

Universidad de **Cádiz**

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

DIMENSIONAMIENTO ESTRUCTURAL Y SELECCIÓN DE COMPONENTES DE UNA LÍNEA DE TRANSMISIÓN PARA ALTA POTENCIA Y ALTA FLEXIBILIDAD

Roque **ARROYO IÑIGO**



Centro: **E. U. I. T. NAVAL**
Titulación: **I. T. NAVAL**
Fecha: **Octubre 2008**





ÍNDICE DEL PROYECTO

CAPITULO 0.-INTRODUCCIÓN:

0.1.-OBJETO DEL PROYECTO.

0.2.-REFERENCIAS TÉCNICAS.

0.2.1.-DE LA PLATAFORMA.

0.2.2.-REQUERIMIENTOS DE I.M.O.

0.2.3.-SOCIEDAD DE CLASIFICACIÓN.

CAPITULO 1.-DATOS FUNCIONALES DE DISEÑO:

1.1.-MOTOR PROPULSOR.

1.2.-REDUCTOR.

1.3.-WATERJET.

1.4.-LONGITUDES DE LÍNEA DE EJES.

CAPITULO 2.-CÁLCULO DE DIÁMETROS MÍNIMOS Y TENSIONES TANGENCIALES ASOCIADAS:

2.1.-EJES MACIZOS.

2.1.1.-OPTIMIZACIÓN POR PESO(Regla del 40%).

2.2.-EJES HUECOS.

2.2.1.-LIMITACIÓN DE DIÁMETRO EXTERIOR.

**2.2.2.-OPTIMIZACIÓN POR PESO PROPIO.
ESPESOR COMERCIAL NORMALIZADO.**

CAPITULO 3.-CÁLCULO DE LAS UNIONES DE BRIDAS PARA LOS EJES DE LA TRANSMISIÓN.

CAPITULO 4.-SELECCIÓN DE ACOPLAMIENTOS FLEXIBLES.

CAPITULO 5.-DISTANCIAS MÁXIMAS ENTRE APOYOS.



CAPITULO 6.-SITUACIÓN DE LOS APOYOS:

6.1.-DEFORMACIONES MÁXIMAS ASOCIADAS.

CAPITULO 7.-SELECCIÓN Y DISPOSICIÓN DE SOPORTES.

CAPITULO 8.-CAPACIDAD DE DEFORMACIÓN "Z" y "W".

CAPITULO 9.-FRECUENCIAS DE VIBRACIÓN LATERALES DE FLEXIÓN.

CAPITULO 10.-REACCIONES DE LA LÍNEA DE EJES RÍGIDA.

10.1.-REACCIONES ESTÁTICAS.

10.2.-REACCIONES CUASI ESTÁTICAS.

10.3.-REACCIONES DINÁMICAS.

10.4.-REACCIONES TOTALES MÁXIMAS.

TEMA 11.-PLANOS DE DISPOSICIÓN GENERAL Y DETALLES.

ANEXOS Y BIBLIOGRAFÍA.



CAPITULO 0.-INTRODUCCIÓN.



OBJETIVOS FUNDAMENTALES DE LA REALIZACIÓN DEL PROYECTO

El objetivo de este proyecto es el diseño mecánico y la selección de los componentes que integran las líneas de transmisión de un ferry rápido dotado de una propulsión mediante cinco waterjet idénticos y cinco motores del mismo modelo y entregando la misma potencia de la casa MTU emparejados uno a uno y unidos mediante la línea objeto de nuestro proyecto.

Debido a la configuración del buque en cuanto a la repartición de espacios , disponiendo de dos cámaras de maquinas en las que ubica los motores en relación dos a tres y el diseño del casco se deben adoptar distancias diferentes para las líneas de ejes, quedando definidas tres líneas de igual longitud y siendo estas las mas alejadas al espejo de popa, por lo que considerándose esta configuración como la menos favorable y la que requiere de un estudio mas amplio, esta va a ser la que vamos a adoptar como objetivo de diseño en nuestro proyecto.

Al tratarse de un ferry rápido el buque sobre el cual se realiza el proyecto, el objetivo fundamental es minimizar el peso de la línea que se va a diseñar , que se ve reflejado en un aumento de la potencia disponible para una mayor velocidad e incluso en un aumento de la capacidad de carga del buque, lo que se ve reflejado en un aumento de beneficios para el armador.

Tomando como base esta idea se ha desarrollado toda la línea de ejes, respetando eso si todos los criterios de dimensionamiento impuestos por la sociedad de clasificación.

Siguiendo el concepto de ahorro de peso y de la gran deformación del casco de nuestro buque se ha considerado con gran interés el conseguir la línea mas idónea para ello.



REFERENCIAS TÉCNICAS DE LA PLATAFORMA

El buque sobre el que está basado el proyecto es un Fast Ferry. En concreto sobre un ferry rápido construido por Izar San Fernando y que lleva por nombre "ALHAMBRA". Buque del tipo de diseño RO-RO que está especialmente destinado al transporte de personas y vehículos simultáneamente.

Las principales características de este buque son las siguientes:

- Eslora total: 127,50 m
- Eslora entre perpendiculares: 110,00 m
- Manga máxima: 18,70 m
- Puntal: 11,30 m

Este buque está concebido para transportar un total de 1080 personas, las cuales irían repartidas en dos niveles:

- Nivel 1 – 564 personas
- Nivel 2 – 516 personas

Existen tres tipos de cubiertas claramente diferenciables en este buque.

- Cubierta principal de pasajeros. Situada a 11300 mm de la línea base conocida también como NIVEL 01.
- Cubierta alta de pasajeros. Situada a 14050 mm de la línea base, conocida también por NIVEL 0.
- Cubierta puente. Situada a 16900 mm de la línea base, conocida también por NIVEL 02.

Además de esto, tiene una capacidad de transporte de 226 vehículos tipo turismo o de tamaño medio y un aforo máximo de 4 autocares de una longitud máxima de 12 m.



REQUERIMIENTOS DE I.M.O

La IMO (International Maritime Organization), cuyas siglas en español son OMI (Organización Marítima Internacional), es el mecanismo regulador del sistema de las Naciones Unidas para el sector marítimo y su mandato es velar por una navegación mas segura y un mar mas limpio. Conforme a ese mandato adopta normas y reglas marítimas internacionales que implantan y ponen en vigor los Gobiernos en ejercicio de su jurisdicción Estado de abanderamiento, Estados rectores del puerto y Estados ribereños.



La OMI es una organización técnica creada en 1958. en la actualidad tiene 158 Estados Miembros y dos asociados. Se han establecido acuerdos oficiales para la cooperación y /o obtención del estado consultivo con un gran numero de organizaciones internacionales.

Su misión principal, sobretodo durante los primeros años, ha consistido en elaborar un cuerpo completo de convenios, códigos y recomendaciones de carácter internacional que puedan ser implantados por todos los Gobiernos Miembros. Ese enfoque internacional es esencial por que la



importancia de las medidas adoptadas por la OMI depende de la amplitud con que sean aceptadas y del modo en que sean implantadas. El hecho de que algunos de los convenios mas importantes de la OMI hayan sido aceptados por un numero de países cuyas flotas mercantes combinadas representan el 98% del tonelaje bruto mundial es testimonio del éxito de esa política.

El órgano rector de la OMI es la asamblea, que se reúne cada dos años. Entre los periodos de sesiones de la asamblea actúa como órgano rector un consejo integrado por 32 Estados Miembros que elige la asamblea. El trabajo técnico de la OMI esta a cargo de una serie de comités. El Comité de Seguridad Marítima es el mas antiguo de ellos y tiene diversos subcomités que se ocupan de los asuntos siguientes: seguridad de la navegación, radiocomunicaciones, dispositivos salvavidas, búsqueda y salvamento, normas de formación y guardia, transporte de mercancías peligrosas, proyecto y equipo del buque, prevención de incendios, estabilidad y líneas de carga seguridad de pesqueros, contenedores y cargas, graneleros químicos y la implantación por el Estado de abanderamiento.

El comité de protección del medio marino se ocupa de la prevención de la contaminación. La OMI tiene también un comité jurídico, que fue creado para tratar los problemas jurídicos derivados del desastre sufrido por el Torrey Canyon en 1967 pero que posteriormente paso a ser un órgano permanente.

El comité de cooperación técnica gestiona el programa de cooperación técnica de la OMI, de creciente amplitud, concebido para ayudar a los gobiernos miembros a implantar las medidas de carácter técnico adoptadas por la OMI y el comité de facilitación, órgano auxiliar del consejo, que se ocupa de las medidas destinadas a facilitar la documentación y las formalidades exigidas en el transporte marítimo internacional.



La secretaria cuenta con unos 300 funcionarios internacionales a cuya cabeza hay un secretario general. La sede de la OMI esta en Londres, frente al parlamento en la orilla opuesta del Tamesis.

Las reglas y normas de la OMI son aceptadas por los Gobiernos y el sector naviero internacional – que transporta mas del 90% del comercio mundial – dado que las mismas ofrecen un marco único y global para las operaciones marítimas.

Remitiéndonos al código de la OMI se encuentra integrada en la normativa referida a buques de alta velocidad, este código es el **Código Internacional de Seguridad para Naves de Gran Velocidad (código NGV).**

El código NGV de 2000 reemplazara al código de seguridad para naves de gran velocidad adoptado en 1994. El código NGV de 1994 es aplicable a las naves de gran velocidad que realizan viajes internacionales cuyas quillas hayan sido colocadas el 1 de enero de 1996 o posteriormente.

El código NGV de 2000 es aplicable a las naves de gran velocidad que realizan viajes internacionales y cuyas quillas hayan sido colocadas, o cuya construcción se halle en una fase equivalente, el 1 de julio de 2002 o posteriormente. La aplicación del código NGV de 1994 es obligatoria con arreglo al capitulo X del convenio SOLAS; si se aceptan las enmiendas realizadas, por medio del procedimiento de aceptación tacita, el 1 de enero de 2002, el código NGV, 2000 será igualmente obligatorio a partir del 1 de julio de 2002.



CAPITULO 1.-DATOS FUNCIONALES DE DISEÑO.

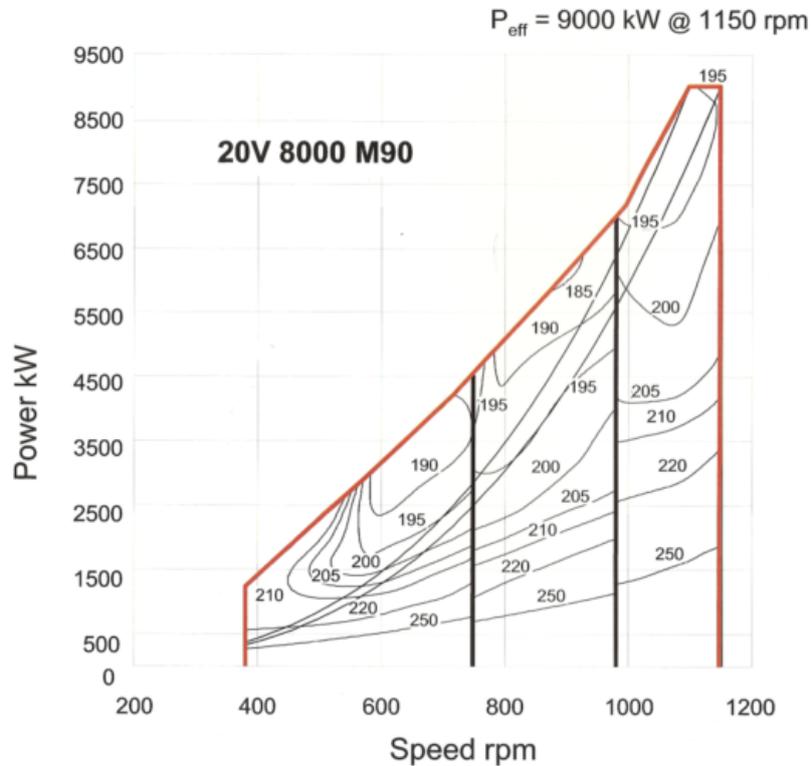


VERSIÓN DEL MOTOR SELECCIONADO: MTU SERIES 8000

En su variante mas potente denominada con la nomenclatura : MTU 20V 8000 M90

Características del modelo seleccionado:

- Potencia al freno 9000 KW @ 1150 rpm
- Numero de cilindros 20
- Disposición de los cilindros en V
- Inyección diesel common rail
- Condición del temperatura del aire de admisión 25 °C
- Temperatura del agua de refrigeración 25 °C
- Margen de error en la entrega de potencia 0%
- Margen de error en revoluciones respecto a la entrega de potencia +/- 3%



Como bien es sabido los motores son máquinas térmicas capaces de transformar la energía química introducida en forma de combustible en energía mecánica. Esta energía mecánica es aprovechada en el eje principal del motor (cigüeñal) gracias al mecanismo biela – manivela constituido por el conjunto pistón, biela y cigüeñal que transformando la presión de los gases en el interior de los cilindros en fuerza al ser aplicados en la cabeza del pistón los convierte en un par de fuerzas por medio de la biela y la muñequilla del cigüeñal. Dicho par de fuerzas es extraído del motor por medio del volante de inercia que suprime puntos muertos y añade regularidad al conjunto.

Para determinar las características de funcionamiento de un motor se suelen emplear curvas o gráficas que nos muestran sus condiciones de funcionamiento estas pueden ser:

- Potencia indicada
- Presión media efectiva
- Consumo en diferentes condiciones de carga y velocidades



- Temperatura de los gases a la salida
- Curvas de rendimiento
- Presiones de aspiración en las salidas de los tubos

Y otras diversas graficas y documentación que puede ser aportada por el fabricante y que pueden ser de utilidad a la hora y selección del motor requerido e incluso para modificaciones a las que los equipos puedan ser sometidos para un determinado tipo de aplicación.

Existen otro tipo de graficas que nos dan una información técnica del fabricante que ya esta implícita en su constitución y diseño de elementos mecánicos como son:

- Diagrama de la distribución
- Ciclo de funcionamiento diesel

Ambos ciclos proporcionan un estudio mas a fondo del motor que se esta empleando.

Otros factores que afectan al funcionamiento del motor desde el punto de vista de su buen mantenimiento son aquellos de tipo de empleo al que es sometido tales como:

- Condiciones ambientales
- Tipo de combustible empleado y su calidad
- Perfil operativo al que es sometido
- Valor designado y definido para el TBO (tiempo entre reparaciones)

Las especificaciones de nuestro motor en cuanto dimensiones constructivas de nuestro motor y sus márgenes de funcionamiento pasamos a enumerarlas a continuación:

- 20 cilindros en V en un ángulo de 48°
- bore (diámetro) 265 mm
- stroke (carrera) 315 mm
- Desplazamiento por cilindro (cilindrada unitaria) 17,37 litros



- Potencia máxima 9000 Kw.
- Velocidad 380 – 1150 rpm
- TBO 24000 horas operativas
- Turbocompresor accionado mediante gases de escape
- Turbocompresor secuencial
- Gestión electrónica del motor
- Emisión de gases certificada por la IMO
- Peso del conjunto 43 toneladas

Vamos a realizar un breve estudio de los elementos que constituyen el motor enumerando sus cualidades fundamentales, sus características y otras funciones destacables:

BLOQUE MOTOR:

- Diseño rígido fabricado en fundición de hierro
- Integra los conductos de admisión a los cilindros
- Árbol de levas en posición central sencilla con conducto principal de lubricación
- Tensores hidráulicos para los sombreretes de cojinetes
- Grandes tapas de registro para su inspección y mantenimiento
- Sin contacto con el líquido de refrigeración
- Principales cojinetes con posibilidad de sustitución in situ



- Capacidad de soportar un cigüeñal robusto
- Bloque extremadamente rígido

UNIDAD DE POTENCIA

La unidad de potencia esta constituida por los siguientes elementos:

- Culatin
- Enfriador intermedio
- Junta de culatin
- Pistón
- Camisa del cilindro

Esta unidad de potencia en la encargada de producir en su interior la combustión del gasoil que se introduce mediante la inyección del tipo common rail que monta este equipo y así producir la fuerza producida por la expansión de los gases al actuar sobre la cabeza del pistón.

Esta unidad dispone del culatin donde van alojadas las válvulas de admisión y escape y los conductos de entrada y salida de gases

Las camisas de los cilindros en este motor son postizas y son sustituibles en caso de reparación o excesivo desgaste .

Un refrigerador intermedio se encarga de disipar el calor que es transmitido por la combustión al conjunto empleando para ello liquido refrigerante.

El conjunto es sujeto al bloque motor por medio de cuatro únicos tornillos

Esta disposición permite la sustitución del conjunto de la unidad de potencia completo en caso de reparación o avería.

Como es lógico el numero de unidades de potencia coincide con el de cilindros en el motor .



CULATIN

Es el encargado de hacer el cierre del cilindro por la parte superior, contiene los orificios de entrada y salida de gases en el cilindro y aloja en el las válvulas de admisión y escape junto con el inyector .

En el esta labrada la cámara de compresión fundamental e imprescindible en los motores y tiene mecanizados en el los orificios de entrada del liquido de refrigeración.

Fabricada en fundición de hierro con dos asientos de válvula por admisión y dos por escape.

Dispone de mecanismos que hacen rotar a las válvulas para evitar su desgaste excesivo tanto en las guías de válvula como en los asientos de las mismas.

PISTON

Es el elemento encargado de la compresión de los gases en el interior del cilindro.

Su movimiento es alternativo y rectilíneo que le proporciona la biela a la que va conectada y ala que transmite la fuerza de los gases en la combustión.

En este caso sus características son:

- ✓ Dos segmentos de compresión y uno de engrase
- ✓ Realizado en composite con acero forjado
- ✓ Refrigerado por aceite mediante inyector
- ✓ Bajo consumo de aceite
- ✓ Excelente para altas presiones de la combustión
- ✓ Bajos depósitos de carbonilla y emisiones de Nox

SISTEMA DE INYECCIÓN COMMON RAIL



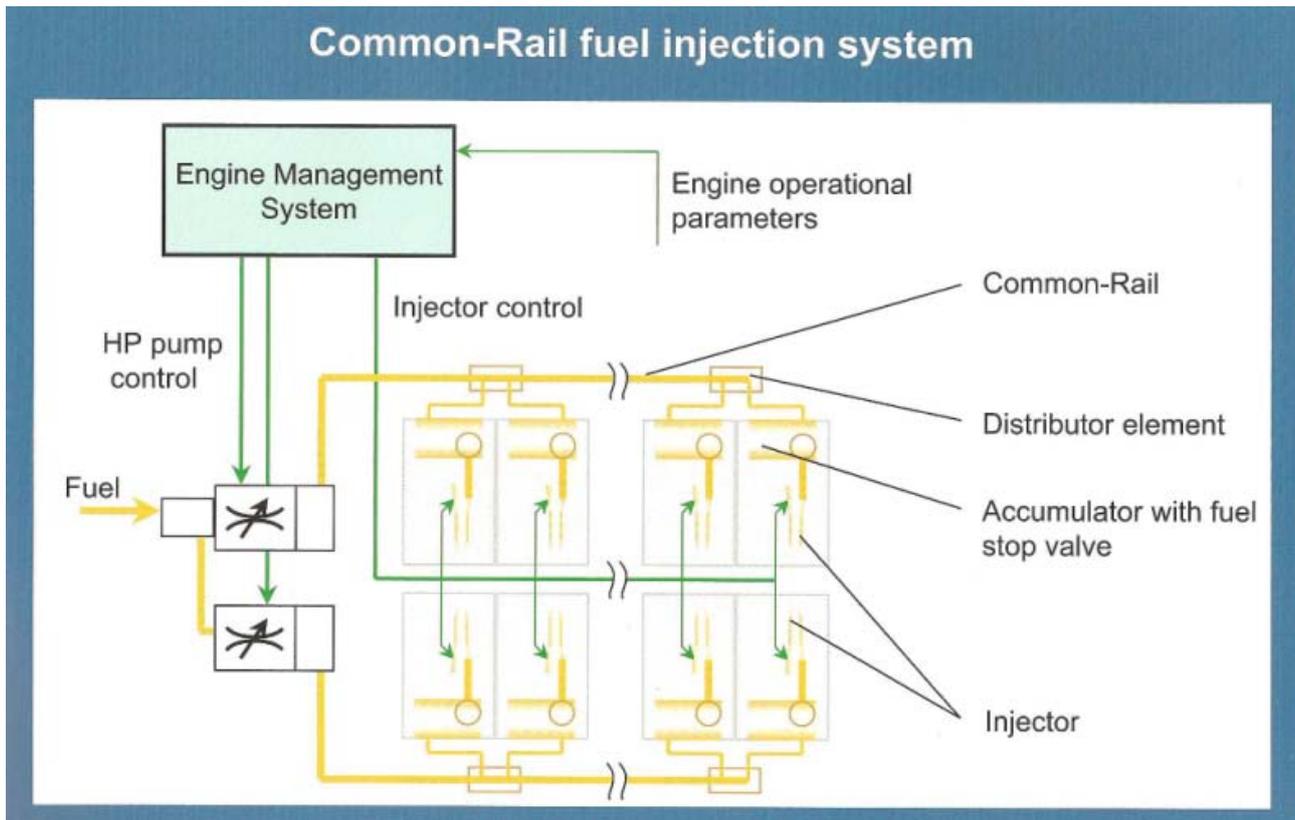
El funcionamiento de este sistema de inyección se basa fundamentalmente en un rail único y común para todos los inyectores de las unidades de potencia .

En dicho rail es acumulado el combustible a una muy elevada presión ejercida por una bomba de combustible.

Los inyectores abren y cierran gracias a la incorporación de electro válvulas que controladas por una unidad electrónica de control permiten el paso del combustible necesario en cada condición de carga del motor y en su debido tiempo del ciclo , siendo este sistema mucho mejor que los sistemas clásicos de inyección debida a la presión que actuaba sobre las agujas de los inyectores, consiguiendo una mejor regulación y funcionamiento del motor y mejorando con creces los consumos y las emisiones contaminantes

Este sistema reduce considerablemente el numero de elementos móviles que intervienen en la inyección clásica denotándose esto en la disminución de ruidos el la maquina .

ESQUEMA DEL SISTEMA DE INYECCIÓN COMMON RAIL



En el esquema de la inyección se pueden apreciar todos los componentes que forman parte del equipo, quedando clara la ubicación de los inyectores en cada uno de los cilindros conectados por ambos raíles de presión, uno por cada fila de cilindros ya que este motor dispone de un bloque en forma de V lo que hace producir una variación del diseño en la forma de reparto.

CRITERIOS PARA EL CORRECTO POSICIONAMIENTO DE LOS MOTORES

El objetivo fundamental a la hora de posicionar los elementos de nuestra instalación será el de optimizar los espacios. Ya que hay que tener en cuenta que los equipos requieren de sistemas auxiliares para su funcionamiento o deben de compartir un mismo espacio por razones de diseño o cuestiones de suministros de combustibles líquidos y otros diversos factores que los relacionan.

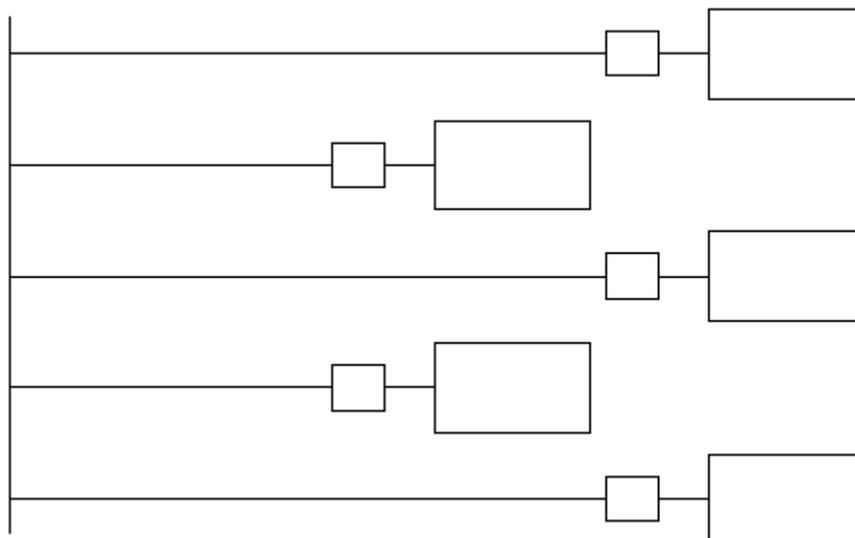


Por lo cual se debe tener en cuenta el dejar los espacios requeridos para poder maniobrar con los elementos próximos a las líneas de forma que no se interfiera en el funcionamiento de estas en situaciones de montaje y reparación de los conjuntos anejos.

Las restricciones de espacio debidas al diseño de la estructura y forma de nuestro buque será el punto a tener en cuenta en nuestra ubicación de componentes .

A la hora de posicionar nuestros motores , debemos evitar el ponerlos en paralelo a la misma distancia del espejo, ya que esto aumentaría nuestra manga y no nos permitiría el habilitar los espacios mínimos de seguridad entre ellos.

La ubicación correcta que vamos a emplear en el posicionamiento de nuestros motores es:



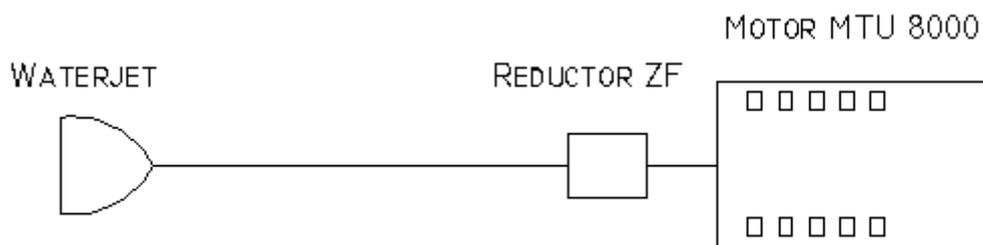
En nuestro caso vamos a estudiar siempre la situación mas desfavorable, que en nuestro caso es la línea de ejes de mayor longitud la que se va a dimensionar, siendo las demás líneas semejantes en cuanto a componentes pero con menor longitud.

Algunas características que deben cumplir nuestras líneas son las siguientes:



- ✓ La posición normal de la maquinaria propulsora será siempre centrada en la manga del buque, para dar estabilidad a la plataforma
- ✓ Se ha de tener en cuenta las concentraciones de calor de la maquinaria para tener claras las zonas de impacto térmico sobre el buque
- ✓ La estructura de la cámara de maquina deberá ser longitudinal y no diametral para poder poner a los lados tanques de lastre y maquinaria auxiliar.
- ✓ Situación de la maquinaria propulsora lo mas próxima al doble fondo por estabilidad de la plataforma.

Teniendo en cuenta todos los criterios enumerados, nuestra línea , la disposición de los motores y el waterjet será la de la figura siguiente:

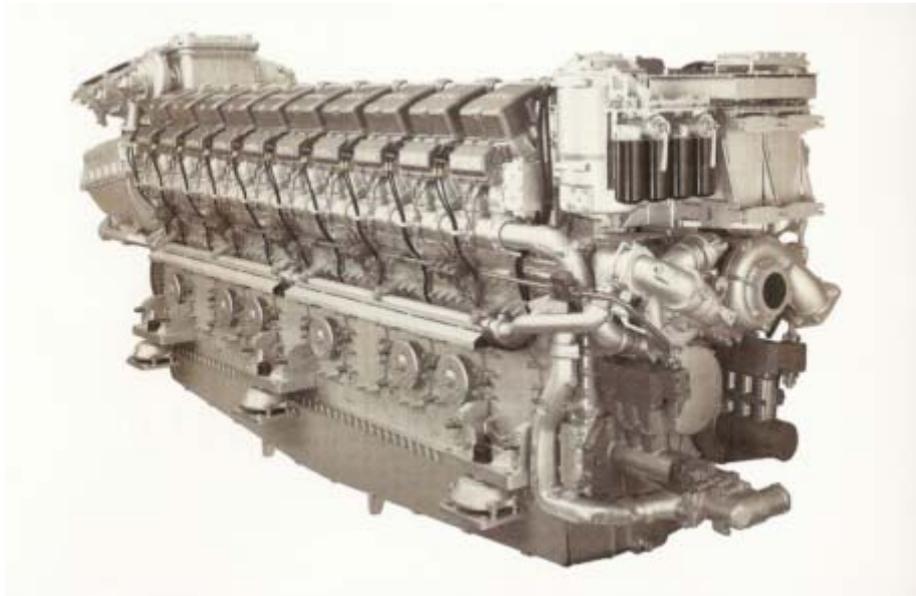


También debemos de tener en cuenta los requerimientos de peso teniendo una gran importancia el calado y la concentración de pesos en un punto determinado para el estudio de la estabilidad del buque.



Otro factor importante a tener en cuenta es la disposición de estiba de la carga y trimado cuando el buque se encuentra en plena situación con carga .

VISTA DEL MOTOR SELECCIONADO PARA NUESTRA LINEA MTU 20V 8000 M90



REDUCTOR

Nuestra instalación contara con un reductor intercalado a la salida del motor lo que nos transformara las revoluciones del motor para ajustarlas a las demandadas por nuestro jet.



Como es lógico esta disminución de revoluciones se nos acusara en forma de un aumento del par en la línea que sale del reductor hacia el jet.

Dicha reducción es conseguida por medio de relaciones entre los dientes de los piñones que constituyen los engranajes internos del reductor . Esta relación es calculada entre dientes mediante la relación de dientes del piñón conducido entre el numero de dientes del piñón conductor dando una relación de velocidades de entrada y de salida.

Aplicando dicha relación a través de los engranajes que constituyen el conjunto del reductor se obtiene la relación final de salida de ese reductor.

Eso implica que se pueden obtener casi todas las relaciones que se necesiten con solo modificar el numero de dientes de los elementos internos del reductor.

Por inconveniente se tiene que el gran rozamiento interno de los elementos que componen el reductor provoca una perdida de potencia que se pierde en calor.

Es decir que la potencia que entre en el reductor a unas revoluciones determinadas , saldrá mermada en un pequeño porcentaje y a unas revoluciones diferentes, que hay que decir que pueden ser mayores según el tipo de aplicación que se quiera realizar.

El par motor es la respuesta a la demanda que origina el consumidor para vencer el par resistente ofrecido al ejercitar un trabajo y entregar una potencia.

En una transmisión de potencia se destacan dos elementos fundamentales , el generador de potencia y el consumidor de potencia, en este caso ambos elementos son el motor y el jet.

Como ley fundamental básica se cumple que :

$$\boxed{\text{POTENCIA ENTREGADA} = \text{POTENCIA ABSORBIDA} + \text{POTENCIA EN PERDIDAS}}$$



Evaluando las condiciones de diseño debemos tener en cuenta dos factores que se cumplen en toda transmisión de potencia estos son:

- Aplicando una relación de transmisión, podemos adaptar la potencia que queremos entregar al consumidor.
- Debemos intentar que el rendimiento mecánico en la transformación de potencia sea lo mas alto posible para disponer de una mayor potencia al minimizar las perdidas.

Considerando estos factores podemos representar un diagrama en el que sincronizar las potencias tanto generada o entregada por el motor y la potencia absorbida por el consumidor, ambas referidas a un mismo punto de la transmisión, teniendo su propia ley del funcionamiento mecánico que esta designada como:

$$KWd = \eta \cdot KWb$$

Siendo:

KWd = Potencia generada

KWb = Potencia absorbida

η = rendimiento de la transmisión (%)



Hay que destacar que en una transmisión o en cualquier mecanismo , el rendimiento total es el producto de los rendimientos de los elementos que intervienen, cumpliéndose la siguiente ley de rendimiento del sistema:

$$\eta_{\text{total}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n$$

En nuestro proyecto el reductor tiene asociadas unas perdidas por el rozamiento interno entre engranajes y por perdidas de energía transformada en calor del orden del 3%, es decir el rendimiento de nuestro equipo es del 97% , lo expresamos mas claramente a continuación:

- ✓ Perdidas de potencia por reducción 3%
- ✓ Rendimiento del reductor 97%
- ✓ $\eta = 0,97$ (factor aplicado a la potencia)

Aclaración:

El empleo de la letra griega η es idéntico al de la letra μ por lo que a partir de ahora emplearemos esta para designar las perdidas de potencia en el proceso de reducción. Es decir:

μ = perdidas por transmisión

η = rendimiento de la transmisión

El reductor seleccionado para nuestro proyecto es el **ZF 6000 NR2H**



Las características de funcionamiento de este reductor son principalmente:

- Rango de potencia que no debe ser sobrepasado 9057 KW
- Reductor de configuración horizontal
- Compatible con todos los tipos de motores y tipos de propulsiones existentes
- Reductor marino para transmisiones con uso severo y continuo en aplicaciones comerciales
- Reducción directa
- Mantenimiento sencillo instalado abordo
- Diseño, fabricación y cumplimiento de estándares según norma ISO 9001

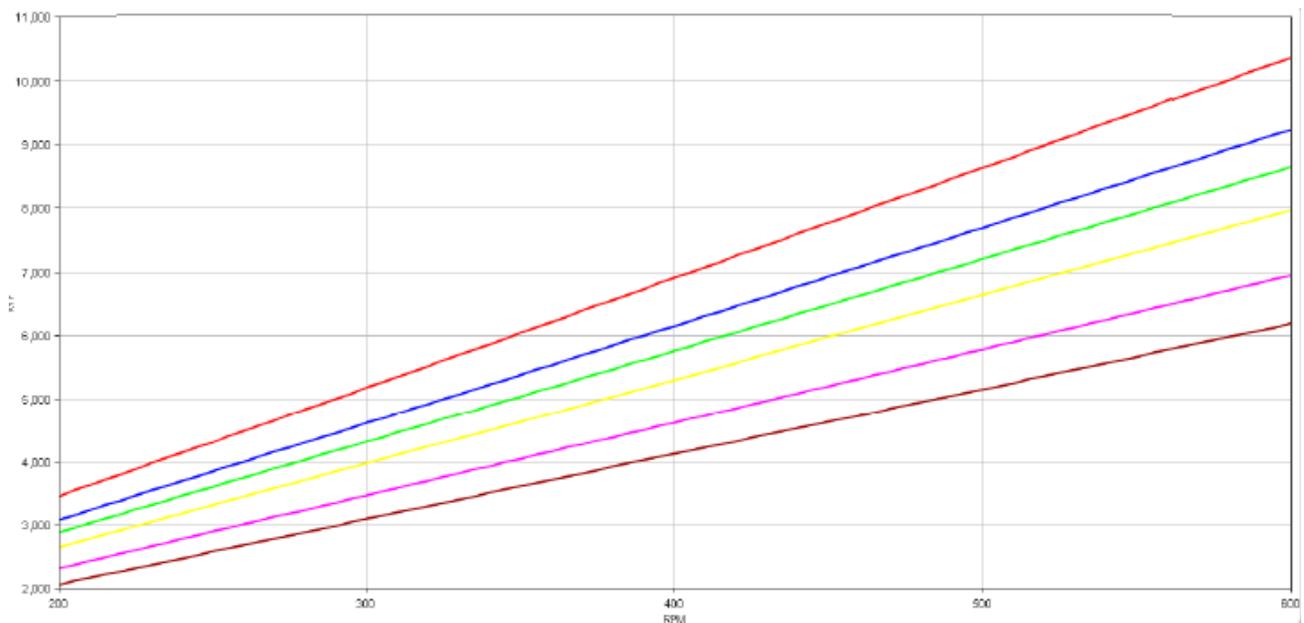
Cualidades del equipo:

- ✓ Resistente a la torsión – carcasa resistente en fundición de hierro
- ✓ Dentados de engranajes endurecidos para una mayor duración
- ✓ Ejes de entrada y salida montados sobre cojinetes
- ✓ Cojinete de empuje de salida diseñado para recibir todo el empuje de la propulsión
- ✓ Soporte en fundición
- ✓ Enfriadores de aceite completamente instalados



Diagramas que nos relacionan la potencia de entrada con el numero de revoluciones dándonos de forma indirecta el valor del par con el que el conjunto es capaz de trabajar con seguridad.

Siguiendo estas curvas veremos las condiciones de trabajo del equipo.



Dichas curvas son obtenidas según se establezcan unas determinadas condiciones de funcionamiento, estas condiciones vienen dadas por una potencia de entrada a la que se la somete a un determinado numero de revoluciones. Estas revoluciones de entrada y de salida lógicamente están definidas por un valor intermedio al que hemos definido anteriormente como la reducción del equipo. Estas graficas estas dibujadas a partir de unos valores predeterminados estándar que el fabricante ofrece.



Los valores de reducciones que nos ofrece el fabricante están determinados en el siguiente cuadro, en el que se incluyen tanto las potencias de entrada y las revoluciones con lo que nos encontramos en las curvas de par a las que es sometido el equipo a una determinada reducción identificada con diferentes colores para cada una de ella y pudiéndose observar los datos con los que se han calculado.

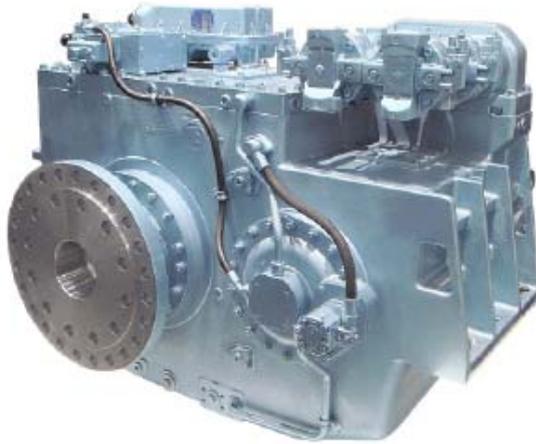
RATIOS	MAX. TORQUE		POWER/RPM		MAXIMUM RATED POWER						MAX. RPM
	Nm	ftlb	kW	hp	500 rpm		550 rpm		600 rpm		
					kW	hp	kW	hp	kW	hp	
2.486	165003	121700	17.2778	23.1699	8639	11585	9503	12743	10367	13902	600
3.161	147070	108473	15.4000	20.6517	7700	10326	8470	11358	9240	12391	600
3.519	137711	101570	14.4200	19.3375	7210	9669	7931	10636	8652	11603	600
3.929	126879	93581	13.2858	17.8165	6643	8908	7307	9799	7971	10690	600
4.545	110608	81580	11.5820	15.5317	5791	7766	6370	8542	6949	9319	600
5.000	98585	72713	10.3230	13.8434	5162	6922	5678	7614	6194	8306	600

Como es lógico nosotros necesitaremos de una reducción que no esta definida en la tabla, por lo que el fabricante deberá ofrecérsela sin problema alguno con solo modificar la relación entre el numero de dientes de los engranajes que componen el reductor.

Nuestra relación de reducción será aquella que nos combine en conveniencia las revoluciones de llegada al jet con su grafica de funcionamiento . Siendo este punto de fundamental importancia en el proyecto.



VISTA DEL REDUCTOR SELECCIONADO PARA NUESTRA LINEA:



ZF 6000 NR2H

Horizontal offset, remote mount marine transmission.

Maximum Input**

Duty	kW	hp	RPM
Light	12387	16599	1350
Medium	10869	14564	1350
Continuous	9057	12137	1350

** Must not be exceeded

Como se puede apreciar en la imagen el reductor es de tipo horizontal, es decir que la entrada del movimiento con su eje y la salida del mismo mediante su correspondiente eje están en la horizontal uno paralelo al otro, manteniendo la alineación de la línea de ejes .

Este tipo de reductores tiene la ventaja de ocupar un menor empacho en la cámara de maquinas .

Ambos ejes de entrada y salida se encuentran a la misma altura, entrando el movimiento del motor por el eje de la parte izquierda y saliendo el movimiento por el eje de la parte derecha hacia el jet .

SELECCION DEL PROPULSOR : WATERJET / HELICE



Para la selección del propulsor debemos tener en cuenta una serie de criterios de los cuales nos van a ayudar a tomar una decisión definitiva sobre el elemento propulsor que emplearemos en nuestra línea de ejes tendremos en cuenta las ventajas que nos ocasionan ambos casos .

El waterjet no va unido rígidamente a la carcasa que lo contiene si no que va apoyado sobre cojinetes que permiten su giro en el interior ,soportando al eje que contiene la turbina para que su giro sea concéntrico al de la envuelta la cual tiene canales de guiado del chorro ,ejecutando un efecto parecido al de una bomba centrífuga cuyo funcionamiento es muy similar. Dichas aletas no interfieren en el movimiento de la turbina.

Con el fin de evitar la corrosión tanto en el waterjet como en el eje que le da el giro conectado a el estos se fabrican en acero inoxidable.

Cuando empleamos el waterjet como elemento propulsor los empujes axiales no nos influirán en nuestra línea de transmisión de potencia en parte debido a la sujeción interna del rotor del jet en el interior de la envuelta que soporta la totalidad del empuje , descargando al eje que se encuentra a popa del espejo ya que este tiene sus apoyos en el espejo y en la toma de fuerza del waterjet.

En el caso de elegir la hélice como elemento propulsor tenemos que considerar que tanto la hélice en si misma como la sección de eje a popa del espejo que la une con la línea de ejes principal,

No disponen de puntos de apoyo en los que descargar el peso y se produce un efecto de flexión en ese tramo de línea por las cargas que deben soportar.



También puede darse el caso de que la selección de la línea de ejes situada popa del espejo este soportada en algún punto por un arbotante , en este caso reduciríamos la carga sobre la línea de ejes de las fuerzas que nos producirían flexión sobre la parte de línea de ejes que esta apoyando, quedando únicamente expuesta a flexión la parte del eje que sobresale del arbotante.

Al igual que en el caso del la elección del waterjet la corrosión en el tramo del eje que llega a la hélice se puede evitar con el uso de acero inoxidable en su fabricación.

En el caso de emplear hélice como elemento propulsor , se nos produciría en toda la línea de transmisión un empuje axial que afectaría a todos los elementos que la componen sometiendo a los equipos e incluso al motor principal a un efecto de compresión desplazándolos de su posición natural y forzando sus anclajes .

Después de considerar todos estos criterios y las consecuencias del empleo de uno u otro tipo de propulsión , llegamos a la conclusión de que el empleo del waterjet es la elección mas acertada, considerando al eje que entra en el waterjet como un eje intermedio y no un eje de cola debido a que es soportado perfectamente por ambos extremos.

DIAGRAMA DE LA TRANSMISIÓN



Vamos a pasar a definir el punto de diseño y de funcionamiento de la transmisión es decir vamos a sincronizar ambas graficas para que el funcionamiento del conjunto de equipos que conforman la transmisión cumplan su cometido.

Debemos tener en cuenta que las graficas que vamos a sincronizar tienen unos márgenes de actuación a los que vamos a denominar tolerancias, que tanto en el jet como en el motor están fijando su actuación y hay que tener en cuenta.

Estas tolerancias están fijadas por el fabricante y vamos a pasar a definir sus valores :

CURVAS DEL JET

- ❑ Curva del jet optima – es la curva del jet sin tolerancias obtenida en función de una constante por la velocidad al cubo. Esta curva es teórica.
- ❑ Curva de jet pesado – es la curva que se obtiene en el jet si le añadimos la tolerancia del + 1,5 % de incremento en la potencia demandada.
- ❑ Curva del jet ligero – es la curva que se obtiene en el jet si le restamos la tolerancia del – 1,5 % de disminución en la potencia demandada.

Hay que destacar que la peor condición que se nos puede presentar es que el jet nos salga ligero ya que no podríamos hacer nada por evitarlo, en cambio si el jet nos sale pesado , podríamos pulir la superficie de las palas del rotor para conseguirlo mas ligero. Luego la condición de nuestro estudio se fundamentara con jet en condición de ligero.

CURVAS DEL MOTOR



En nuestro caso el motor que hemos seleccionado cuenta con un margen de error del 3% en revoluciones en la zona de la máxima potencia continua que nos ofrece .

Y cuenta con un margen en cuanto a la potencia definido por la gran calidad del equipo propulsor y designado por los estudios en los bancos de potencia del fabricante de 0% de error.

Es decir que la potencia entregada por el motor en todo instante es exacta y se corresponde con las curvas suministradas por el fabricante.

Con estas condiciones nuestro objetivo será fijar el rango de funcionamiento del motor sincronizado con el del jet teniendo muy presente la dicha zona de tolerancia en la que nuestra condición será fijar el punto intermedio de esa sección.

Un factor importante a tener en cuenta es que debemos elegir siempre como estudio el punto mas desfavorable para nuestro diseño, es decir cuando el motor nos entrega una potencia del 3 % por encima de la potencia nominal y el jet nos sale en condición de pesado.

Como se vio anteriormente el punto de funcionamiento del motor seleccionado MTU 20V 8000 M90 Es de 9000 Kw. a 1150 r.p.m.

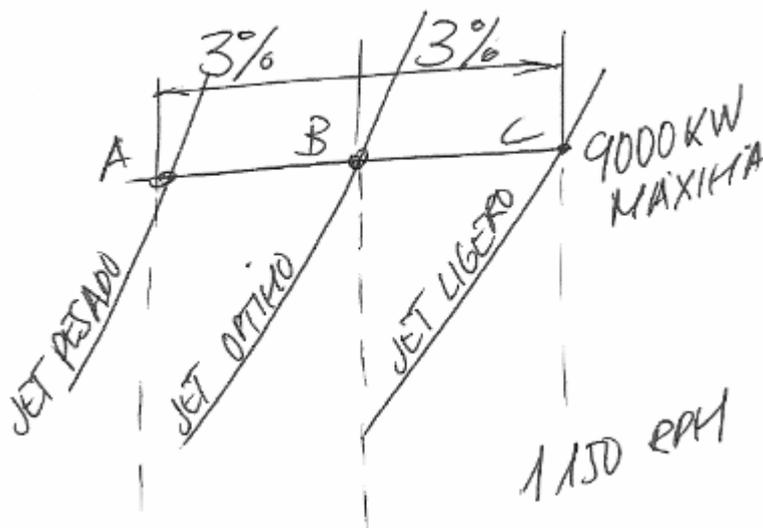
SINCRONIZACION DEL DIAGRAMA DE LA TRANSMISION



Normalmente las estimaciones de la potencia necesaria y velocidad del jet están basadas en cálculos teóricos para el buque cargado, y a menudo en pruebas experimentales en canales de experiencia, ambos asumiendo condiciones optimas de operación las cuales serian casco limpio y buen tiempo atmosférico para la navegación.

La combinación de potencia y velocidad obtenidas, puede llamarse el " punto de diseño del jet "

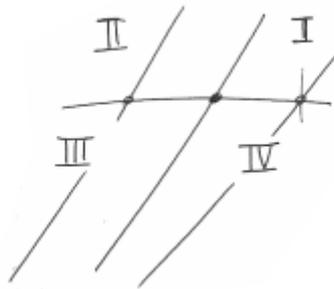
Algunos astilleros y fabricantes del Jet utilizan a veces otro punto de diseño que incorpora todo o parte del llamado margen de mar.



En este esquema se puede ver la sincronización de las curvas del Jet en sus tres condiciones junto con la del motor, quedando definidos los puntos de corte a, b y c.

Aquí es donde podemos diferenciar cuatro zonas importantes al definir nuestro funcionamiento y situaciones de servicio de la instalación, las cuales pasaremos a estudiar a continuación.

Estudiando este diagrama teórico, obtenemos cuatro zonas cuyas situaciones de funcionamiento son totalmente diferentes:



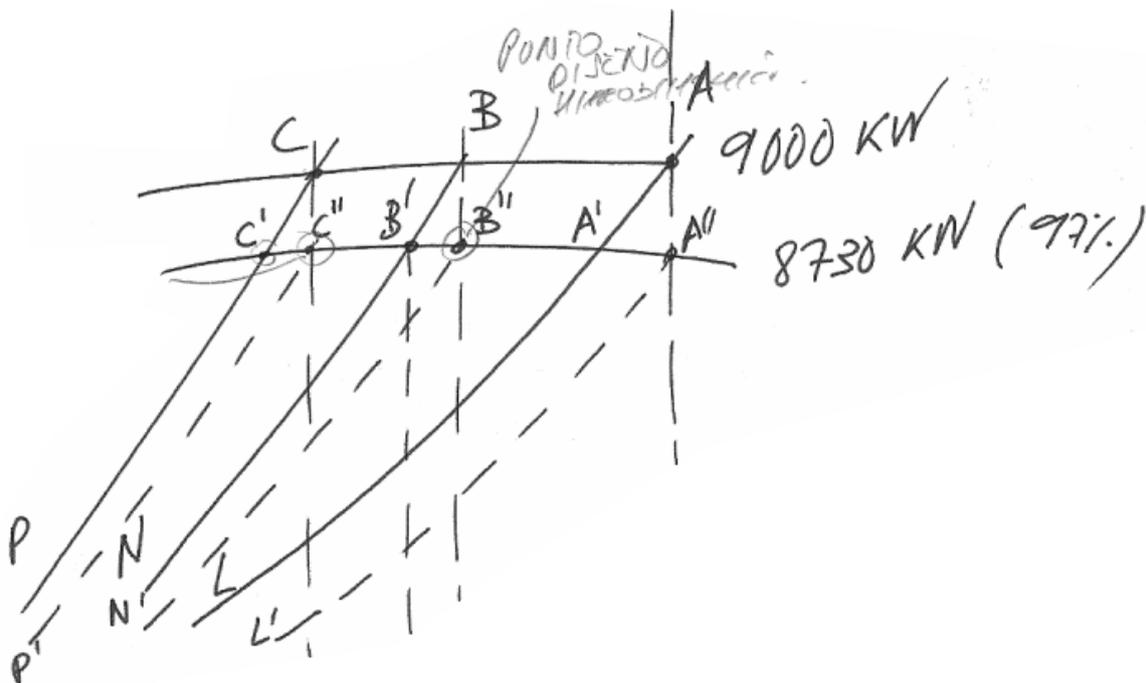
- Zona I – sobrecarga del motor tanto por revoluciones como por potencia. En esta zona del diagrama el motor no sería capaz de entregarnos potencia ya que es sobrepasada la potencia nominal del motor agotando a su vez el número máximo de revoluciones.
- Zona II – sobrecarga por potencia demandada. En esta zona el motor no es capaz de entregar la potencia solicitada con lo que no tendríamos un buen funcionamiento de la transmisión.
- Zona III – zona de funcionamiento óptimo de la transmisión. Esta es la zona de trabajo en la que se cumplen las condiciones de entrega de potencia y de revoluciones requeridas por el consumidor, es decir es la zona que nos interesa conseguir y la que tenemos que estudiar para que sea lo más ventajosa posible para aprovechar al máximo las características de nuestros equipos obteniendo un buen rendimiento de la instalación.
- Zona IV – Sobrecarga por revoluciones. En esta zona el motor sufre un envalamiento de su giro, llegando a alcanzar su límite de revoluciones al no



encontrar la resistencia suficiente a la potencia que entrega siendo de vital importancia evitarla para no ocasionar daños en los elementos que forman la transmisión.

Ahora bien estas condiciones se obtienen del diagrama teórico de la transmisión , pero estas condiciones hay que considerarlas junto con otro factor que no se ha tenido en cuenta hasta ahora, y es que la potencia motor que nos llega al jet al pasar por el reductor nos es mermada en un porcentaje, ya que debemos tener en cuenta que le reductor tiene unas perdidas por rozamientos internos y transformaciones en calentamientos de la potencia de entrada.

Esta potencia debemos de tratarla como la que nos va determinar el funcionamiento de la transmisión y es la que va a primar en el calculo del diagrama de la transmisión, es decir que nuestro diagrama quedara de la siguiente manera:





Al considerar la curva del motor con un rendimiento del 97% se nos modifican las condiciones de funcionamiento establecidas anteriormente con lo que debemos modificar los parámetros para conseguir una nueva sincronización mas eficiente y que se mejoren las condiciones de funcionamiento de nuestra instalación .

La forma de obtener esa mejora de condición de funcionamiento , es hacer pasar la curva del jet por el punto que nos interese sincronizar en la curva de motor una vez pasada por el reductor.

Lo que vamos a hacer es desplazar casi gráficamente pero de forma numérica una grafica superponiéndola sobre la otra.

Para ello vamos primeramente a calcular las curvas de los jet ,tanto en sus condiciones normal como pesada y ligera.

Como es sabido el jet se comporta con una demanda de potencia en función de su velocidad de giro, dicha expresión es concretamente la siguiente:

$$KW = C \cdot (RPM)^3$$

Dicha curva es una cúbica que nos indica el numero de revoluciones a la que gira y la potencia que demanda en ese momento.

- KW – potencia demandada por el jet
- C – constante de la curva cúbica descrita por el Jet, es particular del jet
- RPM – velocidad de giro del jet



Conociendo el punto del jet de la cúbica que describe que nos facilita el fabricante , podemos obtener la constante de ese jet. Lo que nos permitirá el calculo de su correspondiente grafica y de las posibles condiciones que nosotros necesitemos modificar para sincronizarla con la curva de nuestro motor.

Despejando la constante de nuestro jet tenemos:

$$C = \frac{KW}{(RPM)^3}$$

Trabando con los valores del diseño del Jet vamos obtener las constantes de las curvas tanto normal como ligera y pesada.

UNIDAD WATERJET

$$BKW = 7100 \text{ KW}$$

$$RPM = 500 \text{ RPM}$$

$$RPM \pm 1'5\%$$

$$C = \frac{7100}{500^3} = 5'68 \cdot 10^{-5}$$

$$C = 5'68 \cdot 10^{-5}$$

Esta constante es la de la cúbica del jet en condición normal ,nos será de utilidad para calcular el punto de diseño que queremos obtener.

A continuación vamos a obtener las constantes del jet ligero y pesado que nos serán de utilidad a la hora de sincronizar las graficas y principalmente para obtener las revoluciones a las que debe girar el Jet para obtener como consumo de potencia la de salida del reductor.



Calculamos la constante de la curva con el Jet ligero:

JET LIGERO (-1'5%)

$$BKW = 7100 - (7100 \cdot 0'015) = 699'35 \text{ KW}$$

$$RPM = 500 \text{ RPM}$$

$$C = \frac{699'35}{500^3} = 5'5948 \cdot 10^{-5}$$

$$C = 5'595 \cdot 10^{-5}$$

Calculamos la constante de la curva con el Jet pesado:

JET PESADO (+1'5%)

$$BKW = 7100 + (7100 \cdot 0'015) = 7206'5 \text{ KW}$$

$$RPM = 500 \text{ RPM}$$

$$C = \frac{7206'5}{500^3} = 5'765 \cdot 10^{-5}$$

$$C_P = 5'765 \cdot 10^{-5}$$



Una vez conocida la constante de la curva de waterjet ligero, podemos sustituir en la ecuación los valores del punto del motor por el que queremos que nos pase el jet , y despejando de esa ecuación el numero de revoluciones a las que debe girar el jet , por lo que tenemos:

$$KW = C \cdot (RPM)^3$$

$$KW = C_L \cdot (RPM)^3 \rightarrow RPM = \sqrt[3]{\frac{KW}{C_L}}$$

$$RPM = \sqrt[3]{\frac{8730}{5'594 \cdot 10^{-5}}} = 538'36 \text{ RPM}$$

$$\boxed{RPM = 538'36 \text{ RPM}}$$

Estas revoluciones son las que se obtendrán a la salida del reductor cuando el motor este funcionando a potencia y revoluciones máximas.

Lo que nos indica que el eje intermedio de nuestra transmisión girara a esa velocidad , luego será necesario para nuestra línea que el reductor tenga la relación de reducción definida por las velocidades de entrada y salida que necesitamos para la línea esta definida por:

$$\boxed{\text{Relación de reducción} = \text{revoluciones salida} / \text{revoluciones de entrada}}$$



Si calculamos la relación de reducción obtenemos:

$$RR(-) = 538'365 / 1150 = 0'468$$

$$\boxed{RR(-) = 0'468}$$

La peor condición de funcionamiento, sería con el motor aportando toda la potencia máxima y el waterjet en su condición de pesado, lo que nos daría una condición de diseño para el posterior dimensionamiento de los ejes que van a formar parte de nuestra línea de transmisión.

Vamos a calcular dicho punto de la forma similar a los anteriores:

$$KW = C_p \cdot (RPM)^3 \quad \left\{ \begin{array}{l} C_p = 5'7652 \cdot 10^{-5} \\ KW = 8730 \text{ kW} \end{array} \right.$$

$$RPM = \sqrt[3]{\frac{8730}{5'7652 \cdot 10^{-5}}} = 533'01 \text{ RPM}$$

$$\left. \begin{array}{l} \boxed{RPM = 533'01 \text{ RPM}} \\ \boxed{KW = 8730 \text{ kW}} \end{array} \right\} \leftarrow \text{PUNTO DE DIMENSIONAMIENTO}$$

Este va a ser el punto que emplearemos para el diseño de la transmisión.



CAPITULO 2.-CÁLCULO DE DIÁMETROS MÍNIMOS Y TENSIONES TANGENCIALES ASOCIADAS.



CALCULO DE DIÁMETROS MINIMOS Y TENSIONES TANGENCIALES ASOCIADAS

INTRODUCCION

En esta parte del proyecto, nuestro objetivo es el calculo de los diámetros de los ejes que van a formar parte de nuestra línea de transmisión de potencia. Dicho calculo ira en función de los esfuerzos que van a tener que soportar los ejes para que el momento torsor sea transmitido a lo largo de los elementos que componen la instalación, partiendo de un tipo de material seleccionado con antelación y una forma definida.

Al seleccionar el material partiremos de unas hipótesis básicas de uno obligatorio en la resistencia de materiales dando por supuestos las siguientes cualidades de los materiales que vamos a emplear para nuestro diseño, estas son:

- Isótropos – su comportamiento ante una sollicitación es el mismo independientemente de la dirección y el sentido que se tome con lo que no condiciona el trabajo en una dirección obligada.
- Dúctiles – presentan dentro de una región de valores de esfuerzos denominada como campo elástico, un comportamiento elástico. absorbiendo esos esfuerzos y transformándolos en una deformación.
- Continuos – el material no contiene huecos ni irregularidades en su superficie y contiene las mismas cualidades en todo su volumen.



En este caso vamos a seguir la pauta de la resistencia de materiales , teniendo en cuenta tanto las peores condiciones de trabajo como la peor aptitud del material.

Hay que decir que en toda instalación existe un estado bidimensional de tensiones cuyas componentes son las siguientes:

- Tensión cortante debida al momento torsor
- Tensión cortante debido al esfuerzo cortante (*)
- Tensión normal debido a esfuerzos de compresión / tracción

Podríamos considerar otro efecto de tensión normal , el provocado por el momento flector debido a la longitud entre apoyos, pero en este caso apenas se nos va a reflejar en nuestra instalación por lo que no vamos a considerarla .



CALCULO DE LOS EJES DE LA LINEA CONSIDERÁNDOLOS MACIZOS

A la hora de diseñar nuestros ejes nos vamos a regir por el reglamento del DNV el cual nos va a marcar unas pautas a seguir en cuanto al diámetro mínimo que deben tener .

Se nos propone una ecuación fundamental para el calculo de dicho diámetro, en función del tipo de ejes que vamos a diseñar y las características del material la expresión es:

$$D \text{ min.} = 100 \cdot k \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{p}{n_o} \cdot \frac{560}{\sigma_b + 160} \right)}$$

Donde cada una de las variables son:

D = Diámetro mínimo del eje.

K = Parámetro según el tipo de eje a diseñar.

P = potencia en cada tramo del eje que diseñamos.

N = numero de revoluciones a las que gira el eje.

σ_b = Resistencia a la tracción (valor de la carga de rotura).



Hay que destacar que el valor de la constante K es un valor que viene definido por el diseño del eje que vamos a dimensionar. Los criterios para la elección de dicho factor son los que a continuación vamos a enumerar:

- $K = 1.0$ – Se utiliza para ejes intermedios y ejes de cola a proa del tubo de bocina.
- $K = 1.22$ – Se utiliza para ejes cónicos de hélice y parte del eje que se encuentra en cojinete de popa del tubo de bocina.
- $K = 1.15$ – Se emplea en ejes de tubo de bocina.

El factor de diseño que nos afecta a nuestra línea será el factor $K = 1.0$, ya que nuestra línea monta un propulsor jet, el cual no somete a la línea a esfuerzos de empuje, sino que en el interior del cuerpo del jet existe un cojinete del cubo del rotor impulsor el cual mantiene en su posición el jet concéntrico a la carcasa y a la vez transmite el empuje del mismo a la estructura del jet, el cual anclado al casco del buque transmite el empuje, es decir se considera para nuestros cálculos el valor como si de un eje intermedio se tratase.

El valor para la constante P de la ecuación será la potencia que entrega nuestro motor máxima es decir 9000 Kw. en el tramo que une el motor con el reductor.

Debemos tener en cuenta que en ese tramo circulara toda la potencia disponible del motor ya que no existen elementos por medio que nos resten potencia. Cosa que no sucederá en el otro tramo del eje que sale del reductor ya que la potencia de salida es la que pasa por el reductor.



La segunda parte del eje que es la que sale del reductor se vera sometida a una potencia menor ya que el reductor cuenta con un rendimiento que era: $\eta_{mec} = 0,97$

Dicha perdida es consecuencia de las perdidas de la energía en forma de rozamientos internos dentro del reductor que son transformadas en calor principalmente.

La potencia combinada con el régimen de funcionamiento del motor nos produce el par necesario para el funcionamiento de la línea, y las condiciones de dimensionamiento de la misma.

El valor que vamos a tener en cuenta a la hora de diseñar el eje respecto de la carga de rotura, es el de obligado cumplimiento designado por la sociedad de clasificación DNV, que en nuestro caso nos recomienda que σ_b sea al menos de 560 Mpa, y el limite elástico σ_y de un mínimo de 295Mpa.

A la hora de solicitar el material debemos tener en cuenta las características y valores de la resistencia de tracción y limite elástico que debe cumplir el producto que estamos solicitando.



Calculo del diámetro mínimo del eje que une el motor con el reductor.

Sustituimos los valores en la ecuación anterior y tenemos:

$$D_{\min.} = 100 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{9000}{1150} \cdot \frac{560}{560+160}\right)} = 182,586 \text{ mm}$$

Una vez realizado el calculo obtenemos que el valor de nuestro eje es de $D_{\min.} = 182,586 \text{ mm}$

Por lo que seleccionaremos un eje de tamaño inmediatamente superior al obtenido. Para facilitar la fabricación del eje y la posibilidad de conseguir respetos lo intentaremos fabricar en un valor mas viable respetando el valor que se ha obtenido anteriormente y aumentándolo, este valor va a ser el de **$D_{\min.} = 185 \text{ mm}$** .

Ahora bien el DNV nos permite considerar como macizo un eje cuyo diámetro interior no supere el 40% del diámetro exterior, es decir que a nuestro eje le podemos someter a un proceso de vaciado por mecanizado siempre que no superemos el porcentaje indicado ya que no afectara en su resistencia pero si en su peso , factor fundamental a la hora de diseñar la línea.

Vamos a estimar el diámetro interior:

$$d_{\text{int.}} = D_{\text{ext.}} \cdot 0,4$$

$$d_{\text{int.}} = 182,586 \cdot 0,4 = 73,03$$



$$d \text{ int.} = 73 \text{ mm}$$

Una vez que conocemos los diámetros tanto interior como exterior podemos calcular el peso del eje por metro de longitud.

Aplicando una densidad del eje de 7.85 kg/dm^3 . El peso por metro de eje a emplear a la salida del motor es:

Aplicamos una relación de volúmenes en el eje

$$\frac{\text{volumen}}{\text{metros}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)$$

Tal que nos queda al sustituir:

$$\frac{\text{volumen}}{\text{metros}} = \frac{\pi}{4} \cdot (185^2 - 73^2) = 0.022695 \text{ m}^2$$

Si lo multiplicamos por la densidad obtenemos:

$$\frac{\text{kg}}{\text{m}} = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,022695 \text{m}^2 = 178155$$

$$\boxed{\text{Peso del tramo de eje} = 178 \text{ } ^\sim 16 \text{ kg/m}}$$



TRAMO QUE SALE DEL REDUCTOR AL JET

En este tramo tenemos el mismo material empleado que para el caso anterior , por lo que los valores de resistencia a la tracción y limite elástico son los mismos. La forma para determinar el diámetro mínimo del eje va a ser la misma que nos marca la sociedad de clasificación DNV con su expresión antes empleada :

$$D_{\min.} = 100 \cdot k \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{p}{n_o} \cdot \frac{560}{\sigma_b + 160} \right)}$$

A la hora de introducir los datos en esta ecuación , debemos tener en cuenta de que los valores que se deben introducir son los de salida de potencia al pasar por el reductor, o que como se comento anteriormente nos produce una perdida de potencia debida al rendimiento del reductor y se produce una reducción de las revoluciones.

Eso implica que el par que debe transmitir este segundo tramo de la línea es mucho mas alto que en el caso anterior, lo que nos obligara a adoptar un diseño con diámetros de mucho mas diámetro.

Como ya se vio en el apartado anterior, el punto de diseño de nuestra línea en al diagrama de la transmisión era el definido por una potencia sometida al rendimiento del reductor con una potencia de **P = 8730 Kw**. Con un valor de revoluciones de **533,01 rpm**.



Aplicando la ecuación anterior a nuestro segundo tramo, tenemos:

$$D_{\min.} = 100 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{8730}{533'01} \cdot \frac{560}{560+160}\right)} = 233'55$$

Dicha medida es la mínima que nos permite la sociedad de clasificación por lo que para facilitar su fabricación procedemos a dimensionarlo de forma mas lógica por lo que le aumentamos su valor a uno inmediatamente superior con posibilidad de estandarización:

$$\boxed{\text{Diámetro exterior} = 235 \text{ mm}}$$

Como en el caso anterior, la sociedad de clasificación nos permite practicar al eje un hueco que no supere el 40% del diámetro exterior, y a tales efectos este eje se considerara hueco, por lo que podemos calcular el diámetro interior en caso de someter al eje a un vaciado por mecanizado.

$$d_{\text{int.}} = 235 \cdot 0'4 = 94\text{mm}$$

$$\boxed{\text{diámetro interior} = 94 \text{ mm}}$$

En este caso podríamos calcular igualmente que en el caso anterior el peso del eje por metro del mismo pudiendo calcular el peso una vez conocido el tamaño.



Aplicando la relación de volúmenes:

$$\frac{\text{volumen}}{\text{metros}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)$$

$$\frac{\text{volumen}}{\text{metros}} = \frac{\pi}{4} \cdot (235^2 - 94^2) = 0'03643m^2$$

multiplicando este dato por la densidad obtenemos el peso por metro de eje:

$$\frac{kg}{m} = 7859 \frac{kg}{m^3} \cdot 0'03643m^2 = 286'33 \frac{kg}{m}$$

$$\boxed{\text{PESO DEL TRAMO DE EJE} = 286'33 \text{ kg/m}}$$

Llegados a este punto, podemos tomar la determinación de aplicar el diámetro del tramo que une el reductor con el jet a toda la línea , para así facilitar cálculos y respetos, y asegurando que las especificaciones de las sociedades de clasificación se cumplen en la totalidad de la línea.



TENSIONES CORTANTES EN LAS LINEAS

Debemos calcular el momento torsor existente en cada tramo de línea para determinar la tensión cortante a que están sometidas las líneas, aplicaremos las formulas que el DNV nos define como esfuerzo cortante siguiente expresión:

$$\tau = \frac{16Mt}{\pi \cdot D^3} \cdot 10^6$$

Previamente necesitamos calcular el momento torsor mediante la expresión :

$$Mt = 9'55 \cdot \frac{Kw}{rpm}$$

procedemos al calculo del momento torsor sustituyendo en la ecuación:

$$Mt = 9'55 \cdot \frac{8730}{533'01} = 156'42kn \cdot m$$

$$\boxed{\text{Momento torsor} = 156'42 \text{ Kn}\cdot\text{m}}$$

Sustituimos en la ecuación de la tensión cortante y calculamos el valor:

$$\tau = \frac{16 \cdot 156'42 \cdot 10^6}{\pi \cdot 235^3} = 61'38 \frac{N}{mm^2}$$



$$\tau = 6138 \frac{N}{mm^2}$$

Esta tensión cortante es la que vamos a requerir para nuestro material de la línea de ejes teniendo en cuenta que el material debe tener un valor de tensión superior al que se ha calculado considerando que un material con un valor mucho más alto del calculado, nos encarece el producto debiendo proporcionarnos un valor lógico dentro de los rangos de funcionamiento que vamos a trabajar.

En nuestro caso vamos a seleccionar uno que tenga una tensión algo mayor a la calculada.

Hay que decir que la tensión calculada está basada en un eje macizo, que nos ofrece un valor de tensión algo menor que si se hubiese calculado hueco, por lo que el valor que determinaremos al calcularlo hueco será algo mayor para nuestro material a seleccionar.



CALCULO DE EJES HUECOS

En este apartado vamos a tratar el calculo de los diámetros tanto interiores como exteriores de los ejes que componen la línea de transmisión de potencia al considerarlos huecos, algo que en el apartado anterior se dio un breve repaso al intentar comparar su peso por metro de dichos ejes y observando una disminución del mismo, cosa que se nos es ventajosa para el caso que estamos tratando en el cual la disminución de peso es fundamental.

Como se calculo en el apartado anterior el eje que compone nuestra línea debe tener un diámetro exterior obtenido por el calculo de la aplicación de las diferentes ecuaciones que nos da la resistencia de materiales y la propia sociedad de clasificación de:

$$\boxed{\text{Diámetro exterior} = 235 \text{ mm}}$$

Tal y como se comprobó al aplicar la reglamentación del DNV mediante la regla del 40% pudimos calcular el diámetro interior del eje.

Reglamentación del DNV (sociedad de clasificación Det Norske Veritas) en su Capítulo 4.

Sección 1.B . Apartado 208, que nos indica la posibilidad del aligeramiento de un eje en su interior

Siempre que el diámetro interior no sobrepase el 40% del diámetro exterior.



Las tensiones a las que serán sometidos los ejes aligerados son de gran importancia teniendo en cuenta que no sobrepasen los valores determinados por las ecuaciones.

Vamos a calcular la tensión del eje que obtuvimos con el aligeramiento permitido y veremos los valores de tensión que nos produce para poder considerarlos.

Tensión cortante en un eje hueco:

$$\tau_{\text{hueco}} = \frac{16 \cdot Mt \cdot 10^6 \cdot D}{\pi \cdot (D^4 - d^4)}$$

sustituimos los valores de las variables:

$$\tau_{\text{hueco}} = \frac{16 \cdot 156'42 \cdot 10^6 \cdot 235}{\pi \cdot (235^4 - 94^4)} = 62'997 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\boxed{\text{tensión cortante en eje hueco} = 63 \text{ N/mm}^2}$$

el diámetro interior calculado por la regla del 40% fue determinado en el capítulo anterior y valor fue el obtenido de la ecuación correspondiente, este valor es:

$$\boxed{\text{diámetro interior} = 94 \text{ mm}}$$



a continuación vamos a hacer una comparativa entre el peso del eje hueco y el macizo para considerar el ahorro de peso que hemos obtenido.

AHORRO DE PESO OBTENIDO AL ALIGERAR EL EJE

Como es lógico un eje hueco tiene un menor peso que un eje macizo, por lo que es necesario conocer si el ahorro de peso merece la pena debido a que el ahorro de peso implica el aumento del precio del producto al tener que mecanizarlo, transportarlo a talleres, etc... es decir que hay tener una idea del beneficio obtenido, por lo que vamos a detenernos en conocer ese dato.

Anteriormente estudiamos el peso de la línea en situación de hueco, por lo que ahora vamos a comparar esos dos datos para ver el peso de una respecto de la otra.

Si despejamos el peso del eje macizo en función de la longitud, tenemos:

$$\frac{\text{volumen}}{\text{metros}} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

sustituyendo en la expresión:

$$\frac{\text{volumen}}{\text{metros}} = \frac{\pi}{4} \cdot 235^2 = 0'04337 \text{mm}^2$$

si multiplicamos por la densidad:



$$\frac{\text{peso}}{\text{metro}} = 7850 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,04337\text{m}^2 = 340,45 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

si efectuamos la diferencia entre eje hueco y eje aligerado, obtenemos el ahorro de peso que estamos realizando:

$$\text{Ahorro de peso} = \text{Peso macizo} - \text{Peso hueco}$$

$$\text{Ahorro de peso} = 340,45 - 286,33 = 54,12 \text{ kg/m}$$

$$\boxed{\text{Ahorro de peso} = 54,12 \text{ kg/m}}$$

Este valor nos da la diferencia entre el eje hueco y el macizo siendo de estudio que es muy rentable el emplear el eje hueco ya que el ahorro de peso es significativo.

Multiplicando ese valor por metros de línea obtenemos el peso total que se ahorra en el empleo de el eje.

La relación de pesos entre el eje hueco y el eje macizo la podemos expresar en tanto por ciento, para poder visualizar el porcentaje de peso de uno sobre el otro , lo expresamos:

$$\% = \frac{\text{ligero}}{\text{hueco}}$$



$$\% = \frac{286\text{'}33}{340\text{'}45} = 0\text{'}8410 \cdot 100 = 84\text{'}1$$

relación de peso del eje hueco sobre el macizo = 84´1 %

DEFINICIÓN DEL EJE HUECO DE LA LÍNEA

Hasta el momento hemos calculado las características del supuesto eje hueco que vamos a solicitar para formar nuestra línea de ejes, aquí vamos a definir sus dimensiones y cualidades mecánicas.

CARACTERISTICAS	EJE HUECO REDUCTOR - JET
	MATERIAL EJE - ACERO
DIÁMETRO EXTERIOR (D)	235 mm
DIÁMETRO INTERIOR (d)	94 mm
MOMENTO TORSOR (Mt)	156´42 kn·m
TENSIÓN CORTANTE (τ)	63 N/mm ²
PESO POR METRO	286´33 kg·m
PORCENTAJE DE PESO	84´1 %



SELECCIÓN DE BARRA PERFORADA

El alto valor del peso por metro que hemos calculado hasta el momento el nuestro eje y que cumple todos los requisitos de la sociedad de clasificación, no es valido para este tipo de buque ya que en total al aplicar las medidas reales a la línea sobrepasa con exceso el peso que nos podemos permitir introducir en el buque dedicado al sistema de la línea de transmisión.

Por ese motivo nos vemos en la necesidad de recurrir a otro diseño de eje, es decir que vamos a emplear otro elemento mas ligero que nos va a cumplir con las exigencias ,este elemento es la barra perforada que se nos suministra según nuestras exigencias y requerimientos .

La barra perforada es un tubo de acero sin cordón de soldadura laminado en caliente para aplicaciones mecánicas, dicho producto ha sido seleccionado de la empresa PROTUBSA – proveedores de tubos, S.A.

Características principales de la barra preformada:

- Calidad del tubo : St – 52.0 según norma DIN – 1629
- Las dimensiones del tubo se realizaran según DIN – 2448
- Las tolerancias según norma DIN – 1629 estando la tolerancia que vamos a aplicar sujeta a variaciones de espesor.
- Las longitudes del tubo pueden estar comprendidas entre 4 a 12 m.



- Los certificados de calidad según norma DIN – 50049 solicitados al formalizarse los pedidos.
- Los tubos deben ser rectilíneos bajo control visual y según la normativa.
- La composición química para el acero St – 52.0 será:

PORCENTAJE DE CARBONO	$\leq 0,22$
PORCENTAJE DE MANGANESO	$\leq 1,60$
PORCENTAJE DE SILICIO	$\leq 0,55$
PORCENTAJE DE FOSFORO	$\leq 0,04$
PORCENTAJE DE AZUFRE	$\leq 0,035$

Nuestro objetivo va a ser calcular el diámetro y espesores óptimos con el fin de reducir la cantidad de material que va a formar el tubo y con ello una reducción de peso considerable.

Para la elección del diámetro exterior y del espesor del tubo, nos vamos a guiar por los valores que nos ofrece el fabricante en sus catálogos donde se encuentran todas sus medidas y espesores indicando convenientemente los márgenes de tolerancia en la fabricación.

FACTORES DE LA ELECCIÓN DE LA BARRA PREFORNADA FRENTE AL EJE HUECO

- Criterio de peso: el peso de la línea de ejes al instalar una barra perforada en vez de eje hueco es mucho menor. Lo que se deduce en menores pérdidas.
- Criterio mecánico: la barra perforada transmite el mismo par.



- Criterio económico: esta normalizada lo que disminuye coste de fabrica.
- Criterio comercial: demora de entrega inexistente y alta calidad.

CALCULO DE LA BARRA PERFORADA

Las dimensiones de nuestro eje hueco calculadas anteriormente eran las siguientes:

DIÁMETRO EXTERIOR (D)	235 mm
DIÁMETRO INTERIOR (d)	94 mm
MOMENTO TORSOR (Mt)	156 ´42 kn·m
TENSIÓN CORTANTE (τ)	63 N/mm ²
PESO POR METRO	286 ´33 kg·m
PORCENTAJE DE PESO	84 ´1 %

El valor de la tensión tangencial máxima resulta fundamental ya que es un valor limite que no debemos sobrepasar al dimensionar la barra perforada ya que este dato esta implícito en la instalación y en los equipos que la componen, por lo que habrá que tener cuidado a la hora de seleccionar tanto los diámetros como los espesores.

Lo siguiente que vamos a hacer es emplear estos datos para la selección de la nueva barra perforada , barra calibrada con pequeñas tolerancias de fabricación.

Lo que vamos a realizar es ir seleccionando en el catalogo las dimensiones de las barras que se nos ofrecen e ir calculando mediante los diámetros exterior e interior y junto con los espesores las



tensiones que nos soportan las barras perforadas al someterlas a nuestro par torsor que es al que hay que tener en cuenta .

Con dichos valores escogidos de los catálogos, lo que hacemos es calcular la tensión cortante que la barra perforada soporta que es la que el DNV nos permite según su ecuación recomendada. Es

decir que hemos de ir jugando con los valores de las barras perforadas hasta dar con una que nos satisfaga con los requerimientos de tensión tangencial y a la vez tenga unos espesores que nos sean convenientes y unos diámetros que cumplan con nuestros requerimientos de dimensiones.

La tensión que calculemos en la barra perforada no podrá ser superior al valor de tensión tangencial máxima que se nos da en la instalación que en nuestro caso es de:

$$\tau_{\max} = 63 \frac{N}{mm^2}$$

Posteriormente al calculo de estos diámetros interior y exterior debemos de aplicarle las tolerancias máximas y mínimas de fabricación que el fabricante nos indica y que afectan a las dimensiones internas ya que se modifica en medida el espesor lo que debemos tener previsto en caso de una excesiva reducción de espesores.

VALORES DE TENSIÓN TANGENCIAL MÁXIMA

La tensión tangencial máxima la calcularemos según la expresión:



$$\tau_{\text{hueco}} = \frac{16 \cdot Mt \cdot 10^6 \cdot D}{\pi \cdot (D^4 - d^4)}$$

siendo: Mt = momento torsor

D = diámetro exterior

d = diámetro interior

SELECCIÓN DE LAS DIMENSIONES IDÓNEAS DE NUESTRA BARRA

Nuestras condiciones de diseño hasta ahora nos implican el tener que respetar las variables obtenidas en los cálculos de tensión tangencial máxima (respetando las condiciones DNV) y los diámetros mínimos que la sociedad de clasificación nos ha demandado de obligado cumplimiento conforme al reglamento DNV.

Debemos respetar estas dos variables a la hora de seleccionar una posible candidata a barra perforada para nuestro eje:

Diámetro mínimo de la barra	D = 235 mm (en el caso de emplear una norma militar aumentaríamos el diámetro mínimo a un valor de 240 mm para estandarizar).
Tensión tangencial máxima	$\tau_{\text{max}} = 63 \frac{N}{\text{mm}^2}$

Buscando en las tablas del fabricante vemos dos barras que pueden interesarnos, por lo vamos a trabajar con ellas para ver si cumplen nuestras condiciones de diseño:



(calcularemos sus valores de tensión sin tener en cuenta las tolerancias y posteriormente se las incluiremos para ver si siguen cumpliendo nuestros requisitos).

BARRA I

$$D. \text{ exterior} = 323,9 \text{ mm}$$

$$d. \text{ interior} = 291,9 \text{ mm}$$

$$\text{espesor} = 16 \text{ mm}$$

$$\text{peso} = 120,7 \text{ kg/m}$$

$$\text{Valor de tensión } \tau_{\max} = 63,81 \text{ N/mm}^2$$

BARRA II

$$D. \text{ exterior} = 394 \text{ mm}$$

$$d. \text{ interior} = 374 \text{ mm}$$

$$\text{espesor} = 10 \text{ mm}$$

$$\text{peso} = 94,1 \text{ kg/m}$$

$$\text{Valor de tensión } \tau_{\max} = 64,15 \text{ N/mm}^2$$

En ambos casos la tensión cortante es superior al valor que deseamos obtener luego no nos valdrían a si sin mas, pero debemos tener en cuenta las tolerancias en los siguientes cálculos.



En el caso de la barra II nos parece muy buena opción para su estudio ya que su peso es el menor de las dos , pero también sobrepasa nuestro valor de tensión DNV por lo que vamos a seleccionar otras barras para realizar su estudio.

Vamos a estimar las tensiones de las siguientes barras preformadas elegidas:

CASO I

D. exterior = 305 mm

d. interior = 285 mm

espesor = 10 mm

peso = 72 kg/m

$$\tau = \frac{16 \cdot 156'42 \cdot 10^6 \cdot 305}{\pi \cdot (305^4 - 285^4)} = 118'17 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau = 118'17 \frac{N}{mm^2}$$

CASO II

D. exterior = 305 mm

d. interior = 289 mm

espesor = 8 mm

$$\tau = \frac{16 \cdot 156'42 \cdot 10^6 \cdot 305}{\pi \cdot (305^4 - 289^4)} = 144'81 \frac{N}{mm^2}$$



peso = 58´5 kg/m

$$\tau = 144'81 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

CASO III

D. exterior = 330 mm

d. interior = 310 mm

espesor = 10 mm

peso = 78´8 kg/m

$$\tau = \frac{16 \cdot 156'42 \cdot 10^6 \cdot 330}{\pi \cdot (330^4 - 310^4)} = 100187 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau = 10019 \frac{N}{mm^2}$$

CASO IV

D. exterior = 470 mm

d. interior = 448 mm

$$\tau = \frac{16 \cdot 156'42 \cdot 10^6 \cdot 470}{\pi \cdot (470^4 - 448^4)} = 43'97 \frac{N}{mm^2}$$



espesor = 11 mm

peso = 124 kg/m

$$\tau = 43'97 \frac{N}{mm^2}$$

CASO V

D. exterior = 457´2 mm

d. interior = 437´3 mm

espesor = 10 mm

peso = 110 kg/m

$$\tau = \frac{16 \cdot 156'42 \cdot 10^6 \cdot 457'2}{\pi \cdot (457'2^4 - 437'3^4)} = 50'88 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau = 50'88 \frac{N}{mm^2}$$

En este caso el valor obtenido de tensión tangencial nos puede interesar por lo que vamos a calcular este caso aplicando las tolerancias que nos indica el fabricante.

Estas tolerancias vienen diferenciadas en tolerancias de los espesores y tolerancias de los diámetros interior y exterior. Estas tolerancias son:

- Tolerancia en diámetro exterior : ±1%
- Tolerancia en espesores : + 20% / - 15 %



Con estas tolerancias ya definidas vamos a pasar a calcular el valor de la tensión considerando el caso mas extremo de fabricación de la barra que nos interesa.

APLICAMOS TOLERANCIAS AL CASO V

$$D. \text{ exterior} = 457,2 - 4,572 = 452,628 \text{ mm}$$

$$\text{Espesor} = 10 - 1,5 = 8,5 \text{ mm}$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 156'42 \cdot 10^6 \cdot 452'628}{\pi \cdot (452'628^4 - 435'628^4)} = 60'50 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau = 60'50 \frac{N}{mm^2}$$

Esta opción es la que nos conviene ya que cumple con los requisitos de tensión cortante que necesitamos, además dispone de una condición fundamental para nuestro proyecto, y es que su peso es d los mas reducidos de los que se han estado barajando.

Esta es la barra perforada con que vamos a trabajar de aquí en adelante ya que nos ha parecido que cumple con los requisitos de la sociedad de clasificación DNV y los valores de peso que nos interesaba conseguir.



A la hora de hacer los cálculos del dimensionamiento de la brida, que va directamente soldada a la barra perforada debo contar con la tolerancia de fabricación en su caso del aumento de diámetro en el caso de sobre medida, ya que podía coincidir un desajuste entre las medidas del plato y barra, entorpeciendo el acople del conjunto.

Luego los valores con los que vamos a trabajar de la barra seleccionada serán los corregidos al aumentar las tolerancias, ya que cuando dimensionemos las bridas corremos el riesgo de que las distancias calculadas para los pernos nos varíen.

Aunque considerando que el tipo de montaje que vamos a aplicar a la brida sobre la barra perforada va ser por interferencia de la barra sobre la brida, es decir la barra tendrá su alojamiento en la brida, con lo que así conseguiremos un centrado perfecto evitando un posible giro excéntrico que nos provocaría reacciones no deseadas en la línea .

De esta forma facilitamos la labor de soldadura al operario y las posibles diferencias de medidas entre el hueco de la brida y el diámetro de la barra podrían ser solventadas con un aumento del cordón de soldadura o una simple mecanización del diámetro interno de acople de la brida.

Por lo que vamos a mantener los valores que nos facilita el fabricante en sus cotas de barra.

Dimensiones definitivas de la barra perforada seleccionada:

E.U.I.T. NAVAL

DIMENSIONAMIENTO ESTRUCTURAL Y SELECCIÓN DE COMPONENTES DE UNA LÍNEA DE TRANSMISIÓN PARA ALTA POTENCIA Y ALTA FLEXIBILIDAD.

CAPITULO 2: Cálculo de diámetros mínimos y tensiones tangenciales.



Diámetro exterior de la barra perforada	457 ± 2 mm
Diámetro interior de la barra perforada	437 ± 2 mm
Espesor de la pared	10 mm
Tensión máxima cortante	60 ± 50 N/mm ²
Peso por unidad de longitud	110 kg/m



CAPITULO 3.-CÁLCULO DE LAS UNIONES DE BRIDAS PARA LOS EJES DE LA TRANSMISIÓN.



CALCULO DE LAS UNIONES DE BRIDAS PARA LOS EJES DE LA TRANSMISION

Los acoplamientos se diseñan para que tengan las mismas características y capacidad de transmisión de los esfuerzos que los ejes en los que están trabajando, de forma que no produzcan una alteración en la transmisión del esfuerzo o par que se esta transmitiendo.

Las dimensiones y el material seleccionado para el acoplamiento deberá ir acorde con el tipo de esfuerzos que se requiere que transmitan.

El montaje, la precisión del acabado y diseño debe asegurar que la transmisión de esfuerzos no se vea perturbada y sea continua y mantenida en todo su ciclo de funcionamiento.

La brida que formara parte del eje de nuestro proyecto, se considerara integrada en el eje por medio del una unión por soldadura, dicha soldadura asegurara la transmisión de los esfuerzos sin mermar la capacidad de transmisión .

La brida ira unida mediante pernos ajustados al plato del acoplamiento que será de tipo flexible.

Un aspecto importante que no debemos dejar pasar por alto es que la unión debe ser fácilmente desmontable y montada de forma rápida y segura, ya que puede ser que se requiera de un desmontaje frecuente en la instalación .

Existen muchos métodos de unión entre elementos de transmisión, nosotros vamos a utilizar el método de transmisión por inserción de elementos que trabajan a cortante, dicha unión se denomina unión por bridas empernadas. Una de las uniones mas empleadas en la construcción naval.



Este tipo de unión es muy sencilla, consiste en practicar orificios enfrentados en la misma posición en ambos platos de unión de forma que los pernos introducidos con un ajuste óptimo y consiguiendo una perfecta unión de los platos los mantenga alineados, permitiendo el perfecto trabajo de los pernos a una única sollicitación ya que el mal ajuste de los pernos puede provocar esfuerzos de flexión y cortante en ellos.

A la hora de insertar los pernos hay que prestar especial atención a la sección de trabajo de las bridas, ya que podrían no soportar los esfuerzos si no son bien dimensionadas.



CALCULO DE LAS BRIDAS DE UNIÓN DE LAS BARRAS

En este apartado vamos a calcular las dimensiones de las bridas que van a ser montadas en los extremos de las barras perforadas para su acoplamiento a los elementos encargados de realizar la flexibilidad de la línea de ejes es decir a los acoplamientos elásticos.

Dichas bridas van dimensionadas en función de varios factores como pueden ser el diámetro entre pernos , el diámetro de los pernos y el grosor de la brida considerado a su vez las dimensiones del eje y las distancias márgenes para poder aplicar las cabezas de los tornillos, las tuercas y el evitar la interferencia de estos con los cordones de soldadura que nos fijan la brida a la barra.

Uno de los objetivos será el de minimizar el peso otorgando las dimensiones adecuadas y siguiendo fielmente las reglas de la sociedad de clasificación DNV.

Una vez iniciado el calculo de la brida debemos considerar el diámetro de la barra perforada para si partir con la dimensión del diámetro interno de la brida, que como ya se explico va a ser insertada la barra en su interior para realizar un montaje mucho mas preciso tanto en alineación como en calidad de soldadura.

Para conocer las variables de las que depende el grosor y tamaño de la brida, primero vamos a pasar a calcular el numero de pernos que seria necesario introducir y su tamaño.

Todo ello normalizado por la sociedad de clasificación DNV.



CARACTERÍSTICAS DE LOS PERNOS A SELECCIONAR

La norma que vamos a seguir para el dimensionamiento de los pernos es la DIN 931.

Normalmente los tornillos más empleados suelen ser los fabricados con calidades tales como las 8.8 y 5.8 en gran variedad de dimensiones pero respetando esas características para las cuales se facilita el peso.

No es difícil conseguir el tamaño requerido en estas calidades ya que son frecuentemente empleadas y comercialmente están disponibles.

Las características técnicas de los pernos son incluidas en la norma DIN 267 que detallan las cargas que nos soportan e indica como interpretar los códigos indicados en los tornillos.

Las calidades de los pernos las podemos encontrar entre las siguientes:

Norma DIN 267	
CALIDADES DE LOS PERNOS	5.6
	5.8
	8.8
	10.9

Otras categorías o materiales están sujetos a acuerdo según norma.



La designación de los pernos se realizara siguiendo la norma DIN 931 y se registrá por la siguiente nomenclatura:

M80 x 6 x 200 DIN 931 – m 8.8

Dicha nomenclatura nos define varias características del perno que estamos empleando:

CODIGO	significado
M80	Perno métrica diámetro 80 mm
6	Paso del perno 6 mm
200	Longitud perno 200 mm
DIN 931	Norma que lo regula
m	Tipo de perno
8.8	Calidad del material del perno

CALCULO DEL PERNO

Siguiendo la norma DIN 931 nos dicta criterios que se deben de cumplir a la hora de selección de los mismo tales como son :

- En los diseños mecánicos se tendera a que los tornillos que lo componen sean lo mas pequeños posibles.
- El efecto de apriete en un tornillo origina un efecto de retorno equiparable a un efecto muelle, en los tornillos de gran diámetro ese efecto se ve acentuado, por lo que hay que evitarlo.



- El área del tornillo que se encarga de efectuar la unión entre las bridas debe ser capaz de soportar el efecto cortante que se produce entre las dos caras.
- Un factor a tener en cuenta es que el acero soporta mejor la carga de rotura que la tensión tangencial.

Para realizar el calculo del numero de pernos que hacen falta debemos conocer de antemano :

- Numero de pernos
- Diámetro de los pernos

Ojeando los catálogos de pernos hemos decidido seleccionar uno con las siguientes características en cuanto al diámetro y las dimensiones que tiene en la cabeza del tornillo para poder dimensionar la brida.

TORNILLO SELECCIONADO
MÉTRICA M20
DISTANCIA (e) = 32´95 mm
DISTANCIA ENTRE CARAS (S) = 27´7 mm



Una vez seleccionado el perno que vamos a utilizar, debemos tomar las dimensiones del conjunto del perno, es decir que necesitamos conocer la distancia que nos van a ocupar las cabezas de los pernos para que no nos interfieran en la unión de la barra con el plato de la brida, para poder aplicar las herramientas de apriete y el poder definir el Diámetro de pernos que es fundamental a la hora del diseño de la brida.

La distancia que vamos a dejar de margen al perno será de 10 mm para evitar la posible interferencia en la zona de soldadura de la barra con la brida, además le añadiremos una pequeña distancia de transición de uno 5 mm como margen que dándonos una expresión del valor del diámetro de pernos que podemos expresar de la siguiente manera:

$$D. \text{ pernos} = D. \text{ Eje} + \varnothing \text{ perno} + 2 \cdot \text{distancia seguridad} + 2 \cdot \text{distancia transición}$$

Calculando dicho valor del Diámetro de pernos obtenemos el siguiente valor:

$$\text{Diámetro de pernos} = 457 \text{ } ^\wedge 2 + 20 + 2 \cdot 10 + 2 \cdot 5 = 507 \text{ } ^\wedge 2 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro de pernos} = 507 \text{ } ^\wedge 2 \text{ mm}$$



Dicho valor intentaremos estandarizarlo transformando la medida inmediatamente superior con lo que adoptaríamos el valor de :

$$\text{Diámetro de pernos (Dp)} = 510 \text{ mm}$$

Ahora podemos pasar a definir el diámetro exterior de la brida mínimo ya que este va en función de las distancias que le vamos a otorgar al perno teniendo en cuenta que este valor nos afectara en el peso final que tendrá la brida y no en su comportamiento mecánico.

También hay que destacar el que el diámetro de pernos que apliquemos en la brida puede ser algo mayor que el obtenido en los cálculos, ya que nos puede convenir un mayor diámetro de pernos debido a que el comportamiento ante el par torsor mejora bastante .

Otra situación que se nos puede dar a la hora de dimensionar la brida es que el plato de brida que incorpora el acoplamiento sea por diseño mayor en su diámetro exterior que el que hemos aplicado en nuestra brida, con lo que por razones de estética igualaremos nuestro diámetro exterior de la brida al que nos define el fabricante del acoplamiento, pudiendo adoptar una configuración del diámetro de pernos diferente y mas ventajosa.



Siguiendo el reglamento del DNV nos encontramos con una norma que nos asigna un parámetro denominado "db" el cual nos viene definido por una expresión. Dicha expresión nos indica el valor de diámetro de pernos que debemos emplear según las dimensiones que estemos empleando en la brida.

Con esta ecuación la sociedad de clasificación fija un valor entre el diámetro de pernos y el número de pernos.

Según la norma, el valor obtenido en la ecuación debe ser inferior al diámetro de los pernos que empleamos. Aplicando la ecuación a nuestro caso:

$$db = 0,65 \cdot \sqrt{\frac{D_{\min}^3 \cdot (\sigma_B + 160)}{n \cdot D_p \cdot \sigma_{BB}}}$$

Siendo los valores de cada variable:

D. mínimo = 235 mm

D. pernos = 510 mm

$$\sigma_B = 590 \frac{N}{mm^2}$$

$$db = 0,65 \cdot \sqrt{\frac{235^3 \cdot (590 + 160)}{30 \cdot 510 \cdot 640}} = 20'49mm$$

$$\sigma_{BB} = 640 \frac{N}{mm^2}$$

n = 30 pernos

$$db = 20'49mm$$



Este valor no satisface nuestras características de diseño ya que el valor obtenido de la ecuación es mayor al diámetro de los pernos que hemos seleccionado, lo que nos indica que tenemos que modificar un parámetro de la ecuación, dicho parámetro sobre el que vamos a actuar es el diámetro de pernos D_p .

Por lo que vamos a aumentar al diámetro de pernos a un valor que nos cumpla con el valor requerido por la sociedad de clasificación.

El nuevo valor que vamos a otorgarle al diámetro entre pernos va a ser $D_p = 550 \text{ mm}$.

Aplicando de nuevo la ecuación al nuevo valor definido nos queda:

$$db = 0,65 \cdot \sqrt{\frac{235^3 \cdot (590 + 160)}{30 \cdot 550 \cdot 640}} = 1973 \text{ mm}$$

$$db = 1973 \text{ mm}$$

Este valor nos cumple con la sociedad de clasificación, ya que el diámetro de los pernos que hemos seleccionado es mayor al obtenido en la ecuación, condición indispensable de dimensionamiento.

De este modo podemos dar por correcto el valor de la métrica escogida para los pernos.



NUMERO DE PERNOS NECESARIOS PARA TRANSMITIR EL MOMENTO TORSOR

Necesitamos conocer el numero de pernos que nos van a hacer falta para transmitir el momento torsor de la línea, este valor será el numero de pernos mínimos que debemos emplear en las bridas. Este valor lo calculamos a continuación:

$$Mt = Fuerza \cdot longitud$$

$$Mt = \tau_c \cdot Area \cdot \frac{D_p}{2} = \tau_c \cdot \frac{\pi \cdot db^2}{4} \cdot \frac{D_p}{2} \cdot N_{pernos}$$

$$N_{pernos} = \frac{8 \cdot Mt \cdot 10^6}{\pi \cdot db^2 \cdot D_p \cdot \tau_c}$$

Siendo:

$$Mt = 156 \text{ } ^\wedge \text{ } 42 \text{ kn/m}$$

$$Db = 20 \text{ mm}$$

$$Dp = 550 \text{ mm}$$

N pernos = numero de pernos

$$\tau_c = 67 \text{ } ^\wedge \text{ } 25 \frac{N}{mm^2}$$



Con esos valores procedemos a calcular al numero de pernos mínimo que nos hace falta sustituyendo en la expresión despejada que se mostró anteriormente:

$$N_{pernos} = \frac{8 \cdot 156'42 \cdot 10^6}{\pi \cdot 20^2 \cdot 550 \cdot 67'25}$$

$$N_{pernos} = 26'92$$

Con este valor nos aseguramos de que el numero de pernos que habíamos seleccionado para nuestra brida que era de 30 es correcto ya que necesitamos un mínimo de 27 pernos para poder transmitir el momento torsor. Luego el dimensionamiento de la brida y el numero de pernos hasta el momento va correcto.

CALCULO DEL ESPESOR DE LA BRIDA

Tenemos que calcular cual debe ser el espesor mínimo para que la brida pueda transmitir el momento torsor sin verse afectada mecánicamente, es decir que los esfuerzos transmitidos por la línea no produzcan deformaciones y sobreesfuerzos en el diseño y dimensiones, y sea transmitido con plena capacidad y de forma segura y continua.

La parte principal de la brida a la que debemos prestar mayor atención es la unión de esta con la barra preformada.



Para el calculo del espesor mínimo de la brida debemos seguir las indicaciones de la sociedad de clasificación, en este caso el DNV. Esta nos exige que el valor del espesor de la brida " t1" que nos representa la zona de transición de la soldadura (fillet transmisión), sea de al menos del 20% del diámetro del eje.

$$t_1 = 0'2 \cdot D \text{ min} = 235 \cdot 0'2 = 47 \text{ mm}$$

Además se debe cumplir de que el espesor de la brida " t " mas el radio de la curva que forma el cuello de acople del plato de la brida (R) a la barra sea el valor t1.

$$t_1 = t + R$$

La principal norma en cuanto al espesor de la brida, se refiere al espesor mínimo (T), que la sociedad de clasificación DNV, nos indica de que no debe ser menor que el diámetro del perno (Øperno) que va a ser insertado en ella.

Es decir que si el calculo de la brida nos da un valor inferior al del diámetro del perno debemos adoptar el diámetro del perno como espesor t de la brida.

CALCULO DEL ESPESOR

Vamos a calcular el espesor de la brida mediante una aplicación puramente física, aplicando la ley del momento torsor:

$$Mt = Fuerza \cdot longitud = \sigma_{normal} \cdot Area \cdot \frac{Dp}{2} \cdot N$$

$$Mt = \sigma_{normal} \cdot db \cdot t \cdot \frac{Dp}{2} \cdot N$$

$$t = \frac{Mt \cdot 2 \cdot 10^6}{\sigma_{normal} \cdot db \cdot Dp \cdot N}$$

sustituyendo los valores en la ecuación:

$$t = \frac{156'42 \cdot 2 \cdot 10^6}{116 \cdot 20 \cdot 550 \cdot 30} = 8172mm$$

$$\text{espesor de brida (t)} = 8'17 \text{ mm}$$

siguiendo las recomendaciones de la sociedad de clasificación debemos de adoptar como espesor de la brida el diámetro del perno ya que el valor que hemos obtenido en el calculo del espesor es inferior.

Espesor definitivo de la brida (t) = 20 mm



FORMA DE SOLDAR LA BRIDA

A la hora de soldar la brida a la barra perforada, debemos de tener en cuenta de que la soldadura nos provocara deformaciones que llegaran a afectar a la planitud de las caras de la brida que se acoplara por lo que considerando este efecto debemos de darle una sobre medida a la brida para posteriormente a la soldadura se realiza un mecanizado para volver a dar planitud al plato sin perder el espesor de la brida que hemos definido por definitivo.

Si consideramos que se va a soldar con penetración total tendríamos el inconveniente de quedarnos sin superficie de apoyo por lo que este aumento de medida nos vendría muy bien para poder fijarlo en la barra.

Por otro lado el mecanizado del eje una vez soldada la brida se complica , pudiendo ser muy complejo y encareciendo el proceso.



CAPITULO 4.-SELECCIÓN DE ACOPLAMIENTOS FLEXIBLES.



SELECCIÓN DEL ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

El acoplamiento flexible elegido es de la casa "JAURE" empresa especializada en acoplamientos mecánicos con gran experiencia en el sector con una gran variedad de acoplamientos flexibles y elementos de transición mecánica.

El tipo de acoplamiento que se ha seleccionado es del tipo de dientes abombados perteneciente a la gama MTX con espaciador intermedio el cual va a ser constituido por nuestra barra perforada.

CARACTERÍSTICAS DEL ACOPLAMIENTO

- Alta capacidad de transmisión de par, sin sacrificar los factores de seguridad o la vida esperada del acoplamiento.
- Mayores sobrecargas de par admisible, importante característica para aplicaciones con pares de arranque elevados o situaciones de corto circuito.
- Dimensiones de mecanizado de agujeros mayores de lo habitual lo que permite una selección mas favorable del tamaño del acoplamiento para un determinado diámetro del eje, pudiendo seleccionarse el acoplamiento mas económico para cada aplicación particular.
- Certificado de producto "type approval" de DNV, para toda la gama de MT, certificando que el acoplamiento cumple todas las normas de DET NORSKE VERITAS, para clasificación de buques.
- Esta homologado tanto para ejercer su función en la maquinaria de propulsión principal como en equipos auxiliares.



- Una gama realmente completa que permite realizar una selección mas apropiada y simplificada de acoplamientos de dientes abombados de entre la serie mas extensa y variadas para cubrir las necesidades de distintas aplicaciones industriales.
- La mas alta calidad en lo que se refiere al diseño, fabricación y fabricación de todos los acoplamientos. Integrados todos ellos en el sistema de calidad según norma UNE – EN – ISO 9001.94 y certificado por DNV.
- Cumplimiento de la norma AGMA, referente a las dimensiones de las bridas y taladros para tornillos en las mismas.
- Diseños especiales, tanto en versiones estándares como diseños especiales están disponibles para cualquier tamaño independientemente de la calidad. Las versiones modificadas consisten en elementos básicos que han sido modificados o cambiados por otros componentes adicionales.
- Los mejores diseños se dan en transmisiones de los trenes de laminación “spindles”.

CARACTERÍSTICAS DEL ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

PAR NOMINAL

Momento torsor máximo que puede transmitir de forma continua, en servicio estacionario.

PAR MÁXIMO

Máximo momento torsor que puede transmitir, intermitentemente. Son originados por situaciones no estacionarias pero que pueden aparecer en la operación normal.

El par máximo actuando frecuentemente origina un nivel de fatiga alto, que acorta drásticamente la vida del acoplamiento.



VELOCIDAD MÁXIMA

Limite máximo de velocidad utilizada, que no debe ser rebasada en ninguna condición operativa incluso en situaciones intermitentes.

DESPLAZAMIENTO AXIAL (RADIAL – ANGULAR)

Amplitud de movimiento en sentido axial entre los ejes acoplados. Es habitual el que consten dos valores.

- Admisible o continuo: valor máximo sin afectar a la capacidad de transmisión
- Máximo o intermitente: valor máximo que es físicamente posible o que limita la capacidad nominal de transmisión, o que reduce de forma significativa la vida del acoplamiento.

Los valores de desplazamiento se expresan en mm, precedidos de los signos \pm que indican simetría respecto a su posición de equilibrio, que no tiene porque coincidir con la de montaje.

Los desplazamientos axial y angular están geoméricamente relacionados por lo que algunos fabricantes dan solo uno de los dos, en general el axial.

Los valores de desplazamiento máximos axiales se establecen considerando que no existe simultáneamente desplazamiento radial, es decir:

- Axial máximo = Radial cero
- Radial máximo = Axial cero



RIGIDEZ

Relación entre la fuerza aplicada y el desplazamiento originado en la misma dirección y sentido que aquella.

MOMENTO ALTERNATIVO O VIBRATORIO

Amplitud del momento alternativo o momento fluctuante que se superpone al momento estacionario correspondiente a un determinado régimen de operación. Debe garantizarse que el momento vibratorio sumado al momento máximo correspondiente a la situación estacionaria no supere al par nominal del acoplamiento seleccionado

POTENCIA DISIPADA

El momento alternativo o fluctuante genera por efecto de fricción interna una cierta cantidad de calor que el acoplamiento debe ser capaz de disipar para mantener una estabilidad térmica y funcional.

La potencia disipada es la cantidad de calor que es capaz de disipar el acoplamiento. Debe tenerse en cuenta el rango de temperaturas ambientes previsibles durante la operación a la hora de realizar la selección del acoplamiento.



SELECCIÓN DEL TAMAÑO DEL ACOPLAMIENTO

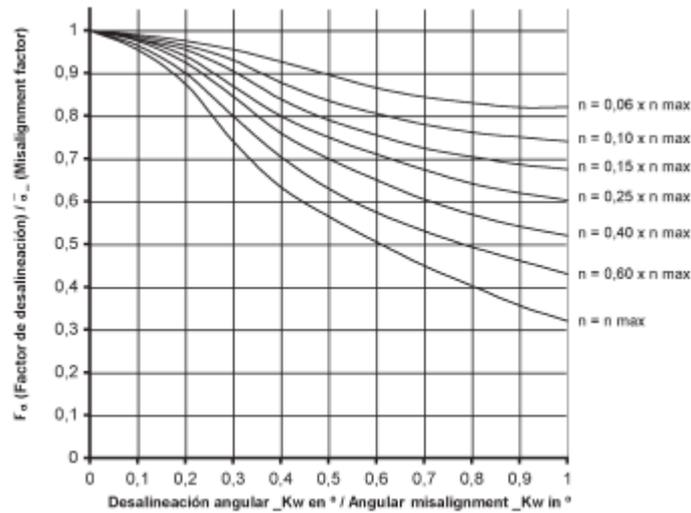
El tamaño de un acoplamiento para un accionamiento definido, no se basa solo en la potencia motriz y en la velocidad si no que hay que tener en cuenta factores como la desalineación angular y el tipo de maquina que se esta acoplando.

Cuando el acoplamiento esta perfectamente alineado, la presión resultante del par aplicada en el dentado del acoplamiento, se reparte uniformemente a través de todos los dientes, soportando cada uno la misma carga.

Si existe una desalineación angular, la presión en los dientes deja de ser uniforme, reduciéndose la capacidad de transmisión del par.

La capacidad de transmisión del par ha sido calculada para un Angulo de $0^{\circ} 30'$ por cada medio acoplamiento. La capacidad de desalineación es de $\pm 1^{\circ}$ por cada medio acoplamiento. En casos se pueden solicitar bajo pedido acoplamientos con desalineaciones angulares superiores.

A continuación se muestra un grafico donde se representa la disminución de la capacidad de transmisión del par según la desalineación que se nos produzca en función todo ello de las revoluciones de giro de la línea.



DESCRIPCIÓN DEL ACOPLAMIENTO

El acoplamiento MT es un acoplamiento de doble articulación es sus extremos con espaciador intermedio, constituido en acero, muy rígido a torsión pero flexible a la hora de absorber desalineaciones.

Se compone de dos cubos con dentado exterior abombado que engranan en su correspondiente camisa con dentado interior recto y paralelo. Debido a la forma abombada de los dientes en caso de darse una desalineación de los ejes se produce una oscilación de los cubos en el interior de las camisas de tal forma que el acoplamiento constituye una doble articulación, no produciéndose por muy grande que fuera la desalineación ningún agarrotamiento de las piezas que lo componen ni presiones en las aristas de los dientes.

Para disminuir la fricción de los dientes y en consecuencia su desgaste prematuro el conjunto va bañado en aceite lubricante de un alto índice de viscosidad para soportar las excesivas cargas a que es sometido el conjunto y que requiere de un mantenimiento debido a su deterioro en un determinado numero de horas de uso.



Las dos camisas de unión están unidas por medio de tornillos ajustados, permitiendo la facilidad del montaje desmontaje sin que sea preciso desplazar las maquinarias.

El dentado es tallado en talladoras de muy alta precisión, garantizando el perfecto apoyo y la uniformidad de todos los dientes

El acoplamiento compensa al mismo tiempo las desalineaciones y los movimientos axiales de los ejes acoplados sin provocar ninguna reacción notable en dichos ejes, permitiéndoles desplazarse libremente.

Los tres tipos de desalineación que permite son:

- **Axial** – Existe alineación pero se ha producido un distanciamiento entre las bridas que componen el conjunto.
- **Radial** – Ambos ejes se encuentran paralelos pero no tienen el mismo eje en común.
- **Angular** – Ejes que se cortan en un determinado punto del acoplamiento pero no lo hacen en línea recta.
- **Radial, Axial, Angular** – Combinan los tres tipos anteriores de desalineaciones.



CALCULO DEL ACOPLAMIENTO A SELECCIONAR

El primer dato que debemos conocer es el factor de servicio (SF) o service factor de nuestra instalación que va en función de la maquinaria propulsora.

El fabricante del acoplamiento nos plantea unos factores que están en relación al tipo de función que va a desempeñar la instalación, JAURE nos ofrece en su catalogo esos coeficientes que son dos a seleccionar según aplicación:

- Factor según destino de aplicación de la instalación: este factor se denomina como SF_A . Seleccionando en el catalogo la aplicación a la que vamos a destinar nuestro equipo, vemos que el factor es 2.5 .
- Factor del equipo motriz: este factor que nos indica el fabricante es otorgado en función del numero de cilindros que tiene la maquinaria principal propulsora que en nuestro caso es un valor del coeficiente de valor 0´5 para el $SF_{propulsor}$ ya que nuestro motor dispone de 20 cilindros.

Una vez que disponemos de los datos procedemos a calcular el factor de servicio definitivo.

$$SF = SF_A + SF_{propulsor}$$

$$SF = 2.5 + 0.5 = 3$$

$$SF = 3$$



Este factor de servicio es el que nos está indicando el fabricante a la hora de seleccionar el acoplamiento, pero por quien nos tenemos que regir que es nuestra sociedad de clasificación el DET NORSKE VERITAS (DNV), nos indica que debemos de adoptar para nuestra instalación un valor de al menos 1´3. Por lo que si cogemos un valor de 1´5 estaremos dentro del requerimiento que nos hace la sociedad de clasificación y no estaremos aplicando un valor excesivo a la hora de seleccionar al acoplamiento lo que nos llevaría a un acoplamiento muy superior al requerido lo que nos supondría un aumento considerable de peso y del coste del material sin necesidad de ello.

Nuestro factor de servicio va a ser: $SF = 1.5$

Una vez que conocemos el factor de servicio definitivo tenemos que calcular el valor del par que debe soportar el acoplamiento. Para ello sustituimos en la expresión del Par Nominal:

$$T_s (N \cdot m) = M_t (kN \cdot m) \cdot 1000 \cdot SF$$

$$T_s = 156'42kN \cdot m \cdot 1000 \cdot 1'5$$

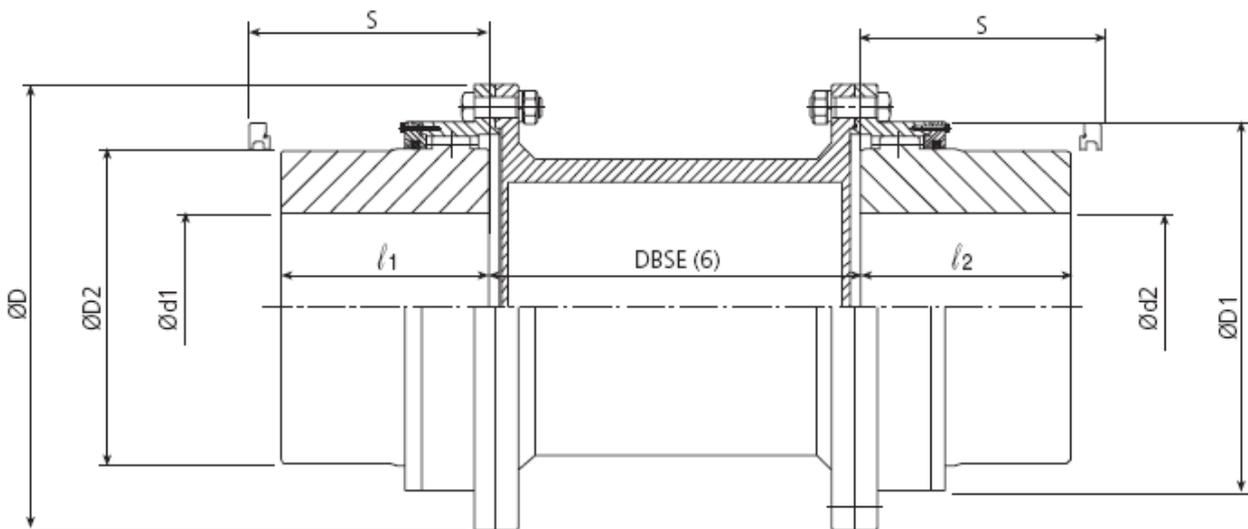
$$T_s = 234630N \cdot m$$

Con el valor del par obtenido solo tenemos que buscar en el catalogo del fabricante y seleccionar el acoplamiento que este inmediatamente superior al valor obtenido, intentando el no dejar muy justo el valor que admita el acoplamiento a seleccionar.



El acoplamiento que hemos seleccionado es el JAURE MTGX – 345 con espaciador intermedio y cuyas características y dimensiones básicas son las siguientes:

- Par nominal = 320000 N·m
- Diámetro de la brida = 650 mm
- Espaciadores = 290 mm
- Distancia para cambio de retenes (S) = 340 mm
- Peso (con agujero mínimo) = 890 Kg
- Volumen de lubricante = 48 L
- Diámetros interiores = Máximo 345 mm / Mínimo 180 mm





CAPITULO 5.-DISTANCIAS MÁXIMAS ENTRE APOYOS.



DISTANCIAS MÁXIMAS ENTRE APOYOS

En este apartado nuestro objetivo es obtener información sobre las distancias que podemos salvar con nuestros ejes y en que posición debemos colocar los apoyos de los mismos.

Nuestro objetivo es disponer del menor numero de soportes aprovechando al máximo la longitud de nuestras barras perforadas y así conseguir una transmisión mucho mas ligera, manteniendo a su vez la seguridad y las exigencias marcadas por la sociedad de clasificación.

Una característica fundamental de las líneas de los ferries es que existen grandes valores de desplazamientos en los ejes provocadas por las grandes longitudes de los mismos y las deformaciones de la estructura. Desde el punto de vista cinemática, los ejes de tramos contiguos de una línea de ejes no coinciden lo que produce un movimiento orbital.

Ese movimiento orbital origina una fuerza centrífuga que se compone de la acción del peso propio y que produce un efecto vibratorio denominado *vibración lateral de flexión*, y que en el peor de los casos podrá llegar a crear apoyos máximos para un eje concreto, y la velocidad de resonancia de primer orden.

El calculo de la distancia máxima entre apoyos esta limitado por las vibraciones retóricas ocasionadas por un movimiento orbital de la línea de ejes durante su giro. Para evitar que la frecuencia de vibración coincida con la de vibración propia del eje tenemos que restringir las distancias del los tubos. Así evitaremos el temido efecto de resonancia y el deterioro del conjunto por fatiga.



La **sociedad de clasificación DNV** en ***Pt.4 Ch.4 Sec.1 B 202*** nos recomienda:

La frecuencia propia de primer orden del eje , normalmente ha de tener un margen de separación con la gama de revoluciones de servicio de al menos el 30%.

La expresión que nos calcula la velocidad de resonancia de primer orden es la que tenemos:

$$N_K = 300 \cdot \sqrt{\frac{783 \cdot E \cdot I_{AXIAL}}{G_l \cdot l_0^4}}$$

En donde cada variable de la ecuación es:

I = momento de inercia axial geométrico

E = modulo elástico del acero $2076 \cdot 10^3$ kN/mm².

G_l = peso del eje por milímetro

N = velocidad critica .

L = longitud del eje.

Ya que la velocidad critica del espaciador ha de ser superior a la de funcionamiento de la instalación en un 30% vamos a calcular al valor de esa velocidad.

$$N_K = 13 \cdot N_{EJE}$$



Sustituyendo en la expresión anterior, nos queda:

$$N_{crítica} = 13 \cdot 538'4 = 699'92$$

$$N_{crítica} = 700$$

procedemos a despejar la longitud máxima del espaciador:

$$l_0^4 = \frac{783 \cdot E \cdot I_{AXIAL}}{G_t \cdot \left(\frac{N_K}{300}\right)^2}$$

$$l_0 = \sqrt[4]{\frac{783 \cdot 20'6 \cdot 10^4 \cdot 877'68}{0110 \cdot \left(\frac{700}{300}\right)^2}} = 9860mm$$

La **longitud máxima entre apoyos** que puede adoptar nuestro eje para evitar el efecto de la frecuencia de vibración es:

$$l_0 = 9860mm$$

DISTANCIA DEL ESPEJO AL PRIMER APOYO



En este apartado vamos a calcular la distancia desde el espejo al primer apoyo, en este tramo vamos a emplear un eje aligerado en vez de una barra perforada debido principalmente a razones de espacio.

El eje que va a impulsar el jet será similar al calculado para la línea de ejes antes de el empleo de la barra perforada, luego las dimensiones ya son conocidas.

Aunque el eje aligerado y la barra perforada poseen las mismas condiciones a torsión, a efectos radiales tienen comportamientos diferentes, siendo mas resistente el eje aligerado que la barra perforada debido principalmente al espesor de las paredes que como recordamos es mucho mayor en el eje.

Las variables que tenemos en este caso son :

- Diámetro exterior = 235 mm
- Diámetro interior = 94 mm
- Peso $G_l = 286\text{'}33 \frac{kg}{m}$
- Momento de inercia $I = 145874245\text{'}6 \text{ mm}^4$
- $N = 700 \text{ rpm}$
- $E = 20\text{'}6 \cdot 10^4 \frac{N}{\text{mm}^2}$

Procederemos como en el caso anterior para calcular la longitud despejando en la ecuación:



$$N_K = 300 \cdot \sqrt{\frac{783 \cdot E \cdot I_{AXIAL}}{G_l \cdot l_0^4}}$$

$$l_0^4 = \frac{783 \cdot E \cdot I_{AXIAL}}{G_l \cdot \left(\frac{N_K}{300}\right)^2}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación:

$$l_0 = \sqrt[4]{\frac{783 \cdot 206 \cdot 10^4 \cdot 1458742456}{0,28633 \cdot \left(\frac{700}{300}\right)^2}} = 6232995mm$$

longitud máxima del tramo del jet $l_0 = 6233mm$



CAPITULO 6.-SITUACIÓN DE LOS APOYOS.



SITUACIÓN DE LOS APOYOS DE LA LÍNEA DE EJES

A la hora de la ubicación de los apoyos en el buque debemos tener en cuenta algunos factores fundamentales.

- Para ubicar el primer apoyo debemos considerarlo lo mas próximo del propulsor para facilitar tareas de montaje / desmontaje y para tener sobre el impulsor del jet un amortiguador del huelgo que este posee dentro de su envuelta.
- El apoyo debe de transmitir los esfuerzos a través de la estructura del buque, por lo que se procurara que este coincida con un elemento estructural en este caso una cuaderna.
- Que la distancia a las que sean ubicados no sobrepasen los cálculos de las distancias máximas para los ejes.



SITUACIÓN DE LOS APOYOS

El eje de accionamiento del jet sale atravesando la carcasa a una distancia de 4200 mm desde el espejo, por lo que el **primer apoyo** lo vamos a ubicar a una distancia de 5000 mm es decir sobre la **cuaderna # 5** dando adoptando dicha disposición para favorecer las labores de montaje y desmontaje y la amortiguación del huelgo del rotor del jet en su envuelta.

El **segundo apoyo** lo vamos a situar por razones de diseño del eje a una distancia de 8000 mm ya que es una medida adoptada por nuestro diseño que no supera la longitud máxima permitida por la sociedad de clasificación DNV y que responde a nuestros criterios de diseño de nuestra línea, por lo que se ha ubicado haciéndolo coincidir con la **cuaderna # 13** .

El **tercer apoyo** será el facilitado por el acople con **el reductor** en su salida, este ira en la posición de la **cuaderna # 21**, no poseyendo soporte adicional ya que se aprovecha el mismo elemento reductor como sustentador de la línea.

Únicamente se va a disponer de dos apoyos adicionales, lo que se reflejara en una disminución el numero de elementos que la constituyen y una reducción del peso del conjunto de la instalación.



Hemos adoptado esta disposición siguiendo criterios de diseño que estaban influenciados por la estructura del buque ya que este cuenta con dos cámaras de maquinas separadas por ambos mamparos situados en las posiciones de cuadernas # 8 y cuaderna # 20.

Dicha línea se ha intentado dividir en su tramo de mayor dimensión en dos partes las cuales son semejantes por cuestión de estandarizar respetos y una cierta semejanza para que ambas partes constituyan a dar le armonía al conjunto.

Se ha procurado aprovechar elementos resistentes de la estructura del buque para el apoyo de nuestros soportes, lo que nos ha condicionado las longitudes de la línea adoptando esta la distancia definida por los elementos resistentes como puntos de extremos de cada tramo.

El reductor ira ubicado en la cámara de maquinas situada mas alejada del espejo junto con su correspondiente motor, quedando ambos conexionados el eje de transmisión.

El motor quedara posicionado sobre la cuaderna # 24 en cuya vertical estará el inicio de su eje cigüeñal sobre el que se acoplara el eje que se une al reductor.

De esta forma quedan delimitadas las distancias entre apoyos y definidas las longitudes de los ejes que participan en la transmisión, a continuación procederemos a la selección del tipo de soportes que vamos a emplear y de las deformaciones de los apoyos.



CAPITULO 7.-SELECCIÓN Y DISPOSICIÓN DE SOPORTES.



SELECCIÓN DEL TIPO DE APOYO QUE VAMOS A EMPLEAR

En todo mecanismo destinado al movimiento relativo de unos elementos sobre otros empleando una rotación, se hace fundamental el interponer un elemento que minimice las pérdidas por rozamiento y que a su vez soporte las solicitaciones a las que es sometido si perder a geometría básica para la función a desempeñar (rigidez).

Los apoyos seleccionados deben facilitar al máximo la transmisión de potencia, no dependiendo el tamaño de estos del momento torsor, aun que el tamaño de estos si esta en relación directa con el tamaño de los ejes empleados en la transmisión, principalmente su tamaño ya que es el parámetro fundamental a la hora de seleccionar el soporte y las dimensiones del mismo.

Es importante destacar el que los ejes que serán abrazados por los soportes serán los calculados por los criterios de la sociedad de clasificación DNV sirviendo estos de conexión y apoyo a los ejes que disponen de la barra perforada.

Los tipos de soportes existentes son los siguientes:

- Soportes de fricción o cojinetes.
- Soportes de rodadura o rodamientos.



La elección de un tipo u otro de soporte no depende de las pérdidas por el rozamiento, ya que con una buena lubricación se pueden obtener valores muy similares del rendimiento de los mismos. por lo que la elección de uno u otro se basa en otros factores fundamentales de diseño.

Factores que afectan a la selección del soporte:

- ❑ En mecanismos con altos pares de arranque es preferible el rodamiento.
- ❑ En lugares donde existe una restricción de espacio importante es mejor el rodamiento ya que es de un volumen menor que el cojinete.
- ❑ Altos valores de carga momentáneos mejor rodamiento.
- ❑ La necesidad de lubricación sencilla y el fácil mantenimiento de los rodamientos los hace mas rentable que los cojinetes, el fallo de un cojinete es mucho mas catastrófico que el de un rodamiento.
- ❑ Los rodamientos soportan mejor las fluctuaciones de la carga por periodos cortos de tiempo.

Para nuestra línea de ejes hemos seleccionado rodamientos debido principalmente a la razón del espacio que ocupan que es mucho menor y por motivos fundamentales del objetivo del proyecto que es la reducción del peso del conjunto.



El rodamiento va contenido en un elemento denominado cartucho, la misión fundamental de este elemento es la de contener el lubricante necesario para el buen funcionamiento y la protección del rodamiento ante acciones externas.

El pedestal soportara a ambos elementos (rodamiento y cartucho) y transmitirá los esfuerzos a través de su estructura a la bancada estructural que le será diseñada. Por lo que se facilitara todos los valores que sean solicitados para su escantillonado.

Al conjunto de pedestal, cartucho y rodamiento se denomina en construcción naval como chumacera, en este caso todas las chumaceras que vamos a disponer son de alivio ya que el jet no produce ninguna carga axial.

PARÁMETROS BÁSICOS DE SELECCIÓN

Los valores de los parámetros que establecen la capacidad de un rodamiento, esta en su mayor parte establecidos de forma experimental y cada fabricante emplea su numeración y códigos según su propia producción.

Pese a esta diferencia de nomenclatura, existen unos parámetros básicos que todos los fabricantes siguen a la hora de la fabricación de un rodamiento estos son:

- **Capacidad de carga estática.**
- **Capacidad de carga dinámica.**



CAPACIDAD DE CARGA ESTÁTICA

Establecida por el valor de la carga admisible cuando el rodamiento no gira. Este valor se establece en función de las deformaciones totales que sean admisibles en los elementos de rodadura, en nuestro caso podrán ser bolas o rodillos. Dicha capacidad depende de la aplicación concreta. Así un rodamiento para una aplicación lenta sin requerimientos de lisura podrá tener una capacidad mayor que para una aplicación rápida con acabados superficiales mejores. Para establecer valores de capacidades estáticas que pueden ser comparativas entre distintos fabricantes, se define la **capacidad de base estática** como la carga estática radial, que produce una deformación permanente determinada de $0,0001$ del diámetro de las bolas.

CAPACIDAD DINÁMICA DE CARGA

Basada en la resistencia a la fatiga, en contraste con la estática, que se basa en la deformación permanente estática. Normalmente la capacidad dinámica de un rodamiento que gira a baja velocidad es superior a la estática ya que la deformación permanente se distribuye mas uniformemente. Cuando la velocidad de giro aumenta y se tienen en consideración factores tales como temperatura ambiente, agresividad del entorno, vibraciones externas etc... , la situación se complica. Para posibilitar la comparación entre diferentes fabricantes se define la **capacidad de base dinámica** como la carga radial constante, para que la duración mínima sea de un millón de ciclos a una velocidad de 33 revoluciones por minuto.



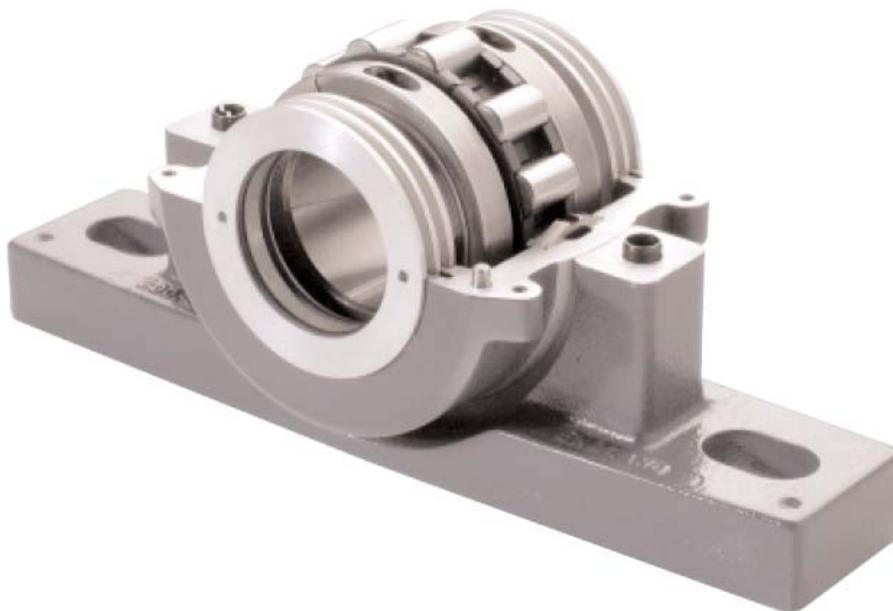
Se entiende por duración mínima la vida útil alcanzada por el 90% de los rodamientos de un grupo tomado como muestra.

La duración alcanzada por la mitad de los rodamientos de un grupo es del orden de 5 veces la duración mínima denominándose duración o vida media. La duración máxima de un rodamiento es de 30 ó 50 veces la duración mínima.

SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS QUE COMPONEN LA CHUMACERA

En nuestro caso vamos a realizar la selección en función del diámetro del eje que va a ser insertado en el interior de los cojinetes y que van a realizar el apoyo de toda la línea.

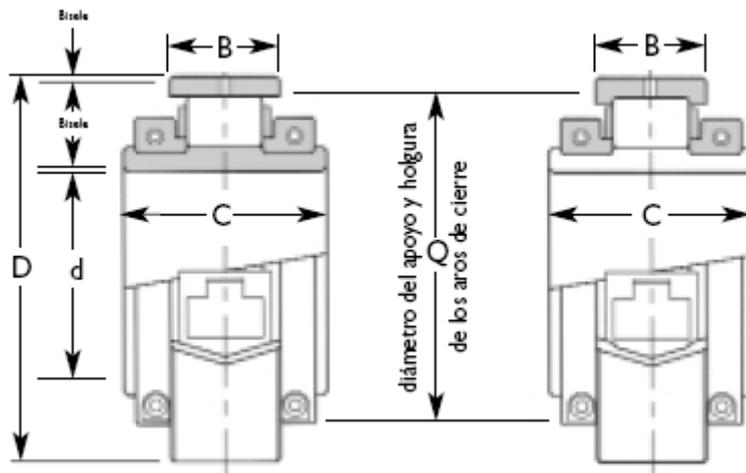
En nuestro caso, se va a emplear como se indico anteriormente el eje hueco que nos requería la sociedad de clasificación para nuestra línea.





RODAMIENTO SELECCIONADO

El rodamiento que hemos seleccionado pertenece al fabricante COOPER en su serie de rodamientos denominada por su tipo de aplicación como SERIE 01. y definido por su diámetro exterior como el **modelo 01 B 240 EX** (rodamiento con capacidad de expansión).

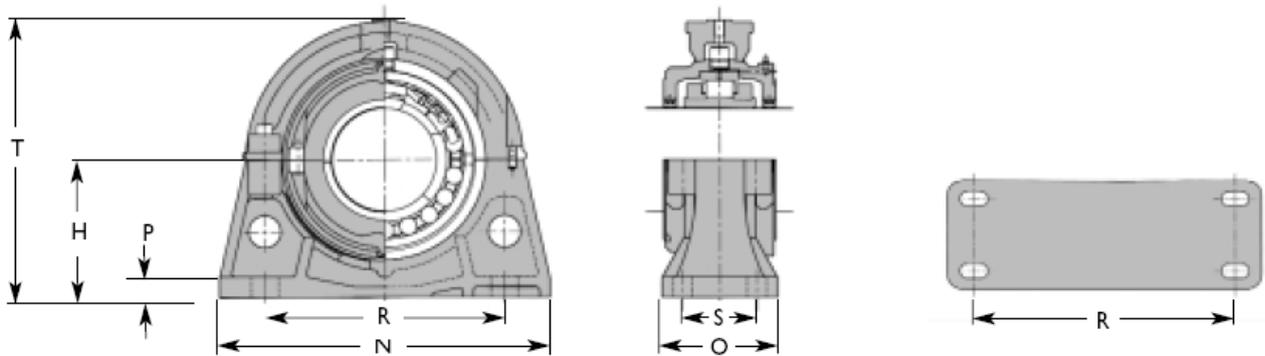


RODAMIENTO 01 B 240 EX	
Cap. de carga dinámica	640 KN
Cap. de carga estática	1170 KN
Velocidad máxima	820 rpm
P	60´2 KN
Pa	6´7 KN



El rodamiento también se puede adquirir en conjunto a su cartucho, e incluso podemos adquirir el conjunto completo con su pedestal correspondiente, pasando el conjunto a denominarse acorde con el seleccionado como: **Conjunto 01 BCP 240 mm EX**

El conjunto viene completo con todos sus elementos (rodamiento, cartucho y pedestal) y esta totalmente dimensionado acorde con los requisitos del diseño.



Dimensiones del conjunto Chumacera 01 BCP 240 mm EX			
H	292 mm	R Max	483 mm
N	686 mm	R Min	521 mm
O	228 mm	S	140 mm
P	44 mm	T	585 mm
Tornillos	M 30	D eje	240 mm

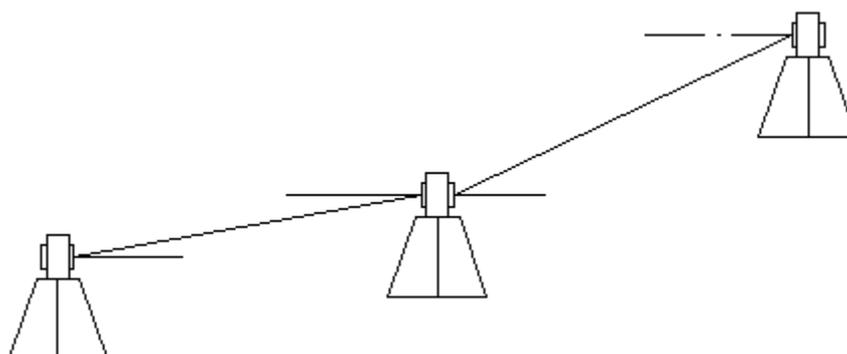


DEFORMACIONES MÁXIMAS ASOCIADAS

En este apartado vamos a calcular las deformaciones que deben de absorber los acoplamientos debidas a los desplazamientos verticales de la línea de ejes que se producen a lo largo de la eslora del buque.

Estas deformaciones nos son facilitadas en dos graficas que nos representan los desplazamientos que se producen en las situaciones de arrufo y quebranto del buque, siendo definidas desde el espejo y medidas sobre la línea base . Dichas curvas han sido calculadas por el método de la ola para la viga buque.

En método que vamos a emplear para los cálculos se fundamenta en el Angulo que debe absorber el acoplamiento tanto en una como en otra situación, siendo calculado este ángulo para el primer apoyo y posteriormente para los demás en los cuales los efectos de las deformaciones se ven mucho mas amplificados al aumentar las longitudes y arrastrando hacia ellos las deformaciones de los apoyos que les preceden.

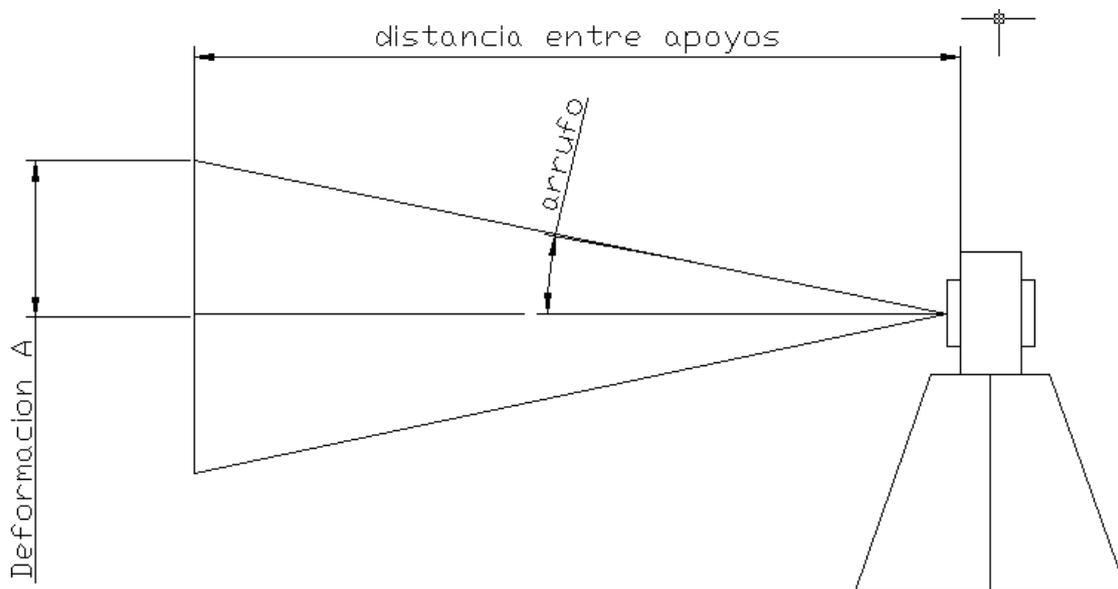


ESTUDIO DEL PRIMER APOYO



Vamos a estudiar los ángulos que el acoplamiento situado en la primera posición, el mas próximo al espejo debe absorber.

El método que vamos a emplear es mediante trigonometría por medio de triángulos rectángulos, calculando el ángulo del triangulo formado por la deformación y la distancia entre apoyos.



Según sea la situación de arrufo o quebranto obtendremos un valor del ángulo virado diferente que va a ser calculado, lo que nos permitirá conocer al ángulo total que debe absorber al acoplamiento.



En este caso tenemos el **primer apoyo** situado sobre la **cuaderna #5** lo que nos indica una distancia de **5000 mm** de distancia desde al espejo, y en los gráficos se pueden observar los valores de deformación para las situaciones de arrufo y quebranto:

DEFORMACIONES DEL BUQUE A 5000 mm	
ARRUFO	QUEBRANTO
5´5 mm	13 mm

Procedemos a calcular el ángulo virado para la situación de arrufo:

$$\theta_{Arrufo} = \tan^{-1} \frac{\delta_{ARRUFO}}{longitud}$$

$$\theta_{Arrufo} = \tan^{-1} \frac{5.5}{5000} = 0.063^\circ$$

conocemos el ángulo que vira el acoplamiento del apoyo en Arrufo :

$$\theta_{Arrufo} = 0.063^\circ$$



Ahora procedemos a calcular el ángulo en situación de Quebranto:

$$\theta_{\text{Quebranto}} = \tan^{-1} \frac{\delta_{\text{Quebranto}}}{\text{longitud}}$$

$$\theta_{\text{Quebranto}} = \tan^{-1} \frac{13}{5000} = 0'15''$$

ya conocemos el ángulo que vira el acoplamiento del primer apoyo:

$$\theta_{\text{Quebranto}} = 0'15''$$

El ángulo total virado por el acoplamiento será:

$$\theta_{\text{TOTAL}} = \theta_{\text{ARRUFO}} + \theta_{\text{QUEBRANTO}}$$

$$\theta_{\text{TOTAL}} = 0'063'' + 0'15'' = 0'213''$$

$$\theta_{\text{TOTAL}} = 0'213''$$



Vamos a calcular el ángulo virado para el **segundo apoyo**:

En este caso el acoplamiento esta situado sobre la **cuaderna # 13** a una distancia del espejo de **13000 mm** y cuyos valores de deformación a esa longitud obtenidos de la curva de deformación son:

DEFORMACIONES DEL BUQUE A 13000 mm	
ARRUFO	QUEBRANTO
46 mm	38 mm

Calculamos el ángulo virado por el acoplamiento en Arrufo:

$$\theta_{ARRUFO} = \tan^{-1} \frac{46 - 5'5}{8000} = 0'29^{\circ}$$

el ángulo virado por el acoplamiento del apoyo 2 en posición de arrufo:

$$\theta_{ARRUFO} = 0'29^{\circ}$$



Pasamos a calcular el ángulo virado en posición de Quebranto del segundo apoyo:

$$\theta_{QUEBRANTO} = \tan^{-1} \frac{38-13}{8000} = 018^\circ$$

$$\theta_{QUEBRANTO} = 018^\circ$$

El **ángulo total virado** por el acoplamiento será:

$$\theta_{TOTAL} = 0'29^\circ + 018^\circ = 0'47^\circ$$

$$\theta_{TOTAL} = 0'47^\circ$$



Ahora vamos a proceder a calcular el ángulo virado por el acoplamiento del tercer tramo:

El acoplamiento esta situado sobre el **tercer apoyo** ubicado en la **cuaderna # 21** a una distancia del espejo de **21000 mm** y cuyos valores de deformación para cada situación son los que a continuación se muestran :

DEFORMACIONES DEL BUQUE A 21000 mm	
ARRUFO	QUEBRANTO
137 mm	102 mm

Procedemos a calcular el ángulo virado en la **situación de Arrufo** del tercer apoyo:

$$\theta_{ARRUFO} = \tan^{-1} \frac{137 - 46}{8000} = 0'65^{\circ}$$

$$\theta_{ARRUFO} = 0'65^{\circ}$$

Calculamos el ángulo virado por el tercer acoplamiento en la **situación de quebranto**:



$$\theta_{QUEBRANTO} = \tan^{-1} \frac{102-38}{8000} = 0'46^{\circ}$$

$$\theta_{QUEBRANTO} = 0'46^{\circ}$$

El ángulo total virado por el acoplamiento del **tercer apoyo** es :

$$\theta_{TOTAL} = 0'65^{\circ} + 0'46^{\circ} = 1'12^{\circ}$$

$$\theta_{TOTAL} = 1'12^{\circ}$$

Con esto quedan definidas las deformaciones máximas de los apoyos de la línea, con lo que se van a expresar en una tabla con sus respectivas medidas y la correspondencia con cada uno de los apoyos calculados para su valoración en función de las acoples.



Nos quedan definidos de la siguiente manera:

DEFORMACIONES MÁXIMAS ASOCIADAS		
APOYO CUADERNA # 5	APOYO CUADERNA # 13	APOYO CUADERNA # 21
$\theta_{TOTAL} = 0'213^{\circ}$	$\theta_{TOTAL} = 0'47^{\circ}$	$\theta_{TOTAL} = 1'12^{\circ}$



CAPITULO 8.-CAPACIDAD DE DEFORMACIÓN

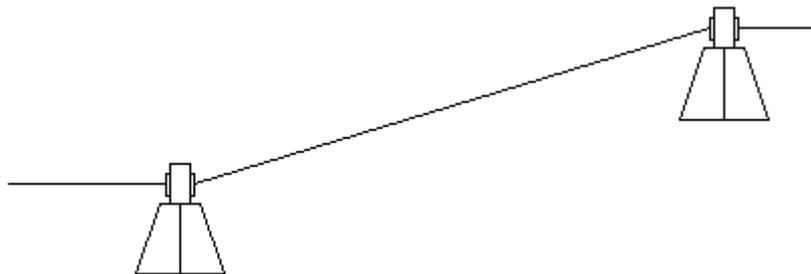
"Z" y "W".



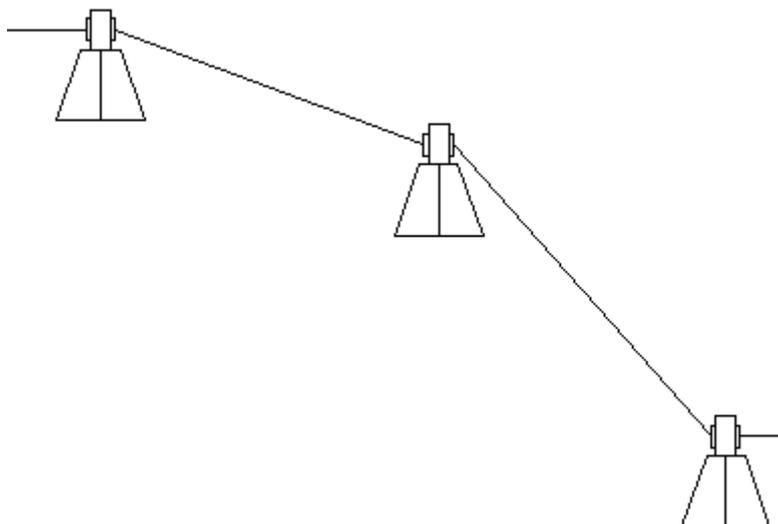
CAPACIDADES DE DEFORMACIÓN "Z" Y "W"

Tomando las características del acoplamiento, podemos calcular las deformaciones que puede soportar la línea de ejes en las situaciones de deformación que se nos pueden presentar en la línea de ejes.

Capacidad de deformación "Z"



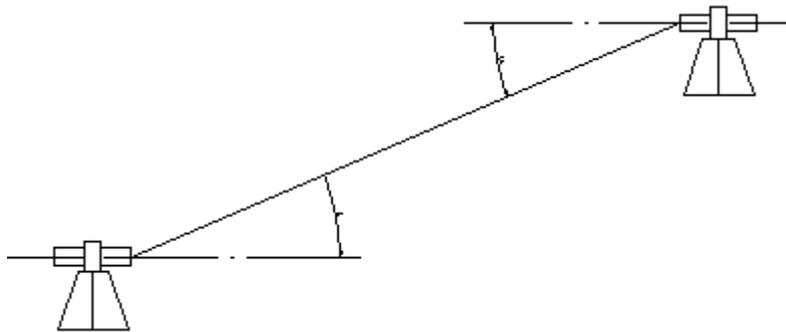
capacidad de deformación "W"





Considerando los datos indicados por el fabricante del acoplamiento, tenemos que la desalineación angular de nuestro acoplamiento por cada medio acoplamiento es de $\pm 1^\circ$.

Teniendo en cuenta este dato procedemos al calculo de la deformación máxima en la situación Z.



sabiendo que :

Distancia entre apoyos = 8000 mm

Distancia entre articulaciones = 7000 mm

Ángulo virado por el acoplamiento máximo = $\pm 1^\circ$

Mediante la ecuación:

$$\delta_z = \text{dis.articulaciones} \cdot \text{sen}\alpha$$

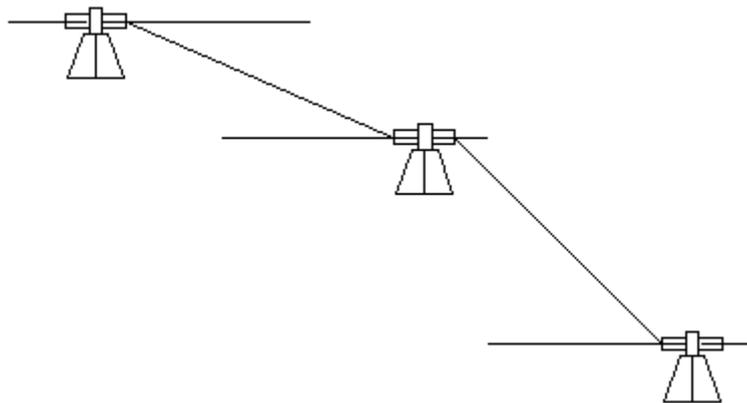


despejando obtenemos el valor de la **deformación máxima en Z** :

$$\delta_z = 7000 \cdot \text{sen}1^\circ = 122'17\text{mm}$$

$$\boxed{\delta_z = 122'17\text{mm}}$$

Calculo de la capacidad de **deformación máxima en la situación W** :



en esta situación la deformación al ser ambos acoplamientos idénticos de deforman de la misma manera luego en la situación de W la capacidad de deformación es el doble que en la situación de deformación Z.

$$\delta_w = 2 \cdot \delta_z = 2 \cdot 122'17 = 244'34\text{mm}$$



CAPACIDADES DE DEFORMACION	
CAPACIDAD EN Z	122 ´17 mm
CAPACIDAD EN W	244 ´34 mm

De esta manera queda definida la capacidad que posee la línea de absorber las distintas deformaciones producidas en el buque por las situaciones de Arrufo y Quebranto, observándose que el conjunto es capaz de absorber las deformaciones sin dificultad y sin agotar el giro máximo del conjunto.



TEMA 9.-FRECUENCIAS DE VIBRACIÓN LATERALES DE FLEXIÓN.



FRECUENCIAS DE VIBRACIÓN LATERALES DE FLEXION

En este apartado vamos a calcular las vibraciones laterales de flexión que se producen en el eje de la línea formada por la barra perforada, dicho conjunto esta en función de los parámetros que hemos diseñado para la instalación entre los cuales el fundamental es la distancia del eje.

Al producirse el giro del eje apoyado en sus extremos, se produce una flexión del eje debida a su propio peso y en función de la distancia entre los apoyos, la cual nos producirá un efecto de vibración alternativa en función del giro que se ve acentuada con la acción de la fuerza centrífuga del eje en su giro, siendo máxima en la parte inferior y mínima en la parte superior, efectuando una actuación de los esfuerzos en forma de curva senoidal.

La frecuencia de esa vibración del eje no debe coincidir en ningún caso con la velocidad de giro del eje ya que se produciría un efecto de resonancia que destruiría la línea, por lo que pasamos a calcularla :

Dicha frecuencia corresponde a la siguiente expresión:

$$N_k = 1195 \cdot 10^8 \cdot \sqrt{\frac{D^2 + d^2}{L^2}}$$

en donde:



- Diámetro exterior = 457 mm
- Diámetro interior = 437 mm
- Longitud eje = 8000 mm

Despejamos en la ecuación la frecuencia de vibración:

$$N_k = 1195 \cdot 10^8 \cdot \frac{\sqrt{457^2 + 437^2}}{8000^2} = 1180rpm$$

$$\boxed{N_k = 1180rpm}$$

Este valor que hemos obtenido es el de velocidad de giro del eje que tendremos que evitar en todo caso para que nuestra línea de ejes no sufra el efecto de resonancia que llegaría a destruir la instalación.

Como se puede comprobar **este valor no nos afecta en absoluto** ya que dicho valor ha sido programado mediante el diseño de la instalación para que sea un valor que este por encima del rango de funcionamiento de nuestros equipos y no interfiera en el buen funcionamiento de la instalación.



TEMA 10.-REACCIONES DE LA LÍNEA DE EJES RÍGIDA.



REACCIONES EN LOS APOYOS

Podemos diferenciar tres tipos de reacciones que vamos a estudiar en este capítulo:

- Reacciones Estáticas
- Reacciones Cuasi – estáticas
- Reacciones Dinámicas

Las reacciones estáticas (R_e) son la forma en la cual se reparten los pesos de los distintos elementos en cada uno de los apoyos. Este valor va a ser calculado apoyo por apoyo, es decir calcularemos el peso de los elementos que actúan sobre cada apoyo y le añadiremos la longitud de barra correspondiente.

Es decir lo que vamos a realizar es el cálculo del peso entre dos apoyos que contienen una geometría respecto al punto medio de la barra perforada es decir que los mismos elementos a un lado se encuentran al otro.

De esta forma calcularemos las reacciones en cada poyo de los dos tramos, considerando que por superposición el apoyo que tiene en común ambos tramos estará sometido a la suma de las dos reacciones que actúan sobre el.



Las reacciones Cuasi estáticas (Rc) son referidas a las cargas que se originan en la instalación a consecuencia de las aceleraciones y desaceleraciones del buque que se producen durante el funcionamiento del mismo. Los valores que se van a aplicar vienen recogidos por la sociedad de clasificación DNV pt.4 Ch.2 Secc. 2B . los tipos de aceleraciones que nos vamos a encontrar en el buque son las siguientes:

- Aceleraciones verticales: son las producidas por los cabeceos del buque. Según sea el tipo de movimiento a aplicar tendremos un valor de ± 1 g, siendo este de valor $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.
- Aceleraciones horizontales: en este tipo de reacciones el valor que vamos a tomar será de $\pm 0,5$ g. Siendo $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

El **calculo de reacciones verticales** lo realizaremos acorde con la expresión siguiente:

$$R_{CV} = R_E + R_E \cdot g$$

El **calculo de las reacciones horizontales** lo realizaremos siguiendo la expresión:

$$R_{CH} = R_E + R_E \cdot 0,5 \cdot g$$



Las **reacciones dinámicas (Rd)** son las producidas por las situaciones de deformación del buque en arrufo y quebranto. Cuando se nos produce la situación de arrufo o quebranto y los acoplamientos hayan absorbido las desalineaciones angulares, los apoyos sufrirán un incremento ya sea positivo o negativo, en las reacciones que han de soportar. Es decir, habrá movimientos que nos perjudicaran a un apoyo y que en ese mismo instante otro se vera descargado y libre de esfuerzos adicionales. Consideraremos siempre los casos mas desfavorables.

La ecuación que consideraremos para su calculo será la siguiente:

$$K \cdot \gamma = R_D \cdot L$$

en donde las variables que intervienen son:

- K = constante de valor 825 N·m/gr
- Rd = reacción sobre el apoyo
- L = longitud entre apoyos
- γ = ángulo virado por el acoplamiento



CALCULO DE REACCIONES ESTATICAS

Vamos a considerar el primer tramo de la barra perforada, apoyada sobre los apoyos 1 y 2, y calcularemos las reacciones que cada soporte asume en el tramo, teniendo en cuenta que es simétrico dicho eje por su configuración, gráficamente tenemos:



calculo de las reacciones en los dos primeros apoyos 1 y 2 , (A y B en la figura).

En donde los valores de las cargas del conjunto son:

- Peso de la barra = 110 Kg/m
- Peso acoplamiento = 890 Kg.
- Peso brida = 27 Kg.
- Peso tornillería = 97 Kg. (por brida)



Luego operando con os valores de los pesos que tenemos calculados podemos conocer las reacciones de los apoyos.

$$R_A + R_B = P_{acoplamiento} + 2 \cdot P_{tornilleria} + 2 \cdot P_{brida} + P_{barrahueca} + P_{barraperforada}$$

$$R_A = R_B$$

$$2 \cdot R_A = 890 + 2 \cdot 97 + 2 \cdot 27 + 770 + 345$$

$$R_A = 1039,2 \text{ kg}$$

$$R_B = 1039,2 \text{ kg}$$

Luego considerando la simetría del conjunto tenemos que en el caso de las reacciones de los apoyos 2 y 3 simultáneamente se obtienen los mismos valores ya que el caso es idéntico, podemos decir el valor del peso que soportan en cada uno de los apoyos.

APOYO	CUADERNA	REACCION	VALOR
APOYO 1	#5	A + A'	1901,5
APOYO 2	#13	B + B'	2078,4
APOYO 3	#21	C	1039,2



Reacciones Cuasi – estáticas

Este calculo se divide en dos partes, primero el calculo de las reacciones verticales y segundo el calculo de las reacciones horizontales. Para el calculo de las reacciones Cuasi estáticas vamos a emplear la expresión:

$$R_{Cv} = R_{E1} + R_{E1} \cdot g$$

apoyo 1 (#5)

Sabiendo que la reacción de nuestro apoyo 1 es de 18'65 KN podemos obtener:

$$R_{Cv+} = R_{EA} + R_{EA}(g) = 2 \cdot R_{EA} = 2 \cdot 18'65KN = 37'3KN$$

$$R_{Cv+} = 37'3KN$$

este valor se nos producirá cuando el movimiento vertical del buque añada el peso de la propia línea el propio peso por aceleración.

$$R_{Cv-} = R_{EA} - R_{EA}(g) = 0KN$$

$$R_{Cv-} = 0KN$$

En esta situación los soportes se verán aliviados del peso.



Vamos a proceder a calcular las ecuaciones Cuasi-estáticas horizontales según la ecuación:

$$R_{Ch} = \pm R_{EA} \cdot 0'5(g)$$

en este caso obtendremos dos resultados según el sentido de la aplicación:

$$R_{Ch+} = 18'65 \cdot 0'5 = 9'325KN(\text{valor positivo})$$

$$R_{Ch-} = 18'65 \cdot 0'5 = 9'325KN(\text{valor negativo})$$

apoyo 2 (#13)

las reacciones verticales de las que disponemos:

$$R_{Cv+} = 2 \cdot 23'38kN = 40'78KN$$

$$R_{Cv-} = 23'38 - 23'38 = 0KN$$

en el caso de las reacciones horizontales:

$$R_{Ch+} = +23'38 \cdot 0'5 = 11'69KN(\text{valor positivo})$$

$$R_{Ch-} = -23'38 \cdot 0'5 = -11'69kN(\text{valor negativo})$$



apoyo 3 (#21)

las reacciones verticales:

$$R_{Cv+} = 2 \cdot 1019 = 2039kN$$

$$R_{Cv-} = 1019 - 1019 = 0kN$$

las reacciones horizontales:

$$R_{Ch+} = 1019 \cdot 0,5 = 51kN$$

$$R_{Ch-} = 1019 \cdot 0,5 = 51kN$$

Reacciones dinámicas

Para el calculo de este tipo de reacción vamos a utilizar la expresión siguiente:

$$K \cdot \gamma = R_D \cdot L$$

donde:

- K = constante de valor 825 Nm/grado
- γ = ángulo virado acoplamiento
- R = reacción sobre el apoyo
- L = longitud entre apoyos



En esta tabla se recogen las reacciones obtenidas al aplicar la expresión anterior a cada uno de los apoyos:

	APOYO 1 (#5)	APOYO 2 (#13)	APOYO 3 (#21)
ARRUFO	6´5 N	30 N	67´03 N
QUEBRANTO	15´46 N	18´56 N	47´44 N

Una vez calculadas todas las reacciones sobre los apoyos, tenemos que conocer cuanto va ha ser capaz de soportar nuestro apoyo, esto es la máxima carga que tendrá que reaccionar en el apoyo con lo calculamos de la siguiente forma:

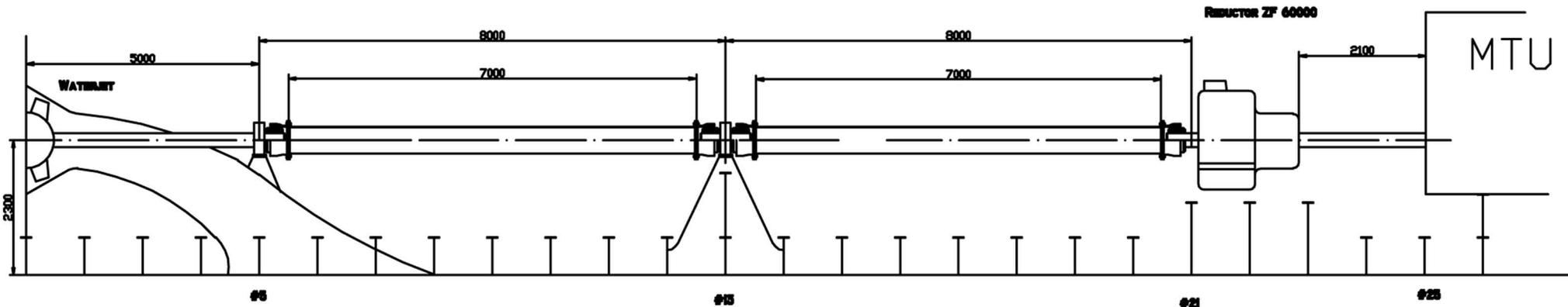
$$\sum \text{reacciones verticales} = R_E + R_{CV} + R_D$$

por lo que vamos a contemplarlo en la siguiente tabla:

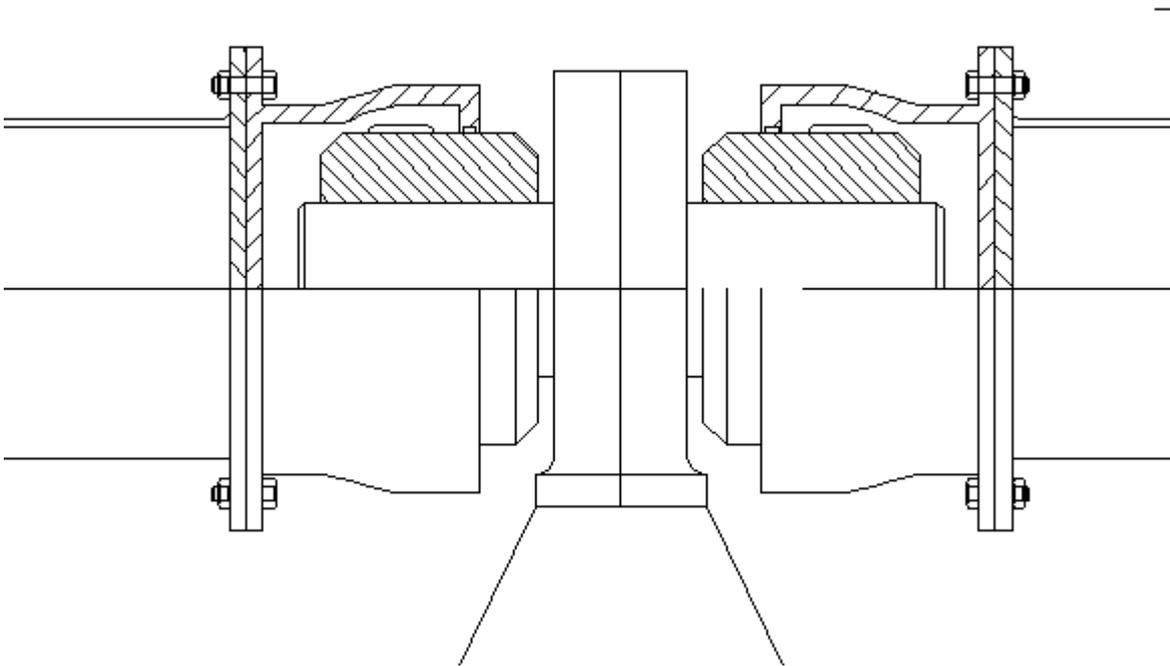
	APOYO 1 (#5)	APOYO 2 (#13)	APOYO 3 (#21)
CARGA NETA	55´96 kN	64´19 kN	30´64 kN



CAPITULO 11.-PLANOS DE DISPOSICIÓN GENERAL Y DETALLES.



	Nombre	Fecha	E.U.I.T.NAVAL
Dibujado	Amoro	18/10/08	
Comprob.			
1:50	LINEA DE EJES		nº Plano: 1
			sustituye



E.U.I.T. NAVAL

DIMENSIONAMIENTO ESTRUCTURAL Y SELECCIÓN DE COMPONENTES DE UNA LÍNEA DE TRANSMISIÓN
PARA ALTA POTENCIA Y ALTA FLEXIBILIDAD.

CAPITULO 11: Planos de disposición general y detalles.



E.U.I.T. NAVAL

DIMENSIONAMIENTO ESTRUCTURAL Y SELECCIÓN DE COMPONENTES DE UNA LÍNEA DE TRANSMISIÓN
PARA ALTA POTENCIA Y ALTA FLEXIBILIDAD.

CAPITULO 11: Planos de disposición general y detalles.





ANEXOS Y BIBLIOGRAFÍA.

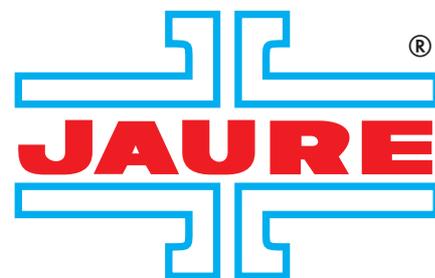


- Apuntes de elasticidad y resistencia de materiales – Raúl Martín y Antonio Illana
- Resistencia de materiales – Manuel Vázquez
- Diseño de maquinas – Hall & Hollowenco
- Maquinas y cálculos de taller – Casillas
- Dibujo técnico – Víctor Álvarez Bengoa
- Apuntes asignatura – Sistemas de propulsión
- Apuntes asignatura – Calculo estructural de propulsión (Pablo Ollero)
- Apuntes asignatura – Proyectos de propulsión y servicios
- Proyectos de la biblioteca – varios
- Normas DIN
- Reglamento HSC de la sociedad de clasificación DNV

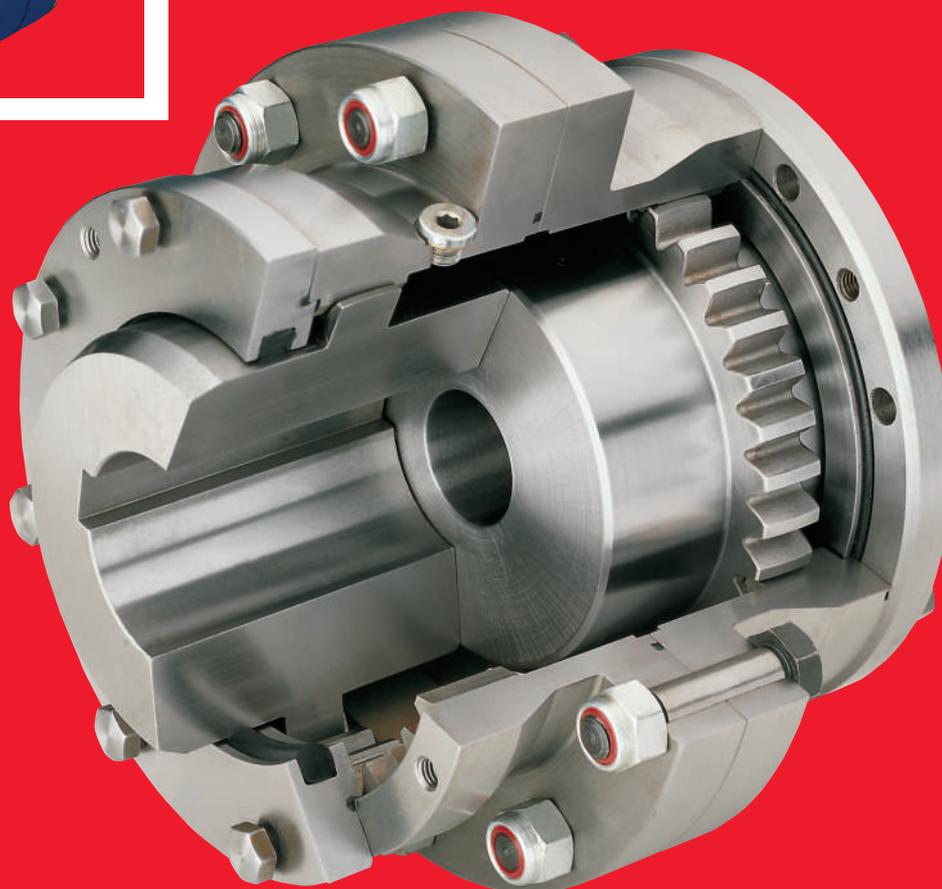
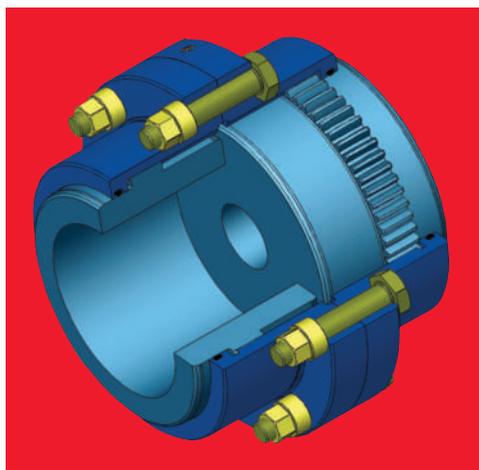




acoplamientos
flexibles dentados



Series MT - MTG - MTN



INSTALACION & MANTENIMIENTO

0. PREPARACIÓN PREVIA LA INSTALACIÓN.

Los acoplamientos de dientes deben ser almacenados en ambientes no corrosivos. Las superficies mecanizadas, especialmente los agujeros, deben tener siempre una protección para la corrosión. Si el acoplamiento se debe almacenar más de 6 meses, se recomienda desmontar las juntas tóricas de los alojamientos en el acoplamiento y se deberán mantener en una zona exenta de ozono.

- Cuando se instale el acoplamiento en el eje, se deberá quitar toda protección anticorrosiva de los agujeros.
- **IMPORTANTE: LOS ACOPLAMIENTOS DE DIENTES SON ELEMENTOS ROTATIVOS CON PELIGRO POTENCIAL. SE DEBERÁN EMPLEAR SIEMPRE PROTECCIONES O GUARDAS PARA EVITAR CUALQUIER TIPO DE ACCIDENTE Y SE DEBERÁN CUMPLIR LAS NORMAS DE SEGURIDAD VIGENTES.**
- **IMPORTANTE:** Antes de instalar el acoplamiento, verificar que la máquina esté apagada y que no existe un riesgo de arranque accidental.
- A la hora de manipular el acoplamiento, se deberá evitar en todo momento cualquier daño en el acoplamiento y sobre todo en el dentado.

1. INSTALACIÓN DE CUBOS CON CHAVETERO¹

- 1.1. Asegurarse de que todas las piezas están limpias.
- 1.2. Untar ligeramente con grasa las juntas tóricas (6) e introducir las en las ranuras de las camisas (2,3 ó 4, 5)
- 1.3. Aplicar grasa a los dientes de las camisas (2,3 ó 4,5). Colocar las camisas sobre los ejes, evitando dañar las juntas tóricas (6)
- 1.4. Para tamaños superiores al MT-275, colocar ante las tapas (7), una vez que las juntas y retenes (6) hayan sido engrasadas y colocadas en sus correspondientes ranuras.
- 1.5. Calentar los cubos (1) a 110°C-130°C antes de instalarlos sobre los ejes. No utilizar un soplete. Protéjense las juntas de calor (max.temperatura juntas 75°C)
- 1.6. Instalar los cubos (1) en sus respectivos ejes. La extremidad de los cubos debe engrasarse con las extremidades de los ejes. En caso de duda, consúltenos.
- 1.7. Posicionar las máquinas a acoplar y comprobar si la distancia "a" es igual a la que se indica en la fig.2 pag.3 para diferentes ejecuciones conforme al plano específico. En caso de duda, consúltenos.
- 1.8. Alinear los dos ejes, controlar la alineación con un reloj comparador o mediante un alineador laser. La tolerancia de la alineación dependerá de la velocidad de rotación. (Ver fig. 4 en pag. 4)
- 1.9. Dejar que los cubos (1) se enfríen antes de montar las camisas (2,3 ó

4,5). Aplicar grasa sobre los dientes de los cubos (1) antes de instalar las camisas (2,3 ó 4,5).

1.10. Introducir la junta de papel aceitado o tórica (10) según corresponda y atornillar las camisas según el par de apriete (ver fig. 2 pag. 3). Se recomienda el empleo de loctite 243 en la rosca del tornillo. Es recomendable aplicar grasa en la junta y un poco de grasa al papel aceitado para fijarlo a la camisa durante el montaje. Asegurarse de que los agujeros de engrase, una vez montado el acoplamiento, están a 90° entre sí, tal y como se muestra en fig. 8.

1.11. Engrasar el acoplamiento. Soltar los 2 tapones de engrase (9) de las camisas (2,3 ó 4,5). A modo orientativo se puede proceder de la siguiente manera: Girar el acoplamiento de modo que los agujeros de engrase están en posición horaria 1³⁰, 4³⁰, 7³⁰, 10³⁰. Soltar los tapones de engrase (9) de las posiciones 1³⁰ y 7³⁰ e introducir la grasa en el 1³⁰ hasta que salga por el inferior 7³⁰ (ver fig.1) es aconsejable soltar el tapón en posición 10³⁰ para facilitar la salida del aire. Para calidad de grasa, así como cantidad más exacta, ver fig. 3. Para condiciones de funcionamiento diferentes a las dadas en fig. 3 consulte a JAURE. Para los tipos MTD, MTGD, MTX, MTGX, MTXCL, MTB, es necesario lubricar cada medio acoplamiento por separado. No olvidar introducir los tapones (9). Para los tipos MTV, MTS, MTCO, acoplamientos verticales y acoplamientos desembragables, consúltenos.

1.12. De cara a inspeccionar periódicamente el dentado, deberá existir suficiente espacio para alejar la camisa del dentado del cubo, distancia "S" en el catálogo. Si no es el caso se recomienda instalar un acoplamiento tipo MTN.

1.13. Para acoplamientos equilibrados en conjunto se deberán alinear las marcas de las partes durante el montaje.

2. MANTENIMIENTO

Cada 3000 horas de trabajo o máximo 1 año. Para intervalos de engrase superiores, consúltenos. Actuar como se indica en 1.11. Rellenar el acoplamiento con grasa.

3. DESMONTAJE E INSPECCIÓN

Cada 8000 horas de trabajo o máximo 2 años.

3.1. Antes de mover las camisas, limpiar la superficie próxima a las juntas tóricas (6).

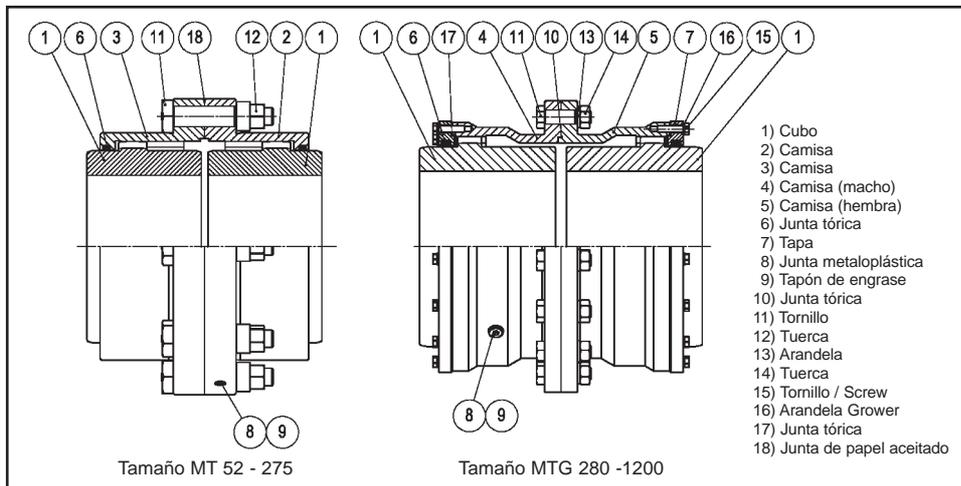
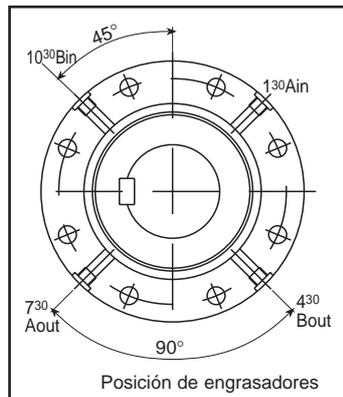
3.2. Soltar los tornillos (11) y la junta tórica (10) ó junta de papel (8).

3.3. Controlar el estado del dentado y de las juntas.

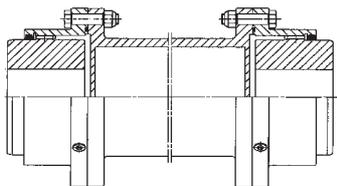
3.4. Comprobar la alineación.

3.5. Utilizar nueva grasa. Se puede emplear aceite de poca viscosidad para limpiar el acoplamiento de la grasa antigua.

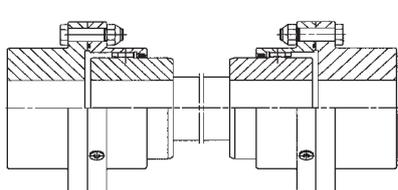
Fig. 1



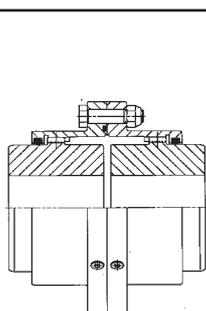
Tipo X



Tipo D

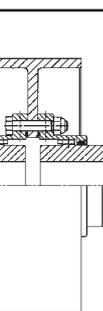


Tamaño MT 52 - 275



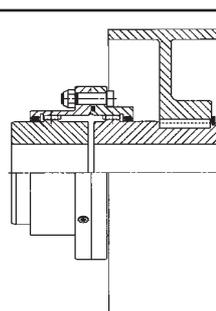
Tipo STANDARD

Tamaño MTG 280 - 1200



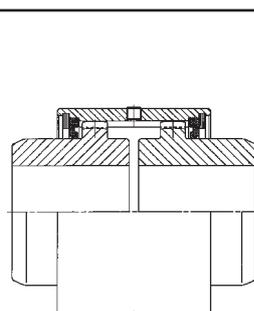
Tipo F

Tamaño MTG 280 - 1200



Tipo FE

Tamaño MTG 280 - 1200



Tipo S

¹ Instalación de cubos sin interferencia. Para cubos con interferencia u otro tipo de montajes como montaje con apriete- extracción hidráulica, casquillos cónicos, etc consúltese a JAURE.

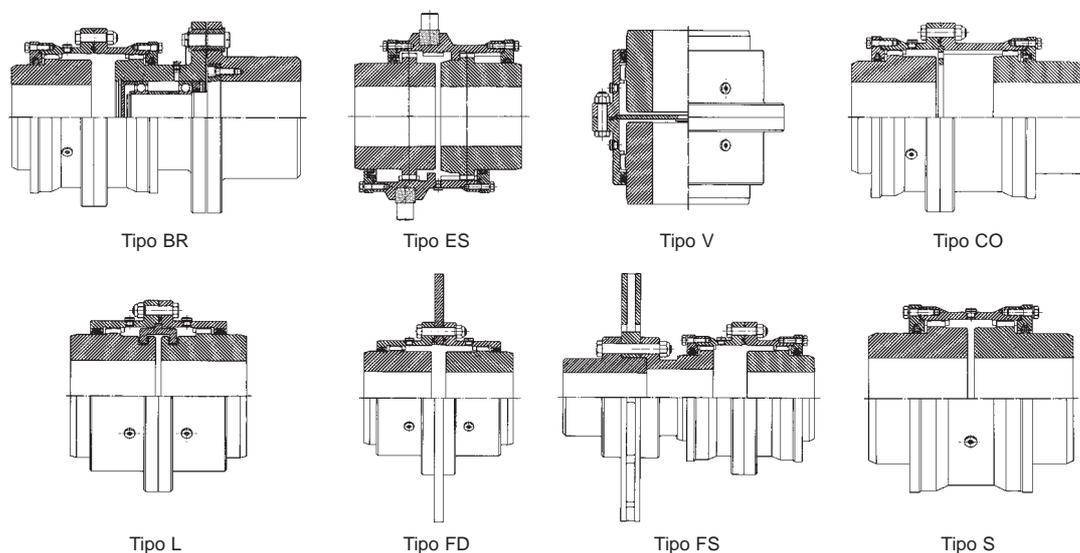


Fig. 2 Distancia "a" y pares de apriete de las brida. Recomendación de lubricantes y Cantidad de lubricante

Acoplamientos tipo MT, MTG y MTN

Tamaño	"a" (mm.)	Tamaño	"a" (mm.)	Tamaño	"a" (mm.)	Tamaño	Par de apriete ¹⁾ (Nm)	Tamaño	Par de apriete ¹⁾ (Nm)	Tamaño	Par de apriete ¹⁾ (Nm)
MT-52	3±1	MTG-390	20±4	MTN-42	6±1	MT-52	8	MTG-390	760	MTN-42	39
MT-62	3±1	MTG-420	20±4	MTN-55	6±1	MT-62	20	MTG-420	760	MTN-55	39
MT-78	3±2	MTG-460	20±4	MTN-70	6±2	MT-78	68	MTG-460	760	MTN-70	39
MT-98	5±2	MTG-500	25±4	MTN-90	6±2	MT-98	108	MTG-500	1.140	MTN-90	69
MT-112	5±2	MTG-550	25±4	MTN-100	6±2	MT-112	108	MTG-550	1.140	MTN-100	39
MT-132	6±2	MTG-590	25±4	MTN-125	6±2	MT-132	230	MTG-590	1.140	MTN-125	39
MT-156	6±2	MTG-620	30±6	MTN-145	10±2	MT-156	230	MTG-620	1.800	MTN-145	108
MT-174	8±3	MTG-650	30±6	MTN-165	10±3	MT-174	230	MTG-650	1.800	MTN-165	108
MT-190	8±3	MTG-680	30±6	MTN-185	10±3	MT-190	325	MTG-680	1.800	MTN-185	328
MT-210	8±3	MTG-730	30±6	MTN-205	12±3	MT-210	325	MTG-730	1.800	MTN-205	328
MT-233	8±3	MTG-800	30±6	MTN-230	12±3	MT-233	325	MTG-800	1.800	MTN-230	328
MT-275	10±3	MTG-900	35±7	MTN-260	12±3	MT-275	565	MTG-900	2.300	MTN-260	316
MTG-280	16±3	MTG-1000	35±7			MTG-280	375	MTG-1000	2.300		
MTG-310	16±3	MTG-1100	35±7			MTG-310	375	MTG-1100	2.300		
MTG-345	16±3	MTG-1200	35±7			MTG-345	660	MTG-1200	2.300		
MTG-370	20±4					MTG-370	660				

¹⁾ El valor del par de apriete corresponde a la lubricación en seco, en caso de emplear lubricación consultese a JAURE.

Fig. 3 Lubricantes recomendados y cantidad

APLICACIÓN GENERAL		APLICACIONES PESADAS Y VELOCIDAD MODERADA	
Amoco Castrol-Tribol Esso-Exxon Fina Klüber Mobil	Amoco coupling grease Tribol 3020/1000-1 Unirex RS 460, Pen-0- Led EP Ceran EP-0 Klüberplex GE 11-680 Mobilgrease XTC, Mobilith SHC 460	Klüber Mobil Texaco	Klüberlub BE 41-1501 Coupling grease KP 0/1 K-30 Mobilux EP-111
Molyduval Shell Texaco Verkol	Molyduval coupling grease Albida GC1 Coupling grease KP 0/1 K-30 Verkol 320-1 Grado 1	ALTA VELOCIDAD¹⁾ Amoco Esso-Exxon Klüber Mobil Texaco	Coupling grease High Speed Coupling Grease Klüberplex GE 11-680 Mobilgrease XTC Coupling grease KP 0/1 K-30

¹⁾Alta velocidad se considera a partir de una velocidad periférica exterior superior a 80 metros/segundo.

Grasas válidas entre 0°C y 100°C. Para temperaturas superiores consúltenos.

Los acoplamientos se suministran con una grasa de protección, pero **dicha grasa no debe utilizarse en trabajo.**

Los dentados del acoplamiento deben limpiarse de cualquier aceite protector previo al montaje.

Antes de atar las camisas se deberá aplicar a mano el 70% de la grasa sobre el dentado de la camisa y cubo. El 30% restante se introducirá a través de los orificios de engrase.

Para velocidades inferiores tangenciales <5m/s, consulte a nuestro departamento técnico.

A altas temperaturas, bajas velocidades ó accionamientos reversibles, se recomienda una lubricación más frecuente que la especificada en estas instrucciones.

Un llenado excesivo de grasa del acoplamiento puede originar daños en los equipos acoplados.

Lubricantes recomendados y cantidad (Cont)

Tamaño	² Cant.(kg)	Tamaño	² Cant.(kg)
MT-52	0,03	MTG-390	9,0
MT-62	0,06	MTG-420	9,8
MT-78	0,09	MTG-460	11,5
MT-98	0,12	MTG-500	11,5
MT-112	0,3	MTG-550	14,5
MT-132	0,4	MTG-590	23
MT-156	0,6	MTG-620	23
MT-174	0,8	MTG-650	30
MT-190	1,4	MTG-680	36,0
MT-210	2,5	MTG-730	38,0
MT-233	3,0	MTG-800	46,0
MT-275	4,5	MTG-900	57
MTG-280	3,0	MTG-1000	75
MTG-310	3,6	MTG-1100	115
MTG-345	4,8	MTG-1200	125
MTG-370	5,0		

Tamaño	² Cant.(kg)	Tamaño	² Cant.(kg)
MTGX-MTGD-190	1,4	MTGX-MTGD-460	10
MTGX-MTGD-210	2,5	MTGX-MTGD-500	14
MTGX-MTGD-233	3	MTGX-MTGD-550	16
MTGX-MTGD-275	4,5	MTGX-MTGD-590	19
MTGX-MTGD-280	3,5	MTGX-MTGD-620	24
MTGX-MTGD-310	4	MTGX-MTGD-650	28
MTGX-MTGD-345	5	MTGX-MTGD-680	36
MTGX-MTGD-370	6	MTGX-MTGD-730	40
MTGX-MTGD-390	8	MTGX-MTGD-800	50
MTGX-MTGD-420	9	MTGX-MTGD-900	70

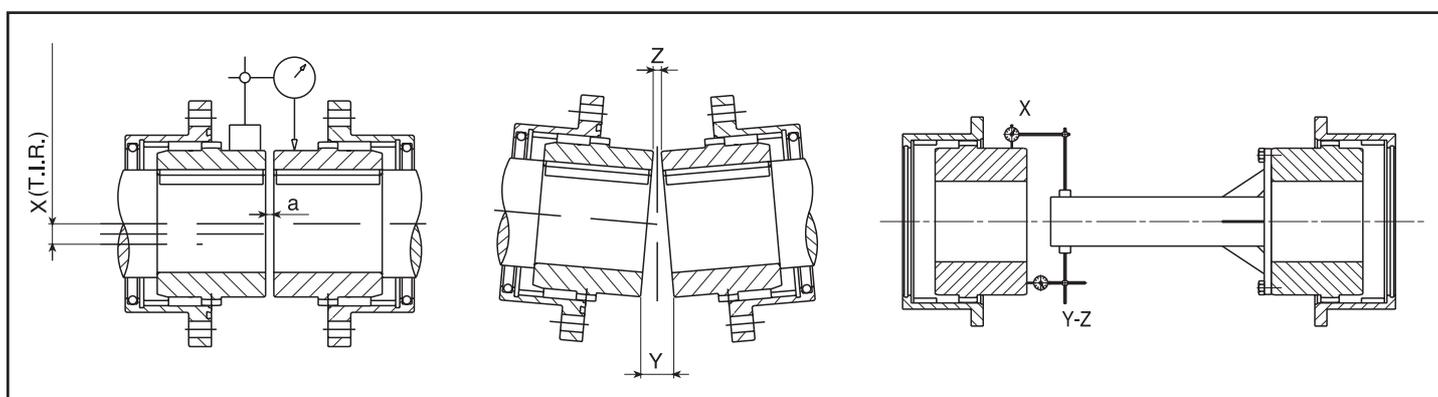
Tamaño	² Cant.(kg)
MTN-42	0,07
MTN-55	0,1
MTN-70	0,12
MTN-90	0,22
MTN-100	0,3
MTN-125	0,4
MTN-145	0,60
MTN-165	1,00
MTN-185	1,10
MTN-205	1,60
MTN-230	2,00
MTN-260	1,30

² Cantidad correspondiente a un acoplamiento completo para el MT, MTG, MTG-HD, MTCL, MTS, MTFD, MTFs, MTF, MTFE, MTB, MTBX, MTN, MTNBR.

Para los tipos MTX, MTGX, MTGX-HD, MTD, MTGD, MTG-HD, MTV, MTXCL, MTB, MTBX utilizar la cantidad específica que aparece en hoja dimensional particular dividida entre 2 para cada mitad. Ej. MTX-112: 0,15 kg a cada lado.

Para los tipos MTN, MTS, MTCO, acoplamientos verticales y acoplamientos desembragables, aplicar la cantidad específica de la hoja dimensional.

Fig. 4 Precisión de alineación

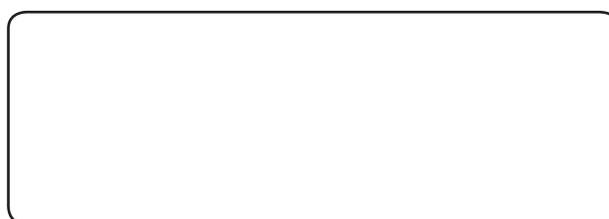


Tipos	Velocidad r.p.m.									
	0 - 250		250 - 500		500 - 1000		1000 - 2000		2000 - 4000	
MT	X máx. (mm.)	(Y-Z) mm.	X máx. (mm.)	(Y-Z) mm.	X máx. (mm.)	(Y-Z) mm.	X máx. (mm.)	(Y-Z) mm.	X máx. (mm.)	(Y-Z) mm.
52-98	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.15	0.20	0.08	0.10
112-190	0.50	0.60	0.50	0.60	0.25	0.35	0.15	0.20	0.08	0.10
210-420	0.90	1.00	0.50	0.75	0.25	0.35	0.15	0.20	-	-
460 - 800	1.50	1.50	1.00	1.00	0.50	0.50	-	-	-	-
900 - 1200	2	2	1.50	1.50	0.75	0.75	-	-	-	-

Una mejor alineación que la mostrada en esta tabla incrementará la vida y reducirá las fuerzas de reacción en los ejes y rodamientos. sin embargo el mínimo valor (Y-Z) no debe ser inferior a 0.05° de cara a permitir la entrada y reparto de la grasa entre el dentado del cubo y camisa.

JAURE, S.A.

Ernio bidea, s/n - 20150 ZIZURKIL (Guipúzcoa) SPAIN
 Phone: +34 943 69.00.54 - Fax: +34 943 69.02.95
 Fax Tech. Dept.: +34 943 69.03.17
 Post address : P.O. Box, 47
 20150 VILLABONA (Guipúzcoa) SPAIN
 e-mail: info@jaure.com • http://www.jaure.com





**Barra Perforada.
Tubos sin soldadura.**

para aplicaciones mecánicas



○ Amplios stocks a su disposición



- Atención rápida y eficaz.
- Garantía de calidad.
- Seguridad de almacenamiento y manipulado.
- Empaquetado y embalaje a medida.
- Corte a longitudes fijas.
- Servicio directo de transporte.

Nuestro sistema de trazabilidad garantiza la calidad de origen y nos permite facilitar certificados de calidad 2.2 y 3.1.B bajo petición al cursar sus pedidos.



Disponemos de almacenes en Sant Jaume del Domenys (Tarragona) y Legutiano (Álava) con sistema de almacenaje mediante cestas apilables y removibles semiautomáticamente asegurando a nuestros clientes un servicio óptimo.

○ Gama dimensional según norma ISO-2938

Diámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Diámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)
32	3,5	25,0	2,5
	6,0	20,0	3,8
	8,0	16,0	4,7
36	4,0	28,0	3,2
	5,5	25,0	4,1
	8,0	20,0	5,5
	10,0	16,0	6,4
40	4,0	32,0	3,6
	6,0	28,0	5,0
	7,5	25,0	6,0
	10,0	20,0	7,4
45	4,5	36,0	4,5
	6,5	32,0	6,2
	8,5	28,0	7,7
	12,5	20,0	10,0
50	5,0	40,0	5,5
	7,0	36,0	7,4
	9,0	32,0	9,1
	12,5	25,0	11,6
56	5,5	45,0	6,8
	8,0	40,0	9,5
	10,0	36,0	11,3
	14,0	28,0	14,5
63	5,0	53,0	7,2
	6,5	50,0	9,1
	9,0	45,0	12,0
	11,5	40,0	14,6
	13,5	36,0	16,5
	15,5	32,0	18,2
71	5,5	60,0	8,9
	7,5	56,0	11,7
	10,5	50,0	15,7
	13,0	45,0	18,6
	15,5	40,0	21,2
	17,5	36,0	23,1
75	6,0	63,0	10,2
	7,5	60,0	12,5
	9,5	56,0	15,3
	12,5	50,0	19,3
	15,0	45,0	22,2

Diámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Diámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)
80	17,5	40,0	24,8
	6,5	67,0	11,8
	8,5	63,0	15,0
85	12,0	56,0	20,1
	15,0	50,0	24,0
	17,5	45,0	27,0
	20,0	40,0	29,6
	7,5	70,0	14,3
	9,0	67,0	16,9
90	12,0	61,0	21,6
	15,0	55,0	25,9
	17,5	50,0	29,1
	20,0	45,0	32,1
	7,5	75,0	15,3
	9,5	71,0	18,9
95	11,5	67,0	22,3
	13,5	63,0	25,5
	17,0	56,0	30,6
	20,0	50,0	34,5
	7,5	80,0	16,2
	10,0	75,0	21,0
100	12,0	71,0	24,6
	13,0	69,0	26,3
	14,0	67,0	28,0
	16,0	63,0	31,2
	18,0	59,0	34,2
	19,5	56,0	36,3
106	22,5	50,0	40,2
	7,5	85,0	17,1
	10,0	80,0	22,2
	12,5	75,0	27,0
	14,5	71,0	30,6
	18,5	63,0	37,2
112	22,0	56,0	42,3
	8,0	90,0	19,3
	10,5	85,0	24,7
	13,0	80,0	29,8
	15,5	75,0	34,6
	17,5	71,0	38,2
118	21,5	63,0	44,8

Diámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Diámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)
125	25,0	56,0	49,9
	8,5	95,0	21,7
	11,0	90,0	27,4
	13,5	85,0	32,8
	16,0	80,0	37,9
	20,5	71,0	46,3
132	24,5	63,0	52,9
	9,0	100,0	24,2
	11,5	95,0	30,2
	14,0	90,0	35,9
	16,5	85,0	41,3
	19,0	80,0	46,4
140	23,5	71,0	54,8
	27,5	63,0	61,4
	9,5	106,0	27,1
	12,5	100,0	34,7
	15,0	95,0	40,7
	17,5	90,0	46,4
150	22,5	80,0	56,9
	27,0	71,0	65,3
	10,0	112,0	30,1
	13,0	106,0	38,2
	17,0	98,0	48,2
	21,0	90,0	57,5
160	26,0	80,0	68,0
	30,5	71,0	76,3
	11,0	118,0	35,0
	14,0	112,0	43,5
	17,0	106,0	51,6
	20,0	100,0	59,2
170	25,0	90,0	70,9
	30,0	80,0	81,4
	9,0	132,0	31,3
	12,5	125,0	42,4
	16,0	118,0	52,9
	22,0	106,0	69,4
180	27,5	95,0	83,1
	35,0	80,0	99,3
	12,0	136,0	43,8
	14,0	132,0	50,4

Diámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Diámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)
170	19,0	122,0	66,1
	24,0	112,0	80,5
	30,0	100,0	96,2
	35,0	90,0	107,9
180	12,5	145,0	48,6
	15,0	140,0	57,3
	20,0	130,0	74,0
	26,0	118,0	92,3
190	30,0	110,0	103,6
	35,0	100,0	116,5
	12,5	155,0	51,6
	15,0	150,0	61,0
200	20,0	140,0	78,9
	27,5	125,0	103,4
	34,0	112,0	122,4
	40,0	100,0	138,1
212	12,5	165,0	54,7
	15,0	160,0	64,7
	20,0	150,0	83,8
	22,0	146,0	91,1
224	29,0	132,0	115,1
	36,0	118,0	136,7
	42,0	106,0	153,3
	20,0	160,0	88,8
236	30,0	140,0	125,8
	44,0	112,0	169,3
	21,0	170,0	98,9
	31,0	150,0	138,4
250	43,5	125,0	180,8
	22,0	180,0	109,6
	32,0	160,0	151,5
	46,0	132,0	201,9
260	23,0	190,0	120,8
	33,0	170,0	165,2
	48,0	140,0	222,5
	25,0	200,0	138,7
270	35,0	180,0	185,6
	50,0	150,0	246,6

Estamos en disposición de ofertar otras dimensiones bajo demanda.

Tolerancia diámetro exterior: - 0/+2% (mínimo 1 mm.). Tolerancia espesor: ≤ 5%.

PROTUBSA Ventas Tarragona ☛ Tel. 902 245 245 / Fax 902 275 275
Alava ☛ Tel. 902 375 375 / Fax 902 375 376

○ Gama dimensional según normas EN-10297 y DIN-2448/1629

Diámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Diámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)	Diámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Diámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)	Diámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Diámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)	Diámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Diámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)
26,9	6,3	14,3	3,2		8,0	51,0	11,6		25,0	45,0	43,2		28,0	71,0	68,4
33,7	6,3	21,1	4,3		8,8	49,4	12,6		28,0	39,0	46,3		30,0	67,0	71,8
	7,1	19,5	4,7		10,0	47,0	14,1	101,6	6,3	89,0	14,8		35,0	57,0	79,4
	8,0	17,7	5,1		11,0	45,0	15,2		7,1	87,4	16,5		40,0	47,0	85,8
	8,8	16,1	5,4		12,5	42,0	16,8		8,0	85,6	18,5		45,0	37,0	91,0
	10,0	13,7	5,8		14,2	38,6	18,5		8,8	84,0	20,1	133	6,3	120,4	19,7
38	6,3	25,4	4,9		16,0	35,0	20,1		10,0	81,6	22,6		7,1	118,8	22,0
	7,1	23,8	5,4		17,5	32,0	21,4		11,0	79,6	24,6		8,0	117,0	24,7
	8,0	22,0	5,9	70	6,3	57,4	9,9		12,5	76,6	27,5		8,8	115,4	27,0
	8,8	20,4	6,3		7,1	55,8	11,0		14,2	73,2	30,6		10,0	113,0	30,3
	10,0	18,0	6,9		8,0	54,0	12,2		16,0	69,6	33,8		11,0	111,0	33,1
42,4	6,3	29,8	5,6		8,8	52,4	13,3		17,5	66,6	36,3		12,5	108,0	37,1
	7,1	28,2	6,2		10,0	50,0	14,8		20,0	61,6	40,2		14,2	104,6	41,6
	8,0	26,4	6,8		11,0	48,0	16,0		22,2	57,2	43,5		16,0	101,0	46,2
	8,8	24,8	7,3		12,5	45,0	17,7		25,0	51,6	47,2		17,5	98,0	49,8
	10,0	22,4	8,0		14,2	41,6	19,5		28,0	45,6	50,8		20,0	93,0	55,7
	11,0	20,4	8,5		16,0	38,0	21,3		30,0	41,6	53,0		22,2	88,6	60,7
	12,5	17,4	9,2		17,5	35,0	22,7	108	6,3	95,4	15,8		25,0	83,0	66,6
44,5	6,3	31,9	5,9		20,0	30,0	24,7		7,1	93,8	17,7		28,0	77,0	72,5
	7,1	30,3	6,5	73	6,3	60,4	10,4		8,0	92,0	19,7		30,0	73,0	76,2
	8,0	28,5	7,2		7,1	58,8	11,5		8,8	90,4	21,5		35,0	63,0	84,6
	8,8	26,9	7,7		8,0	57,0	12,8		10,0	88,0	24,2		40,0	53,0	91,7
	10,0	24,5	8,5		8,8	55,4	13,9		11,0	86,0	26,3		45,0	43,0	97,7
	11,0	22,5	9,1		10,0	53,0	15,5		12,5	83,0	29,4	139,7	6,3	127,1	20,7
	12,5	19,5	9,9		11,0	51,0	16,8		14,2	79,6	32,8		7,1	125,5	23,2
48,3	6,3	35,7	6,5		12,5	48,0	18,7		16,0	76,0	36,3		8,0	123,7	26,0
	7,1	34,1	7,2		14,2	44,6	20,6		17,5	73,0	39,1		8,8	122,1	28,4
	8,0	32,3	8,0		16,0	41,0	22,5		20,0	68,0	43,4		10,0	119,7	32,0
	8,8	30,7	8,6		17,5	38,0	24,0		22,2	63,6	47,0		11,0	117,7	34,9
	10,0	28,3	9,4		20,0	33,0	26,1		25,0	58,0	51,2		12,5	114,7	39,2
	11,0	26,3	10,1	76,1	6,3	63,5	10,8		28,0	52,0	55,2		14,2	111,3	43,9
	12,5	23,3	11,0		7,1	61,9	12,1		30,0	48,0	57,7		16,0	107,7	48,8
51	6,3	38,4	6,9		8,0	60,1	13,4	114,3	6,3	101,7	16,8		17,5	104,7	52,7
	7,1	36,8	7,7		8,8	58,5	14,6		7,1	100,1	18,8		20,0	99,7	59,0
	8,0	35,0	8,5		10,0	56,1	16,3		8,0	98,3	21,0		22,2	95,3	64,3
	8,8	33,4	9,2		11,0	54,1	17,7		8,8	96,7	22,9		25,0	89,7	70,7
	10,0	31,0	10,1		12,5	51,1	19,6		10,0	94,3	25,7		28,0	83,7	77,1
	11,0	29,0	10,9		14,2	47,7	21,7		11,0	92,3	28,0		30,0	79,7	81,2
	12,5	26,0	11,9		16,0	44,1	23,7		12,5	89,3	31,4		35,0	69,7	90,4
	14,2	22,6	12,9		17,5	41,1	25,3		14,2	85,9	35,1		40,0	59,7	98,4
54	6,3	41,4	7,4		20,0	36,1	27,7		16,0	82,3	38,8		45,0	49,7	105,1
	7,1	39,8	8,2	82,5	6,3	69,9	11,8		17,5	79,3	41,8		50,0	39,7	110,6
	8,0	38,0	9,1		7,1	68,3	13,2		20,0	74,3	46,5	146	6,3	133,4	21,7
	8,8	36,4	9,8		8,0	66,5	14,7		22,2	69,9	50,4		7,1	131,8	24,3
	10,0	34,0	10,9		8,8	64,9	16,0		25,0	64,3	55,1		8,0	130,0	27,2
	11,0	32,0	11,7		10,0	62,5	17,9		28,0	58,3	59,6		8,8	128,4	29,8
	12,5	29,0	12,8		11,0	60,5	19,4		30,0	54,3	62,4		10,0	126,0	33,5
	14,2	25,6	13,9		12,5	57,5	21,6		35,0	44,3	68,4		11,0	124,0	36,6
57	6,3	44,4	7,9		14,2	54,1	23,9		40,0	34,3	73,3		12,5	121,0	41,2
	7,1	42,8	8,7		16,0	50,5	26,2	121	6,3	108,4	17,8		14,2	117,6	46,2
	8,0	41,0	9,7		17,5	47,5	28,1		7,1	106,8	19,9		16,0	114,0	51,3
	8,8	39,4	10,5		20,0	42,5	30,8		8,0	105,0	22,3		17,5	111,0	55,5
	10,0	37,0	11,6		22,2	38,1	33,0		8,8	103,4	24,3		20,0	106,0	62,1
	11,0	35,0	12,5		25,0	32,5	35,5		10,0	101,0	27,4		22,2	101,6	67,8
	12,5	32,0	13,7	88,9	6,3	76,3	12,8		11,0	99,0	29,8		25,0	96,0	74,6
	14,2	28,6	15,0		7,1	74,7	14,3		12,5	96,0	33,4		28,0	90,0	81,5
	16,0	25,0	16,2		8,0	72,9	16,0		14,2	92,6	37,4		30,0	86,0	85,8
60,3	6,3	47,7	8,4		8,8	71,3	17,4		16,0	89,0	41,4		35,0	76,0	95,8
	7,1	46,1	9,3		10,0	68,9	19,5		17,5	88,0	44,7		40,0	66,0	104,6
	8,0	44,3	10,3		11,0	66,9	21,1		20,0	81,0	49,8		45,0	56,0	112,1
	8,8	42,7	11,2		12,5	63,9	23,6		22,2	76,6	54,1		50,0	46,0	118,4
	10,0	40,3	12,4		14,2	60,5	26,2		25,0	71,0	59,2	152,4	6,3	139,8	22,7
	11,0	38,3	13,4		16,0	56,9	28,8		28,0	65,0	64,2		7,1	138,2	25,4
	12,5	35,3	14,7		17,5	53,9	30,8		30,0	61,0	67,3		8,0	136,4	28,5
	14,2	31,9	16,1		20,0	48,9	34,0		35,0	51,0	74,2		8,8	134,8	31,2
	16,0	28,3	17,5		22,2	44,5	36,5		40,0	41,0	79,9		10,0	132,4	35,1
	17,5	25,3	18,5		25,0	38,9	39,4	127	6,3	114,4	18,8		11,0	130,4	38,4
63,5	6,3	50,9	8,9	95	6,3	82,4	13,8		7,1	112,8	21,0		12,5	127,4	43,1
	7,1	49,3	9,9		7,1	80,8	15,4		8,0	111,0	23,5		14,2	124,0	48,4
	8,0	47,5	10,9		8,0	79,0	17,2		8,8	109,4	25,7		16,0	120,4	53,8
	8,8	45,9	11,9		8,8	77,4	18,7		10,0	107,0	28,9		17,5	117,4	58,2
	10,0	43,5	13,2		10,0	75,0	21,0		11,0	105,0	31,5		20,0	112,4	65,3
	11,0	41,5	14,2		11,0	73,0	22,8		12,5	102,0	35,3		22,2	108,0	71,3
	12,5	38,5	15,7		12,5	70,0	25,4		14,2	98,6	39,5		25,0	102,4	78,5
	14,2	35,1	17,3		14,2	66,6	28,3		16,0	95,0	43,8		28,0	96,4	85,9
	16,0	31,5	18,7		16,0	63,0	31,2		17,5	92,0	47,3		30,0	92,4	90,6
	17,5	28,5	19,9		17,5	60,0	33,4		20,0	87,0	52,8		35,0	82,4	101,3
67	6,3	54,4	9,4		20,0	55,0	37,0		22,2	82,6	57,4		40,0	72,4	110,9
	7,1	52,8	10,5		22,2	50,6	39,9		25,0	77,0	62,9		45,0	62,4	119,2

Los datos indicados son orientativos. Para cualquier precisión se deberá contemplar la norma de fabricación correspondiente.

Díámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Díámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)	Díámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Díámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)	Díámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Díámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)	Díámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Díámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)
159	50,0	52,4	126,3		45,0	81,0	139,8		30,0	143,0	128,0		11,0	232,0	65,9
	6,3	146,4	23,7		50,0	71,0	149,2		35,0	133,0	145,0		12,5	229,0	74,4
	7,1	144,8	26,6		55,0	61,0	157,3		40,0	123,0	160,8		14,2	225,6	84,0
	8,0	143,0	29,8		60,0	51,0	164,2		45,0	113,0	175,3		16,0	222,0	93,9
	8,8	141,4	32,6	177,8	6,3	165,2	26,6		50,0	103,0	188,7		17,5	219,0	102,1
	10,0	139,0	36,7		7,1	163,6	29,9		55,0	93,0	200,7		20,0	214,0	115,4
	11,0	137,0	40,1		8,0	161,8	33,5		60,0	83,0	211,6		22,2	209,6	126,9
	12,5	134,0	45,2		8,8	160,2	36,7	219,1	6,3	206,5	33,1		25,0	204,0	141,2
	14,2	130,6	50,7		10,0	157,8	41,4		7,1	204,9	37,1		28,0	198,0	156,1
	16,0	127,0	56,4		11,0	155,8	45,2		8,0	203,1	41,6		30,0	194,0	165,7
	17,5	124,0	61,1		12,5	152,8	51,0		8,8	201,5	45,6		35,0	184,0	189,0
	20,0	119,0	68,6		14,2	149,4	57,3		10,0	199,1	51,6		40,0	174,0	211,1
	22,2	114,6	74,9		16,0	145,8	63,8		11,0	197,1	56,5		45,0	164,0	231,9
	25,0	109,0	82,6		17,5	142,8	69,2		12,5	194,1	63,7		50,0	154,0	251,5
	28,0	103,0	90,5		20,0	137,8	77,8		14,2	190,7	71,8		55,0	144,0	269,9
	30,0	99,0	95,4		22,2	133,4	85,2		16,0	187,1	80,1		60,0	134,0	287,1
	35,0	89,0	107,0		25,0	127,8	94,2		17,5	184,1	87,0		65,0	124,0	303,0
	40,0	79,0	117,4		28,0	121,8	103,4		20,0	179,1	98,2		70,0	114,0	317,6
	46,0	69,0	126,5		30,0	117,8	109,3		22,2	174,7	107,8	267	6,3	254,4	40,5
	50,0	59,0	134,4		35,0	107,8	123,3		25,0	169,1	119,7		7,1	252,8	45,5
	55,0	49,0	141,1		40,0	97,8	135,9		28,0	163,1	132,0		8,0	251,0	51,1
	60,0	39,0	146,5		45,0	87,8	147,4		30,0	159,1	139,9		8,8	249,4	56,0
165,1	6,3	152,5	24,7		50,0	77,8	157,6		35,0	149,1	158,9		10,0	247,0	63,4
	7,1	150,9	27,7		55,0	67,8	166,6		40,0	139,1	176,7		11,0	245,0	69,4
	8,0	149,1	31,0		60,0	57,8	174,3		45,0	129,1	193,2		12,5	242,0	78,5
	8,8	147,5	33,9	191	6,3	178,4	28,7		50,0	119,1	208,5		14,2	238,6	88,5
	10,0	145,1	38,2		7,1	176,8	32,2		55,0	109,1	222,6		16,0	235,0	99,0
	11,0	143,1	41,8		8,0	175,0	36,1		60,0	99,1	235,4		17,5	232,0	107,7
	12,5	140,1	47,0		8,8	173,4	39,5		65,0	89,1	247,0		20,0	227,0	121,8
	14,2	136,7	52,8		10,0	171,0	44,6		70,0	79,1	257,4		22,2	222,6	134,0
	16,0	133,1	58,8		11,0	169,0	48,8		6,3	216,4	34,6	229	25,0	217,0	149,2
	16,0	133,1	58,8		12,5	166,0	55,0		7,1	214,8	38,9		28,0	211,0	165,0
	17,5	130,1	63,7		14,2	162,6	61,9		8,0	213,0	43,6		30,0	207,0	175,3
	20,0	125,1	71,6		16,0	159,0	69,1		8,8	211,4	47,8		35,0	197,0	200,3
	22,2	120,7	78,2		17,5	156,0	74,9		10,0	209,0	54,0		40,0	187,0	223,9
	25,0	115,1	86,4		20,0	151,0	84,3		11,0	207,0	59,1		45,0	177,0	246,4
	28,0	109,1	94,7		22,2	146,6	92,4		12,5	204,0	66,7		50,0	167,0	267,6
	30,0	105,1	100,0		25,0	141,0	102,3		14,2	200,6	75,2		55,0	157,0	287,6
	35,0	95,1	112,3		28,0	135,0	112,6		16,0	197,0	84,0		60,0	147,0	306,3
	40,0	85,1	123,4		30,0	131,0	119,1		17,5	194,0	91,3		65,0	137,0	323,8
	45,0	75,1	133,3		35,0	121,0	134,7		20,0	189,0	103,1		70,0	127,0	340,1
	50,0	65,1	141,9		40,0	111,0	149,0		22,2	184,6	113,2		75,0	117,0	355,1
	55,0	55,1	149,3		45,0	101,0	162,0		25,0	179,0	125,8	273	6,3	260,4	41,4
	60,0	45,1	155,5		50,0	91,0	173,9		28,0	173,0	138,8		7,1	258,8	46,6
168,3	6,3	155,7	25,2		55,0	81,0	184,5		30,0	169,0	147,2		8,0	257,0	52,3
	7,1	154,1	28,2		60,0	71,0	193,8		35,0	159,0	167,5		8,8	255,4	57,3
	8,0	152,3	31,6	193,7	6,3	181,1	29,1		40,0	149,0	186,4		10,0	253,0	64,9
	8,8	150,7	34,6		7,1	179,5	32,7		45,0	139,0	204,2		11,0	251,0	71,1
	10,0	148,3	39,0		8,0	177,7	36,6		50,0	129,0	220,7		12,5	248,0	80,3
	11,0	146,3	42,7		8,8	176,1	40,1		55,0	119,0	236,0		14,2	244,6	90,6
	12,5	143,3	48,0		10,0	173,7	45,3		60,0	109,0	250,1		16,0	241,0	101,4
	14,2	139,9	54,0		11,0	171,7	49,6		65,0	99,0	262,9		17,5	238,0	110,3
	16,0	136,3	60,1		12,5	168,7	55,9		70,0	89,0	274,5		20,0	233,0	124,8
	17,5	133,3	65,1		14,2	165,3	62,9		6,3	231,9	37,0	244,5	22,2	228,6	137,3
	20,0	128,3	73,1		16,0	161,7	70,1		7,1	230,3	41,6		25,0	223,0	152,9
	22,2	123,9	80,0		17,5	158,7	76,0		8,0	228,5	46,7		28,0	217,0	169,2
	25,0	118,3	88,3		20,0	153,7	85,7		8,8	226,9	51,2		30,0	213,0	179,8
	28,0	112,3	96,9		22,2	149,3	93,9		10,0	224,5	57,8		35,0	203,0	205,4
	30,0	108,3	102,3		25,0	143,7	104,0		11,0	222,5	63,3		40,0	193,0	229,8
	35,0	98,3	115,1		28,0	137,7	114,4		12,5	219,5	71,5		45,0	183,0	253,0
	40,0	88,3	126,6		30,0	133,7	121,1		14,2	216,1	80,6		50,0	173,0	275,0
	45,0	78,3	136,8		35,0	123,7	137,0		16,0	212,5	90,2		55,0	163,0	295,7
	50,0	68,3	145,9		40,0	113,7	151,6		17,5	209,5	98,0		60,0	153,0	315,2
	55,0	58,3	153,7		45,0	103,7	165,0		20,0	204,5	110,7		65,0	143,0	333,4
	60,0	48,3	160,3		50,0	93,7	177,2		22,2	200,1	121,7		70,0	133,0	350,4
171	6,3	158,4	25,6		55,0	83,7	188,1		25,0	194,5	135,3		75,0	123,0	366,2
	7,1	156,8	28,7		60,0	73,7	197,8		28,0	188,5	149,5		80,0	113,0	380,8
	8,0	155,0	32,2	203	6,3	190,4	30,6		30,0	184,5	158,7		85,0	103,0	394,1
	8,8	153,4	35,2		7,1	188,8	34,3		35,0	174,5	180,8	298,5	7,1	284,3	51,0
	10,0	151,0	39,7		8,0	187,0	38,5		40,0	164,5	201,7		8,0	282,5	57,3
	11,0	149,0	43,4		8,8	185,4	42,1		45,0	154,5	221,4		8,8	280,9	62,9
	12,5	146,0	48,9		10,0	183,0	47,6		50,0	144,5	239,8		10,0	278,5	71,1
	14,2	142,6	54,9		11,0	181,0	52,1		55,0	134,5	257,0		11,0	276,5	78,0
	16,0	139,0	61,2		12,5	178,0	58,7		60,0	124,5	273,0		12,5	273,5	88,2
	17,5	136,0	68,2		14,2	174,6	66,1		65,0	114,5	287,7		14,2	270,1	99,6
	20,0	131,0	74,5		16,0	171,0	73,8		70,0	104,5	301,2		16,0	266,5	111,5
	22,2	126,6	81,5		17,5	168,0	80,1		6,3	241,4	38,5	254	17,5	263,5	121,3
	25,0	121,0	90,0		20,0	163,0	90,3		7,1	239,8	43,2		20,0	258,5	137,4
	28,0	115,0	98,7		22,2	158,6	99,0		8,0	238,0	48,5		22,2	254,1	151,3
	30,0	111,0	104,3		25,0	153,0	109,7		8,8	236,4	53,2		25,0	248,5	168,6
	35,0	101,0	117,4		28,0	147,0	120,8		10,0	234,0	60,2		28,0	242,5	186,8

Es muy importante se tengan en cuenta las tolerancias indicadas al elegir la dimensión que precise para obtener el mecanizado final deseado.

Diámetros interiores orientativos, dependiendo de la tolerancia del diámetro exterior y espesor.

Diámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Diámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)	Diámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Diámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)	Diámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Diámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)	Diámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Diámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)	
	30,0	238,5	198,6		55,0	220,0	373,0		85,0	198,0	593,2		10,0	399,0	100,9	
	35,0	228,5	227,4		60,0	210,0	399,5		90,0	188,0	617,0		11,0	397,0	110,7	
	40,0	218,5	255,0		65,0	200,0	424,8		100,0	168,0	660,9		12,5	394,0	125,3	
	45,0	208,5	281,3		70,0	190,0	448,8		381	8,8	363,4	80,8	14,2	390,6	141,8	
	50,0	198,5	306,4		75,0	180,0	471,7			10,0	361,0	91,5	16,0	387,0	159,0	
	55,0	188,5	330,3		80,0	170,0	493,2			11,0	359,0	100,4	17,5	384,0	173,3	
	60,0	178,5	352,9		85,0	160,0	513,6			12,5	356,0	113,6	20,0	379,0	196,8	
	65,0	168,5	374,3		90,0	150,0	532,7			14,2	352,6	128,5	22,2	374,6	217,2	
	70,0	158,5	394,5		100,0	130,0	567,2			16,0	349,0	144,0	25,0	369,0	242,9	
	75,0	148,5	413,4	343	8,8	325,4	72,5			17,5	346,0	156,9	28,0	363,0	270,0	
	80,0	138,5	431,1		10,0	323,0	82,1			20,0	341,0	178,1	30,0	359,0	287,8	
	85,0	128,5	447,5		11,0	321,0	90,1			22,2	336,6	196,4	35,0	349,0	331,5	
305	7,1	290,8	52,2		12,5	318,0	101,9			25,0	331,0	219,5	40,0	339,0	373,9	
	8,0	289,0	58,6		14,2	314,6	115,1			28,0	325,0	243,8	45,0	329,0	415,1	
	8,8	287,4	64,3		16,0	311,0	129,0			30,0	321,0	259,7	50,0	319,0	455,0	
	10,0	285,0	72,8		17,5	308,0	140,5			35,0	311,0	298,7	55,0	309,0	493,7	
	11,0	283,0	79,8		20,0	303,0	159,3			40,0	301,0	336,4	60,0	299,0	531,2	
	12,5	280,0	90,2		22,2	298,6	175,6			45,0	291,0	372,9	65,0	289,0	567,5	
	14,2	276,6	101,8		25,0	293,0	196,1			50,0	281,0	408,1	70,0	279,0	602,5	
	16,0	273,0	114,0		28,0	287,0	217,5			55,0	271,0	442,2	75,0	269,0	636,3	
	17,5	270,0	124,1		30,0	283,0	231,6			60,0	261,0	475,0	80,0	259,0	668,8	
	20,0	265,0	140,6		35,0	273,0	265,9			65,0	251,0	506,5	85,0	249,0	700,1	
	22,2	260,6	154,8		40,0	263,0	298,9			70,0	241,0	536,9	90,0	239,0	730,2	
	25,0	255,0	172,6		45,0	253,0	330,7			75,0	231,0	566,0	100,0	219,0	786,7	
	28,0	249,0	191,3		50,0	243,0	361,3			80,0	221,0	593,8	431,8	10,0	411,8	104,0
	30,0	245,0	203,5		55,0	233,0	390,6			85,0	211,0	620,5	11,0	409,8	114,2	
	35,0	235,0	233,1		60,0	223,0	418,8			90,0	201,0	645,9	12,5	408,8	129,3	
	40,0	225,0	261,4		65,0	213,0	445,6			100,0	181,0	693,0	14,2	403,4	146,2	
	45,0	215,0	288,5		70,0	203,0	471,3			394	8,8	376,4	83,6	16,0	399,8	164,1
	50,0	205,0	314,4		75,0	193,0	495,7			10,0	374,0	94,7	17,5	396,8	178,8	
	55,0	195,0	339,1		80,0	183,0	518,9			11,0	372,0	103,9	20,0	391,8	203,1	
	60,0	185,0	362,5		85,0	173,0	540,8			12,5	369,0	117,6	22,2	387,4	224,2	
	65,0	175,0	384,7		90,0	163,0	561,5			14,2	365,6	133,0	25,0	381,8	250,8	
	70,0	165,0	405,7		100,0	143,0	599,3			16,0	362,0	149,2	28,0	375,8	278,8	
	75,0	155,0	425,4	355,6	8,8	338,0	75,3			17,5	359,0	162,5	30,0	371,8	297,3	
	80,0	145,0	443,9		10,0	335,6	85,2			20,0	354,0	184,5	35,0	361,8	342,5	
	85,0	135,0	461,2		11,0	333,6	93,5			22,2	349,6	203,6	40,0	351,8	386,5	
	90,0	125,0	477,2		12,5	330,6	105,8			25,0	344,0	227,5	45,0	341,8	429,3	
323,9	7,1	309,7	55,5		14,2	327,2	119,6			28,0	338,0	252,7	50,0	331,8	470,8	
	8,0	307,9	62,3		16,0	323,6	134,0			30,0	334,0	269,3	55,0	321,8	511,1	
	8,8	306,3	68,4		17,5	320,6	145,9			35,0	324,0	309,9	60,0	311,8	550,1	
	10,0	303,9	77,4		20,0	315,6	165,5			40,0	314,0	349,2	65,0	301,8	588,0	
	11,0	301,9	84,9		22,2	311,2	182,5			45,0	304,0	387,3	70,0	291,8	624,6	
	12,5	298,9	96,0		25,0	305,6	203,8			50,0	294,0	424,2	75,0	281,8	659,9	
	14,2	295,5	108,5		28,0	299,6	226,2			55,0	284,0	459,8	80,0	271,8	694,1	
	16,0	291,9	121,5		30,0	295,6	240,9			60,0	274,0	494,2	85,0	261,8	727,0	
	17,5	288,9	132,2		35,0	285,6	276,7			65,0	264,0	527,4	90,0	251,8	758,6	
	20,0	283,9	149,9		40,0	275,6	311,3			70,0	254,0	559,3	100,0	231,8	818,3	
	22,2	279,5	165,2		45,0	265,6	344,7			75,0	244,0	590,0	445	10,0	425,0	107,3
	25,0	273,9	184,3		50,0	255,6	376,8			80,0	234,0	619,5	11,0	423,0	117,7	
	28,0	267,9	204,3		55,0	245,6	407,7			85,0	224,0	647,7	12,5	420,0	133,3	
	30,0	263,9	217,4		60,0	235,6	437,4			90,0	214,0	674,7	14,2	416,6	150,9	
	35,0	253,9	249,4		65,0	225,6	465,8			100,0	194,0	725,0	16,0	413,0	169,3	
	40,0	243,9	280,1		70,0	215,6	493,0			406,4	8,0	390,4	78,6	17,5	410,0	184,5
	45,0	233,9	309,5		75,0	205,6	519,0			8,8	388,8	86,3	20,0	405,0	209,6	
	50,0	223,9	337,7		80,0	195,6	543,7			10,0	386,4	97,8	22,2	400,6	231,5	
	55,0	213,9	364,7		85,0	185,6	567,2			11,0	384,4	107,3	25,0	395,0	258,9	
	60,0	203,9	390,5		90,0	175,6	589,5			12,5	381,4	121,4	28,0	389,0	287,9	
	65,0	193,9	415,0		100,0	155,6	630,3			14,2	378,0	137,3	30,0	385,0	307,0	
	70,0	183,9	438,3	368	8,8	350,4	78,0			16,0	374,4	154,0	35,0	375,0	353,9	
	75,0	173,9	460,4		10,0	348,0	88,3			17,5	371,4	168,8	40,0	365,0	399,5	
	80,0	163,9	481,2		11,0	346,0	96,8			20,0	366,4	190,6	45,0	355,0	443,9	
	85,0	153,9	500,8		12,5	343,0	109,6			22,2	362,0	210,3	50,0	345,0	487,1	
	90,0	143,9	519,1		14,2	339,6	123,9			25,0	356,4	235,1	55,0	335,0	529,0	
	100,0	123,9	552,2		16,0	336,0	138,9			28,0	350,4	261,3	60,0	325,0	569,7	
330	8,8	312,4	69,7		17,5	333,0	151,3			30,0	346,4	278,5	65,0	315,0	609,1	
	10,0	310,0	78,9		20,0	328,0	171,6			35,0	336,4	320,6	70,0	305,0	647,4	
	11,0	308,0	86,5		22,2	323,6	189,3			40,0	326,4	361,4	75,0	295,0	684,4	
	12,5	305,0	97,9		25,0	318,0	211,5			45,0	316,4	401,1	80,0	285,0	720,1	
	14,2	301,6	110,6		28,0	312,0	234,8			50,0	306,4	439,5	85,0	275,0	754,6	
	16,0	298,0	123,9		30,0	308,0	250,1			55,0	296,4	476,6	90,0	265,0	787,9	
	17,5	295,0	134,9		35,0	298,0	287,4			60,0	286,4	512,6	100,0	245,0	850,8	
	20,0	290,0	152,9		40,0	288,0	323,6			65,0	276,4	547,3	457,2	8,0	441,2	88,6
	22,2	285,6	168,5		45,0	278,0	358,5			70,0	266,4	580,7	8,8	439,6	97,3	
	25,0	280,0	188,0		50,0	268,0	392,1			75,0	256,4	613,0	10,0	437,2	110,3	
	28,0	274,0	208,5		55,0	258,0	424,5			80,0	246,4	644,0	11,0	435,2	121,0	
	30,0	270,0	222,0		60,0	248,0	455,7			85,0	236,4	673,7	12,5	432,2	137,1	
	35,0	260,0	254,6		65,0	238,0	485,7			90,0	226,4	702,3	14,2	428,8	155,1	
	40,0	250,0	286,1		70,0	228,0	514,4			100,0	206,4	755,6	16,0	425,2	174,1	
	45,0	240,0	316,3		75,0	218,0	541,9			419	8,0	403,0	81,1	17,5	422,2	189,8
	50,0	230,0	345,3		80,0	208,0	568,2			8,8	401,4	89,0	20,0	417,2	215,6	

Los pesos de las tablas son aproximados según las dimensiones nominales, pudiendo variar según las tolerancias.

Diámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Diámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)	Diámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Diámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)	Diámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Diámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)	Diámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Diámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)
	22,2	412,8	238,2		50,0	408,0	564,7		100,0	358,8	1.131		60,0	502,0	831,6
	25,0	407,2	266,5		55,0	398,0	614,4	570	14,2	641,6	194,6		65,0	492,0	892,9
	28,0	401,2	296,4		60,0	388,0	662,9		16,0	538,0	218,6		70,0	482,0	952,9
	30,0	397,2	316,1		65,0	378,0	710,1		17,5	535,0	238,4		75,0	472,0	1.012
	35,0	387,2	364,4		70,0	368,0	756,1		20,0	530,0	271,3		80,0	462,0	1.069
	40,0	377,2	411,6		75,0	358,0	800,9		22,2	525,6	299,9		85,0	452,0	1.126
	45,0	367,2	457,4		80,0	348,0	844,4		25,0	520,0	336,0		90,0	442,0	1.181
	50,0	357,2	502,1		85,0	338,0	886,7		28,0	514,0	374,3		100,0	422,0	1.287
	55,0	347,2	545,5		90,0	328,0	927,8		30,0	510,0	399,5	635	12,5	610,0	191,9
	60,0	337,2	587,7		100,0	308,0	1.006		35,0	500,0	461,8		14,2	606,6	217,4
	65,0	327,2	628,7	521	8,8	503,4	111,2		40,0	490,0	522,8		18,0	603,0	244,2
	70,0	317,2	668,4		10,0	501,0	126,0		45,0	480,0	582,6		17,5	600,0	266,5
	75,0	307,2	706,9		11,0	499,0	138,4		50,0	470,0	641,2		20,0	595,0	303,3
	80,0	297,2	744,2		12,5	496,0	156,8		55,0	460,0	698,5		22,2	590,6	335,5
	85,0	287,2	780,2		14,2	492,6	177,5		60,0	450,0	754,6		25,0	585,0	376,1
	90,0	277,2	815,0		16,0	489,0	199,3		65,0	440,0	809,5		28,0	579,0	419,1
	100,0	257,2	880,9		17,5	486,0	217,3		70,0	430,0	863,2		30,0	575,0	447,6
470	8,0	454,0	91,1		20,0	481,0	247,1		75,0	420,0	915,6		35,0	565,0	517,9
	8,8	452,4	100,1		22,2	476,6	273,1		80,0	410,0	966,7		40,0	555,0	586,9
	10,0	450,0	113,4		25,0	471,0	305,8		85,0	400,0	1.017		45,0	545,0	654,8
	11,0	448,0	124,5		28,0	465,0	340,4		90,0	390,0	1.065		50,0	535,0	721,3
	12,5	445,0	141,0		30,0	461,0	363,3		100,0	370,0	1.159		55,0	525,0	786,7
	14,2	441,6	159,6		35,0	451,0	419,5	584,2	12,5	559,2	176,2		60,0	515,0	850,8
	16,0	438,0	179,1		40,0	441,0	474,5		14,2	555,8	199,6		65,0	505,0	913,7
	17,5	435,0	195,3		45,0	431,0	528,2		16,0	552,2	224,2		70,0	495,0	975,4
	20,0	430,0	222,0		50,0	421,0	580,8		17,5	549,2	244,6		75,0	485,0	1.036
	22,2	425,6	245,2		55,0	411,0	632,1		20,0	544,2	278,3		80,0	475,0	1.095
	25,0	420,0	274,4		60,0	401,0	682,1		22,2	539,8	307,7		85,0	465,0	1.153
	28,0	414,0	305,2		65,0	391,0	731,0		25,0	534,2	344,8		90,0	455,0	1.210
	30,0	410,0	325,5		70,0	381,0	778,6		28,0	528,2	384,1		100,0	435,0	1.319
	35,0	400,0	375,5		75,0	371,0	824,9		30,0	524,2	410,0	660,4	10,0	640,4	160,4
	40,0	390,0	424,2		80,0	361,0	870,1		35,0	514,2	474,0		11,0	638,4	176,2
	45,0	380,0	471,7		85,0	351,0	914,0		40,0	504,2	536,8		12,5	635,4	199,7
	50,0	370,0	517,9		90,0	341,0	956,6		45,0	494,2	598,4		14,2	632,0	226,3
	55,0	360,0	562,9		100,0	321,0	1.038		50,0	484,2	658,7		16,0	628,4	254,3
	60,0	350,0	606,7	530	11,0	508,0	140,8		55,0	474,2	717,8		17,5	625,4	277,5
	65,0	340,0	649,2		12,5	505,0	159,5		60,0	464,2	775,7		20,0	620,4	315,9
	70,0	330,0	690,5		14,2	501,6	180,6		65,0	454,2	832,3		22,2	616,0	349,4
	75,0	320,0	730,6		16,0	498,0	202,8		70,0	444,2	887,7		25,0	610,4	391,7
	80,0	310,0	769,4		17,5	495,0	221,2		75,0	434,2	941,8		28,0	604,4	436,7
	85,0	300,0	807,0		20,0	490,0	251,5		80,0	424,2	994,7		30,0	600,4	466,4
	90,0	290,0	843,4		22,2	485,6	278,0		85,0	414,2	1.046		35,0	590,4	539,8
	100,0	270,0	912,5		25,0	480,0	311,4		90,0	404,2	1.097		40,0	580,4	612,0
482,6	11,0	460,6	127,9		28,0	474,0	346,6		100,0	384,2	1.194		45,0	570,4	683,0
	12,5	457,6	144,9		30,0	470,0	369,9	609,6	10,0	589,6	147,9		50,0	560,4	752,7
	14,2	454,2	164,0		35,0	460,0	427,3		11,0	587,6	162,4		55,0	550,4	821,2
	16,0	450,6	184,1		40,0	450,0	483,4		12,5	584,6	184,1		60,0	540,4	888,4
	17,5	447,6	200,7		45,0	440,0	538,2		14,2	581,2	208,5		65,0	530,4	954,4
	20,0	442,6	228,2		50,0	430,0	591,9		16,0	577,6	234,2		70,0	520,4	1.019
	22,2	438,2	252,1		55,0	420,0	644,3		17,5	574,6	255,5		75,0	510,4	1.083
	25,0	432,6	282,1		60,0	410,0	695,5		20,0	569,6	290,8		80,0	500,4	1.145
	28,0	426,6	313,9		65,0	400,0	745,4		22,2	565,2	321,6		85,0	490,4	1.206
	30,0	422,6	334,9		70,0	390,0	794,1		25,0	559,6	360,4		90,0	480,4	1.266
	35,0	412,6	386,3		75,0	380,0	841,6		28,0	553,6	401,6		100,0	460,4	1.382
	40,0	402,6	436,6		80,0	370,0	887,8		30,0	549,6	428,8	711,2	11,0	689,2	189,9
	45,0	392,6	485,6		85,0	360,0	932,8		35,0	539,6	498,0		12,5	686,2	215,4
	50,0	382,6	533,4		90,0	350,0	976,6		40,0	529,6	561,9		14,2	682,8	244,1
	55,0	372,6	580,0		100,0	330,0	1.060		45,0	519,6	626,6		16,0	679,2	274,3
	60,0	362,6	625,3	558,8	10,0	538,8	135,3		50,0	509,6	690,0		17,5	676,2	299,4
	65,0	352,6	669,4		11,0	536,8	148,6		55,0	499,6	752,2		20,0	671,2	340,9
	70,0	342,6	712,3		12,5	533,8	168,4		60,0	489,6	813,2		22,2	666,8	377,2
	75,0	332,6	753,9		14,2	530,4	190,7		65,0	479,6	873,0		25,0	661,2	423,1
	80,0	322,6	794,3		16,0	526,8	214,2		70,0	469,6	931,5		28,0	655,2	471,8
	85,0	312,6	833,5		17,5	523,8	233,6		75,0	459,6	988,8		30,0	651,2	504,0
	90,0	302,6	871,4		20,0	518,8	265,8		80,0	449,6	1.045		35,0	641,2	583,7
	100,0	282,6	943,5		22,2	514,4	293,8		85,0	439,6	1.100		40,0	631,2	662,1
508	8,8	490,4	108,3		25,0	508,8	329,1		90,0	429,6	1.153		45,0	621,2	739,3
	10,0	488,0	122,8		28,0	502,8	366,5		100,0	409,6	1.257		50,0	611,2	815,3
	11,0	486,0	134,8		30,0	498,8	391,2	622	14,2	593,6	212,8		55,0	601,2	890,1
	12,5	483,0	152,7		35,0	488,8	452,1		16,0	590,0	239,1		60,0	591,2	963,6
	14,2	479,6	172,9		40,0	478,8	511,8		17,5	587,0	260,9		65,0	581,2	1.036
	16,0	476,0	194,1		45,0	468,8	570,2		20,0	582,0	296,9		70,0	571,2	1.107
	17,5	473,0	211,7		50,0	458,8	627,4		22,2	577,6	328,4		75,0	561,2	1.177
	20,0	468,0	240,7		55,0	448,8	683,3		25,0	572,0	368,1		80,0	551,2	1.245
	22,2	463,6	266,0		60,0	438,8	738,1		28,0	566,0	410,2		85,0	541,2	1.313
	25,0	458,0	297,8		65,0	428,8	791,6		30,0	562,0	438,0		90,0	531,2	1.379
	28,0	452,0	331,5		70,0	418,8	843,8		35,0	552,0	506,7		100,0	511,2	1.507
	30,0	448,0	353,6		75,0	408,8	894,8		40,0	542,0	574,1				
	35,0	438,0	408,3		80,0	398,8	944,6		45,0	532,0	640,3				
	40,0	428,0	461,7		85,0	388,8	993,2		50,0	522,0	705,3				
	45,0	418,0	513,8		90,0	378,8	1.041		55,0	512,0	769,1				

Estamos en disposición de suministrar otras dimensiones con programación previa, a parte de las indicadas en estas tablas.

○ Ficha Técnica

TUBOS DE ACERO SIN SOLDADURA LAMINADOS EN CALIENTE PARA APLICACIONES MECÁNICAS.

CALIDAD HABITUAL: E355 (EN-10297) ó St.52.0 (DIN-2448/1629)

OTRAS CALIDADES BAJO DEMANDA: (EN-10297):E355K2 / E470 / E235 / E275 / E315 / E420J2 / E460K2 / E590K2
E730K2 / 42CrMo4-F125 (DIN2448 / 1629) : S152.3 / S152.3 N / 20MnV6

COMPOSICIÓN QUÍMICA.

TIPO DE ACERO	C % máx.	Mn % máx.	Si % máx.	P % máx.	S % máx.	V % máx.
E355	0,22	1,60	0,55	0,030	0,035	--
E355K2 ⁽¹⁾	0,20	0,90 ± 1,65	0,50	0,030	0,030	0,12
E470	0,16 ÷ 0,22	1,30 ÷ 1,70	0,10 ÷ 0,50	0,030	0,035	--
S152.0	0,22	1,60	0,55	0,040	0,035	--
S152.3 / St52.3N	0,22	1,60	0,55	0,040	0,040	--
20MnV6 / MW450 ⁽²⁾	0,22	1,70	0,50	0,035	0,040	0,020

⁽¹⁾Elementos tales como Al, Ti, Nb, ó V pueden ser añadidos para fijar el nitrógeno u obtener las características mecánicas deseadas. ⁽²⁾ Al % mínimo 0,010.



CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS.

TIPO DE ACERO	Carga de rotura (R) mín. N/mm ²				Límite elástico (Rs) mín. N/mm ²					A mín.%	Resiliencia °C Joules
	≤16	>16≤40	>40≤65	>65≤100	≤16	>16≤40	>40≤65	>65≤80	>80≤100		
E355	490	490	490	470	355	345	335	315	295	20	
E355K2*	490	490	470	470	355	345	335	315	295	20	-20°C * 40 Joules
E470	650	600			470	470	430			17	
S152.0			500 + 650		355	345	335	por acuerdo		21	
S152.3 / St52.3N			490 + 630		355	345	335	325	315	22	-20°C * 27 Joules
20 MnV6 / MW450			570 + 740				440			18	

TABLA DE COMPARACIONES.

Norma	EN - 10297-1					DIN - 1629			
	E355					St 52.0			
Acero	E355					St 52.0			
Composición química	C% ≤ 0,22	Mn% ≤ 1,60	Si% ≤ 0,55	P% ≤ 0,030	S% ≤ 0,035	C% ≤ 0,20	P% ≤ 0,040	Si% ≤ 0,035	N fijando elementos (exc. Al total)* 0,020%
	*Adiciones de Nb, V, Ti son permitidas					*Si ≤ 0,55% / Mn ≤ 1,60%			
Carga de rotura Resistencia (R) mín. N/mm ²	≤ 16 490	> 16 ≤ 40 490	> 40 ≤ 65 490	> 65 ≤ 100 470		todos los espesores 500 + 650			
Límite elástico (Rs mín.) N/mm ²	≤ 16 355	> 16 ≤ 40 345	> 40 ≤ 65 335	> 65 ≤ 80 315	> 80 ≤ 100 295	≤ 16 355	> 16 ≤ 40 345	> 40 ≤ 65 335	
Alargamiento %	longitud 20%		transversal 18%			longitud 21%		transversal 19%	
Tolerancia Diámetro Exterior (D) mm.	D ≤ 219,1 D > 219,1	± 1% con un mínimo de ± 0,5 mm ± 1%				D ≤ 100 D > 100	± 1% con un mínimo de ± 0,5 mm ± 1%		
Tolerancia del espesor (E) mm.	Espesor / Diámetro (ratio)					E ≤ 2*En +15% -10%			
	> 0,025					E > 4*En +12,5% -10%			
	< 0,025					E > 4*En ± 9%			
	D > 219,1	± 20%	± 15%	± 12,5%		D ≤ 130	E ≤ 0,05D +17,5% -12,5%		
	D ≤ 219,1	± 12,5% con un mínimo de ± 0,4 mm				130 < D ≤ 320	E > 0,11D ± 12,5%		
							E ≤ 0,05D +20% -15%		
						320 < D ≤ 660	E > 0,09D +15% -12,5%		
							E > 0,09D +12,5% -10%		
						*En= espesor normalizado según DIN-2448			
Rectilíneidad	D < 33,7 mm sin especificar		D ≥ 33,7 mm 0,0015 de la longitud del tubo			"Los tubos deben ser rectilíneos bajo control visual".			

PROTUBSA Ventas Alava ➤ Tel. 902 245 245 / Fax 902 275 275
Tarragona ➤ Tel. 902 375 375 / Fax 902 375 376

Tubos y barras de acero para:

• Industria en general • Hidráulica/Neumática • Mecánica • Estructura



Protubsa Sede/Almacén Alava



Protubsa Almacén Tarragona

PROTUBSA
Provedora de Tubos Occidental S.L.



Sede / Almacén

Pol. Ind. "Goian"
Avda. San Blas, 24
01170 Legutiano
ALAVA
Tel. 902 245 245
Fax 902 275 275

Almacén

Pol. Ind. "L'Empalme"
C/Girona, 18
43713 St. Jaume dels Domenys
TARRAGONA
Tel. 902 375 375
Fax 902 375 376

www.protubsa.com
protubsa@protubsa.com

N.I.F. B-01267277

Otros productos a su disposición.



Tubos Estructurales



Tubos sin soldadura
"Barra perforada"



Barras y tubos
cromados de
precisión



Tubos de Precisión

↓
Pidanos catálogo



Bianco Group



www.biancogroup.it



RULES FOR
CLASSIFICATION OF

SHIPS / HIGH SPEED, LIGHT CRAFT AND NAVAL SURFACE CRAFT

NEWBUILDINGS

MACHINERY AND SYSTEMS
MAIN CLASS

PART 4 CHAPTER 4

ROTATING MACHINERY, POWER TRANSMISSION

JANUARY 2001

CONTENTS	PAGE
Sec. 1 Shafting	5
Sec. 2 Gear Transmissions	17
Sec. 3 Clutches	27
Sec. 4 Bending Compliant Couplings	29
Sec. 5 Torsionally Elastic Couplings	31

DET NORSKE VERITAS

Veritasveien 1, N-1322 Høvik, Norway Tel.: +47 67 57 99 00 Fax: +47 67 57 99 11

CHANGES IN THE RULES

General

This is a new chapter of the rules, decided by the Board in December 2000 and June 2001. It supersedes Sec.5 and Sec.6 of the January 1996 edition of Pt.4 Ch.2 "Propulsion and Auxiliary Machinery. Previous Pt.4 Ch.4 has been renumbered to read Pt.4 Ch.8.

The rule changes come into force on 1 January 2002.

This chapter is valid until superseded by a revised chapter. Supplements will not be issued except for an updated list of minor amendments and corrections presented in Pt.0 Ch.1 Sec.3. Pt.0 Ch.1 is normally revised in January and July each year.

Revised chapters will be forwarded to all subscribers to the rules. Buyers of reprints are advised to check the updated list of rule chapters printed Pt.0 Ch.1 Sec.1 to ensure that the chapter is current.

Main changes

• General

— A risk assessment and life cycle approach in class involvement, has been applied to Pt.4, resulting in the restructuring of Ch.1 to Ch.12. The previous Ch.2 has been sub-divided into four chapters, with Ch.2 as the lead document, containing inter alia principles and certification requirements, in regard to rotating machinery.

• Sec.1 Shafting

A new basic method for shaft dimensioning has been built up in accordance with modern methods for fatigue assessment and is based on DIN 743.

— The new basic method for the calculation of shaft dimensions (replaces previous Ch.2 Sec.6 D300) has been described in a new Classification Note No. 41.4. Examples of the application, for common shaft design, are shown in the new Appendix to the Classification Note No. 41.4.

— Three, new simplified methods (replaces previous Ch.2 Sec.6 D400) for quick, simple and safe assessment of shaft dimensioning are added:

- 1) B215 includes plants with low torsional vibration.
- 2) B216 includes stainless steel shafts subjected to sea water and with low torsional vibration.

3) B217 includes shafts in direct coupled plants with fixed pitch propellers: IACS UR 33, 37, 38 and 39 apply, but with different limitations for use.

— Involvement based on criticality, life cycle focus and problem areas have been included.

— New items in sub section B include:

- how to combine the influence of stress concentration and surface roughness
- how to assess notch sensitivity
- the introduction of "component influence factors"
- higher safety factor for high cycle fatigue than for low cycle (due to larger standard deviation for high cycle fatigue)

— The permissible stresses for transient torsional vibration have been made dependant upon the expected number of cycles during the lifetime of the ship.

— In B410: Elasto-plastic shrinking: Permitted part-plastification of shrink fits, including calculation method.

• Sec.2 Gear Transmissions

— In B300 the requirement has been changed from "special consideration" to either stress intensity limitation or specific stress limits, for welds in gearwheels.

— In B900 the lubrication oil system requirements have been extended to suit electric drives (very low r.p.m. during manoeuvring).

— Item C200 on quality control of pinion and wheels, has been updated in accordance with ISO 6336-5 standards, less stringent on core impact testing.

— In E100 bearing temperature alarm for gears with a total transmitted power greater than 5 MW has been added.

• Sec.3 Clutches

— In sub sections B and I the rules have been updated.

— In sub section E, monitoring has been updated to a "reasonable minimum".

• Sec.4 Bending compliant couplings

— No major changes.

• Sec.5 Torsionally elastic couplings

— In item B300, the type testing requirements have been updated.

— In item E100 the requirement for emergency claws has been replaced by monitoring (twist alarm)

Comments to the rules may be sent by e-mail to rules@dnv.com

For subscription orders or information about subscription terms, please use distribution@dnv.com

Comprehensive information about DNV and the Society's services is found at the Web site <http://www.dnv.com>

© Det Norske Veritas

Computer Typesetting (FM+SGML) by Det Norske Veritas

Printed in Norway by GCS AS.

If any person suffers loss or damage which is proved to have been caused by any negligent act or omission of Det Norske Veritas, then Det Norske Veritas shall pay compensation to such person for his proved direct loss or damage. However, the compensation shall not exceed an amount equal to ten times the fee charged for the service in question, provided that the maximum compensation shall never exceed USD 2 million.

In this provision "Det Norske Veritas" shall mean the Foundation Det Norske Veritas as well as all its subsidiaries, directors, officers, employees, agents and any other acting on behalf of Det Norske Veritas.

CONTENTS

SEC. 1 SHAFTING	5	D. Workshop Testing	25
A. General	5	D 100 Gear mesh checking.....	25
A 100 Application.....	5	D 200 Clutch operation.....	25
A 200 Documentation of shafts and couplings.....	5	D 300 Ancillary systems.....	25
A 300 Documentation of bearings and seals.....	5	E. Control, Alarm, Safety Functions and Indication	25
A 400 Documentation of shafting system and dynamics.....	5	E 100 Summary.....	25
B. Design	6	F. Arrangement	26
B 100 General.....	6	F 100 Installation and fastening.....	26
B 200 Criteria for shaft dimensions.....	6	G. Vibration	26
B 300 Flange connections.....	8	G 100 General.....	26
B 400 Shrink fit connections.....	9	H. Installation Inspection	26
B 500 Keyed connections.....	11	H 100 Application.....	26
B 600 Clamp couplings.....	12	H 200 Inspections.....	26
B 700 Spline connections.....	12	I. Shipboard Testing	26
B 800 Propeller shaft liners.....	12	I 100 Gear teeth inspections.....	26
B 900 Shaft bearings, dimensions.....	12	I 200 Gear noise detection.....	26
B 1000 Bearing design details.....	12	I 300 Bearings and lubrication.....	26
B 1100 Shaft oil seals.....	12	SEC. 3 CLUTCHES	27
C. Inspection and Testing	13	A. General	27
C 100 Certification.....	13	A 100 Application.....	27
C 200 Assembling in workshop.....	13	A 200 Documentation.....	27
D. Workshop Testing	13	B. Design	27
D 100 General.....	13	B 100 Torque capacities.....	27
E. Control, Alarm, Safety Functions and Indication	13	B 200 Strength and wear resistance.....	27
E 100 General.....	13	B 300 Emergency operation.....	27
E 200 Indications and alarms.....	13	B 400 Type testing.....	27
E 300 Tailshaft monitoring - TMON.....	13	C. Inspection and Testing	27
F. Arrangement	14	C 100 Certification.....	27
F 100 Sealing and protection.....	14	C 200 Inspection and testing of parts.....	27
F 200 Shafting arrangement.....	14	D. Workshop Testing	28
F 300 Shaft bending moments.....	14	D 100 Function testing.....	28
F 400 Shaft alignment.....	14	E. Control, Alarm and Safety Functions and Indication	28
G. Vibration	15	E 100 Summary.....	28
G 100 Whirling vibration.....	15	F. Arrangement	28
G 200 Rotor vibration.....	15	F 100 Clutch arrangement.....	28
G 300 Axial vibration.....	15	G. Dynamics	28
G 400 Vibration measurements.....	15	G 100 Engaging operation.....	28
H. Installation Inspection	15	H. Installation Inspection	28
H 100 Application.....	15	H 100 Alignment.....	28
H 200 Assembly.....	15	I. Shipboard Testing	28
H 300 Shaft alignment.....	16	I 100 Operating of clutches.....	28
I. Shipboard Testing	16	SEC. 4 BENDING COMPLIANT COUPLINGS	29
I 100 Bearings.....	16	A. General	29
I 200 Measurements of vibration.....	16	A 100 Application.....	29
SEC. 2 GEAR TRANSMISSIONS	17	A 200 Documentation.....	29
A. General	17	B. Design	29
A 100 Application.....	17	B 100 General.....	29
A 200 Documentation.....	17	B 200 Criteria for dimensioning.....	29
B. Design	19	C. Inspection and Testing	29
B 100 General.....	19	C 100 Certification.....	29
B 200 Gearing.....	19	C 200 Inspection and testing of parts.....	29
B 300 Welded gear designs.....	19	D. Workshop Testing	29
B 400 Shrink fitted pinions and wheels.....	20	D 100 Balancing.....	29
B 500 Bolted wheel bodies.....	20	D 200 Stiffness verification.....	30
B 600 Shafts.....	21	E. Control, Alarm, Safety Functions and Indication	30
B 700 Bearings.....	21	E 100 General.....	30
B 800 Casing.....	21		
B 900 Lubrication system.....	21		
C. Inspection and Testing	22		
C 100 Certification of parts.....	22		
C 200 Pinions and wheels.....	22		
C 300 Welded gear designs.....	24		
C 400 Ancillaries.....	24		
C 500 Assembling.....	24		

F. Arrangement	30	C. Inspection and Testing	33
F 100 Coupling arrangement.....	30	C 100 Certification	33
G. Vibration	30	C 200 Inspection and testing of parts	33
G 100 General.....	30	D. Workshop Testing	33
H. Installation Inspection	30	D 100 Stiffness verification	33
H 100 Alignment.....	30	D 200 Bonding tests.....	33
I. Shipboard Testing	30	E. Control, Alarm, Safety Functions and Indication	33
I 100 General.....	30	E 100 Summary	33
SEC. 5 TORSIONALLY ELASTIC COUPLINGS	31	F. Arrangement	33
A. General	31	F 100 Coupling arrangement.....	33
A 100 Application.....	31	G. Vibration	33
A 200 Documentation	31	G 100 General.....	33
B. Design	32	H. Installation Inspection	34
B 100 General.....	32	H 100 Alignment.....	34
B 200 Criteria for dimensioning.....	32	I. Shipboard Testing	34
B 300 Type testing.....	32	I 100 Elastic elements.....	34

SECTION 1 SHAFTING

A. General

A 100 Application

101 *Shafting* is defined as the following elements:

- shafts
- rigid couplings as flange couplings, shrink-fit couplings, keyed connections, clamp couplings, splines, etc. (compliant elements as tooth couplings, universal shafts, rubber couplings, etc. are dealt with in their respective sections)
- shaft bearings
- shaft seals.

Shafts or couplings made of composite materials are subject to special consideration.

Sec.1 also deals with the fitting of the propeller (and impeller for water jet), shaft alignment and whirling.

102 The rules in this section apply to shafting subject to certification for the purposes listed in Ch.2 Sec.1 A200. Furthermore, they only apply to shafts made of forged or hot rolled steel. Shafts made of other materials will be considered on the basis of equivalence with these rules.

103 Ch.2 describes all general requirements for rotating machinery, and forms the basis for all sections in Ch.3, Ch.4 and Ch.5.

104 Stern tube oil seals of standard design are to be type approved.

A 200 Documentation of shafts and couplings

201 Drawings of the shafts, liners and couplings are to be submitted. The drawings are to show clearly all details, such as fillets, keyways, radial holes, slots, surface roughness, shrinkage amounts, contact between tapered parts, pull up on taper, bolt pretension, protection against corrosion, welding details etc. as well as material types, mechanical properties and NDT specification. For shafts with a maximum diameter > 250 mm (flanges not considered) that are to be quenched and tempered, a drawing of the forging, in its heat treatment shape, is to be submitted upon request.

202 Applicable load data is to be given. The load data or the load limitations are to be sufficient to carry out design calculations as described in B. This means as a minimum:

- P = maximum continuous power (kW)
or T_0 = maximum continuous torque (Nm)
 n_0 = r.p.m. at maximum continuous power.

For plants with gear transmissions the relevant application factors are to be given, otherwise upper limitations (see Ch.3 Sec.1 G for diesel engine drives) will be used:

K_A = application factor for continuous

$$\text{operation} = 1 + \frac{T_v}{T_0} = 1 + \frac{\tau_v}{\tau_0}$$

K_{AP} = application factor for non-frequent peak loads (e.g. clutching-in shock loads or electric motors

$$\text{with star-delta switch}) = \frac{T_{peak}}{T_0} = \frac{\tau_{peak}}{\tau_0}$$

K_{Aice} = application factor due to ice shock loads (applicable for ice classed vessels), see Pt.5 Ch.1

ΔK_A = Application factor, torque range (applicable to reversing plants)

$$\Delta K_A = \frac{K_{A(P)(ice)} \tau_0 + \tau_{\max \text{ reversed}}}{\tau_0}$$

As a safe simplification it may be assumed that $\Delta K_A = 2 K_A$ or $2 K_{AP}$ or $2 K_{Aice}$ whichever is the highest.

Where:

- T_v = nominal vibratory torque for continuous operation in the full speed range (~ 90 - 100% of n_0)
- τ_v = nominal vibratory torsional stress for continuous operation in the full speed range
- τ_0 = nominal mean torsional stress at maximum continuous power
- $\tau_{\max \text{ reversed}}$ = maximum reversed torsional stress, which is the maximum value of $(\tau + \tau_v)$ in the entire speed range (for astern running), or $\tau_{ice \text{ rev}}$ (for astern running) whichever is the highest.

For direct coupled plants (i.e. plants with no elastic coupling or gearbox) the following data is to be given:

- τ_v = nominal vibratory torsional stress for continuous operation in the entire speed range. See torsional vibration in Ch.3 Sec.1 G300
- τ_{vT} = nominal vibratory torsional stress for transient operation (e.g. passing through a barred speed range) and the corresponding relevant number of cycles N_C . See torsional vibration in Ch.3 Sec.1 G400.

Reversing torque if limited to a value less than T_0 .

For all kinds of plants the necessary parameters for calculation of relevant bending stresses are to be submitted, see F and G.

A 300 Documentation of bearings and seals

301 Drawings of separate thrust bearings, stern tube bearings and oil seals are to be submitted. The drawings are to show all details as dimensions with tolerances, material types, and (for bearings) the lubrication system. (Drawings of ball and roller bearings need not to be submitted.) For main thrust bearings the mechanical properties of the bearing housing and foundation bolts are to be submitted.

302 For all fluid film bearings the maximum permissible load and maximum permissible operating temperatures with regard to necessary oil film thickness if applicable is to be specified.

303 The maximum permissible lateral movements for shaft oil seals are to be specified.

304 Documentation of the manufacturer's quality control with regard to inspection and testing of materials and parts of bearings and seals is to be submitted upon request.

A 400 Documentation of shafting system and dynamics

401 Drawings of the shafting arrangement are to be submitted. The drawings are to show all main dimensions as diameters and bearing spans, bearing supports and any supported elements as e.g. oil distribution boxes.

402 A shaft alignment specification is to be submitted for information. At least two of the following data are to be given with their tolerances:

- offsets from a reference line
- gap and sag values
- jacking loads.

403 Shaft alignment calculations are always to be submitted for approval for propulsion plants with:

- gear transmissions with 2 or more pinions driving the output wheel, even if there are only a single shaft in to gearbox
- intermediate shaft diameters above 400 mm

Upon request a full shaft alignment calculation may be required also for other plants. Such request applies to plants containing elements that are sensitive to alignment. See F400.

404 Calculations of whirling vibration or lateral rotor vibration may be required upon request. Normally this means determination of natural frequencies.

405 Axial vibration calculations may be required upon request, see also Ch.3 Sec.1 A501 c).

B. Design

B 100 General

101 For design principles see Ch.2 Sec.3 A100. The shafting is to be designed for all relevant load conditions such as rated power, reversing loads, foreseen overloads, transient conditions, etc. including all driving conditions under which the plant may be operated.

102 Determination of loads under the driving conditions specified in 101 is described in F and G as well as in Ch.3 Sec.1 G.

B 200 Criteria for shaft dimensions

201 Shafts are to be designed to prevent fatigue failure and local deformation. Detailed criteria are given in Classification Note 41.4. Simplified criteria for the most common shaft applications are given in 206, 207 and 208. For shaft sections not covered by the assumption in 206, 207 and 208, such as shaft sections with high stress combinations in direct coupled plants, the detailed criteria have to be applied. However, the transient vibration criteria may be omitted for shafts in plants with controllable pitch propellers running in combinator mode, since they are assumed to pass the barred speed range quickly.

It is sufficient that either the detailed criteria or the simplified criteria is fulfilled. In addition, the shafts are to be designed to prevent rust or detrimental fretting that may cause fatigue failures, see also 402.

202 The major load conditions to be considered are:

- low cycle fatigue (10^3 to 10^4 cycles) due to load variations from zero to full load, clutching-in shock loads, reversing torques, etc. In special cases, such as short range ferries higher number of cycles ($\sim 10^5$ cycles) may apply
- high cycle fatigue ($>> 10^6$ cycles) due to rotating bending and torsional vibration
- ice shock loads (10^6 to 10^7 cycles), applicable to vessels with ice class notations and ice breakers
- transient vibration as when passing through a barred speed range (10^4 to 10^6 cycles).

203 For applications where it may be necessary to take the advantage of tensile strength above 800 MPa and yield strength above 600 MPa, material cleanliness has an increasing

importance. Higher cleanliness than specified by material standards may be required. See also Ch.2 Sec.5. Furthermore, special protection against corrosion is required. Method of protection is to be approved, see A201.

204 Stainless steel shafts are to be designed to avoid cavities (pockets) where the sea water may remain uncirculated (e.g. in keyways). For other materials than stainless steel I, II and III as defined in Table B2, special consideration applies to fatigue values and pitting corrosion resistance.

205 The shaft safety factors for the different applications and criteria detailed in Classification Note 41.4 are to be, at least, in accordance with Table B1.

Fatigue criteria	Safety factor, S
Low cycle ($N_C < 10^4$ stress cycles)	1.4
High cycle ($N_C >> 3 \cdot 10^6$ stress cycles)	1.6
Transient vibration when passing through a barred speed range: ($10^4 < N_C < 3 \cdot 10^6$ stress cycles)	Linear interpolation (logr-logN diagram) between the low cycle criterion with $S = 1.4$ and the high cycle criterion with $S = 1.5$. For propeller shafts in way of and aft of the aft stern tube bearing the bending influence is covered by an increase of S by 0.05.

206 Simplified diameter formulae for plants with low torsional vibration such as geared plants or direct driven plants with elastic coupling

The simplified method for direct evaluation of the minimum diameters d for various design features are based on the following assumptions:

- σ_y limited to $0.7 \sigma_B$ (for calculation purpose only)
- application factors K_A and $K_{AP} \leq 1.4$, i.e. not valid for ice classes with application factors above 1.4
- vibratory torque $T_v \leq 0.35 T_0$ in all driving conditions
- application factor, torque range $\Delta K_A \leq 2.7$
- inner diameters $d_i \leq 0.5 d$ except for the oil distribution shaft with longitudinal slot where $d_i \leq 0.77 d$
- protection against corrosion (through oil, oil based coating, material selection or dry atmosphere).

If any of these assumptions are not fulfilled, the detailed method in Classification Note 41.4 is to be used.

The simplified method results in larger diameters than the detailed method. It distinguishes between:

- low strength steels with $\sigma_B \leq 600$ MPa which have a low notch sensitivity, and
- high strength steels with $\sigma_B > 600$ MPa such as alloyed quenched and tempered steels and carbon steels with a high carbon content that all are assumed to have a high notch sensitivity.

A. Low cycle criterion:

$$d = 29 k_1 \sqrt[3]{\frac{T_0}{\sigma_y}}$$

- k_1 - Factor for different design features, see Table B2.
- σ_y - Yield strength or 0.2% proof stress limited to 600 MPa for calculation purposes only

B. High cycle criterion:

$$d = 17.5 k_2 \sqrt[3]{\frac{T_0}{0.32 \sigma_y + 70}} \left(1 + k_3 \left(\frac{M_b}{T_0} \right)^2 \right)^{\frac{1}{6}}$$

M_b Bending moment (Nm), e.g. due to propeller weight or other relevant sources mentioned in F300.

For bending moments due to reactions from T_0 as for gear shafts, M_b is to include the K_A factor of 1.35.

k_2, k_3 Factors for different design features, see Table B2.

The higher value for d from A and B applies. However, for shafts loaded in torsion only, it is sufficient to calculate d according to A.

Design feature	Torsion only		Combined torsion and bending		
	≤ 600	> 600	≤ 600	> 600	k_3
Specified tensile strength σ_B (Mpa)	k_1	k_1	k_2	k_2	k_3
Plain shaft. $R_a \leq 6.4$	1.00	1.00	1.09	1.13	13
Keyway (semicircular), bottom radius $r \geq 0.015 d, R_a \leq 1.6$	1.16	1.27	1.43	1.46	8
Keyway (semicircular), bottom radius $r \geq 0.005 d, R_a \leq 1.6$	1.28	1.44	1.63	1.66	11
Flange fillet $r/d \geq 0.05, t/d \geq 0.20, R_a \leq 3.2$	1.05	1.10	1.23	1.26	19
Flange fillet $r/d \geq 0.08 t/d \geq 0.20, R_a \leq 3.2$	1.04	1.09	1.21	1.24	18
Flange fillet $r/d \geq 0.16 t/d \geq 0.20, R_a \leq 3.2$	1.00	1.04	1.16	1.18	16
Flange fillet $r/d \geq 0.24 t/d \geq 0.20, R_a \leq 3.2$	1.00	1.03	1.14	1.17	15
Flange for propeller $r/d \geq 0.10, t/d \geq 0.25, R_a \leq 3.2$	1.02	1.06	1.17	1.20	17
Radial hole $d_h \leq 0.2 d$, edge radius $r_e \geq 0.5 d_h, R_a \leq 0.8$	1.07	1.14	1.29	1.32	18
Radial hole, $d_h \leq 0.2 d$, no edge rounding, $R_a \leq 0.8$	1.10	1.19	1.36	1.38	18
Shrink fit edge, with one keyway	1.00	1.05	1.15	1.22	34
Shrink fit edge, keyless	1.00	1.05	1.13	1.22	28
Splines (involute type) ¹⁾	1.00	1.00	1.05	1.10	15
Shoulder fillet $r/d \geq 0.02, D/d \leq 1.1, R_a \leq 3.2$	1.05	1.10	1.21	1.25	22
Shoulder fillet $r/d \geq 0.1, D/d \leq 1.1, R_a \leq 3.2$	1.00	1.03	1.14	1.17	16
Shoulder fillet $r/d \geq 0.2, D/d \leq 1.1, R_a \leq 3.2$	1.0	1.01	1.12	1.15	13
Relief groove ¹⁾ , $D/d = 1.1, D-d \leq 2 r, R_a \leq 1.6$	1.00	1.04	1.15	1.17	16
Groove ¹⁾ for circlip, $D-d \leq 2 b, D-d \leq 7.5 r, R_a \leq 1.6$	1.17	1.28	1.38	1.40	27
Longitudinal slot ²⁾ in oil distribution shaft, $D_i \leq 0.77 d, 0.05 d \leq e \leq 0.2 d, (1-e) \leq 0.5 d, 0.35 \leq r_e/e \leq 0.6, R_a \leq 1.6$	1.42	1.60			

1) applicable to root diameter of notch
2) applicable for only one slot, i.e. outlets each 180°

207 Simplified diameter formulae for stainless steel shafts subjected to sea water and with low torsional vibration

This simplified method for direct evaluation of minimum diameters d for various design features are based on the same conditions as in 206 except that the protection against corrosion now is protection against crevice corrosion. This means

that e.g. keyways are to be sealed in both ends and thus the calculation in 206 applies for such design features. It is distinguished between 3 material types, see Table B3. The simplified method is only valid for design lifetimes corresponding to 10^9 to 10^{10} cycles.

Material type	Main structure	Main alloy elements			Mechanical properties	
		%Cr	%Ni	%Mo	σ_B	$\sigma_y = \sigma_{0.2}$
Stainless steel I	Austenitic	16-18	10-14	≥ 2	500-600	$\geq 0.45 \sigma_B$
Stainless steel II	Martensitic	15-17	4-6	≥ 1	850-1000	$\geq 0.75 \sigma_B$
Stainless steel III	Ferritic-austenitic (duplex)	25-27	4-7	1-2	600-750	$\geq 0.65 \sigma_B$

A. The low cycle criterion:

$$d = 29 k_1 \sqrt[3]{\frac{T_0}{\sigma_y}}$$

k_1 - Factor for different design features, see Table B4.

For shafts with reversed torque:

The formula is to be multiplied with 1.05.

For water jet impeller shafts, (where stochastic bending moments of high amplitudes may occur, see Ch.5 Sec.2):

The formula is to be multiplied with:

$$\left(1 + \frac{4}{3} \left(\frac{M_b}{T_0} \right)^2 \right)^{\frac{1}{6}}$$

B. The high cycle criterion:

$$d = 4 \sqrt[3]{T_0} \left(1 + k_3 \left(\frac{M_b}{T_0} \right)^2 \right)^{\frac{1}{6}}$$

M_b - Bending moment (Nm), e.g. due to propeller or impel-

- offsets from a reference line
- gap and sag values
- jacking loads.

403 Shaft alignment calculations are always to be submitted for approval for propulsion plants with:

- gear transmissions with 2 or more pinions driving the output wheel, even if there are only a single shaft in to gear-box
- intermediate shaft diameters above 400 mm

Upon request a full shaft alignment calculation may be required also for other plants. Such request applies to plants containing elements that are sensitive to alignment. See F400.

404 Calculations of whirling vibration or lateral rotor vibration may be required upon request. Normally this means determination of natural frequencies.

405 Axial vibration calculations may be required upon request, see also Ch.3 Sec.1 A501 c).

B. Design

B 100 General

101 For design principles see Ch.2 Sec.3 A100. The shafting is to be designed for all relevant load conditions such as rated power, reversing loads, foreseen overloads, transient conditions, etc. including all driving conditions under which the plant may be operated.

102 Determination of loads under the driving conditions specified in 101 is described in F and G as well as in Ch.3 Sec.1 G.

B 200 Criteria for shaft dimensions

201 Shafts are to be designed to prevent fatigue failure and local deformation. Detailed criteria are given in Classification Note 41.4. Simplified criteria for the most common shaft applications are given in 206, 207 and 208. For shaft sections not covered by the assumption in 206, 207 and 208, such as shaft sections with high stress combinations in direct coupled plants, the detailed criteria have to be applied. However, the transient vibration criteria may be omitted for shafts in plants with controllable pitch propellers running in combinator mode, since they are assumed to pass the barred speed range quickly.

It is sufficient that either the detailed criteria or the simplified criteria is fulfilled. In addition, the shafts are to be designed to prevent rust or detrimental fretting that may cause fatigue failures, see also 402.

202 The major load conditions to be considered are:

- low cycle fatigue (10^3 to 10^4 cycles) due to load variations from zero to full load, clutching-in shock loads, reversing torques, etc. In special cases, such as short range ferries higher number of cycles ($\sim 10^5$ cycles) may apply
- high cycle fatigue ($>> 10^6$ cycles) due to rotating bending and torsional vibration
- ice shock loads (10^6 to 10^7 cycles), applicable to vessels with ice class notations and ice breakers
- transient vibration as when passing through a barred speed range (10^4 to 10^6 cycles).

203 For applications where it may be necessary to take the advantage of tensile strength above 800 MPa and yield strength above 600 MPa, material cleanliness has an increasing

importance. Higher cleanliness than specified by material standards may be required. See also Ch.2 Sec.5. Furthermore, special protection against corrosion is required. Method of protection is to be approved, see A201.

204 Stainless steel shafts are to be designed to avoid cavities (pockets) where the sea water may remain uncirculated (e.g. in keyways). For other materials than stainless steel I, II and III as defined in Table B2, special consideration applies to fatigue values and pitting corrosion resistance.

205 The shaft safety factors for the different applications and criteria detailed in Classification Note 41.4 are to be, at least, in accordance with Table B1.

Fatigue criteria	Safety factor, S
Low cycle ($N_C < 10^4$ stress cycles)	1.4
High cycle ($N_C \gg 3 \cdot 10^6$ stress cycles)	1.6
Transient vibration when passing through a barred speed range: ($10^4 < N_C < 3 \cdot 10^6$ stress cycles)	Linear interpolation (logr-logN diagram) between the low cycle criterion with $S = 1.4$ and the high cycle criterion with $S = 1.5$. For propeller shafts in way of and aft of the aft stem tube bearing the bending influence is covered by an increase of S by 0.05.

206 Simplified diameter formulae for plants with low torsional vibration such as geared plants or direct driven plants with elastic coupling

The simplified method for direct evaluation of the minimum diameters d for various design features are based on the following assumptions:

- σ_y limited to $0.7 \sigma_B$ (for calculation purpose only)
- application factors K_A and $K_{AP} \leq 1.4$, i.e. not valid for ice classes with application factors above 1.4
- vibratory torque $T_v \leq 0.35 T_0$ in all driving conditions
- application factor, torque range $\Delta K_A \leq 2.7$
- inner diameters $d_i \leq 0.5 d$ except for the oil distribution shaft with longitudinal slot where $d_i \leq 0.77 d$
- protection against corrosion (through oil, oil based coating, material selection or dry atmosphere).

If any of these assumptions are not fulfilled, the detailed method in Classification Note 41.4 is to be used.

The simplified method results in larger diameters than the detailed method. It distinguishes between:

- low strength steels with $\sigma_B \leq 600$ MPa which have a low notch sensitivity, and
- high strength steels with $\sigma_B > 600$ MPa such as alloyed quenched and tempered steels and carbon steels with a high carbon content that all are assumed to have a high notch sensitivity.

A. Low cycle criterion:

$$d = 29 k_1 \sqrt[3]{\frac{T_0}{\sigma_y}}$$

- k_1 - Factor for different design features, see Table B2.
- σ_y - Yield strength or 0.2% proof stress limited to 600 MPa for calculation purposes only

B. High cycle criterion:

$$d = 17.5 k_2 \sqrt[3]{\frac{T_0}{0,32 \sigma_y + 70}} \left(1 + k_3 \left(\frac{M_b}{T_0}\right)^2\right)^{\frac{1}{6}}$$

M_b Bending moment (Nm), e.g. due to propeller weight or other relevant sources mentioned in F300.

For bending moments due to reactions from T_0 as for gear shafts, M_b is to include the K_A factor of 1.35.
 k_2, k_3 Factors for different design features, see Table B2.

The higher value for d from A and B applies. However, for shafts loaded in torsion only, it is sufficient to calculate d according to A.

Design feature	Torsion only		Combined torsion and bending		
	≤ 600	> 600	≤ 600	> 600	k_3
Specified tensile strength σ_B (Mpa)	k_1	k_1	k_2	k_2	k_3
Plain shaft. $R_a \leq 6.4$	1.00	1.00	1.09	1.13	13
Keyway (semicircular), bottom radius $r \geq 0.015 d, R_a \leq 1.6$	1.16	1.27	1.43	1.46	8
Keyway (semicircular), bottom radius $r \geq 0.005 d, R_a \leq 1.6$	1.28	1.44	1.63	1.66	11
Flange fillet $r/d \geq 0.05, t/d \geq 0.20, R_a \leq 3.2$	1.05	1.10	1.23	1.26	19
Flange fillet $r/d \geq 0.08, t/d \geq 0.20, R_a \leq 3.2$	1.04	1.09	1.21	1.24	18
Flange fillet $r/d \geq 0.16, t/d \geq 0.20, R_a \leq 3.2$	1.00	1.04	1.16	1.18	16
Flange fillet $r/d \geq 0.24, t/d \geq 0.20, R_a \leq 3.2$	1.00	1.03	1.14	1.17	15
Flange for propeller $r/d \geq 0.10, t/d \geq 0.25, R_a \leq 3.2$	1.02	1.06	1.17	1.20	17
Radial hole $d_h \leq 0.2 d$, edge radius $r_e \geq 0.5 d_h, R_a \leq 0.8$	1.07	1.14	1.29	1.32	18
Radial hole, $d_h \leq 0.2 d$, no edge rounding, $R_a \leq 0.8$	1.10	1.19	1.36	1.38	18
Shrink fit edge, with one keyway	1.00	1.05	1.15	1.22	34
Shrink fit edge, keyless	1.00	1.05	1.13	1.22	28
Splines (involute type) ¹⁾	1.00	1.00	1.05	1.10	15
Shoulder fillet $r/d \geq 0.02, D/d \leq 1.1, R_a \leq 3.2$	1.05	1.10	1.21	1.25	22
Shoulder fillet $r/d \geq 0.1, D/d \leq 1.1, R_a \leq 3.2$	1.00	1.03	1.14	1.17	16
Shoulder fillet $r/d \geq 0.2, D/d \leq 1.1, R_a \leq 3.2$	1.0	1.01	1.12	1.15	13
Relief groove ¹⁾ , $D/d = 1.1, D-d \leq 2r, R_a \leq 1.6$	1.00	1.04	1.15	1.17	16
Groove ¹⁾ for circlip, $D-d \leq 2b, D-d \leq 7.5r, R_a \leq 1.6$	1.17	1.28	1.38	1.40	27
Longitudinal slot ²⁾ in oil distribution shaft, $D_1 \leq 0.77 d, 0.05 d \leq e \leq 0.2 d, (1-e) \leq 0.5 d, 0.35 \leq r_e/e \leq 0.6, R_a \leq 1.6$	1.42	1.60			

1) applicable to root diameter of notch
2) applicable for only one slot, i.e. outlets each 180°

207 Simplified diameter formulae for stainless steel shafts subjected to sea water and with low torsional vibration

This simplified method for direct evaluation of minimum diameters d for various design features are based on the same conditions as in 206 except that the protection against corrosion now is protection against crevice corrosion. This means

that e.g. keyways are to be sealed in both ends and thus the calculation in 206 applies for such design features. It is distinguished between 3 material types, see Table B3. The simplified method is only valid for design lifetimes corresponding to 10^9 to 10^{10} cycles.

Material type	Main structure	Main alloy elements			Mechanical properties	
		%Cr	%Ni	%Mo	σ_B	$\sigma_y = \sigma_{0.2}$
Stainless steel I	Austenitic	16-18	10-14	≥ 2	500-600	$\geq 0.45 \sigma_B$
Stainless steel II	Martensitic	15-17	4-6	≥ 1	850-1000	$\geq 0.75 \sigma_B$
Stainless steel III	Ferritic-austenitic (duplex)	25-27	4-7	1-2	600-750	$\geq 0.65 \sigma_B$

A. The low cycle criterion:

$$d = 29 k_1 \sqrt[3]{\frac{T_0}{\sigma_y}}$$

k_1 - Factor for different design features, see Table B4.

For shafts with reversed torque:

The formula is to be multiplied with 1.05.

For water jet impeller shafts,

(where stochastic bending moments of high amplitudes may occur, see Ch.5 Sec.2):

The formula is to be multiplied with:

$$\left(1 + \frac{4}{3} \left(\frac{M_b}{T_0}\right)^2\right)^{\frac{1}{6}}$$

B. The high cycle criterion:

$$d = 4 \sqrt[3]{T_0} \left(1 + k_3 \left(\frac{M_b}{T_0}\right)^2\right)^{\frac{1}{6}}$$

M_b - Bending moment (Nm), e.g. due to propeller or impel-

ler weight or other relevant sources mentioned in F300.
k₃ - Factor for different design features, see Table B4.

The highest value for d from A and B applies.

Design feature ²⁾ :	A. Low cycle		B. High cycle
	Stainless Steel ¹⁾ :		
	I	II and III	I, II and III
	k ₁	k ₁	k ₃
Plain shaft	1.00	1.04	14
Propeller flange r/d ≥ 0.10 t/d ≥ 0.25	1.04	1.11	19
Shrink fit edge, keyless	1.00	1.04	34

1) According to Table B3
2) Surface roughness R_a < 1.6 applies for all design features

208 Simplified diameter formulae for shafts in direct coupled plants with either fixed pitch propeller or controllable pitch propeller with combinator (combined pitch and speed regulation)

The simplified calculation method is limited to shafts with:

- flanges in shafts, with factor k < 1.15, having a flange transition with a stress concentration factor less than 1.05.
- inner diameters d_i < 0.4·d
- keyless fitted propellers
- keyless fitted shaft couplings
- material of at least tensile strength σ_B of 560 MPa and yield strength σ_y of 295 MPa (applicable only to shafts with factor k < 1.15).
- no barred speed range above λ = 0.8 (λ = actual r.p.m./n₀).

The shaft diameter d is not to be less than:

$$d = 100 k \sqrt[3]{\left(\frac{P}{n_0} \frac{560}{\sigma_B + 160}\right)}$$

P = maximum continuous power (kW)

k = factor for design feature

1.0 for intermediate shafts and propeller shafts in front of stern tube

1.22 for propeller cone and aft stern tube bearing

1.15 inside stern tube

The shaft diameter is also to be designed to fulfil the following criteria for torsional vibration.

For continuous operation the vibratory torsional stresses are not to exceed τ₁:

$$\tau_1 = \frac{\sigma_B + 160}{18} C_k C_d 1,38 \quad \text{for } \lambda \geq 0.9$$

$$\tau_1 = \frac{\sigma_B + 160}{18} C_k C_d (3 - 2 \lambda^2) \quad \text{for } (\lambda < 0.9)$$

c_k = 1.0 for intermediate shafts and propeller shafts in front of stern tube

0.8 for shafts at keyless shaft couplings

0.72 when k-factor = 1.15

0.55 when k-factor = 1.22

c_d = 0.35 + 0.93 d^(-0.2)

For transient torsional vibration (passing through a barred speed range) the vibratory torsional stresses are not to exceed τ₂:

$$\tau_2 = 1,7 \frac{\tau_1}{\sqrt{C_k}}$$

However, as a simplification permissible transient torsional stresses τ₂ are to be compared with steady state torsional vibration.

B 300 Flange connections

301 In 300 some relevant kinds of flange connections for shafts are described with regard to design criteria. Note that K_A in this context means the highest value of the normal- or misfiring K_A and K_{AP} and K_{Aice}:

302 Flanges (except those with significant bending such as pinion and wheel shafts and propeller- and impeller fitting) are to have a thickness, t at the outside of the transition to the (constant) fillet radius, r, which is not less than:

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

d = the required shaft diameter

r = flange fillet radius.

However, the flange thickness and number of shear pins or shear bolts are to be made so that;

- at least 60% of the circumference at the bolt pitch circle is flange material
- recesses for bolt holes are not interfering with the flange fillet, except where the flanges are reinforced correspondingly

$$t \geq \frac{1}{2} d_b \frac{\sigma_{y, \text{bolt}}}{\sigma_{y, \text{flange}}}$$

d_b = diameter of shear bolt or pin

σ_{y,bolt} = yield strength of shear bolt or pin

σ_{y,flange} = yield strength of flange

For multiradii fillets the flange thickness is not to be less than 0.2 d.

303 Flanges with significant bending as pinion and wheel shafts, and propeller and impeller fittings are to have a minimum thickness of:

$$t = \frac{d}{3 \left(1 + 2 \frac{r}{d}\right)^2}$$

d = the required shaft diameter

r = flange fillet radius.

However, the flange thickness and number of shear pins or shear bolts are to be made so that:

- at least 60% of the circumference at the bolt pitch circle is flange material
- recesses for bolt holes are not interfering with the flange fillet, except where the flanges are reinforced correspondingly

$$t \geq \frac{1}{2} d_b \frac{\sigma_{y, \text{bolt}}}{\sigma_{y, \text{flange}}}$$

d_b = diameter of shear bolt or pin

σ_{y,bolt} = yield strength of shear bolt or pin

σ_{y,flange} = yield strength of flange

The bolts are to be designed under consideration of the full thrust and bending moments including reversing. For bending moments on water jet impeller flanges, see F301 item 2.

For multiradii fillets the flange thickness is not to be less than 0.25 d.

304 Torque transmission based on combinations of ream-fitted shear pins or expansion devices and pre-stressed friction bolts is to fulfil:

A. The friction torque T_F is to be at least twice the repetitive vibratory torque T_v , i.e.:

$$T_F = \frac{\mu D F_{bolts}}{2000} \geq 2 T_v \quad (Nm)$$

μ = Coefficient of friction, see 307

T_v = $(K_A - 1) T_0$ for geared plants (for continuous operation)

T_v = $(K_{Aice} - 1) T_0$ for ice class notations

Highest value of T_v in the entire speed range for continuous operation (i.e. not transient speed range) for direct coupled plants. See torsional vibration in Ch.3 Sec.1 G300 and G400

D = Bolt pitch diameter (mm)

F_{bolts} = The total bolt pre-stress force of all n bolts (N)

Bolt pre-stress limited as in 308.

B. Twice the peak torque T_{peak} minus the friction torque (see A. above) is not to result in shear stresses beyond the shear yield strength ($\sigma_y / (\sqrt{3})$) of the n ream fitted pins or expansion devices, i.e.:

$$2 T_{peak} - T_F \leq \frac{\pi n D d^2 \sigma_y}{8 \cdot 10^3 \sqrt{3}} \quad (Nm)$$

T_{peak} = Higher value of:

- $K_A T_0$ or

- $K_{Aice} T_0$ or

- $T + T_v$ in the entire speed range considering also normal transient conditions

D = Bolt pitch diameter (mm)

d = Bolt shear diameter (mm)

Guidance note:

T_v in normal transient conditions means with prescribed or programmed way of passing through a barred speed range.

---e-n-d---of---G-u-i-d-a-n-c-e---n-o-t-e---

305 Torque transmission based on n flange coupling bolts mounted with a slight clearance (e.g. < 0.1 mm) and tightened to a specified pre-stress σ_{pre} is to fulfil the following requirements:

— the friction torque is to be at least twice the repetitive vibratory torque (including normal transient conditions), see 304 A.

— bolt pre-stress limited as in 308

— the shear stress τ due to twice the peak torque minus the friction torque combined with the pre-stress σ_{pre} is not to exceed the yield strength σ_y , i.e.:

$$\sqrt{\sigma_{pre}^2 + 3 \tau^2} \leq \sigma_y$$

τ = Shear stress in bolt,

$$\text{calculated as } \tau = \frac{8 (2 T_{peak} - T_F) 10^3}{D \pi n d^2}$$

σ_{pre} = Specified bolt pre-stress,

$$\text{calculated as } \sigma_{pre} = \frac{4 F_{bolts}}{\pi n d^2}$$

T_{peak} = Peak torque, see 304 B.

306 Torque transmission based on ream fitted bolts only, is to fulfil the following requirements:

— the bolts are to have a light press fit

— the bolt shear stress due to two times the peak torque (see 304 B) minus the friction torque is not to exceed $0.58 \sigma_y$

— the bolt shear stress due to the vibratory torque for continuous operation is not to exceed $\sigma_y/8$.

Ream fitted bolts may be replaced by expansion devices provided that the bolt holes in the flanges align properly.

Guidance note:

Ream fitted bolts with a light press fit means that the bolts when having a temperature equal to the flange, cannot be mounted by hand. A light pressing force or cooling should be necessary.

---e-n-d---of---G-u-i-d-a-n-c-e---n-o-t-e---

307 Torque transmission based on only friction between mating flange surfaces is to fulfil a minimum friction torque of $2 T_0 K_A$. The coefficient of friction, μ is to be 0.15 for steel against steel and 0.12 for steel against nodular cast iron. Other values may be considered for especially treated mating surfaces. The bolt pre-stress is limited as given in 308.

$$2 T_0 K_A \leq \frac{\mu D F_{bolts}}{2000}$$

D = Bolt pitch diameter (mm)

F_{bolts} = The total bolt pre-stress force of all n bolts

308 Bolts may have a pre-stress up to 70% of the yield strength in the smallest section. However, when using 10.9 or 12.9 bolts the thread lubrication procedure has to be especially evaluated, and only tightening by twist angle or better is accepted (e.g. by elongation measurement). If rolled threads, the pre-stress in the threads may be increased up to 90% of the yield strength.

In corrosive environment the upper acceptable material tensile strength is 1350 MPa.

These percentages are given on the condition that the peak service stresses combined with the pre-stress do not exceed the yield strength.

The length of the female threads are to be at least

$$0.8 d \sigma_{ybolt} / \sigma_{yfemale}$$

where d is the outside thread diameter and the ratio compensates for the difference in yield strength between the bolt and the female threads.

B 400 Shrink fit connections

401 Torque transmission based on shrink fitting (by oil injection or by heating) is to fulfil a minimum slippage safety factor S based on the peak torque T_{peak} in the entire speed range i.e.:

$$\text{Friction torque, } T_F \geq S T_{peak}$$

T_F - Friction torque, see 405

S - Safety factor, see Table B5

T_{peak} - Peak torque, see 304 B. However, in this context the T_{peak} is not to be assumed less than $1.4 T_0$. For the purpose of calculating the slippage safety, the T_v with malfunctioning speed control or erroneous handling is to be considered. This means that the steady state peak amplitude is to be considered.

Table B5 Safety factors for shrink fit connections

Application	Safety factor, S
-------------	--------------------

Inboard couplings	1.8
Propeller mounting at sea water temperature of 35°C ¹⁾	2.0 for normal operation
	1.8 for inadvertent operation
1) The safety factor is selected due to uncertainties in friction coefficient and pull up as well as in order to prevent fretting. Since inadvertent operation is considered rare, a lower safety factor than for normal conditions is required.	

If the shrunk-on part is subjected to high speeds (e.g. tip speed > 50 m/s), the influence of centrifugal expansion may have to be considered.

If the connection is subjected to an axial force, the axial force F_A (N) is to be combined with the peak torque T_{peak} (Nm) to an equivalent torque T_{cq} for use in the criterion above as:

$$\text{Friction torque, } T_F \geq S T_{cq}$$

$$T_{cq} = \sqrt{T_{peak}^2 + \left(\frac{F_A D_S}{2000}\right)^2}$$

F_A - Axial forces, are to be considered as follows:

a) At full power:

- the thrust, may be calculated as $6 T_{peak}/H_{m(peak)}$
- the axial force component due to shrinkage pressure at the taper
- the nut force may be disregarded.

b) At a barred resonance:

- the actual thrust, may be calculated as $6 T/H_{m(res)}$
- the axial force component due to shrinkage and the nut force are considered to balance each other out, after the initial minor slippage

T - Mean torque at resonance (Nm)

H_m - Mean propeller pitch (m)

D_S - shrinkage diameter (mm). For tapered connections the average diameter is to be used.

The taper is normally not to be steeper than 1:20.

The coefficient of friction for oil injection is to be taken as 0.14 when steel-steel and 0.13 when steel-bronze and according to Table B2 in Sec.2 for hot shrinking. If glycerine replaces oil, and surfaces are carefully degreased, the coefficient of friction may be increased by 0.04.

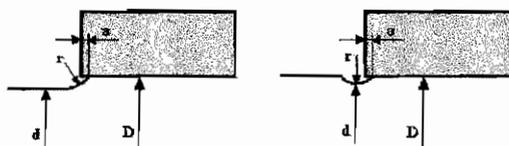
402 Fretting under the ends of shrink fit connections has to be avoided in general. However, very light fretting is accounted for by notch factors see Classification Note 41.4 item 6.5.

In particular for a shrinkage connection with a high length to diameter ratio (>1.5) or if it is subjected to a bending moment, special requirements may apply in order to prevent fretting of the shaft under the edge of the outer member. This may be a relief groove or fillet, higher surface pressure, etc.

If the surface pressure at the torque end times coefficient of friction is higher than the principal stress variation at the surface, $\sigma < p \mu$ (see Fig.2 in Sec.2), fretting is not expected. Other surface pressure criteria may also be considered. If such surface pressure or friction cannot be achieved, it may be necessary to use a relief or a groove.

Guidance note:

The groove may be designed as indicated below:



A good choice is $D = 1.1 d$ and $r = 2 (D - d)$ and an axial overshoot at near zero but not less than zero.

Other ways of preventing fretting under the edge of the hub are a relief groove in the hub or a tapered hub outer diameter. However, these alternatives need to be documented by means of detailed analysis as e.g. finite element method calculations.

---c-n-d---of---G-u-i-d-a-n-c-e---n-o-t-e---

403 For tapered connections where a slippage may cause a relative axial movement between the two members, the axial movement is to be restricted by a nut secured to the shaft, or equivalent.

404 The permissible stress due to shrinking for the outer member (index "o") depends on the nature of the applied load, coupling design and material. For ductile steels the equivalent stress (von Mises) may be in the range 70% to 80% of the yield strength σ_{y0} for demountable connections and 100% and even some plastification for permanently fitted connections (see 410). For propellers the limit is 70% and calculated for a temperature of 0°C.

The permissible stress due to shrinking at the outer diameter or at any other critical section (e.g. axial and radial bore intersection) of the inner member (i.e. the shaft, index "i") is not to exceed 50% of the yield strength σ_{yi} .

405 The friction torque T_F (Nm) is calculated as:

$$T_F = \frac{\pi D_S^2 L_S \mu P_{min}}{2000}$$

D_S = see 401

L_S = length of shrinkage connection (mm)

μ = coefficient of friction, see 401

P_{min} = shrinkage pressure (MPa) due to minimum shrinkage amount ΔD_{min} (mm), see 407.

406 The shrinkage amounts are to be calculated under consideration of the surface roughness as follows:

ΔD_{min} = minimum shrinkage amount due to tolerances minus

$$0.8 (R_{zi} + R_{zo}) \approx 5 (R_{ai} + R_{ao}) \text{ (mm)}$$

ΔD_{max} = maximum shrinkage amount due to tolerances minus

$$0.8 (R_{zi} + R_{zo}) \approx 5 (R_{ai} + R_{ao}) \text{ (mm)}$$

The lower value is to be used for calculation of the required friction torque. The upper value is to be used for calculation of stresses in the inner and outer members. For tapered connections the shrinkage amounts are to be converted to pull up lengths.

407 The following applies for shrinking within the elastic range and both inner and outer member made of steel. The minimum and maximum shrinkage pressures are:

$$P_{min} = (\Delta D_{min}/D_S) (E/K)$$

$$P_{max} = (\Delta D_{max}/D_S) (E/K)$$

$E = 2.05 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

$K = (1 + Q_i^2)/(1 - Q_i^2) + (1 + Q_o^2)/(1 - Q_o^2)$

$Q_i = \text{inner diameter of inner member}/D_S$

$Q_o = D_S/\text{outer diameter of outer member}$

The stress in the outer member is:

$$\frac{\sqrt{3 + Q_o^4} p_{\max}}{1 - Q_o^2}$$

The stress calculation of the inner sleeve is to take any expansion sleeve or compression liner influence into account.

For permissible values see 404.

408 The minimum and maximum shrinkage amounts are to be correlated to the measurement that is to be applied for verification. For elements with constant external diameter, *diametrical expansion is preferred. Otherwise the pull up length (wet mounting) or the push up force (dry mounting) are to be specified.* The clearance of an intermediate sleeve is also to be considered.

409 Tapered connections are to be made with an accuracy suitable to obtain the required contact between both members. For propeller mounting the minimum contact on the taper is 70% when using toolmaker's blue. There is to be a full contact band at the upper end. The same requirements also apply to couplings unless otherwise approved.

410 The following applies to shrinking with a certain amount of plastification in the outer member applicable to parts that are not intended to be disassembled. The simplified approach given here is valid for both members being made of steel and solid inner member. If these conditions are not fulfilled, a more detailed analysis applies.

As specified in 404 the stresses in the inner member (shaft) due to shrinking are not to exceed 50% of the yield strength σ_{yi} . Thus the shrinkage pressure is limited to:

$$p_{i \lim} = \sigma_{yi} / \sqrt{3}$$

In order to keep a safety factor of 1.25 versus full plastification of the outer member the shrinkage pressure is limited to:

$$p_{o \lim} = 1.6 \sigma_{yo} / \sqrt{3} \text{ for } Q_o < 0.368$$

$$p_{o \lim} = -1.6 \ln(Q_o) \sigma_{yo} / \sqrt{3} \text{ for } Q_o > 0.368$$

The extent of permissible plastification ζ_p (i.e. the ratio between the outer diameter of the plastified zone and D_S) is limited by 2 criteria:

$$1) 2 \ln(\zeta_p) - (Q_o \zeta_p)^2 + 1 = \sqrt{3} p_p / \sigma_{yo}$$

where p_p is the permissible shrinkage pressure and is the smaller value of $p_{o \lim}$ and $p_{i \lim}$.

2) $\zeta_p = (0.7 Q_o^2 + 0.3)^{1/2} / Q_o$ in order to limit the plastified cross section area to 30% of the full cross section.

The actual minimum and maximum extents of plastification are calculated as:

$$\zeta_{\min, \max} = 0.931 (E/\sigma_{yo})^{1/2} (\Delta D_{\min, \max}/D_S)^{1/2}$$

ζ_{\min} is used to calculate the minimum shrinkage pressure as:

$$p_{\min} = \sigma_{yo} (1 + 2 \ln(\zeta_{\min}) - (Q_o \zeta_{\min})^2) / \sqrt{3}$$

ζ_{\max} is not to exceed the permissible value ζ_p .

B 500 Keyed connections

501 Keyed connections are only suitable for unidirectional torque drives with low torque amplitudes and insignificant bending stresses. Conditionally, keyed connections may be used also for dual directional torque drives (see 503).

The following items are to be checked:

- shrinkage pressure to avoid detrimental fretting, see 502
- shear stress in the key, see 503
- surface pressure at shaft keyway side, hub keyway side and key side, see 503
- fatigue strength of the shaft, see 200
- strength of hub, see 504
- intersection with other notches, see 505.

Tapered connections are not to be steeper than 1:12.

502 In order to avoid detrimental fretting on the shaft under the edge of the hub, there is to be a certain minimum interference fit between shaft and hub. For key connections subjected to bending moments a rather tight fit is required. The criteria are given in 402 and Classification Notes 41.4 item 6.5. For key connections transmitting torque only, there is to be a minimum interference fit (friction torque) that corresponds to the applicable vibratory torque for continuous operation with a safety factor of 2.0. This means a friction torque:

$$T_F \geq 2.0 T_V$$

that may be approximated as the highest value of:

- $2 (K_A - 1) T_0$ for geared plants
- $2 (K_{A_{ice}} - 1) T_0$ for plants with ice class
- $2 T_V$ for direct coupled plants.

When calculating shrink fit pressures between cylindrical members with one or two keyways, the real pressure is less than the calculated due to relief caused by the keyways. This influence may be approximated by a reduction factor of 0.8. With these assumptions and solid shaft with steel hub the necessary amount of shrinkage Δd (mm) is:

$$\Delta d = T_F / (128 d L \mu (1 - (d/D)^2))$$

Δd = shrinkage amount (mm) estimated as minimum amount due to specified tolerances minus 0.8 ($R_{z\text{-shaft}} + R_{z\text{-hub}} \approx 5 (R_{a\text{-shaft}} + R_{a\text{-hub}})$)

d = shaft diameter (mm)

D = outer diameter of hub (mm)

L = hub length (mm)

μ = coefficient of friction (0.15 may be used)

R_a = surface roughness (mm) for shaft and hub, respectively.

For tapered connections the minimum friction torque is to be provided by means of either a specified push up force or a specified pull up length. The latter is to be consistent with Δd above.

503 The key shear stress and the surface pressures in the shaft and hub keyways, respectively are calculated on the basis of the applied repetitive peak torque T_{peak} (see 304 B) minus the required friction torque T_F according to 502. Furthermore, the uneven distribution of the load along a key with a length beyond $L_{\text{eff}}/d = 0.5$ is considered empirically.

Shear stress in key:

$$\tau = (T_{\text{peak}} - T_F) 2000 (1 + 0.25 (L_{\text{eff}}/d - 0.5)) / d L_{\text{eff}} b i$$

Side pressure (for contact with shaft and hub):

$$\sigma = (T_{\text{peak}} - T_F) 2000 (1 + 0.25 (L_{\text{eff}}/d - 0.5)) / d L_{\text{eff}} h_{\text{eff}} i$$

L_{eff} = effective bearing length of the key (mm)

b = width of key (mm)

i = number of keys, if 2 keys use $i = 1.5$

h_{eff} = effective height of key contact with shaft and hub, respectively i.e. key chamfer and keyway edge rounding considered.

Permissible shear stress in key: 0.3 f_d times the yield strength of the key material.

Permissible side pressures: 1 $f_S f_d$ times the respective yield strengths.

f_d = torque direction factor.

For unidirectional torque $f_d = 1$.

For dual directional torque with 10^3 to 10^4 reversals $f_d = 2/3$.

For 10^6 or more reversals $f_d = 1/3$.

f_s = support factor.

$f_s = 1$ for the key

$f_s = 1.2$ for the shaft

$f_s = 1.5$ for the hub

For plants with torque reversals the key is to have a tight side-ways fit in both shaft and hub.

504 The tangential stresses in the hub when calculated as an ideal cylindrical member with the maximum amount of shrinkage due to tolerances is not to exceed 35% of the yield strength for steel. For bronze or austenitic steel 45% are permitted.

For tapered connections the dimensions at the upper end are to be used.

For calculation of stresses see 406 and 407.

505 If a keyway intersects with another notch such as a diameter step, the semicircular part of the end should be placed fully into the shaft part with the larger diameter. If the semicircular end coincides with the fillet in the diameter step, a combination of stress concentrations is to be considered.

506 For propeller fitting the contact between hub and shaft is to be at least 70% with a full contact band at the upper end, when using toolmaker's blue.

For tapered couplings at least a full contact band at the upper end is required.

B 600 Clamp couplings

601 Clamp couplings are to be fitted with a key that fulfils the requirements in 500. For couplings transmitting thrust, an axial locking device is to be provided.

602 The clamp coupling bolts are to be tightened so that the coupling friction torque T_F as specified in 502 is obtained.

603 The maximum bolt stress when the peak torque (see 302) is applied is not to exceed 2/3 of the bolt yield strength.

604 The hub stress determined in a simplified way as the bolt pre-stress divided by the hub length times minimum hub thickness at the keyway, is not to exceed 40% of the yield strength of the hub material.

B 700 Spline connections

701 Spline connections are to be designed with regard to flank surface duration, shear strength and to avoid fretting (unless life time requirements allow for some). Items 702 and 703 only concern the splines, the shaft strength is dealt with in 200.

702 Spline connections are normally to be "fixed", i.e. having no axial movements in service. "Working" splines (which move axially in service) will be especially considered. Splines for normal applications are to be flank-centred and without backlash (light press fit). Tip centring and backlash is only acceptable for connections which have no reversed torques in any operation mode.

703 The following calculation procedure may be used for spline connections provided:

- Involute "half depth" splines with 30° pressure angle. ("half depth" means common tooth height equal one module).
- Mainly torque transmission, i.e. no significant additional support force. In the case of e.g. an external gear mesh force the outer member is to be supported at each end of the splines and the support is to be a tight fit. Otherwise special considerations shall be taken.
- The length to diameter ratio of the splines is to be so that torsional deflections or bending (due to external forces) deflections corresponding to a misalignment beyond 1 micron per mm spline length are avoided.
- Flank alignment tolerance is to be 0.5 micron per mm spline length for each of the male and female members.

Flank pressure criterion:

$$l d^2 > 6000 K_A T_0 / HV$$

Shear stress criterion:

$$l d^2 > 10^4 K_A T_0 / \sigma_y$$

l = the spline length (mm)

d = the pitch diameter (mm)

HV = the flank hardness of the softer member

σ_y = the yield strength of the core material (minimum of the two members)

B 800 Propeller shaft liners

801 Bronze liners are to be free from porosities and other defects and are to be designed and produced to withstand a hydraulic pressure of 2 bar without showing cracks or leakage.

802 The liner thickness in way of bearings is not to be less than:

$$t = (d + 230)/32 \text{ mm}$$

Between bearings the thickness of a continuous liner is not to be less than 0.75 t.

803 If a continuous liner is made of several lengths, the joining of the pieces is to be made by fusion through the whole thickness of the liner before shrinking. Such liners are not to contain lead.

804 If a liner does not fit the shaft tightly between the bearing portions, the space between the shaft and the liner is to be filled with a plastic insoluble non-corrosive compound.

805 Liners are to be shrunk upon the shaft by heating or hydraulic pressure, and they are not to be secured by pins.

806 Liners are to be designed to avoid water gaining access to the shaft, between the end of the liner and the propeller hub.

B 900 Shaft bearings, dimensions

901 Radial fluid film bearings are to be designed to keep the nominal surface pressure (projected area) below 8 bar for aft stern tube bearings and 12 bar for other shaft bearings. For separate thrust bearings the nominal pressure is not to exceed 20 bar. These surface pressures apply to white metal lined bearings. For other lining metals or rubber, reinforced resins, etc., the permissible surface pressures are to be especially considered, but normally not to exceed those for white metal.

The loads are to include all relevant operation modes such as full load (with thrust eccentricity), slow running and running on turning gear.

902 The length of the aft stern tube bearing is to be chosen to provide suitable damping of possible whirling vibration. This means that the length is not only to be chosen with regard to the nominal surface pressure, but also result in a certain length to diameter ratio.

903 Ball and roller bearings are to have a minimum L_{10a} (ISO 281) life time that is suitable with regard to the specified overhaul intervals. The influence of the lubrication oil film may be taken into account for L_{10a} , provided that the necessary conditions, in particular cleanliness, are fulfilled.

B 1000 Bearing design details

1001 Stern tube bearings are to be provided with grooves for oil, air and possible accumulation of dirt. Pipes and cocks for supply and draining of oil and air are to be fitted.

1002 Water lubricated bearings are to be provided with longitudinal grooves for water access.

B 1100 Shaft oil seals

1101 Shaft oil seals are considered on the basis of field experience or alternatively, extrapolation of laboratory tests or previous design.

C. Inspection and Testing

C 100 Certification

101 Regarding certification schemes, short terms, manufacturing survey arrangement (MSA) and important conditions,

see Ch.2 Sec.2.

102 All shafts, coupling hubs, bolts, keys and liners are to be tested and documented as specified in Table C1 if not otherwise agreed in a MSA.

Table C1 Requirements for documentation and testing

Part	Product certificate	Chemical composition	Mechanical properties	Ultrasonic testing	Crack detection ¹⁾	Hydraulic testing	Visual and dimensional check ²⁾
Shafts ³⁾ for propulsion when torque > 100 kNm	NV	W	NV	W	NV	-	NV
Other shafts ³⁾ for propulsion	NV	W	W	W	W	-	NV
Shafts ³⁾ in thrusters, gear transmission, electrical rotating machines and for auxiliary in general	-	W	W	W	W	-	W
Rigid couplings for propulsion when torque > 100 kNm	NV	W	NV	W	W	-	NV
Other rigid couplings and rigid couplings in thrusters and gear transmission	-	W	W	W	W	-	W
Keys, bolts and shear pins	-	TR	TR	-	-	-	W ⁴⁾
Propeller shaft liners		W	-	-	W ⁵⁾	W ⁶⁾	-

1) By means of magnetic particle inspection or dye penetrant. To be carried out in way of all stress raisers (fillets, keyways, slots, radial holes, shrinkage surfaces, etc.). If especially required due to nominal stress levels, also the plain parts are to be crack detected. No cracks are acceptable.

2) The visual inspection by the surveyor is to include checking of all stress raisers (see above) with regard to radii and surface roughness, and for plain portions, the surface roughness. It is also to include the shaft's protection against corrosion, if this is provided prior to installation onboard. Dimensional inspection to be done in way of shrinkage surfaces (actual shrinkage amount or individual dimensions are to be documented).

3) Any welds to be NDT checked in the presence of the surveyor and documented with NV certificate.

4) Can be omitted for keys, bolts and shear pins in reduction gears and thruster. Can also be omitted for friction bolts of standard type.

5) In way of fusion between pieces.

6) Test pressure 2 bar

103 If the manufacturer's quality control system (see A304) is approved without remarks, the bearings and oil seals are to be delivered with the manufacturer's certificates including reference to the approval. If additions to the manufacturer's inspection and testing plans are required, the surveyor is to carry out those items as specified.

C 200 Assembling in workshop

201 For shafts, hubs and liners that are assembled at the manufacturer's premises, the following is to be verified in the presence of a surveyor:

- Liners mounted on the shaft with regard to tightness (hammer test) and that any specified space between shaft and liner is filled with a plastic insoluble non-corrosive compound.
- Shrink fit couplings mounted on the shaft with regard to the approved shrinkage amount (diametrical expansion, pull up length, etc.). For tapered connections the contact between the male and the female part is to be verified as specified and approved.
- Bolted connections with regard to bolt pretension.
- Keyed connections with regard to key fit in shaft and hub.

202 Shafts for gas turbine applications, high speed side, are to be dynamically balanced.

D. Workshop Testing

D 100 General

101 Not required.

E. Control, Alarm, Safety Functions and Indication

E 100 General

101 The requirements in E are a summary, applicable to shafting. For further details, see Ch.9.

E 200 Indications and alarms

201 Oil lubricated fluid film bearings are to be fitted with either local or remote oil temperature indication including indication of the permissible maximum. For shafting transmitting 10 MW or more, high temperature alarm is to be provided.

202 A low level alarm on stern tube lubricating oil gravity tank is to be provided. In case of forced lubrication, alarm for low oil pressure or oil flow is to be provided. The lubricating oil tank is to be provided with low level alarm.

E 300 Tailshaft monitoring - TMON

301 When the following design requirements are fulfilled, a tailshaft condition monitoring survey arrangement (TMON) may be obtained as an alternative to the normal tailshaft surveys, see also Pt.7 Ch.2 Sec.1 B502:

— the stern tube bearings are oil lubricated

- high temperature alarm is fitted on aft stern tube bearing (2 sensors or one easily interchangeable sensor located in the bearing near the surface, in way of the area of highest load, which normally will be the bottom area (5 to 7 o'clock) in the aft third of the bearing)
- where one interchangeable sensor is fitted one spare sensor is to be stored on board
- the setting of the stern tube high temperature alarm is normally not to exceed 65°C
- the sealing rings in the stern tube sealing box must be replaceable without shaft withdrawal or removal of propeller
- arrangement for bearing wear down measurement is fitted
- electrical grounding of the shafting is mandatory
- the system must allow representative oil samples to be taken for analysis of oil quality under running conditions. Location where samples are to be taken shall be clearly pointed out on system drawing and marked with sign on board. A written procedure for how to take oil samples shall be submitted.

Guidance note:

See also Classification Note 10.1 Appendix G. Guideline for stern tube lubrication oil analysis.

~~—e—n—d—of—G—u—i—d—e—n—c—e—n—o—t—e—~~

302 A test kit for monitoring of possible water content in the stern tube lubricating oil is to be provided on board. The test kit shall be able to detect water contents up to 15% by volume. However, the water content is normally not to exceed 2%.

303 Oil lubricated propeller shafts with roller bearings arranged in the stern tube may be granted TMON see also Pt.7 Ch.2 Sec.1 B502. Additional requirements for such arrangements are:

- a) The bearing temperature is to be monitored. Two sensors (or one sensor easily interchangeable at sea) are to be fitted. Temperature alarm level should normally not exceed 90°C.
- b) Vibration monitoring is required for roller bearings. Hand-held probes are not accepted; magnetic, glue, screw mountings or equivalent are compulsory.
- c) *Vibration signal is to be measured as velocity or acceleration.* Integration from acceleration to velocity is allowed.
- d) The vibration analysis equipment must be able to detect fault signatures in the entire frequency range for the monitored bearing. A reference level under clearly defined operational conditions is to be established. The reference level shall be used as basis for establishing an alarm level.
- e) For podded propulsors all roller bearings for the propeller shafting are to be monitored with both oil temperature sensors and vibration monitoring.
- f) The water contents is normally not to exceed 0.5%.

F. Arrangement

F 100 Sealing and protection

101 A shaft sealing is to be provided in order to prevent water from gaining access to the internal spaces of the vessel.

102 A sealing is to be provided to prevent water from gaining access to steel shafts, unless approved corrosion resistant material is used.

103 Inboard shafts (inside the inner stern tube seal) are to be protected against corrosion. Depending on the ambient conditions, this may be provided by oil based coating, paint, or similar.

F 200 Shafting arrangement

201 The machinery and shafting are to be arranged so that neither external nor internal (self generated) forces can cause harmful effects to the performance of the machinery and shafting.

202 The shafting system is to be evaluated for the influence of:

- thermal expansion
- shaft alignment forces
- universal joint forces
- tooth coupling reaction forces
- elastic coupling reaction forces (with particular attention to unbalanced forces from segmented elements)
- hydrodynamic forces on propellers
- ice forces on propellers, see Pt.5 Ch.1
- hydrodynamic forces on outboard propeller shafts rotating in a wake field, see 301
- thrust eccentricity in water jet impellers when partially air filled or during cavitation, see 301
- forces due to movements of resiliently mounted machinery (maximum possible movements to be considered)
- forces due to distortion or sink-in of flexible pads.

F 300 Shaft bending moments

301 The shaft bending moments due to forces from sources as listed in 202 are either determined by shaft alignment calculations, see 400, whirling vibration calculations, see G100, or by simple evaluations. However, two of the sources in 202 need further explanations:

- 1) The hydrodynamic force F on an outboard shaft rotating in a general water flow may be determined as

$$F = 0.87 \cdot 10^{-4} \eta v n d^2 \sin \alpha \text{ (N/m shaft length)}$$

- d = shaft diameter (mm)
- n = r.p.m. of the shaft
- v = speed of vessel (knots)
- α = angle (degrees) between shaft and general water flow direction (normally to be taken as parallel to the bottom of the vessel)
- η = "efficiency" of the circulation around the shaft. Unless substantiated by experience, it is not to be taken less than 0.6.

In order to determine the bending moments along the shaft line of an outboard shaft (as well as at the front of the hub), the bending moment due to propeller thrust eccentricity is to be determined e.g. as:

$$M_b = 0.074 \alpha D T/H \text{ (Nm)}$$

- D = propeller diameter (m)
- T = torque (Nm), which may be taken as the rated torque if low torsional vibration level
- H = propeller pitch (m) at 0.7 radius

The bending moment due to the (horizontal) eccentric thrust should be directed to add to the bending moment due to the hydrodynamic force F in the first bearing span.

- 2) The stochastic bending moment due to thrust eccentricity in a water jet impeller during air suction or cavitation is based on the worst possible scenario:

50% of the normal impeller thrust (F_{TH} in N) applied at the lower half of the impeller, resulting in a bending moment as:

$$M_b = 0.1 F_{TH} D \text{ (Nm)}$$

- D = the impeller diameter (m).

F 400 Shaft alignment

401 Shaft alignment calculations (when required, see A403) are to evaluate bending moments and bearing reactions along

the shaft line that is to be considered. For geared plants the shaft line is to include the output gear shaft radial bearings. For *direct coupled plants the shaft line is to include at least 3 engine bearings* (calculations will only reflect the correct bearing reactions in the two aft of those). The calculations are to consider the tolerance ranges in the alignment specification.

Guidance note:

Thermal rise due to e.g. heated waste oil tanks has to be considered

---e-n-d---of---G-u-i-d-a-n-c-e---n-o-t-e---

402 The calculation is to be made for the conditions:

- when the first alignment (erection of shafting) takes place
- when the final alignment checking is foreseen
- relevant during operation as with the estimated propeller *thrust eccentricity and or propeller not fully submerged*
- for twin input gears with both one and two engine driving respectively.

Calculations are to be made with certain tolerances on the conditions listed above in order to cover for the difference between light ballast and full draft condition (hull deflection).

403 The calculated bending moments and bearing reactions are to be within the permissible limits. Limits to be considered are:

- bending stresses in shafts (see B200)
- shaft deflection in stern tube (that may have to be compensated by slope bore)
- *bearing loads (not only to be below the approved maximum load, but also certain minimum loads are to be considered. Zero or very low loads may have an influence on whirling)*
- journal positions in gear output bearings (that influence on the tooth faceload distribution)
- combinations of force and bending moment at engine output flange or bearing reactions in engine (are to be within engine specification).

G. Vibration

G 100 Whirling vibration

101 Calculation of whirling vibration (when required, see A404) is normally restricted to determination of natural frequencies. In special cases also forced whirling may be required.

102 Calculations are normally to be made as parameter studies. Important but uncertain parameters as stiffness of aft stern tube bearing, resulting bearing load position, bearing load distribution over length (if calculating with distributed bearing reaction), entrained water on propeller, etc. are to be varied within their probable range and natural frequencies to be presented as corresponding graphs.

103 Resonance in propeller blade frequencies near the upper operating speed should be avoided. However, exceptions may be made when the vibration mode and the bearing design is so that a heavy damping is expected e.g. high bearing length to diameter ratio combined with a bouncing vibration mode.

104 Resonance with the shaft speed (1st order forward whirl) are to have a separation margin of at least 30% to the operating speed range.

G 200 Rotor vibration

201 Rotor means an assembly of a unit and the couplings and shafts, e.g. a power take off (PTO) driven shaft generator.

202 Resonance of the 1st order is normally to have a separation margin of at least 30% to the operating speed range.

G 300 Axial vibration

301 Axial vibration calculations (when required) are to take the thrust bearing stiffness into consideration, see also Ch.3 Sec.1 A501 c) and G500.

G 400 Vibration measurements

401 If vibration measurements are required, the type of instrumentation, location of pick ups, signal processing method and the measurement program are to be agreed with the Society.

H. Installation Inspection

H 100 Application

101 The requirements in H apply to inspection of installation of shafts, couplings and bearings in propulsion plants. Regarding compliant couplings, see Sec.4 and Sec.5. Unless otherwise stated, a surveyor is to attend the inspections given in H.

H 200 Assembly

201 Flange connections are to be checked with regard to:

- ream fitted bolts, light press fit
- friction bolts, pre-stress by bolt elongation.

202 Clamp couplings are to be checked with regard to tightening of the bolts. Unless otherwise approved, this is to be made by measuring elongation (applicable for through bolts).

203 Keyed connections are to be checked with regard to:

- shrinkage amount between hub and shaft (applicable to cylindrical connections)
- contact between male and female tapered members, (full contact band at upper end required)
- push up force or pull up length of tapered connections
- key tight fit in shaft and hub (applicable to reversing plants).

204 For liners mounted at the yard, see C201.

205 Keyless shrink fit connections are to be checked with regard to:

- circumferential orientation (marking) between the parts (not applicable to sleeve couplings)
- contact¹⁾ between male and female tapered members (not applicable for couplings certified as hub and sleeve together and contact checked at the manufacturer). As a minimum there is to be a full contact band at the big end
- shrinkage amount, verified by diametrical expansion or pull up length, whichever is approved
- draining and venting (by air).

1) For wet mounting, the contact may be improved by light grinding with a soft disc and emery paper in the hub (not the shaft). A test pull up may also be used to improve the contact.

206 Bearing clearances (for fluid film bearings) are to be recorded.

207 The protection against corrosion of inboard shafts is to be checked, see F103.

208 Propeller fitting

- a) For flange mounted propellers, the bolt tightening is to be verified.
- b) For cone mounted propellers, the following is to be verified:
 - contact between propeller and shaft (e.g. by means of toolmaker's blue) to be at least 70% and with full contact band at the upper end, see also 205 footnote 1)
 - pull up length, and for key mounting preferably push up force
 - key fit in both shaft and hub.

H 300 Shaft alignment

301 The shaft alignment is to be within the tolerances given in the shaft alignment specification.

302 When shaft alignment calculations are required (see A403 and F400) the measured values as gap and sag, jacking loads with force-displacement diagrams, etc. are to be reported.

I. Shipboard Testing

I 100 Bearings

101 During the sea trial, the temperatures in all fluid film bearings (that are equipped with thermometers) are to be checked.

I 200 Measurements of vibration

201 Measurements of vibration on power take off generators driven from the engine driven reduction gear are to be carried out at 90%, 100% and (at least) 105% of rated (generator) speed with unloaded generator and ship service speed under steady state operation. The measurements are to be made near both bearings in the vertical, horizontal and axial directions. Frequency analyses are to be made in the range of 2 to 100 Hz.

The vibration velocities are not to exceed the following:

- 4.6 mm/s rms per frequency component for vibration caused by internal sources.
- 7.1 mm/s rms per frequency component for vibration caused by external sources.

Vibration caused by internal sources are defined as those caused by the generator rotor and the shaft couplings between the generator and gearbox. This means the 1st and 2nd order of the generator speed as well as any coupling resonance to torsional and axial vibration.

SECTION 2 GEAR TRANSMISSIONS

A. General

A 100 Application

101 The rules in this section apply to gear transmissions subject to certification, see Ch.2 Sec.1 A200. The rules apply to the gear transmission, it's integrated components, such as coolers and pumps, and the lubrication piping system. However, gears designed for a reduced life time such as gears for jacking machinery for self elevating offshore units, partially deviate from the rules in this section. This is specified in DNV-OS-D101D. See Sec.1 regarding shafting and rigid couplings and Sec.3 for clutches.

102 Ch.2 describes all general requirements for rotating machinery and forms the basis for all sections in Ch.3, Ch.4 and Ch.5.

103 The complete gear transmission is to be delivered with a NV certificate that is based on the component certification in C and the workshop testing in D.

A 200 Documentation

201 Plans to be submitted for approval:

- a) Arrangement including part list(s)¹⁾:
 - longitudinal section of the unit
 - transverse section (applicable to gears with more than 2 shafts).
- b) Detail drawings²⁾:
 - pinion(s) and wheel(s)³⁾
 - shafts
 - hub(s)
 - clutch(es) and coupling(s)
 - other power transmitting parts

- c) Gear casing (unless the wall thickness and bearing supports, including main thrust bearing support, are indicated on the longitudinal section)
 - d) Gearbox fixation including chocking calculations, if applicable
 - e) Schematic lubrication oil system diagram including alarm set points and indicator positions.
- 1) The arrangement plans ought to contain as many details as practically possible in order to reduce the total number of plans, e.g. if all details of other items as listed under b) above can be given on the arrangement plans, then separate plans of these items need not be submitted.
 - 2) The plans are to show clearly all details as fillets, keyways and other stress raisers, shrinkage amounts (also for bearings), pull up on taper, surface roughness, bolt pre-tightening, etc. as well as types of material and mechanical properties including NDT specification. "All details" means data that are necessary for evaluation according to the relevant criteria in B.
 - 3) Pinions and wheels can normally be sufficiently described on the longitudinal section and with all particulars listed in 202 b) specified on a data sheet (Form No.: 71.10a). However, if manufacture of the pinion and wheel set is subcontracted, separate sets of plans have also to be submitted.

202 Particulars to be submitted for approval:

- a) Acceptance criteria for shaft alignment (where shaft alignment calculations are required according to Sec.1 A403).
- b) Data according to Table A1 for each gear stage. The various data are explained in the Classification Note 41.2. and a special sheet, *Data Sheet for Gear Calculations, Form No. 71.10a*, has been prepared for this.

Table A1 Gear data			
Item	Particulars	Symbol	Comments
Loads ¹⁾	Maximum power (kW) on pinion	P	Alternatively, a load - time spectrum may be used. This is typical for gears designed for relatively short life time (less than for example a million cycles).
	R.p.m. of pinion	n_0	
	Rated pinion torque corresponding to maximum power and r.p.m.	T_0	
	Application factors	K_A	Both for normal operation and permissible diesel engine misfiring condition
	Application factor for non-frequent peak loads	K_{AP}	For example start-up of electric motor with star-delta shift or clutching-in shock
	Application factor for ice condition	K_{Aice}	For vessels with ice class (see Pt.5 Ch.1)
Faceload distribution	Maximum permissible faceload distribution factor at rated load ^{2) 3)}	$K_{H\beta}$	For bevel gears with ordinary length crowning it is sufficient to specify the minimum permissible face width contact in %.
Dimensions ⁴⁾	Number of teeth	z	
	Centre distance	a	For gears with parallel axis only
	Common face width at operating pitch diameter	b	
	Face widths at tooth roots	$b_{1,2}$	
	Total face width including gap	B	For double helical gears only
	Tip diameters	d_a	
	Addenda	h_a	
	Minimum and maximum backlash	j	
Angle between shafts	Σ	For bevel gears only	

Table A1 Gear data (Continued)			
Item	Particulars	Symbol	Comments
Tool and gear geometry ²⁾	Normal module	m_n	In mid section for bevel gears (m_{mm})
	Module of tool	m_0	For bevel gears only
	Transversal module at outer end	m_t	For bevel gears only
	Pressure angle in normal section at reference cylinder	α_n	
	Helix angle at reference cylinder	β	
	Helix angle in the midsection	β_m	For bevel gears only
	Addendum of tool	h_{a0}	Referred to m_n
	Radius at tip of tool	ρ_{a0}	Referred to m_n
	Protuberance	pro	Referred to m_n and excluding grinding amount
	Addendum modification coefficient	x	Referred to m_n In mid section for bevel gears (x_{mm})
	Number of teeth of cutter	z_c	If pinion type cutter is used
	Addendum modification coefficient of cutter	x_c	If pinion type cutter is used Referred to m_n
	Angle modification	θ_k	For Zyclo Palloid bevel gears only
	Cutter radius	r_{c0}	For Zyclo Palloid and Gleason bevel gears only
	Tooth thickness modification coefficient (mid face)	x_{sm}	For bevel gears only Referred to m_n
Material	Material specification including heat treatment method		See Ch.2 Sec.4 and Sec.5, (e.g. EN 10084 18CrNiMo7-6, Case hardened)
	Flank surface hardness, maximum and minimum		
	Mid face tooth root space hardness, minimum ⁵⁾		
	Tooth core hardness, minimum ⁵⁾		
	Core impact energy (KV) of coupon test at 20°C ⁵⁾		If applicable, see C206 b)
Finishing process	Hardness depths after finishing process ⁵⁾	t_{550}, t_{400} and t_{300}	Given as depth to 550HV, 400HV and 300HV if applicable
	Finishing method of flanks		
	Acceptance level for root grinding notches		Minimum radius and maximum depth
	Shot peening parameters		If applicable
	Surface roughness of flanks	R_z	Mean peak-to-valley roughness
	Surface roughness of tooth root fillet	R_y	Maximum height of the profile
	Tip and root relief	C_a/C_f	Amount and extension Heightwise crowning of tool for bevel gears
	Lead modifications		Amount and extension (end relief, crowning and/or helix correction)
Lubrication	Grade of accuracy according to ISO 1328 or DIN 3962	Q	If beyond the validity of the standard, the Total helix error, F_β to be specified
	Type of cooling		Spray, dip, fully submerged, with additional cooling spray, etc.
	Kinematic viscosity (mm ² /s)	ν	At 40°C and 100°C
	FZG damage level (scuffing)		According to ISO 14635-1
	Oil inlet temperature		At normal operation

- 1) For gears that are subjected to negative torques both the negative torque level as well as the frequency of these occurrences are to be specified unless the following guidance is used:
The negative torque level is to be given in percent of the rated (forward) torque.
The frequency of occurrence may be classed as:
< 100 = rare
> 100 = frequent
where the numbers refer to torque reversals.
- 2) For specified faceload distribution factors that are considered as "optimistic" (see Classification Note 41.2) a contact pattern specification at 1 or 2 suitable part loads is to be submitted together with an explanation on how this leads to the specified faceload distribution at rated load, see 204 b).
- 3) Note that the rated load means normally the maximum rating with the application factor that is decisive for the scantlings. However, if this application factor differs much from the application factor at normal operation, it may be necessary to specify both faceload distribution factors.
- 4) The data is to be given for both pinion (index 1) and wheel (index 2), and for an idler or planet gear, where applicable.
- 5) Applicable to case hardened gears only.

- 203 Documentation to be submitted for information only:**
- a) For power transmitting components of welded construction full details of the joints, welding procedure, filler metal particulars and heat treatment after welding are to be specified.
- b) The bearings are to be documented with:
- calculated life time of rolling bearings (L_{10a} according to ISO 281)
 - specification of material, nominal surface pressure and clearance tolerances for fluid film bearings.

- c) A brief summary of the manufacturer's prescribed in-service inspection and maintenance routines.

204 Documentation to be submitted upon request:

- a) If a manufacturer requests approval based on other methods than those described in the rules and Classification Notes (e.g. special calculation methods or tests), additional documentation will be requested. For principles, see Ch.2 Sec.3 A100.
- b) For gear stages where the approval is dependent upon obtaining a certain optimistic faceload distribution, tooth contact pattern specifications at some selected part loads will be requested together with an explanation on how this leads to the specified faceload distribution at rated load.
- c) Balancing specifications for high speed gears (e.g. turbine driven) and for certain medium speed gears with non-machined surfaces of rotating parts.
- d) Calculation of thermal rating for gas turbine driven gears.

B. Design

B 100 General

101 For design principles see Ch.2 Sec.3 A100. For general design requirements for piping and ancillary equipment such as pipes, pumps, filters, coolers etc., see Ch.6 and Ch.7 as found applicable. All components in gear transmissions are to be designed for all relevant load conditions such as rated power or overloads, including all driving conditions under which the plant may be operated. Regarding dynamic loads, see Ch.3 Sec.1 G.

102 Details on calculation of gearing is given in Classification Note 41.2. It contains information on calculation of tooth root strength (fractures), flank surface durability (pitting, spalling and case crushing), and scuffing.

103 Requirements for shafting and rigid couplings are given in Sec.1.

104 When considered necessary for completion of a type approval process, type testing may be required. Details on this type testing will be especially considered. For special gear designs a type approval may be pending satisfactory service experience, as e.g. after 1000 to 3000 hours.

105 For gear transmissions used for vessels with ice class notations the criteria throughout this section apply with the use of the application factor K_{Aice} (see Pt.5 Ch.1) replacing K_A and K_{AP} provided that K_{Aice} is greater.

106 Gear transmissions, and in particular power take off (PTO) branches, may be accepted for higher vibratory torques in the low load range than given in Ch.3 Sec.1 G303 e). This may be accepted when gearing, shafts and in particular bearings are designed for such vibratory conditions.

107 For design requirements for components delivered as integral parts of the lubrication, hydraulic operation and cooling systems of the gearbox the following applies:

- Pumps, coolers, piping, filters, valves, etc. see Ch.6
- Electric motors, see Ch.8
- Flexible hoses are to type approved.

B 200 Gearing

201 The gear teeth are to be designed with the minimum

safety factors as given in Table B1.

	<i>Auxiliary</i>	<i>Propulsion</i>
Tooth root fracture S_F	1.4 ³⁾	1.55
Pitting, spalling and case crushing S_H ¹⁾	1.15	1.20
Scuffing S_S ¹⁾²⁾	1.4	1.5

1) These safety factors apply to medium and high speed gears designed for long lifetimes (e.g. > 10⁶ load cycles). For slow speed gears with short design life time (e.g. << 10⁶ load cycles) and where a certain flank deterioration is acceptable, lower values may be considered.

2) For medium and high speed gears as mentioned above, a minimum difference of 50°C between scuffing temperature and contact temperature applies in addition to the safety factor.

3) If an auxiliary gear stage is arranged as a power take off from a propulsion gearbox, and a tooth fracture of the auxiliary gear stage may cause a consequential damage to the propulsion system, the tooth root safety factor is to be as for propulsion.

Due to the scatter of the FZG test results, the FZG level used in the calculations is to be one level lower than the specified. Any gear utilising oils with specified FZG level above 12, the test results for the actual oil are to be documented in a test report from a recognised laboratory, and/or oil supplier.

202 Gear designs may be limited by other criteria as those mentioned in 201. For example if service experience indicates that failure modes other than those in 201 become a problem (such as oblique fractures starting from the active flank, grey staining developing to pitting etc.), a gear design may be rejected even though the criteria in 201 are fulfilled.

203 Gear designs are to take into account all relevant load conditions such as dynamics described in Ch.3 Sec.1 (diesel engines) and in other relevant sections. If vibration or shock loads result in reversed torques, this influence is to be considered.

204 Acceptance of gears may be based on approved tests.

205 For gearing designed to Baltic ice classes the calculation with K_{Aice} is to assume a number of load cycles equal to $3 \cdot 10^6$. This is additional to the normal, open sea conditions. The stricter of these criteria are decisive.

B 300 Welded gear designs

301 If a pinion or wheel designed for high cycle (> 10⁸) is manufactured by welding, the permissible cyclic stress range (principal stresses) in the welds and HAZ is limited to 2/3 of the threshold value for crack propagation. This depends on the quality (i.e. NDT specification) of the weld with regard to external and internal defects.

As a simplification the following may be used:

- for full penetration welds which are very smooth or machined on all surfaces and 100% tested for surface defects (no linear indication > 1 mm) and according to ISO 5817 level B for internal defects, the permissible stress range is 50 MPa
- as above, but not very smooth or machined or ground surfaces, 30 MPa
- for welds with inaccessible backside, 15 MPa.

For gears designed for a lower number of stress cycles (<< 10⁸) higher permissible stress range values may be accepted, alternatively less weld checking.

302 The calculation (usually by FEM) of the actual stress range is to take the full load cycle of the pinion or wheel into account as well as the stress concentration in the weld and HAZ due to fillet radii and or shape of the weld.

303 Welded pinions or wheels are to be stress relieved. If the stress relieving is not the final heat treatment process (as e.g. when followed by a case hardening), the permissible values in 301 are to be reduced by 30%.

B 400 Shrink fitted pinions and wheels

401 Shrunk on pinions or wheels are to be designed to prevent detrimental fretting, macro slippage and micromovements.

402 The criteria for macro slippage and fretting are given in Sec.1 B400. The influence of axial forces and tilting moments are to be considered.

403 Shrink fitted rims are to have a minimum safety of 2.0 against micromovements based on the specified repetitive peak torque. This means that the local shear stress τ between a toothed rim and the hub is to be less than half the local friction $(p + \sigma) \mu$:

$$(p + \sigma) \mu / \tau > 2 = F_{lim}/F$$

- p = nominal shrink fit pressure
- σ = local radial stress due to the gear mesh force
- μ = coefficient of friction

The following method may be used:

The nominal tangential force per unit face width is:

$$F_t = 2000 T / (b d_1)$$

- T = the pinion torque (Nm)
- b = the face width of the shrink fit surface (mm)
- d_1 = the reference diameter of the pinion (mm)

The force per unit face width to be used in the calculation is:

$$F = F_t K_A$$

if the movement in the axial tooth force direction is prevented by e.g. a shoulder, or if there is a double helical gear rim made of one body.

$$F = F_t K_A / \cos \beta \text{ in all other cases.}$$

The shrinkage pressure p depends on the shrinkage amount, the equivalent rim thickness s_v and the hub flexibility.

$$s_v = s + m_n (0.85 - 1.1 m_n/s)$$

- s = the rim thickness from tooth root to shrinkage diameter d_f (mm).

(only valid for $s > 2 m_n$)

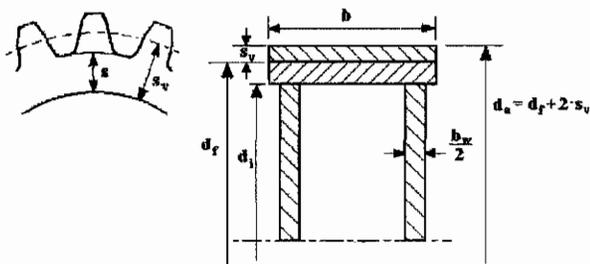


Fig. 1
Shrink fitted rim

The load limit per unit face width F_{lim} when micromovement is expected to start is:

$$F_{lim} = F_{ref} F_{corr} F_{roll}$$

F_{ref} = the reference load limit calculated as;

$$F_{ref} = 5.65 p \mu s (0.7 + 2 \mu)$$

F_{corr} = a correction factor which considers the influence of the hub flexibility (i.e. design and modulus of elasticity E_{hub}). It is

unity for a solid steel hub. Otherwise calculated as:

$$F_{corr} = 1.586 - 2.86 \cdot 10^{-6} E_{hub} + f(b/b_w),$$

where $f(b/b_w)$ considers the flexibility of a hub with webs. b_w is the total face width of the webs.

$$f(b/b_w) = 0.404 \cdot 10^{-3} (b/b_w)^3 - 0.01 (b/b_w)^2 + 0.09 b/b_w - 0.081$$

(equal zero if $b = b_w$)

F_{roll} takes into account the rolling (tangential twist) load of a narrow rim (face width b_{helix}) due to an axial force component. The rolling moment causes a reduced surface pressure at an end of the face width. This is of particular importance for double helical gears with two separate rims. F_{roll} applies even if there is an axial shoulder.

- F_{roll} is the minimum value of unity
- or $(b_{helix}/d_f + 0.02) 4.8/\tan \beta$
- or $(b_{helix}/(s + 1.3 m_n) + 0.4) 0.2887/\tan \beta$

The coefficient of friction μ may be taken from Table B2.

Surface condition	Hub material	
	Steel	Grey or nodular cast iron
Rim heated in oil	0.13	0.10
Rim heated in gas furnace but not protected against oil penetration into the mating surface	0.15	0.12
Surfaces degreased and protected against oil penetration or with especially high surface pressure with local yielding (see Figure 2)	0.20	0.16

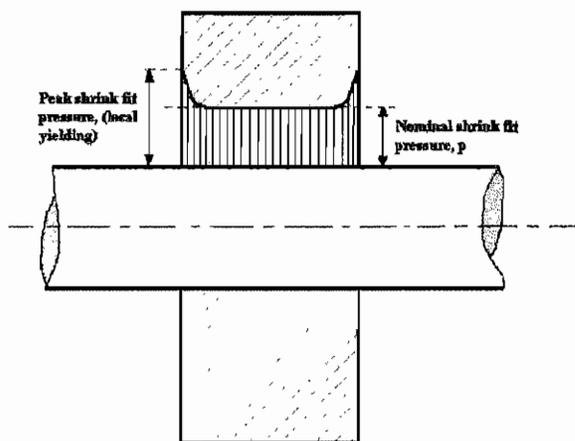


Fig. 2
Shrink fitted body with especially high surface pressure (only applicable for shafts protruding on each end)

The safety against micromovements is:

$$S = (p + \sigma) \mu / \tau = F_{lim}/F.$$

B 500 Bolted wheel bodies

501 Bolted wheel bodies (and pinions, if applicable) are to be designed to avoid fatigue failure of the bolts due to pulsating shear stresses when passing the gear mesh zone.

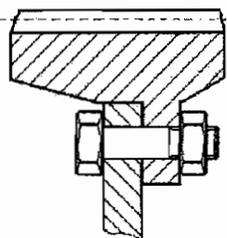


Fig. 3
Bolted wheel body

Guidance note:

The pulsating bolt forces will be reduced if the wheel body is radially supported without radial clearance.

--e-n-d--o-f--G-u-i-d-a-n-c-e--n-o-t-e--

502 For gear rims that are flexible compared to the hub, the stresses in the bolts are to be calculated upon request (usually by means of FEM) for a mesh force corresponding to $T_0 K_A$. The shear stress range is not to exceed $0.25 \sigma_y$.

503 Bolts used for flexible rims are to have a tight fit in the holes, i.e. any combination of the tolerances is not to result in a clearance, or the bolts are to be ream fitted with a slight press fit.

B 600 Shafts

601 Shafts are to be designed to prevent fatigue. Detailed criteria are given in Classification Note 41.4. However, simplified criteria for various common gear shaft designs are given in Sec.1 B206.

When gear transmissions are designed for long life time (i.e. $\gg 10^6$ cycles), the shafts are to be designed to prevent detrimental fretting that may cause fatigue failures, see also Sec.1 B402. Unless torsional vibration values are defined, the upper permissible values for dynamics as given in Ch.3 Sec.1 G are to be used.

602 Shafts may be divided into 2 groups. These are shafts with:

- significant bending stresses, e.g. pinion and wheel shafts within their bearing spans
- no significant bending stresses, e.g. quill shafts and shafts outside the bearing spans of pinions and wheels.

The major load conditions to be considered are:

- high cycle fatigue ($\gg 10^6$ cycles) due to rotating bending and torsional vibration, see Sec.1 B206 B and Classification Note 41.4 item 4
- low cycle fatigue (10^3 to 10^4 cycles) due to load variations from zero to full load, clutching in or starting shock loads, reversing torques, etc., see Sec.1 B206 A and Classification Note 41.4 item 3.

Practically, shafts with significant bending stresses such as pinion and wheel shafts are dimensioned with regard to stiffness (gear mesh considerations) and high cycle fatigue, but hardly ever for low cycle fatigue because the two first will prevail.

B 700 Bearings

701 Fluid film bearings are to be designed with bearing pressures that are suitable for the bearing metals. The calculation of bearing pressures is to include the application factor K_A .

702 Ball and roller bearings are to have a minimum L_{10a} (ISO 281) life time that is suitable with regard to the specified

overhaul intervals. The influence of the lubrication oil film may be taken into account for L_{10a} , provided that the necessary conditions, in particular cleanliness, are fulfilled.

Guidance note:

If no overhaul intervals are specified, a bearing life time of 40,000 hours may be used for conventional ships and 10,000 hours for yachts or ships and units that are not predominantly used at full load for longer periods.

--e-n-d--o-f--G-u-i-d-a-n-c-e--n-o-t-e--

B 800 Casing

801 Welded gear casings are to be stress relieved. Exemptions may only be granted to designs where it can be documented that possible future distortions will have no adverse effect on the reliability of the gear transmission.

802 Inspection openings are to be provided in order to enable inspection of all pinions and wheels as well as for access to clutch emergency bolts (if applicable). For special designs (e.g. some epicyclic gears) where inspection openings cannot be provided without severely affecting the strength of the design, holes for boroscope inspections may be accepted as a substitute to openings. Such holes are to be positioned to enable boroscope inspection of all gearing elements.

803 Easy access to all inspection openings is to be provided. This means that no piping or coolers etc. are to be positioned to prevent access.

804 In order to prevent rust, the gear casing is to be provided with proper ventilation.

B 900 Lubrication system

901 The lubrication system is to be designed to provide all bearings, gear meshes and other parts requiring oil with adequate amount of oil for both lubrication and cooling purposes. This is to be obtained under all environmental conditions as stated in Ch.1 Sec.3 B200.

902 The lubrication system is to contain at least:

- an oil pump to provide circulation
- a filter of suitable fineness for gearing, hydraulics and bearings (see B702). Normally 40 μ m or less.
- if necessary, a cooler to keep the oil temperature within the specified maximum temperature when operating under the worst relevant environmental conditions, see 901.

903 For gear transmissions for propulsion where windmilling may be detrimental and considered as a normal working condition, there is to be either:

- a shaft brake designed to hold (statically) twice the highest expected windmilling torque, or
- an extra oil pump which is not to be the same pump as required as standby pump.

The chosen version is to be automatically activated within 30 s after shutdown.

904 Gear transmissions for propulsion are normally to have an attached pump. For plants designed to normally operate at such low speeds that the attached pump cannot supply sufficient oil pressure (e.g. plants with frequency controlled electrical motor), the following will be accepted:

- either an extra electric oil pump that is activated at a given pressure, or
- 2 electric main pumps of the same capacity, one of which is arranged as a standby pump with immediate action. These 2 electric pumps are to be supplied from different switchboards.

905 For propulsion gears the lubrication system is to be arranged so that the gear transmission can endure a run out of 5

minutes after a black out without jeopardising any bearings or gear teeth.

This may be provided by e.g.:

- an attached pump with an additional gravity tank (if necessary)
- electric pumps with a gravity tank with sufficient volume and height for 5 minutes supply.

906 Gear transmissions in single propulsion plants are to have a standby pump with immediate activation.

907 For gear transmissions in single propulsion plants the filtering system is to be arranged to make it possible to clean the filters without interrupting the oil supply.

C. Inspection and Testing

C 100 Certification of parts

101 Regarding certification schemes, short terms, manufacturing survey arrangement (MSA) and important conditions, see Ch.2 Sec.2.

102 The parts in a gear transmission are to be tested and documented according to Table C1 and 200 through 400, if not otherwise agreed in a MSA, see Ch.2 Sec.2 C100. In 200 through 400, the testing and inspection as required in Table C1 are described in more detail.

Table C1 Requirements for documentation and testing

Part	Product certificate	Chemical composition	Mechanical properties	X-Ray or Ultrasonic testing	Crack detection ¹⁾	Visual and dimensional check ²⁾	Other ²⁾
Pinion and wheels	NV	See 200 - Table C2					
Built-in clutches, bending compliant- and elastic couplings	NV	See Sec.3 C, Sec.4 C and Sec.5 C, respectively					
Shafts, rigid couplings and hubs		See Sec.1 C					
Welded gears		W		W ³⁾	W ³⁾	W ³⁾	W ⁶⁾
Casing (welded)		W	W	W ⁴⁾	W ⁵⁾		W ⁶⁾
Casing (cast)			W				
Bolts and keys		TR	TR				
Ancillaries		See C400					

- 1) By means of magnetic particle inspection or dye penetrant.
- 2) For details and extent, see relevant paragraph.
- 3) After final heat treatment (e.g. case hardening).
- 4) For thickness > 100 mm.
- 5) Of welds near bearings (at least 10% of the welds to be tested).
- 6) Stress relieving (time - temperature diagram)

C 200 Pinions and wheels

201 The requirements in 200 apply to the toothed parts of pinions and wheels. A summary of these requirements is presented in Table C2.

202 The incoming material is to be documented with a Work certificate (W) to be within the approved specification as follows:

- chemical composition (ladle analyses)
- ultrasonic testing in suitably machined condition.

For gears classed to “high grade”, the requirement for additional documentation as specified in the approval, applies:

- cleanliness according to ISO 4967
- oxygen content
- grain size according to ISO 643
- forging or rolling according to an agreed process.

See also Ch.2 Sec.5

For materials that are delivered in their final core heat treatment condition, such as quenched and tempered steels for later nitriding, induction hardening or no further treatment, the additional requirement for documentation in 203 applies.

203 For quenched and tempered steels (QT) or normalised steels (N) the following requirement for documentation by Work certificates (W) applies:

- a) mechanical properties for QT steels with controlling sections (see ISO 6336-5 Annex A) of more than 250 mm or when the ability to harden does not grant the specified

minimum hardness to be obtained at a depth corresponding to the tooth roots.

- b) surface hardness (HB) for QT steels below the sizes mentioned above and for normalised steels of all sizes.

204 For case hardening the gear manufacturer or the heat treatment subcontractor is to have a quality control system¹⁾ acceptable to the Society. This quality control system is to provide that:

- suitable heat treatment is made prior to machining in order to avoid excessive distortions during quenching
- carburising is made in a controlled furnace atmosphere. The furnace is to be equipped with temperature and carbon potential controls and continuously recorded
- the entire case hardening process is checked by means of coupons²⁾ at regular and agreed intervals with regard to surface microstructure and core microstructure. For details see 205
- the gears are shot cleaned after the heat treatment.

- 1) If this requirement is not fulfilled or only partly fulfilled, the non fulfilled elements in this paragraph as well as in 205 and 206 are to be inspected in the presence of a surveyor.
- 2) The coupon is to be representative for the quenching rate of the typical gear sizes. The hardness and microstructure at the centre of the coupon will then be representative for the core of a typical gear. The coupon is to be of the same type of material as the typical gears. The approximate size is minimum diameter 6 modules and length 12 modules. This module is to be either the module of the actual gear to be certified or from the upper range of the production with that material. The coupon is to follow the entire heat treatment and shot cleaning processes and be quenched together with the pinions and wheels in such a way that its quenching rate is as representative as possible.

205 With reference to 204 the requirements for the surface (i.e. polished depth of less than 0.03 mm) microstructure are:

- a) Reduction of surface hardness in the outer 0.1 mm of the case is not to be more than 2 HRC.
- b) Carbide precipitation at surface and at 0.2 mm depth checked at approximately 400 times magnification. Only fine dispersed carbides are permitted, see ISO 6336-5.
- c) Retained austenite at surface and at 0.2 mm depth not to exceed 25%. To be checked by comparison with reference pictures or by a calibrated magnetoelastic method.
- d) Depth of intergranular oxidation (IGO) from unpolished surface is not to exceed $10 + 6 t_{550}$ (μm). t_{550} should be given in mm.

Requirement for the core in the middle of the coupon:

- to be martensitic or bainitic with no blocky ferrite
- hardness according to approved specification.

If these requirements are not fulfilled, the permissible values for tooth root stresses and contact stresses and contact temperatures (for scuffing) will be reduced according to special consideration.

206 For case hardening the following applies in addition to the requirements in 204 and 205.

Each hardening batch and each material type is to be documented (W) regarding:

- a) Hardness profile¹⁾ with emphasis on depth to 550 HV and 400 HV. For core hardness below 300 HV the depth to 300 HV is also to be checked.
- b) Core impact energy²⁾ (KV).
- c) Tooth root hardness³⁾ at mid face of each pinion and wheel. To be made in the presence of a surveyor.

1) The case depths are to be checked on a coupon that follows the entire heat treatment process. The coupons are to be of the same type of material as the actual gears to be certified and may be of a standard size. The correlation between these small coupons and the representative coupons mentioned in 204 is to be documented by means of comparison measurements.

2) The core impact energy has the objective of detecting unacceptable grain growth and is to be verified by means of at least 2 test pieces taken from the centre of a coupon that has followed the entire heat treatment process. The coupon is to have a diameter of at least 2 modules. The coupon is to be made of material taken out of the gear forging in tangential direction. If the dimensions prevent tangential specimen, they may be taken longitudinally. The impact energy is to be at least 30 J, unless otherwise approved. If the coupon is taken longitudinally in a body with longitudinal grain flow, the minimum value is 40 J. The core impact energy testing may be waived if all of the following conditions are fulfilled:

- carburising temperature below 930°C
- maximum specified case depth to 550 HV below 3.0 mm
- chemical composition contains grain growth preventing elements (e.g. Al)
- implemented manufacturing survey arrangement for heat treatment.

3) For modules 10 mm and above the surface hardness in the tooth root space in the middle of the face width is to be checked. A small spot is to be polished (No grinding. Polishing depth less than 0.03 mm) and the hardness measured by means of a low force tester. Unless otherwise approved, the minimum hardness is to be 58 HRC. The manufacturer may carry out approved procedure tests in order to establish limit sizes for various material types. Below these limit sizes the hardness will with a high probability turn out to 58 HRC or more, and no such hardness testing is required for the individual gears. The procedure tests are to include various designs and quenching baths.

207 Nitrided gears are to be documented with Work certificates (W) for each heat treatment batch by means of a coupon following the entire nitriding process with regard to:

- case depth (to 400 HV)
- white layer thickness (to be < 0.025 mm)

The coupon is to be of the same material type as the gears. The core properties are to be documented as described in 203.

208 Induction or flame hardened gears are to be documented with a NV certificate with regard to:

- hardness contour
- hardness depth at pitch diameter
- hardness depth at tooth root
- surface structure, random inspection (to be mainly fine acicular martensite).

The hardness pattern is to be checked at a representative test piece with the same geometry (profile and root shape) and type of material as the actual gears (except for face width which may be smaller). For batch production this testing is to be made at least before and after each batch.

The hardness pattern checking applies to both ends and the mid section of the test piece. All three sections are to have values within the approved minimum to maximum range. Each gear to be visually inspected at both ends and the contour is to be consistent with the test piece.

For small gears with spin type hardening (see ISO 6336-5) only the surface structure (random) and external contour need to be checked. The core properties are to be documented as described in 203.

209 For all surface hardened teeth the final flank hardness is to be measured and documented with a Work certificate (W). The hardness is to be measured directly on the flanks near both ends and in the middle and at each 90 degrees. Low force testers are preferred provided suitable surface finish. For batch production a less frequent checking may be approved.

210 All teeth are to be crack detected, no cracks are accepted. This is to be documented with a Work certificate (W). Normally gears are to be checked by means of the wet fluorescent magnetic particle method. However, nitrided or not surface hardened gears may be checked by the liquid penetrant method. For batch production a reduced extent of crack detection may be approved. The crack detection is to be made prior to any shot peening process.

211 For case hardened gears grind temper inspection is to be carried out randomly and be documented by a test report (TR).

This inspection may be done by:

- nital etching per ISO 14104 or ANSI and or AGMA 2007-B92 (grade B temper permitted on 10% of functional area (FB1))

or

- a calibrated magnetoelastic method (acceptance criteria subject to special consideration)

212 The tooth accuracy of pinions and wheels according to ISO 1328 is to be documented with a Work certificate (W) as follows:

- for specified grade 4 or better, all pinions and wheels are to be measured
- for specified grade 5¹⁾ at least 50% are to be measured
- for specified grade 6¹⁾ at least 20% are to be measured
- for specified grade 7 or coarser at least 5% are to be measured.

1) When a wheel cannot be measured due to its size or weight, at least every mating pinion is to be measured.

Bevel gears (that are not covered by ISO 1328) are to be measured regarding pitch and profile errors if required in connection with the approval. Generally, all bevel gear sets are to be

checked for accuracy in a meshing test without load. The unloaded contact pattern is to be consistent with the specified, and documentation thereof is to follow the gear set to the assembly shop.

213 The surveyor is to review all required documentation and carry out visual inspection of the pinions and wheels with special attention to:

- surface roughness of the flanks
- tooth root fillet radius
- surface roughness of tooth root fillet area
- possible grinding notches in the root fillet area. Any grinding (or any other machining) of the root area is not accepted unless this has been especially approved.

Table C2 Summary of certification requirements

Test	Case hardening	Nitriding	Induction and flame hardening	Through hardening (QT)	No hardening (N)
Chem. composition ¹⁾	W	W	W	W	W
Ultrasonic ²⁾	W	W	W	W	W
Mechanical properties ³⁾		W	W	W	W
Surface hardness (HB)		W ³⁾	W ³⁾	W ³⁾	W
Case hardness profile ⁴⁾	W	W	NV		
Tooth core impact energy (KV)	W				
Tooth root hardness ⁵⁾	NV				
White layer thickness		W			
Final flank hardness	W	W	W		
Crack detection of all teeth ⁶⁾	W	W	W	W	W
Random grind temper inspection	TR				
Tooth accuracy ⁷⁾	W	W	W	W	W
Visual inspection ⁸⁾	NV	NV	NV	NV	NV

- 1) Applicable to the incoming material
- 2) In suitably machined condition, i.e. after forging prior to surface hardening
- 3) For gears with "controlling section" size > 250 mm (see ISO 6336-5 Annex A)
- 4) For relevant test parameters, see 206, 207 or 208
- 5) For modules ≥ 10 mm, at mid face
- 6) Prior to any shot peening process
- 7) See 212 for extent of documentation
- 8) See 213 for extent of inspection

C 300 Welded gear designs

301 Welded gears are to be documented with Work certificates (W) as follows:

- chemical composition and mechanical properties of all the materials
- stress relieving (time - temperature diagram)
- 100% weld quality control according to ISO 5817. To meet level B for internal defects unless otherwise approved.
- 100% surface crack detection by MPI or dye penetrant. No linear indication > 1 mm unless approved.
- visual inspection by a surveyor with special emphasis on the shape of the outer weld contour (stress concentrations) at the root.

The 3 last items refer to the gear after the final heat treatment (e.g. after case hardening).

C 400 Ancillaries

401 Pumps, electric motors, coolers, piping, filters, valves, etc. that are delivered as integral parts of the lubrication, hydraulic operation and cooling systems of the gearbox, are to be checked by the gear manufacturer's quality system as found relevant.

C 500 Assembling

501 Balancing of rotating parts and subassemblies of rotors is to be documented with Work certificates (W) and shall be within the approved specification.

502 Cylindrical shrink fitting of pinions, wheels, hubs, clutches, etc. is to be documented with Work certificates (W) with regard to shrinkage amount. The diameters (and therewith the shrinkage amounts) are to be checked at various positions along the length of the shrinkage surface. If conicity or ovality in a connection with length to diameter ratio > 1 result in:

- a shrinkage amount near the minimum tolerance value at the torque transmission end

and

- an amount near the maximum tolerance value at the opposite end,

the shrinkage specification is to be reconsidered with respect to possible fretting near the torque transmission end. (If the non-torque end is subjected to bending stresses, possible fretting must be considered here too.)

503 Tapered shrink fit connections are to be documented with Work certificates (W) with regard to contact area and pull up distance or push up force or diametrical expansion (whichever is the approved specification).

The contact between the male and female parts is to be checked with a thin layer of contact marking compound (e.g. toolmaker's blue). There is to be full contact at the end with torque transmission (which is normally the upper end). If this is not obtained, light correction grinding with a soft disc and emery paper may be done in the female part only (if wet mounting). Alternatively a test pull up may deform small irregularities and result in an improved contact.

504 Keyed connections are to be checked with regard to:

- key fit in shaft and hub (for connections where the torque may be reversed the key is to have a tight fit in both shaft and hub)
- shrinkage amount, see 502
- push up force, see 503.

505 Spline connections are to be checked with regard to:

- tight fit if of the "fixed" type
- lubrication if of "working" type.

506 Bolted connections such as bolted wheel bodies or flange connections are to be checked with regard to:

- tightness of fitted bolts or pins
- pre-stress as specified.

507 Access through inspection openings to gearing and clutch emergency bolts (if applicable) is to be verified, see also B803, B804 and Sec.3 B302.

D. Workshop Testing

D 100 Gear mesh checking

101 The accuracy of the meshing is to be verified for all meshes by means of a thin layer of contact compound (e.g. toolmaker's blue). This is to be done in the workshop in the presence of a surveyor.

When turning through the mesh, the journals are to be in their expected working positions in the bearings. This is particularly important for journals which will assume a position in the upper part of the bearings (and the bearing clearances are different), and when external weights (such as clutches) may cause a pinion to tilt in its bearings.

For small and medium gears with ground or skived flanks on both pinion and wheel it is sufficient to check this at one position of the circumference.

For large gears (wheel diameter > 2 m) and for all gears where an inspection after part or full load (in the workshop or onboard) cannot be made, the contact checking is to be made in several (3 or more) positions around the circumference of the wheel.

For bevel gears the contact marking is to be consistent with the documented contact marking from the production, see C212.

For highly loaded gears it may be required to carry out such a mesh contact test under full or high part load by slow turning through a full tooth mesh at 3 or more circumferential positions.

The result of the contact marking is to be consistent with that which would result in the required faceload distribution at rated load.

For propulsion gears connected to shafts in excess of 200 mm diameter, the contact marking of the final stage is to be documented by tape on paper or photography and is to be forwarded

to the client as a reference for further checking onboard.

The backlash is to be documented for all gear meshes.

102 All gear transmissions are to be spin tested in presence of a surveyor.

Prior to the spin test some teeth at different positions around the circumference of all gear meshes are to be painted with an oil resistant but low wear resistant test lacquer. For multi-mesh gears the lacquer is to be applied to the flanks that mesh with only one other member.

After the spin test the initial contact patterns are to be documented by sketches. The position of the initial contact is to be consistent with that which would result in an acceptable load distribution at rated torque.

103 For gears that are workshop tested with a part load sufficient to verify the load distribution at rated torque, the testing in 101 and 102 may be waived, except for backlash measurements.

Such part load testing will only be representative for the full load condition on board if the in- and out-put shafts are connected to systems that will not impose significant bending moments or forces. Furthermore, the part load is to be so high (normally 40% torque or more) that reliable extrapolation to rated torque can be made. Therefore, this part load testing is subject to approval, see A200. If such part load testing is successfully carried out, the gear transmission certificate may have a remark stating that contact pattern testing onboard may be waived.

104 During the running test the gearbox is to be inspected for leakage.

D 200 Clutch operation

201 For clutches delivered integral with the gear box the clutching-in function is to be tested in the presence of a surveyor. For oil operated clutches the testing is to be made with the oil at normal service temperature.

The pressure - time function is to be within the approved specification and the end pressure at the specified level. No pressure peaks beyond the nominal pressure are allowed. The clutch operation pressure is to be measured as closely as possible to the clutch inlet.

D 300 Ancillary systems

301 The manufacturer is to demonstrate to the surveyor that the lubrication oil intake is placed to be well submerged under all environmental operation conditions for the actual type of vessel. Furthermore, it is to be checked that the oil sprays for lubrication and cooling function properly. After the running test the filters are to be inspected.

302 All equipment delivered with the gearbox regarding indication, alarm and safety systems is to be function tested.

E. Control, Alarm, Safety Functions and Indication

E 100 Summary

101 The requirements in E are additional to those given in Ch.9.

102 Lubrication oil pressure at bearings and spray pressure level is to be locally and remotely indicated and an alarm for low level is to be provided. If individual local pressure indicators are not fitted, quick connectors for a portable instrument are to be provided in order to do local readings and set point verification of switches. The corresponding portable instrument is to be provided on board. For gears fitted with stand-by pump, this is to be automatically activated.

103 The oil temperature at inlet to bearings and spray as well as in the sump is to be locally and remotely indicated.

104 For gears with a total transmitted power of 5 MW or more, all axial and radial fluid film bearings are to be provided with remote bearing metal (or for thrust pads, oil outlet) temperature indication and alarm for high level.

105 Alarms (level 1) and start of standby pump are to be without delay, other than those necessary to filter normal parameter fluctuations, if not otherwise approved.

F. Arrangement

F 100 Installation and fastening

101 The gearbox is to be arranged so that appropriate alignment and running conditions are maintained during all operating conditions. For shaft alignment, see Sec.1 F400.

102 Gearboxes are to be mounted on chocks or epoxy resin. The bolts are to be designed for all relevant operating conditions (in particular when ice classes apply). Flexibly mounted gearboxes will be especially considered.

103 Gearboxes that are or may be subjected to external forces such as thrust, are to have end stoppers.

104 Piping etc. is not to be arranged to obstruct access to inspection openings.

G. Vibration

G 100 General

101 Regarding torsional vibration, see the section for the relevant prime mover, e.g. diesel engines Ch.3 Sec.1 G and B105.

102 The vibration of the gearbox foundation (except when flexibly mounted) is normally not to contain gear alien frequency components with amplitudes exceeding 10 mm/s. Alien frequencies are those that are not rotational frequencies of any gear internal parts.

Higher amplitudes may be accepted if considered in the gear design.

H. Installation Inspection

H 100 Application

101 H applies to inspections in connection with installation of complete gearboxes. Regarding external couplings and shafts, and internal clutches, see respective sections.

Unless otherwise stated, a surveyor is to attend the inspections given in H and I.

H 200 Inspections

201 The following inspections are to be carried out:

- shaft alignment, see Sec.1 H300
- fastening of propulsion gearboxes (stoppers and bolt tightening)
- flushing, applicable if the system is opened during installation. Preferably with the foreseen gear oil. If flushing oil is used, residual flushing oil is to be avoided.
- lubrication oil is to be as specified (viscosity and FZG class) on maker's list
- pressure tests to nominal pressure (for leakage) where cooler, filters or piping is mounted onboard

- clutch operation, see Sec.3 H
- tooth contact pattern, see 202.

202 A tooth contact pattern inspection as described in D101 is to be made for gears where the installation on board can alter the initial tooth contact pattern. This means e.g. all twin input and single output gears, and propulsion gears connected to shafts in excess of about 200 mm diameter. The result of the contact pattern check is to be consistent with the result from the workshop.

I. Shipboard Testing

I 100 Gear teeth inspections

101 To prevent initial damage on the tooth flanks (scuffing) and bearings, the gear is to be carefully run in according to the gear manufacturers specification.

102 All inboard gears are to be checked with regard to contact pattern under load.

Exceptions are accepted when:

- this is mentioned in the design approval (due to low stress levels)
- the design makes an inspection impossible without dis-assembling such as certain epicyclic gears (this does not exempt ordinary gears from having suitable inspection openings)
- the contact pattern under load is accepted in the workshop test, see D103.

103 The contact patterns (all gear stages) are to be checked by a suitable lacquer applied to some teeth (normally 2 each 120 degrees) prior to the checking under load. The lacquer is to be applied to flanks that have only one mesh (in order to avoid accumulated patterns). When part load contact pattern checking applies, the lacquer is to be of a kind that quickly shows the final pattern.

104 The gear is to be operated at the specified load level(s) without exceeding that particular level(s). After each specified level the contact patterns are to be checked in the presence of a surveyor. The results, in both height and length directions, are to be within the approved specification.

105 After the full load test, or after the sea trial, all teeth are to be checked for possible failures as scuffing, scratches, grey staining, pits, etc. Shrunk-on rims are to be checked for possible movements relative to the hub.

I 200 Gear noise detection

201 Gears are to be checked for noise in the full speed range (high frequencies as gear mesh frequencies) and in the lower speed range (gear hammer).

202 If the high frequent noise is higher than expected, measurements may be required.

203 Gear hammer is to be detected in the lower speed range and also during diesel engine misfiring tests (see Ch.3 Sec.1 I500). Speed ranges or operating conditions resulting in gear hammer are to be restricted for continuous operation.

I 300 Bearings and lubrication

301 Lubricating oil and bearing temperatures (as far as indication is provided) are to be checked during the full load test. All temperatures are to reach stable values (no slow gradual increase) without exceeding the approved maximum values.

302 After the sea trial all oil filters are to be checked for particles.

SECTION 3 CLUTCHES

A. General

A 100 Application

101 This section applies to clutches, both for use in shaft-lines and in gearboxes that are subject to certification, see Ch.2 Sec.1 A200.

102 Clutches of standard design are to be type approved.

103 Ch.2 describes general requirements for rotating machinery. Attention is to be paid to Ch.2 Sec.3 A100 and in particular A102.

A 200 Documentation

201 At least a sectional drawing of the clutch is to be submitted.

The drawing is to show all details such as:

- connection to external shafts
- type of material
- mechanical properties
- heat treatment of splines etc.
- stress raisers
- activation system.

202 The following particulars are to be submitted for each clutch:

- static friction torque (at working pressure)
- dynamic friction torque (at working pressure)
- pressure for compressing return springs
- permissible heat development and flash power when clutching-in (upon request when case-by-case approval)
- alarm set points, see E.

203 For each application the clutching-in characteristics with tolerances (pressure as function of time) including max engaging speed is to be given.

204 Upon request the documentation (simulation calculation) of the engaging process may be required, see Ch.3 Sec.1 A501 b)c).

B. Design

B 100 Torque capacities

101 The torque capacities of clutches for auxiliary purposes as well as propulsion are to be:

- static friction torque at least $1.8 T_0$ and preferably not above $2.5 T_0$ ¹⁾
- dynamic friction torque at least $1.3 T_0$

Both requirements referring to nominal operating pressure and no ice class notation.

¹⁾ When above $2.5 T_0$ the documentation in A204 is obligatory.

102 The torque requirements in 101 may have to be increased for plants with ice class notation, see Pt.5 Ch.1. If the ice class application factor $K_{Aice} > 1.4$, the torque capacities are to be increased by the ratio:

$$K_{Aice}/1.4.$$

103 For clutches used in plants with high vibratory torques

(beyond $0.4 T_0$) the torque capacity requirements will be especially considered.

B 200 Strength and wear resistance

201 The relevant parts such as flange connections, shrink fits, splines, key connections, etc. are to meet the requirements given in Sec.1 B300 to B700.

202 If a disc clutch is arranged so that radial movements occur under load, the possible wear of the teeth and splines is to be considered. This may be relevant for clutches in gearboxes where a radial reaction force may act on the discs. Such radial forces may occur due to bearing clearances in either an integrated pinion and clutch design or shafts that are moved off centre due to tooth forces.

203 Trolling clutches are subject to special consideration.

B 300 Emergency operation

301 Clutches for single propulsion plants are to be of a design that enables sufficient torque transmission to be arranged in the event of loss of hydraulic or pneumatic pressure. This means that for plants on board vessels without ice class or reinforcement due to high torsional vibration level at least half of the rated engine torque is to be transmitted.

302 If the requirement in 301 is fulfilled by means of bolts, easy access to all bolts should be provided. For built-in clutches, this means normally that all the bolts are to be on the part of the clutch that is connected to the engine. This in order to gain access to all bolts by using the engine turning gear. Such bolts are to be fitted in place and secured to the clutch. Alternative arrangements are subject to special consideration and in any case it should be possible to carry out the emergency operation within 1 hour. The emergency operation procedure should be given in the operating manual.

B 400 Type testing

401 Type testing in order to verify friction torques as specified in 101 may be required.

C. Inspection and Testing

C 100 Certification

101 Regarding certification schemes, short terms, manufacturing survey arrangement and important conditions, see Ch.2 Sec.2.

102 Clutches are to have a NV certificate.

C 200 Inspection and testing of parts

201 Power transmitting parts as hubs, flanges and outer parts are to be documented with Work certificates (W) regarding chemical composition of the material and mechanical properties.

202 Surface hardened (> 400 HV) zones with stress raisers such as keyways, radial holes, splines, etc. as well as shrinkage surfaces are to be crack detected by means of magnetic particle inspection or dye penetrant. This is to be documented with a Work certificate (W).

Unless otherwise approved on basis of experience, this applies to 100%. Non-surface hardened zones with stress raisers are to be crack detected if specified in the design approval.

D. Workshop Testing

D 100 Function testing

101 The clutch is to be function tested before certification.

102 If the clutch is delivered with the activation control, the pressure - time function for clutching-in is to be verified in the presence of a surveyor. If the clutch is oil operated this is to be made with a representative oil viscosity.

E. Control, Alarm and Safety Functions and Indication

E 100 Summary

101 Clutches are to be provided with:

- local and remote pressure indication, If individual local pressure indicators are not fitted, quick connectors for a portable instrument are to be provided in order to do local readings and set point verification of switches. The corresponding portable instrument is to be provided on board.
- low pressure alarm (level 1) with automatic start of stand-by pump (if applicable) and load reduction with alarm (level 2).

F. Arrangement

F 100 Clutch arrangement

101 Clutches are to be arranged to minimise radial support forces, see B202.

102 Easy access to the emergency operation device is to be provided, see B300.

G. Dynamics

G 100 Engaging operation

101 The calculation of the engaging process is to be based on the particulars specified in A202 and A203. The calculation is to result in torque, flash power and heat development as functions of time, and are not to exceed the permissible values for *the clutch or any other element in the system*. See also Ch.3 Sec.1 G403.

H. Installation Inspection

H 100 Alignment

101 Clutches not integrated in a gearbox or thruster, are to be checked for axial and radial alignment in the presence of a surveyor.

I. Shipboard Testing

I 100 Operating of clutches

101 The following are to be checked in the presence of a surveyor:

- when engaged, the operating pressure to be within the approved tolerance
- access to the emergency operation device (see B300), if applicable
- during engaging, the operating pressure as a function of time to be according to the approved characteristics.

102 The clutch engaging as mentioned above, is to be made at the maximum permissible engaging speed. The pressure indication is to be representative for the operating pressure, i.e. measured close to the rotating seal and without throttling between the instrument and operating pressure pipe. No pressure peaks beyond the specified maximum pressure are accepted.

SECTION 4 BENDING COMPLIANT COUPLINGS

A. General

A 100 Application

101 This section applies to couplings used in machinery that is subject to certification, see Ch.2 Sec.1 A200.

Bending compliant couplings are membrane couplings, tooth couplings, link couplings, universal shafts, etc., i.e. all couplings that have a low bending rigidity, but high torsional rigidity. Couplings combining both low bending and low torsional rigidity are to fulfil the requirements in both Sec.4 and Sec.5.

102 Couplings of standard design are to be type approved.

103 Ch.2 describes general requirements for rotating machinery. Attention is to be paid to Ch.2 Sec.3 A100 and in particular A102.

A 200 Documentation

201 Drawings showing the couplings in longitudinal section (for link couplings also transverse section) are to be submitted.

The drawings are to specify:

- the type of material and mechanical properties
- surface hardening (if applicable)
- shot peening (if applicable)
- design details as keyways, bolt connections, or any other stress concentration.

For power transmitting welds a full NDT specification including acceptance criteria is to be submitted. For tooth couplings the tooth accuracy (ISO 1328) is to be specified.

202 For high speed couplings (for connection to gas turbines) the maximum residual unbalance is to be specified.

203 The following particulars are to be submitted:

- the permissible mean torque
- the permissible maximum torque (impact torque)
- the permissible vibratory torque for continuous operation
- the permissible angular tilt for continuous operation
- the permissible radial misalignment or reaction force (if applicable) for continuous operation
- the permissible axial misalignment for continuous operation
- the angular (tilt), radial and axial stiffness (as far as applicable)
- the maximum permissible r.p.m.

204 Calculations to substantiate the relevant particulars given in 203 are to be submitted.

B. Design

B 100 General

101 For design principles see Ch.2 Sec.3 A100.

102 Couplings for turbine machinery (high speed side) containing high energy rotating parts that may be ejected in the event of a remote failure are to have special guards or design precautions.

B 200 Criteria for dimensioning

201 The couplings are to be designed with suitable safety factors against fatigue and wear ("suitable safety factors" will depend on the method applied).

202 For connections as flanges, shrink fits, splines, key connections, etc. see the requirements in Sec.1 B300 to B700 respectively.

203 For membrane, link or disc couplings the safety against fatigue is to be documented:

- All relevant combinations of permissible loads (A203) are to be considered
- The calculations may be combined with results from material fatigue tests
- The safety against fatigue may also be documented by fatigue testing of the complete coupling. If so, the load and the kind of loading (or combinations thereof) is to be selected to document the safety when all permissible loads are combined.

204 Tooth couplings are to be designed to prevent tooth fracture, flank pitting and abrasive wear.

The maximum permissible radial reaction force, the permissible mean and vibratory torque, the angular misalignment and the lubrication conditions are to be combined in the calculations.

205 Universal shafts with power transmitting welds are to be designed for a high safety against fatigue in the weld. The calculation is to consider the maximum permissible loads and the specified weld quality.

Ball and roller bearings are to have a minimum L_{10a} (ISO 281) life time that is suitable with respect to the specified overhaul intervals. The influence of the lubrication oil film may be taken into account for L_{10a} , provided that the necessary conditions, in particular cleanliness, are fulfilled.

C. Inspection and Testing

C 100 Certification

101 Regarding certification schemes, short terms, manufacturing survey arrangement and important conditions, see Ch.2 Sec.2.

102 Couplings are to have a NV certificate.

C 200 Inspection and testing of parts

201 Power transmitting parts as hubs, sleeves, shaft tubes, flanges and flexible elements are to be documented with Work certificates (W) regarding chemical composition of the material, mechanical properties and surface hardness (if surface hardened).

202 Zones with stress raisers such as keyways, holes, teeth, splines, etc. as well as shrinkage surfaces are to be crack detected by means of magnetic particle inspection or dye penetrant. This applies to 100% for surface hardened (>400 HV) zones. For not surface hardened zones with stress raisers, crack detection may be required in connection with design approval.

203 Welds are to be documented in accordance with the approved specification.

D. Workshop Testing

D 100 Balancing

101 The couplings are to be balanced in accordance with the approved specification.

D 200 Stiffness verification

201 For membrane, link and disc couplings verification of the specified stiffness in angular and axial directions is to be carried out by means of static measurements in the presence of a surveyor.

This applies to:

- one coupling of a series for which type approval is requested
- every case by case approved non-standard coupling.

E. Control, Alarm, Safety Functions and Indication

E 100 General

101 Control, alarm, safety functions and indication are not required.

F. Arrangement

F 100 Coupling arrangement

101 Couplings are to be arranged to avoid the limitations given in A203 to be exceeded. Furthermore, the reaction forces from couplings on the adjacent elements are to be taken into account. All permissible operating conditions are to be consid-

ered.

G. Vibration

G 100 General

101 Not required.

H. Installation Inspection

H 100 Alignment

101 The coupling alignment (axial, radial and angular) is to be checked in the presence of a surveyor. The alignment is to be within the approved tolerances for the coupling as well as any other limitation specified in the shafting arrangement drawings (in particular for gas turbine plants).

102 The alignment is to be made under consideration of all adjacent machinery such as resiliently mounted engines, etc.

I. Shipboard Testing

I 100 General

101 Not required.

SECTION 5 TORSIONALLY ELASTIC COUPLINGS

A. General

A 100 Application

101 This section applies to couplings used in machinery subjected to certification, see Ch.2 Sec.1 A200.

Torsional elastic couplings mean steel, rubber and silicone couplings designed for a low torsional rigidity. Couplings combining both low torsional rigidity and bending flexible elements as membranes or links are to fulfil the requirements in both Sec.4 and Sec.5.

102 Couplings of standard design are to be type approved.

103 Ch.2 describes general requirements for rotating machinery. Attention is to be paid to Ch.2 Sec.3 A100 and in particular A102.

A 200 Documentation

201 Drawings showing the couplings in longitudinal section are to be submitted. For elements that are non-symmetrical around the axis of rotation, a transverse section is also needed.

The drawings are to specify:

- type of material and mechanical properties
- surface hardening (if applicable)
- shot peening (if applicable)
- design details as keyways, splines or any other stress concentration

For power transmitting welds a full NDT specification including acceptance criteria is to be submitted.

202 The following particulars are to be submitted:

- rubber shore hardness H (laboratory test on rubber plates)
- permissible mean torque T_{KN} with the corresponding highest nominal shear stress in the elastomer and the bonding stress
- permissible maximum torque T_{Kmax1} for repetitive loads as transient vibration during start and stop or clutching in etc., see Fig. 1
- permissible maximum torque range ΔT_{max} for repetitive loads as transient vibration during start and stop or clutching in etc., see Fig. 2
- permissible maximum torque T_{Kmax2} for rare occasional peak loads, e.g. short circuits in generators
- permissible vibratory torque¹⁾ for continuous operation T_{KV} , see Fig. 3
- permissible power loss¹⁾ (heat dissipation) P_{KV}
- permissible angular tilt, radial and axial misalignment for continuous operation
- angular (tilt), radial and axial stiffness¹⁾
- permissible permanent twist of rubber element (applicable to certain coupling types)
- maximum permissible r.p.m.
- quasi-static torsional stiffness¹⁾
- dynamic torsional stiffness¹⁾
- damping characteristics¹⁾.

1) as a function of the main parameters.

These particulars are to be documented by means of relevant tests and calculations. See B100 and B200.

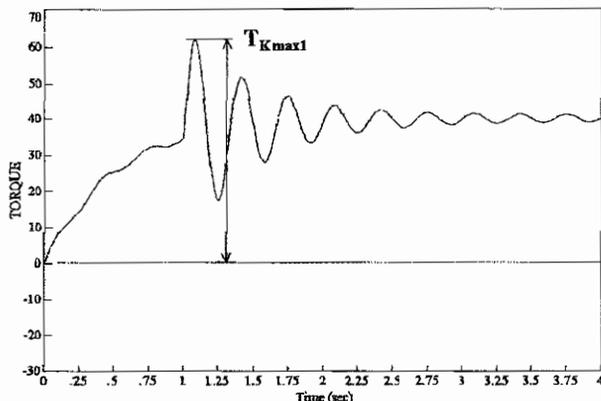


Fig. 1
 T_{Kmax1} at transient vibration

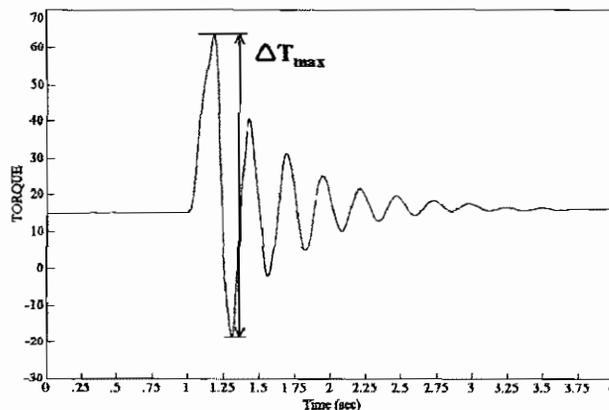


Fig. 2
 ΔT_{max} at transient vibration

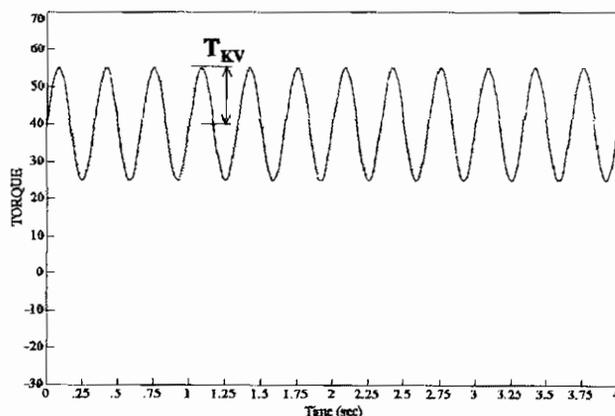


Fig. 3
 T_{KV} at continuous operation

B. Design

B 100 General

101 For design principles see Ch.2 Sec.3 A100.

102 See E101 for emergency claw devices.

B 200 Criteria for dimensioning

201 The couplings are to be designed with suitable safety factors (depending on the method applied, see B300) against fatigue and overheating (rubber).

202 For connections as flanges, shrink fits, splines, key connections, etc. see the requirements in Sec.1 B300 to B700 respectively.

203 For steel spring couplings the safety against fatigue is to be documented. All relevant combinations of permissible loads (A202) are to be considered. The calculations may be combined with results from material fatigue tests. The safety against fatigue may also be documented by fatigue testing of the complete coupling. If so, the load and the kind of loading (or combinations thereof) are to be selected to document the safety when all permissible loads are combined.

The design is to be so as to prevent fretting.

204 Couplings are not to have rigid torsional deflection limiters (buffers) within the permissible T_{Kmax2} . Furthermore, T_{Kmax2} is not to be less than $1.4 T_{KN}$.

205 For ice class notations the couplings are to be designed so that:

$$T_{KV} > T_0 (K_{Aice} - 1) \text{ and} \\ T_{Kmax1} > T_0 K_{Aice}.$$

206 For elements that are not designed to avoid local strain concentrations, stricter values for the criteria given in 207 and 208 may apply.

For silicone couplings special considerations apply.

207 For rubber couplings with shear loaded rubber elements the shear stress (MPa) due to T_{KN} is not to exceed the smaller value of:

— 1% of the shore hardness value

or

— 0.65 MPa

The corresponding shear stress in the steel-rubber bonding surfaces is normally not to exceed 0.45 MPa.

The shear stress due to the permissible vibratory torque for continuous operation is not to exceed 0.25% of the shore hardness.

208 When not substantiated by means of an approved fatigue testing combined with FE analyses, the following applies: Permissible torque ΔT_{max} and T_{Kmax1} for transient operation (50.000 cycles) are limited to:

- A nominal shear stress $\Delta \tau_{max}$ not to exceed $\Delta \tau_{max} < 0.24 \cdot 10^{-3} H^2$
- A nominal shear stress τ_{max1} not to exceed in any direction $\tau_{max1} < 0.2 \cdot 10^{-3} H^2$ and limited to $T_{Kmax1} \leq 1.5 T_{KN}$

209 The strength of the emergency claw device (if required, see 102) is to be documented by calculations. This device is to be designed for a minimum lifetime of 24 hours and combined with all permissible misalignments.

210 Couplings of natural rubber are not to be subjected to ambient temperatures above 70°C.

B 300 Type testing

301 Type testing applies to all rubber and silicone couplings,

but also for special kinds of steel spring couplings.

302 Steel spring couplings that are designed such that the damping properties are essentially non-viscous (e.g. mainly friction damping), are to be dynamically tested in order to establish the dynamic characteristics (stiffness and damping) as functions of their main parameters.

303 Rubber and silicone couplings are to be documented with regard to compatibility with the characteristics and permissible loads given in A202. This is to be made with both calculation and testing:

- As a minimum the dynamic torsional stiffness and the damping are to be verified by testing, see 304. A reduced extent may apply for couplings that are approved for very restricted applications as e.g. in electric motor driven thrusters.
- Couplings used in plants with reciprocating machinery are also to be tested for determination of permissible power loss. Exemptions may only be made if the value for P_{KV} is assessed very much to the safe side.
- The necessity for test documentation of the angular (tilt), radial and axial stiffness depends on the corresponding values for permissible misalignment.
- For case by case approval of a non-standard coupling the documentation (i.e. testing) applies to the actual coupling.
- For type approval of a coupling series where the coupling sizes only differ by a scale factor, the documentation testing for stiffness and damping of only one size (per rubber type) may be sufficient. However, if power loss testing applies, this testing is to be made with at least two different coupling sizes in order to extrapolate for inclusion of the whole series.
- Quasi-static tests such as described in D200 are to be made with the same elements as used for the dynamic testing, and prior to it. The purpose is to establish reference values for certification testing.

304 The purpose for the testing of stiffness and damping is to establish the relations between the quasi-static tests mentioned above and the dynamic behaviour of the coupling. Furthermore, the type testing is to establish the dynamic torsional stiffness and damping as functions of the main parameters such as:

— Mean torque T_M , normally at steps as

$T_M/T_{KN} =$	0	0.25	0.50	0.75	1
----------------	---	------	------	------	---

— Vibratory torque T_V , normally at steps as

$T_V/T_{KV} =$	0.50	1.0	1.5
----------------	------	-----	-----

— Vibration frequency, normally at steps as

2 Hz	10 Hz	20 Hz
------	-------	-------

and for rigid couplings 40 Hz

— Temperature of the element. Normally in the ranges

20°C to 30°C	50°C to 60°C
--------------	--------------

and if power loss testing applies, also at maximum permissible core temperature.

It is not required to test all the possible combinations of the conditions mentioned above. Normally reference conditions as e.g. the shaded values above, are kept constant when one parameter dependency is tested. However, for typically progressive couplings (stiffness increasing with torque) all combinations of mean and vibratory torques are to be tested.

The test results are to be presented as torque-twist plots, together with the details of the evaluation method.

305 The testing of the permissible power loss is to be made by means of at least one temperature sensor in the rubber core at the expected (calculated) position of maximum temperature (position to be approved prior to the testing).

The core temperature during pulsating of the element is to be plotted as a function of time until the end temperature is stabilised. The maximum permissible core temperature is in the range 100°C to 120°C depending on the kind of rubber (higher values apply for silicone).

The permissible power loss P_{KV} is defined as the power loss that results in the maximum permissible core temperature. P_{KV} is normally tested at an ambient temperature of 20°C and is to be linearly interpolated to zero at maximum permissible core temperature as a function of operating ambient temperature. For coupling series where the sizes only differ by a scale factor, interpolation and extrapolation may be done by the following formula:

$$P_{KV} = a T_{KN}^b$$

where the constants a and b can be determined by testing two or more different sizes of couplings in a series.

The power loss is normally to be measured by means of torque-twist plots and applied frequency. Alternative methods may be considered if their relevance can be documented and the results are estimated to the safe side.

C. Inspection and Testing

C 100 Certification

101 Regarding certification schemes, short terms, manufacturing Survey Arrangement and important conditions, see Ch.2 Sec.2.

102 Couplings are to have a NV certificate.

C 200 Inspection and testing of parts

201 Power transmitting parts as hubs, sleeves, shaft tubes, flanges etc. are to be documented with Work certificates (W) regarding chemical composition of the material, mechanical properties and surface hardness.

202 Surface hardened (> 400 HV) zones with stress raisers such as keyways, holes, splines, etc. as well as shrinkage surfaces are to be crack detected by means of magnetic particle inspection or dye penetrant. Unless otherwise approved on basis of statistics, this applies to 100%. Non-surface hardened zones with stress raisers are to be crack detected if specified in connection with the design approval. This is to be documented with a Work certificate (W).

203 Welds are to be documented with a Work certificate (W) in accordance with the approved specification.

D. Workshop Testing

D 100 Stiffness verification

101 Each rubber or silicone coupling or elastic element is to be verified with regard to quasi-static torsional stiffness in the presence of a surveyor. This is to be done by twisting the coupling or by subjecting the elastic elements to a load which is equivalent to the coupling twist. The test torque is to be at least 1.5 T_{KN} . The resulting deflection is to be within the approved tolerance and the deviation is to be specified in the certificate.

102 For couplings that are not approved for use in plants with reciprocating machinery a reduced extent of testing may be accepted.

103 For segmented couplings the assembling of a coupling with segments from different charges (possibly different stiff-

ness) is to be within the approved tolerance range for segment differences.

D 200 Bonding tests

201 For couplings with bonded rubber or silicone elements the bonding is to be checked in the presence of a surveyor. The coupling or elastic element is to be loaded in at least one direction to the 1.5 T_{KN} . At this load the element is to be inspected for any signs of slippage in the bonding surface. Additionally the corresponding torque-deflection curve is to be smooth and show no signs of slippage in the bonding.

202 The bonding may also be documented by alternative tests as e.g. tension where the tensile stress is to be at least as high as the shear stress under 1.5 T_{KN} .

203 For couplings that have a limitation of the permanent twist (all progressive couplings) are to be marked so that the actual permanent twist and the limit twist are legible during service inspections.

E. Control, Alarm, Safety Functions and Indication

E 100 Summary

101 Elastic couplings for propulsion of single diesel engine plants are to be equipped with monitoring and alarm for:

- high angular twist amplitudes
- high mean twist angle.

The alarm levels are subject to approval.

This applies to couplings when failure of the elastic element means loss of torque transmission. Exemption may be accepted for couplings that are of a design that enables the full torque to be transmitted in the event of failure of the elastic elements. Such emergency claw devices are not "getting home" devices, but only meant for temporary emergency in order to prevent loss of manoeuvrability in harbours, rivers, etc

102 For couplings where twist amplitude alarm is chosen for monitoring of torsional vibration, see Ch.3 Sec.1 G302 j) and G303 d), the alarm levels and time delays are subject to special consideration.

F. Arrangement

F 100 Coupling arrangement

101 Couplings are to be arranged to avoid that the limitations given in A202 are exceeded. Furthermore, the reaction forces from couplings on the adjacent elements are to be taken into account. All permissible operating conditions are to be considered.

G. Vibration

G 100 General

101 Torsional vibration is covered by the relevant section for the prime mover, e.g. diesel engines in Ch.3 Sec.1 G. Lateral vibration is covered by Sec.1 G100 and G200.

102 Vibration calculations of arrangements with segmented couplings may be required. The calculations are to consider the rotating forces due to possible unbalanced tangential forces (1.0 order) at full torque as well as corresponding forces due to torsional vibration. Stiffness variations, in accordance with the approved tolerance for the segmented coupling, are to be assumed.

H. Installation Inspection

H 100 Alignment

101 The coupling alignment (axial, radial and angular) is to be checked in the presence of a surveyor. The alignment is to be within the approved tolerances for the coupling as well as any other limitation specified in the shafting arrangement drawings.

102 The alignment is to be made under consideration of all adjacent machinery such as resiliently mounted engines, etc.

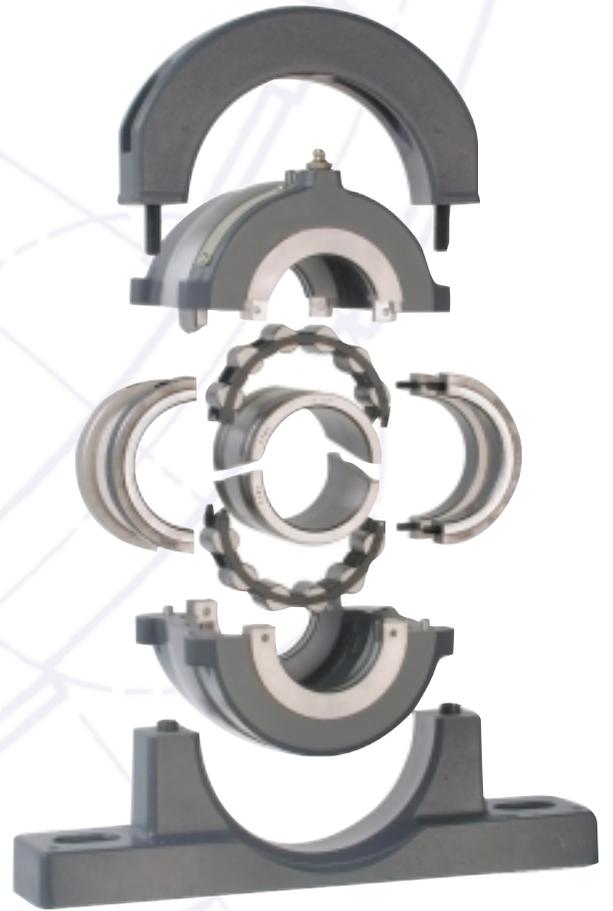
I. Shipboard Testing

I 100 Elastic elements

101 After the sea trial all rubber elements in propulsion plants and power take off branches are to be visually checked by a surveyor. No cracks or deterioration are acceptable.

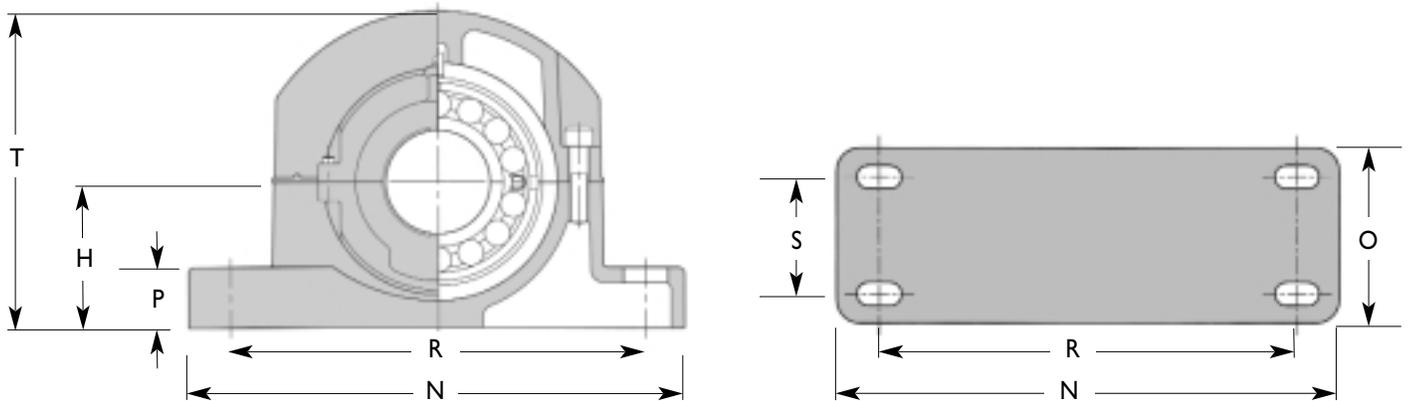
COOPER

CATÁLOGO DE PRODUCTOS



COOPER

Catálogo de Productos


Soportes de pie

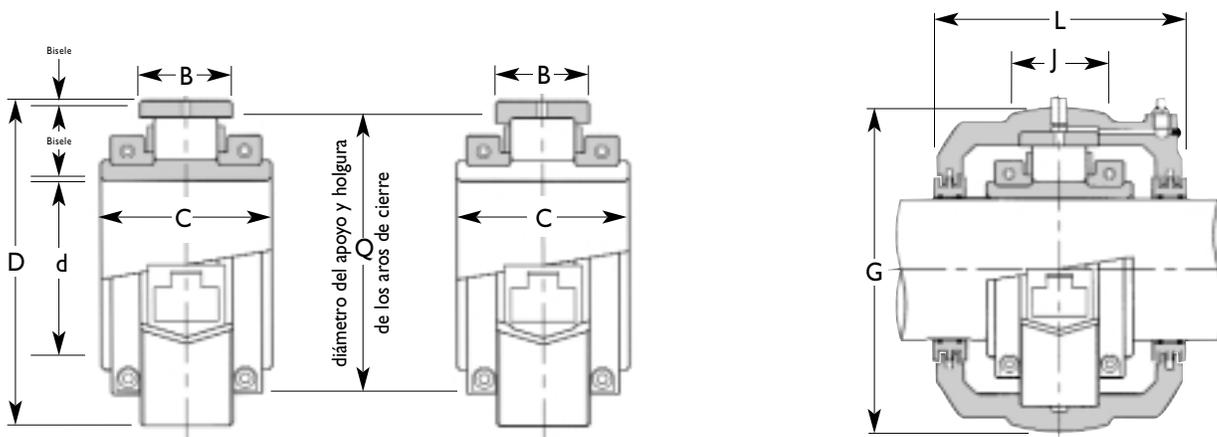
Diám. eje (d) pulg. mm	Referencia		Sólo pedestal fundido	H	N	*O	P	Tornillos	R		S	T	Peso (lb.) (kg)	
	Soporte de pie completo pulg. mm								Mín.	Máx.				
1 ⁵ / ₁₆ 2	50	02 BCP 115 02 BCP 200	02 BCP 50	P03	3 ⁵ / ₃₂ 80	11 280	*2 ³ / ₄ 70	1 ¹ / ₄ 32	dos (3) 5 ⁸ / ₁₆ pulg. M16	8 ⁷ / ₁₆ 226	9 ¹ / ₂ 242	- -	7 180	26.4 12
2 ³ / ₁₆ 2 ¹ / ₄ 2 ⁷ / ₁₆ 2 ¹ / ₂	60 65	02 BCP 203 02 BCP 204 02 BCP 207 02 BCP 208	02 BCP 60 02 BCP 65	P04	3 ³ / ₄ 95	13 330	*3 76	1 ¹ / ₂ 38	dos (3) 3 ⁸ / ₁₆ pulg. M20	10 ¹ / ₄ 260	11 280	- -	8 ⁸ / ₁₆ 208	39.6 18
2 ¹ / ₁₆ 2 ³ / ₄ 2 ⁹ / ₁₆ 3	70 75	02 BCP 211 02 BCP 212 02 BCP 215 02 BCP 300	02 BCP 70 02 BCP 75	P05	4 ¹ / ₃₂ 112	15 380	5 ¹ / ₂ 140	1 ³ / ₄ 44	cuatro (3) 3 ⁸ / ₁₆ pulg. M20	12 ⁷ / ₁₆ 316	13 ³ / ₈ 340	3 ¹ / ₂ 88	10 252	67.8 30.8
3 ³ / ₁₆ 3 ¹ / ₄ 3 ⁷ / ₁₆ 3 ¹ / ₂	80 85 90	02 BCP 303 02 BCP 304 02 BCP 307 02 BCP 308	02 BCP 80 02 BCP 85 02 BCP 90	P06	4 ¹⁵ / ₁₆ 125	16 ³ / ₄ 426	6 152	2 52	cuatro (3) 3 ⁸ / ₁₆ pulg. M20	14 356	15 380	4 102	10 ³ / ₄ 272	86.2 39.2
3 ¹ / ₁₆ 3 ³ / ₄ 3 ⁹ / ₁₆ 4	100 105	02 BCP 311 02 BCP 312 02 BCP 315 02 BCP 400	02 BCP 100 02 BCP 105	P07	5 ⁵ / ₈ 143	18 ³ / ₄ 476	6 ³ / ₄ 172	2 ³ / ₈ 60	cuatro (3) 3 ⁸ / ₁₆ pulg. M20	15 ³ / ₄ 400	16 ¹ / ₁₆ 424.0	4 ¹ / ₂ 114.0	12 ³ / ₈ 314.0	104.8 47.6
4 ³ / ₁₆ 4 ⁷ / ₁₆ 4 ¹ / ₂	110 115	02 BCP 403 02 BCP 407 02 BCP 408	02 BCP 110 02 BCP 115	P08	6 ³ / ₈ 162	20 508	7 178	1 ¹ / ₂ 38	cuatro (3) 7 ⁸ / ₁₆ pulg. M24	17 ¹ / ₄ 438	18 ³ / ₁₆ 462	4 ³ / ₄ 120	14 ³ / ₄ 372	176 80
4 ¹⁵ / ₁₆ 5	120 125 130	02 BCP 415 02 BCP 500	02 BCP 120 02 BCP 125 02 BCP 130	P10	7 ⁷ / ₈ 181	22 558	7 178.0	1 ⁵ / ₈ 40	cuatro 7 ⁸ / ₁₆ pulg. M24	19 484	20 508	4 ³ / ₄ 120.0	16 ¹ / ₄ 415	223 101.5
5 ³ / ₁₆ 5 ⁷ / ₁₆ 5 ¹ / ₂	140 145	02 BCP 503 02 BCP 507 02 BCP 508	02 BCP 140 02 BCP 145	P30	8 203	24 610	7 178.0	2 50	cuatro 1 pulg. M24	21 533	22 559	4 ³ / ₄ 120.0	18 460	291 132.3
5 ¹⁵ / ₁₆ 6	150 155	02 BCP 515 02 BCP 600	02 BCP 150 02 BCP 155	P31	8 ¹ / ₄ 210	25 636	8 204	2 50	cuatro 1 pulg. M24	21 ¹ / ₂ 546	22 ¹ / ₂ 572	5 127	18 ¹ / ₂ 470	340 154.5

Agregue a la referencia mm para los milímetros y EX para el tipo de expansión, o GR para el tipo fijo.
Ejemplo: 02 BCP 100mm GR.

(3) Estos pedestales se suministran en los modelos de dos y de cuatro tornillos.

* Las dimensiones de la tabla son sólo para bases de dos tornillos.

Rodamientos y cartuchos de la Serie 02, 6⁷/₁₆ pulg./160mm hasta 14 pulg./360 mm de diám. de eje



Rodamiento de rodillos

Diám. eje (d)		Referencia		D	C	B	Q	Peso (lb.) (kg)
pulg.	mm	Sólo rodamiento pulg.	mm					
6 ⁷ / ₁₆	160	02 B 607	02 B 160	12.500	5.500	3.281	11.024	85
6 ¹ / ₂	170	02 B 608	02 B 170	317.50	140	83.3	280	39
6 ¹⁵ / ₁₆	180	02 B 615	02 B 180	13.000	5.500	3.281	11.575	100
7	180	02 B 700	02 B 180	330.20	140	83.3	294	45
7 ¹⁵ / ₁₆	190	02 B 715	02 B 190	14.500	6.141	3.563	12.913	130
8	200	02 B 800	02 B 200	368.30	156	90.5	328	59
9	220	02 B 900	02 B 220	15.500	6.402	3.563	13.938	150
				393.70	163	90.5	354	68
10	240	02 B 1000	02 B 240	17.000	6.668	3.813	15.276	170
	260	02 B 1000	02 B 260	431.80	170	96.8	388	77
11	280	02 B 1100	02 B 280	18.250	7.323	4.000	16.535	190
				463.55	186	101.6	420	86
12	300	02 B 1200	02 B 300	19.500	7.594	4.063	17.638	270
				495.30	193	103.2	448	123
13	320	02 B 1300	02 B 320	20.750	7.559	4.188	18.819	330
				527.05	192	106.4	478	150
14	340	02 B 1400	02 B 340	22.250	7.875	4.563	20.236	400
	360	02 B 1400	02 B 360	565.15	200	115.9	514	182

Unidad de cartucho

Referencia		Sólo alojam. cartucho	G	J	L	Movimiento axial disponible Nota (1)	Peso (lb.) (kg)
Cartucho, rodamiento y sello pulg.	mm						
02 BC 607	02 BC 160	02 C 32	14 ¹ / ₂	3 ³ / ₄	9 ¹ / ₈	1	210
02 BC 608	02 BC 170		368.3	95	232	25.4	95
02 BC 615	02 BC 180	02 C 33	15	3 ³ / ₄	9 ⁷ / ₃₂	1	244
02 BC 700	02 BC 180		381.0	95	242	25.4	111
02 BC 715	02 BC 190	02 C 34	16 ³ / ₄	4 ¹ / ₈	10 ⁵ / ₃₂	1 ¹ / ₈	314
02 BC 800	02 BC 200		425.5	105	258	28.6	143
02 BC 900	02 BC 220	02 C 35	18	4 ⁷ / ₈	10 ²³ / ₃₂	1 ¹ / ₈	365
			457.2	110	274	28.6	166
02 BC 1000	02 BC 240	02 C 36	19 ¹ / ₂	4 ⁵ / ₈	11 ¹ / ₃₂	1 ⁵ / ₃₂	400
	02 BC 260		495.3	118	280	29.0	182
02 BC 1100	02 BC 280	02 C 37	20 ³ / ₄	5 ¹ / ₈	11 ¹³ / ₁₆	1 ⁵ / ₃₂	478
			527.1	130	300	29.0	217
02 BC 1200	02 BC 300	02 C 38	21 ³ / ₄	5	12 ¹ / ₁₆	1 ⁷ / ₃₂	556
			552.5	128	306	31.0	252
02 BC 1300	02 BC 320	02 C 39	23 ¹ / ₈	5	12 ³ / ₄	-	710
			587.4	128	324	-	322
02 BC 1400	02 BC 340	02 C 40	24 ³ / ₄	5 ³ / ₄	13 ¹ / ₄	-	810
	02 BC 360		628.7	146	336	-	368

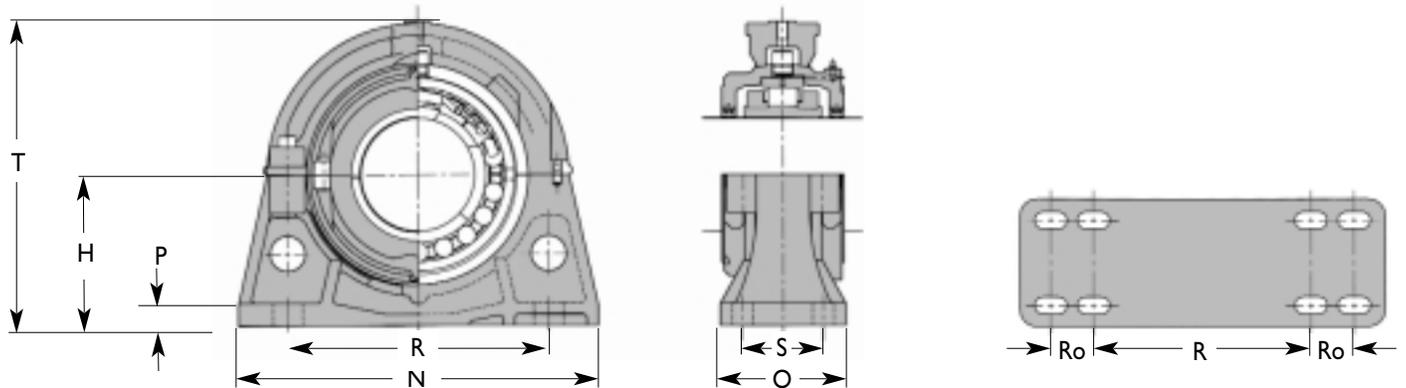
Agregue a la referencia mm para los milímetros y EX para el tipo de expansión, o GR para el tipo fijo. Ejemplo: 02 B 300mm EX.

Biseles
Pista inter: 1/8 pulg./3mm
Pista exter: 1/8 pulg./3mm

En el caso de estas dimensiones consulte con nuestro departamento técnico.

(1) El desplazamiento de la línea de centro para absorber el movimiento axial no debe ser superior a la mitad de este valor.

(2) El diámetro Q deja holgura a los aros de cierre.



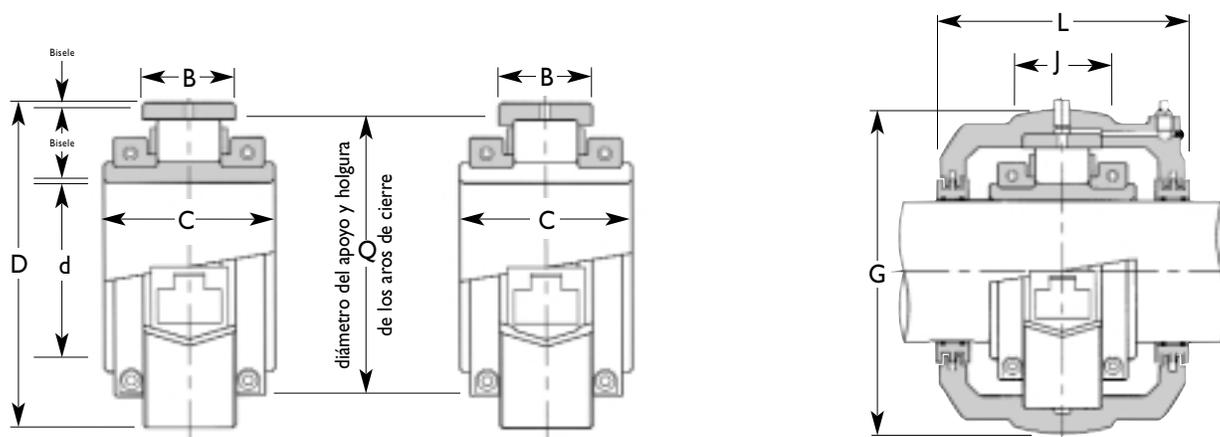
Soportes de pie

Diám. eje (d) pulg. mm	Referencia		Sólo pedestal fundido	H	N	O	P	Tornillos	R		Ro	S	T	Peso (lb.) (kg)	
	Soporte de pie completo pulg.	Soporte de pie completo mm							Mín.	Máx.					
6 ⁷ / ₁₆ 6 ¹ / ₂	160 170	02 BCP 607 02 BCP 608	02 BCP 160 02 BCP 170	P32	10 ¹ / ₂ 267	23 ¹ / ₂ 596	9 ¹ / ₂ 242	1 ³ / ₄ 44	4-1 ¹ / ₄ M30	16 ⁷ / ₈ 429	18 ³ / ₈ 467	- -	6 ³ / ₄ 172	21 535	460 209
6 ¹⁵ / ₁₆ 7	180	02 BCP 615 02 BCP 700	02 BCP 180	P33	10 ³ / ₄ 273	25 636	9 ¹ / ₂ 242	1 ³ / ₄ 44	4-1 ¹ / ₄ M30	17 ¹ / ₄ 438	18 ³ / ₄ 476	- -	6 ¹ / ₂ 166	21 ¹ / ₂ 545	540 245
7 ¹⁵ / ₁₆ 8	190 200	02 BCP 715 02 BCP 800	02 BCP 190 02 BCP 200	P34	12 305	27 686	10 ¹ / ₂ 266	2 50	4-1 ¹ / ₄ M30	19 ¹ / ₄ 489	20 ³ / ₄ 527	- -	7 ¹ / ₂ 190	24 610	730 331
9	220	02 BCP 900	02 BCP 220	P35	12 ³ / ₄ 324	29 ¹ / ₂ 750	11 280	2 50	4-1 ¹ / ₂ M36	20 ⁷ / ₈ 530	22 ³ / ₈ 568	- -	7 ¹ / ₂ 190	25 ¹ / ₂ 650	860 390
10	240 260	02 BCP 1000	02 BCP 240 02 BCP 260	P36	14 356	32 812	11 ¹ / ₂ 292	2 ¹ / ₈ 54	4-1 ¹ / ₂ M36	22 ³ / ₄ 578	24 ¹ / ₄ 616	- -	8 204	28 710	1000 454
11	280	02 BCP 1100	02 BCP 280	P37	14 ⁷ / ₈ 378	36 914	13 330	2 ³ / ₈ 60	8-1 ¹ / ₄ M30	20 ¹ / ₄ 514	21 ³ / ₄ 552	4 101.6	10 254	30 760	1200 545
12	300	02 BCP 1200	02 BCP 300	P38	15 ¹ / ₂ 394	37 ³ / ₄ 958	13 330	2 ³ / ₈ 60	8-1 ¹ / ₄ M30	21 ¹ / ₂ 546	23 584	4 101.6	10 254	31 790	1380 625
13	320	02 BCP 1300	02 BCP 320	P39	16 ¹ / ₂ 419	40 1016	11 ¹ / ₂ 292	2 ¹ / ₂ 64	8-1 ¹ / ₄ M30	23 ¹ / ₄ 591	24 ³ / ₄ 629	4 101.6	8 ¹ / ₄ 210	33 840	1550 705
14	340 360	02 BCP 1400	02 BCP 340 02 BCP 360	P40	17 ³ / ₄ 451	43 1092	14 ¹ / ₂ 368	2 ³ / ₈ 67	8-1 ¹ / ₂ M36	25 ¹ / ₄ 641	26 ³ / ₄ 679	4 101.6	11 280	35 ¹ / ₂ 900	1850 840

Agregue a la referencia mm para los milímetros y EX para el tipo de expansión, o GR para el tipo fijo.
Ejemplo: 02 BCP 280mm GR.

Esta dimensión es igual a la mitad del paso adicional de los orificios longitudinales de los tornillos de la base de ocho tornillos.

Rodamientos y cartuchos de la Serie 02, 15 pulg./380mm hasta 24 pulg./600mm



Rodamiento de rodillos

Diám. eje (d) pulg. mm	Referencia		D	C	B	Q	Peso (lb.) (kg)
	Sólo rodamiento pulg. mm						
15 380	02 B 1500	02 B 380	23.000 584.20	7.875 200	4.375 111.1	21.024 536	410 186
16 400	02 B 1600	02 B 400	24.250 615.95	7.875 200	4.563 115.9	22.205 566	460 209
17 420	02 B 1700	02 B 420	25.500 647.70	7.875 200	4.688 119.1	23.386 596	530 241
18 440 460	02 B 1800	02 B 440 02 B 460	26.250 666.75	7.875 200	4.563 115.9	24.250 618	550 250
19 480	02 B 1900	02 B 480	27.500 698.50	8.780 223	4.688 119.1	25.433 648	580 263
20 500	02 B 2000	02 B 500	28.250 717.55	8.898 226	4.563 115.9	26.220 670	600 272
21 530	02 B 2100	02 B 530	30.000 762.00	9.016 229	4.688 119.1	27.638 710	680 309
22 560	02 B 2200	02 B 560	31.250 793.75	9.172 233	4.813 122.2	28.819 738	740 336
23 -	02 B 2300	-	32.000 813	9.134 232	4.688 119.1	29.685 754	750 341
24 600	02 B 2400	02 B 600	33.000 838.20	8.425 214	4.688 119.1	30.630 786	840 381

Unidad de cartucho

Cartucho, rodamiento y sello pulg.	Referencia		G	J	L	Movimiento axial disponible Nota (1)	Peso (lb.) (kg)
	Sólo alojamiento. cartucho						
02 BC 1500	02 BC 380	02 C 41	25 1/2 647.7	5 3/4 146	13 1/4 336	- -	870 395
02 BC 1600	02 BC 400	02 C 42	27 685.8	5 3/4 146	13 3/16 344	- -	1020 463
02 BC 1700	02 BC 420	02 C 43	28 1/4 717.6	5 3/4 146	13 13/16 350	- -	1110 505
02 BC 1800	02 BC 440 02 BC 460	02 C 44	28 7/8 733.4	5 3/4 146	13 13/16 350	- -	1130 515
02 BC 1900	02 BC 480	02 C 45	30 762.0	5 3/4 146	14 1/2 368	- -	1180 535
02 BC 2000	02 BC 500	02 C 46	31 787.4	5 3/4 146	14 1/2 368	- -	1310 595
02 BC 2100	02 BC 530	02 C 47	32 3/4 831.9	5 7/8 150	14 1/2 368	- -	1450 660
02 BC 2200	02 BC 560	02 C 48	34 1/8 866.8	6 152	14 3/4 374	- -	1570 715
02 BC 2300	-	02 C 49	34 3/4 883	6 152	14 3/4 374	- -	1600 727
02 BC 2400	02 BC 600	02 C 50	36 914.4	6 152	15 5/16 388	- -	1840 835

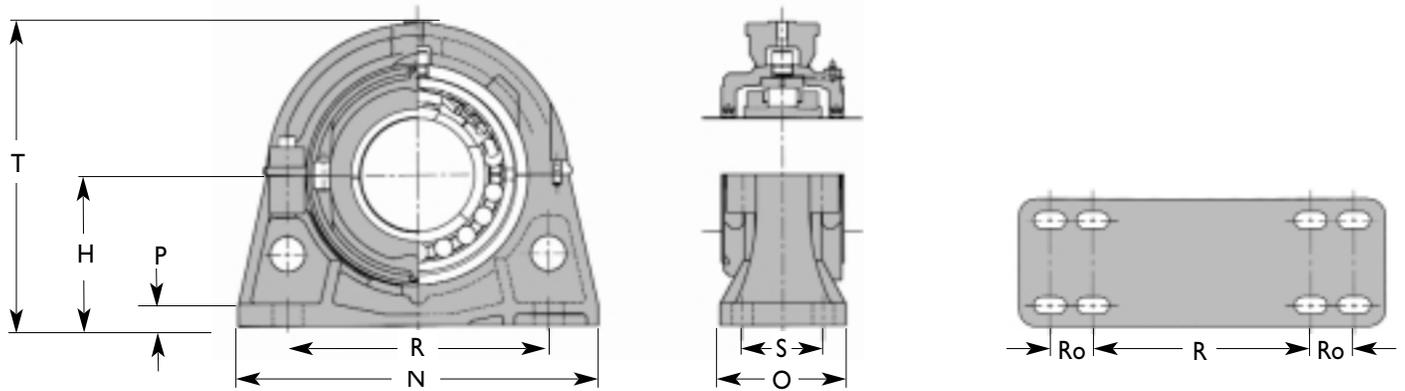
Agregue a la referencia mm para los milímetros y EX para el tipo de expansión, o GR para el tipo fijo.
Ejemplo: 02 B 300mm EX.

Biseles
Pista inter: 1/8 pulg./3mm
Pista exter: 1/8 pulg./3mm

En el caso de estas dimensiones consulte con nuestro departamento técnico.

(1) El desplazamiento de la línea de centro para absorber el movimiento axial no debe ser superior a la mitad de este valor.

(2) El diámetro Q deja holgura a los aros de cierre.

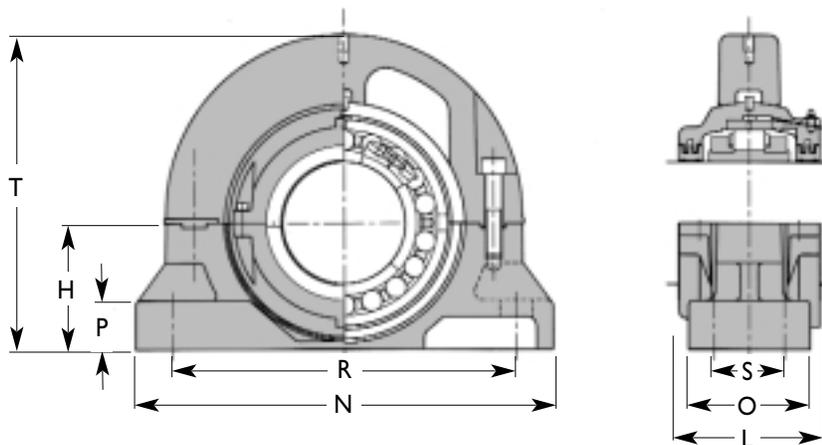

Soportes de pie

Diám. eje (d) pulg. mm	Referencia		Sólo pedestal fundido	H	N	O	P	Tornillos	R		Ro	S	T	Peso (lb.) (kg)	
	Soporte de pie completo pulg.	mm							Mín.	Máx.					
15	380	02 BCP 1500	02 BCP 380	P41	18 ^{7/32} 464	43 1092	14 ^{1/2} 368	2 ^{5/8} 67	8-1 ^{1/2} M36	26 ^{1/8} 664	27 ^{5/8} 702	4 101.6	11 280	36 ^{1/2} 925	1950 885
16	400	02 BCP 1600	02 BCP 400	P42	19 ^{1/2} 495	46 1168	14 ^{1/2} 368	2 ^{3/4} 70	8-1 ^{1/2} M36	28 711	29 ^{1/2} 749	4 101.6	11 280	39 990	2200 1000
17	420	02 BCP 1700	02 BCP 420	P43	20 ^{7/32} 514	47 1194	14 ^{1/2} 368	2 ^{3/4} 70	8-1 ^{1/2} M36	29 ^{1/2} 749	31 787	4 101.6	11 280	40 ^{1/2} 1030	2400 1090
18	440 460	02 BCP 1800	02 BCP 440 02 BCP 460	P44	21 533	49 1244	14 ^{1/2} 368	2 ^{7/8} 73	8-1 ^{1/2} M36	30 ^{1/4} 768	31 ^{3/4} 806	4 ^{1/8} 104.8	11 280	42 1070	2500 1135
19	480	02 BCP 1900	02 BCP 480	P45	21 ^{3/4} 552	50 1270	14 ^{1/2} 368	3 76	8-1 ^{1/2} M36	31 ^{1/4} 794	32 ^{3/4} 832	4 ^{1/2} 114.3	11 280	43 ^{1/2} 1110	2700 1225
20	500	02 BCP 2000	02 BCP 500	P46	22 ^{17/32} 572	51 1296	14 ^{1/2} 368	3 ^{1/8} 80	8-1 ^{1/2} M36	32 ^{1/2} 826	34 863.6	4 ^{1/2} 114.3	11 280	45 1145	2950 1340
21	530	02 BCP 2100	02 BCP 530	P47	23 ^{9/32} 591	55 1398	14 ^{1/2} 368	3 ^{1/4} 83	8-1 ^{1/2} M36	34 ^{1/4} 870	35 ^{3/4} 908	4 ^{1/2} 114.3	11 280	46 ^{1/2} 1180	3450 1565
22	560	02 BCP 2200	02 BCP 560	P48	24 ^{1/4} 616	56 1422	15 382	3 ^{5/8} 86	8-1 ^{3/4} M42	35 ^{5/8} 905	37 ^{5/8} 956	4 ^{1/2} 114.3	11 280	48 ^{1/2} 1230	3700 1680
23	-	02 BCP 2300	-	P49	25 635	57 1448	15 382	3 ^{1/2} 89	8-1 ^{3/4} M42	36 ^{3/4} 933	38 ^{3/4} 984	4 ^{1/2} 114.3	11 280	50 1270	3800 1727
24	600	02 BCP 2400	02 BCP 600	P50	26 ^{1/2} 673	60 1524	15 382	3 ^{5/8} 92	8-1 ^{3/4} M42	38 ^{3/4} 984	40 ^{3/4} 103.5	4 ^{1/2} 114.3	11 280	53 1345	4150 1885

Agregue a la referencia mm para los milímetros y EX para el tipo de expansión, o GR para el tipo fijo.
Ejemplo: 02 BCP 530mm GR.

Soporte de pie de la línea M

Los alojamientos de la línea M se hacen de hierro nodular para ofrecer la capacidad de la Serie 02 en una carcasa compacta y robusta. La carcasa de hierro nodular es una alternativa rentable del acero en aplicaciones montadas sobre plataformas y aplicaciones marinas.



Comparación de dimensiones de la línea M, de la Serie 02 de Cooper

Diám. eje pulg.	Base a centro	Línea M Cooper				SAF 500				
		Orificios tornillos Mín.	Orificios tornillos Máx.	Diám. tornillo	Cantidad tornillos	Base a centro	Orificios tornillos Mín.	Orificios tornillos Máx.	Diám. tornillo	Cantidad tornillos
2 ¹⁵ / ₁₆	3 ¹³ / ₁₆	9 ⁷ / ₈	11	2 ¹ / ₈	4 x 5 ⁵ / ₈	3 ³ / ₄	9 ⁷ / ₈	11	2 ¹ / ₈	4 x 5 ⁵ / ₈
3 ⁷ / ₁₆	4 ¹ / ₂	11 ⁵ / ₈	13 ¹ / ₈	2 ³ / ₈	4 x 3 ³ / ₄	4 ¹ / ₂	11 ⁵ / ₈	13 ¹ / ₈	2 ³ / ₈	4 x 3 ³ / ₄
3 ¹⁵ / ₁₆	4 ¹⁵ / ₁₆	12 ⁵ / ₈	14 ¹ / ₂	2 ³ / ₄	4 x 3 ³ / ₄	4 ¹⁵ / ₁₆	12 ⁵ / ₈	14 ¹ / ₂	2 ³ / ₄	4 x 3 ³ / ₄
4 ⁷ / ₁₆	6	14 ⁵ / ₈	16	3 ¹ / ₄	4 x 7 ⁷ / ₈	6	14 ⁵ / ₈	16	3 ¹ / ₄	4 x 7 ⁷ / ₈
4 ¹⁵ / ₁₆	6 ¹ / ₈	16	17 ¹ / ₈	3 ³ / ₈	4 x 1	6	16	17 ¹ / ₈	3 ³ / ₈	4 x 1
5 ⁷ / ₁₆	6 ¹¹ / ₁₆	18	19 ¹ / ₄	3 ³ / ₄	4 x 1	6 ¹¹ / ₁₆	17 ³ / ₈	19 ¹ / ₄	3 ³ / ₄	4 x 1
5 ¹⁵ / ₁₆	7 ¹ / ₁₆	19 ³ / ₈	21 ⁵ / ₈	4 ¹ / ₄	4 x 1	7 ¹ / ₁₆	19 ³ / ₈	21 ⁵ / ₈	4 ¹ / ₄	4 x 1

Soporte de pie de hierro nodular

Diám. interior pulg.	mm	Soporte de pie completo		Pedestal sólo	H	L	N	O	P	Tornillos	R		S	T	Peso lbs kg	
		pulg.	mm								Mín.	Máx.				
2 ¹¹ / ₁₆	-	02 BCPM 211	-	PMN05	3 ¹³ / ₁₆	5 ¹ / ₂	13	3 ¹ / ₂	1 ¹ / ₈	(4)- ⁵ / ₈	9 ⁷ / ₈	-	11	2 ¹ / ₈	8 ¹ / ₂	57
2 ³ / ₄	-	02 BCPM 212	-													
2 ¹⁵ / ₁₆	-	02 BCPM 215	-													
3	-	02 BCPM 300	-													
-	70	-	02 BCPM 70													
-	75	-	02 BCPM 75	-	97	140	330	89	29	M16	251	-	279	54	216	25.8
3 ³ / ₁₆	-	02 BCPM 303	-	PMN06	4 ¹ / ₂	6 ¹ / ₁₆	15 ¹ / ₄	4 ³ / ₈	1 ³ / ₄	(4)- ³ / ₄	11 ⁵ / ₈	-	13 ¹ / ₈	2 ³ / ₈	10 ¹ / ₄	70
3 ¹ / ₄	-	02 BCPM 304	-													
3 ⁷ / ₁₆	-	02 BCPM 307	-													
3 ¹ / ₂	-	02 BCPM 308	-													
-	80	-	02 BCPM 80													
-	85	-	02 BCPM 85	-	114	156	387	111	45	M20	295	-	333	60	260	31.8
3 ¹¹ / ₁₆	-	02 BCPM 311	-	PMN07	4 ¹⁵ / ₁₆	5 ³ / ₄	16 ¹ / ₂	4 ³ / ₄	2	(4)- ³ / ₄	12 ⁵ / ₈	-	14 ¹ / ₂	2 ³ / ₄	11 ⁵ / ₈	85
3 ³ / ₄	-	02 BCPM 312	-													
3 ¹⁵ / ₁₆	-	02 BCPM 315	-													
4	-	02 BCPM 400	-													
-	95	-	02 BCPM 95													
-	105	-	02 BCPM 105	-	125	146	419	121	51	M20	321	-	368	70	295	38.6
4 ³ / ₁₆	-	02 BCPM 403	-	PMN08	6	6 ³ / ₈	18 ³ / ₈	5 ¹ / ₈	2 ³ / ₈	(4)- ⁷ / ₈	14 ⁵ / ₈	-	16	3 ¹ / ₄	14 ¹ / ₄	156
4 ⁷ / ₁₆	-	02 BCPM 407	-													
4 ¹ / ₂	-	02 BCPM 408	-													
-	110	-	02 BCPM 110													
-	115	-	02 BCPM 115													
4 ¹¹ / ₁₆	-	02 BCPM 411	-	PMN10	6 ¹ / ₈	7 ¹ / ₄	20 ¹ / ₈	5 ⁷ / ₈	2 ³ / ₈	(4)-1	16	-	17 ¹ / ₈	3 ³ / ₈	15 ⁵ / ₁₆	201
4 ³ / ₄	-	02 BCPM 412	-													
4 ¹⁵ / ₁₆	-	02 BCPM 415	-													
5	-	02 BCPM 500	-													
-	120	-	02 BCPM 120													
-	125	-	02 BCPM 125	-	156	181	511	149	60	M24	406	-	435	86	389	91.2
5 ³ / ₁₆	-	02 BCPM 503	-	PMN30	6 ¹¹ / ₁₆	7 ³ / ₈	22	6 ¹ / ₄	2 ⁵ / ₈	(4)-1	18	-	19 ¹ / ₄	3 ³ / ₄	16 ³ / ₄	254
5 ⁷ / ₁₆	-	02 BCPM 507	-													
5 ¹ / ₂	-	02 BCPM 508	-													
-	135	-	02 BCPM 135													
-	140	-	02 BCPM 140													
-	145	-	02 BCPM 145	-	170	187	559	159	67	M24	457	-	489	95	427	115.3
5 ¹¹ / ₁₆	-	02 BCPM 511	-	PMN31	7 ¹ / ₁₆	8	24 ³ / ₄	6 ¹ / ₄	2 ³ / ₄	(4)-1	19 ³ / ₈	-	21 ⁵ / ₈	4 ¹ / ₄	17 ³ / ₈	303
5 ³ / ₄	-	02 BCPM 512	-													
5 ¹⁵ / ₁₆	-	02 BCPM 515	-													
6	-	02 BCPM 600	-													
-	150	-	02 BCPM 150													

Agregue a la referencia mm para los milímetros y EX para el tipo de expansión, o GR para el tipo fijo.
Ejemplo: 02 BCPM 100mm EX.

