.-Dimensiones del cojinete para el arbotante. Fuente: SKF

Se escogerá el de diámetro de 560, a pesar de que nuestro diámetro es 550mm. Esa diferencia es prácticamente irrelevante, y no afectaría al correcto funcionamiento de nuestro cojinete o soporte. Escogemos el que tiene una longitud L=115mm

Comprobamos con la ecuación [5.2] los requisitos de la Sociedad de Clasificación

$$P = \frac{203,29}{0,115 * 0,55 * 4}$$

$$P=803,51 \text{ kN/m}^2 \approx 0,803 \text{ kN/m}^2$$

Este soporte se colocará en la mitad de la longitud del arbotante.

También, por imposición de distancias máximas entre apoyos, utilizaremos el mismo apoyo o soporte en el eje de cola reducido, evitando sobrepasar los 7,8m.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹⁾
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
400	500	46	247	405	8,15	2 400	1 900	20,5	▶ 61880 MA	-
	540	65	345	570	11,2	2 200	1 800	41,5	▶ 61980 MA	-
	600	90	520	865	16,3	2 000	1 700	87,5	▶ 6080 M	-
420	520	46	251	425	8,3	2 200	1 800	21,5	▶ 61884 MA	-
	560	65	351	600	11,4	2 200	1 800	43	▶ 61984 MA	-
	620	90	507	880	16,3	2 000	1 600	91,5	6084 M	-
440	540	46	255	440	8,5	2 200	1 800	22,5	▶ 61888 MA	-
	600	74	410	720	13,2	2 000	1 600	60,5	61988 MA	-
	650	94	553	965	17,6	1 900	1 500	105	6088 M	-
460	580	56	319	570	10,6	2 000	1 600	35	▶ 61892 MA	-
	620	74	423	750	13,7	1 900	1 600	62,5	61992 MA	-
	680	100	582	1 060	19	1 800	1 500	120	6092 MB	-
480	600	56	325	600	10,8	1 900	1 600	36,5	▶ 61896 MA	-
	650	78	449	815	14,6	1 800	1 500	74	61996 MA	-
	700	100	618	1 140	20	1 700	1 400	125	6096 MB	-
500	620	56	332	620	11,2	1 800	1 500	40,5	▶ 618/500 MA	-
	670	78	462	865	15	1 700	1 400	81,5	619/500 MA	-
	720	100	605	1 140	19,6	1 600	1 300	135	60/500 N1MAS	-
530	650	56	332	655	11,2	1 700	1 400	39,5	▶ 618/530 MA	-
	710	82	488	930	15,6	1 600	1 300	90,5	619/530 MA	-
	780	112	650	1 270	20,8	1 500	1 200	185	60/530 N1MAS	-
560	680	56	345	695	11,8	1 600	1 300	42	▶ 618/560 MA	-
	750	85	494	980	16,3	1 500	1 200	105	619/560 MA	-
	820	115	663	1 370	22	1 400	1 200	210	60/560 N1MAS	-
600	730	60	364	765	12,5	1 500	1 200	52	▶ 618/600 MA	-
	800	90	585	1 220	19,6	1 400	1 100	125	619/600 MA	-
	870	118	728	1 500	23,6	1 300	1 100	230	60/600 MA	-

Tabla 5.3.-Dimensiones del cojinete para el eje de cola reducido. Fuente: SKF

Utilizamos el de 530mm de diámetro, siendo la longitud de dicho rodamiento L=112mm.

Comprobamos con la ecuación [5.2] los requisitos de la Sociedad de Clasificación

$$P = \frac{18,72}{0,112 * 0,52 * 4}$$

$$P=80,35 \text{ kN/m}^2 \approx 0,08035 \text{ kN/m}^2$$

5.5.1.3. Selección del tubo de bocina

La estructura de la bocina está formada por tres cuerpos.

- El cilindro principal que es el encargado de la lubricación, sujeción y protección del eje.
- Sello de proa de la bocina.
- Sello de popa de la bocina.

Para el caso del cilindro principal, hemos escogido la casa comercial Cedervall, con la siguiente geometría

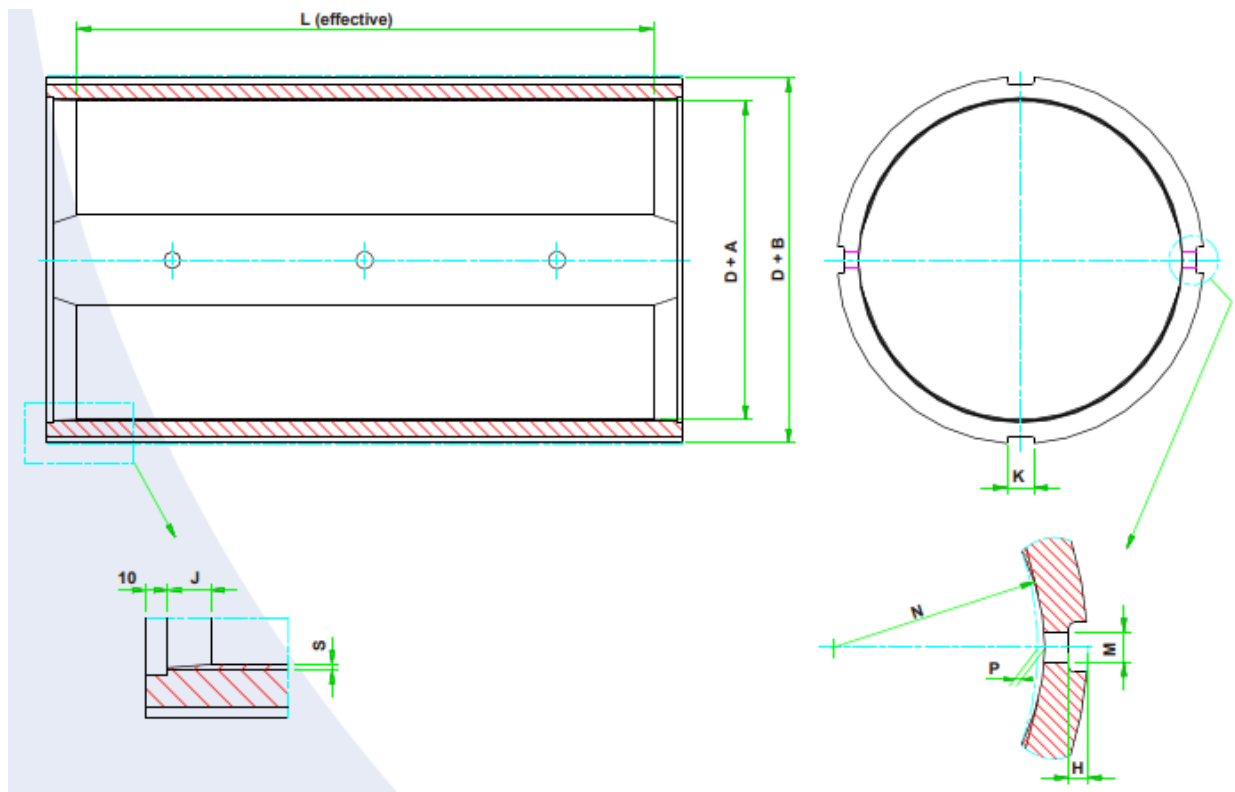


Ilustración 5-6.-Croquis tubo de bocina. Fuente: Cedervall

Donde, debido al tamaño de nuestro eje de cola (D:520 mm), escogemos lo siguiente

SIZE	D	A	B	L	J	S	H	K	M	P	N
05-20	50-200	0,4	40	According to class.	15	2,5	5*	25	15	3,5	0,35xD
21-30	201-300	0,5	50		20	2,5	5*	25	15	3,5	
31-40	301-400	0,6	60		25	3,0	10*	40	25	4,5	
41-50	401-500	0,6	70		30	3,0	10*	40	25	4,5	
51-60	501-600	1,0	80		45	4,0	10*	40	25	6,0	
61-70	601-700	1,1	90		45	4,0	10*	40	25	6,0	
71-80	701-800	1,3	100		50	4,0	15	63	40	6,0	
81-90	801-900	1,4	110		50	5,0	15	63	40	7,0	
91-99	901-990	1,5	120		50	5,0	15	63	40	7,0	

Tabla 5.4.-Dimensiones bocina. Fuente: Cedervall



Esta bocina está hecha con Nodular GGG-40, un tipo de hierro fundido que se caracteriza por su alta resistencia y ductilidad, cuyas propiedades son:

- Resistencia a la tracción: 400 N/mm²
- Limite elástico: 250 N/mm²
- Alargamiento 15%
- Dureza Brinell: 130-200 HB
- Conductividad térmica: 45 W/mK
- Coeficiente de dilatación térmica: 10.5 10⁻⁶/K
-

La longitud mínima de la bocina viene dada por la fórmula

$$L=4*D \quad [5.2]$$

Siendo

D: Diámetro del eje (mm)

Por lo que la longitud de nuestro tubo de bocina es

$$L=4*520$$

$$L=2080 \text{ mm}$$

Pero debido al desgaste que sufre, es conveniente darle un margen y establecer que

$$L=2300 \text{ mm}$$

Calculamos la presión nominal a la que está sometido este soporte

$$P = \frac{18,72}{2,3 * 0,520}$$

$$P=15,965 \text{ kN/m}^2 \approx 0,01596 \text{ N/mm}^2$$



Ilustración 5-7.-Instalación de la bocina en el buque. Fuente: Johnson Cutless



5.5.1.4. Selección de la chumacera

Nuestra chumacera irá en el eje intermedio, dando apoyo al eje y evitando desplazamientos horizontales.

Será proporcionada por la casa comercial Wärtsilä, de las medidas que se muestran a continuación



Ilustración 5-8.-Cojinete de chumacera. Fuente: Wärtsilä

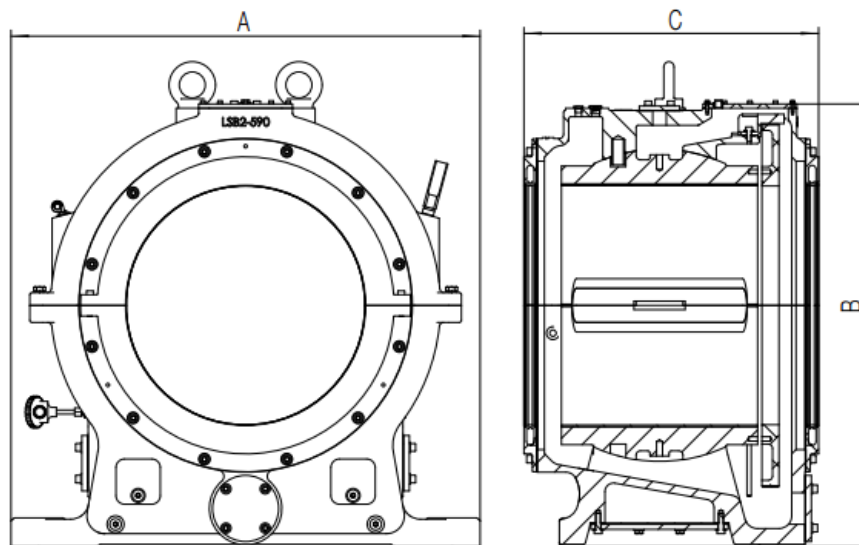


Ilustración 5-9.-Croquis del cojinete. Fuente: Fuente: Wärtsilä

Shaft sizes		165	210	240	270	300	330	360	400	430	470	510	550	590	630	670	710	750	800	
Width	A	mm	460	510	570	600	630	700	720	740	860	890	940	1050	1100	1140	1170	1200	1250	1340
		in	18.11	20.08	22.44	23.62	24.8	27.56	28.35	29.13	33.86	35.04	37.01	41.34	43.31	44.88	46.06	47.24	49.21	52.76
Height	B	mm	411	471	501	552	612	646	689	734	781	844	902	967	1037	1104	1167	1225	1289	1364
		in	16.18	18.54	19.72	21.73	24.09	25.43	27.13	28.9	30.75	33.23	35.51	38.07	40.83	43.46	45.94	48.23	50.75	53.7
Length	C	mm	336	361	402	425	453	473	503	523	553	583	621	651	691	807	846	892	922	987
		in	13.31	14.21	15.83	16.73	17.83	18.62	19.8	20.59	21.73	22.95	24.45	25.63	27.2	31.77	33.31	35.12	36.3	38.86



Bearing size	Shaft diameter				Bearing shell length		Weight		Standard working parameters		
	Min		Max		mm	in	kg	lbs	Radial load (kN)	Min rpm	Max rpm
	mm	in	mm	in							
165	100	3.94	165	6.5	120	4.72	106	233.69	19.8	80	347
210	166	6.54	210	8.27	150	5.91	142	313.06	31.5	62	273
240	211	8.31	240	9.45	180	7.09	176	388.01	43.2	54	239
270	241	9.49	270	10.63	200	7.87	219	482.81	54.0	47	212
300	271	10.67	300	11.81	230	9.06	267	588.63	69.0	43	191
330	301	11.85	330	12.99	250	9.84	305	672.41	82.5	38	173
360	331	13.03	360	14.17	280	11.02	354	780.44	100.8	35	159
400	361	14.21	400	15.75	300	11.81	420	925.94	120.0	31	143
430	401	15.79	430	16.93	330	12.99	551	1214.75	141.9	29	133
470	431	16.97	470	18.5	360	14.17	661	1457.26	169.2	26	122
510	471	18.54	510	20.08	390	15.35	768	1693.15	198.9	24	112
550	511	20.12	550	21.65	420	16.54	902	1988.57	231.0	22	104
590	551	21.69	590	23.23	460	18.11	1083	2387.61	271.0	20	97
630	591	23.27	630	24.8	490	19.29	1286	2835.14	308.7	19	91
670	631	24.84	670	26.38	520	20.47	1397	3079.86	348.4	18	86
710	671	26.42	710	27.95	550	21.65	1715	3780.93	390.5	17	81
750	711	27.99	750	29.53	580	22.83	1885	4155.71	435.0	16	76
800	751	29.57	800	31.49	620	24.41	2195	4839.15	496.0	14	72

Tabla 5.5.-Medidas de la chumacera. Fuente: Fuente: Wärrtsilä

Escogemos 470mm debido a que nuestro eje es de 450mm. Esa diferencia entre el eje y la chumacera no dará problemas en un futuro si se alinea de manera correcta.

Con esto, volvemos a aplicar la fórmula [5.2] para comprobar que no sobrepasamos los $0,8 \text{ N/mm}^2$ que nos dice la Sociedad de Clasificación. En este caso no aplicamos el x4 a la longitud, dado que no se encuentra cerca de la hélice.

$$P = \frac{31,76}{0,583 * 0,450}$$

$$P=121,059 \text{ kN/m}^2 \approx 0,121 \text{ N/mm}^2$$

5.7.2. Selección de los sellos de bocina

Al tener solo una línea de ejes que sale, solo necesitaremos dos sellos de bocina, uno para proa y otro para popa.

Es muy importante impedir que el aceite que va en el interior de la bocina salga, tanto por proa al interior de la sala de máquinas como por popa al mar. Al ser un elemento rotativo los sellos tienen que estar perfectamente ajustados al eje. La bocina tiene un sello en la parte de proa y otro en la parte de popa. Siendo su única función impedir que el aceite necesario para la lubricación del eje salga de la bocina.



5.7.2.1. Sello de proa



Ilustración 5-10.-Sello de bocina en el buque. Fuente: Johnson Cutless

Serán de la marca comercial Wärtsilä Enviroguard M seals



Ilustración 5-11.-Sello de bocina. Fuente: Wärtsilä

Y tiene la siguiente disposición

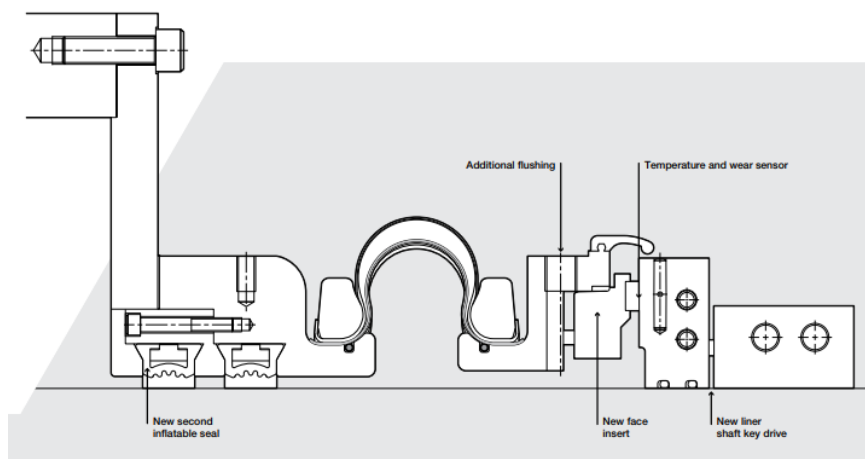


Ilustración 5-12.-Disposición y elementos del sello de bocina. Fuente: Wärtsilä



Este tipo de sellos tienen unas grandes ventajas:

- Tiene un hinchable doble de emergencia
- Facilita la reparación y mantenimiento
- Reduce los costes de vida útil
- Sujeción de fuelle mejorada.
- Reduce la fatiga
- Mejora la vida operativa
- Tiene una purga de refrigeración.
- Mejora la eficiencia de enfriamiento y ofrece resistencia a la abrasión.
- Tiene sensores para desgaste y temperaturas

El sello de bocina tiene estas medidas

TECHNICAL SPECIFICATION	METRIC		IMPERIAL
	Width A	Height B	Length C
300	630mm	612mm	453mm
330	700mm	646mm	473mm
360	720mm	689mm	503mm
400	740mm	734mm	523mm
430	860mm	781mm	553mm
470	890mm	844mm	583mm
510	940mm	892mm	621mm
550	1050mm	987mm	651mm
590	1100mm	1037mm	691mm
630	1140mm	1104mm	807mm
670	1170mm	1167mm	846mm
710	1200mm	1225mm	892mm
750	1250mm	1289mm	922mm
800	1340mm	1364mm	987mm

Tabla 5.6.-Medidas del sello de bocina. Fuente: Wärtsilä

Será de bronce al aluminio.

5.7.2.2. Sello de proa

Será del mismo material y mismas medidas que el ello de popa, con el fin de evitar interferencias entre ambos sellos.

5.7.3. Selección del pasamamparos

También conocido como prensaestopas.

Se debe de contar con él debido a que el eje pasa por el mamparo de pique de popa de la cámara de máquinas.

Para saber dónde lo vamos a situar, primero debemos de saber la longitud de la cámara de máquinas. Esto se calcula con la siguiente ecuación, proporcionada por “Proyecto básico del buque mercante”:



$$L_{CM} = 2,53 * L_{pp}^{0,34} + 3,87 * 10^{-6} * MCO^{1,5}$$

[5.3]

Siendo

L_{pp} : Eslora entre perpendiculares (mm)

MCO: Potencia máxima continua del equipo propulsor (CV)

Dándole valores numéricos

$$L_{CM} = 2,56 * 88,34^{0,34} + 3,87 * 10^{-6} * 1080^{1,5}$$

$$L_{CM} = 11,88 \text{ m}$$

Sabiendo que cada uno de los motores, que se sitúan en paralelo el uno del otro, tienen una longitud de 9,23 m, la longitud del eje que queda dentro de la cámara de máquinas es

$$L_{EJECM} = 11,88 - 9,23 = 2,65 \text{ m}$$

Por lo tanto, nuestro pasamamparos se encontrará a 2,65m del motor.

El acoplamiento anteriormente calculado quedará dentro de la cámara de máquinas para su mejor mantenimiento, lo más pegado al motor posible.

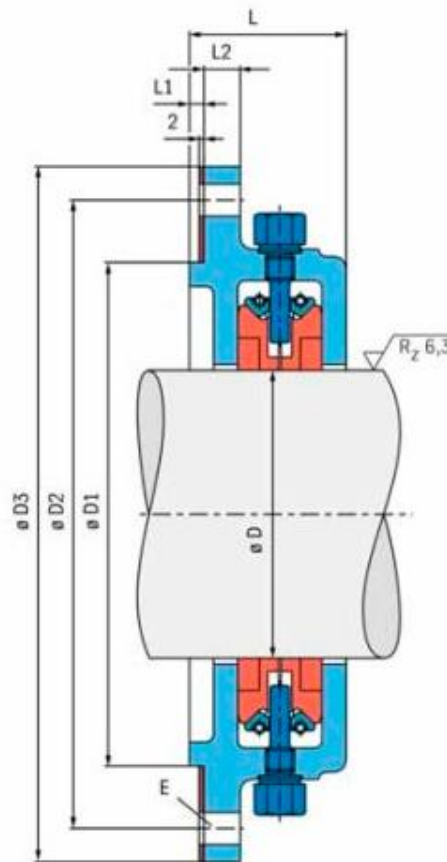


Ilustración 5-13.-Pasamamparos SIMPLEX-COMPACT. Fuente: Centrax



Con las siguientes dimensiones

Size	Shaft- ϕ D	D1	D2	D3	E	L	L1	L2
60	50-60	130	175	200				
70	61-70	140	185	210				
80	71-80	150	195	220	8 x M8	62		13
90	81-90	160	205	230				
100	91-100	170	215	240				
120	101-120	210	262	290				
140	121-140	230	282	310	8 x M12	65	6	15
160	141-160	250	302	330				
180	161-180	270	322	350				
200	181-200	290	342	370				
220	201-220	325	390	430				
240	221-240	345	410	450				
260	241-260	365	430	470				
280	261-280	385	450	490	12 x M16	79		20
300	281-300	405	470	510				
320	301-320	425	490	530				
340	321-340	445	510	550				
360	341-360	480	560	610				
380	361-380	500	580	630				
400	381-400	520	600	650				
420	401-420	540	620	670	12 x M20	86		23
440	421-440	560	640	690				
460	441-460	580	660	710				
480	461-480	600	680	730				
500	481-500	620	700	750				

Tabla 5.7.-Medidas pasamamparos. Fuente: Centrax

Como ha pasado con anterioridad, no se adapta al 100% a nuestro eje comercial.

En este caso, debido a que no tenemos sellos en proa y en popa, el fabricante nos ofrece la posibilidad de poder fabricarlo a medida, siendo estas nuestras medidas

Size	Shaft- Φ D	D1	D2	D3	E	L	L1	L2
450	431-450	570	650	700	12xM20	8	6	23

Tabla 5.8.-Medidas definitivas pasamamparos. Fuente: "Centrax"(Propia)

Además, nos ofrecen un croquis de cada una de sus partes

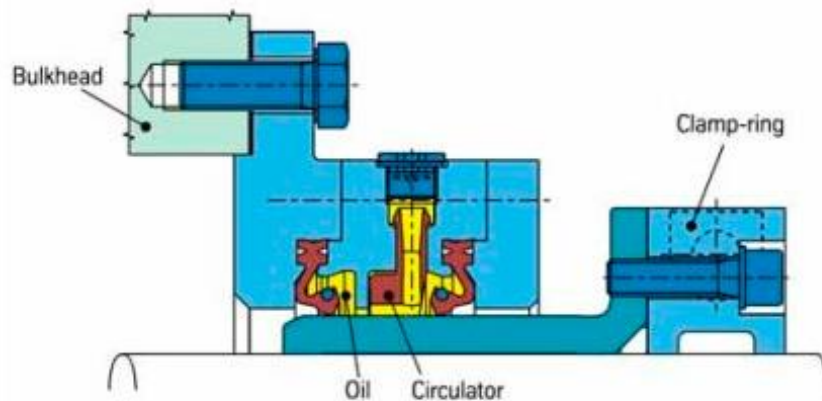


Ilustración 5-14.-Componentes del pasamamparos. Fuente: Centrax

5.7.4. Selección del arbotante

Como se comentó con anterioridad, el arbotante es un brazo o soporte de acero moldeado generalmente en forma de V, para alojar la chumacera del eje de cola. Estos soportes por la parte superior se unen a las cuadernas y por la inferior a unos salientes que para este fin lleva el codaste.

Nuestro arbotante tiene las siguientes medidas.

Dado que no tenemos ningún catálogo que llegue a abarcar un arbotante del diámetro de nuestro eje, este se hará con una base de datos de catálogos comerciales.

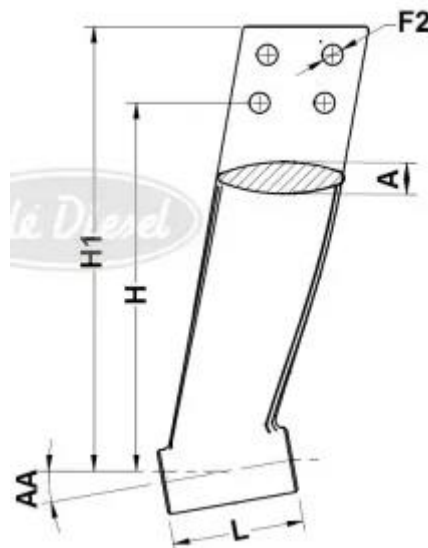


Ilustración 5-15.-Croquis arbotante. Fuente: Solé Diésel



Con las siguientes medidas

F₂	A	AA	H	H₁	L
352	484	10°	456	8800	2260

Tabla 5.9.-Medidas arbotante. Fuente: Propia



DISEÑO Y MONTAJE DE UNA LÍNEA DE EJES
CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN LOS APOYOS Y DIMENSIONAMIENTO DE APOYOS





Universidad
Politécnica
de Cartagena

6. COLOCACIÓN DE LOS APOYOS

Trabajo Fin de Grado de Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

DISEÑO Y MONTAJE DE UNA LÍNEA DE EJES



6.1. INTRODUCCIÓN

Como se dijo anteriormente, nos encontramos ante un proceso meramente iterativo, donde se buscará cumplir con obtener las menores deformaciones, con un factor de seguridad mayor que 1 con el menor número de apoyos, así como los requerimientos de frecuencias.

Colocaremos el soporte de rodadura del arbotante, junto con su arbotante, el tubo de bocina con su apoyo, a la vez que el otro apoyo necesario, así como la chumacera de apoyo.

Para poder calcular los resultados obtenidos, utilizaremos el MEF (Método de Elementos Finitos).

Este método se basa en subdividir la geometría de la pieza en partes más pequeñas a las que llamamos elementos, representando estas un dominio continuo del problema, permitiendo de manera computacional resolver el problema con eficiencia.

Este método propone un número finito de variables desconocidas que serán sustituidas por un número limitado de elementos con un comportamiento definido. Estas divisiones podrán tener todo tipo de formas, así como diferentes tamaños: donde queramos más información, utilizaremos divisiones más pequeñas mientras que donde el estudio no nos arroje gran información por la homogeneidad de la geometría de la pieza utilizaremos divisiones más grandes.

Los elementos finitos estarán conectados entre sí por nodos, siendo el conjunto de los elementos y los nodos lo que llamamos malla.

Para este estudio utilizamos el programa SolidWorks, dado que nos permite tanto el modelar la pieza como vallarla de manera eficiente y automática. Si bien podemos utilizar una malla de menor tamaño en las zonas donde se concentren mayores esfuerzos (bien sean en apoyos o en acoplamientos), la información que nos arroja es válida.

Esta primera colocación se hará con los datos numéricos obtenidos anteriormente, colocando los apoyos de la siguiente manera

Nota: dado que los apoyos no deben de ser un peso adicional, se ha modelado para este estudio solo los acoplamientos y las líneas, siendo los apoyos meros tramos en el eje.

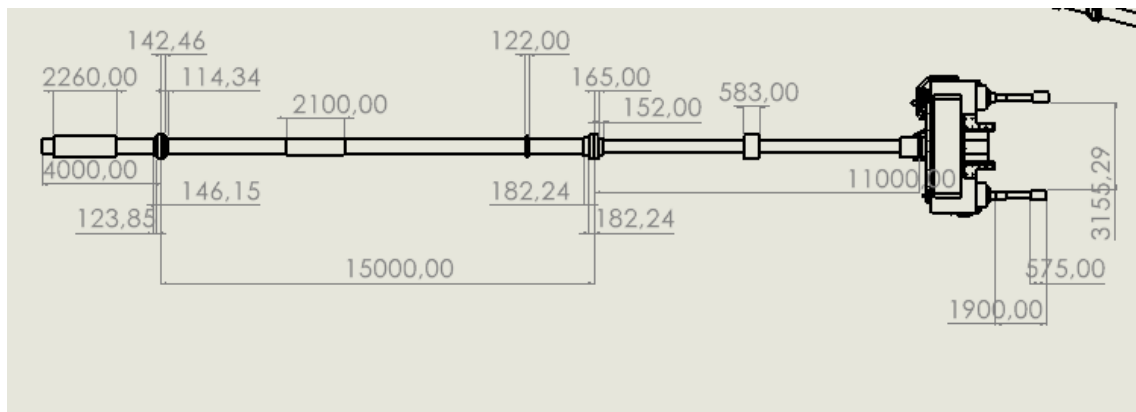


Ilustración 6-1.-Plano alzado de la colocación de los apoyos. Fuente: Propia

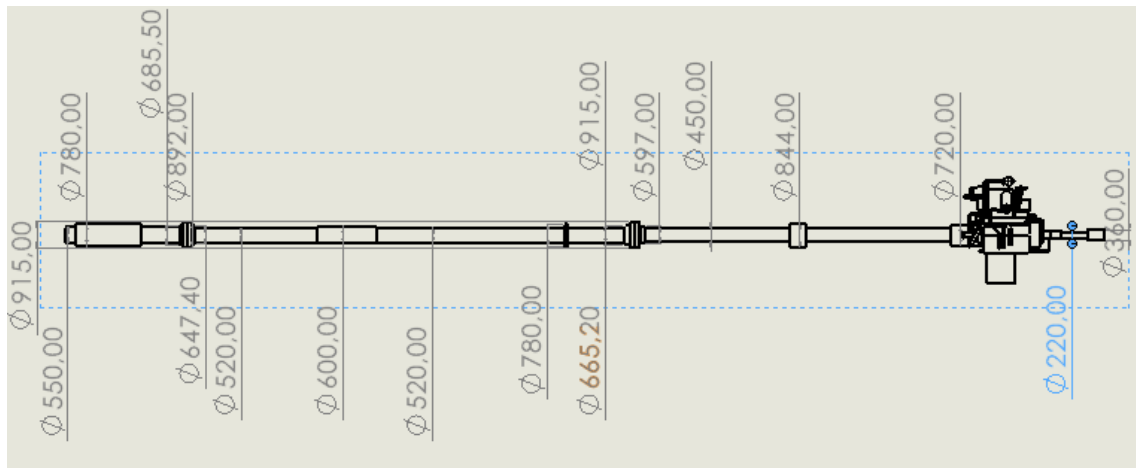


Ilustración 6-2., Plano perfil de la colocación de los apoyos. Fuente: Propia

Dándonos este modelo

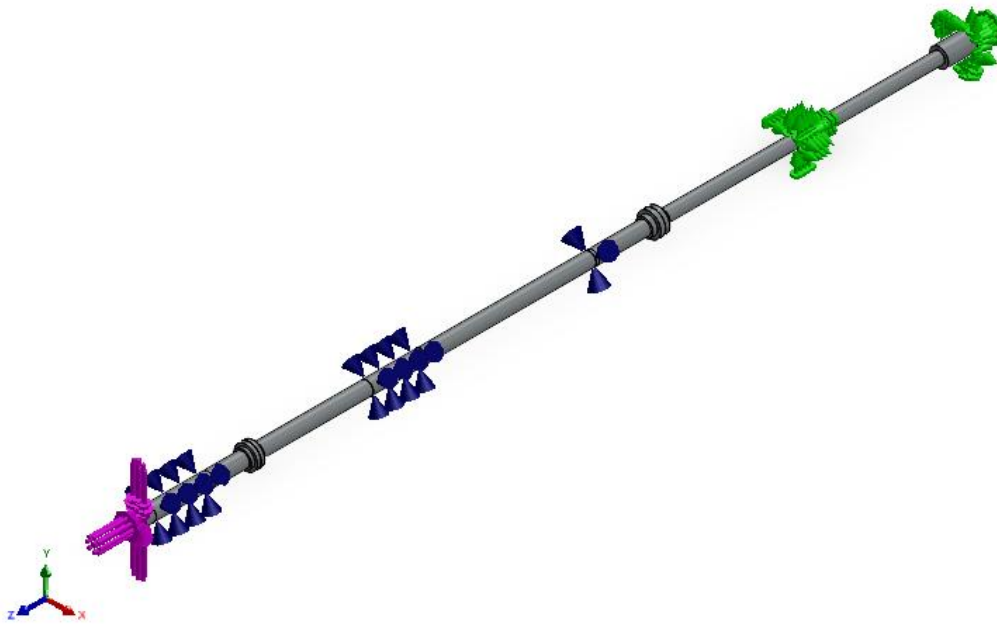


Ilustración 6-3.-Colocación de fuerzas actuantes y restricción de movimientos. Fuente: Propia

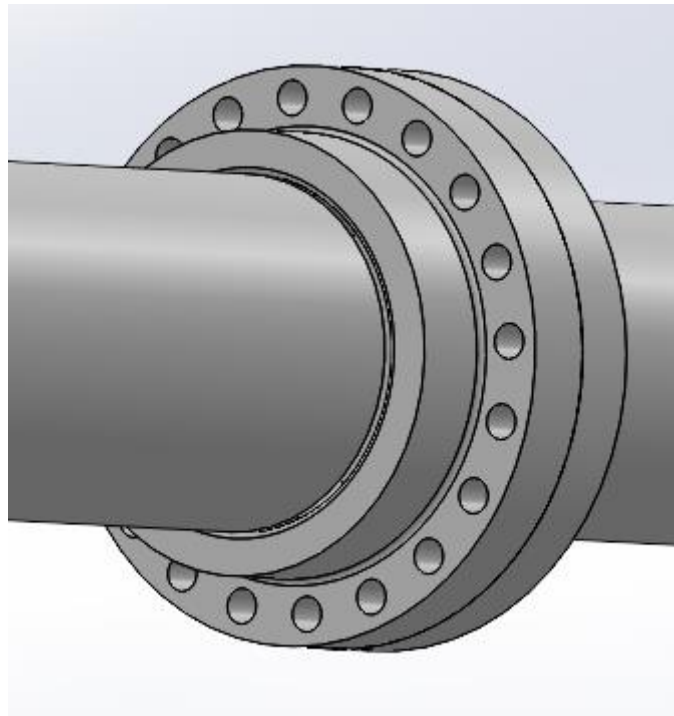


Ilustración 6-4.-Detalle acoplamiento eje de cola-eje de cola reducido. Fuente: Propia

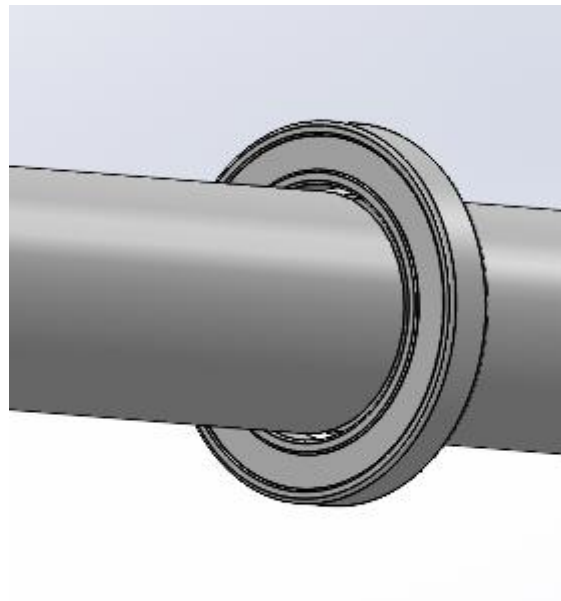


Ilustración 6-5.-Detalle cojinete. Fuente: Propia

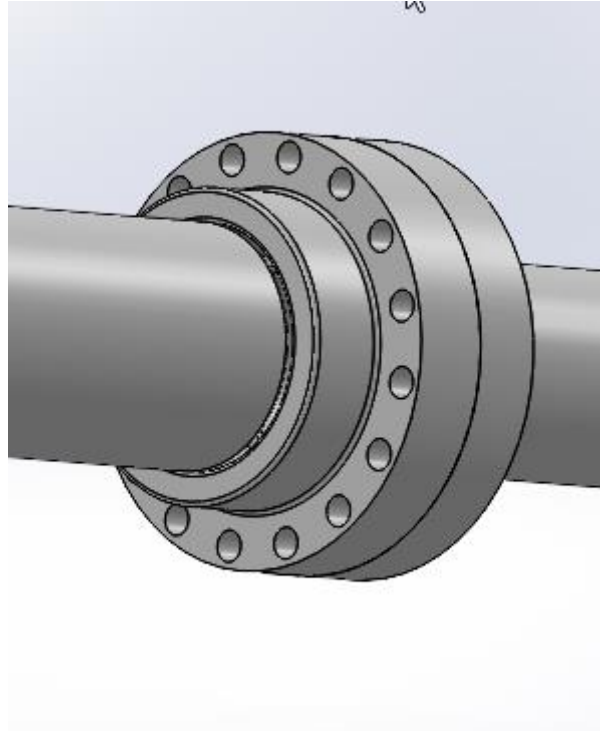


Ilustración 6-6.-Detalle acoplamiento eje de cola reducido-eje intermedio. Fuente: Propia

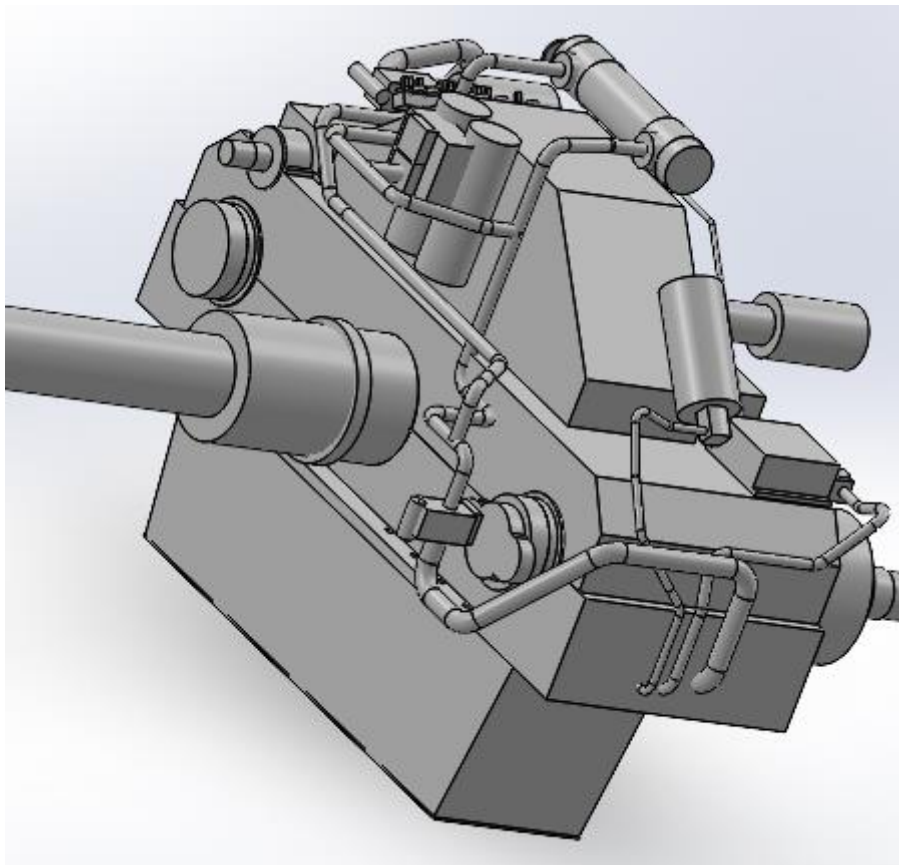


Ilustración 6-7.-Detalle acoplamiento reductora-eje intermedio.Fuente:Propia

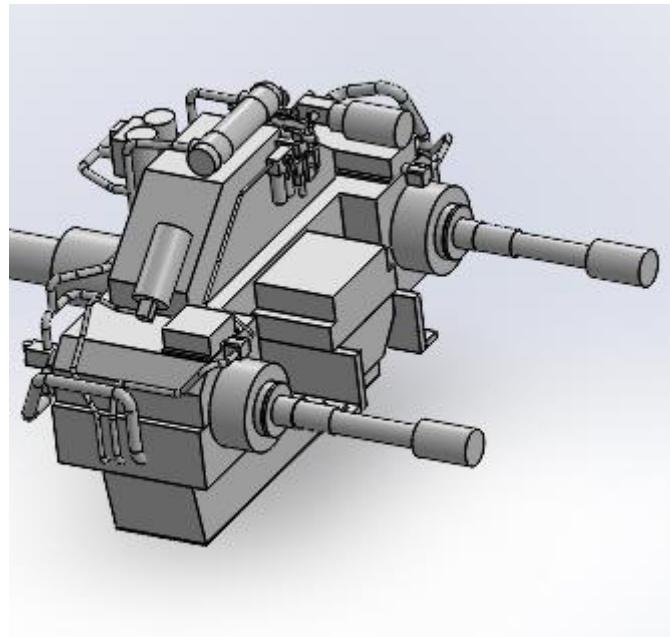


Ilustración 6-8.-Detalle acoplamiento motor-reductora. Fuente:Propia

6.2. RESTRICCIONES EN APOYOS

Para los apoyos se ha restringido su movimiento fuera del diámetro del cojinete que contiene el eje, si pudiendo rotar y ofrecer un movimiento proa-popa y popa-proa.

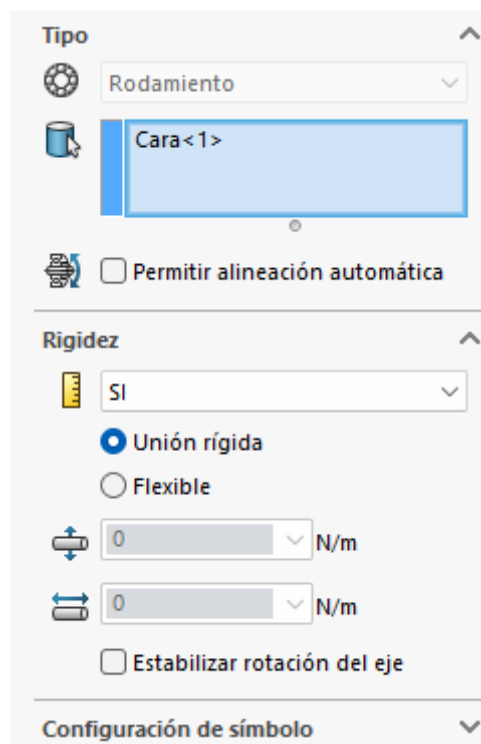


Ilustración 6-9.-Restricciones de rodadura. Fuente: Propia

En cuanto a las chumacera situada en el eje intermedio, se ha restringido los movimientos anteriormente nombrados así como el movimiento horizontal proa-popa y popa-proa.

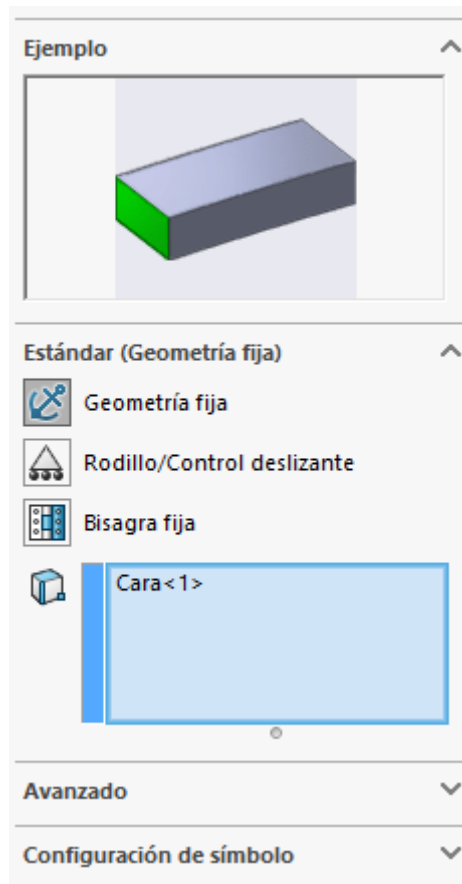


Ilustración 6-10.-Restricciones en la chumacera de empuje. Fuente: Propia

Finalmente, hemos empotrado el acoplamiento hidráulico que une la reductora con el eje intermedio.

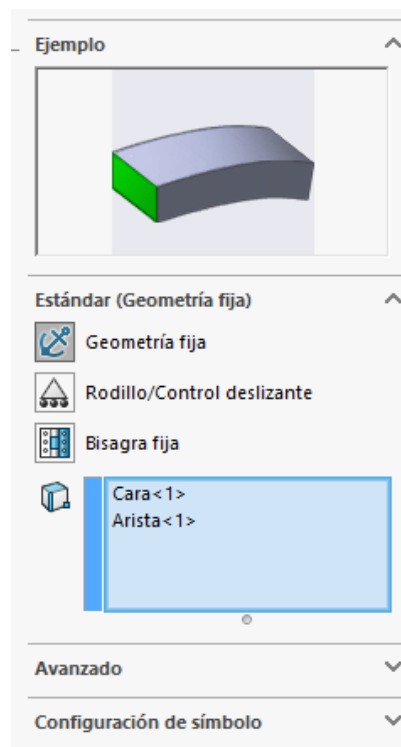


Ilustración 6-11.-Restricciones de empotramiento. Fuente: Propia



En cuanto a las fuerzas actuantes, las utilizadas son aquellas que han sido las resultantes de calcular el empuje de la hélice, dándole al eje un movimiento horizontal popa-proa y viceversa, el propio peso de la hélice que irá hacia abajo y el empuje que sufre la hélice debido a la actuación del agua, así como el par torsor calculado con anterioridad en el apartado [3.4]

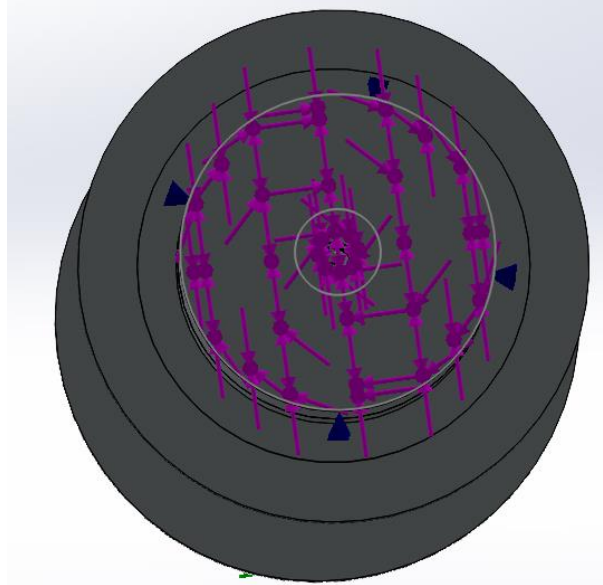


Ilustración 6-12.-Fuerzas actuantes de la hélice. Fuente: Propia

Así los resultados de los desplazamientos obtenidos son los siguientes

6.3. SIMULACIONES

Con todo lo anterior fijado, además de darle al eje el material correspondiente, se mallará de manera adecuada.

Solid nos ofrece mallar de manera automática y ejecutar. Con ello, podremos comprobar si son correctos los cálculos realizados anteriormente. De no ser así, deberíamos de añadir algún apoyo más, evitando una deformación excesiva.

6.3.1. Criterio de Von Mises

Haremos un estudio por el criterio de Von Mises debido a que nos encontramos ante una pieza con carácter elástico, así como nos arrojará información de los valores de tensiones combinadas. Este estudio en caso de un material frágil no sería correcto.

Este criterio responde a la fórmula [5.1] anteriormente expuesta.

Esta teoría se basa en que un material dúctil comienza a ceder o fracturarse cuando se supera este límite, de ahí que el factor de seguridad.

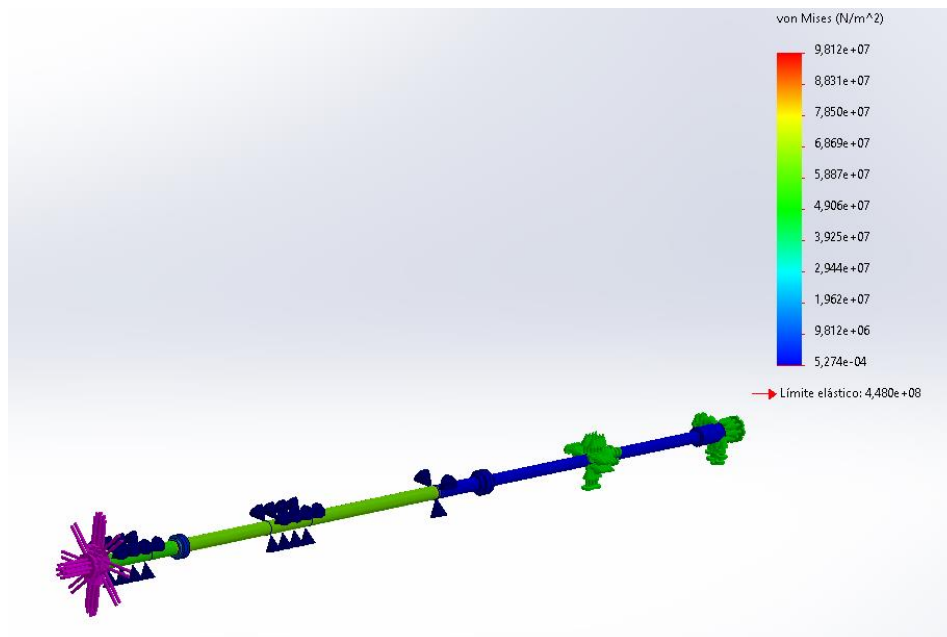


Ilustración 6-13.-Simulación Von Mises. Fuente: Propia

en este caso, podemos comprobar que la mayor parte de nuestro eje no supera el límite elástico.

Las partes más a destacar son

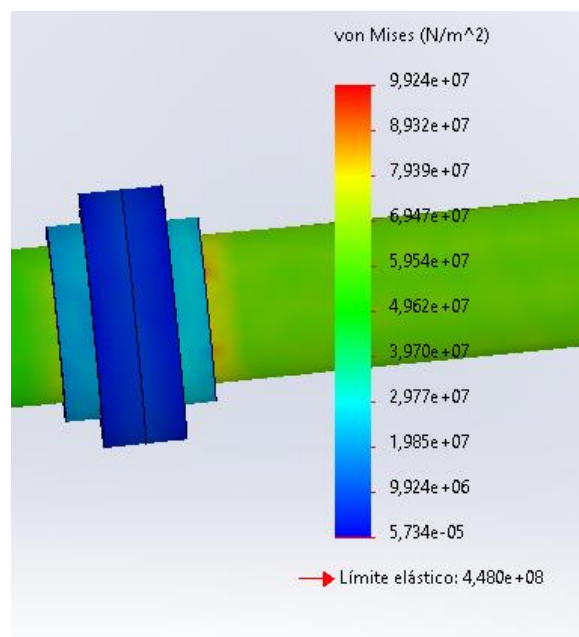


Ilustración 6-14., Von Mises en el acoplamiento eje de cola-eje de cola reducido. Fuente: Propia

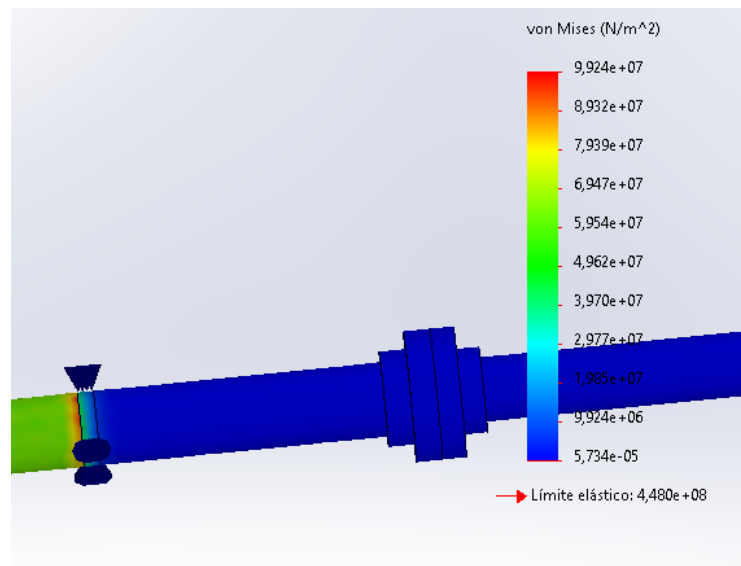


Ilustración 6-15.-Von Mises en bocina y acoplamiento eje de cola reducido-eje intermedio. Fuente: Propia

Si establecemos el factor de seguridad como dijimos en 1, nuestro resultado es el siguiente

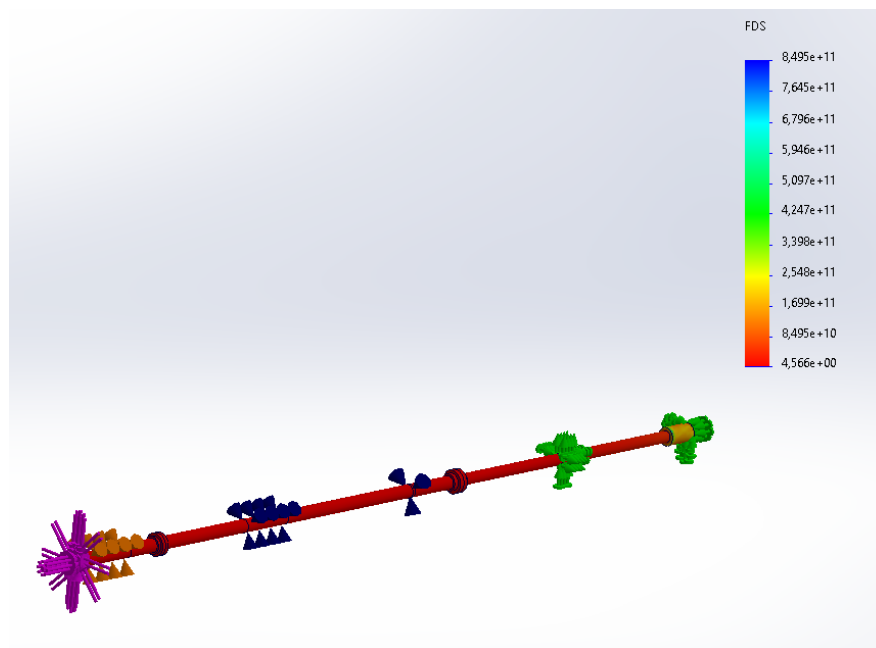


Ilustración 6-16.-Factor de seguridad. Fuente: Propia

Además, podemos comprobar que en nuestra zona de la hélice también cumple.

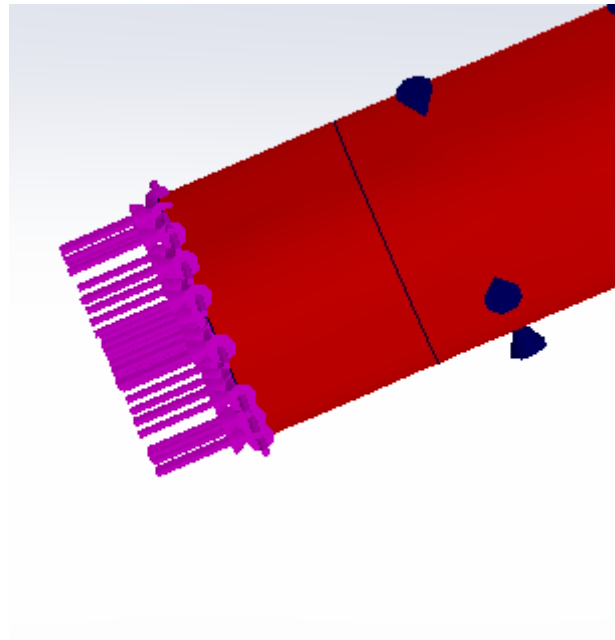


Ilustración 6-17.-Factor de seguridad en la zona de las fuerzas de la hélice. Fuente: Propia

6.3.2. Por desplazamientos o flecha

En este caso, simularemos para poder obtener los desplazamientos que sufre nuestro eje, ya que no solo debemos de tener en cuenta si rompe mediante Von Mises, sino también si nuestro eje supera la flecha o desplazamiento de 1 mm que impusimos con anterioridad.

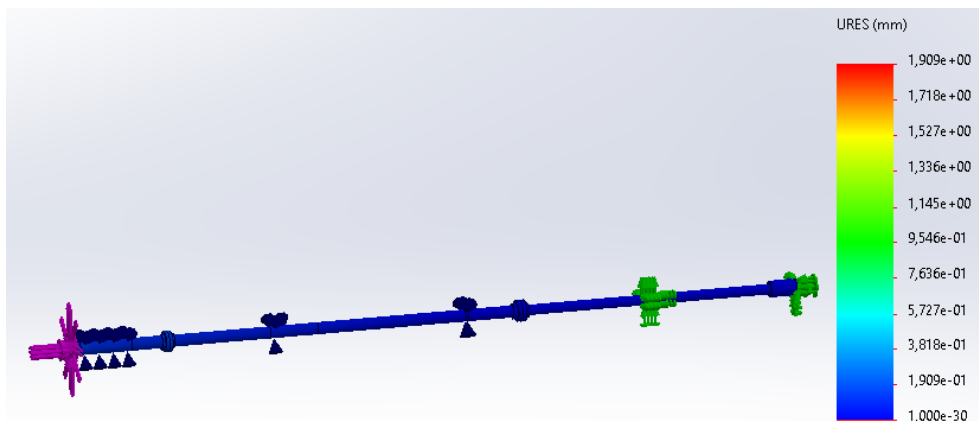


Ilustración 6-18.-Desplazamientos en el eje. Fuente: Propia

Podemos comprobar que también estamos cumpliendo los criterios de la flecha establecidos con anterioridad, respetando las distancias entre los apoyos.

Obtenemos mayores desplazamientos en la zona de las fuerzas de la hélice, ya que aplicamos las fuerzas actuantes en una cara sola en vez de un volumen mayor, pero debido a que es un error de suposición, se aceptará como válido.

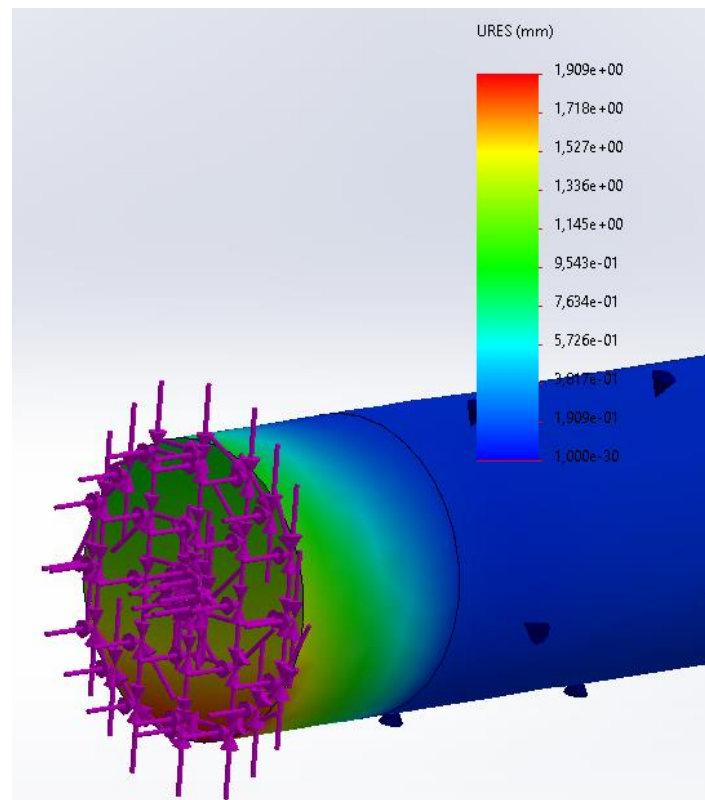


Ilustración 6-19.-Desplazamientos en la zona donde actúan las fuerzas de la hélice. Fuente: Propia

6.3.3. Por deformaciones unitarias

Las deformaciones obtenidas son las siguientes, siendo aceptadas.

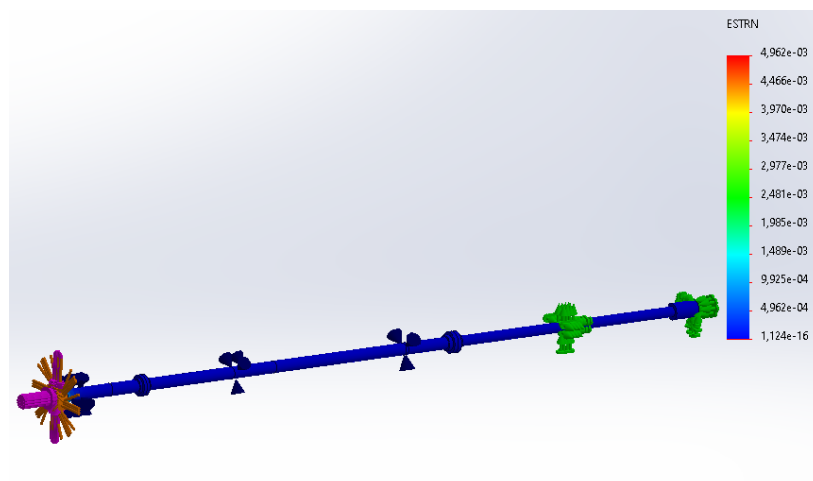


Ilustración 6-20.-Deformaciones unitarias en el eje. Fuente: Propia

Además, seguimos con la suposición de aceptación en la zona de la hélice.

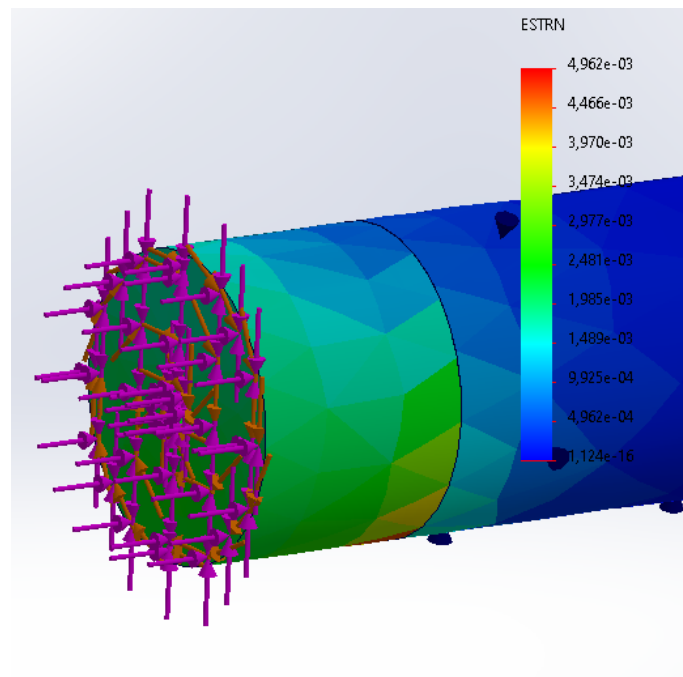


Ilustración 6-21.-Deformaciones en la zona donde actúan las fuerzas de la hélice. Fuente: Propia





Universidad
Politécnica
de Cartagena

7. MONTAJE DE LA LÍNEA DE EJES

Trabajo Fin de Grado de Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

DISEÑO Y MONTAJE DE UNA LÍNEA DE EJES



7.1. INSTALACIÓN DEL SISTEMA DE EJES

La instalación del eje se realizará una vez que se ha terminado de mecanizar el tren de propulsión.

El trabajo en taller implicará la revisión de tolerancias, ajustes de las partes móviles e incluso el tipo de pintura a utilizar.

El traslado de ejes se debe realizar con una maquinaria especial para la maniobra, impidiendo que los ejes sufran golpes o deformaciones en su traslado,

Los pasos que seguir para montar el eje serán

1. Una vez que se finalizó los trabajos de calderería, se procede a limpiar el lugar de trabajo, es decir, el túnel de ejes.
2. Se montarán los apoyos según los cálculos realizados.
3. Una vez se han montado los apoyos, se alinean mediante cuerda de piano.
4. Se introduce el eje en el barco
5. Se unirán los descansos posteriormente por sus caras de acoplamiento.
6. Se comenzará a alinear de popa a proa.
7. Se realiza un aseguramiento de alineación de los apoyos y se cierran dichas tapas.
8. Se emitirá un informe y se dará por finalizado el proceso de alineación.

7.2. PROBLEMAS DESALINEACIÓN

Para que el eje trabaje de forma eficiente sin causar vibraciones o elevadas temperaturas en su giro, debe de tener una alineación metódica.

Existen varios tipos de desalineaciones

7.2.1. Desalineación radial

Se da cuando dos tramos de ejes, cuyas caras están paralelas, sus líneas centrales no lo están.

Esta desalineación puede ser tanto vertical como horizontal, manifestándose con una fuerte vibración radial a $1x$ y $2x$ RPM del eje, aunque pueden parecer armónicos superiores de menor amplitud.

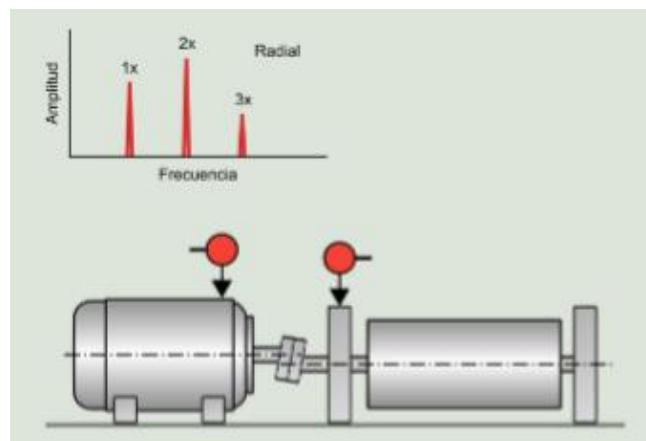


Ilustración 7-1.-Desalineación radial. Fuente: Power-Mi

Los efectos de dicha desalineación son:

- Fuerte vibración radial en $1X$ rpm con armónicos en $2x$ y $3x$
- El armónico $2xRPM$ en dirección radial puede alcanzar un valor igual o incluso superior a $1x$
- Las medidas de fase radial a ambos lados del acoplamiento se encuentran desfasadas 180°

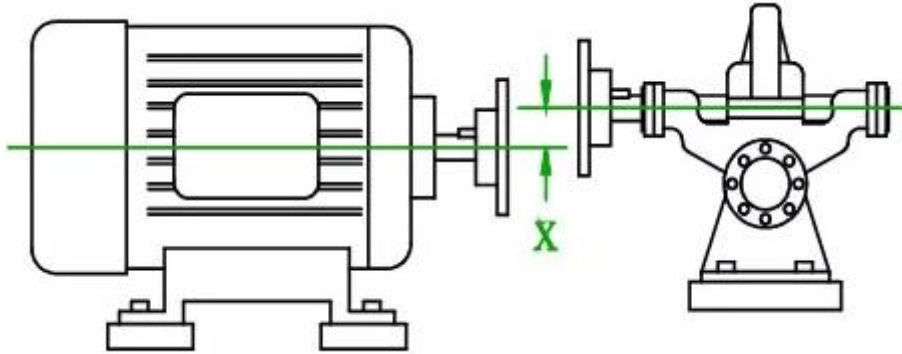


Ilustración 7-2.-Desalineación radial. Fuente: DMC

7.2.2. Desalineación angular

Es de las más nombradas por el fabricante cuando se elige un acoplamiento para unir dos tramos de ejes, dado que se da cuando las caras de los dos tramos forman un ángulo entre sí, a pesar de que sus ejes centrales estén alineados.

Este tipo de desalineación aparece cuando existe una fuerte vibración axial a $1xRPM$, lo que caracterizará a este tipo de desalineación es que puede estar acompañado de armónicos de la velocidad de giro del eje con bajas amplitudes

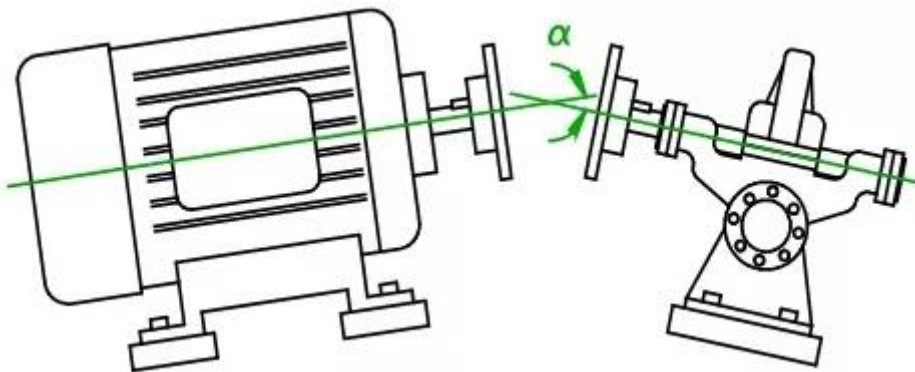


Ilustración 7-3.- Desalineación angular. Fuente: DMC

Además, la desalineación angular crea un momento de flexión en cada eje, lo que hace que ambos cojinetes vibren axialmente una vez más fuerte y fuera de fase aproximadamente el doble de fuerte.



7.2.3. Desalineación combinada

Es una combinación de los dos casos anteriores. Es la más común. Cuando se da, existen desviaciones radiales y angulares en las líneas centrales

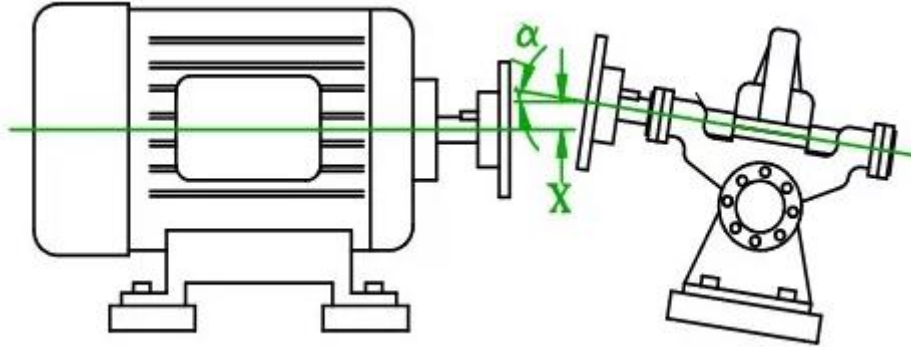


Ilustración 7-4.-Desalineación combinada. Fuente: DMC

En la Conferencia Internacional de Mantenimiento (**International Maintenance Conference**) IMC-2012 sobre las fallas más recurrentes en la maquinaria, la desalineación se destaca en primer lugar o -dentro del margen de incertidumbre de la encuesta- entre los 3 primeros:

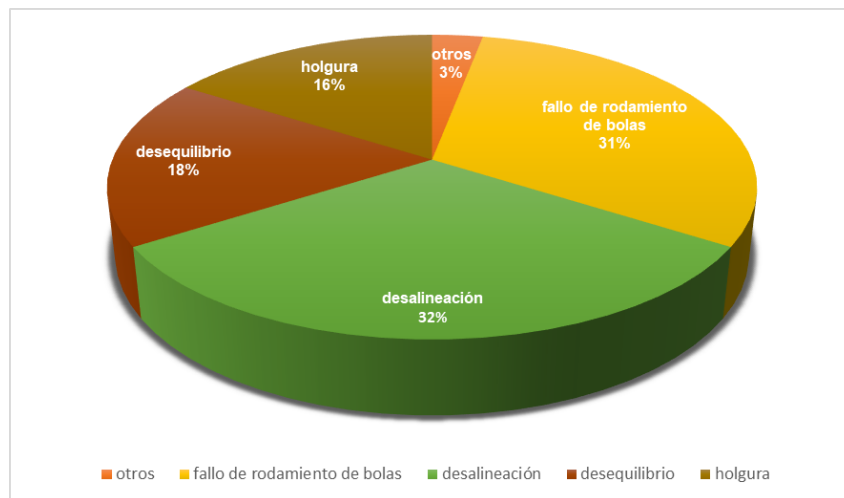


Ilustración 7-5.-Causas de fallas en máquinas. Fuente: Dynamox

Una correcta alineación, además de que contribuye al correcto funcionamiento de la maquinaria, proporciona varias mejoras tales como:

- Aumento de la vida útil de los ejes y de los accesorios
- Bajo coste en mantenimiento
- Se puede llegar a reducir el consumo de energía en un 15%

7.2.4. Síntomas de la desalineación

- Los principales síntomas que podemos observar en una desalineación son
- Mayor consumo de combustible



- Aparición de vibraciones no consideradas en el diseño
- Desgastes excesivos en los acoplamientos
- Sobrecargas en cojinetes
- Desgaste en los apoyos
- Grietas y roturas en los casos más extremos en los ejes.
- Alta fricción y desgaste en los sellos

7.2.5. Problemas causados por la desalineación

7.2.5.1. *Sobre el coste*

Producir esta energía que se pierde tiene un coste asociado, que incide directamente en el consumo de energía de los motores.

Al arrancar, el motor consume más energía (por salida de inercia), la desalineación complica la transición al modo de operación, aumenta el consumo de energía y aumenta el tamaño de los dispositivos del motor. Además, el motor comenzará a usar más energía para cumplir su trabajo, lo que se traduce en mayores consumos de combustible.

7.2.5.2. *Sobre el rendimiento*

En el estado desalineado, el aumento de temperatura, el ruido y la vibración producen parte de la energía que, de otro modo, se convertiría en trabajo, se disipe, lo que reduce directamente la eficiencia de la máquina desalineada.

7.2.5.3. *Sobre el desgaste en los componentes*

Desafortunadamente, los costos no se limitan solo al consumo de energía. El deterioro de otros componentes debido a la desalineación puede provocar el reemplazo prematuro de componentes como:

7.2.5.3.1. *Sobre los acoplamientos*

La desalineación puede sobrecalentar el acoplamiento y secar las piezas de goma.

7.2.5.3.2. *Sobre los rodamientos*

Es el elemento de la máquina más afectado por la desalineación del eje y sometido a cargas muy superiores a las diseñadas. Además de crear cargas axiales, también pueden dañar elementos como los rodamientos de bolas que normalmente no están diseñados para absorber cargas axiales.

7.2.5.3.3. *Sobre los sellados*

Las fugas y la contaminación ocurren porque los elementos de sellado no hacen un contacto óptimo con el eje. Esto provoca un desgaste excesivo de ciertas partes del elemento de sellado, haciéndolo incapaz de realizar su función. Por ejemplo, se ha observado que los ejes desalineados pueden reducir la vida útil del soporte hasta en un 70%.

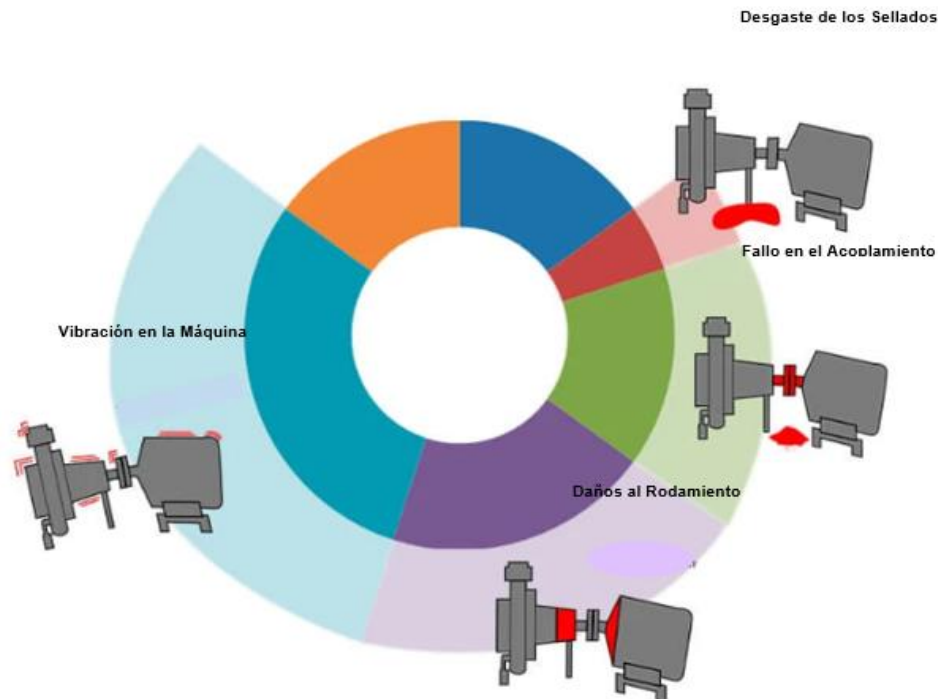


Ilustración 7-6.-Gráfica de problemas causados por la desalineación. Fuente: Dynamox

7.2.6. Factores que influyen sobre la desalineación de los ejes

Antes de proceder a explicar los métodos para alinear, debemos de explicar los factores que influyen

7.2.6.1. Efecto del calado en la alineación

La primera alineación de los ejes se realiza en diques secos, en el astillero, o en condiciones de poco calado, por lo que no es de extrañar que cualquier influencia sobre alineación que se deba a deformaciones en el doble fondo del buque debido a las diversas condiciones de carga, deben de documentarse y estudiarse para obtener las correcciones necesarias de la curva de alineación del eje en las condiciones necesarias.

7.2.6.2. Efecto térmico en la alineación

Debido a que la primera alineación se realiza en frío y la diferencia de temperatura entre los rodamientos de la reductora y la chumacera, el nivel de precisión requerido para esta alineación debe de ser lo más exacto posible. Debido a la dilatación térmica que provoca y a la diferencia de temperatura entre los rodamientos de la chumacera y el soporte del reductor, aumenta la temperatura en estos.

7.2.6.3. Efecto de la flexibilidad de los apoyos en la alineación

Al realizar los cálculos de alineación, es bastante común suponer que los apoyos y soportes asuman un comportamiento rígido para simplificar los cálculos.

Debido a la variación entre la curva real y la curva resultante de suponer que los soportes son rígidos, esto puede inductor a errores significativos en la evaluación de las reacciones que se producen en los soportes.



7.2.6.4. *Efecto de la alineación en el dique*

Se deberá de conocer los cambios de las posiciones de los cojinetes antes de poner a flore el buque, debido a que estas posiciones suelen variar cuando pasan de dique seco a flotante.

Esta información se puede estudiar a partir de las deformaciones que sufre el doble fondo de la cámara de máquinas.

7.2.6.5. *Efecto del empuje en la alineación*

La hélice produce un empuje, que son fuerzas excéntricas que se traducen en un momento flector en el extremo de la popa de la línea de ejes.

Este momento va decreciendo de manera gradual hasta la proa. La magnitud y la dirección producidos dependen de la geometría de la hélice y de la estela que esta forma, influyendo principalmente en las reacciones que se producen en los cojinetes, especialmente en las del casquillo de la bocina, donde puede variar la distribución de presión.

7.2.6.6. *Efecto de las flexiones angulares en el eje del casquillo de la bocina*

Generalmente en el casquillo de la bocina es donde se produce la flexión angular del eje. Esto es debido al peso de la hélice.

7.3. MÉTODOS DE ALINEACIÓN

7.3.1. Método tradicional

Estos son los métodos más antiguos de la lista y todavía se usan, pero no se usan con mucha frecuencia porque no son muy precisos, aunque sí rápidos. Se usa una regla (o calibre) para este método. Otro tipo más avanzado son los relojes de comparación, que son más precisos que las reglas y menos costosos.

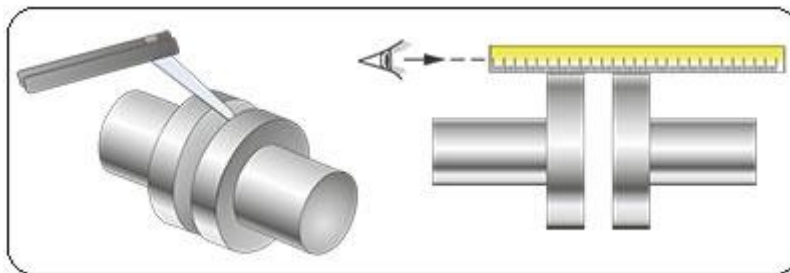


Ilustración 7-7.- Alineamiento método racional. Fuente: Etitudela

7.3.2. Método reloj comparador

Este suele ser un dispositivo con una base magnética cuadrada colocada en una de las áreas fijas del dispositivo a alinear y un reloj (generalmente analógico) cuyo valor cambia según la posición del punto. Un reloj colocado toca las partes giratorias de la máquina y ajusta la posición de la máquina. Su posición no cambia hasta que el reloj da la vuelta a la máquina.

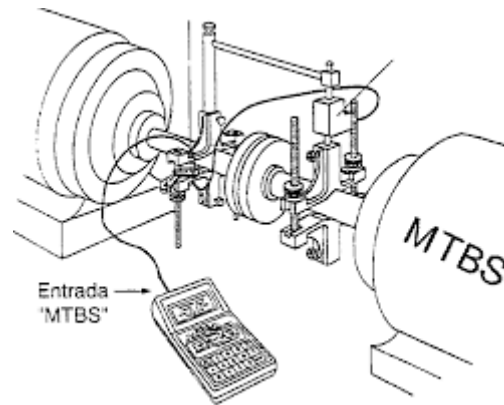


Ilustración 7-8.-Método relojes comparadores. Fuente: Etitudela

7.3.3. Método con equipo láser

Actualmente, este proceso se realiza mediante un instrumento de medición láser para comprobar la alineación axial.

El dispositivo consta de una sonda emisora de láser y una sonda receptora conectadas a una pantalla digital para mostrar gráfica y numéricamente la desalineación de la máquina. Los transmisores se colocan en una parte de la maquinaria giratoria y los receptores en otras partes donde se debe verificar la alineación. Al girar lentamente la máquina, la sonda láser comprueba con mucha precisión las distancias que deben ajustarse para ajustar la posición de la máquina, tanto en los planos horizontal y vertical como delante y detrás de la máquina. Para la alineación horizontal, es común aflojar y cambiar el valor especificado en la ranura. La alineación vertical generalmente requiere insertar algunos calibres y quitar algunos si es necesario para moverlos hacia arriba o hacia abajo para lograr una alineación perfecta.



Ilustración 7-9.- Alineación mediante láser. Fuente: SKF



7.4. MANTENIMIENTO DE LOS EJES

El propósito del mantenimiento es mantener el más alto nivel de confiabilidad del sistema de producción, disminuir la frecuencia y severidad de las fallas, implementar estándares de prevención y seguridad, prevenir el mayor deterioro ambiental posible, controlar y minimizar los costos al máximo.

Definimos mantenimiento como la suma de todas las acciones técnicas, administrativas y de gestión realizadas a lo largo del ciclo de vida de un elemento con la intención de mantenerlo o restaurarlo a un estado en el que pueda realizar la función requerida.

Hablando de mantenimiento existen varios tipos según la norma UNE-EN 13306.

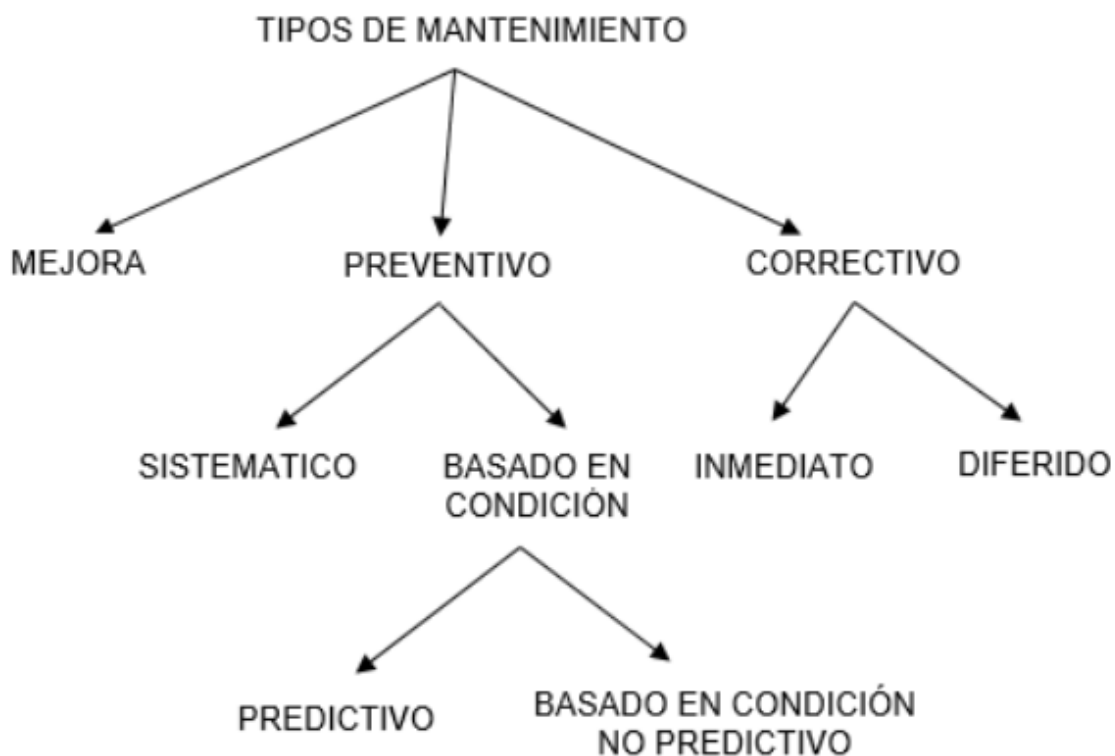


Ilustración 7-10.-Tipos de mantenimiento. Fuente: Blog Ingeniero Marino

Aunque existen gran cantidad de mantenimientos, haremos alusión a los tres más importantes: Preventivo, correctivo y predictivo.

7.4.1. Mantenimiento preventivo

Su objetivo es mantener un cierto nivel de servicio en los equipos programando las intervenciones en el momento más ventajoso. Se lleva a cabo con la intención de reducir la probabilidad de falla.

El mantenimiento preventivo tiene como objetivo solucionar problemas con las máquinas antes de que se conviertan en problemas para evitar averías.

En la mayoría de los casos, la intervención implica reemplazar los componentes desgastados antes de que pierdan toda su utilidad.

La parada se puede planificar con antelación y tendrá el menor impacto en la producción si se conocen de antemano los recursos necesarios.

Hay dos tipos de mantenimiento preventivo, los cuales típicamente tienen una naturaleza sistemática e intervienen incluso si el equipo no ha mostrado ningún síntoma de problema.



7.4.1.1. *Mantenimiento preventivo sistemático*

Es aquella que se lleva a cabo a intervalos regulares, de acuerdo con un programa establecido y teniendo en cuenta la importancia de cada máquina.

7.4.1.2. *Mantenimiento preventivo condicional*

Depende de un resultado anticipado.

7.4.1.3. *Ventajas del mantenimiento preventivo*

- Se reducen las paradas inesperadas del equipo.
- Solo es apropiado cuando existe una relación conocida entre la probabilidad de falla y la vida útil esperada del equipo como resultado de su naturaleza.

7.4.1.4. *Desventajas del mantenimiento preventivo*

- No se aprovecha la totalidad de la vida útil de los equipos
- Si la frecuencia de las acciones preventivas se elige incorrectamente, los costos aumentan y la disponibilidad disminuye.

7.4.2. *Mantenimiento predictivo*

El mantenimiento predictivo consiste en observar y estudiar todos aquellos parámetros que emite la máquina durante el funcionamiento y en ejecutar tareas de mantenimiento que no interrumpan su operación, con la intención de programar intervenciones preventivas o correctivas adelantándonos al fallo.

Para ello se utiliza un programa sistemático de medición de los parámetros del equipo, creando así históricos de consulta que nos permitirían calcular con cierto margen de error, cuando un equipo está próximo al fallo.

En función de las condiciones de funcionamiento de cualquier máquina o instalación, el mantenimiento predictivo tiene la ventaja de que, para la mayoría de las revisiones, no se requiere un desmontaje importante y, en muchos casos, el apagado de la máquina porque se necesita que la máquina esté en condiciones normales de funcionamiento para medir y analizar parámetros.

Después de la revisión, si se encuentra una anomalía, se planifican acciones correctivas o preventivas para prepararse para una falla inesperada del equipo.

7.4.2.1. *Ventajas del mantenimiento predictivo*

- Anticiparse al fallo repentino de un equipo.
- Determinación óptima del tiempo para realizar el mantenimiento preventivo.
- Ejecución sin interrumpir el funcionamiento normal de equipos e instalaciones.
- Mejora el conocimiento y el control del estado de los equipos.
- Optimizar el repuesto, la compra del repuesto se realiza solo cuando se necesita.

7.4.2.2. *Desventajas del mantenimiento predictivo*

- Es necesario personal cualificado.
- Instrumentación analítica costosa.
- Dado que no es práctico monitorear todos los parámetros funcionales importantes, pueden ocurrir fallas que el programa de monitoreo no detecte.



El mantenimiento predictivo implica no solo realizar inspecciones con componentes de alta tecnología, sino también realizar inspecciones sensoriales y recopilación de datos utilizando instrumentos que ya han sido preinstalados en las máquinas (manómetros, caudalímetros y pirómetros...)

7.4.3. Mantenimiento correctivo

Se basa en corregir averías una vez han aparecido estas. Esto significa que la maquinaria se ha detenido.

El mantenimiento correctivo puede ser de dos tipos diferentes:

7.4.3.1. *Mantenimiento correctivo programado.*

Se programa una parada para realizar la reparación en la maquinaria. Con esto, se espera que se realice una corrección o mejora permanente, evitando que se repita el error.

7.4.3.2. *Mantenimiento correctivo NO programado*

Se para el equipo de manera repentina por avería y se repara de manera inmediata.

La reparación puede ser permanente, en cuyo caso el equipo vuelve a su rendimiento original, o puede ser temporal, en cuyo caso el equipo solo se repara temporalmente para mantenerlo en funcionamiento mientras se planifica otra reparación con una reparación más permanente.

7.4.3.3. *Ventajas del mantenimiento correctivo*

- No se requiere una gran infraestructura técnica ni elevada capacidad de análisis.
- Máximo aprovechamiento de la vida útil de los equipos.

7.4.3.4. *Desventajas del mantenimiento correctivo*

- Las fallas inesperadas interrumpen las operaciones del barco.
- Riesgo de fallos de elementos difíciles de adquirir
- Mantenimiento de baja calidad como resultado del rápido tiempo de respuesta para las reparaciones (Poco tiempo para reparar)

7.5. MONTAJE DE LA HÉLICE

- Para montar nuestra hélice debemos de seguir las siguientes pautas:
- Solicitar los planos, así como todas las herramientas necesarias.
- Quitaremos cualquier tipo de protección que se encuentre entre el eje y la hélice.
- Se embragará la hélice. Mientras esto se hace, se contarán con medios mecánicos para su sujeción, como pueden ser las orejetas.
- Se colocará la hélice en el eje sin apriete.
- Se asegura la hélice con una retenida, que será perpendicular a la hélice.
- Se colocarán los elementos necesarios para fijar la hélice al eje, ajustándolos sin dar presión.
- Posteriormente se colocarán los tapones en los orificios para darle presión al montaje.
- Finalmente se expandirá el núcleo de la hélice y se apretará los elementos que hemos utilizado para fijarla, siguiendo las presiones indicadas.



- Una vez ha sido fijada, se procederá a quitarle presión del núcleo. Esto hará que se contraiga.
- Se comprobará que el apriete ha quedado a la distancia especificada.
- Se colocarán tapones en todos los orificios de la hélice.
- Se pondrán tuercas de seguridad.
- Si tiene caperuzón, este se colocará.

7.6. MONTAJE DE LOS EJES

En primer lugar, se deberá de comprobar que las zonas de contacto de los ejes estén limpias.

- Comprobaremos las protecciones de las roscas.
- Las maniobras de montaje de los ejes se harán evitando voladizos.
- Se utilizará lubricación para pasar el eje por la bocina.
- Se utilizará un sistema de retención.
- Se montarán los acoplamientos de la manera que describiremos posteriormente.
- Se coloca el sello de bocina y el sello del arbotante.
- Sobre las válvulas de los tanques de lubricación.
- Se colocarán los apoyos en el eje.
- Se purgará el sistema para eliminar el aire

7.7. MONTAJE DE CASQUILLOS.

Los casquillos que encontraremos, estarán ubicados en el arbotante y bocina.

Estos casquillos se montarán con nitrógeno líquido, qué es un gas licuado extremadamente frío, encontrándose aproximadamente una temperatura de $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Este líquido será manipulado dentro de un recipiente de acero dulce, además de un dispositivo que permita sacar y meter la pieza sin que la piel entra en contacto con el nitrógeno.

La pieza se sumergirá alrededor de 15 minutos, comprobándose de qué está encogido y se podrá instalar sin aplicar fuerza mecánica sobre él.

7.8. MONTAJE DE LOS ACOPLAMIENTOS

7.8.1. Acoplamientos embridados

- Se introduce el eje hasta una distancia suficiente.
- Se limpiará.
- Se coloca el mangón, respetando las marcas y asegurando el ajuste adecuado.
- Se terminará de empujar el eje para poder acoplar los dos platos.
- Se montaran los pernos de manera ordenada.

7.9. Acoplamientos hidráulicos

- Se presentarán los dos ejes a acoplar.
- Se procederá a limpiar la zona donde se encontrará nuestro acoplamiento.
- Se asegurará la retenida, evitando así movimientos indeseados futuros.
- Se deberá de lubricar la zona.



- Se instalará el acoplamiento según las indicaciones e instrucciones suministradas por el fabricante.
- Se limpiará la zona de aceite derramado.
- Se montarán los tapones

7.10. MONTAJE DE APOYOS

para montar los apoyos necesarios, tales como rodamiento y chumacera, se deberá de seguir los siguientes pasos:

- Se deberá de limpiar la zona donde irá instalado.
- Se lubricará la zona para asegurar su movimiento hacia su colocación.
- Se instalarán tanto los apoyos como la chumacera, así como los elementos auxiliares necesarios según las indicaciones suministra por el fabricante.
- Se asegurará la retenida de los mismos.
- Se limpiará la zona de aceite derramado.





Universidad
Politécnica
de Cartagena

8. PLIEGO DE CONDICIONES

Trabajo Fin de Grado de Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

DISEÑO Y MONTAJE DE UNA LÍNEA DE EJES



8.1. PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES

8.1.1. Condiciones generales

El diseño y el modelado de un eje de propulsión para el buque que sea definido es el objetivo de este trabajo.

El pliego de condiciones tiene por objetivo definir el alcance del trabajo y la ejecución de este, así como el fabricante de la hélice, acoplamientos, apoyos, reductora y motor.

La fabricación y el diseño consiste en la ejecución de los trabajos necesarios para suministrar material y equipos al astillero, todo ello recogido según lo dispuesto en la norma UNE 24042 (contratación de obras-condiciones generales)

8.1.2. Definiciones generales

En este apartado se definen lo siguiente:

sociedad de clasificación: entidad contratada para verificar que la construcción y montaje del eje propulsor se ha realizado acorde con las normas establecidas.

Fabricante: empresa encargada de la fabricación de la hélice y todo aquellos equipo relacionados con el eje propulsor.

Astillero: cliente el cual solicita la hélice y los equipos para el eje, así como es el constructor y fabricante de nuestros tramos de eje.

8.1.3. Normativa y reglamentación

En la ejecución tanto de los trabajos como de los diseños se seguirá la siguiente documentación:

- ISO 6743/4 HV e ISO 11158, para el aceite hidráulico utilizado
- ISO 3715-2:2001. Ships and marine technology. Propulsion plants for ships
- BOE-A-2015-3633. Código sobre niveles de ruido a bordo de los buques, adoptado en Londres el 30 de noviembre de 2012 mediante Resolución MSC.337
- Reglamento Sociedad de Clasificación Lloyds Register. Rules and Regulations for the Classification of Ships. Part 5 and Auxiliary Machinery
- ISO 481 Clase 5 para la hélice
- UNE EN ISO 4014 para pernos
- UNE EN ISO 7042 para pernos
- Ley 31/1995 de 8 de noviembre de Prevención de Riesgos Laborales

8.1.4. Materiales

Los materiales empleados deberán cumplir las especificaciones de la Sociedad de Clasificaciones RINA D.-Materials and Welding

8.1.5. Recepción del material utilizado

El proyecto recibió la aprobación del jefe de obra lo antes posible sobre el contenido que sea de recibir. El seguimiento y la comprobación del material proporcionado así como su vigilancia recaerá sobre el astillero.

8.1.6. Planificación y organización

El fabricante actuará como contratador legal, asumiendo todas las responsabilidades y la obligación del pago de los correspondientes salarios y honorarios que estarán regulados



legal y generalmente, y en todo aquello cuánto sea referente en derechos u obligaciones sobre la obra programada.

En el marco de lo estipulado en las especificaciones técnicas y de la organización de actividades y determinación del origen de los materiales empleados estará a cargo del fabricante quien se deberá de responsabilizar de los accidentes

Por su parte, el astillero debe informar al jefe de obra de cualquier plan o cambio en este, así como la procedencia de los materiales o equipos a utilizar.

Referente a los contratos de trabajo, así como la compra de material que el fabricante necesite y que no esté estipulado en el contrato legal firmado, se deberá de solicitar la aprobación previa del astillero, siendo este último el que correrá con los gastos ocasionados.

8.1.7. Desempeño laboral

En un plazo de 20 días laborales máximo desde la adjudicación de la licitación al fabricante, se verificará en presencia del jefe de obra y un representante del astillero, la planificación de obra elaborada antes de dicha licitación, así como los documentos de verificación correspondientes.

El citado informe deberá explicar en qué medida del procedimiento se ajusta a los documentos del contrato, mencionando así cualquier discrepancia, pudiendo perjudicar a la ejecución del contrato.

Cuando las actas reflejan discrepancias con relación a los documentos del contrato del proyecto, este deberá ser acompañado de un nuevo presupuesto.

8.1.7.1. Inicio

El fabricante deberá de notificar obligatoriamente por escrito mediante un burofax al astillero la fecha de inicio de los trabajos de los equipos solicitados.

8.1.7.2. Plazos de ejecución

Los trabajos se deberán de ejecutar en un plazo de 6 meses a partir de la fecha de contrato establecida, con el fin de que los equipos solicitados así como los materiales no sufran demora alguna de entrega, pudiendo esto ocasionar una ampliación de trabajos.

Cuando el ritmo de trabajo que se ha establecido no sea el adecuado, o bien a petición de alguna de las partes de las que figuran en el contrato, se deberá programar inspecciones de acuerdo con el plan vigente de la obra.

8.1.7.3. Desarrollo del proyecto

La interpretación de los documentos técnicos corresponderá con el jefe de obra.

El fabricante deberá de notificar a este obligatoriamente cualquier duda, discrepancia o aclaración surgida durante la ejecución independientemente de las causas que lo originen, siempre con suficiente antelación en función de la importancia.

El fabricante Por su parte se hará responsable de cualquier error ocasionado por la omisión de esta obligación y estará obligado a rehacer a su coste los trabajos correspondientes con la mayor celeridad. El fabricante tiene la obligación de realizar todo



cuanto sea necesario para la buena praxis y ejecución de la obra, a pesar de no hallarse detalladamente reflejado en el pliego de condiciones el documento del proyecto.

El fabricante está obligado a notificar mediante burofax al astillero las fechas en las que pondrá a disposición de la inspección cada equipo para el que se ha iniciado la necesidad.

8.1.8. Variaciones del proyecto

No se considerarán como mejoras ni variaciones del proyecto más que aquellas que han sido ordenadas y/o notificadas mediante aprobación al jefe de obra sin variación del importe.

Todas las variaciones que se realicen deberán estar aprobadas por la Sociedad de Clasificación pertinente.

8.1.9. Negocio menor

El fabricante está obligado a realizar todos los trabajos adicionales necesarios para la ejecución de la unidad de obra específica en cualquier documento de proyecto, incluso si dichos trabajos adicionales no se mencionan directamente en el mismo, siendo todas las cantidades de variantes especificadas en el contrato.

8.1.10. Modificaciones

El fabricante está obligado a realizar tareas derivadas de las posibles modificaciones del proyecto, siempre y cuando el importe de dichas modificaciones no supere un 25% de la cuantía pactada.

El jefe de obra, por su parte, está cualificado y autorizado para solicitar las modificaciones oportunas de acuerdo con su criterio durante la construcción, siempre y cuando se cumplan las condiciones técnicas establecidas no variando el importe de la obra.

El fabricante, por su parte, no podrá hacer modificación alguna de las partes del proyecto, así como tendrán la obligación de destruir toda clase de obra que no se ajuste a las condiciones pactadas.

8.1.11. Defectos de obra

Cuando la fabricación de la hélice, así como los equipos necesarios, y el eje de propulsión no se ajusten a lo establecido, el astillero tiene el poder de aceptarlo o rechazarlo.

En el primero de los casos, se fijará un precio para el arreglo el mismo.

En el segundo de los casos, a expensas del fabricante, se reprocesará la parte con defectos cuantas veces sean oportunas, no siendo esto motivo de reclamación económica.

8.1.12. Almacenamiento de los equipos

El almacenamiento de las obras estará a cargo de la parte fabricante hasta que éstas se entreguen en el astillero, siendo este el momento en el que la obligación recaerá sobre el mismo.

8.1.13. Recepción de los equipos

Una vez sean fabricados los equipos, la recepción tendrá lugar pactándose un reconocimiento por el jefe de obra en presencia del astillero y de la Sociedad de Clasificaciones, firmando acta, empezando a contar desde ese día la garantía.



Si estos equipos no fueron admitidos, se especificará en el acta, dándose instrucciones al fabricante de los defectos junto con sus no conformidades, con el fin de subsanarlos a la mayor celeridad posible, fijándose un plazo. Esto no supondrá gasto alguno para el astillero.

8.1.14. Garantía

este plazo será como mínimo de año y medio, empezando a correr desde la fecha de recepción.

En este periodo, será el astillero el que se deberá de hacer cargo de la conservación y del reprocesamiento de los defectos surgidos de un mal almacenamiento o trabajo de instalación.

8.1.15. Contrato

se formaliza mediante contrato privado, pudiéndose este elevar a lo público si cualquiera de las partes contratantes lo solicitan.

El contrato abarca desde la adquisición de los materiales, transporte, mano de obra, la realización de obras añadidas, así como las que sean derivadas de un reprocesamiento de defectos.

Tanto el fabricante como el astillero deberán firmarlos en testimonio de que lo conocen y están de acuerdo con las cláusulas estipuladas.

8.1.16. Responsabilidades

el fabricante será el responsable de la ejecución de las obras correspondiente al equipo, en condiciones establecidas y aceptadas. Esto será consecuencia de una obligación al reprocesamiento de las partes mal ejecutadas, sin excusa de previa inspección.

El fabricante será el único responsable de todas las no conformidades cometidas durante la ejecución de las obras, así como será el responsable de los accidentes o daños ocurridos mediante estas.

8.1.17. Finalización de contrato

Se consideran causas justificables para rescindir el contrato la siguiente mostrados a continuación:

- Quiebra del fabricante
- Subcontratar parte de dicha obra a terceros sin autorización por parte del astillero.
- Suspensión de las obras ya iniciadas.
- Modificación de la obra sin autorización previa.
- Modificación de más de un 25% del proyecto.
- Terminación del plazo de entrega sin justificación por parte del fabricante.
- Incumplimiento de las condiciones del contrato a mala fe.
- Mala fe en la ejecución de los trabajos.
- Filtración de documentación a terceros ajenos al proyecto.

8.2. CONDICIONES ECONÓMICAS

8.2.1. Abono de trabajos

El astillero por su parte, abonar a las obras a 60 días.



De no haber acuerdo, dicho abono se hará en dos partes

30% a la firma del contrato

70% a la entrega de los equipos.

8.2.2. Precios

los precios serán aquellos estipulados en el presupuesto adjunto al contrato.

En caso de realizarse actividades no previstas en el proyecto, el fabricante y el astillero lo fijarán mediante acuerdo siempre antes de iniciar dichas actividades.

8.2.3. Penalización por tardía

A partir de las 24 horas posteriores a la fecha de entrega pactada, el fabricante deberá de abonar una cantidad por retrasos en los plazos de entrega.

Dichas penalizaciones estarán establecidas en tablas cuyas demoras se fijaron en el contrato a firmar por ambas partes.

8.2.4. Liquidación tras la rescisión del contrato

Cuando se rescinde el contrato por causas anteriormente detalladas, o bien por pacto entre ambas partes contratantes, se deberá de abonar al fabricante toda obra realizada, así como los materiales que regulan las condiciones y que han sido necesarios para ella.

La finalización del contrato llevará a la retención de la fianza para sufragar los posibles gastos de almacenamiento, así como el periodo de garantía.

8.2.5. Fianza

Se establecerá la fianza abonar por parte del astillero como garantía del cumplimiento del contrato.

Si esta fianza no está estipulada en el contrato, se entenderá que la garantía será de un 7% sobre los pagos.

Si el fabricante se negase a realizar los trabajos o bien lo hiciera a mala fe, el astillero podrá ordenar ejecutarlas a terceros, sin perjuicio legal a que el fabricante tuviera derecho al recibir la cuantía pactada, abandonando así el astillero su importe de fianza.

8.2.6. Prevención de riesgos

El fabricante está obligado a cumplir en todo momento la normativa relativa seguridad e higiene en el trabajo.

En caso del incumplimiento de estas, podrá ser objeto de sanción, tal y como se estipula en el contrato, así como las diferentes cuantías en función de la falta.

8.2.7. Demora

Se especificará por parte de las partes contratantes el inicio y el fin de la obra.

Solo se considerará demoras excusables las imputables a causas de fuerza mayor, pudieran ser esta huelga, pandemia, desastres naturales...

En caso de que el astillero se demore inexcusablemente, las sanciones a aplicar son las siguientes:



- Incumplimiento de la limpieza: 500€, aumentando en 200€ las sanciones sucesivas hasta un máximo de 4, a partir de las cuales se lo obligará a la propiedad parar los trabajos hasta que se cumplan las condiciones de limpieza y orden, cargando a dicho coste al astillero.
- Retraso en la incorporación del personal: desde un 2% a un máximo de un 8% por día de retraso.
- Retraso en la finalización de los trabajos: desde un 2% a un máximo de un 8% por día de retraso

8.3. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS

8.3.1. Ensayos e inspecciones

Toda ejecución, tanto de equipos como los trabajos propiamente realizados en el astillero, será seguida por la Sociedad de Clasificación e inspectores de la Armada.

El astillero dará por finalizada la obra una vez que la Sociedad de Clasificación emita los certificados oportunos y estos sean aceptados por la Armada.

Además de dichas inspecciones realizadas al final de cada hito de construcción, La Armada tendrá acceso a las instalaciones tanto del fabricante como al propio astillero con el fin de realizar las comprobaciones que se estimen oportunas, acompañado siempre del jefe de obra y del operario encargado de la realización de las pruebas que considere oportunas.





Universidad
Politécnica
de Cartagena

9. PRESUPUESTO

Trabajo Fin de Grado de Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

DISEÑO Y MONTAJE DE UNA LÍNEA DE EJES



9.1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se procederá a la estimación de una manera aproximada del presupuesto necesario para que nuestra línea de ejes se encuentre en el buque. Para ello utilizaremos los siguientes pasos

- Precio del material del eje
- Precio del trabajo o mano de obra
- Precio de los equipos
- Coste imprevistos
- IVA del 21%

9.2. PRECIO DEL MATERIAL DEL EJE

En este apartado se calculará el precio total de todo el material utilizado para nuestro eje.

Es de vital importancia señalar que no se incluirá la mano de obra, debido a que nuestro eje deberá pasar por procesos de mecanizado y ajuste para su correcto cumplimiento de la normativa.

Debido a que es una aleación de grado dúplex, haremos uso de islas de fundición en la factoría necesaria.

Está a cero está compuesto por

22% de cromo

3% de molibdeno

5% de níquel

70% de otros materiales como hierro

Para ello lo calcularemos según el peso de cada línea de eje, apoyándonos en el apartado [3.5.2] dónde ya calculamos el peso por metro.

9.2.1. Peso eje motor-reductora

$$G=0.269 \text{ kg/mm}$$

$$P_{\text{MOTOR-REDUCTORA}}=0.269*1.9$$

$$P_{\text{MOTOR-REDUCTORA}}=511,1 \text{ kg}$$

9.2.2. Peso eje intermedio

$$G=1.101 \text{ kg/mm}$$

$$P_{\text{EJEINTERMEDIO}}=1.101*11000$$

$$P_{\text{EJEINTERMEDIO}}=12111 \text{ kg}$$

9.2.3. Peso eje de cola reducido

$$G=1.58 \text{ kg/mm}$$

$$P_{\text{EJECOLAREDUCIDO}}=1.58*15000$$



$$P_{EJEINTERMEDIO} = 23700 \text{ kg}$$

9.2.4. Peso eje de cola

$$G = 1.16 \text{ kg/m}$$

$$P_{EJEINTERMEDIO} = 1.16 * 4$$

$$P_{EJEINTERMEDIO} = 4640 \text{ kg}$$

Por lo tanto el peso de nuestras cuatro líneas de ejes no será más que un sumatorio

$$P_{TOTAL} = 511.1 + 12111 + 23700 + 4640$$

$$P_{TOTAL} = 30062,1 \text{ kg}$$

9.2.5. Cantidades de material

En este apartado estimaremos en función de los porcentajes la cantidad de cada tipo de material que llevará nuestro eje

Cromo	6700 kg
Molibdeno	910 kg
Níquel	1510 kg
Hierro y aleaciones	2104350 kg

Tabla 9.1.-Peso del material utilizado. Fuente: Propia

Además, debido a que se van a fundir, se utilizará más material de necesario debido a la pérdida de este en este proceso.

9.2.6. Precio del material

los precios están establecidos por los suministradores

Cromo	9,34€/kg	62578€
Molibdeno	55 €/kg	50050€
Níquel	19€/kg	28690€
Hierro y aleaciones	0,20€/kg	42087€

Tabla 9.2.-Precio del material

El precio total del material a utilizar es

$$P_{TOTALMATERIAL} = 183405€$$

9.3. PRECIO DE LA MANO DE OBRA

Para este apartado debemos de tener en cuenta los siguientes procesos con los diferentes tiempos y personas implicadas, así como el precio por hora, que será independiente de los operarios, ya que contaremos con dos industrias auxiliares:



Operación	Tiempo	Operarios	Precio/h	Precio Total
Preparación de los moldes para la colada	120 h	6 operarios	29 €/h	3480 €
Calentamiento de los hornos de fundición	8 h	3 operarios	29€/h	232 €
Tiempo de vertido del caldo (*)	8 h	15 operarios	29€/h	232 €
Tiempo de enfriamiento de la colada	56 horas	1 operario	29€/h	1624 €
Desmoldeo	16 horas	7 operarios	29€/h	464 €
Recocido	144 horas	1 operario	29€/h	4176 €
Rebabar, chorrear y proteger (**)	7 días	N/A	41000€	41000€
Mecanizado de los ejes	160 horas	6 operarios	19€/h	3040 €
Pulido	32 horas	4 operarios	26€/h	832 €
Limpieza	256 horas	3 operarios	15€/h	3840 €
Montaje a bordo	1300 horas	20 operarios	30€/h	39000 €

Tabla 9.3.-Precio de mano de obra y montaje

(*) El día de colada se imputará como una jornada completa

(**) Se externaliza al astillero. Se imputará por precio y no por tiempo, previamente negociado.

El precio total de la mano de obra, sin contar con transportes, paradas por rotura de maquinaria o imperfecciones ocasionadas quizás por un vertido de caldo demasiado rápido es

$$P_{\text{TOTALMANODEOBRA}}=97920 \text{ €}$$

9.4. PRECIO DE LOS EQUIPOS

En este caso, debemos de hacer una distinción en cuanto a los equipos:

- Motor
- Reductora
- Acoplamientos
- Apoyos
- Hélice



Componente	Precio
Motor (*)	130626,6 €
Reductora	17856 €
Acoplamiento eje motor-reductora	10037€
Acoplamiento reductora-eje intermedio	10037€
Acoplamiento eje intermedio-eje de cola reducido(**)	3877,5 €
Acoplamiento eje de cola reducido-eje de cola(***)	4413,75 €
Chumacera de empuje	520€
Cojinete eje intermedio	2075,63 €
Bocina (****)	927,96 €
Arbotante (*****)	16605,2 €
Hélice	2350 €

Tabla 9.4.-Precio de equipos

(*) En él se incluirá un 30% adicional por los soportes tales como orejetas, bancada...

(**) Se incluirá un 5% adicional por pernos, arandelas y tuercas, así como una frisa de goma

(***) Se incluirá un 5% adicional por pernos, arandelas y tuercas, así como una frisa de goma

(****) Se incluirá un 20% por cojinete en su interior

(*****) Se incluirá un 20% por cojinete en su interior

$$P_{\text{TOTALEQUIPOS}}=199326,64\text{€}$$

9.5. COSTES TOTALES CON IVA Y BENEFICIOS

Se establece un IVA de un 21%, así como un margen de beneficios de un 15%

$$PTOTAL=(183405+97920+199326,64)$$

$$PTOTAL=480651\text{€}$$

$$\text{COSTE TOTAL}=480651,61*1,21*1,15$$

$$\text{COSTE TOTAL}=668826,75\text{€}$$





Universidad
Politécnica
de Cartagena

10. BIBLIOGRAFÍA

Trabajo Fin de Grado de Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

DISEÑO Y MONTAJE DE UNA LÍNEA DE EJES



- Lloyd's Register, January 2020. Rules and Regulations for the Classification of Naval Ships. s.l.:s.n
- Martínez Muñoz, S., 2017. Diseño de la línea de ejes de un buque oceanográfico.. Cartagena: s.n.
- Cabarcos Pena, X., 2017. Diseño de la línea de ejes de un buque de ultima generación. Da Coruña: 44960231718
- Catálogo Motores MAN. [En Línea]
- UPCT, 2023. Apuntes asignatura Plantas de Energía y Propulsión, Universidad Politécnica de Cartagena.
- UPCT, 2015. Apuntes asignatura Control de Ruido y Vibraciones a Bordo, Universidad Politécnica de Cartagena
- Pascual Carrillo, V., 2021. Diseño de la línea de ejes de una fragata. Cartagena: s.n
- Catálogo reductoras Wärtsilä [En Línea]
- Catálogo chumacera Wärtsilä [En Línea]
- Catálogo bocinas Wärtsilä [En Línea]
- Catálogo acoplamientos SKF [En Línea]
- Catálogo de hélices Fountain [En línea]
- Ros Almirall, J., 2014. Creación de instrucciones de trabajo para el mantenimiento de líneas propulsoras en dique seco en un astillero de super yates. Barcelona: s.n
- Ortiz Berrocal, Luis., 2002: Resistencia de materiales, Mc Graw Hill, Madrid
- Basic Principles os Ship propulsión. MAN Diesel & Turbo
- UPCT, 2016. Apuntes asignatura Ciencia e Ingeniería de los Materiales, Universidad Politécnica de Cartagena
- UPCT, 2020. Apuntes asignatura Selección de los Materiales y Corrosión, Universidad Politécnica de Cartagena
- UPCT, 2021. Apuntes asignatura Procesos de Fabricación y Montaje, Universidad Politécnica de Cartagena
- UPCT, 2022. Apuntes asignatura Ingeniería del Mantenimiento Naval, Universidad Politécnica de Cartagena
- Dimensioning of marine propulsion shafts., Chalmers University Technology
- American Bureau Shipping, September 2019. Propulsion Shafthing alignment.
- E.Fernandez, L., 2013. Dimensionamiento de una hélice para un buque tanque. Cantabria: s.n
- Sociedad de Clasificación UNE ISO
- www.navantia.es
- Vargas Machuca Bueno, J.P., Máquinas Marinas I