



***CONSIDERACIONES DE
DISEÑO PARA LA
REDUCCIÓN DE LA
VIBRACIÓN EN LÍNEAS DE
EJES DE GRANDES BUQUES***

Dulce Quiñonero Jesús

*INGENIERÍA NAVAL
Y OCEÁNICA*

CONTENIDO

CAPÍTULO 0. ANTECEDENTES, OBJETIVO Y ESTRUCTURA	7
GENERALIDADES	7
ANTECEDENTES.....	7
OBJETIVOS.....	7
ESTRUCTURA	8
Capítulo 1: Aisladores de la vibración.....	8
Capítulo 2: Análisis de la vibración en buques.	8
Capítulo 3: Alineación del eje.....	8
Capítulo 4: Equilibrado de la hélice.....	9
CAPÍTULO I. SOPORTES ELÁSTICOS PARA AISLAMIENTO DE LA VIBRACIÓN	10
TIPOS Y CARACTERÍSTICAS DE LOS SOPORTES ELÁSTICOS.....	10
INTRODUCCIÓN.....	10
CARACTERÍSTICAS DE LOS SOPORTES ELASTOMÉRICOS	11
La familia de los elastómeros.....	11
Rotura por fatiga y rotura prematura	12
Soportes conectados y desconectados	13
Tipos de carga	14
RIGIDEZ ESTÁTICA Y DINÁMICA	17
INTERACCIÓN CON LA ESTRUCTURA DE APOYO.....	17
CARACTERÍSTICAS DE LOS AISLADORES COMERCIALES.....	18
INTRODUCCIÓN.....	28
FACTORES CONSIDERADOS EN LA SELECCIÓN DEL AISLADOR	29
Fuente de la perturbación dinámica	29
Tipo de perturbación dinámica.....	30
Dirección de la perturbación dinámica.....	30
Respuesta permisible del sistema a la perturbación dinámica	30
Espacio y localizaciones disponibles para los aisladores.....	31
Peso y centro de gravedad del equipo soportado	32
Espacio disponible para el movimiento del equipo.....	32
Condiciones ambientales	33
Materiales de aislamientos disponibles.....	33

Vida de servicio deseada.....	34
Instalación contra roturas.....	34
ESPECIFICACIONES DE AISLADORES DE IMPACTO Y VIBRACIONES	34
COMBINACIONES DE AISLADORES EN SERIE Y EN PARALELO	35
Aisladores en paralelo.....	35
Aisladores en serie	37
SELECCIÓN DEL AISLADOR.....	38
Ejemplo 1. Aislamiento de la fuerza vibratoria	39
Ejemplo 2. Aislamiento del movimiento vibratorio.....	43
Ejemplo 3. Protección contra impactos	43
Ejemplo 4. Aislamiento combinado contra la sacudida y la vibración.....	45
Ejemplo 5. Control de ruido.....	46
Ejemplo 6. Aislamiento de la fuerza vibratoria en un conjunto diésel-alternador.....	47
COMPROBACIÓN DE LA INSTALACIÓN DE AISLAMIENTO	50
CAPÍTULO II. ANÁLISIS DE LA VIBRACIÓN EN BUQUES.....	52
GENERALIDADES	52
INTRODUCCIÓN.....	52
DISEÑO CONCEPTUAL.....	53
Consideraciones sobre el diseño	53
Diseño conceptual.....	54
EXCITACIONES	57
INTRODUCCIÓN.....	57
MOTOR DIESEL PRINCIPAL A BAJAS REVOLUCIONES	57
ESTELA.....	60
Huelgos casco-hélice.....	62
HÉLICE	65
Empuje alternativo	65
Fuerzas de presión sobre el casco.....	70
RESONANCIAS ESTRUCTURALES	72
INTRODUCCIÓN.....	72
VIBRACIÓN VERTICAL DE LOS REFUERZOS DEL CASCO EXCITADA POR EL MOTOR DIESEL.....	72
VIBRACIÓN LONGITUDINAL DEL CONJUNTO MOTOR PRINCIPAL-LÍNEA DE EJES EXCITADA POR	76

VIBRACIÓN PROA-POPA EXCITADA DE LA SUPERESCTRUCTURA.....	80
ANÁLISIS DE LA VIBRACIÓN	86
INTRODUCCIÓN.....	86
Alcance y objetivo.....	86
Esquema del proceso de análisis de la vibración del buque	87
MODELADO POR ELEMENTOS FINITOS	88
Modelo global	88
Motor, eje de cola y codaste.....	89
Distribución del peso en rosca	91
Carga, agua de lastre en tanques y fuel-oil en tanques.....	91
Modelos locales.....	91
CONDICIONES DE CARGA.....	92
Elección de la condición de carga y velocidad del buque.....	92
Masa añadida	92
Amortiguamiento en el balance	92
Condiciones especiales	93
VIBRACIÓN LIBRE.....	93
Procedimiento del análisis	93
Puntos de comprobación	94
EXCITACIÓN DE LA HÉLICE	95
Introducción.....	95
Fuerzas del eje de cola	95
Fuerzas sobre la superficie del casco, inducidas por la cavitación de la hélice	97
Cálculo directo de las fuerzas en la superficie y en los cojinetes	100
EXCITACIÓN DEL MOTOR.....	102
VIBRACIÓN FORZADA	102
Generalidades.....	102
Zonas críticas	103
Amortiguamiento.....	104
CAPÍTULO III. ALINEACIÓN DEL EJE DE LA PROPULSIÓN.....	105
INTRODUCCIÓN	105
ALINEACIÓN DEL EJE DE PROPULSIÓN.....	105
OBJETIVO	106
EL PROBLEMA DE LA ALINEACIÓN.....	107

Solución al problema de la alineación.....	108
Soporte Analítico.....	109
DISEÑO DEL BUQUE MODERNO	109
REQUISITOS REGLAMENTARIOS.....	109
DISEÑO Y REVISIÓN DE LA ALINEACIÓN DEL EJE.....	111
GENERALIDADES.....	111
REVISIÓN VS DISEÑO.....	111
REVISIÓN.....	112
Planos y requisitos particulares	113
Modelo de alineación del eje	114
Alcance de los cálculos.....	114
Validación de los resultados.....	115
Documentación de la revisión	121
DISEÑO.....	123
Generalidades.....	123
Bocina del codaste.....	123
Modelado del contacto en la bocina.....	126
Modelado del cigüeñal	132
Aplicación del modelo parcialmente equivalente del cigüeñal.....	135
Desalineación del apoyo del motor	137
Clara del cojinete.....	138
Elasticidad del cojinete.....	138
Desgaste del cojinete	139
Engranajes	139
PROCEDIMIENTO DE ALINEACIÓN DEL EJE.....	142
GENERALIDADES.....	142
PROCEDIMIENTO DE LA ALINEACIÓN DEL EJE	142
POSICIONADO INICIAL.....	144
Procedimiento con cable de acero	145
INCLINACIÓN DE LOS COJINETES	146
PRE-DEFORMACIÓN DE LA BANCADA DEL MOTOR.....	149
SAG & GAP.....	150
Antecedentes teóricos.....	151
MEDIDA DE LAS REACCIONES	153
MEDIDA DE LA DESALINEACIÓN EJE-COJINETE	153

EXCENRICIDAD DEL EJE	154
AJUSTE DE LAS ORDENADAS DE LOS COJINETES DEL EJE INTERMEDIO	155
Sistema con cojinete de proa de la bocina	156
Sistema sin cojinete de proa de la bocina	158
Solución a adoptar	160
ALINEACIÓN DEL MOTOR DIESEL	160
Deflexiones del cigüeñal.....	161
DEFLEXIONES DE LA ESTRUCTURA DEL CASCO	164
GENERALIDADES.....	164
ENFOQUE ANALÍTICO.....	165
MEDIDA DE LAS DEFLEXIONES DE LA ESTRUCTURA.....	165
Medida del momento flector	166
Medida de las reacciones en los apoyos	167
Medida de la deflexión del cigüeñal	168
EJEMPLO.....	168
Enfoque analítico	168
Ejemplo – Medidas de las deflexiones del casco	171
APLICACIÓN DE LAS DEFLEXIONES DEL CASCO	172
OPTIMIZACIÓN DE LA ALINEACIÓN.....	174
GENERALIDADES.....	174
EJEMPLO DE OPTIMIZACIÓN.....	175
OPTIMIZACIÓN	177
CAPÍTULO IV. EQUILIBRADO DE LA HÉLICE	184
GENERALIDADES	184
CAUSAS DEL DESEQUILIBRIO MECÁNICO.....	184
FUENTES DEL DESEQUILIBRIO	185
ROTOR DESEQUILIBRADO.....	186
UNIDADES DEL DESEQUILIBRIO	186
CLASIFICACIÓN DE LOS ROTORES.....	187
TIPOS DE DESEQUILIBRIO.....	189
Desequilibrio estático	189
Desequilibrio acoplado cinético.....	189
Desequilibrio dinámico	190
Desequilibrio en carga.....	190

QUÉ ES EL EQUILIBRADO	191
Métodos de corrección del desequilibrio.....	191
Equilibrado de rotores.....	194
EQUILIBRADO DE HÉLICES.....	209
IMPORTANCIA DEL EQUILIBRADO DE LA HÉLICE	209
PROCEDIMIENTO DE EQUILIBRADO DE LA HÉLICE.....	209
NORMA ISO.....	210
Introducción.....	210
Métodos de medida del paso.....	210
Métodos de medida del espesor de la sección	211
Niveles de precisión.....	212
Tolerancias para el paso	212
Tolerancias en el radio extremo de la hélice	213
Tolerancias para el espesor de la sección de pala	214
Comprobaciones y tolerancias para la forma de las secciones de la pala	214
Tolerancias para la longitud de la sección de la pala	216
Tolerancias para la posición de las palas, líneas de referencia y contornos de pala	216
Tolerancias para el lanzamiento, posición axial y posición axial relativa de palas consecutivas	217
Acabado superficial.....	218
Equilibrado estático.....	219
Equipo de medida	219
CASO PRÁCTICO	219
CAPÍTULO V. CONCLUSIONES	222
CONCLUSIONES.....	222
CONSIDERACIONES PARA EL CONTROL GLOBAL DE LA VIBRACIÓN	222
Consideraciones aplicables al diseño conceptual.....	222
Consideraciones aplicables al diseño de detalle	223
Consideraciones aplicables a la fase de post-construcción	224

CAPÍTULO 0. ANTECEDENTES, OBJETIVO Y ESTRUCTURA

GENERALIDADES

ANTECEDENTES

Durante los cursos de ingeniería naval se abordaron estudios en materia de vibración. En particular, se estudió el aislamiento de la vibración de equipos instalados a bordo, cómo detectar las fuentes de la vibración y cómo realizar el diseño de su aislamiento. También se estudió el fenómeno de la vibración en términos de comportamiento en la mar, es decir, la respuesta del buque ante una excitación provocada por un determinado estado de la mar. Sin embargo, en el buque existen otras fuentes de vibración, no menos importantes, que no fueron estudiadas en detalle y que suponen un aspecto crítico en el diseño, son las relativas a la línea de ejes, entendiendo como tal, el conjunto motor propulsor-eje-hélice.

El proyecto desarrollado a continuación surge del interés por estudiar dichos fenómenos de vibración asociados a la línea de ejes, su origen (fuentes de la vibración), análisis de los fenómenos de la vibración y solución a los mismos, desde las primeras etapas del diseño hasta la fase post-construcción.

OBJETIVOS

El control de la vibración en el buque está considerado crítico para asegurar la habitabilidad, seguridad y funcionalidad del mismo.

El objetivo del proyecto es desarrollar las consideraciones de diseño necesarias para limitar la vibración a niveles aceptables, evitando así posibles fallos posteriores por fatiga de miembros locales de la estructura y/o el deterioro de la maquinaria y el equipo, que implicarían reparaciones muy costosas.

Para alcanzar el objetivo anteriormente mencionado, se han identificado aquellos problemas de vibración que experimentalmente se han venido repitiendo como más importantes, y se ha estudiado cuáles son sus causas (fuentes de la vibración) y cómo incidir sobre ellas en cada etapa del diseño (diseño conceptual y diseño de detalle).

Los métodos descritos en este trabajo tienen aplicabilidad a grandes buques mercantes, tipo VLCC (Very Large Crude Carrier), buques graneleros y otros mercantes de similares características.

ESTRUCTURA

El proyecto se divide en cuatro capítulos que comprenden un estudio teórico en materia de la problemática de la vibración a bordo de grandes buques.

Capítulo 1: Aisladores de la vibración.

Este capítulo consta de dos partes; una primera parte en la que se describen los parámetros mecánicos que influyen en los aisladores de vibración y los tipos de aisladores de vibración según su comportamiento mecánico. Se presenta también en esta primera parte, información detallada de algunos aisladores de vibración comercializados.

La segunda parte del capítulo incluye información de cómo seleccionar los aisladores para un determinado propósito.

Capítulo 2: Análisis de la vibración en buques.

En este capítulo se realiza el estudio detallado de las principales fuentes de vibración en el buque y cómo incidir sobre ellas desde las etapas más tempranas del diseño. Posteriormente se aborda un análisis de la respuesta del buque a las anteriores fuentes de vibración.

Capítulo 3: Alineación del eje.

En este capítulo se aborda un estudio de los problemas derivados de una mala alineación del eje y se describe un procedimiento para llevar a cabo dicha alineación desde el punto de vista teórico con el objeto de garantizar el funcionamiento seguro de la línea de ejes, evitando así posibles daños de material, particularmente, en el cojinete de apoyo de la bocina del codaste, en los apoyos (cojinetes) del motor principal y en los pernos de los acoplamientos.

Como se dijo anteriormente, el estudio aquí realizado está dirigido a buques tipo VLCC, con lo que este capítulo se centrará específicamente en instalaciones de las siguientes características:

- Plantas propulsoras con hélice directamente acoplada.
- Motores diésel de bajas revoluciones.
- Líneas de ejes relativamente cortas y rígidas.
- Buques de estructura relativamente flexible.

Capítulo 4: Equilibrado de la hélice.

Este capítulo consta de dos partes. En la primera se aborda el estudio teórico genérico del desequilibrio mecánico. En la segunda parte se estudia, en particular, el desequilibrio de la hélice y se describe el procedimiento práctico estandarizado de la medida de dicho desequilibrio. Finalmente se describe el proceso de medida que se llevó a cabo en los laboratorios de la UPCT aplicando lo descrito en este capítulo a un modelo de hélice.

CAPÍTULO I. SOPORTES ELÁSTICOS PARA AISLAMIENTO DE LA VIBRACIÓN

TIPOS Y CARACTERÍSTICAS DE LOS SOPORTES ELÁSTICOS

INTRODUCCIÓN

En este capítulo se describen distintos tipos de soportes elásticos o aisladores de vibración, así como sus características. Se tratan los aspectos prácticos de los aisladores, incluyendo los aisladores elastoméricos, plásticos y metálicos. Cada tipo se describe según sus configuraciones típicas (compresión y cizalla para los elastoméricos) y sus aplicaciones características (deflexión de carga y amortiguación). A continuación se presenta información detallada de los soportes elásticos comerciales. En la parte 2 de este capítulo, se incluye información detallada sobre cómo seleccionar dichos soportes.

Se utilizan muchos materiales diferentes como elementos elásticos de los aisladores. El material empleado determina el tipo de soporte elástico. Cada material posee ventajas y desventajas particulares.

Los soportes elastoméricos (caucho sintético y natural) tienen muchas aplicaciones debido a que pueden moldearse adecuadamente con muchas formas y rigidez distintas, poseen más amortiguamiento interno que los muelles de metal, suelen precisar espacio y peso mínimos y pueden unirse a piezas metálicas adaptadas para simplificar la conexión con estructuras aisladas.

Los soportes plásticos poseen características de rendimiento parecidas a las de los del tipo de caucho y metal utilizados en configuraciones equivalentes. Entre sus ventajas destacan el bajo coste y la notable uniformidad; entre sus desventajas, el poseer una temperatura máxima de funcionamiento, generalmente limitada a 29 °C.

Los muelles metálicos suelen emplearse allí donde se precisa una gran deflexión estática, donde la temperatura u otras condiciones ambientales hacen inadecuado al elastómero y (bajo algunas circunstancias) donde haga falta un aislador de bajo coste. Si se precisa un aislador de menor frecuencia, pueden utilizarse aisladores neumáticos, que poseen ventajas en este campo. Pueden utilizarse en muchas de las mismas aplicaciones que los muelles de metal, pero sin algunas de las desventajas de estos últimos.

Otros materiales elásticos, no comentados en este capítulo, son el corcho, la esponja de caucho y algunos materiales compuestos. Por lo general, estos materiales se cortan de grandes planchas y se usan en forma de placas. Carecen de la adaptabilidad de los elastómeros moldeables y suelen adherirse a piezas de metal para facilitar su instalación. El corcho suele utilizarse como apoyo de cimientos de hormigón relativamente grandes. Las fibras de vidrio impregnadas con un aglutinante adecuado pueden usarse para formar el elemento elástico de los aisladores de vibración. Estos aisladores son relativamente inmunes a las condiciones ambientales y se usan frecuentemente en la aviación militar. Muchos otros materiales compuestos en forma de planchas se utilizan como aisladores de vibración, sobre todo en maquinarias.

CARACTERÍSTICAS DE LOS SOPORTES ELASTOMÉRICOS

La familia de los elastómeros

El tipo de soporte elástico más frecuentemente utilizado es el elastomérico. Los elastómeros son cauchos naturales o materiales de tipo caucho. Pueden soportar grandes deformaciones y volver luego a aproximadamente a su estado original sin sufrir virtualmente ningún daño. Los soportes elastoméricos son superiores a otros tipos de aisladores en algunos aspectos, ya que para una determinada cantidad de elasticidad, capacidad de deflexión, almacenamiento de energía y disipación precisan menos espacio y menos peso. Además, pueden ser moldeados con muchas configuraciones distintas de materiales diferentes, por lo general con un coste inferior al de otros tipos de soportes.

Los elastómeros tienen una extensibilidad y deformabilidad excepcionales. Pueden utilizarse con elongaciones de hasta el 300%, existiendo algunos que alcanzan elongaciones límite de hasta el 1000%. Pueden tensarse incluso entre 0,145 y 0,218 MPa antes de alcanzar su límite elástico. Su gran capacidad para almacenar energía les permite tolerar mucha tensión. Cuando la tensión desaparece, hay una recuperación prácticamente completa de la deformación. La amortiguación inherente de los elastómeros suele resultar útil para prevenir la excesiva amplitud y resonancia de la vibración, una amplitud mucho menor de la que se produciría si se utilizaran muelles metálicos. Los materiales elastoméricos proporcionan una excelente

resistencia a la transmisión del ruido a través de las estructuras debido a su impedancia acústica relativamente baja, que es una consideración importante cuando los requisitos acústicos son el factor clave.

Entre los diferentes elastómeros, el caucho natural posee probablemente la combinación más favorable de propiedades mecánicas, como mínima plasticidad, máxima tensión y elongación máxima en rotura. Su utilidad está restringida por sus límites de resistencia al deterioro bajo la influencia de los hidrocarburos, el ozono y las temperaturas ambientales altas. El neopreno y caucho nitrilo Buna N exhiben una resistencia superior a los hidrocarburos y al ozono, siendo el Buna N especialmente satisfactorio para aplicaciones que implican temperaturas ambientales relativamente altas. El Buna S es un buen caucho sintético para su uso general como soporte elástico.

La silicona es uno de los elastómeros más caros. Sus propiedades son muy estables y aporta un aislamiento efectivo para un rango de temperaturas muy amplio: de -54 a 177°C. En comparación, el neopreno tiene su uso limitado a un rango de aproximadamente -40 a 93°C. El límite de temperatura superior depende de las propiedades del componente particular, el grado de deterioro permisible como resultado de la exposición continuada a temperaturas altas y la duración de la exposición. Para la silicona, es posible alcanzar sin riesgo una temperatura muy superior a 149°C durante varias horas. La notable capacidad de los elastómeros de silicona para soportar temperaturas extremas se contrapone a sus capacidades reducidas de tensión, resistencia al desgarro y resistencia a la abrasión.

Los aisladores fabricados con elastómeros tienen un comportamiento complejo debido a su naturaleza viscoelástica, a su límite de elasticidad indefinido y a que sus propiedades físicas varían con el tiempo, la temperatura y el ambiente. Por ejemplo, el caucho es un material esencialmente incompresible. Así, la rigidez de un soporte de caucho, cuando es sometido a compresión, depende, en gran medida, del área de la superficie disponible para la expansión lateral. Por otra parte, la rigidez de un soporte de caucho en cizallamiento es fundamentalmente independiente de la forma del elemento de caucho. Como norma empírica aproximada, se puede asumir que la rigidez mínima probable de compresión de un soporte de caucho es cinco veces su rigidez en cizallamiento. La rigidez de compresión máxima puede ser varias veces mayor que el valor mínimo si se restringe la expansión lateral del caucho.

Rotura por fatiga y rotura prematura

Sea cual sea su geometría, tanto los elastómeros como los metales exhiben rotura por fatiga como resultado de cargas cíclicas repetidas. A diferencia de los metales, los elastómeros no experimentan una rotura por fatiga de tipo catastrófico. En vez de ello, la rotura comienza como una fisura en el punto de mayor tensión de cortadura, que se produce por lo general en la parte exterior (por tanto, visible en muchos casos) y gradualmente se propaga hacia el cuerpo del elastómero. El resultado es una reducción gradual de la rigidez que, por lo general, se hace aparente antes de la rotura total.

La mayoría de los soportes elastoméricos no deben ser sometidos a grandes tensiones estáticas durante grandes periodos de tiempo. Un aislador con una gran deflexión estática puede dar un rendimiento satisfactorio temporalmente, pero la deflexión tiende a desplazarse excesivamente

si el periodo es largo. En general, los elastómeros no deben forzarse estáticamente de forma continua más del 10 al 15% en compresión y no más del 20 al 25% en cizallamiento. Estos soportes no son adecuados para trabajar a tracción, ya que en ese caso la deflexión estática se reduce al a mitad.

Un factor que contribuye al fallo prematuro de un soporte elastomérico es el efecto de la tensión mínima sobre la vida de fatiga. Para elastómeros que cristalizan bajo tensiones fuertes, la vida de fatiga se ve muy aumentada si la tensión cíclica mínima siempre es positiva o negativa y nunca pasa a través de cero. La precompresión estática adecuada del soporte dentro de los límites especificados anteriormente es a menudo una forma eficaz de impedir que la tensión cíclica mínima pase a través de cero, bajo condiciones dinámicas. Las concentraciones locales de tensión, que tienen como resultado un fallo prematuro, a menudo pueden evitarse utilizando bandas, radios y salientes generosos de la sección elastomérica. En las zonas de contacto con el elastómero, hay que redondear cuidadosamente las esquinas agudas de las piezas metálicas y las estructuras de apoyo. Las arandelas de amortiguación de metal y/o las estructuras de apoyo en contacto con el elastómero deben ser suficientemente grandes como para evitar que sus bordes corten las superficies de éste.

Soportes conectados y desconectados

Los soportes elastoméricos pueden diseñarse en configuraciones conectadas y desconectadas. La Figura I.1 muestra ambos tipos. En el aislador conectado, unas piezas de metal están conectadas a los elastómeros de todas las superficies que soportan la carga (véase Figura I.1a). En el soporte desconectado o semiconectado, la superficie elastomérica que soporta la carga descansa directamente sobre la estructura de apoyo (Figura I.1b). Las partes conectadas suelen resultar más caras debido a la preparación química especial necesaria para lograr un nexo de unión con una resistencia que supere la del elastómero en sí. Suelen preferirse las partes conectadas porque pueden soportar más tensión para una deflexión determinada. Con tensiones altas tienen constantes de muelle altas y una gran capacidad de almacenamiento de energía.

Los soportes conectados suelen diseñarse para que tengan una distribución adecuada de la carga a cortadura, compresión, tensión o cargas combinadas. Se obtiene una distribución más uniforme de la tensión en el elastómero conectando las piezas metálicas sobre todas las superficies de elastómero que soportan carga. Las piezas de conexión reducen la tensión unitaria al distribuirla más uniformemente por todo el volumen del elastómero. Por otro lado, las partes desconectadas no suelen distribuir la carga de manera uniforme, lo que da como resultado áreas locales de concentración de tensión en el cuerpo del elastómero, lo cual acorta su vida.

Una diferencia significativa entre soportes elastoméricos conectados y desconectados se relaciona con su comportamiento bajo carga. Cuando una capa de elastómero se comprime bajo la carga, su volumen permanece constante, sólo cambia su forma. El caucho se abulta bajo la carga. Cuando se controla esta capacidad de deformarse, se controlan las características de deflexión de carga del aislador. En un aislador conectado, las superficies que soportan la carga poseen un grado fijo de deformación porque el elastómero no se puede mover a lo largo de la línea de conexión, con lo que permanece en una posición fija sean cuales sean la carga o las condiciones ambientales.

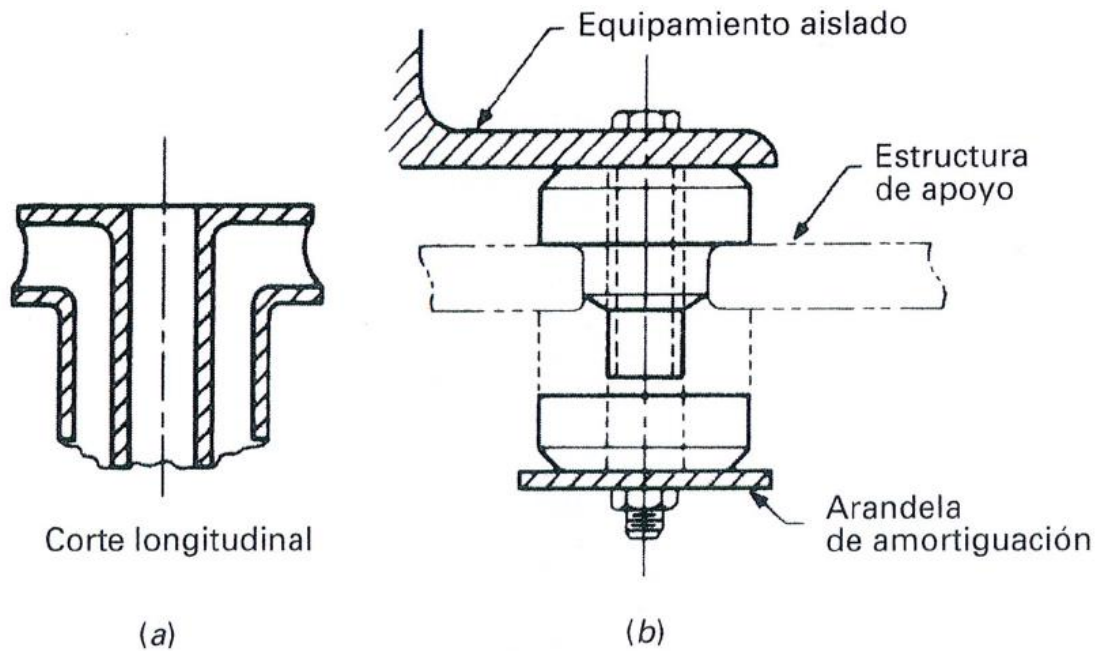


Figura I. 1

Este no es el caso de un soporte desconectado. La capacidad de un elastómero para deformarse depende en gran medida del mantenimiento del rozamiento en la superficie de contacto entre el elastómero y la estructura de apoyo. Cuando todas las superficies están limpias y secas, la diferencia en la deformación entre aisladores conectados y desconectados es insignificante, pero si se introduce aceite o arena en la superficie de contacto entre el elastómero y el metal de un aislador desconectado, la capacidad del elastómero para deformarse aumenta notablemente y, por tanto, sus características iniciales de deflexión de carga ya no existen. Entonces el soporte puede exhibir características de deflexión de carga que son un 50% menores de lo que eran cuando el equipamiento era nuevo. En muchos casos, esto puede originar un funcionamiento defectuoso del soporte. Así, cuando se precisan características consistentes de deflexión de carga durante toda la vida del equipamiento, deben utilizarse soportes conectados. Aunque el coste inicial de los soportes desconectados es inferior, en muchos casos el coste de mecanización adicional de la estructura de apoyo y la reducción de la vida de servicio pueden convertirlos en una elección inadecuada.

Tipos de carga

Los aisladores elastómeros pueden utilizarse con distintos tipos de carga: compresión, cizallamiento, tensión o pandeo, o con cualquier combinación de ellas.

Carga de compresión. La rigidez característica de los elastómeros sometidos a compresión exhibe una constante no lineal (endurecimiento) de muelle, que se hace especialmente pronunciada para tensiones por encima del 30%. La carga de compresión que se muestra en la Figura I.2a es más eficaz cuando se utiliza con soportes simples desconectados y cuando se requiere una amortiguación gradual (limitar el movimiento). Frecuentemente, la carga de compresión se utiliza para aportar una rigidez inicial baja para el aislador de vibración y una rigidez final relativamente alta para limitar las deflexiones dinámicas bajo la excitación del impacto. Debido a las características de endurecimiento no lineal de la carga de compresión, es

el tipo menos eficaz para el almacenamiento de energía y, por tanto, no se recomienda cuando la fuerza de atenuación o la transmisión de la aceleración son la principal preocupación. (La energía almacenada en cualquier muelle es el área bajo la curva de deflexión de carga.)

Carga de cizallamiento. La carga de cizallamiento, ilustrada en la Figura I.2b, se refiere a la fuerza aplicada a un elemento elastomérico de manera que partes adyacentes se deslizan en direcciones opuestas. Una constante de muelle casi lineal de hasta aproximadamente el 200% es característica de la tensión a cortadura de un elastómero. Esta constante de muelle lineal hace de la tensión de cizallamiento el tipo preferido para los aisladores de vibración, debido a que aporta una respuesta de frecuencia constante para tensiones dinámicas a cortadura, tanto grandes como pequeñas, en un sistema simple de masa-muelle. La carga a cortadura también resulta útil para aisladores del impacto, donde la fuerza de atenuación o transmisión de aceleración son importantes, debido a su capacidad más eficaz para almacenar energía en comparación con la carga de compresión. Sin embargo hay que tener cuidado para asegurarse de que las cargas dinámicas esperadas no tengan como resultado tensiones a cortadura que superen los límites del elastómero y de que no se produce una caída abrupta del equipo sustentado. La Figura I.2c muestra una modificación de la carga de cizallamiento, a veces considerada como un tipo distinto, denominado carga torsional. Consiste en forzar un giro desfasado de varias secciones laminadas para tensar el elastómero en torsión. Cuando la tensión supera aproximadamente el 150%, se induce un considerable empuje axial de las cargas sobre las piezas de conexión.

Carga de tensión. La carga de tensión, ilustrada en la Figura I.2d, hace referencia a un aumento en la dimensión del elemento elastomérico en la línea de la fuerza aplicada externamente. La característica de rigidez de los elastómeros en un esfuerzo de tensión exhibe una constante de muelle no lineal (ablandamiento). Para una tensión determinada, la carga de tensión almacena energía más eficazmente que las cargas de cizallamiento o de compresión. Por ello, la carga de tensión se ha empleado a veces para sistemas de aislamiento de impacto.

Sin embargo, en general, la carga de tensión no se recomienda debido a que la carga resultante sobre el nexo entre el elastómero y el metal puede producir un fallo prematuro.

Carga de pandeo. La carga de pandeo, que ilustra la Figura I.2e, tiene lugar cuando la carga que se aplica externamente hace que un elemento elastomérico se deforme o flexione en la dirección de la carga aplicada. Las características de la rigidez de pandeo pueden utilizarse para obtener tanto las ventajas de las características de ablandamiento de la rigidez (para la parte inicial de la curva de carga-deflexión) como las características de endurecimiento (para la parte que sigue en la curva de carga-deflexión). El modo de pandeo aporta así una capacidad alta de almacenamiento de energía y es útil para los aisladores de impacto, en los que la transmisión de la fuerza o la aceleración es importante y donde es precisa la amortiguación (limitación del movimiento) bajo cargas transitorias dinámicas excesivamente altas. Este tipo de rigidez característica aparece en algunos materiales de espuma elastomérica de amortiguación y en aisladores elastoméricos especialmente diseñados. Sin embargo, es importante destacar que incluso los elementos simples de compresión se pandearán cuando la relación de esbeltez supere 1,6.

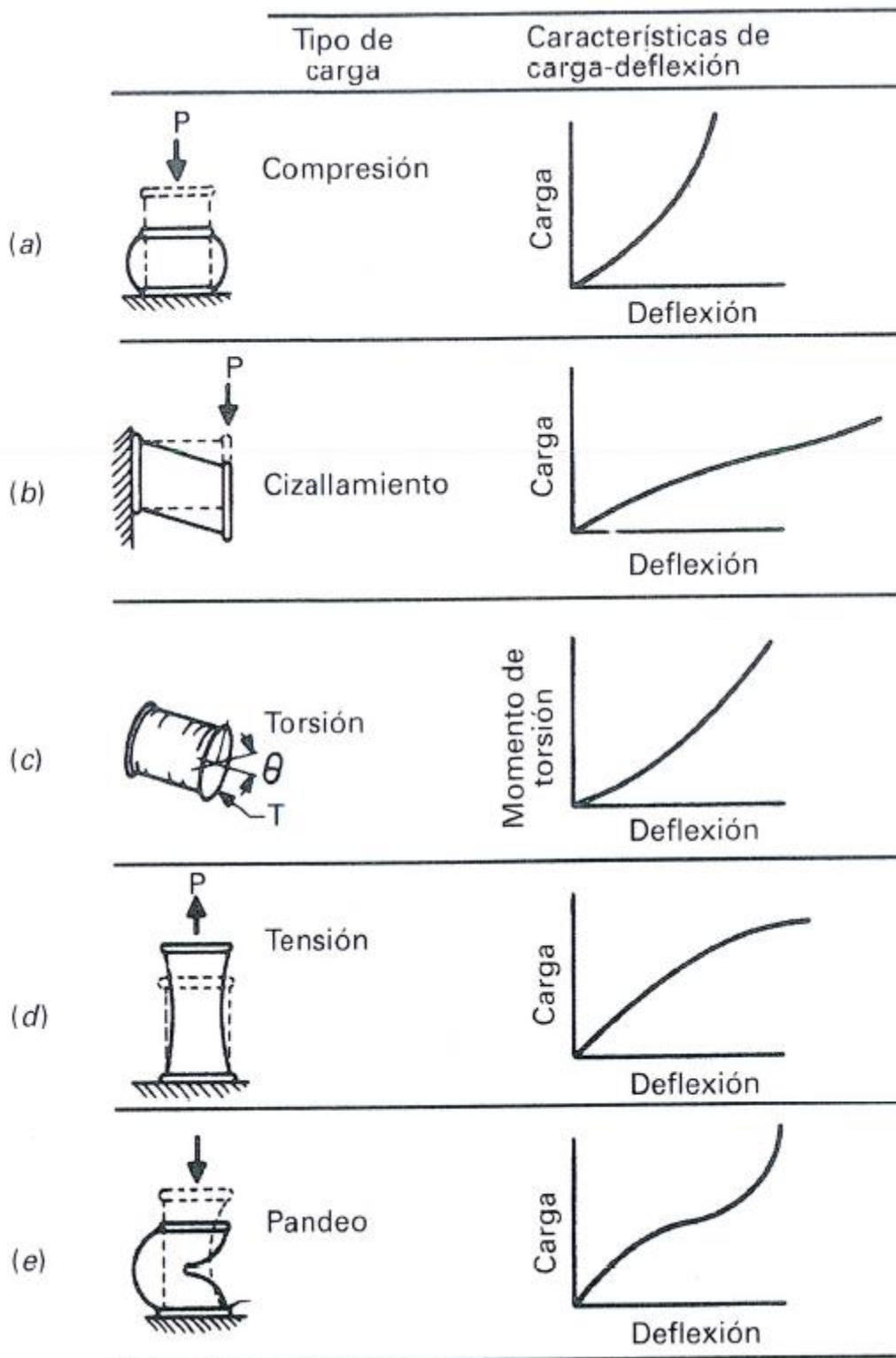


Figura I. 2

Es frecuente utilizar combinaciones de los tipos de carga descritos anteriormente, lo cual da como resultado características combinadas de carga-deflexión. Considérese, por ejemplo, un aislador del tipo compresión que esté instalado en ángulo, en lugar de su posición vertical

habitual. Bajo estas condiciones, actúa como un tipo de aislador de compresión-cizallamiento cuando se carga en dirección vertical hacia abajo. Cuando se carga en dirección vertical hacia arriba, actúa como un tipo de aislador de combinación cizallamiento-tensión.

RIGIDEZ ESTÁTICA Y DINÁMICA

Cuando el muelle de carga principal es de caucho u otro material orgánico similar, la frecuencia natural calculada utilizando la rigidez determinada a partir de un ensayo de carga estática-deflexión de muelle es, casi invariablemente, inferior al valor dinámico. Así, el módulo dinámico parece mayor que el módulo estático. La relación entre los módulos es aproximadamente independiente de la velocidad de tensionado y posee un valor numérico entre 1 y 3.

INTERACCIÓN CON LA ESTRUCTURA DE APOYO.

Un aislador tiene que deflectar si ha de aislar la vibración; por lo general, cuanto mayor es la deflexión, mayor es el aislamiento. El aislador funciona siendo lo suficientemente blando como para permitir amplitudes de vibración relativas, sin transmitir una fuerza excesiva a la estructura apoyada. A menudo se asume en la selección de aislador que la estructura de apoyo es una masa con rigidez infinita. Este supuesto no es cierto, ya que si la base fuera infinitamente rígida, no respondería a una fuerza dinámica y no sería necesario el aislador. Dado que la base responde a fuerzas dinámicas, su respuesta afecta a los componentes que están conectados a ella de forma flexible. En realidad, la estructura de apoyo es un muelle en serie con el aislador, y los muelles en serie transmiten la misma fuerza y deflecan proporcionalmente a sus constantes de muelle respectivas. Así, si la rigidez del aislador es alta en comparación con la rigidez de la base, ésta deflectará más que el aislador y en realidad anulará o limitará el aislamiento necesario desde el aislador. Para obtener la máxima eficacia del aislador seleccionado, la constante de muelle de la estructura de apoyo debe ser al menos 10 veces la constante de muelle del aislador conectado a ella. Esto asegurará que al menos el 90% de la constante de muelle del sistema total es aportada por los aisladores y sólo el 10% por la estructura de apoyo.

CARACTERÍSTICAS DE LOS AISLADORES COMERCIALES

Hay aisladores comerciales con muchos materiales flexibles, con multitud de formas y tamaños, y con características muy diversas. El número de fabricantes de aisladores elastoméricos es muy superior al de aisladores de plástico, metal, neumáticos y otros materiales.

Las propiedades de un aislador determinado dependen, no sólo del material del que está fabricado, sino también de su configuración y de la fabricación global, incluido el material estructural utilizado en el interior del cuerpo del aislador.

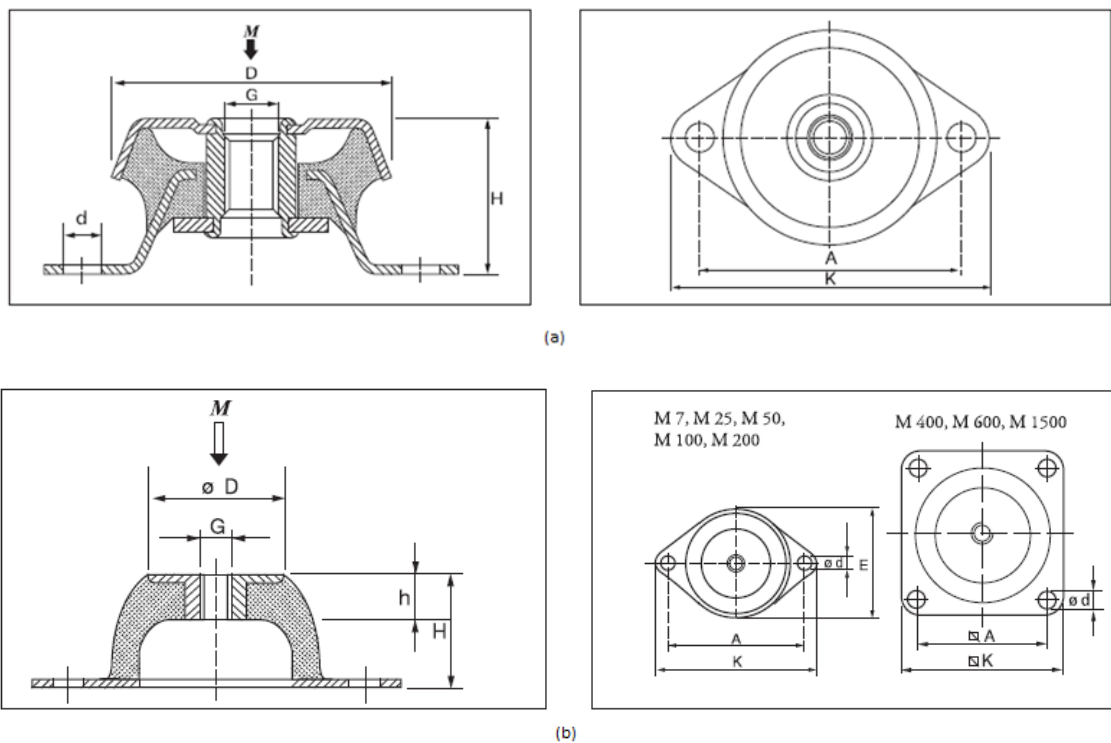
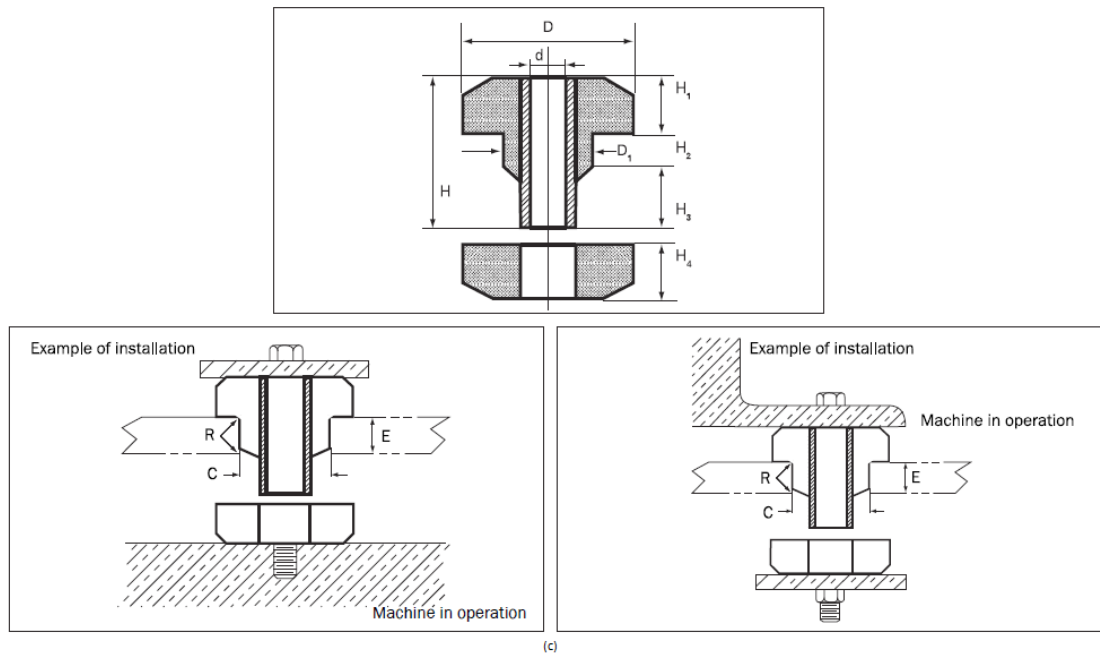


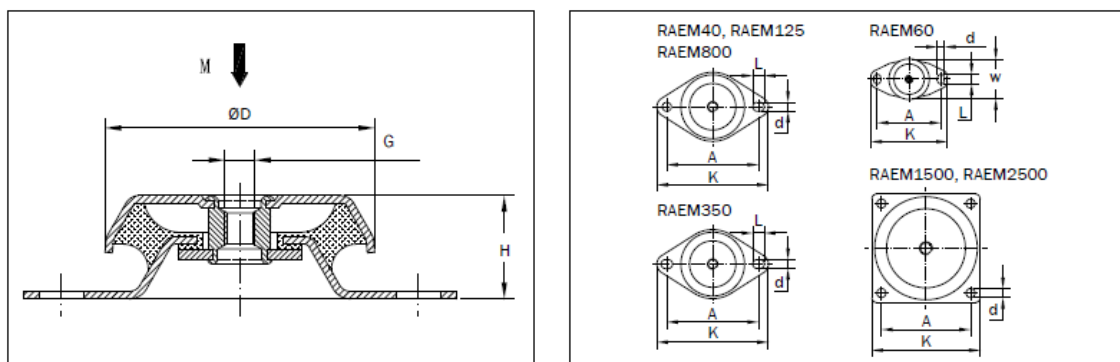
Figura I. 3

Figura I.3a Aislador tipo cuenco no anclado. *Características:* diseño compacto de perfil bajo; rendimiento en todos los modos. Puede utilizarse en tensión, compresión o cortadura con igual rendimiento. Diseño seguro contra roturas, amortiguación en todas direcciones, rango de carga desde 3,6 hasta 816 kg, frecuencia natural inferior a 12 Hz, relación entre la rigidez dinámica radial y axial aproximadamente igual a 1. *Aplicaciones típicas:* unidades de refrigeración, aire acondicionado, motores auxiliares, generadores, ventiladores, bombas, plantas eléctricas, equipamiento hidráulico y neumático, instalaciones en que se esperan cargas transitorias altas (impactos).



(c)

Figura 1.3b Aislador semiesférico elastomérico. *Características:* construcción anclada, características no lineales de deflexión de la carga, excelente capacidad de almacenamiento de energía, alta capacidad de deflexión, buen aislador de impactos y vibraciones, rango de carga desde 2,5 hasta 13,6 kg, frecuencia natural inferior a 12 Hz, relación entre la rigidez dinámica radial y axial aproximadamente igual a 1. *Aplicaciones típicas:* componentes electrónicos, ventiladores, generadores portátiles, aire acondicionado, centrifugadoras, equipamiento de comunicación, ordenadores, aplicaciones en que se requiere un gran almacenamiento de energía.



(d)

Figura 1.3c Aislador de compresión de uso general. *Características:* diseño seguro contra fallos, amortiguación en todas direcciones, rango de carga desde 91 hasta 720 kg, frecuencia natural inferior a 8 Hz, relación entre la rigidez radial y axial aproximadamente igual a 0,3. *Aplicaciones típicas:* máquinas de combustión interna, cabinas de camión, transmisiones, bombas, motores, generadores, compresores, instalaciones en que se esperan cargas transitorias altas (impactos) en la dirección axial.

Figura 1.3d Aislador anclado de uso general. *Características:* diseño compacto de perfil bajo, puede suministrarse seguro contra fallos con una arandela especial, rango de carga desde 18 hasta 816 kg, frecuencia natural inferior a 7 Hz, relación entre la rigidez dinámica radial y axial igual a 1. *Aplicaciones típicas:* máquinas de combustión interna, compresores, bombas, máquinas de imprenta, prensas de grabado, ventiladores, fuelles, máquinas herramientas, laminadoras, instalaciones en que no se esperan cargas altas transitorias (impactos), salvo que se incluyan arandelas de amortiguación.

Figura 1.3e Aislador completamente anclado de uso general. *Características:* tamaño compacto, diseño seguro contra fallos, amortiguación en todas direcciones, rango de carga desde 5,7 hasta 1225 kg, igual rigidez en las direcciones radial y axial. *Aplicaciones típicas:* motores de combustión interna, transmisiones, cabinas de camiones, acondicionadores de aire, bombas, radiadores, generadores, motores, compresores, en instalaciones en que se esperan cargas transitorias altas (impactos).

Figura 1.3f Aislador semianclado de uso general. *Características:* todas las capacidades, diseño seguro contra fallos, rango de carga desde 18 hasta 2090 kg, frecuencia natural inferior a 10 Hz, relación entre la rigidez dinámica radial y axial aproximadamente igual a 1. *Aplicaciones típicas:* motores de combustión interna, transmisiones, cabinas de camiones, acondicionadores de aire, bombas, radiadores, generadores, motores, compresores, en instalaciones en que se esperan cargas transitorias altas (impactos).

Figura 1.3g Aislador elastomérico tipo sándwich. *Características:* construcción compacta de tres piezas, diseño seguro contra fallos, rango de carga desde 50 hasta 250 kg, frecuencia natural inferior a 20 Hz, relación entre la rigidez axial y radial desde 4:1 hasta 7:1. Aislador ideal para sistemas centrados. *Aplicaciones típicas:* motores de combustión interna, transmisiones, cabinas de camiones, bombas, radiadores, generadores, motores, en instalaciones en que se esperan cargas transitorias altas (impactos).

Figura 1.3h Aislador semianclado de uso general. *Características:* construcción compacta de una pieza, diseño seguro contra fallos, amortiguación en todas direcciones, rango de carga desde 34 hasta 954 kg, frecuencia natural inferior a 10 Hz, relación entre la rigidez dinámica radial y axial aproximadamente igual a 1. *Aplicaciones típicas:* motores de combustión interna, transmisiones, bombas, radiadores, generadores, motores, en instalaciones en que se esperan cargas transitorias altas (impactos).

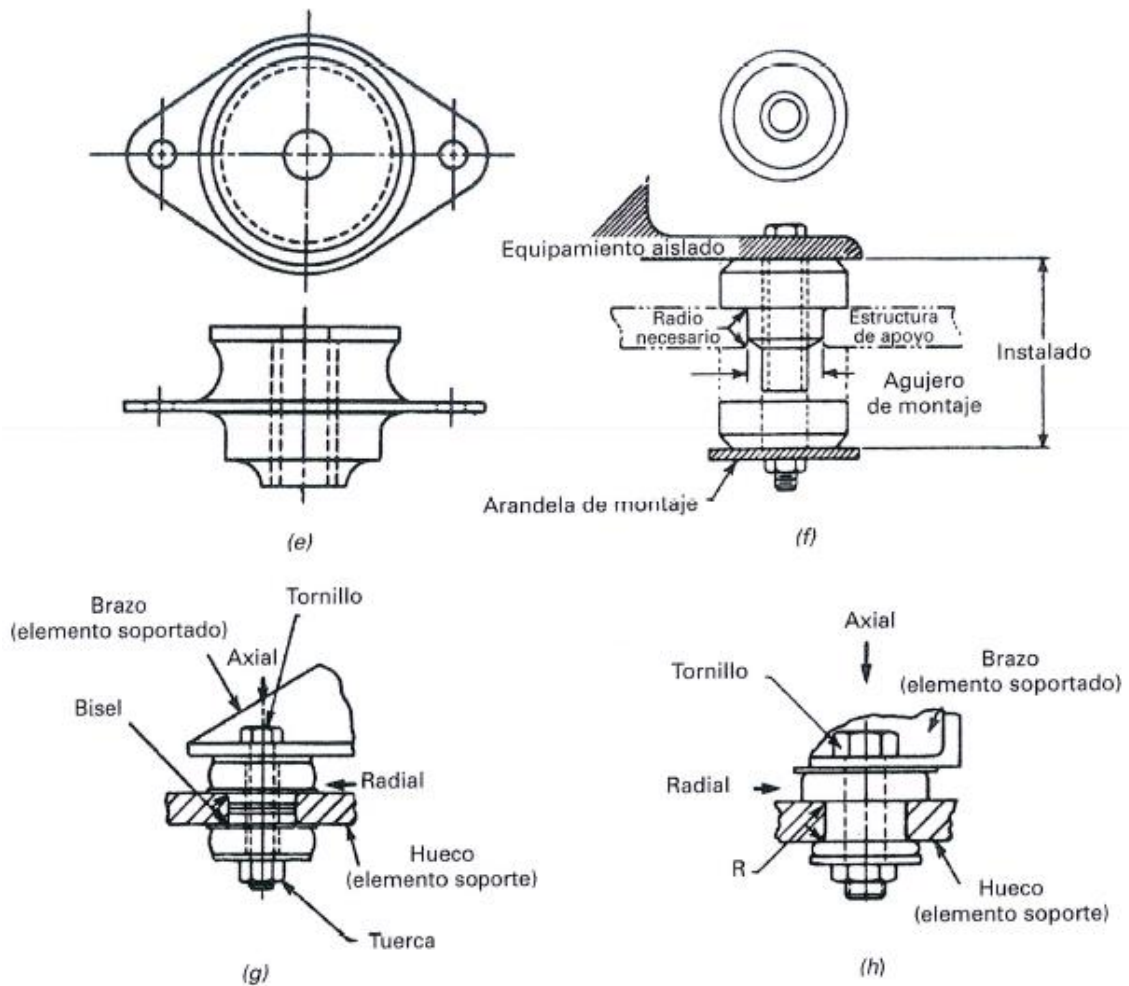


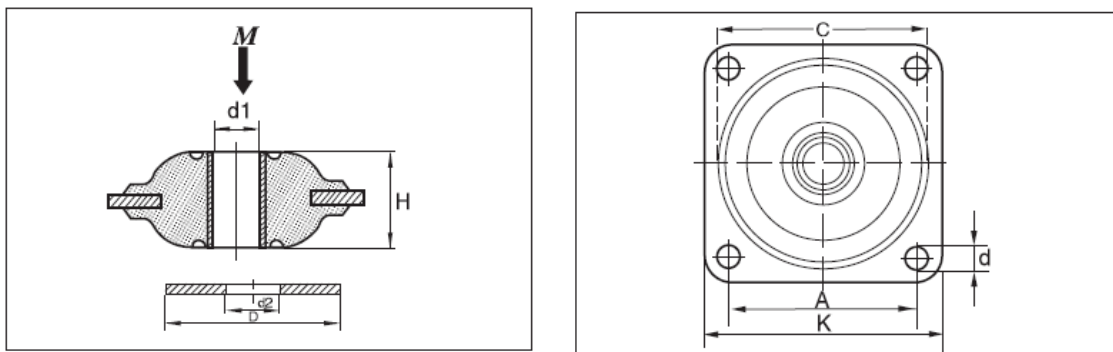
Figura 1.3i Aislador no anclado de tipo placa y cuenco. *Características:* compacto, perfil bajo, diseño seguro contra fallos, arandelas de amortiguación integral, amortiguación en todas las direcciones, rango de carga desde 2 hasta 14 kg, frecuencia natural inferior a 15 Hz, relación entre la rigidez dinámica radial y axial igual a 0,6. *Aplicaciones típicas:* componentes electrónicos, motores, ventiladores, bombas, equipamiento de comunicación, acondicionadores de aire, unidades de refrigeración, equipamiento hidráulico y neumático, en instalaciones en que se esperan cargas transitorias altas (impactos).

Figura 1.3j Aislador elastomérico con forma de placa. *Características:* construcción compacta, diseño seguro contra fallos; rendimiento en todas las actitudes, puede utilizarse en tracción, compresión o corte con igual rendimiento; fácil de instalar, arandelas de amortiguación incluidas, rango de carga desde 0,5 hasta 8 kg, frecuencia natural inferior a 15 Hz, relación entre la rigidez radial y axial varía desde 1:1 para unidades de frecuencia baja, hasta 2:1 para unidades normalizadas. *Aplicaciones típicas:* componentes electrónicos y de ordenadores, ventiladores, bombas, unidades de refrigeración, en instalaciones en que se esperan cargas transitorias altas (impactos).

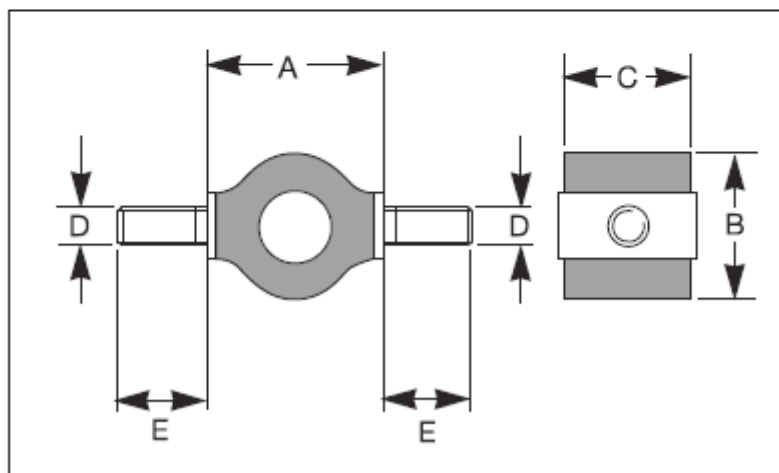
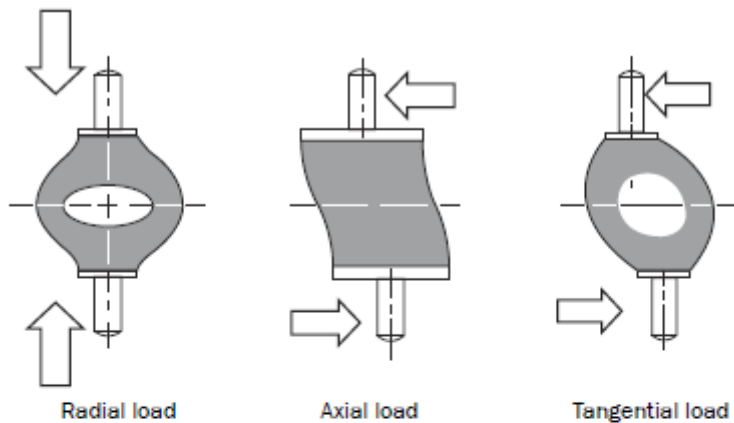
Figura 1.3k Aislador anclado de tipo abrazadera. *Características:* dimensiones de montaje normalizadas, diseño seguro contra fallos, coste bajo, rango de carga desde 0,2 hasta 140 kg, frecuencia natural inferior a 7 Hz, relación entre la rigidez radial y axial varía desde 1:1 para unidades de frecuencia baja, hasta 2:1 para unidades normalizadas. *Aplicaciones típicas:*

componentes electrónicos, motores, ordenadores, impresoras, acondicionadores de aire, unidades de refrigeración, generadores portátiles, bombas, en instalaciones en que no se esperan cargas transitorias altas (impactos).

Figura 1.31 Aislador cilíndrico de cizallamiento. *Características:* diseño compacto, coste bajo, facilidad de instalación, rango de carga desde 4 hasta 64 kg en cizallamiento, 27 a 118 kg en compresión, frecuencia natural inferior a 5 Hz en cizallamiento, 10 Hz en compresión, relación de rigidez entre cizallamiento y compresión de 0,13. *Aplicaciones típicas:* motores de combustión interna, radiadores, bombas, motores, generadores, compresores, en instalaciones en que no se esperan cargas transitorias altas (impactos). Muy bueno para sistemas centrados.

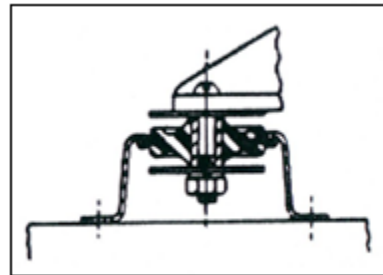


(i)

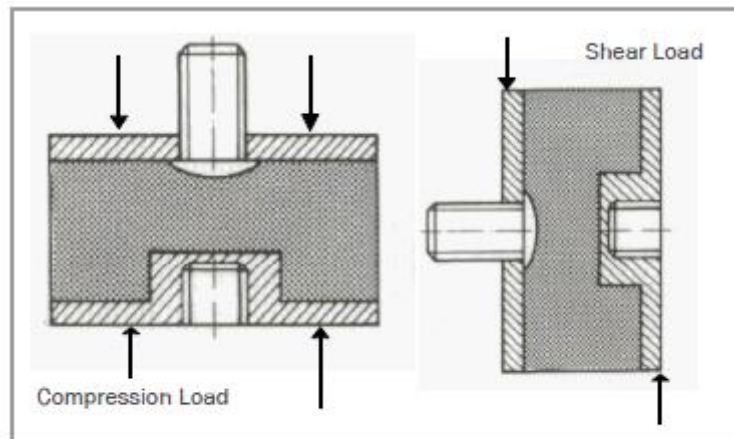


(ii)

Figura 1.3m Aislador elastomérico de uso general. *Características:* construcción anclada, rango de carga desde 27 hasta 113 kg, frecuencia natural inferior a 7 Hz, relación entre la rigidez dinámica horizontal y vertical de 0,4. *Aplicaciones típicas:* componentes electrónicos, motores, ventiladores, bombas, generadores portátiles, acondicionadores de aire, centrifugadoras, compresores, alimentadores vibratorios, maquinaria de trabajo de madera y empaquetado, se utiliza sobre todo para aplicaciones estacionarias donde no se esperan cargas transitorias altas (impactos).



(k)



(l)

Figura 1.3n Aislador elastomérico de uso general. *Características:* perfil bajo, diseño compacto, construcción anclada, rango de carga desde 320 hasta 2000 kg, frecuencia natural inferior a 8 Hz, relación entre la rigidez dinámica horizontal y vertical de 0,4. *Aplicaciones típicas:* motores, ventiladores, bombas, generadores portátiles, acondicionadores de aire, centrifugadoras, compresores, maquinaria de trabajo de madera y empaquetado, se utiliza sobre todo para aplicaciones estacionarias donde no se esperan cargas transitorias altas (impactos).

Figura 1.3o Aislador elastomérico de maquinaria. *Características:* perfil bajo, diseño compacto, conexión con tornillo nivelador, no requiere una base especial ni aislar térmicamente la máquina de la base, rango de carga desde 4,5 hasta 5900 kg, frecuencia natural inferior a 12 Hz. *Aplicaciones típicas:* prensas perforadoras, fresadoras y taladradoras, máquinas de moldeado de inyección, tornos, trituradores, cabezales fríos, perforadoras, taladros de criba, maquinaria de imprenta, instalaciones estacionarias.

Figura 1.3p Aislador elastomérico neumático de tipo general. *Características:* diseño compacto, nivelación automática, deflexión estática cero bajo carga, frecuencia natural casi constante para

el rango de carga evaluado, rango de carga desde 11 hasta 8700 kg, frecuencia natural inferior a 3 Hz, relación entre la rigidez dinámica radial y axial igual a 1. *Aplicaciones típicas:* centrifugadoras, alimentadores vibratorios, bombas, compresores, unidades de refrigeración, equipamiento de aire acondicionado, ventiladores, prensas taladradoras, cabinas de camión, equipamiento óptico de precisión.

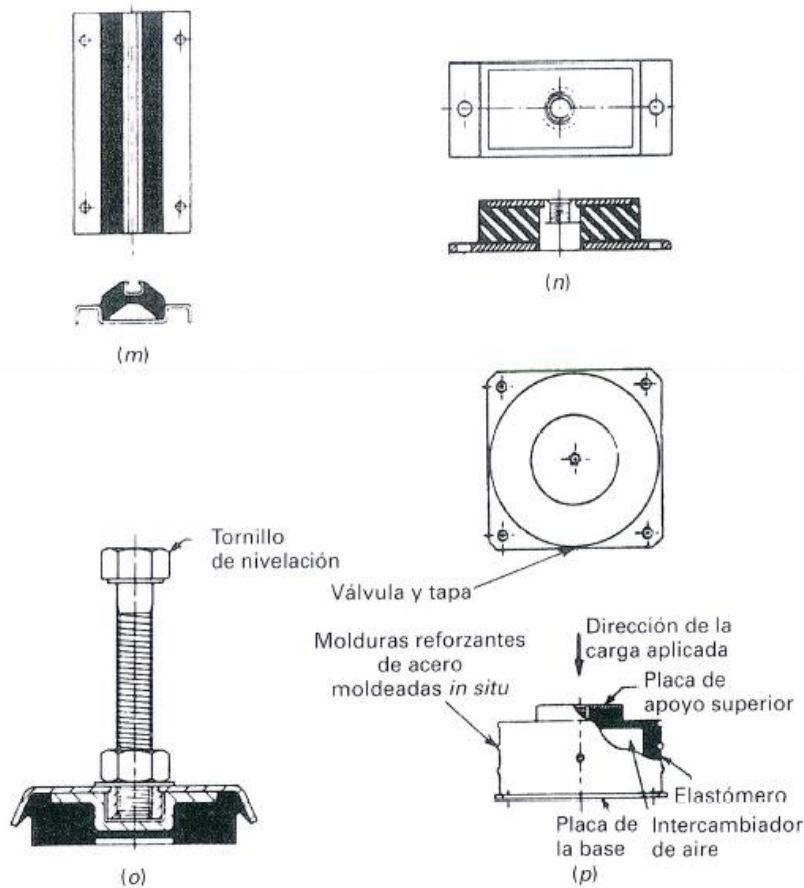


Figura 1.3q Aislador plástico en forma de placa. *Características:* coste bajo, perfil bajo, notable control dimensional, rango de carga desde 0,7 hasta 32 kg, frecuencia natural inferior a 18 Hz, temperatura de funcionamiento de -40 $+50$ °C. *Aplicaciones típicas:* equipamiento de procesamiento de datos, ordenadores, impresoras, máquinas comerciales, electrónica e instrumentación médica. Puede utilizarse allí donde se empleen aisladores elastoméricos y donde la temperatura alta no sea un problema.

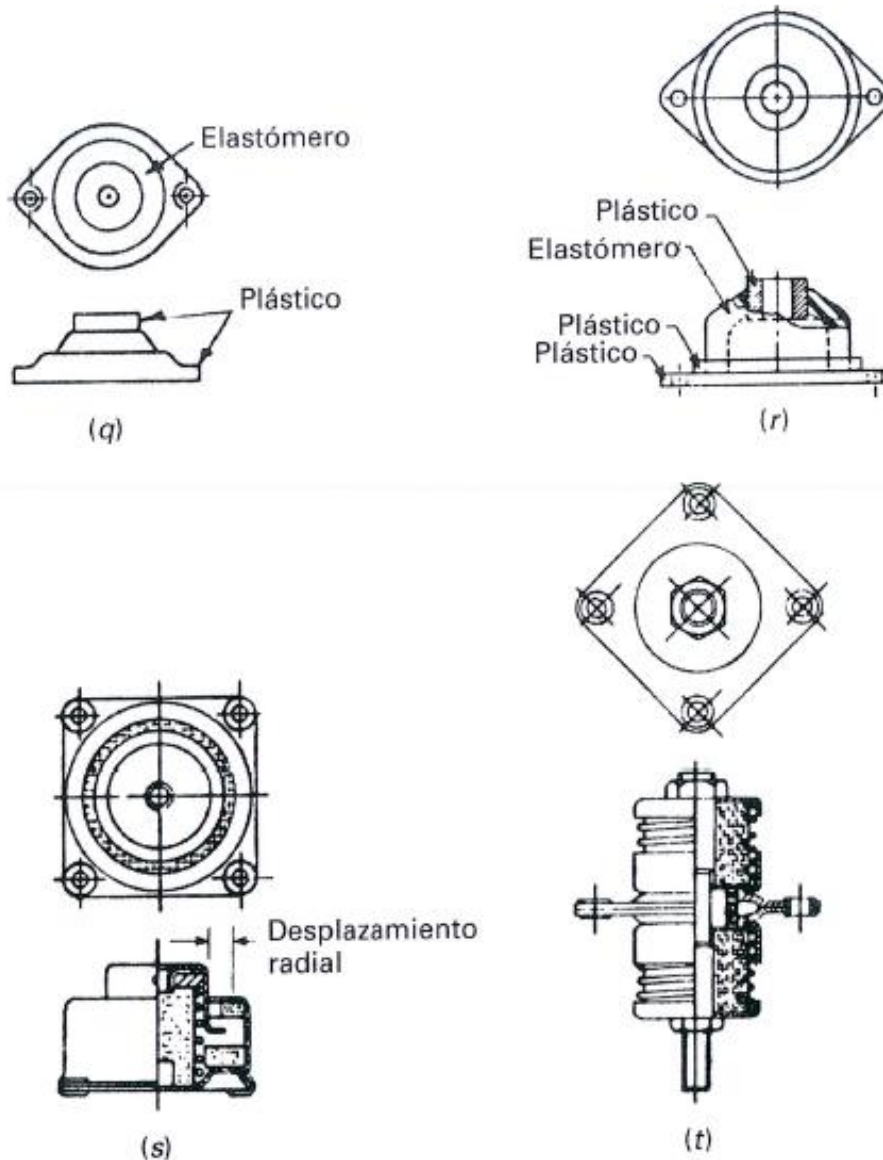


Figura 1.3r Aislador plástico de situación libre. *Características:* coste bajo, perfil bajo, notable control dimensional, control para ensamblaje con robótica, rango de carga desde 0,27 hasta 2,7 kg, frecuencia natural inferior a 20 Hz, características de deflexión de carga no lineales, excelente atenuación de impactos, temperatura de funcionamiento de -40 +50 °C. *Aplicaciones típicas:* específicamente diseñado para industria de ordenador y electrónica. Puede utilizarse allí donde se empleen aisladores elastoméricos y donde la temperatura alta no sea un problema.

Figura 1.3s Aislador de malla metálico tipo cuenco. *Características:* construcción a prueba de fallos, rango de carga desde 0,25 hasta 34 kg, frecuencia natural inferior a 8 Hz, sensibilidad de amplitud amortiguación-transmisibilidad a resonancia 4:1, relación entre rigidez dinámica radial y axial de aproximadamente 0,3, rango amplio de temperatura de funcionamiento de -90 a +190 °C. *Aplicaciones típicas:* comunicación electrónica, equipamiento electromecánico que debe funcionar bajo condiciones ambientales extremas.

Figura 1.3t Aislador de malla metálico tipo placa. *Características:* diseño compacto, construcción a prueba de fallos, rango de carga desde 0,2 hasta 6 kg, frecuencia natural inferior a 12 Hz,

sensibilidad de amplitud amortiguación-transmisibilidad a resonancia 3,5:1, igual rigidez en la dirección radial y axial, rango amplio de temperatura de funcionamiento de -90 a +190 °C. *Aplicaciones típicas:* comunicación electrónica, equipamiento electromecánico que debe funcionar bajo condiciones ambientales extremas.

Figura 1.3u *Aislador de malla metálica.* *Características:* diseño a prueba de fallos, alta capacidad de sobrecarga, puede soportar cargas de impacto de hasta 100g, Rango de carga desde 32 hasta 725 kg, frecuencia natural inferior a 14 Hz, rango amplio de temperatura de funcionamiento de -90 a +190 °C. *Aplicaciones típicas:* motores móviles, generadores, bombas, compresores, aplicaciones pesadas en que aparecen fuertes cargas transitorias (impactos).

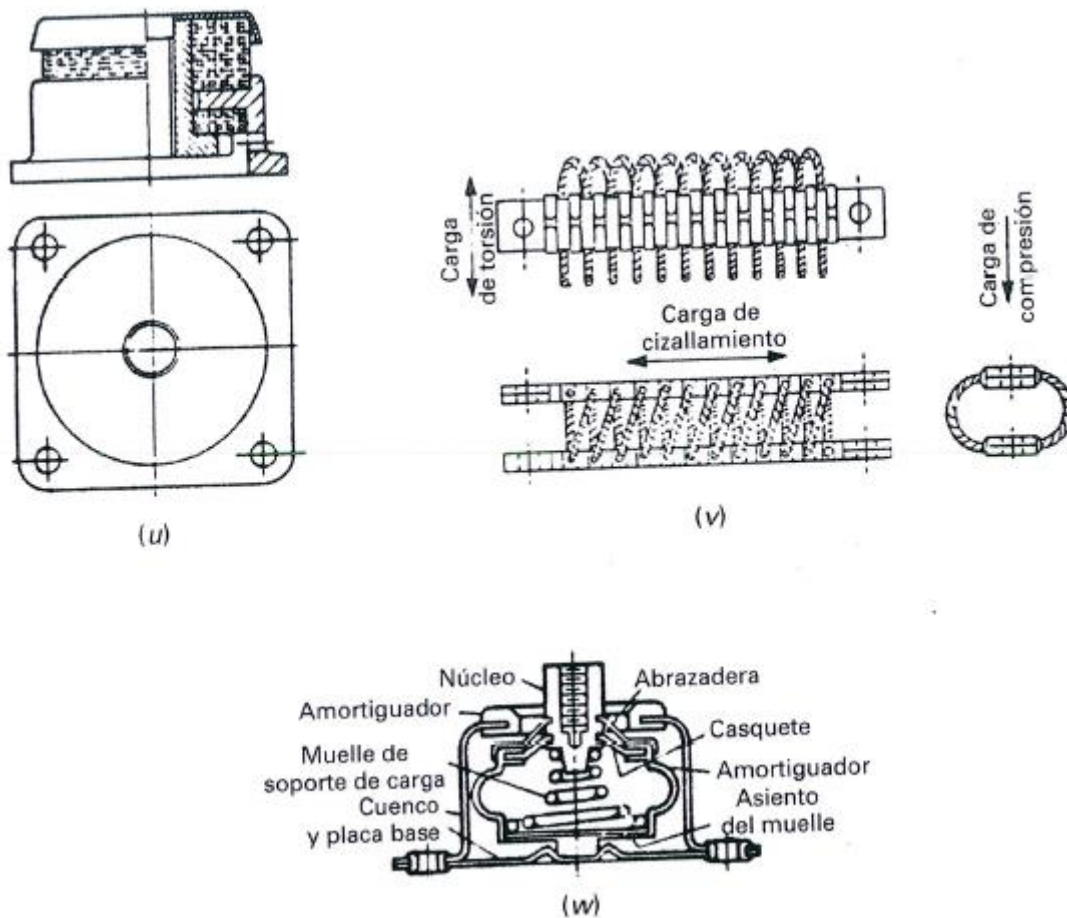


Figura 1.3v *Aislador de cable.* *Características:* construcción compacta, diseño a prueba de fallos, amortiguación de amplitud-sensibilidad, transmisibilidad a resonancia de aproximadamente 3:1 a entradas dinámicas altas, rango de carga desde 0,5 hasta 2720 kg, frecuencia natural inferior a 8 Hz, rango amplio de temperatura de funcionamiento de -73 a +260 °C, protección contra impactos en todas direcciones. *Aplicaciones típicas:* equipamiento electrónico y de comunicaciones, instrumentos, contenedores de embarque, fabricación de maquinaria, instalaciones en que se esperan cargas transitorias (impactos) y condiciones ambientales severas.

Figura 1.3w *Aislador de aire de metal.* *Características:* frecuencia natural inferior a 7 Hz, amortiguación de amplitud-sensibilidad, amortiguación alta a resonancia con transmisibilidad

máxima de 3,5, buen aislador a frecuencias altas, rango de carga de 0,14 hasta 16 kg, relación entre la rigidez dinámica radial y axial de 0,3; rango amplio de temperatura de funcionamiento de -54 a +149 °C. *Aplicaciones típicas:* equipamiento de óptica de precisión, procesamiento, ordenadores y comunicación.

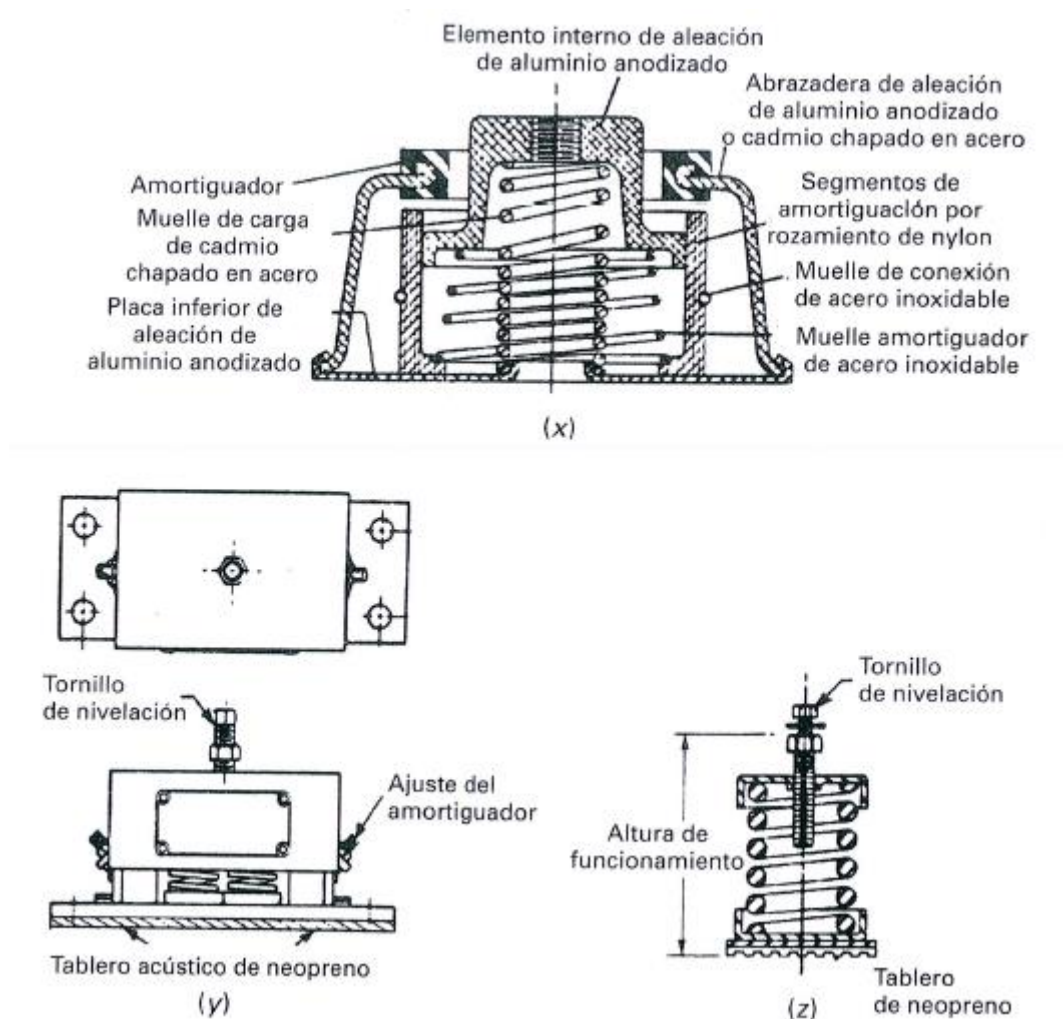


Figura 1.3x Aislador de muelle de metal con amortiguación por rozamiento. *Características:* diseño compacto, amortiguación alta, transmisibilidad a resonancia tan baja como 2:1, rango de carga desde 0,1 hasta 18 kg, frecuencia natural inferior a 10 Hz, rango de temperatura de funcionamiento de -65 a +120 °C. *Aplicaciones típicas:* equipamiento electrónico, instalaciones en que no se esperan cargas transitorias altas (impactos).

Figura 1.3y Aislador de maquinaria de muelle de metal con amortiguación por rozamiento. *Características:* amortiguación de fricción ajustable, rango de carga desde 45 hasta 6125 kg, frecuencia natural inferior a 2,5 Hz, conexión a tornillo de nivelación. *Aplicaciones típicas:* bombas, fuelles, compresores, generadores auxiliares de potencia, prensas perforadoras de alta velocidad, cortadoras de metal, martillos de caída, instalaciones estacionarias.

Figura 1.3z Aislador de muelle de metal. *Características:* coste bajo, rango de carga desde 8 hasta 5625 kg, frecuencia natural inferior a 2,5 Hz, conexión a tornillo de nivelación. *Aplicaciones*

típicas: bombas, ventiladores, compresores, generadores auxiliares de potencia, instalaciones estacionarias que operan a/o próximas a velocidad constante.

Hay disponibles muchos tipos distintos de aisladores específicos para aplicación sobre maquinaria y equipamiento original (OEM). Cada tipo satisface un rango distinto de requisitos de cargas, tamaño, estabilidad, amortiguación y eficacia de aislamiento. Algunos de los tipos de aisladores más frecuentemente utilizados, ilustrados en las figuras 1.3a a la 1.3z, se presentan junto con sus características de rendimiento (en términos de características y ventajas y aplicaciones típicas).

SELECCIÓN Y APLICACIONES DE LOS SOPORTES ELÁSTICOS PARA AISLAMIENTO DE LA VIBRACIÓN

INTRODUCCIÓN

Los aisladores de vibración (también denominados *montajes anti vibración* o *soportes elásticos*) se utilizan para controlar impactos y vibraciones. En esta parte se describe: (1) los factores que deben considerarse en la selección de los aisladores, (2) las especificaciones existentes para los aisladores de impacto y vibración, (3) las características de los aisladores utilizados en paralelo y en serie, (4) la selección del tipo y las características más apropiadas del aislador para una aplicación determinada y (5) la selección del tamaño correcto del aislador. Estos procedimientos de selección se aplican a los problemas técnicos habituales. Por último, se presentan soluciones numéricas para varios problemas prácticos de aislamiento y un listado de instalaciones de aislamiento.

Los objetivos básicos al utilizar un aislador son: (1) proteger la estructura de apoyo y sistemas adyacentes de las alteraciones de vibración e impacto que se originan en un equipamiento determinado y (2) proteger el equipamiento sensible de impactos y vibraciones que emanan de la estructura sobre la que está montado. Cuando estas alteraciones están presentes, los aisladores adecuadamente instalados permiten que el equipamiento y los sistemas funcionen como se pretende y pueden alargar la vida de un equipamiento. El aislamiento del impacto y vibración también aporta un ambiente más cómodo para los usuarios del equipamiento y los pasajeros.

FACTORES CONSIDERADOS EN LA SELECCIÓN DEL AISLADOR

La rigidez y el amortiguamiento son las propiedades básicas de un aislador que determinan su utilización en un sistema diseñado para aportar aislamiento de la vibración y/o impacto. Generalmente estas propiedades se encuentran en la bibliografía de los distribuidores de aisladores. Sin embargo, hay otros factores importantes que deben considerarse a la hora de seleccionar un aislador:

1. Fuente de la perturbación dinámica.
2. Tipo de perturbación dinámica.
3. Dirección de la perturbación dinámica.
4. Respuesta permisible del sistema a la perturbación dinámica.
5. Espacios y localizaciones disponibles para los aisladores.
6. Peso y centro de gravedad del equipo soportado.
7. Espacio disponible para el movimiento del equipamiento.
8. Condiciones ambientales.
9. Materiales de aislamiento disponibles.
10. Vida de servicio deseada.
11. Instalación contra roturas.
12. Coste.

Fuente de la perturbación dinámica

La fuente de la perturbación dinámica (impacto o vibración) influye de varias maneras en la selección del aislador. Por ejemplo, puede tomarse una decisión respecto de si aislar la fuente perturbadora o aislar el elemento que se ve alterado. Esta decisión afecta al tipo de aislador que se debe utilizar. Consideremos el funcionamiento de una prensa perforadora pesada que tiene un efecto adverso sobre los instrumentos electrónicos próximos. El aislamiento de la prensa perforada reduciría este efecto, pero requeriría aisladores muy grandes que habrían de ser resistentes a la grasa o el aceite. Por otra parte, el aislamiento de los instrumentos también aportaría la protección requerida, los aisladores precisos serían más pequeños y, dado que la grasa y el aceite no serían un factor a considerar, se podrían fabricar con el elastómero preferido.

El conocimiento de la fuente de vibración puede ayudar a definir el problema que se desea resolver. En algunos campos determinados de la industria puede haber publicaciones describiendo problemas parecidos al que se está considerando. Este material publicado podría describir soluciones factibles, además de las características de fragilidad y/o dinámicas del equipamiento.

Tipo de perturbación dinámica

Hay dos tipos de perturbación dinámica: (1) vibración y (2) impacto. La vibración puede ser periódica, aleatoria o una combinación de ambas. La excitación por impacto puede tener pulsos de distintas formas y duraciones. Es muy importante el conocimiento de la perturbación dinámica en la elección del aislador.

Si sólo hay presente una perturbación por vibración, generalmente es adecuado un aislador pequeño. Las amplitudes de la vibración suelen ser pequeñas en comparación con las amplitudes de impacto. Si una perturbación por impacto es el problema principal, es preciso un aislador mayor con más espacio interior para el movimiento.

Al elegir un aislador, es necesario asegurarse de: (1) que hay suficiente capacidad de deflexión en el aislador como para acomodar los movimientos máximos esperados del conjunto dinámico; (2) que la capacidad de soporte de la carga del aislador no es superada (las cargas máximas debidas a la vibración y/o impacto deben calcularse y comprobarse con respecto a la capacidad de carga dinámica máxima estimada para el aislador), y (3) que no habrá problemas como resultado del calentamiento excesivo del aislador o deterioro por fatiga debido a una alta amplitud de carga a largo plazo.

Dirección de la perturbación dinámica

Un factor que debe considerarse en la selección de un aislador son las direcciones (ejes) de las perturbaciones dinámicas. Si la transmisión de la vibración o el impacto se produce en una sola dirección, generalmente puede seleccionarse un aislador simple. Sus características sólo han de especificarse a lo largo de un eje. Por otra parte, si se espera que el impacto o la vibración se produzcan a lo largo de más de un eje, el aislador seleccionado debe aportar aislamiento (y hay que especificar sus características) a lo largo de los ejes críticos. Por ejemplo, consideremos una máquina industrial que produce una vibración problemática en dirección vertical y que debe aislarse de su estructura de apoyo. En este caso, hay que utilizar un aislador normalizado de tipo placa. Este aislador es más rígido en dirección horizontal que en la vertical, que es el eje de perturbación principal; la rigidez horizontal no afecta significativamente al movimiento del aislador en dirección vertical. Esta rigidez horizontal se añade a la estabilidad lateral de la instalación.

Respuesta permisible del sistema a la perturbación dinámica

Una *respuesta permisible* de un sistema se define como el máximo impacto o vibración transmitida permisible y los máximos desplazamientos debidos a estas alteraciones. La respuesta permisible de un sistema puede expresarse de cualquiera de las siguientes maneras:

- La carga máxima de aceleración debida al impacto.
- La frecuencia natural específica del sistema y transmisibilidad máxima a esa frecuencia.
- La aceleración, velocidad o desplazamiento máximos permisibles para un rango amplio de frecuencias.
- Nivel de vibración permisible a cierta frecuencia o frecuencias críticas.

- Desplazamiento máximo debido a la carga de impacto.

La aceleración máxima que puede soportar un equipamiento sin que haya daños, o se produzca un funcionamiento defectuoso, a menudo se denomina *fragilidad* o *resistencia al choque*. Es necesario definir respuestas permisibles para seleccionar apropiadamente el aislador. Si no están disponibles los datos de fragilidad para el equipamiento o instalación de que se trata, habrá que usar ejemplos de situaciones parecidas como punto de partida.

Las características de la estructura de apoyo también pueden afectar a la elección de los aisladores. Por ejemplo, una viga o placa que soporta un equipamiento tiene resonancias que podrían producir una amplificación de los niveles de vibración; hay que evitar estas frecuencias de resonancia en las frecuencias naturales del sistema aislado. Además, supongamos que el aislador se eligiera tan sólo por su capacidad de soportar carga, sin tener en cuenta la fragilidad del equipamiento en un rango de frecuencias determinado. Entonces, la frecuencia natural del sistema podría establecerse incorrectamente, de manera que la resonancia del equipamiento podría ser excitada por el sistema de aislamiento.

Espacio y localizaciones disponibles para los aisladores

El aislamiento del impacto y la vibración debe considerarse tan pronto como sea posible en el diseño del sistema y hay que hacer una estimación del tamaño del aislador basándose en la bibliografía sobre el tema. El tamaño del aislador depende de la naturaleza y la magnitud de las perturbaciones dinámicas esperadas y de la carga soportada. La bibliografía típica describe las capacidades de los aisladores basándose en estos factores.

La localización de los aisladores es muy importante para la dinámica del equipamiento que se monta sobre ellos. Por ejemplo, una instalación de centro de gravedad como muestra la Figura I.4, permite que el equipamiento montado sólo se mueva en modos de traslación rectos (una fuerza aplicada en el centro de gravedad no produce la rotación del equipamiento). Esto minimiza el movimiento de las esquinas del equipamiento y permite la instalación más eficaz desde el punto de vista de los requisitos de espacio.

Si el aislador no puede colocarse para obtener una instalación de centro de gravedad, el análisis del sistema es más difícil y hay que disponer de más espacio alrededor del equipamiento para acomodar el movimiento de balanceo (modos rotacionales) del sistema. Por último, hay que comprobar los aisladores para asegurar que son capaces de soportar las cargas y movimientos adicionales originados por el movimiento no traslacional del equipamiento. Esto es particularmente cierto cuando el centro de gravedad está a una distancia significativa por encima o por debajo del plano sobre el que se colocan los aisladores. *Regla general: la distancia entre el plano del aislador y el centro de gravedad ha de ser igual o inferior a un tercio del espacio mínimo entre aisladores.* Esto ayuda a minimizar el balanceo del equipamiento y las altas tensiones resultantes sobre los aisladores.

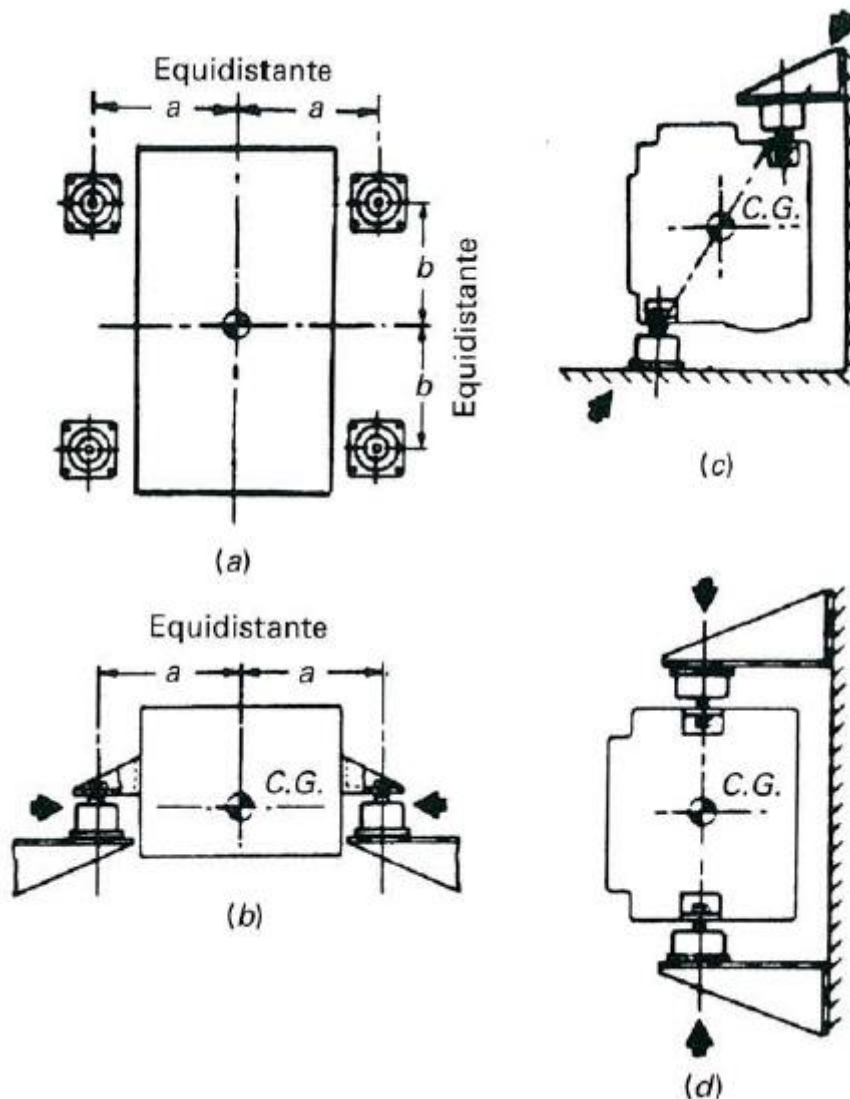


Figura 1. 4

Peso y centro de gravedad del equipo soportado

Hay que determinar el peso y la situación del centro de gravedad del equipamiento soportado. La localización del centro de gravedad es necesaria para calcular la carga soportada por cada montaje. Es mejor mantener el equipamiento al menos estáticamente equilibrado (deflexiones esencialmente iguales sobre todos los aisladores). La solución preferida es utilizar los mismos aisladores en todos los puntos, eligiendo sus localizaciones de manera que se igualen las cargas estáticas (y por tanto las deflexiones). Si no es posible, serían precisos aisladores con distinta capacidad de carga en los distintos puntos de apoyo del equipamiento.

El tamaño del equipamiento y la distribución de la masa son importantes en el análisis dinámico del sistema aislado.

Espacio disponible para el movimiento del equipo

La elección del aislador puede depender del espacio disponible (habitualmente denominado *espacio de oscilación*) alrededor del equipamiento. Hay que elegir cuidadosamente la constante

de muelle del aislador de manera que el movimiento se mantenga dentro de los límites de espacio definidos. El movimiento que ha de considerarse es la suma de: (1) la deflexión estática debida al peso soportado por el aislador, (2) la deflexión producida por las cargas dinámicas y (3) la deflexión debida a cualquier aceleración de estado estable (como en un avión que maniobra).

Si hay un problema de movimiento excesivo de la masa soportada por el aislador, puede utilizarse un *amortiguador* (v.g., un aparato que limita el movimiento). El amortiguador puede ser un elemento elastomérico de compresión diseñado dentro de un aislador, como el área debajo del canal pequeño en la Figura 1.3m. También puede ser un taco de compresión instalado por separado en el sistema en el punto de movimiento excesivo. La constante de muelle de este amortiguador ha de ser cuidadosamente elegida para evitar la transmisión de cargas de impacto alto al equipamiento soportado.

Condiciones ambientales

El ambiente en que vaya a utilizarse un aislador afecta a su selección de dos maneras:

1. Algunas condiciones ambientales pueden degradar la integridad física del aislador y hacerlo inservible.
2. Algunas condiciones ambientales pueden cambiar las características de funcionamiento de un aislador, sin producir un daño permanente.

Esto puede alterar las características del sistema de aislamiento del equipamiento soportado; por ejemplo, las respuestas en frecuencia pueden cambiar significativamente al cambiar la temperatura ambiental. Así, es importante determinar el ambiente de funcionamiento del sistema de aislamiento y seleccionar los aisladores que funcionarán de acuerdo con las características deseadas en ese entorno.

Materiales de aislamientos disponibles

Hay disponibles aisladores de impacto y vibración en gran cantidad de materiales y configuraciones, con el fin de adaptarse a muchas situaciones distintas. Se debe elegir el tipo de aislador para las condiciones dinámicas y de carga bajo las que ha de funcionar. El material de que está fabricado el aislador depende en gran medida de las condiciones ambientales de la instalación y, en cierto modo, de las propiedades dinámicas requeridas. La parte 1ª de este capítulo incluye directrices para la elección de aisladores y sus materiales.

Los aisladores de amortiguamiento por rozamiento de metal y de muelle metálico se utilizan fundamentalmente cuando las temperaturas de funcionamiento son demasiado altas para los aisladores elastoméricos. Pueden emplearse en una gran variedad de aplicaciones. Sin embargo, dadas las características de estos aisladores se pueden producir problemas en situaciones de carga alta y una variabilidad en el rendimiento, debida a la tolerancia del ensamblaje, por lo que su uso es desaconsejable en instalaciones con una sensibilidad muy alta.

La mayoría de los aisladores utilizados hoy día son elastoméricos. El desarrollo de una amplia gama de compuestos elastoméricos ha hecho posible el uso de este tipo de aislador en casi todos

los ambientes. Dentro de un tipo determinado de elastómero, es simplemente una cuestión de cambiar la rigidez (módulo) del compuesto. Esto aporta mucha flexibilidad al adaptar un aislador a una instalación sin modificar su geometría. El caucho natural es el elastómero más ampliamente utilizado en los aisladores.

Dado que la selección del material para el aislador depende en gran manera del ambiente en que el montaje ha de utilizarse, es muy importante conocer tanto como sea posible acerca de los ambientes de funcionamiento y almacenaje.

Vida de servicio deseada

La vida de servicio esperada, o deseada, para un aislador puede afectar al tipo y al tamaño del aislador de vibración elegido. Por ejemplo, un aislador que deba funcionar durante 2000 horas en unas condiciones determinadas suele ser mayor que el que sólo ha de funcionar 500 horas bajo las mismas condiciones.

En general, se utilizan datos empíricos para estimar la vida de funcionamiento de un aislador. Para realizar una estimación de la vida del aislador es necesario describir con precisión las alteraciones dinámicas y el ambiente de funcionamiento. El conocimiento del material específico y de los factores de diseño de un aislador es necesario para estimar la vida de fatiga. Esta información se debe obtener del fabricante o diseñador original del aislador.

Instalación contra roturas

Una *instalación de aislador segura contra roturas* es aquella que posee un conector positivo de metal a metal por si el muelle flexible del aislador falla. Así, en caso de rotura, el equipamiento se mantiene en posición hasta que pueda reemplazarse el aislador defectuoso. En algunos casos, el propio aislador contiene este elemento de seguridad; de no ser así, el elemento puede aportarlo el sistema de montaje.

ESPECIFICACIONES DE AISLADORES DE IMPACTO Y VIBRACIONES

A menudo, los aisladores de impacto y vibración son demasiado específicos. Esto puede producir complicaciones innecesarias y un aumento del coste. El exceso de especificación consiste en aumentar arbitrariamente los valores de carga de impacto y vibración para asegurarse de que se han elegido los aisladores con un margen alto de seguridad respecto a la capacidad de carga máxima. En el caso de aisladores de vibración, esto puede producir grandes diferencias de rendimiento entre las pruebas de laboratorio y el funcionamiento real. La mejor especificación de un aislador es aquella que define las propiedades críticas del sistema de aislamiento y el ambiente concreto en que el sistema funcionará. Los requisitos extraños producen complicaciones innecesarias. Por ejemplo, si el nivel de vibración es una aceleración de $\pm 1g$, no es aconsejable especificar $\pm 2g$ por seguridad. De la misma manera, no es aconsejable aplicar rígidamente una especificación completa a la instalación de un aislador cuando sólo es aplicable una pequeña parte de la especificación.

Habitualmente, las especificaciones de diseño de los aisladores de impacto y vibración incluyen requisitos con respecto a: (1) amplitudes de vibración, (2) amplitudes de impacto, (3) carga a soportar, (4) protección requerida por el equipamiento, (5) temperaturas en el ambiente de funcionamiento (factores ambientales en general) y (6) cargas de aceleración estable sobreimpuestas a la carga dinámica (requisito de choque).

Un buen ejemplo de tales especificaciones es el documento estadounidense MIL-STD-810. Este documento aporta la mayoría de la información anterior para varias instalaciones de equipamientos posibles.

COMBINACIONES DE AISLADORES EN SERIE Y EN PARALELO

Cuando se utilizan varios aisladores en un sistema, suelen combinarse en *serie* o en *paralelo*, o en alguna combinación de ambos.

Aisladores en paralelo

Lo más frecuente es organizar los aisladores en paralelo. La Figura 1.5 muestra esquemáticamente dos aisladores en paralelo. Aquí la constante estática de muelle k del sistema, determinada en el centro de gravedad, viene dada por:

$$k = \frac{(a + b)^2}{\frac{a^2}{k_2} + \frac{b^2}{k_1}}$$

Ecuación 1. 1

Donde

k_1 = constante de muelle del aislador 1

k_2 = constante de muelle del aislador 2

a = distancia entre el aislador 1 y el c.d.g.

b = distancia entre el aislador 2 y el c.d.g.

En efecto, sea W el peso total y W_1 y W_2 , las reacciones en los apoyos; de la condición de equilibrio estático tenemos que:

$$\sum F = 0 \Leftrightarrow W_1 + W_2 = W \Leftrightarrow W_1 = W - W_2$$

$$\sum M_1 = 0 \Leftrightarrow aW - (a + b)W_2 = 0 \Leftrightarrow W_2 = \frac{a}{a + b}W \Rightarrow W_1 = \frac{b}{a + b}W$$

Determinamos el desplazamiento del sistema:

$$\begin{aligned} \frac{x_2 - x_G}{b} = \frac{x_G - x_1}{a} = \frac{x_2 - x_1}{a + b} &\Rightarrow ax_2 - ax_G = bx_G - bx_1 \Leftrightarrow (a + b)x_G = ax_2 + bx_1 \Leftrightarrow x_G \\ &= \frac{ax_2 + bx_1}{a + b} \Leftrightarrow x_G = \frac{a \frac{W_2}{k_2} + b \frac{W_1}{k_1}}{a + b} \end{aligned}$$

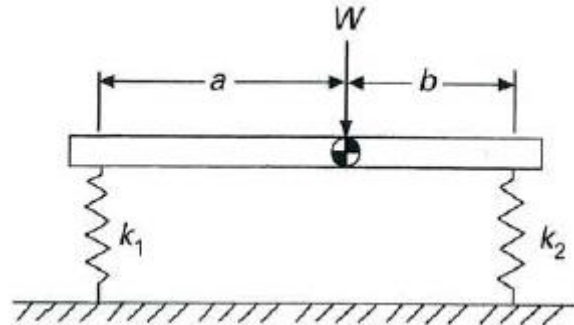


Figura I. 5

Nótese que en la ecuación anterior, las magnitudes x_1 y x_2 coincidirán con las deflexiones estáticas de los soportes, es decir: $x_1 = \delta_{st1}$ y $x_2 = \delta_{st2}$; y x_G con la deflexión estática del sistema $x_G = \delta_{st}$.

Para el sistema representado se deberá cumplir

$$W = W_1 + W_2$$

Ecuación 1. 2

y

$$W = k_{eq}x_G$$

Ecuación 1. 3

Entonces $k_{eq}x_G = W_1 + W_2$. Sustituyendo k_{eq} por la expresión obtenida anteriormente y operando, tenemos:

$$k_{eq} \frac{a \frac{W_2}{k_2} + b \frac{W_1}{k_1}}{a + b} = W_1 + W_2 \Leftrightarrow k_{eq} \frac{a \frac{W_2}{k_2} \frac{1}{W_2} + b \frac{W_1}{k_1} \frac{1}{W_2}}{(a + b) \frac{1}{W_2}} = W_1 \frac{W_2}{W_2} + W_2 \frac{W_2}{W_2}$$

Como $W_2 = \frac{a}{a+b}W$ y $W_1 = \frac{b}{a+b}W$ entonces $\frac{W_1}{W_2} = \frac{b}{a}$, con lo que:

$$\begin{aligned} k_{eq} \frac{\frac{a}{k_2} + \frac{b^2}{ak_1}}{\frac{a+b}{W_2}} &= \left(\frac{b}{a} + 1\right)W_2 \Leftrightarrow k_{eq} \frac{\frac{a}{k_2} + \frac{b^2}{ak_1}}{a+b} = \frac{a+b}{a} \Leftrightarrow k_{eq} \left(\frac{a}{k_2} + \frac{b^2}{ak_1}\right) = \frac{(a+b)^2}{a} \\ &\Leftrightarrow k_{eq} \left(\frac{a^2}{k_2} + \frac{b^2}{k_1}\right) = (a+b)^2 \Leftrightarrow k_{eq} = \frac{(a+b)^2}{\left(\frac{a^2}{k_2} + \frac{b^2}{k_1}\right)} \end{aligned}$$

Si la distancia de ambos aisladores al c.d.g. es la misma ($a = b$) y se utiliza el mismo aislador en ambos lugares ($k_1 = k_2$), de acuerdo con la Ecuación 1.1 y 1.2, $k = 2k_1$ y $W_1 = W_2 = \frac{1}{2}W$.

La deflexión estática de cada aislador δ_{st} se obtiene dividiendo la carga estática sobre el aislador entre la constante de muelle particular (p. ej., para k_1 , $\delta_{st} = W_1/k_1$).

De la misma manera, la deflexión estática del sistema (en el c.d.g.) se halla dividiendo el peso total entre la constante de muelle del sistema.

$$\delta_{st} = \frac{W}{k}$$

Ecuación 1. 4

Cuando el espaciamiento de los aisladores es simétrico con respecto al c.d.g. y se utiliza el mismo aislador en todos los puntos de apoyo, la deflexión estática es la misma en todos los aisladores.

Los problemas de los ejemplos que se presentan más adelante, se basan en el uso de aisladores en paralelo.

Aisladores en serie

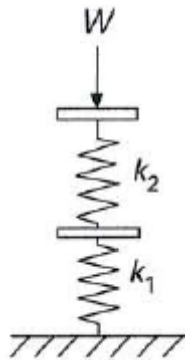


Figura I. 6

Cuando dos aisladores se combinan en serie, como muestra la figura, la constante de muelle del sistema viene dada por

$$k = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2}} = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2}$$

Ecuación 1. 5

En efecto, una característica del sistema de aisladores de la Figura I.6 es que, aplicando un análisis de cuerpo libre para cada uno de los resortes se deduce que, la fuerza aplicada a cada uno de ellos es igual.

Suponiendo un sistema compuesto por n aisladores en serie sobre el que actúa una fuerza común W, la deformación de cada uno de los aisladores vendrá dada por:

$$\delta_1 = \frac{W}{k_1}, \delta_2 = \frac{W}{k_2}, \dots, \delta_n = \frac{W}{k_n}$$

Ecuación 1.5a

La deformación total que sufre el sistema es la suma de las deformaciones:

$$\delta_T = \sum_{i=1}^n \delta_i = \sum_{i=1}^n \frac{W}{k_i} = \frac{W}{k_1} + \frac{W}{k_2} + \dots + \frac{W}{k_n}$$

Ecuación 1.5b

Puesto que la fuerza que actúa sobre el sistema en serie es W , se tiene que la constante del aislador equivalente está dada por:

$$k_e = \frac{W}{\delta_T} = \frac{W}{W \left[\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n} \right]} = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i}}$$

Ecuación 1.5c

SELECCIÓN DEL AISLADOR

Los problemas simples de impacto y vibración que implican movimientos de traslación pueden clasificarse en dos categorías:

1. **Excitación de fuerza:** Una perturbación por impacto o vibración se origina en el equipo soportado. Los aisladores que sujetan el equipo reducen la fuerza de transmisión a la estructura de apoyo, protegiendo así esta estructura o base, por ejemplo, al reducir la transmisión de la vibración de una máquina a las estructuras adyacentes.
2. **Excitación de movimiento (velocidad):** El impacto y la vibración se transmiten a través de la estructura de apoyo al equipo, lo cual hace que se mueva. El movimiento y la fuerza transmitidos se reducen montando el equipo sobre aisladores, por ejemplo, para proteger los cuadros de control.

Los siguientes ejemplos presentan instalaciones específicas correspondientes a cada una de las categorías anteriores. En ellos se muestra cómo hay que seleccionar los aisladores para algunos problemas simples de impacto y vibración, pero los pasos seguidos son sencillos y pueden extenderse a otras muchas situaciones. De una manera simplificada, se hacen los siguientes supuestos en la solución de estos problemas:

1. El efecto del amortiguamiento es insignificante. Un supuesto válido para muchas instalaciones de aisladores.
2. Todos los modos de vibración están desacoplados (véase Figura I.4).

- Las constantes de muelle estáticas y dinámicas de los aisladores son iguales, lo que es válido para elastómeros de módulo bajo con poco amortiguamiento.

La Tabla I.1 incluye varias ecuaciones básicas utilizadas en la selección de aisladores.

Ejemplo 1. Aislamiento de la fuerza vibratoria

Problema. Un conjunto de motor eléctrico y bomba, montado rígidamente sobre una base común, transmite vibración a otros componentes del sistema hidráulico. El peso del conjunto y la base es de 63 kg. En las esquinas de la base rectangular están colocados cuatro aisladores. El centro de gravedad está localizado en el centro de plano horizontal más cercano a la base. La frecuencia vibratoria más baja de la excitación es de 1800 rpm y es el resultado de un desequilibrio rotacional. También hay frecuencias superiores debido a fuerzas magnéticas y a la bomba. La excitación se produce tanto en dirección horizontal como en vertical.

Objetivo. Reducir la vibración transmitida a la estructura de apoyo y otros componentes del sistema. Por lo general, es posible obtener una eficacia de aislamiento de la vibración del 70 al 90 por 100. Aquí se elige el valor del 80%.

Solución

- Se halla en primer lugar la transmisibilidad T que corresponde al aislamiento de vibración requerido I del 80% ($I = 0,8$) a partir de

$$I + T = 1$$

Ecuación 1. 4

Luego, $T = 0,2$.

- Se determina entonces el valor más bajo de la frecuencia de excitación en Herzios: $f = (1800 \text{ rev/min}) / (60 \text{ s/min}) = 30 \text{ Hz}$. Se utiliza la frecuencia inferior de excitación ya que es la peor condición posible. Si se logra un aislamiento alto a esta frecuencia, el aislamiento será incluso mejor a frecuencias superiores.
- A continuación, se halla la frecuencia natural f_n que necesita el sistema aislado para aportar una transmisibilidad de T para una frecuencia de excitación f . La siguiente Ecuación asume una amortiguación cero:

$$T = \frac{1}{\left(\frac{f}{f_n}\right)^2 - 1}$$

Ecuación 1. 5

Utilizando $T = 0,2$ y $f = 30 \text{ Hz}$, se obtiene $f_n = 12,2 \text{ Hz}$.

- Ahora se determina la deflexión estática, δ_{st} , precisa para una frecuencia natural f_n :

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta_{st}}}$$

Ecuación 1. 6

Se obtiene un valor de $\delta_{st} = 1,67$ mm para $f_n = 12,2$ Hz. Los mismos resultados pueden obtenerse utilizando el gráfico de eficacia del aislamiento de la Figura I.7. Para ello, se halla el punto en que la línea horizontal para $f = 30$ Hz corta la línea diagonal del 80% de aislamiento (reducción en vibración). A partir del punto de intersección, se proyecta una línea vertical para leer los valores de $\delta_{st} = 1,67$ mm y $f_n = 12,2$ Hz.

5. Se calcula entonces la constante de muelle total k requerida para obtener una frecuencia natural f_n a partir de la Ecuación:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{kg}{W}}$$

Ecuación 1. 7

obteniéndose un valor de $k = 371,3$ N/mm.

6. Aquí hay un aislador en cada esquina, de manera que $n = 4$, dando lugar a un valor de $k_i = 92,8$ N/mm, de acuerdo con

$$k_i = \frac{k}{n}$$

Ecuación 1. 8

7. Ahora se calcula el peso estático (carga sobre el aislador). Dado que el centro de gravedad de la masa soportada está localizado en el centro del plano horizontal, el peso se divide por igual entre todos los aisladores. El peso soportado por cada uno se determina a partir de:

$$W_i = \frac{W}{n}$$

Ecuación 1. 15

Donde $W = 63$ kg y $n = 4$, de manera que $W_i = 15,8$ kg.

8. Se elige un aislador que posea una constante de muelle de 92,8 N/mm y una capacidad de soporte de peso estático de al menos 15,8 kg. Se intenta elegir un aislador que esté disponible en almacén. Se utiliza un catálogo publicado por un fabricante o distribuidor de aisladores. En este caso, se recomienda dar un aislador normalizado en forma de plato con enganches, ya que es fácil de conseguir, relativamente barato y fácil de instalar. La rigidez en la dirección horizontal es algo mayor, pero aún así se conseguirá un aislamiento adecuado. La Figura I.3k muestra un aislador de este tipo. Hay que instalarlo de manera que el eje del tornillo central esté en la vertical. Se utiliza una arandela de amortiguación de acero en cada extremo del tubo central: (1) para

conseguir un aislador a prueba de fallos y (2) para eliminar la deflexión vertical producida por la sobrecarga de impacto.

Se necesita → Si se quiere	Rigidez estática, k_{st}	Rigidez dinámica, * k	Relación entre la frecuencia de excitación y la	Porcentaje de amortiguación crítica, ** (en tanto por	Transmisibilidad ad, T	Carga estática, peso W ó masa m	Fuerza aplicada, F_0	Úsense estas ecuaciones para muelles lineales
Deflexión estática δ_s	X					X		$\delta_{st} = \frac{W}{k_{st}} = \frac{mg}{k_{st}}$
Desplazamiento dinámico, x		X	X	X			X	$ x = \frac{F_0/k}{\sqrt{[1-(f/f_n)^2]^2 + (2\zeta f/f_n)^2}}$
Fuerza transmitida, F_T					X		X	$F_T = TF_0$
Frecuencia natural, f_n		X				X		$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{m} \sqrt{\frac{kg}{W}}$
Transmisibilidad a resonancia para aisladores viscosos amortiguados				X				$T_{max} = \frac{1}{2\zeta}$

* La rigidez dinámica de los elastómeros, empleando caucho natural como ejemplo, varía desde aproximadamente 1,1 veces el valor estático (para material blando) hasta aproximadamente 3 veces el valor estático (para material de rango medio). La relación entre la rigidez estática y dinámica depende del tipo de elastómero, el módulo, la frecuencia, el nivel de tensión dinámica, y la temperatura ambiental. El fabricante del aislador puede aportar datos específicos sobre el rendimiento bajo condiciones de vibración.

** El porcentaje de amortiguación crítica para elastómeros ampliamente utilizados varía desde aproximadamente 0,05 (para caucho natural) hasta aproximadamente 0,20 (para materiales muy amortiguados).

Tabla I

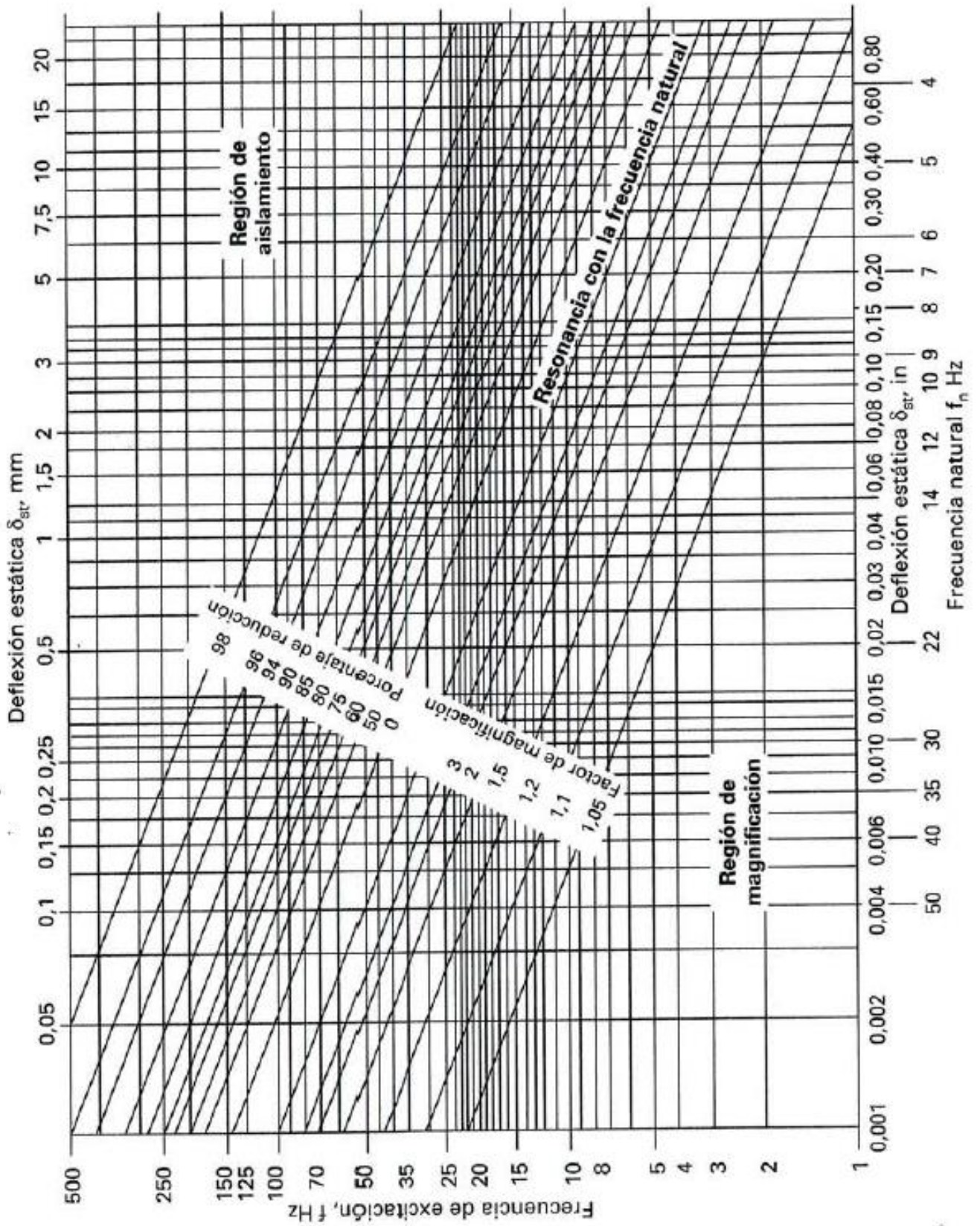


Figura 1. 7

Ejemplo 2. Aislamiento del movimiento vibratorio

Problema. Un aparato electrónico que pesa 10,8 kg se monta sobre una máquina. La máquina vibra con una amplitud de desplazamiento de 0,51 a 0,76 mm en las direcciones vertical y horizontal, en un rango de frecuencia entre 20 y 40 Hz. Hay que montar este aparato sobre cuatro aisladores (uno en cada esquina de la base). El c.d.g. del sistema aislado está localizado en el centro del plano horizontal.

Objetivo. Aislar al aparato electrónico del movimiento de la máquina mediante el apoyo del aparato sobre aisladores. Se requiere un aislamiento de la vibración del 85%.

Solución. Aunque este sistema es excitado por el movimiento, los pasos necesarios para lograr un aislamiento de la vibración son los mismos que en el caso de excitación mediante fuerza del ejemplo anterior. Aquí se emplean las mismas ecuaciones.

1. Se halla primeramente la transmisibilidad T correspondiente al 85% de aislamiento:

$$I + T = 1 \rightarrow T = 0,15$$

2. Se determina la frecuencia natural necesaria para obtener una transmisibilidad del 15%:
 $f = 20\text{Hz} \rightarrow f_n = 7,2\text{Hz}$.
3. Ahora se determina la deflexión estática precisa para dicha frecuencia natural. Esto da un valor de $\delta_{st} = 4,8$ mm.
4. A continuación, se halla la constante de muelle total k requerida para la frecuencia natural de 7,2 Hz. Puede calcularse a partir de la expresión $k = W/\delta_{st}$. Para $W = 10,8$ kg y $\delta_{st} = 4,8$ mm, $k = 22,1$ N/mm.
5. Se determina la constante de muelle k_i para cada uno de los cuatro aisladores (actuando en paralelo). Dado que el centro de gravedad está localizado centralmente con respecto a los aisladores, $k_i = k/4$ o aproximadamente 5,6 N/mm.
6. Se elige en un catálogo un aislador que posea una constante de muelle de 5,6 N/mm. Hay que buscar uno que pueda soportar una carga estática de al menos 2,7 kg. Aquí, por las razones expuestas en el ejemplo anterior, un aislador en forma de plato es la elección adecuada. No obstante, en este caso, se elige un aislador de baja frecuencia parecido a la Figura I.3k, pero que posea un contorno especial elastomérico para conseguir una constante de muelle más baja.

Ejemplo 3. Protección contra impactos

Problema. Hay que aislar una máquina comercial de manera que no sufra daños durante el traslado normal. La unidad puede soportar un valor 25g de impacto sin sufrir daños. El peso suspendido de 56,2 kg ha de ser distribuido por igual sobre cuatro aisladores. Las perturbaciones esperadas son habituales en el manejo del transporte, sin que se permita un daño superior a una caída plana sobre la base desde una altura de 762 mm. Las perturbaciones vibratorias máximas suelen estar en un rango de 2 a 7 Hz.

Objetivo. Limitar la aceleración sobre la máquina a 25g, utilizando la caída de 762 mm como simulación de las peores condiciones posibles esperadas. Se desea una frecuencia natural entre 7 y 10 Hz para evitar el rango de frecuencias de vibración máximas y seguir aportando una buena protección contra el impacto.

Solución

1. Primero, se determina la deflexión dinámica δ_d (desplazamiento) de la máquina precisa para limitar la aceleración \ddot{x}_F (expresada en g_s), cuando el objeto cae desde una altura h , utilizando

$$\delta_{sd} = \frac{2h}{\ddot{x}_F}$$

Donde $\ddot{x}_F = \text{factor de fragilidad}$ [máximo valor permisible de n_g]. Aquí, $\ddot{x}_F = 25$ y $h = 762\text{mm}$, así $\delta_d = 61\text{mm}$.

2. Se determina entonces la frecuencia natural dinámica precisa para dar como resultado una deflexión dinámica δ_d , a partir de una variación de la Ecuación (27.4b):

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k\ddot{x}_F g}{W}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\ddot{x}_F g}{\delta_d}}$$

Utilizando $\ddot{x}_F = 25$ y $W = 56,2\text{kg}$, se obtiene $f_n = 10\text{Hz}$, dentro del objetivo de rango para la frecuencia natural.

3. Se calcula la constante de muelle *dinámica* k del sistema necesaria para lograr una deflexión dinámica δ_d , a partir de

$$k = \frac{\text{fuerza}}{\text{deflexión}} = \frac{\ddot{x}_F W}{\delta_d}$$

Obteniéndose una $k = 228\text{N/mm}$ para el sistema.

4. A continuación, se determina la constante de muelle *estática* del sistema. Aquí se asume el uso de caucho natural, luego la constante estática de muelle k_{st} es aproximadamente igual a la constante dinámica de muelle k , 228 N/mm.
5. Se calcula la constante estática de muelle k_i de los n aisladores (actuando en paralelo), a partir de la Ecuación 1.12.

$$k_i = \frac{k}{n}$$

Aquí, $n = 4$, obteniéndose un valor de $k_i \approx 56,9\text{ N/mm}$.

6. Dado que el peso total se distribuye por igual entre los aisladores, la carga estática de cada uno de ellos se calcula a partir de la Ecuación 1.13.

$$W_i = \frac{W}{n}$$

Esto da un valor de $W_i \approx 14kg$.

7. Los aisladores de tipo sándwich suelen emplearse para proteger los objetos frágiles durante su traslado. El montaje típico consiste en dos superficies planas, con sujeciones enroscadas, ancladas a ambos lados de un tablero elastomérico. Hay que determinar el grosor mínimo del elastómero (entre las placas) necesario para mantener la tensión dinámica dentro de un nivel aceptable. Para el caucho natural se emplea la siguiente regla empírica:

$$t_{min} = \frac{\delta_d}{1,5}$$

Para $\delta_d = 61mm$, el grosor mínimo del elastómero es $t_{min} = 40,6mm$.

8. Ahora se elige un aislador tipo sándwich para esta aplicación. Un ejemplo se muestra en la Figura 1.31. La configuración en sándwich permite suficiente deflexión en dos direcciones (cizallamiento) como para absorber fuertes cargas de impacto. El coste de instalación es bajo. Los aisladores tipo sándwich están disponibles en una amplia variedad de tamaños, constantes de muelle y elastómeros. Se elige, en un catálogo, unos que posea la capacidad para soportar una carga estática en cizallamiento de 14 kg, que tenga un elastómero con un grosor mínimo de 40,6 mm y una constante de muelle en cizallamiento de 56,9 N/mm.
9. Al diseñar o elegir el contenedor, hay que considerar algunos criterios. Los cuatro aisladores deben colocarse equidistantes del centro de gravedad en el plano horizontal, orientados para actuar en cizallamiento en las direcciones vertical y longitudinal. Los aisladores deben estar conectados por un extremo a la jaula que contiene la máquina, y por el otro, al contenedor de embarque. Tiene que haber suficiente espacio entre la unidad montada y el contenedor como para impedir el contacto de la base en caso de impacto. Una norma adecuada es permitir un espacio igual a $1,4\delta_d$. En este ejemplo, el espacio de movimiento es como mínimo 86,4 mm.

Ejemplo 4. Aislamiento combinado contra la sacudida y la vibración

Problema. Un compresor de aire portátil, activado mediante un motor, con un peso total de 1126 kg, hace ruido al funcionar. Es preciso un sistema de aislamiento para aislar las perturbaciones del motor y proteger la unidad de la excitación por impacto en carretera. El motor y el compresor están montados sobre una base común que está soportada por cuatro aisladores. El peso no está distribuido por igual. En el extremo del motor, la carga estática es de 338 kg por aislador; en el extremo del compresor, la carga estática es 225 kg por aislador. La frecuencia más baja de la perturbación se da a la velocidad del motor. La velocidad en vacío es 1400 rpm y la velocidad de funcionamiento es 1800 rpm. Se espera que la unidad esté sometida a cargas de impacto, debido a la torsión del marco del vehículo cuando se transporta por carreteras duras.

Objetivo. Controlar la fuerza de excitación de la vibración y aportar un aislamiento secundario contra el impacto. Hay que lograr un término medio. El sistema de aislamiento ha de tener rigidez suficientemente baja como para aislar la alteración en vacío del motor, pero suficientemente alta como para limitar el movimiento del impacto. Por lo general resulta

adecuado un sistema con una frecuencia natural entre 12 y 20 Hz en la dirección vertical. (Nota: Los neumáticos y la suspensión básica del vehículo aportarán la protección fundamental contra los impactos.)

Solución

1. En primer lugar se asume que la frecuencia natural del sistema en la dirección vertical es 12 Hz.
2. A continuación, las velocidades del motor en Herzios para utilizarlas en los cálculos, obteniendo las frecuencias de las fuerzas f de 23,33 Hz a velocidad en vacío y 30 Hz a velocidad en funcionamiento.
3. Luego se calcula la transmisibilidad T para $f_n = 12\text{Hz}$, a partir de la Ecuación 1.9. A velocidad en vacío, utilizando $f = 23,3\text{ Hz}$, se obtiene $T = 0,36$. A velocidad de funcionamiento, utilizando $f = 30\text{ Hz}$, se obtiene $T = 0,19$.

Utilizando la Ecuación 1.8 se obtiene un aislamiento de la vibración T de 0,64 a velocidad en vacío y 0,81 en funcionamiento normal. Para ambas condiciones, el rendimiento con una frecuencia natural de 12 Hz es satisfactorio.

4. Ahora se determina la deflexión precisa δ_{st} para obtener una frecuencia natural f_n , a partir de la Ecuación 1.10. Para $f_n = 12\text{Hz}$, esto da $\delta_{st} = 1,73\text{mm}$.
5. Se selecciona un aislador anclado en el centro (atornillado en el centro) para ambos extremos de la unidad. Este tipo (Figura 29.3h) es sencillo y fuerte y aporta protección contra las cargas de impacto que se esperan en este caso. Debe instalarse de manera que el eje del tornillo esté vertical y es peso estático descansa sobre la parte ancha del disco. Una vez instalado, este aislador aporta amortiguamiento contra cargas de impacto hacia arriba (rebote), así como contra cargas hacia abajo. El sistema de aislamiento es a prueba de fallos y no es caro. Cada uno de los dos aisladores en el extremo del motor ha de tener una capacidad de carga estática de al menos 338 kg. Cada uno de los dos aisladores en el extremo del compresor ha de ser capaz de soportar al menos 225 kg de carga estática. Para todos los aisladores, la deflexión estática ha de ser próxima a 1,73 mm para obtener la frecuencia natural deseada de 12 Hz.

Ejemplo 5. Control de ruido

Problema. Una unidad de impresora de impacto mecánico en una consola de entrada-salida es una fuente de ruido transmitido por la estructura en un rango de frecuencias de 50 a 1000 Hz. El ruido se genera por las fuerzas de impacto del proceso de impresión. La unidad pesa 90 Kg. La base de la unidad está diseñada para acomodar cuatro aisladores en el plano horizontal. El centro de gravedad está localizado centralmente, cerca de la base.

Objetivo. Se desea el mejor sistema de aislamiento posible para una reducción máxima del ruido, dependiendo del espacio disponible para los aisladores y el movimiento del equipo. Se pretende conseguir un aislamiento mínimo del 98% (a la frecuencia de excitación más baja).

Solución

1. Se determina la deflexión estática del sistema necesaria para lograr un aislamiento de la vibración del 98% ($I = 0,98$) a una frecuencia $f = 50 \text{ Hz}$. El gráfico de eficacia de aislamiento, Figura I.7, muestra que es precisa la deflexión estática δ_{st} de 5,1 mm. Dado que los cuatro aisladores actúan en paralelo, la deflexión estática de cada aislador es la misma que la del sistema.
2. Se calcula entonces la carga estática sobre cada aislador, a partir de la Ecuación (29.13). Para $W = 90 \text{ kg}$ y $n = 4$, $W_i = 22,5 \text{ kg}$.
3. Ahora se elige un aislador capaz de soportar una carga estática mínima de 22,5 kg, con una deflexión estática mínima de 5,1 mm. Para ajustarse al espacio disponible, se puede probar con un aislador pequeño de tipo canal (Figura I.3m). Este tipo de aislador tiene una elevada capacidad de carga y una constante de muelle vertical baja (en cizallamiento). También es fácil de instalar e incluye una protección contra el contacto del metal a metal bajo la carga de impacto.
4. Un catálogo de fabricante muestra un aislador con una carga estimada de 22,5 kg y una deflexión estática de 6,3 mm para esta carga.
5. Se determina la frecuencia natural a partir de la Ecuación 1.10 para el aislador que muestra el catálogo. Para $\delta_{st} = 6,3 \text{ mm}$, se obtiene $f_n = 6,3 \text{ Hz}$.
6. Se calcula entonces la transmisibilidad, a partir de la Ecuación 1.9. Para $f = 50 \text{ Hz}$ y $f_n = 6,3 \text{ Hz}$, la T resultante es 0,016. Utilizando este valor de T en la Ecuación 1.8 se obtiene un aislamiento por encima del 98%, lo cual supera el objetivo de rendimiento.

Ejemplo 6. Aislamiento de la fuerza vibratoria en un conjunto diésel-alternador.

Problema. Un conjunto de motor eléctrico y alternador, montado rígidamente sobre una base común, transmite vibración a otros componentes del sistema. El peso del conjunto y la base es de 26000 kg. Abajo se muestran los pesos parciales y las dimensiones del conjunto. La frecuencia vibratoria más baja de la excitación es de 1000 rpm y es el resultado de un desequilibrio rotacional.

Objetivo. Reducir la vibración transmitida a la estructura de apoyo y otros componentes del sistema, con una transmisibilidad inferior al 5%.

Solución

1. Calculamos las reacciones planteando el equilibrio estático:

$$\sum F = 0 \Leftrightarrow R_A + R_B + W = 0 \Leftrightarrow R_A = W - R_B$$

$$\sum M = 0 \Leftrightarrow 1,9W_B + 3,0W_M - 3,0R_B = 0 \Leftrightarrow R_B = \frac{1,9W_B + 3,0W_M}{3,0}$$

Sustituyendo nos queda que $R_B = \frac{1,9 \cdot 1500 + 3,0 \cdot 16500}{3,0} = 17450 \text{ kg}$ y $R_A = 26000 - 17450 = 8550 \text{ kg}$.

Como las reacciones están en una proporción 2 a 1, para soportes iguales, será necesario doblar el número de soportes en la zona del motor con respecto al alternador.

2. Puesto que la totalidad de los soportes se distribuirá simétricamente con respecto al plano longitudinal del conjunto, vamos a hacer cálculos para una banda y finalmente duplicaremos el número de soportes. Entonces las reacciones a cada banda son:

$$\bar{R}_A = \frac{R_A}{2} = \frac{8550}{2} = 4275 \text{ kg}$$

$$\bar{R}_B = \frac{R_B}{2} = \frac{17450}{2} = 8725 \text{ kg}$$

3. A continuación repartimos las fuerzas (esta decisión es completamente subjetiva): la reacción en A se reparte en dos fuerzas equidistantes respecto de la línea de acción del peso del alternador. La reacción en B se repartirá en cuatro fuerzas equidistantes dos a dos respecto de la línea de acción del peso del motor. Así la fuerza en cada soporte será:

$$\frac{\bar{R}_A}{n_A} = \frac{8550}{2} = 4275,50 \text{ kg}$$

$$\frac{\bar{R}_B}{n_B} = \frac{8725}{4} = 2181,25 \text{ kg}$$

La diferencia de carga por soporte es:

$$\frac{R_B - R_A}{R_B} = \frac{2181,25 - 2137,5}{2181,25} = 0,02 = 2\% < 5\%$$

4. Una vez comprobado que se cumple la condición de diferencia de cargas pasamos al cálculo de las características del soporte único.

La frecuencia de excitación, que es la de giro del conjunto motor-alternador es $n = 1000 \text{ rpm}$. Entonces:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{1000}{60} = 104,72 \text{ rad/s}$$

La condición de transmisibilidad es $Tr < 8\%$. Por tanto:

$$Tr = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \Leftrightarrow \omega_n^2 = \frac{Tr \cdot \omega^2}{Tr - 1}$$

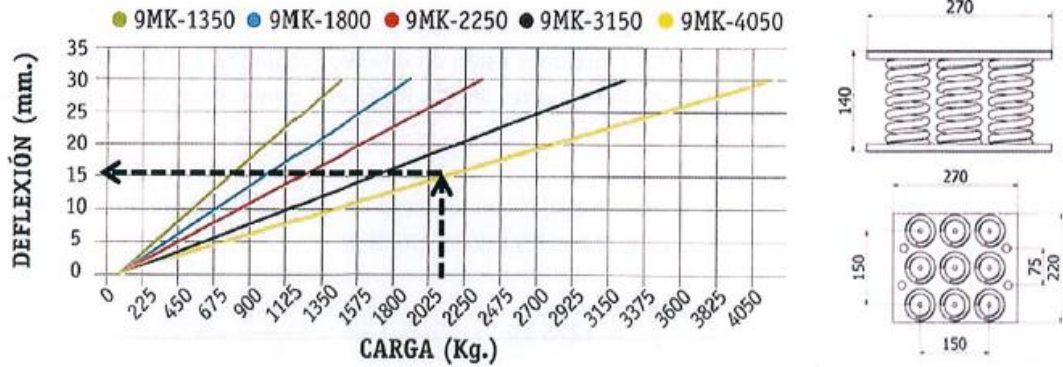
Si la transmisibilidad se pone positiva entonces

$$\omega_n^2 = \frac{Tr \cdot \omega^2}{1 + Tr} = \frac{0,08 \cdot 104,72^2}{1 + 0,08} = 812,31 \text{ (rad/s)}^2$$

Luego la deflexión estática será:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g}{\delta_{st}}} \Leftrightarrow \delta_{st} = \frac{g}{\omega_n^2} \Rightarrow \delta_{st} = \frac{9,81}{812,31} = 0,012 \text{ m}$$

5. Buscando en la gráfica un soporte que admita una carga de aproximadamente 2150 kg y una deflexión estática de 12 mm,



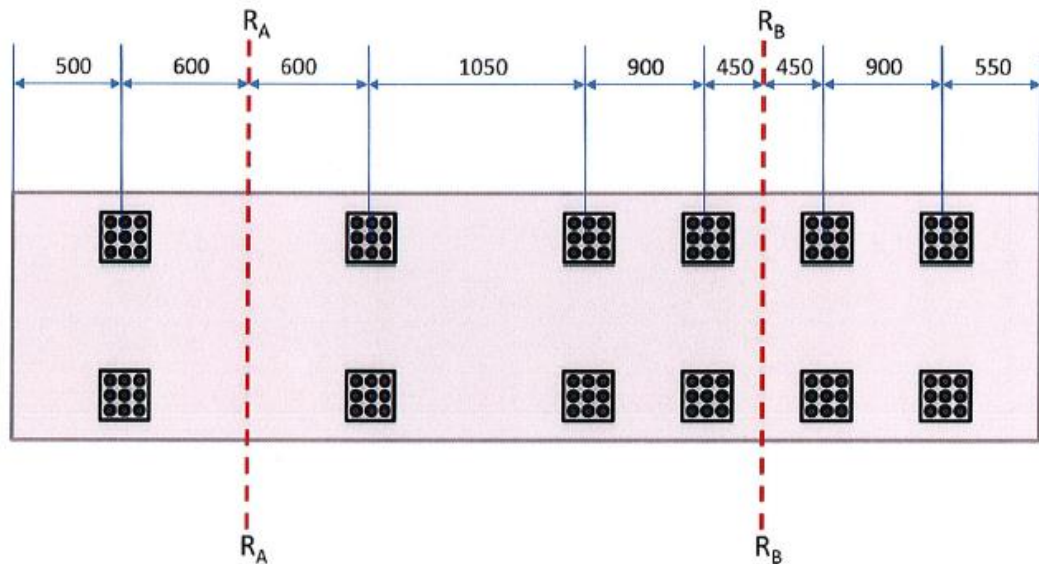
Se selecciona el soporte 9MK-4050. Como la carga máxima del soporte tiene que ser un 30% inferior a 4050 kg (donde el material del muelle entra en la zona de fluencia), la carga límite que puede recaer sobre el soporte para absorber posibles sobrecargas es el 70% de 4050 kg, es decir, 2835 kg. Luego no existe ningún problema ya que sobre los soportes seleccionados recaen 2137,50 kg y 2181,25 kg.

6. Como la deflexión obtenida es de 15 mm, es necesario recalculer la transmisibilidad:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g}{\delta_{st}}} \Rightarrow \omega_n = \sqrt{\frac{9,81}{0,015}} = 25,57 \text{ rad/s}$$

$$Tr = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}} \Rightarrow Tr = \frac{1}{1 - \frac{104,72^2}{25,57^2}} = -0,063$$

Como la transmisibilidad sigue siendo inferior al 8%, los soportes seleccionados cumplen las condiciones impuestas. Por tanto, hay que poner 6 soportes a cada banda dispuestos, por ejemplo, de la siguiente manera:



COMPROBACIÓN DE LA INSTALACIÓN DE AISLAMIENTO

Generalmente, son dos las causas básicas del rendimiento insatisfactorio de un sistema de aislamiento: (1) se ha seleccionado el aislador inadecuadamente o no se ha tenido en cuenta algún parámetro importante del sistema y (2) el aislador no ha sido instalado correctamente. Los siguientes criterios pueden ayudar a evitar problemas que, en caso contrario, producirían un mal rendimiento.

1. No se debe sobrecargar el aislador.
 - a. Si se ha empleado un muelle en espiral, las espirales adyacentes no deben entrar en contacto, ni estar muy próximas. Ha de existir un espacio adecuado entre espirales para carga estática normal, sin posibilidad de tocar la base bajo carga máxima.
 - b. Si se ha utilizado un aislador elastomérico de tipo compresión, no debe haber evidencia de deformación excesiva. Como directriz, la tensión de compresión (relación entre la deflexión y el grosor original del caucho) con carga estática no debe superar un valor de 0,15. La sobrecarga puede acortar la vida del aislador y afecta a su rendimiento. Dado que un elemento elastomérico cargado en compresión posee una constante de muelle no lineal, la sobrecarga provoca que la constante dinámica efectiva de muelle sea más alta de lo deseado. Esto eleva la frecuencia natural del sistema y reduce la eficacia del aislamiento.
 - c. Si se utiliza un aislador elastomérico de tipo cizallamiento, la relación de tensión estática de corte no debe superar un valor de 0,30. La unidad suspendida no debe tocar el suelo bajo condiciones de impacto. De ser así, es necesario más espacio o más amortiguadores de compresión, con el fin de reducir la carga máxima de impacto sobre la unidad.
2. Los aisladores y el equipamiento aislado han de poder moverse libremente bajo excitación de impacto y vibración.
 - a. Ninguna parte del sistema de aislamiento ha de estar anulada por una conexión directa en lugar de tener un apoyo flexible.
 - b. Hay que instalar conductos flexibles, donde sea preciso, en máquinas vibratorias. Los conductos y tuberías no deben anular o limitar el funcionamiento del sistema de aislamiento.
 - c. El equipamiento vibratorio no debe entrar en contacto con el equipamiento adyacente o con los elementos estructurales. Hay que dejar espacio para evitar el contacto.
 - d. No debe haber contactos de metal a metal entre los componentes móviles desconectados dentro del aislador. El uso de un elemento elastomérico puede resultar beneficioso en este caso, si no puede dejar el espacio adecuado.
 - e. Si se ha instalado un tablero elastomérico debajo de la máquina, el tablero flexible no debe anularse al atornillar fuertemente la máquina a su base. Este problema puede remediarse diseñando una conexión flexible en los puntos de conexión.
 - f. Si se utilizan varillas para limitar el desplazamiento, las tuercas de freno han de aflojarse para permitir que el muelle funcione como se desea.
 - g. Si el aislador tiene un tornillo de ajuste, éste no debe tocar ningún objeto sólido que impida que el aislador se mueva libremente.

- h. En una zona de construcción, hay que retirar todos los desechos, como escombros de hormigón o piezas de madera, de debajo de los marcos de acero o bloques de inercia que soportan el equipamiento de vibración. Estas obstrucciones pueden dañar seriamente al sistema de aislamiento.
- 3. Los aisladores deben estar colocados adecuadamente. Hay que seguir exactamente la especificación con respecto a la orientación de los aisladores.
 - a. La carga sobre el aislador debe estar a lo largo del eje designado para soportarla. No se debe distorsionar el aislador. Salvo que posea una capacidad de desalineación de origen, la falta de alineación puede afectar al rendimiento y acortar la vida del aislador.
 - b. No hay que instalar el aislador al revés si el diseño hace que esto sea importante. Una abrazadera de tubería es un ejemplo, algunos de estos ensamblajes están diseñados para ser instalados con un extremo determinado hacia arriba. Si este tipo de abrazadera se instala al revés, su rendimiento puede verse afectado.
- 4. Si se utiliza un montaje elastomérico, hay que dejar espacio para que ningún objeto sólido corte el elastómero. No debe existir separación del nexo entre las partes de elastómero y de metal en el aislador. Los cortes y desgarros en la superficie del elastómero pueden propagarse durante el funcionamiento y destruir el elemento muelle. Si hay superficies ligadas en el aislador, una separación en el nexo también produciría problemas; el crecimiento de la separación puede afectar al rendimiento del aislador y, en último término, producir el fallo.

La deflexión estática de todos los aisladores debe ser aproximadamente igual. No debe existir una distribución inadecuada del peso. La inclinación excesiva del equipamiento montado puede afectar a su rendimiento. Por razones económicas y sencillez de instalación, es deseable utilizar el mismo aislador en todos los puntos del sistema. En este caso, no suele haber problemas si los distintos aisladores poseen deflexiones estáticas ligeramente distintas. Sin embargo, si uno o varios aisladores exhiben una deflexión excesiva, serán precisas medidas correctoras. Si el espaciamiento entre los aisladores se ha determinado inadecuadamente, puede bastar una corrección de las distancias para igualar la carga. Si esto no puede llevarse a cabo, puede usarse un aislador que tenga una constante de muelle más alta en los puntos que soportan la carga estática más alta. Con ello, la deflexión tenderá a igualarse.

CAPÍTULO II. ANÁLISIS DE LA VIBRACIÓN EN BUQUES

GENERALIDADES

INTRODUCCIÓN

Con el incremento en el tamaño y velocidad en los buques, los fenómenos de vibración a bordo se han convertido en objeto de estudio durante el diseño y construcción del buque. El exceso de vibración debe evitarse para conseguir el confort de los pasajeros y la habitabilidad de la tripulación. Además de los efectos indeseables sobre las personas, el exceso de vibración puede dar lugar al fallo por fatiga de elementos de la estructura local o al malfuncionamiento de la maquinaria y equipo.

Dentro de este capítulo se van a desarrollar los siguientes puntos:

- Diseño conceptual.
- Análisis de la vibración.
- Medida de la vibración.
- Criterios de aceptación.

El procedimiento global para evaluar la vibración se presenta en la Figura II.1.

DISEÑO CONCEPTUAL

El diseño conceptual es la fase en la que deben comenzar las consideraciones para evitar la vibración. Está claro que si los problemas de vibración, repetidamente identificados experimentalmente como los más importantes, se consideran en la primera etapa de diseño, se pueden evitar problemas posteriores, incluidos grandes extra-costes derivados de las correcciones.

El objetivo es planificar la vibración en etapas tempranas del diseño conceptual, en la que no ha habido desarrollo de detalle. Si, en la medida de lo posible, se puede desarrollar el diseño conceptual con herramientas sencillas y reglas nemotécnicas, se evitarán mayores problemas de vibración. Los mayores problemas potenciales pueden aparecer a menudo en la definición del diseño preliminar. El simple hecho de identificar y considerar dichos problemas en términos de mínima tecnología en la etapa conceptual se considera muy importante para que el diseño resulte exitoso.

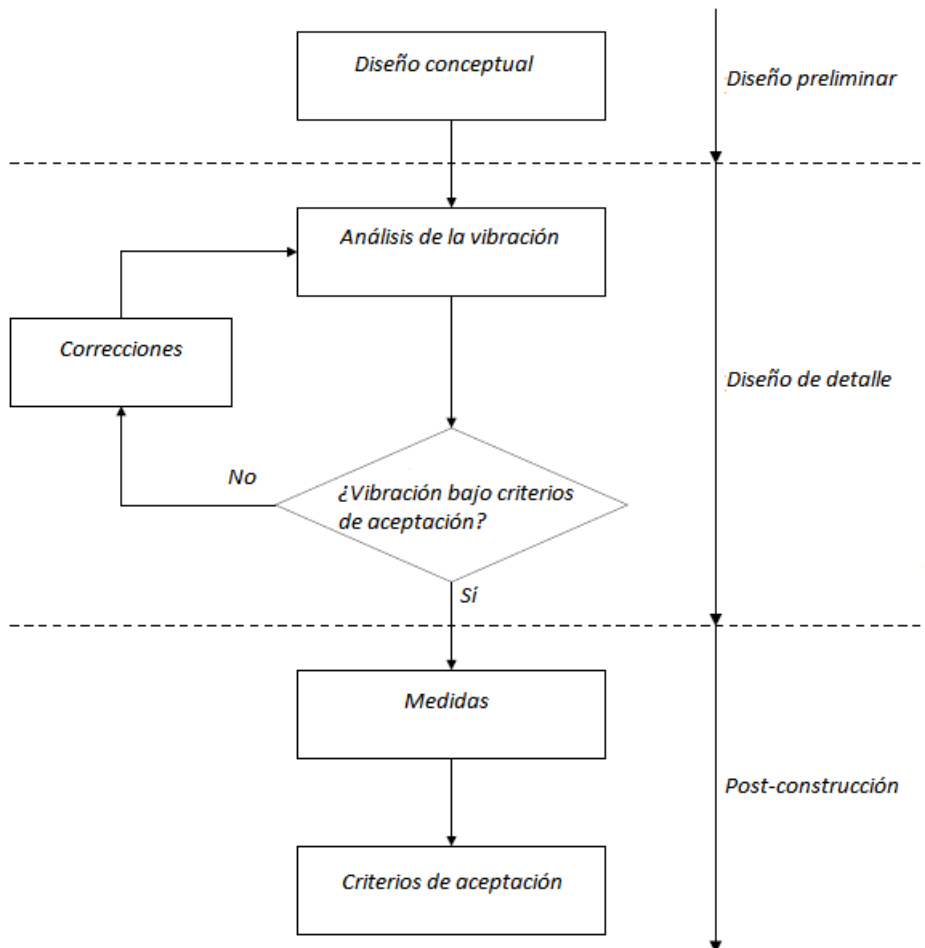


Figura II. 1 - Procedimiento global para la evaluación de la vibración del buque

Consideraciones sobre el diseño

Los cuatro elementos de importancia en la vibración de buques son:

- Excitación
- Rigidez
- Ratio de frecuencias
- Amortiguamiento

Se observa que cualquiera de las siguientes medidas contribuye a reducir la vibración:

Reducir la amplitud de la fuerza de excitación, F. En la vibración del buque inducida por la hélice, la excitación puede ser reducida modificando la hidrodinámica transitoria de la hélice. Esto puede que implique cambios en las formas y huelgos del casco para reducir la no uniformidad de la estela entrante o puede implicar cambios geométricos en la propia hélice.

Aumentar la rigidez, K. La rigidez se define como la fuerza por deflexión unitaria. En general, es preferible aumentar este parámetro en lugar de reducirlo cuando las variaciones en la frecuencia natural se tienen que compensar con variaciones de la rigidez. No es una práctica aconsejable el reducir la rigidez del sistema para reducir la vibración.

Evitar valores de ratio de frecuencia próximos a la unidad; $\omega/\omega_n = 1$ es la condición de resonancia. En resonancia, a la excitación sólo se le opone el amortiguamiento. Nótese que ω/ω_n se puede variar bien con variaciones de la frecuencia ω o bien con variaciones de la frecuencia natural ω_n . El espectro de ω se puede modificar cambiando las RPM de una fuente rotativa importante, o, en caso de vibración inducida por la hélice, cambiando las revoluciones de la hélice o su número de palas. ω_n se puede modificar mediante un cambio en el sistema de masas y/o rigidez; un aumento de la rigidez es la práctica más usual y preferente.

Aumento del amortiguamiento, ζ . El amortiguamiento del sistema estructural en general, y de los buques en particular, es pequeño; $\zeta \ll 1$. Por tanto, excepto en valores muy cercanos a la resonancia, la amplitud de la vibración es aproximadamente independiente del amortiguamiento. Además, el amortiguamiento es difícil de aumentar significativamente en sistemas como buques; ζ es, en general, el menos eficaz de los cuatro parámetros de los que dispone el diseñador para implementar cambios las características vibratorias del buque.

Diseño conceptual

Anteriormente se han identificado cuatro parámetros como influyentes en la determinación de la respuesta vibratoria del buque, y se ha descrito su relación con la reducción de la vibración. Mientras que la cuantificación de los cuatro parámetros es necesaria para calcular el nivel de respuesta de la vibración, se pueden obtener resultados aceptables centrandó la atención durante el diseño conceptual en dos de los cuatro parámetros. Los dos de los cuatro parámetros influyentes son la excitación y el ratio de frecuencias. El logro en diseño de los dos objetivos con respecto a dichos parámetros ha dado como resultado un diseño exitoso en el caso de varios buques:

- *Minimizar las excitaciones vibratorias dominantes, dentro de las restricciones impuestas por otras variables del diseño, y*
- *Evitar las resonancias que implican una participación activa de subsistemas principales en rangos de frecuencia donde las excitaciones dominantes son mayores.*

A diferencia de la respuesta de la vibración, los parámetros de excitación y ratio de frecuencias implicados en estos objetivos pueden ser predichos con fiabilidad útil para tomar decisiones de diseño. En el caso más problemático de excitación inducida por la hélice, se han establecido, al menos a nivel de predicciones relativamente fiables en la etapa post-conceptual del diseño preliminar, procedimientos de cálculo hidrodinámico avanzado junto con ensayos de modelos. Las frecuencias naturales implicadas en el casco y la mayoría de subsistemas son normalmente predecibles usando modelos y métodos de análisis estructural numérico. Los grados de exactitud alcanzables en predicciones de la fuerza excitadora de la hélice y el motor y de las frecuencias naturales del subsistema se consideran lo suficientemente fiables como para consolidar los dos objetivos citados anteriormente.

Los cálculos de detalle y ensayos necesarios para evitar la resonancia y para minimizar la excitación normalmente se realizan por grupos de análisis de ingeniería o canales de experiencias, y normalmente no son competencia directa del diseñador del buque. Si se tienen en cuenta lo suficientemente pronto mientras se pueden hacer cambios básicos en el diseño, se puede evitar el exceso de vibración. Las funciones principales del diseñador a este respecto son:

- *Establecer el diseño conceptual que sea la base del estudio de detalle,*
- *Discriminar si el análisis de detalle está garantizado como paso posterior.*

La calidad del diseño conceptual quedará reflejada en el número de iteraciones, si las hubiera, necesarias para lograr un diseño final aceptable. Con motivo de establecer diseños conceptuales de calidad, que pueden requerir tiempo consumido en cálculos y ensayos con modelos, el diseñador necesita una guía en aquellas partes del diseño que probablemente requieran mayor atención y alguna metodología sencilla para identificar los aspectos críticos. La experiencia demuestra que prestar atención a la vibración en el diseño conceptual de grandes buques en lo relativo a:

- *Vibración vertical de los refuerzos del casco excitada por el motor principal.*
- *Vibración longitudinal del sistema motor principal/eje excitada por la hélice.*
- *Vibración de la superestructura proa-popa excitada por la vibración vertical y/o la vibración longitudinal del sistema motor principal/eje.*

Una inmensa cantidad de vibraciones locales, como barandillas, antenas, paneles, etc., pueden tenerse en cuenta en pruebas de nuevos buques además de estas tres. Pero los problemas locales normalmente implican resonancia estructural local y a menudo se consideran problemas menores, ya que se pueden corregir fácilmente mediante un reforzado local.

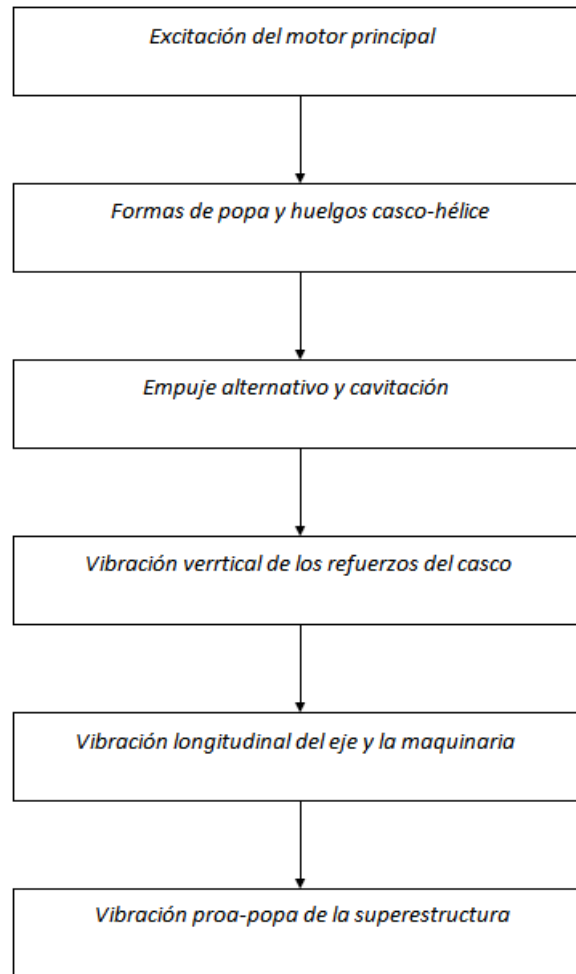


Figura II. 2 - Elementos a considerar durante el diseño conceptual

EXCITACIONES

INTRODUCCIÓN

Es aconsejable determinar desde el principio las principales fuentes de excitación de la vibración, ya que con altos niveles de excitación puede aparecer una vibración excesiva casi independientemente de las características estructurales del sistema. En general, las mayores fuentes de excitación son el motor diésel principal de baja velocidad y la hélice. En general, las turbinas de gas generan menor excitación que los motores diésel. Por tanto, en este apartado, el estudio se centrará en el motor diésel principal de baja velocidad.

MOTOR DIESEL PRINCIPAL A BAJAS REVOLUCIONES

En los últimos años, los fabricantes de motores han logrado un avance significativo en la reducción de la excitación de las vibraciones, en la mayor medida, a través de la instalación junto con el motor de compensadores de momento. Los pasos a seguir por el fabricante del motor deben estar indicados en la especificación del motor principal para un buque de nueva construcción. Es muy importante, por tanto, que el astillero y/o el armador sean conscientes de este aspecto. La excitación vibratoria del motor diésel se puede considerar compuesta por tres componentes periódicas de la fuerza y tres componentes periódicas del momento actuando sobre el bloque del motor. En realidad, la componente periódica de la fuerza a lo largo del eje del motor es inherentemente cero, y algunas de las demás componentes normalmente se anulan dependiendo de las características de cada motor en particular.

Se pueden asociar dos tipos de fuerza claramente diferenciadas con el motor de combustión interna alternativo, que son: (a) fuerzas de presión de los gases debidas a los procesos de combustión y (b) fuerzas de inercia producidas por las aceleraciones de los elementos rotativos y alternativos del motor (fuerzas externas). La Figura II.3 muestra la fuerza externa y momentos típicos que actúan sobre el motor diésel.

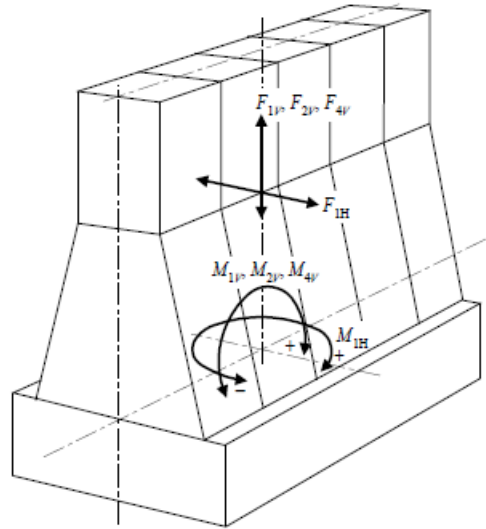


Figura II. 3 - Fuerzas y momentos exteriores

Los pares actuantes en la cruceta resultan de fuerzas de reacción transversal en función del número de cilindros y el orden de encendido. Dichos pares generan los movimientos de balance o “rocking” (pares en H) y torsión o “twisting” (pares en X) del motor, como se muestra en la Figura II.4. La vibración lateral del motor debida a los pares de fuerzas puede causar resonancia con la estructura con el bloque. Una posible solución en la etapa de diseño conceptual es tener en cuenta tensores laterales (abrazaderas superiores) que conecten la estructura superior del motor al casco del buque.

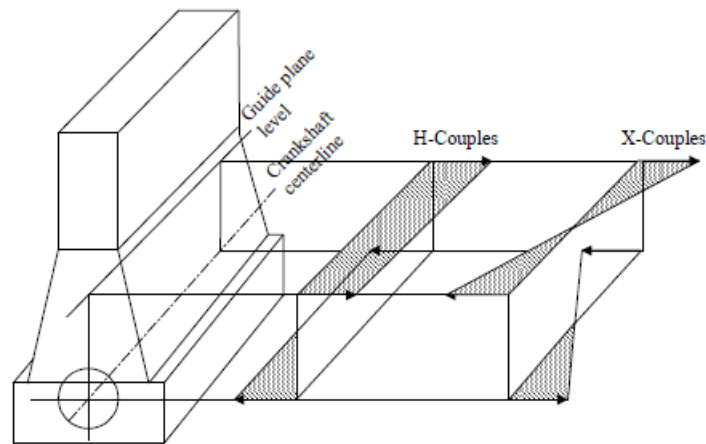


Figura II. 4 - Pares de fuerza

La fuerza y momento verticales, que son un aspecto principal en lo relativo a la excitación vibratoria del casco, así como la fuerza y momento transversales, son debidos a los efectos de inercia no compensados. En motores de más de dos cilindros, que es el caso en buques, las componentes vertical y transversal de la fuerza de inercia generalmente tienden a cero en el bloque del motor, con lo que queda tener en cuenta los momentos transversal y vertical. Los valores de las amplitudes del momento están normalmente tabulados en la especificación del fabricante para cada motor en particular.

La mayoría de los motores diésel marinos de baja velocidad que hay actualmente en servicio constan de seis o más cilindros. Por tanto, el momento vertical de segundo orden M_{2v} es el que generalmente se considera que contribuye en mayor medida a la vibración del casco. Sin embargo, dependiendo del número específico de cilindros, el momento de primer o mayor orden puede ser tan grande como el momento vertical de segundo orden. En tal caso, habrá que tomar consideraciones para los momentos de primer orden o superior.

Un modo de vibración de un refuerzo hasta el tercero o cuarto puede tener una frecuencia natural tan alta como la excitación de dos veces por vuelta del momento vertical de segundo orden. Modos de vibración superiores a los primeros tres o cuatro tienen excitabilidad decreciente y pueden ser de menor importancia. En el diseño conceptual, se recomienda seguir los siguientes pasos:

- i) El momento vertical de segundo orden, M_{2v} , es la excitación del motor de mayor importancia. El peligro potencial es la resonancia en modo vertical del refuerzo inferior del casco con un momento vertical de segundo orden grande. El valor de M_{2s} se debe pedir al fabricante del motor lo antes posible.
- ii) Para determinar el nivel aceptable de M_{2v} se deben utilizar los valores del PRU (Power Related Unbalance):

$$PRU = \frac{M_{2v} [N - m]}{EnginePower [kW]}$$

PRU	Necesidad de compensador
< 120	Poco probable
120 – 220	Probable
> 220	Muy probable

Tabla II. 1

Se recomienda prestar mayor atención en aquellos casos en que PRU sobrepasa los 220 N-m/kW. La acción recomendada en la etapa inicial de selección del motor puede ser bien cambiar el motor o bien instalar compensadores de momento, que el propio fabricante debe suministrar. En cualquier caso, la respuesta vertical del refuerzo se debe comprobar haciendo el cálculo dentro de un límite aceptable sin instalación de compensadores.

- iii) La vibración lateral del motor debida a los momentos tipo X y H pueden generar una vibración local excesiva en la estructura de fondo de la cámara de máquinas dependiendo de la rigidez de la bancada del motor y sus apoyos. La instalación de tensores laterales en la estructura de cámara de máquinas se debe tener en cuenta al principio de la etapa de diseño.

ESTELA

El efecto de estela es uno de los aspectos más críticos a la hora de reducir las vibraciones inaceptables en el buque. Los problemas de vibraciones inducidas por la hélice comienzan a darse, en general, por formas inapropiadas del casco en la zona de popa, generándose una estela no uniforme en la cual debe operar la hélice. Desafortunadamente, la excitación de la hélice es mucho más difícil de cuantificar que cualquier excitación procedente de cualquier máquina interna del buque. Esto es debido al flujo no estacionario en el que la hélice opera en una estela no uniforme. De hecho, la parte más complicada de estudiar es la estela no uniforme y es, desafortunadamente, la parte más importante. La vibración inducida por la hélice no sería considerada en el diseño del buque si el flujo entrante al disco de la hélice fuera circunferencialmente uniforme. Cualquier estudio de la excitación de la hélice debe empezar por considerar el efecto de estela.

Como simplificación en ingeniería, los conceptos básicos permiten para estelas circunferencialmente no uniformes, pero asumiendo, para regímenes estacionarios, que la estela sea invariable temporalmente en un sistema de coordenadas fijo en el buque. Los datos de estela nominal obtenidos de modelos a escala ensayados en canal de experiencias se pueden representar bien como curvas de contorno o como curvas de velocidad-ángulo a distintos radios de la hélice. La Figura II.5 muestra las componentes axial y tangencial de la velocidad en la popa de un buque mercante convencional típico.

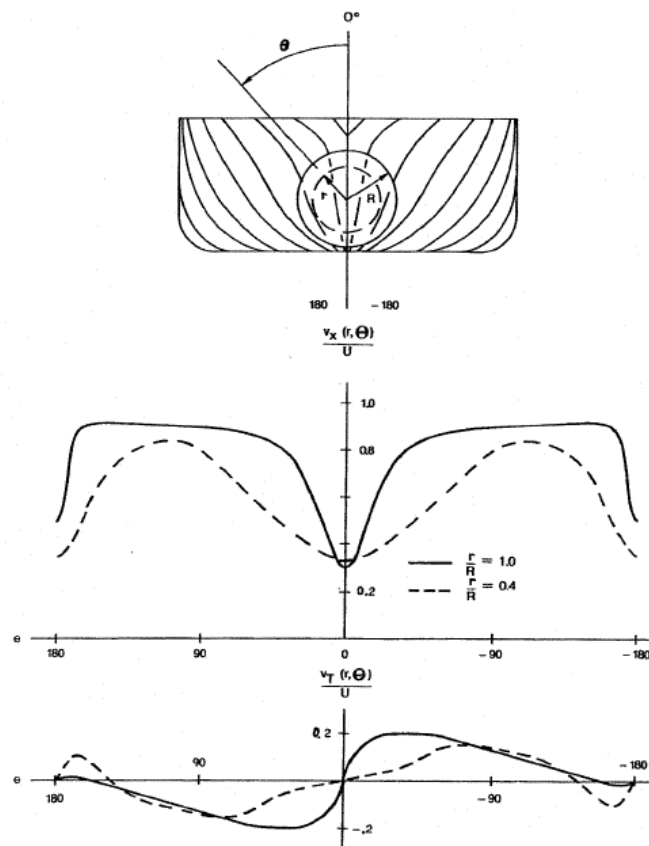


Figura II. 5 - Distribución de la estela nominal en un buque mercante típico (DTMB Model 4370, CB=0.6)

El ángulo θ , en la Figura II.5, se toma positivo en sentido anti-horario, mirando hacia proa, y x es positiva hacia popa. La velocidad axial v_x y la tangencial v_T son adimensionales en la velocidad avante del buque, U . Nótese que la velocidad axial es simétrica en θ por encima del punto muerto superior (función par) y la velocidad tangencial es asimétrica (función impar). Este fenómeno es característico en buques con una sola línea de ejes debido a la simetría transversal del casco en relación con el disco de la hélice. Dicha simetría no existe, evidentemente, en buques con dos líneas de ejes.

La estela ilustrada arriba representa uno de los dos tipos característicamente distintos de estelas. El tipo de flujo en un buque con línea de ejes sin arbotantes coincide básicamente con las líneas de agua. Las líneas de corriente son más o menos horizontales a lo largo del codaste y dentro del disco de la hélice. Las componentes del flujo alrededor de los finos del codaste aguas arriba de la hélice son pequeñas. El campo de velocidades axiales dominante en la estela resultante presenta un defecto sustancial a lo largo de la línea central del disco para cada radio.

El defecto es causado por la sombra del codaste inmediatamente a proa. El flujo tangencial en el disco de la hélice, como combinación de la componente del flujo superior hacia la superficie libre y cualquier inclinación del disco relativa a la línea base, es mucho más pequeño.

La idealización de esta estela, para un propósito conceptual, es el flujo bidimensional a popa de un arbotante vertical situado a proa de la hélice. En esta idealización, la distribución de velocidades axiales es verticalmente invariante, y cualquier distribución de velocidades tangenciales (debido a la inclinación de la hélice) es asimétrica sobre el eje del disco vertical. Esta característica básica se muestra en la Figura II.5.

Un flujo de estela característicamente distinto está asociado a una disposición de línea de ejes con arbotante, Figura II.6-superior, que tiene un gran espacio sobre el disco de la hélice y mínima irregularidad inmediatamente a proa. El motor se encuentra mucho más a proa en esta disposición permitiendo acomodar líneas más finas para el codaste necesarias para minimizar la resistencia por formación de olas en buques de alta velocidad, aunque esta disposición sería beneficiosa desde el punto de vista de las vibraciones para cualquier velocidad. El tipo de flujo alrededor de este tipo de popa es básicamente alrededor de las líneas del codaste, versus las líneas de agua. Parte de la no uniformidad de la estela puede ser debida a los apéndices situados a proa, como arbotantes y cojinetes, o debida a la propia inclinación del eje, pero el principal defecto de la estela, dependiendo de la posición relativa del disco, será el producido por la capa límite en la zona superior. En este caso, suponiendo una inclinación mínima del eje, vuelve a existir una estela axial sustancial, pero solamente en la zona superior del disco. Generalmente, sólo las puntas de las palas llegan a penetrar en la capa límite, y el defecto de estela axial aparece en los radios extremos próximos al punto muerto superior, y no para cada radio a lo largo de la línea central como ocurre en el caso de una popa convencional con una sola línea de ejes. Al igual que en el caso de una popa convencional, la velocidad tangencial del disco en popa con arbotante será generalmente pequeña. El ratio de velocidad verticalmente hacia arriba a través del disco de la hélice tendrá valores promedio del orden de la tangente de la suma de los ángulos de inclinación del eje y asiento del barco. La idealización en este caso, como consecuencia de la idealización del arbotante vertical en el caso de la popa convencional, es una placa horizontal situada sobre la hélice. En este caso, el grado de no uniformidad de la estela axial depende de

Según lo anteriormente dicho, hay que considerar la estela generada en los tipos de popa convencional y con arbotantes. Es posible que se preste demasiada atención a los huelgos en buques de popa convencional con una línea de ejes. Desde el punto de vista del huelgo vertical, no existe una capa límite significativa en la zona superior de la hélice en este tipo de disposición. Además, desde el punto de vista de la idealización del codaste como un arbotante vertical, la distribución de velocidades axiales sería invariante con la posición vertical del disco. La clave en la holgura vertical para popas convencionales parece ser la pendiente de las líneas de agua en la zona superior del codaste. Líneas de agua con terminaciones redondeadas pueden generar separación local y gradientes de estela más acentuados en la zona superior del disco que lo supuesto con la idealización de un arbotante, con lo que sería más apropiada una idealización con arbotante redondeado. En general, en popas convencionales, los huelgos a proa y popa son menos críticos que los verticales. La estela se atenúa muy lentamente con la distancia aguas abajo. Mientras que un aumento de los huelgos a proa y a popa entre la pala y el borde del codaste reduce la severidad de la estela, dicha reducción sería sutilmente detectable dentro de los límites de la variación del huelgo. Existiría una excepción en caso de que hubiera separación en la zona superior del disco debido a la curvatura de las líneas de agua. La zona de separación de la cavitación en tal caso, muestra grandes gradientes en el campo de velocidades axiales.

Por otra parte, en popas con arbotante, el huelgo vertical es un aspecto mucho más crítico. Si la hélice no interfiere con la capa límite y la inclinación del eje no es excesiva, se obtendrá una estela relativamente uniforme. Esta es la condición que se impone, generalmente, en buques militares, tomando como práctica habitual una separación mínima de un cuarto del diámetro de la hélice. Los problemas de vibraciones son prácticamente inapreciables en este tipo de buques.

Parte de la no uniformidad de la estela en buques con arbotantes es debida a los propios arbotantes y a la relativamente alta inclinación del eje necesaria para mantener una separación superior del 25%. Con una alineación adecuada del eje con respecto al flujo, el arbotante genera irregularidades en la estela altamente localizadas que generalmente no son eficaces en la producción de excitación vibratoria. El efecto principal de la inclinación es un flujo relativo hacia arriba a través del disco de la hélice, aunque una separación del flujo a proa a la altura de un eje muy inclinado puede producir un defecto axial considerable. La cavitación que puede aparecer en posiciones de las palas 3:00 y 9:00 se ha demostrado que debe ser tenida en cuenta en lo referente al ruido y la erosión de la pala, mientras que la excitación vibratoria producida en el casco se ha demostrado no ser significativa en popas con arbotantes.

La separación vertical mínima del 25% del diámetro de la hélice está más o menos aceptada como práctica comercial y militar. De acuerdo con el análisis anterior, se lista a continuación la configuración recomendada para distintas disposiciones de popa, en orden de preferencia, para evitar una excesiva vibración inducida por la hélice:

- i) Popas con arbotante de una o dos líneas de ejes
 - a. La separación vertical mínima no será inferior al 25% del diámetro de la hélice.
 - b. El ángulo de inclinación relativa del eje con respecto a la línea base no será superior a 5 grados.
 - c. El ángulo de inclinación relativa del eje con respecto al fondo del casco no será superior a 10 grados. Ver Figura II.7.

- ii) Popa convencional
 - a. El ángulo formado por la línea de agua de la flotación en cruzía, inmediatamente a proa del disco de la hélice, no será superior a 35 grados. Ver Figura II.8.
 - b. Con respecto a la separación vertical, en buques de popa convencional, es menos crítica que en buques con arbotantes, como se mencionó anteriormente. En la práctica comercial, es habitual tomar una separación vertical del orden del 25% del diámetro de la hélice y una separación a proa del 40% del diámetro de la hélice.
- iii) En el caso de que estos límites no se puedan alcanzar en el diseño conceptual, se recomienda proceder al ensayo con modelos o al cálculo directo para verificar las formas de popa.

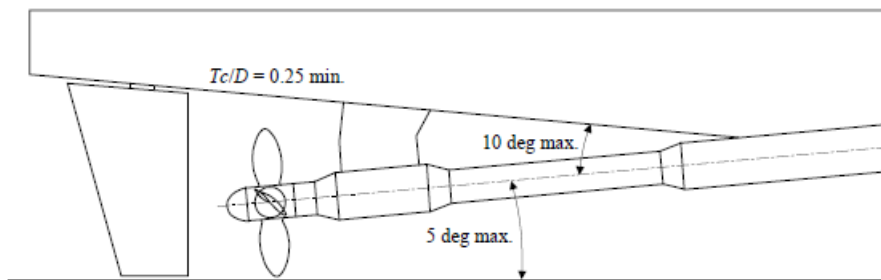


Figura II. 7 - Disposición en popa con arbotante

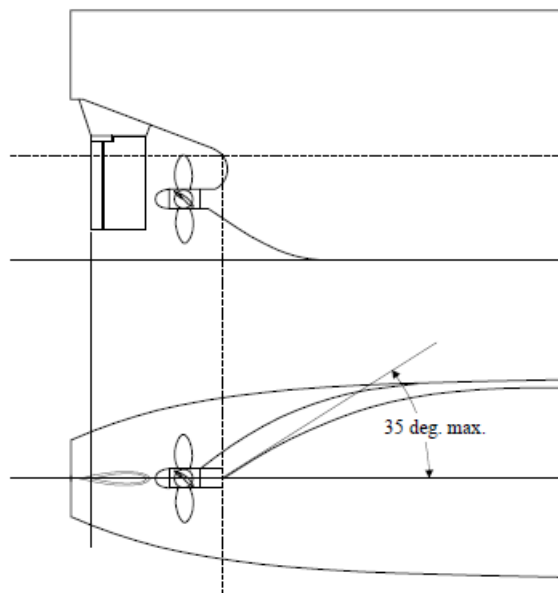


Figura II. 8 - Disposición en popa convencional

HÉLICE

Con una estela desfavorable, es necesario alcanzar una solución de compromiso entre estela y hélice para obtener un equilibrio. Dos tipos de excitación son de principal importancia junto con los tres aspectos principales identificados como críticos en la subsección 2/5.

- i) La excitación de la vibración longitudinal debida al empuje alternativo del eje y la maquinaria, y
- ii) La excitación de la vibración en el casco y superestructura debida a las fuerzas de presión verticales en la zona del codaste.

Empuje alternativo

El empuje alternativo, que es la excitación de la vibración longitudinal del sistema eje-maquinaria principal, sucede en el ratio de frecuencia de la pala (RPM hélice x N número de palas) y sus múltiplos. El empuje alternativo es debido al armónico circunferencial del número de palas de la estela. Esto implica que a mayor número de palas mejor, ya que la serie de armónicos de la estela converge. Sin embargo para el número de palas típico de 4, 5 y 6, dicha convergencia no está muy clara y no se considera un aspecto principal. De hecho, para la estela de un buque con una línea de ejes, una alternancia de baja frecuencia favorece una hélice con número de palas impar. Esto es debido a que, para una hélice con un número par de palas, aparece el alineamiento de palas opuestas con el pico característico de la estela a lo largo del plano de crujía por encima y por debajo del eje de la hélice. Este aspecto de la estela se discutió anteriormente. En ejes con arbotantes hay poca diferencia en cuanto al número de palas en relación con la estela.

Existe una mala interpretación con respecto a la eficacia del “skew” de la pala en reducir la excitación de la vibración. El “skew” es la “envolvente” tangencial de la pala. Un skew positivo se da en la dirección angular opuesta al sentido de giro de la hélice. En el caso de una sola línea de ejes convencional, se ha discutido que la sombra del codaste produce un fuerte defecto de estela axial concentrado a lo largo del eje vertical del disco. Las palas de hélices convencionales son más o menos radiales desde el núcleo. Este tipo de pala sin skew se encuentran bruscamente con el defecto de estela axial, en una disposición convencional, en los puntos muertos superior e inferior. El carácter radialmente “en fase” de dicho encuentro brusco da lugar a altas cargas netas en la pala.

Se puede conseguir una progresión más gradual de la pala a través del defecto de estela vertical, curvando las palas. Así distintos radios entran y salen del pico de la estela en instantes distintos, de manera que la integración a lo largo del radio de la carga y la presión tiende a anularse, consiguiendo así una disminución significativa de la excitación vibratoria.

El porcentaje de skew es el ángulo de skew, que es el ángulo formado por sendos radios que pasan por los extremos inferior y superior de la cuerda media, dividido por el ángulo de espaciado entre las palas (por ejemplo, para una hélice de 5 palas, el ángulo de espaciado es 72 grados, con lo que un ángulo de skew de 72 grados daría un porcentaje de skew del 100%). Ver

Figura II.9, en la que el radio A pasa por la cuerda media en la punta de la pala y el radio B es tangente a la cuerda media en el núcleo en la proyección de la pala.

Las hélices con alto skew tienen que ser diseñadas para que den un rendimiento similar a una hélice sin skew, pero pueden verse comprometidas la resistencia y flexibilidad de la pala. La tendencia actual es diseñar palas con skews positivos más moderados pero con skews negativos en la zona más próxima al núcleo de la pala. Entonces se debe definir el porcentaje de skew en términos del ángulo total barrido entre los bordes de ataque y salida de la pala. Esto da lugar a palas con distribuciones de skew más moderadas, y bordes de ataque muy barridos. La anulación radial de la carga también se consigue y la resistencia de la pala se ve menos comprometida. El skew equilibrado es beneficioso para limitar el momento en la raíz en hélices de paso variable, y se usa muy ampliamente en buques militares.

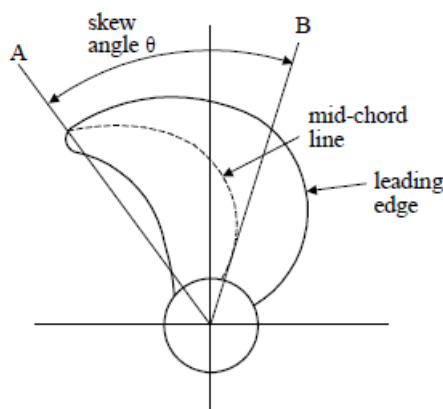


Figura II. 9 - Ángulo máximo de skew

El skew será menos efectivo en popas con arbotantes, ya que el defecto de velocidad axial tiende a ser más concentrado en los radios más externos. Distribuciones de estela radialmente uniformes en el caso de popas convencionales no se pueden obtener a la vez que se obtiene un alto grado de desfase y la cancelación radial. En efecto, los buques con arbotantes tienen una menor necesidad de diseñar el extremo de pala, ya que los problemas de vibración quedan ampliamente eliminados con un adecuado diseño de las formas del codaste, puesto que en este caso las holguras son inherentes a la configuración.

En el caso de hélices de repuesto, hay que tener en cuenta que el nuevo skew se adapte a los huelgos entre la punta de pala y el timón que aún se mantiene. Puesto que el skew de la pala avanza en el sentido del paso de la hélice, la punta de pala avanza aguas abajo, cerrando el huelgo entre la punta de pala y el timón. Consecuentemente se puede producir un aumento en las fuerzas de vibración transmitidas a la estructura del casco a través del timón, así como la erosión de la pala provocada por el colapso de la cavitación en la punta de pala. La solución es aumentar la curvatura junto con el skew. El efecto de la curvatura es equivalente a que el skew vaya en la dirección del plano y no en la del paso de la hélice.

Se ha comprobado que el skew tiene un efecto beneficioso en la reducción del efecto de vibración producida por la cavitación, incluso cuando dicha cavitación está concentrada en la punta de la pala. La curvatura de la pala está pensada para que se genere una componente del flujo radial hacia afuera en las inmediaciones de la punta de pala que tienden a barrer la

cavitación hacia el vórtice, donde la fase de colapso crítica ocurre más gradualmente. Se ha comprobado que la cavitación tiene un efecto casi nulo en el empuje alternativo, pero puede amplificar drásticamente las componentes de la fuerza de presión del casco. Esto está desarrollado específicamente en 3/7.3.

Si se tienen en cuenta las directrices dadas para el diseño de la popa en relación con el efecto de estela, se obtendrá un empuje alternativo moderado y aceptable con hélices dimensionadas convenientemente para la propulsión. Todo esto es sin la necesidad, en particular en la etapa de diseño conceptual, de un análisis detallado para cuantificar el empuje alternativo. Dicha cuantificación se considera en la sección 5.

En la tabla inferior se dan algunos rangos para las amplitudes del ratio de empuje alternativo como referencia en la etapa de diseño conceptual.

	<i>Empuje Alt/Estacionario</i>
<i>Popa convencional, moderadamente barrida</i>	0.02-0.06
<i>Popa con arbotante</i>	0.005-0.03

En relación con el dimensionamiento de la hélice, decisión necesaria en la etapa de diseño conceptual, el antiguo criterio de cavitación de Burril (1943) aún sigue siendo útil. Como se ha mencionado, el empuje alternativo no se ve muy afectado por el fenómeno de la cavitación, pero acotar dicha cavitación dentro de niveles aceptados significa que la hélice no estará sobrecargada a efectos propulsivos, lo cual es necesario para que el empuje alternativo se encuentre dentro de los rangos mostrados en la tabla anterior.

La sección 3, figura 8, muestra la tabla de Burril, que consiste en una gráfica que representa el coeficiente de carga para un radio de 0.7R, τ_c , frente al número de cavitación, σ , también en 0.7R.

$$\tau_c = \frac{T}{A_p q_T} \text{ and } \sigma = \frac{p_a + \rho g h - p_c}{q_T}$$

Donde

T = empuje de la hélice en kN

A_p = área proyectada de la hélice en m^2

$q_T = 1/2 \rho V_R^2$ en kPa

V_R = velocidad relativa en 0.7R en m/s

p_a = presión atmosférica en kPa

h = inmersión del eje en m

p_c = presión absoluta de cavitación en kPa

ρ = densidad del agua en t/m^3

La velocidad relativa en 0.7R es:

$$V_R(0.7R) = U(1 - w) \sqrt{1 + \left(\frac{0.7\pi}{J}\right)^2}$$

Donde

U = velocidad del buque

w = coeficiente de estela

J = grado de avance

Normalmente la presión de cavitación se toma como la presión de vapor a la temperatura ambiente del agua, pero para el caso de cavitación desarrollada, que es el caso aquí, frente a la inyección de cavitación, p_c es mayor debido al aire disuelto en el agua. Se suele tomar un valor de p_c entre 6 y 7 kPa. Las curvas representadas en la Figura II.10 corresponden al grado de desarrollo de la cavitación. El 5% por detrás de la línea de cavitación fue propuesto como límite para buques mercantes en el año 1943. Sin embargo, para hélices de buques mercantes modernos, que son universalmente diseñadas con perfiles aerodinámicos, un 10% por detrás de la línea de cavitación probablemente sea más adecuado. Pero tanto las líneas del 5% como la del 10% pueden servir como propuesta para evitar la sobrecarga de la hélice.

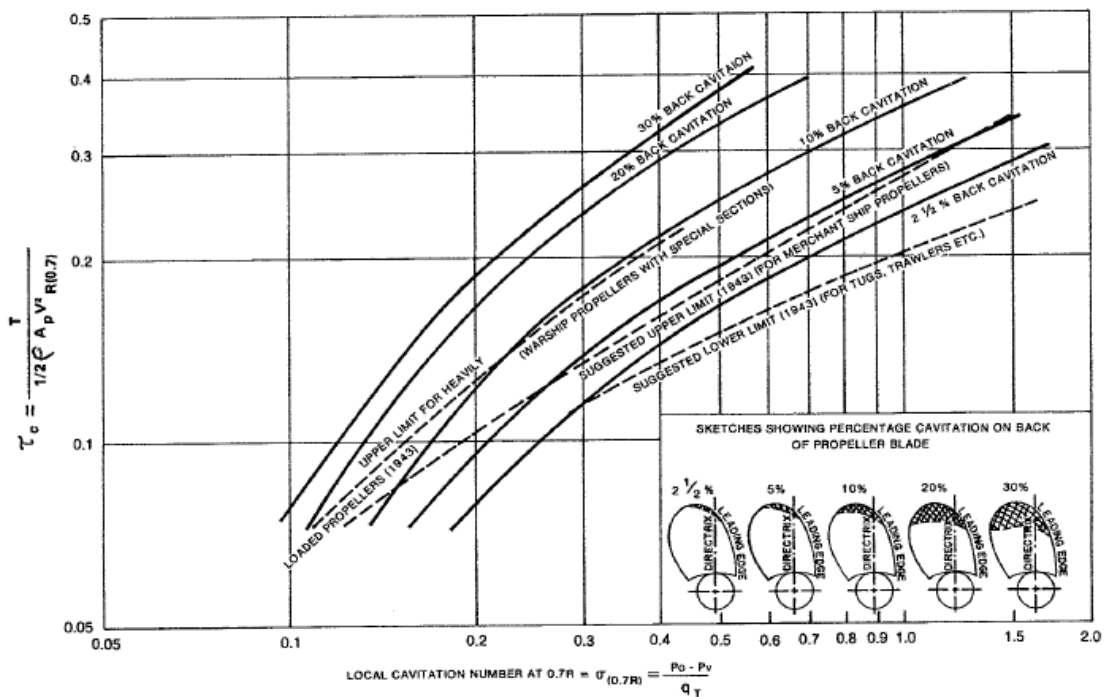


Figura II. 10 - Tabla de inyección de cavitación de Burril

A continuación se muestra un ejemplo de aplicación de la tabla de Burril.

Sea un buque con una línea de ejes que desarrolla una potencia $P_d = 22380$ kW y una velocidad máxima $U = 22$ nudos, correspondiente a un empuje $T = 1400$ kN. El diámetro de la hélice se fija en 6 metros (respetando los huelgos máximos). La RPM = 120 y el coeficiente de estela se estima

en 0.2. La relación paso-diámetro en la sección 0.7R es $P/D]_{0.7R} = 0.9$. Esto da un grado de avance, $J = 0.755$ y $q_T = 399.3$ kPa. Para la inmersión del eje, $h = 4.5$ m, $p_a = 101.3$ kPa, y $p_c = 6.9$ kPa, $\sigma = 0.35$. Si se selecciona la línea del 5%, $\tau_c \approx 0.16$. Con un área disco $A_0 = \pi D^2/4$, la relación área proyectada requerida sería:

$$\frac{A_p}{A_0} = \frac{4T}{\pi \tau_c q_T D^2}$$

Sustituyendo valores, obtenemos $A_p/A_0 = 0.775$. Es preferible trabajar con la relación área expandida-área disco, donde A_d es el área desarrollada de la hélice de paso cero. La fórmula aproximada de Taylor nos da el área proyectada en función del área expandida como:

$$\frac{A_p}{A_d} \cong 1.067 - 0.229 \frac{P}{D}]_{0.7R}$$

Con lo que la relación área expandida-área disco necesaria resulta:

$$\frac{A_d}{A_0} = 0.90$$

La proyección aquí es, por tanto, con una buena estela, como para ser conseguida siguiendo las directrices dadas. Las palas de la hélice en cuestión puede que no estén cargadas en exceso en la zona central, y el empuje alternativo será aproximadamente directamente proporcional. Como alternativa, si se decidió tomar una aproximación menos conservadora y aceptar un límite con margen del 10% en $\sigma = 0.35$, $\tau \approx 0.2$, entonces la relación área expandida-área disco habría resultado

$$\frac{A_d}{A_0} = 0.72$$

En efecto, una hélice más conservadora, con palas más grandes, tendrá un rendimiento propulsivo menor. Para la etapa de diseño conceptual se recomiendan las siguientes directrices, además de las recomendaciones precedentes sobre la disposición de la línea de ejes con respecto a la estela, para conseguir un empuje alternativo no excesivo desde el punto de vista del diseño del propulsor:

- i) Cumplir con el criterio de Burril anteriormente demostrado con una relación de áreas necesaria para limitar la cavitación con margen de hasta un 10%.
- ii) Para buques con popas convencionales, una hélice de 5 palas favorece la disminución del empuje alternativo, a menos que alguna resonancia de la vibración se anticipe en la estructura, la línea de ejes o una estructura local.
- iii) En general, el incorporar un skew no superior al 50%, o si se elige una pala con un borde de ataque muy barrido (skew negativo en la raíz), usar un skew de punta inferior a 25 grados (para popas de cualquier tipo). Para hélices con gran skew, véanse los apartados 4-3-3/5.5 del documento ABS Steel Vessel Rules.

Fuerzas de presión sobre el casco

La excitación dominante en la vibración del casco, en relación con el tercero de los tres aspectos críticos identificados en el texto precedente, es la fuerza de presión sobre la superficie del casco inducida por la cavitación de la hélice. Si no existe cavitación intermitente en la pala en un grado significativo, la excitación principal del casco se produce a través de la línea de ejes y el motor principal, como ya se ha comentado. Estas fuentes provocarán problemas menores relativos, a veces, a la intensa vibración procedente de una hélice en cavitación intermitente. A mitad de la década de los 70 se descubrió que la cavitación no estacionaria de la hélice, impulsada por la no uniformidad de la estela, era la principal culpable en la mayoría de problemas de vibración de buques.

La cavitación de burbuja se expande y colapsa en la cara popel de cada pala de forma intermitente, vuelta tras vuelta. La expansión de la lámina comienza típicamente cuando la pala entra en la región de alto coeficiente de estela en la parte superior del disco de la hélice. El colapso se produce cuando la pala sale de la región de alta estela de una forma violenta e inestable, dejando un pequeño remanente final que normalmente pasa aguas abajo en el vórtice de punta de pala. La lámina de cavitación puede envolver casi la totalidad de la cara popel de la pala en las secciones más externas en su máxima extensión. Para hélices de buques grandes, los espesores promedio de las láminas de cavitación son del orden de 10 cm, con máximos del orden de 25 cm que ocurren en las inmediaciones de la punta de pala justo antes del colapso.

La cavitación, aunque aparentemente catastrófica, normalmente no es dañina desde el punto de vista de funcionamiento de la hélice. La pala continúa generando sustentación efectiva; la presión en la cara de succión se mantiene a la presión de cavitación a la que la cavitación ocurre. Por el mismo motivo, el empuje alternativo puede no verse demasiado afectado en relación con valores sin cavitación. La cavitación puede o no ser erosiva, dependiendo ampliamente del grado de la nube de cavitación (una mezcla de pequeñas burbujas) que acompaña a la dinámica de la placa. El aspecto devastador de una lámina fluctuante de cavitación se manifiesta de forma consistente principalmente en el campo de presiones que genera, y en el ruido y vibración que consecuentemente produce. El nivel de excitación de la superficie del casco inducido por una hélice en cavitación puede ser fácilmente de un orden de magnitud mayor que los niveles típicos sin cavitación. Las fuerzas verticales sobre el casco, debidas a cavitación intermitente, normalmente superan las fuerzas axiales en gran medida.

La fuerza sobre la superficie del casco inducida por la cavitación es una composición del ratio de frecuencia fundamental de la pala y sus armónicos. Sin embargo, al contrario que el carácter del empuje alternativo discutido anteriormente, los armónicos de la fuerza de superficie en cavitación convergen muy lentamente. El fundamental, a RPM veces el número de palas, es normalmente el más grande, pero típicamente existen ratios de pala del mismo orden dos y tres veces, y puede producirse la resonancia de la estructura y la generación de ruido bastante por encima del rango de frecuencia de excitación normal.

La reducción de la fuerza vibratoria de cavitación es alcanzable ajustando el diseño de la hélice, ya que la dinámica de la capa de cavitación es sensible a la geometría de la pala, así como la estela. Como se mencionó anteriormente, el skew de la pala puede ser beneficioso, y la carga de la punta se puede reducir para reducir la extensión de la cavitación y la intermitencia

mediante una reducción local del paso en la punta de la pala, así como modificando la distribución del empuje en la cuerda en la punta de la pala. Sin embargo, este tipo de medidas reducen el rendimiento de la hélice y, por tanto, se compromete su funcionamiento propulsivo.

La aparición de la cavitación intermitente en la pala de la hélice no puede ser ignorada cuando se intenta controlar la vibración del casco inducida por la hélice. El quid aquí es, otra vez, principalmente un problema del efecto de estela. Con una distribución de estela desfavorable, caracterizada por altos gradientes en la zona superior del disco, o incluso una zona de separación, las variaciones del volumen de cavitación resultante pueden producir amplitudes de la fuerza sobre el casco de hasta el 30-40% del empuje permanente, con niveles significativos fuera de algunos armónicos de la frecuencia del ratio de pala. Pero incluso en una distribución de estela favorable, como se describió anteriormente, un buque con popa convencional, mostrará un defecto de estela en el disco por encima de la cota de la quilla, y cierta cavitación intermitente será inevitable. Una fuerza vertical sobre la superficie con una amplitud del ratio de la pala del 15% del empuje permanente probablemente sea una referencia conservadora en un buque de popa convencional con una buena distribución de estela que se podría conseguir siguiendo las directrices de la sección anterior.

En buques con arbotantes con huelgos generosos y una baja inclinación relativa del eje, se puede evitar totalmente la aparición de cavitación intermitente o cualquier otra.

La predicción de la fuerza sobre el casco inducida por la cavitación es mucho más complicada, con muchos más factores implicados, que la predicción del empuje alternativo que, como se comentó, es más o menos insensible a la cavitación. El análisis de la fuerza sobre el casco inducida por la cavitación no es objeto de desarrollo en la etapa de diseño conceptual. Sin embargo, con cualquier buque de popa convencional con un nivel moderno de potencia instalada, se debe iniciar un programa de apoyo de presión del casco/cavitación de la hélice en la etapa de diseño preliminar. Para el cálculo directo de la fuerza sobre la superficie del casco inducida por la hélice, véase el procedimiento de análisis descrito en la sección 5.

En la etapa de diseño conceptual, que es el alcance de nuestro estudio, el mismo análisis empleado en la subsección anterior, usando el criterio de Burril para el 5-10%, debe aplicarse para obtener una protección razonable contra el infra-dimensionamiento de las palas desde el punto de vista de la cavitación no permanente. El ejemplo expuesto en la sección anterior sobre el empuje alternativo también es aplicable en este caso.

RESONANCIAS ESTRUCTURALES

INTRODUCCIÓN

En la sección 2 se identificaron los tres aspectos críticos del diseño conceptual. Habiendo tratado en la sección 3 la excitación más relevante, en esta sección se va a tratar aquéllos tres aspectos, centrándonos principalmente en cómo evitar la resonancia.

VIBRACIÓN VERTICAL DE LOS REFUERZOS DEL CASCO EXCITADA POR EL MOTOR DIESEL PRINCIPAL

Los modos de vibración vertical, como viga, de los refuerzos del casco en buques modernos pueden representar dos aspectos importantes:

- i) Pueden ser excitados a niveles excesivos por resonancias con las excitaciones dominantes de baja frecuencia, procedentes del motor diésel principal en régimen de bajas revoluciones.
- ii) La vibración vertical de los refuerzos del casco como respuesta a la excitación de la hélice es un excitador directo de la vibración longitudinal de la superestructura.

Generalmente, le hélice no es capaz de excitar los modos de los refuerzos hasta niveles peligrosos. Esto es debido principalmente a que los modos más altos cuyas frecuencias naturales caen en el rango en el que la excitación de la hélice es significativa presentan una baja excitabilidad. Sin embargo, la vibración vertical de bajo nivel de los refuerzos que sí ocurre, bien sea directamente desde la hélice o bien indirectamente a través de la chumacera de empuje de la línea de ejes, sirve como la excitación base de la vibración excesiva de superestructuras y otros subsistemas conectados que entran en resonancia con las frecuencias de excitación de la hélice. Esto se comentará en una sección posterior. Las frecuencias naturales que se corresponden con los modos de flexión vertical de dos nodos en buques convencionales se pueden estimar razonablemente bien mediante la fórmula de Kumai:

$$N_{2v} = 3.07 \times 10^6 \sqrt{\frac{I_v}{\Delta_i L^3}} \text{ cpm}$$

En donde

$I_v =$ momento de inercia, en m^4

Δ_i = desplazamiento virtual, incluida la masa añadida del agua, en toneladas

$$= \left(1.2 + \frac{1}{3} \frac{B}{T_m}\right) \Delta$$

Δ = desplazamiento del buque, en toneladas

L = eslora entre perpendiculares, en metros

B = manga en la sección media, en metros

T_m = calado medio, en metros

La Tabla II.2 indica la bondad de los resultados que se pueden obtener mediante la fórmula de Kumai. En la tabla se comparan la predicción de los valores de frecuencia natural de flexión vertical de dos nodos del casco con la predicción hecha mediante cálculo detallado por elementos finitos para distintos buques.

Ship No.	Type	Size (tone)	Kumai (Hz)	FE Method (Hz)	Dev. (%)
1	Reefer	15000	1.54	1.51	+2
2	Ro-Ro	49000	1.49	1.60	-7
3	Ro-Ro	42000	1.04	0.94	+10
4	Chemical	33000	1.00	0.93	+8
5	Bulk Carrier	73000	0.63	0.64	-2
6	Container Carrier	120900	0.41	0.49	-17.0
7	Large Container Carrier	200000	0.38	0.45	-15
8	VLCC	363000	0.40	0.46	-12.8

Tabla II. 2 - Comparativa de las frecuencias naturales de vibración vertical de dos nodos

Las frecuencias naturales de flexión vertical de dos nodos del casco están bastante por debajo de las frecuencias de excitación peligrosas tanto del motor diésel principal convencional como de la hélice, y son, por tanto, de poca relevancia en estas consideraciones. Como se demostrará más adelante, los modos de vibración de los refuerzos con, típicamente, un mínimo de 4 o 5 nodos son aquellos que pueden ser excitados en exceso por el diésel principal. En el caso de la hélice, los modos de flexión vertical del casco que pueden aparecer dentro del rango de excitación de la pala de la hélice a plena carga son normalmente aquellos con más de 7 nodos. El ratio de excitación de la pala a plena carga de buques grandes suele estar en el rango de entre 8 y 12 Hz. Como se indica en la Tabla II.2, el modo de flexión vertical de dos nodos del casco, en el orden de 1 a 2 Hz, está bastante por debajo del ratio de frecuencia de excitación de la pala en condiciones de carga normales.

Se observa que las frecuencias naturales de los refuerzos del casco aumentan más o menos linealmente con el número de nodos desde los valores con dos nodos para los primeros modos. Los datos que se muestran en la Figura II.11, de Johannessen y Skaar (1980), son estimaciones de las frecuencias naturales de los cuatro primeros modos de flexión vertical de buques de carga genéricos y de los cinco primeros modos de flexión vertical para petroleros. Nótese la bondad para los casos de dos nodos. Nótese también que los máximos de 6 Hz representados en la Figura II.11 también están bastante por debajo de las frecuencias de excitación de la hélice a plena carga, y la idoneidad de los datos queda indicada en la figura empeora rápidamente conforme

aumenta el orden modal. La razón principal del trunque de los datos con el número de nodos es la influencia creciente de los efectos locales (por ejemplo, resonancias cercanas de puentes, cubiertas, etc.) en los modos de viga básicos identificables.

La fórmula de Kumai, junto con la Figura II.11, es, sin embargo, útil en pasos preliminares para evitar la resonancia con el motor diésel principal. La siguiente fórmula, de Johannessen y Skaar

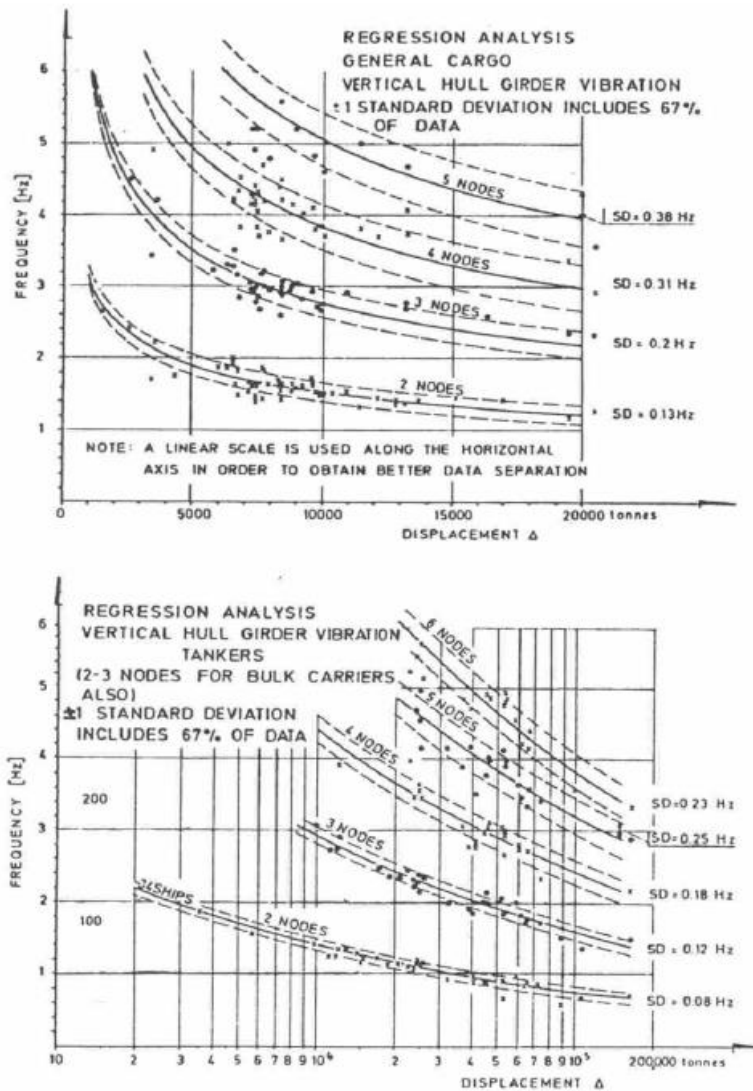


Figura II. 11 - Frecuencias naturales de la vibración vertical del casco

(1980), que representa los datos de la Figura II.11, expresa las primeras frecuencias naturales de flexión vertical en términos de valores de dos nodos:

$$N_{nv} \approx N_{2v}(n - 1)^\alpha$$

En donde

$$\alpha = \begin{cases} 0.845 & \text{Buques de carga general} \\ 1.0 & \text{Bulk Carriers} \\ 1.02 & \text{Petroleros de crudo} \end{cases}$$

En donde N_{nv} es la frecuencia natural vertical de dos nodos y n es el número de nodos, no debiendo superar el valor 5 o 6 para estar dentro del rango de validez del método. Nótese la proporcionalidad aproximada de N_{nv} con el número de nodos (esto también queda de manifiesto en la Figura II.11). A continuación se muestra un ejemplo de aplicación:

Supongamos el caso del buque tipo “reefer” (buque frigorífico), buque 1 de la tabla 1, por ejemplo, $N_{2v} = 92.4 \text{ cpm}$, y $\alpha = 0.845$. Los cuatro primeros modos del refuerzo vertical de este barco se estimarían para que tuvieran las siguientes frecuencias naturales correspondientes:

n	N (cpm)
2	92.4
3	166
4	234
5	298

Con una frecuencia del motor de 122 cpm, por ejemplo, la frecuencia de la excitación del motor de segundo orden es $2 \times \text{RPM} = 244 \text{ cpm}$, que está relativamente próxima a la frecuencia natural estimada del modo del refuerzo de cuatro nodos. Mientras la estimación de la frecuencia natural de 234 cpm es, de hecho, demasiado pobre, nos sirve, al menos, de guía en análisis posteriores para afinar la estimación de la frecuencia natural del refuerzo en este caso particular.

En el caso de una alta excitabilidad esperada en resonancia con los momentos del motor diésel, que a veces se desarrolla durante el diseño, las componentes del momento de excitación se pueden reducir normalmente con eficacia mediante la instalación de compensadores o balanceadores eléctricos. Estos dispositivos consisten en contrapesos rotativos normalmente engranados directamente al motor, o alimentados eléctricamente e instalados en el extremo de popa del buque. Giran en el régimen y la fase necesarios para provocar la anulación con los indeseables momentos de primer y segundo orden generados por el motor.

Una alternativa es la instalación del motor diésel principal sobre soportes resilientes (Schlottmann et al, 1999). El aislamiento del motor principal con soportes resilientes puede ser una buena solución para minimizar la vibración del casco y el ruido de la estructura. Por tanto, durante el diseño conceptual, se recomiendan seguir las siguientes directrices:

- i) Suponiendo que no hay compensación en el motor, se instalarán compensadores engranados para $2 \times \text{Motor RPM}$ en ambos extremos del eje si:
 - a. La amplitud del momento vertical de segundo orden a plena potencia excede el valor PRU (Power Related Unbalanced) de 220 N-m/kW, como se discutió en la subsección 3/3.
 - b. El doble del valor de las RPM del motor está dentro del 20% de cualquiera de los modos de la estructura vertical en al menos 5 nodos como se predijo en el procedimiento del ejemplo inmediatamente precedente.

- ii) La compensación del momento es efectiva pero debería cumplirse a) y b) al mismo tiempo. Es recomendable un análisis más exhaustivo de las frecuencias naturales de los refuerzos para establecer la estructura en el diseño preliminar y calcular más adecuadamente la proximidad de una resonancia con el motor dentro de un rango de un 20% alrededor del doble de las RPM del motor a plena carga.

VIBRACIÓN LONGITUDINAL DEL CONJUNTO MOTOR PRINCIPAL-LÍNEA DE EJES EXCITADA POR LA HÉLICE

La vibración longitudinal del conjunto motor principal-línea de ejes también puede ser relevante con respecto a lo siguiente:

- i) El la condición de resonancia o próxima a ella con el sistema de masa y rigidez, los cambios de empuje en la chumacera pueden resultar, en un periodo de tiempo relativamente corto, ser capaces de provocar la destrucción de la chumacera;
- ii) La vibración en cámara de máquinas, incluida la vibración del propio motor, puede ser excesiva con respecto al daño estructural del polín (o bancada) y el fondo.
- iii) El empuje amplificado transmitido a través de la chumacera y su brazo de momento referido al eje neutro del refuerzo del casco puede provocar una respuesta vertical de dicho refuerzo que excite la vibración resonante de subestructuras montadas sobre bancadas.

El interés por la vibración longitudinal de la máquina viene desde antiguo, comenzándose a estudiar seriamente en los buques militares propulsados por turbina de vapor en la Segunda Guerra Mundial. La vibración longitudinal está considerada objeto de estudio necesario en el diseño conceptual. El conjunto de la maquinaria principal tiene largos periodos de vida y cualquier problema debe ser detectado lo antes posible.

Las frecuencias naturales proa-popa del sistema de propulsión principal tienden a caer en el rango de frecuencia de excitación del régimen de la hélice. En líneas de ejes cortas, el primer modo puede coincidir fácilmente con el régimen de la pala, pero el segundo modo estará muy por encima. En líneas de ejes largas, el conjunto simplemente no puede ser diseñado para que el primer modo esté por encima del régimen de la pala y, por tanto, debe ser configurado para que permanezca lo suficientemente por debajo. Pero entonces, el segundo modo pasa a ser objeto de estudio en el caso de líneas de ejes largas.

La incerteza principal en lo relativo a la vibración longitudinal es la rigidez de la chumacera y su "soporte". El "soporte" de la chumacera es la estructura crítica del barco que se deforma, como un muelle, en respuesta al empuje transmitido a través de la chumacera. La chumacera en un diésel está normalmente localizada en la parte trasera de la carcasa. La carcasa confiere algo de rigidez extra sobre planta de vapor. Las rigideces en serie en cámara de máquinas y estructura del fondo pueden presentar una conexión crítica, teniendo en cuenta que en la suma de rigideces en serie la rigidez total es menor que la rigidez de la mayoría de los elementos flexibles. Esta estructura de soporte debe ser diseñada cuidadosamente en una etapa temprana para

ubicar adecuadamente las dos primeras frecuencias naturales del sistema con relación al régimen de la pala para evitar problemas serios.

Los tres modelos de la figura 2/sec.4 se pueden utilizar para estimar los dos primeros modos del conjunto línea de ejes-motor. Se considera que el número mínimos de masas necesario para estimar, de manera razonablemente aceptable, los dos primeros modos de vibración del conjunto. La definición de los datos de masa y rigidez mostrados en la figura es la siguiente:

M_1

= masa asociada a la hélice en kg, compuesta por la masa de la hélice, incrementada en un 60% debido a la masa hidrodinámica añadida, la mitad del peso eje

K_1 = rigidez del eje de cola en N/m, desde la hélice hasta el acoplamiento con la línea

$$= \frac{AE}{\ell_p}$$

A = Área transversal del eje en m^2

M_2

= masa asociada al eje de cola/acoplamiento en kg, compuesta por la masa de la mitad del eje de cola más la mitad del eje central. (Para líneas de ejes muy cortas, M_2 se puede ubicar en el eje central con distribuciones de masa y rigidez ajustadas convenientemente)

K_2

= rigidez del eje central en N/m, desde el acoplamiento a la chumacera de empuje (supuesta en la zona trasera de la carcasa).

M_3

= masa asociada a la chumacera de empuje en kg, compuesta por la mitad de la masa del eje central, el motor, incluida la chumacera, más el peso de la bancada/soporte con un margen del 25%

K_3 = rigidez de los elementos de la chumacera y la bancada del motor en N/m

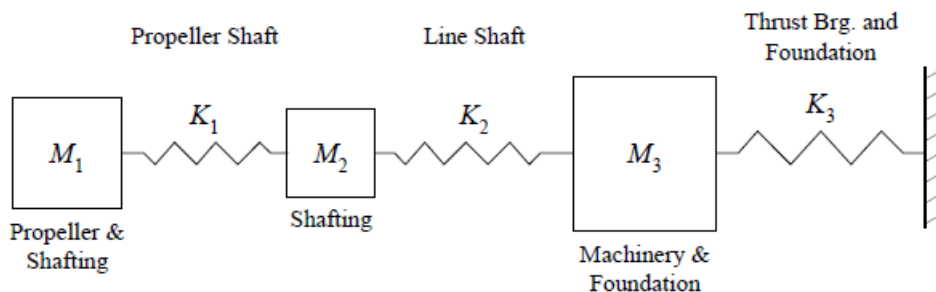


Figura II. 12 - Modelo longitudinal de tres masas del sistema de propulsión principal

Es aconsejable tratar la rigidez K_3 como una incógnita a determinar para que las dos frecuencias naturales estén en niveles apropiados con respecto a la frecuencia de excitación del régimen de la pala. Las ecuaciones acopladas del movimiento llevan a un problema de autovalores:

$$\begin{bmatrix} -\omega_n^2 M_1 + K_1 & -K_1 & 0 \\ -K_1 & -\omega_n^2 M_2 + K_1 + K_2 & -K_2 \\ 0 & -K_2 & -\omega_n^2 M_2 + K_2 + K_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi_{n1} \\ \psi_{n2} \\ \psi_{n3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Donde ψ es el modo o forma de deformación. Es necesario expandir el determinante de la matriz de coeficientes para formar la ecuación característica cuyas raíces son las tres frecuencias naturales. En primer lugar, defínase, por conveniencia, la siguiente notación:

$$\Omega_n \equiv \omega_n^2, \Omega_{11} = \frac{K_1}{M_1}, \Omega_{12} = \frac{K_1}{M_2}, \Omega_{22} = \frac{K_2}{M_2}, \Omega_{23} = \frac{K_2}{M_3}, \Omega_{33} = \frac{K_3}{M_3}$$

Con lo que la ecuación característica resultante es la siguiente cúbica en Ω_n :

$$\begin{aligned} &\Omega_n^3 + \Omega_n^2(\Omega_{11} + \Omega_{12} + \Omega_{22} + \Omega_{23} + \Omega_{33}) \\ &\quad - \Omega_n[\Omega_{11}(\Omega_{22} + \Omega_{23} + \Omega_{33}) + \Omega_{12}(\Omega_{23} + \Omega_{33}) + \Omega_{22}\Omega_{33}] + \Omega_{11}\Omega_{22}\Omega_{33} \\ &= 0 \end{aligned}$$

La incógnita K_3 , en Ω_{33} , se puede calcular para distribuciones específicas de Ω_n en los rangos de interés.

$$\Omega_{33} = \frac{\Omega_n[\Omega_n^2 + \Omega_n(\Omega_{11} + \Omega_{12} + \Omega_{22} + \Omega_{23}) - (\Omega_{11}\Omega_{22} + \Omega_{11}\Omega_{23} + \Omega_{21}\Omega_{23})]}{-\Omega_n^2 + \Omega_n(\Omega_{11} + \Omega_{12} + \Omega_{22}) - \Omega_{11}\Omega_{22}}$$

El valor correspondiente para la constante de muelle de la bancada requerida es:

$$K_3 = M_3 \Omega_{33}$$

K_3 se puede representar entonces como función del Ω_n para determinar la rigidez de la estructura que el astillero tiene que diseñar y construir para conseguir la rigidez apropiada para el sistema. Debería hacerse notar que aumentando Ω_n desde valores bajos, K_3 aumentará, y tomará valores negativos cuando se alcance el segundo modo. Consecuentemente la rigidez pasa otra vez a ser positiva si se sigue aumentando la frecuencia en el segundo modo. Los rangos relevantes son sólo aquellos en que K_3 es positiva.

Ejemplo:

Tomemos el caso descrito en el ejemplo de la hélice de la subsección anterior, con un régimen de 120 rpm para la hélice de 5 palas, y por tanto, una frecuencia de 10 Hz. Los datos empleados en este ejemplo son:

Peso de la hélice, $W_p = 24098 \text{ kg}$

Longitud del eje de cola, $L_{ps} = 15.24 \text{ m}$

Longitud del eje central, $L_{ls} = 21.34 \text{ m}$

Diámetro del eje de cola, $d_{ps} = 9.45 \text{ cm}$

Diámetro del eje central, $d_{ls} = 11.81 \text{ m}$

Peso del motor, $W_e = 136080 \text{ kg}$

Asumiendo el diagrama de bloques descrito anteriormente, las masas y rigideces son:

$$M_1 = 65770 \text{ kg}$$

$$M_2 = 62050 \text{ kg}$$

$$M_3 = 204940 \text{ kg}$$

$$K_1 = 6182 \times 10^6 \text{ N/m}$$

$$K_2 = 1979 \times 10^6 \text{ N/m}$$

$$K_3 = K_f \text{ a determinar}$$

La Figura II.13 muestra un gráfico de la frecuencia natural en función de la rigidez de la bancada para los dos primeros modos.

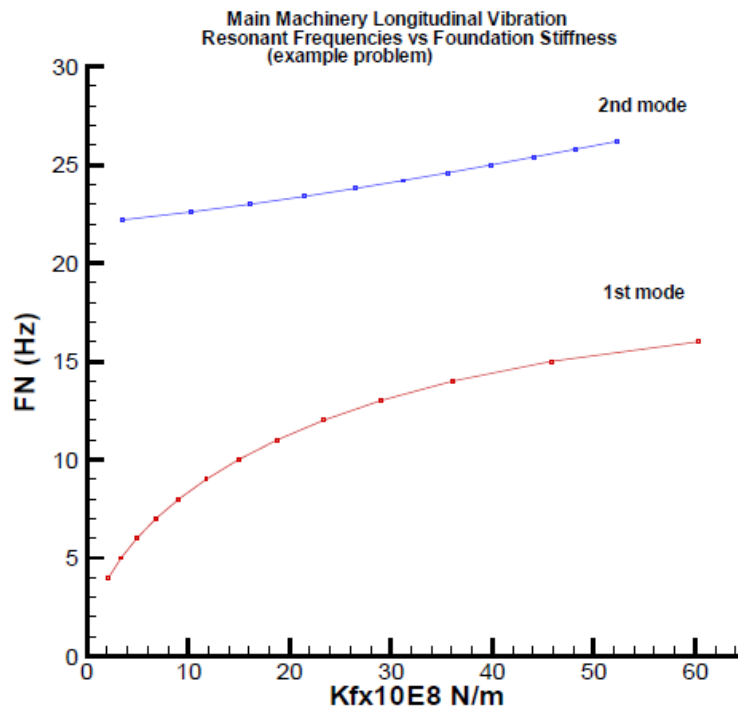


Figura II. 13 - Ejemplo de las frecuencias de resonancia en vibración longitudinal de la maquinaria principal vs rigidez de la bancada

La frecuencia de excitación en el régimen de la pala, en la figura 3, es 10 Hz para que la rigidez de la bancada esté suficientemente tanto por encima como por debajo de aproximadamente $15 \times 10^8 \text{ N/m}$. Recordando que K_f es la rigidez en serie de la chumacera y el soporte, la rigidez de la chumacera suele estar alrededor de $36 \times 10^8 \text{ N/m}$. Mediante la adición en serie, se obtiene un rango de rigidez requerido más alto: inferior a 12.9×10^8 o superior a $72 \times 10^8 \text{ N/m}$. Es deseable fijar las frecuencias naturales excitables por encima del rango de frecuencias de excitación. De otra manera, una resonancia cae dentro del rango de operación; en tal caso, hay que asegurarse de que esté lo suficientemente por debajo de la frecuencia en el régimen de la pala a plena carga.

En este ejemplo en particular, que no es atípico, el segundo modo no es de relevancia ya que queda por debajo del rango de frecuencias de excitación para todas las rigideces de la bancada. Como para el primer modo, la experiencia demuestra que no sería práctico, constructivamente hablando, fabricar una bancada con una rigidez de 72×10^8 N/m. La elección disponible sería una bancada con una rigidez no superior a 12.9×10^8 N/m.

Diseñar la bancada de la chumacera para una determinada rigidez no es un problema sencillo, con deformación a cortante de los refuerzos y deformación por flexión del fondo hasta una cierta longitud. Probablemente la mejor solución sea diseñar el doble fondo lo más rígido posible cumpliendo con el resto de restricciones. Esto ayuda entonces a limitar la estructura deformable a la bancada adecuada por encima del doble fondo, donde se puede trabajar con resultados más reales en el diseño de detalle estructural.

Se recomienda, por tanto, seguir los siguientes pasos en el diseño conceptual:

- i) Aproximar las constantes en el modelo de tres masas y realizar los cálculos de las rigideces combinadas de la chumacera y su bancada.
- ii) Estimar la rigidez de la chumacera y realizar la substracción en serie para llegar a una primera estimación de la rigidez de la bancada. Representar los resultados en un gráfico similar al de la figura 3.
- iii) Si las RPM y el número de palas N han sido decididos, seleccionar una rigidez de la bancada en el gráfico para la que ninguna de las frecuencias naturales estén dentro del 20% de la frecuencia de excitación del régimen de la pala a plena carga.
- iv) Si las RPM y/o el número de palas no se han decidido, o iii) no se puede conseguir, seleccionar RPMxN tales que se cumpla iii). Preferentemente, seleccionar RPM y N tales que la frecuencia de resonancia del primer modo caiga al menos por encima del 20% de la excitación del régimen de la pala a plena carga para evitar la condición crítica en el rango de potencias. (N = 5 palas es la mejor elección para minimizar el régimen del empuje alternativo en buques de popa convencional y hélice con disposición tradicional, como se discutió en la sección 3).
- v) Determinar la rigidez requerida de la bancada a los diseñadores para emplear en las etapas de diseño estructural preliminar/de detalle.

VIBRACIÓN PROA-POPA EXCITADA DE LA SUPERESTRUCTURA

En los años 60, los movimientos en cámara de máquinas de buques mercantes desde la sección media hasta la popa fue un avance técnico en todos los aspectos excepto en uno: la vibración inducida por la hélice. El movimiento era un problema de resistencia longitudinal a medida que los buques eran de mayores esloras. Sin embargo, con la eliminación de la discontinuidad estructural desde la zona central y el acortamiento de la línea de ejes también se redujeron los costes. Sin embargo, la estela inherente se hacía más irregular con popas más llenas, y con las potencias motoras crecientes en el momento, el papel que jugaba la cavitación de la hélice como un excitador de la vibración dominante empezó a ser aparente. Para tener desde el puente una visión clara de toda la zona de proa, era necesario la elevación del puente. Con esta estructura

instalada necesariamente sobre el espacio de máquinas, era difícil conseguir la rigidez estructural adecuada. Entonces, con el puente también localizado directamente por encima de la hélice, la vibración del puente excitada por la hélice se convirtió en el quebradero de cabeza de la industria.

Como se comentó en la subsección 4/3, con el análisis de la estructura del casco ignorando los efectos dinámicos de la superestructura se puede obtener una estimación útil de las primeras frecuencias naturales de los refuerzos para propósitos de eliminación de resonancias con motor diésel. De hecho, y afortunadamente, las primeras frecuencias naturales de flexión asociadas a superestructuras de popa, que generalmente caen en el rango de las frecuencias de excitación de la hélice, pueden estimarse con cierto grado de exactitud ignorando los efectos dinámicos de la estructura del casco. Este es el caso en que el peso de la superestructura es pequeño en comparación con la masa efectiva de la estructura en las inmediaciones de las frecuencias naturales acopladas en cuestión. Cualquier consideración de la respuesta vibratoria, frente a las frecuencias naturales solas, debe, por otra parte, permitir el acoplamiento dinámico. Esto está basado en la consideración de que, en los casos preponderantes, la vibración de la superestructura está excitada por la vibración del refuerzo en su base. El modo de vibración de la superestructura de principal importancia es la flexión proa-popa excitado, la mayoría de las veces, por la vibración del refuerzo en el régimen de vibración vertical de la hélice. Este modo también puede ser excitado indirectamente en el régimen de la hélice por la excitación longitudinal procedente de la resonancia longitudinal de la línea de ejes a través de la chumacera.

Se ha probado que el método semi-empírico de Hirowatari y Matsumoto (1969) es de gran utilidad para obtener primeras estimaciones de las frecuencias naturales de flexión proa-popa de la superestructura. Este método fue desarrollado mediante la correlación del análisis simple y medidas de frecuencias naturales proa-popa de superestructuras tomadas en aproximadamente una treintena de buques. En este método, la frecuencia natural proa-popa de la "base fija" se determina en función del tipo y altura del puente. La frecuencia natural de la base fija se reduce aplicando un factor de corrección para tener en cuenta la flexibilidad rotacional de la estructura de soporte bajo cubierta. En particular, el procedimiento de Hirowatari es el siguiente:

- i) Seleccionar el tipo de superestructura de la Figura II.14.
- ii) Determinar la altura de la superestructura, h .
- iii) Leer f_{∞} (frecuencia natural de la base fija) en función de h de la Figura II.15.
- iv) Leer $\frac{f_e}{f_{\infty}}$ (factor de corrección) en la Tabla II.3.
- v) Calcular f_e (la frecuencia natural de la superestructura en el primer modo de vibración proa-popa) mediante la siguiente fórmula: $f_e = f_{\infty} \left(\frac{f_e}{f_{\infty}} \right)$

Este método genera resultados que están dentro del 15% de las medidas tomadas de ensayos de vibración. Sin embargo, el método es inaplicable cuando el tipo de superestructura difiere mucho de las propuestas en el método. Además, queda cierta incertidumbre en lo referente al uso de los factores de corrección para la flexibilidad de la estructura de anclaje dado en la Tabla II.3, ya que dicha estructura puede variar en tipo, desde grandes vigas sobre puntales hasta mamparos estructurales. A pesar de estos inconvenientes, parece que el método funciona bien

en la mayoría de los casos, teniendo en cuenta las limitaciones en los datos de partida. Esta característica hace que el método de Hirowatari sea especialmente interesante durante la etapa de diseño conceptual en la que los datos de diseño son mínimos o inexistentes.

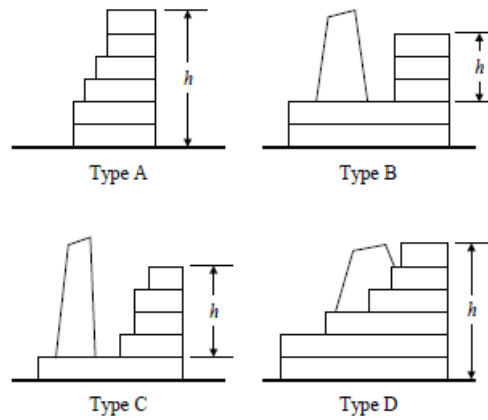


Figura II. 14 - Tipos de superestructuras

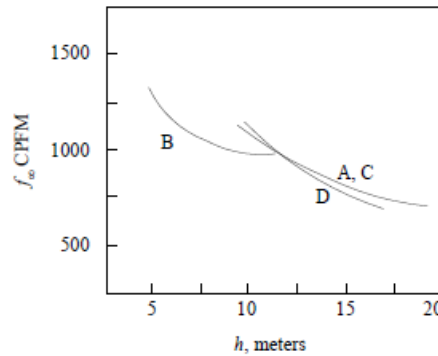


Figura II. 15 - Frecuencias naturales de superestructura fija en la base

Type	f_e/f_n
A, C	0.625
B	0.602
D	0.751

Tabla II. 3 - Factores de corrección de la base flexible

Se ejemplifican a continuación los dos efectos básicos que influyen en la frecuencia natural fundamental de la superestructura proa-popa:

- i) Flexión de la base fija y cortante de la superestructura como una viga a lo largo de su altura, h . Figura II.15.
- ii) "Rocking" de la superestructura como sólido rígido en la rigidez torsional efectiva de su estructura de soporte.

Normalmente, uno de los mamparos transversales principales de la superestructura será la continuación de uno de los dos mamparos transversales de la cámara de máquinas. La intersección del mamparo continuo y la cubierta identificada como la base de la superestructura se puede considerar como el eje alrededor del cual ocurre el "rocking".

La frecuencia natural proa-popa de la superestructura debido al efecto combinado de rocking y flexión/cortante puede estimarse utilizando la ecuación de Dunkerley (Thomson, 1973):

$$f_e = \sqrt{\frac{1}{1/f_\infty^2 + 1/f_R^2}}$$

Aquí, f_∞ es la frecuencia natural de la base fija, de la Figura II.15, o mediante cálculo. f_R es la frecuencia natural de rocking de la superestructura rígida, de altura h , en su rigidez de soporte,

$$f_R = 60/2\pi \sqrt{K_f/J} \text{ cpm}$$

J es el momento de inercia de la masa de la superestructura con respecto al eje de rocking y K_f es la rigidez torsional efectiva de la base de la superestructura, también con respecto al eje de rotación. El procedimiento de Hirowatari, junto con la fórmula anterior, es de utilidad en estudios correctivos de diseño o post-diseño en los que las estimaciones deben hacerse de los efectos relativos de los cambios estructurales. Esto queda demostrado mediante el siguiente ejemplo:

Ejemplo:

Suponga que una superestructura convencional tipo A, de la Figura II.14, ha sido diseñada conceptualmente y que, para el motor seleccionado a plena potencia, PRPM = 100 y N = 5, dando un régimen de excitación de la hélice de 500 cpm. La altura del puente, h , es 15 metros. Tomando como referencia, Figura II.14 y 15 y Tabla II.3:

$$f_\infty \cong 800 \text{ cpm}$$

Y

$$f_e/f_\infty = 0.625$$

Esto nos da una frecuencia natural del puente proa-popa estimada de:

$$f_e = 0.625(800) = 500 \text{ cpm}$$

Que es precisamente la frecuencia de excitación en el régimen de la hélice. Procédase con la idea de rigidizar el sistema para que aumente la frecuencia natural un 20% mínimo hasta 600 cpm. La frecuencia de rocking se estima en primer lugar como,

$$f_R = \sqrt{\frac{1}{1/f_e^2 - 1/f_\infty^2}} = 640 \text{ cpm}$$

Entonces,

$$K_f/J = (2\pi/60)^2 f_R^2 = 4490 \text{ rad}^2/\text{s}^2$$

Ahora supóngase que la masa del puente, m , se ha estimado en 30 toneladas. Supóngase también que la cara frontal del puente es la continuación del mamparo de proa de la cámara de

máquinas, de manera que el puente rota efectivamente alrededor del eje inferior de proa, Figura II.16. Supóngase que el radio de giro, \bar{r} , del puente alrededor de su eje es 10 metros. El momento de inercia de la masa del puente, J , es entonces:

$$J = m\bar{r}^2 = 3 \times 10^7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

La rigidez rotacional efectiva del anclaje se estima como:

$$K_f = 1.35 \times 10^{11} \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$$

En adelante, supóngase que la rigidez se propone en forma de dos puntales paralelos de tubo de acero extra-resistente de 20 cm, de 6 metros de longitud cada uno, y localizados bajo los mamparos laterales del puente, como se indica en la Figura II.16.

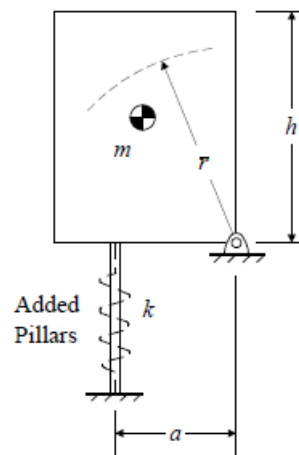


Figura II. 16 - Rigidez del puente

La rigidez axial efectiva de los puntales paralelos se ha calculado para ser $k = 5 \times 10^8 \text{ N}/\text{m}$. Los puntales están dispuestos a una distancia $a = 5 \text{ m}$ a popa del mamparo de proa, para que el incremento de rigidez rotacional añadida por los puntales sea:

$$\delta K_f = ka^2 = 1.25 \times 10^{10} \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$$

La rigidez del anclaje rigidizado es:

$$K'_f = K_f + \delta K_f = 1.475 \times 10^{11} \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$$

Que representa un incremento del 9.3%. La nueva frecuencia de rocking es:

$$f'_R = f_R \sqrt{1.093} = 669 \text{ cpm}$$

Por tanto, la frecuencia natural proa-popa del puente aumenta hasta:

$$f'_e = \sqrt{\frac{1}{1/f_\infty^2 + 1/f_R^2}} = 513 \text{ cpm}$$

Esto representa un aumento del 2.6% sobre el valor de 500 cpm sin los puntales, y mucho más lejos de los 600 cpm que se consideran necesarios. Para alcanzar una $f'_e = 600 \text{ cpm}$,

invirtiendo el último cálculo, obtenemos $f_R = 907 \text{ cpm}$, y $K_f = 2.72 \times 10^{11} \text{ N} \cdot \text{m/rad}$. Esto es alrededor del doble de la rigidez rotacional del diseño original. Sería esencialmente imposible doblar la rigidez estructural del soporte empleando las características del diseño estándar.

En conclusión, el simple análisis del ejemplo anterior demuestra el error común de que los problemas de vibración siempre se eliminan rigidizando la estructura. Esto puede ser cierto para estructuras ligeras como mástiles, pasamanos, y similares, pero en la mayoría de las superestructuras, una vez que las dimensiones principales y escantillones se establecen de forma incorrecta, el problema se hace incorregible mediante una variación en la rigidez, como sugiere el ejemplo anterior. Posiblemente se pueda reducir la rigidez para evitar la resonancia, que era el quid del ejemplo anterior sobre la rigidez del soporte de la chumacera. Pero las reducciones de rigidez son generalmente indeseables, pues pueden generar una deflexión estática excesiva. Como en el ejemplo de la chumacera, la solución más simple puede ser modificar las revoluciones del motor y/o el número de palas de la hélice. En este ejemplo concreto, un cambio de 5 a 6 palas sin modificaciones estructurales pondría la resonancia en el rango de operación, pero al 20% por debajo de la nueva frecuencia de excitación en el régimen de la pala a plena carga de 600 cpm.

Se sugieren los siguientes pasos específicos para reducir el daño potencial de la excesiva vibración del puente inducida por la hélice en la etapa de diseño conceptual.

- i) Realizar el análisis anterior en el diseño del puente seleccionado y estructura de soporte para predecir la frecuencia natural de rocking proa-popa.
- ii) Compara la frecuencia natural con la frecuencia de excitación de la pala del motor y hélice, Si el motor y/o hélice no se han seleccionado, nótese que la frecuencia del régimen de la pala que hay que evitar en la última selección.

Si las características del motor y hélice han sido seleccionadas, establecer el rango de rigideces de la estructura de soporte del puente calculada como la necesaria para evitar la resonancia dentro del 20% de la frecuencia de la pala a plena carga. Esto es sólo una recomendación como en el caso de la vibración longitudinal en la etapa de diseño conceptual. Esto fija la última implementación a los diseñadores preliminares quienes, al menos, habrán sido concienciados de la dificultad potencial según se avanza.

ANÁLISIS DE LA VIBRACIÓN

INTRODUCCIÓN

Alcance y objetivo

El diseño y construcción de un buque exento de vibración excesiva continúa siendo un aspecto primordial y, como tal, es prudente investigar, mediante análisis, la tendencia a los problemas de vibraciones en una etapa temprana del diseño. El análisis de la vibración está enfocado a establecer varios aspectos del diseño asociados a:

- Configuración del codaste.
- Maquinaria propulsora principal.
- Línea de ejes y hélice.
- Localización y configuración de los principales conjuntos estructurales.

La estructura del casco incluye el forro y todos sus elementos internos, que en conjunto dan la resistencia necesaria para desarrollar satisfactoriamente las funciones de su diseño en un cierto modelo de la mar. La estructura del buque responde a la de una viga simplemente apoyada cuando está sometida a cargas dinámicas. La vibración inducida por la hélice es una fuente común de la vibración del buque y se manifiesta de varias formas. Las fuerzas dinámicas de la línea de ejes se transmiten al casco a través de los cojinetes del eje. La hélice induce presiones fluctuantes en la superficie del casco, que induce vibración en la estructura. Los motores principal y auxiliar pueden causar vibración directamente a través de las fuerzas dinámicas transmitidas por sus polines. La respuesta a este esfuerzo puede causar la vibración de los refuerzos del casco, puente, cubierta y otras estructuras, estructuras locales y equipo. Cuando se intenta determinar la fuerza de vibración, es necesario establecer la frecuencia de excitación y relacionar dicha frecuencia con la frecuencia de rotación del eje, determinando el número de oscilaciones por vuelta del eje. Las principales excitaciones no equilibradas inducidas por el motor, encontradas en buques propulsados por motores diésel lentos, son las fuerzas y momentos del motor libre primarios y secundarios.

La respuesta de la estructura del casco puede ser resonante o no resonante. La estructura del casco vibrará normalmente en los siguientes modos:

- Flexión vertical.
- Flexión horizontal.
- Torsión.
- Longitudinal.
- Existe acoplamiento horizontal y torsional, especialmente en buques portacontenedores.

La mayoría de las subestructuras típicas incluyen puentes, estructuras de cubierta principales, grandes sistemas de maquinaria propulsora, etc., que debido al acoplamiento directo con la vibración de la estructura del casco pueden influir significativamente en el conjunto total o global de la vibración del casco. Al analizar los conjuntos de vibración de dichas grandes estructuras complejas, es necesario identificar la razón principal del exceso de vibración observado. El exceso de vibración de una estructura principal puede ser el resultado de una resonancia estructural en la subestructura o en el detalle de la unión de la subestructura al casco.

Los componentes estructurales locales son conjuntos estructurales menores, en comparación con las subestructuras principales referidas anteriormente. Pueden identificarse como estructura local paneles, planchas, refuerzos, mamparos, plataformas, pasamanos, polines de equipo pequeño, etc., y son componentes de estructuras superiores (subestructuras principales) o de toda la estructura del casco. La mayoría de los problemas de vibración del buque ocurren en componentes estructurales locales y son resultado de fuertes excitaciones, procedentes de la estructura o subestructura principal, amplificadas por el efecto de la resonancia en la estructura local, o bien son la respuesta a fuerzas vibratorias generadas por el equipo mecánico anclado a la estructura local.

Esta sección describe el proceso de análisis para la vibración del casco del buque inducida por el eje principal y la hélice mediante un método de elementos finitos tridimensional. El objetivo del análisis de la vibración es determinar las características de vibración generales de la estructura del casco y superestructuras principales de modo que aquellas zonas sensibles a las fuerzas vibratorias se puedan identificar y evaluar con relación a los criterios estándar de aceptación de niveles de vibración.

Esquema del proceso de análisis de la vibración del buque

En la Figura II.17, se muestra un diagrama de flujo del proceso. El proceso recomendado es realizar el análisis de la vibración con un modelo de EF tridimensional que represente el buque completo, incluidos el puente y el sistema de maquinaria propulsora principal. Se incluyen los análisis de vibración libre y forzada.

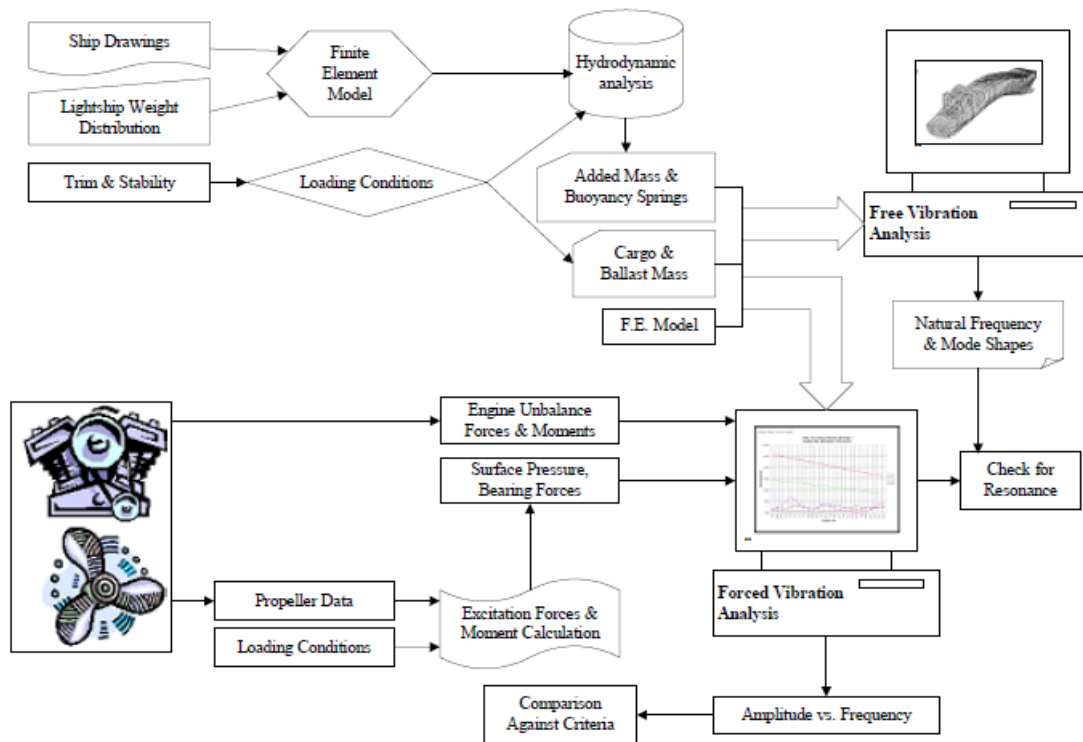


Figura II. 17 - Procedimiento de análisis de la vibración del buque

MODELADO POR ELEMENTOS FINITOS

Modelo global

GENERALIDADES

Las estructuras del buque son complejas y pueden ser analizadas tras la idealización de la estructura. Se asumen algunas hipótesis simplificativas en la idealización por elementos finitos de la estructura del casco. Los requisitos del modelado implican que se puedan obtener todas las secciones estructurales significativas y que la deflexión/velocidad/aceleración puedan ser suficientemente bien estimadas.

Es necesario, para el análisis de la vibración, desarrollar un modelo de elementos finitos tridimensional que represente la totalidad de la estructura del casco, incluyendo el puente y sistema de maquinaria propulsora. En caso de existir un modelo usado para otro tipo de análisis, como por ejemplo el de tensiones, sería necesario adaptarlo para el análisis de la vibración.

TAMAÑO DE LA MALLA

Se debe aplicar un buen criterio en la selección de los puntos de malla, elementos y grados de libertad para representar por completo las propiedades elásticas y de inercia de la estructura mientras se mantiene la complejidad de la generación de datos y el tamaño total del modelo dentro de unos límites manejables. Típicamente, es suficiente una malla de tres a cuatro claras

entre refuerzos para la estructura completa excepto para la popa y estructura del puente. Para obtener una mejor representación de la rigidez estructural se deben utilizar planchas a flexión y elementos viga. Se debe utilizar un mallado más fino en las zonas de interés. En la Figura II.18, se muestran ejemplos típicos de modelos de elementos finitos.

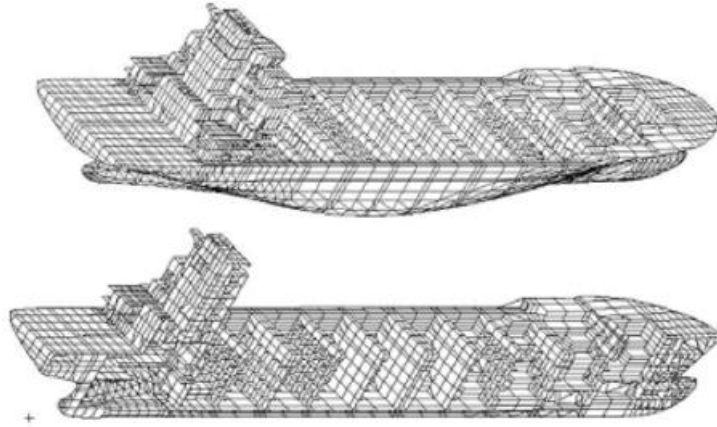


Figura II. 18 - Ejemplo de modelo global de elementos finitos

Motor, eje de cola y codaste

MOTOR PRINCIPAL

Hay que tener mucho cuidado en el modelado del motor y la estructura inmediatamente adyacente. La bancada del motor debe ser modelada en detalle. El motor puede ser modelado como sólido o como carcasa de manera que su peso, centro de gravedad y rigidez coincidan con la especificación del motor. Los dos primeros se pueden controlar asignando distintas densidades de material. Para adaptar la rigidez, se pueden usar distintos módulos de Young para

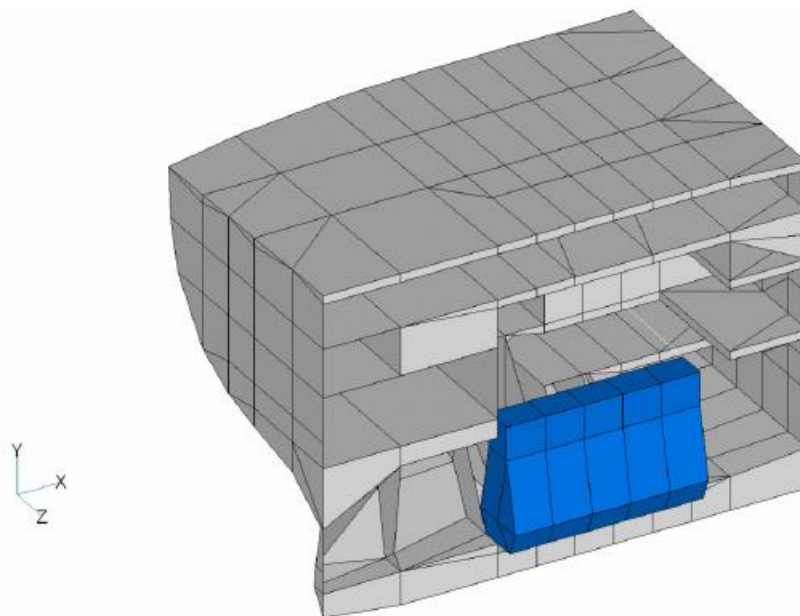


Figura II. 19 - Ejemplo de modelado para el motor

miembros estructurales longitudinales y transversales, respectivamente, basados en los datos de rigidez del motor del fabricante. En la Figura II.19, se muestra un ejemplo de modelo de EF simplificado de un motor diésel. En la Figura II.20, se muestra el modelo de elementos finitos de una turbina. Los tirantes superiores del motor principal pueden modelarse mediante muelles con coeficientes de rigidez obtenidos de los datos del fabricante.

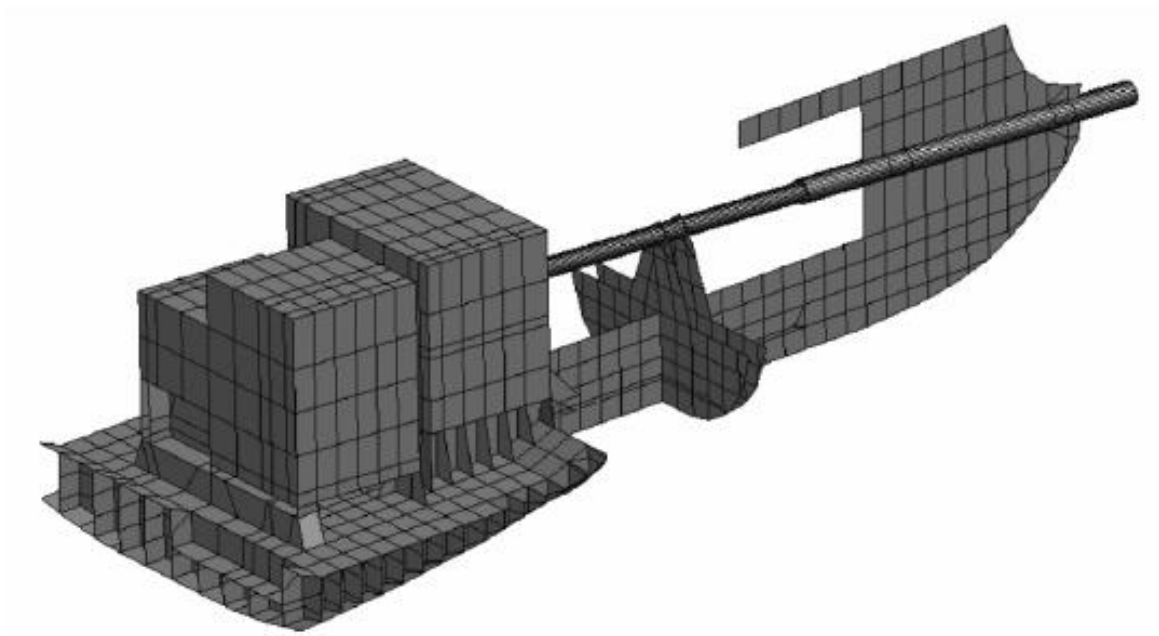


Figura II. 20 - Ejemplo de modelado de turbina y eje

EJE DE COLA Y HÉLICE

El eje de cola debe ser modelado explícitamente tal que represente la rigidez propia del eje. Puede ser modelado mediante elementos viga o barra. Se debe tener cuidado en el modelado de los cojinetes de apoyo. La estructura de apoyo transversal se modelará con la ayuda de elementos tipo membrana (plancha). La longitud del eje de cola será desde el centro del núcleo de la hélice, como se muestra en la Figura II.21. La hélice se modelará como un elemento masa.

ESTRUCTURA DEL CODASTE

Especial cuidado hay que prestar cuando se modela la estructura del codaste. Típicamente, la estructura del codaste es un elemento de fundición de alto espesor. Si se modela mediante elementos plancha, se deberá aumentar el espesor lo suficiente para conseguir la rigidez de la estructura.

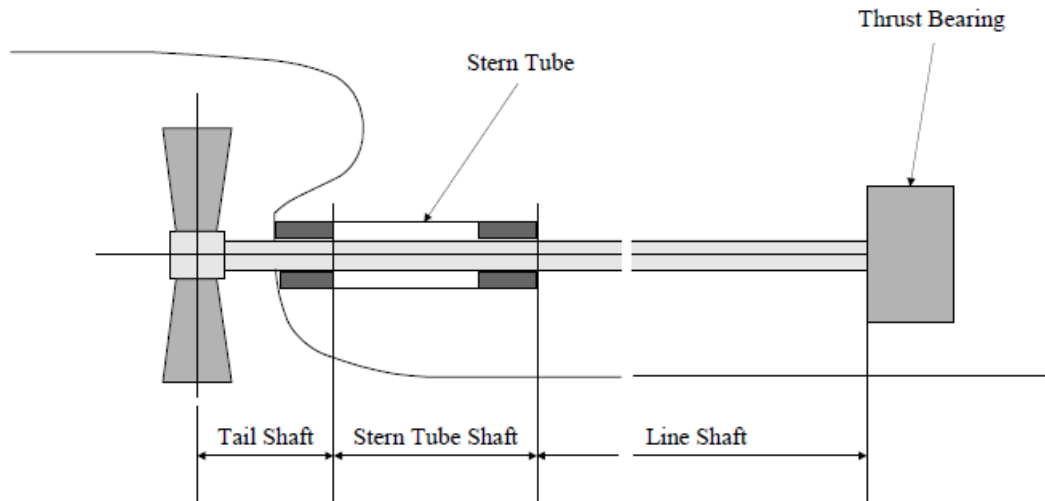


Figura II. 21 - Eje de cola

Distribución del peso en rosca

La distribución del peso en rosca es un factor importante en cualquier análisis de la vibración. Los resultados se pueden ver drásticamente afectados si el peso en rosca no está representado adecuadamente. Típicamente, los equipos pesados se modelan como elementos masa y se colocan en nodos tales que el peso total y el centro de gravedad del equipo están mantenidos. Esta distribución debe ser adecuada en la medida de lo posible en las zonas de interés. En general, el centro de gravedad del modelo de EF y el centro de gravedad de libro T&S debe estar dentro del 0.5% de la eslora total del buque. El peso y distribución del peso de la superestructura del puente, longitudinal y transversal, deben ser representadas correctamente.

Carga, agua de lastre en tanques y fuel-oil en tanques

Se pueden emplear elementos masa en las inmediaciones del tanque para representar la carga, el agua de lastre y el fuel-oil en los tanques.

Modelos locales

Típicamente, para calcular las frecuencias naturales locales se emplean paneles de plancha flexible. Para el cálculo de la frecuencia natural se escoge un número de planchas de distintas cubiertas, plataformas, pisos y mamparos dentro de la superestructura y zonas del casco. Las planchas seleccionadas son bien puntos típicos o bien aquellos puntos donde se esperan las frecuencias naturales más bajas en las zonas de interés. En los cálculos, las condiciones de contorno de apoyo se evalúan con la disposición del diseño local. El tamaño de la malla puede ir desde uno o dos elementos entre refuerzos hasta seis elementos.

CONDICIONES DE CARGA

Elección de la condición de carga y velocidad del buque

El objetivo del análisis de la vibración es investigar el desarrollo de la vibración del buque en condiciones de servicio impuestas. Por tanto, las condiciones de carga, como plena carga o lastre, a las que el buque opera a la velocidad de servicio, será el objetivo del análisis de la vibración. Además, a menudo es aconsejable calcular la condición del buque en pruebas con el propósito de calibrar los resultados numéricos con las medidas. Normalmente, considerando la dificultad que supone el análisis, se recomienda realizar el análisis de la vibración para dos condiciones; bien condición a plena carga y pruebas, o bien, condición a plena carga y condición de lastre.

Dependiendo de la condición de carga, el peso de la carga y el lastre se distribuyen en el modelo estructural utilizando elementos de masa. La masa añadida correspondiente y el amortiguamiento del balance se calculan seguidamente y se añaden al modelo.

Masa añadida

La masa añadida se puede considerar mediante un método de masa virtual usando BEM (Boundary Element Method) como "MFLUID" de MSC NASTRAN. Otra alternativa es un programa tridimensional de análisis de comportamiento en la mar. El análisis incluye tres aspectos principales:

Desarrollo del modelo hidrodinámico: El modelo hidrodinámico debe representar la geometría de la carena cuando se utiliza un programa de comportamiento en la mar lineal. Se recomienda usar un total de unas 2000 planchas (elementos) para la superficie del casco, incluidos los costados de babor y estribor. Las características principales requeridas para el modelo hidrodinámico incluyen: desplazamiento del buque, calados, posición del centro de gravedad y radios de giro.

Análisis hidrodinámico: El propósito del análisis es obtener la distribución de la masa añadida. En general, la frecuencia natural del buque es mucho más alta que las frecuencias de ola consideradas en el análisis de comportamiento en la mar. Para obtener la masa añadida a frecuencias tan altas, se debe usar la opción de masa añadida de frecuencia infinita.

Resultados del mapping hidrodinámico en el modelo de EF: La distribución de masa añadida obtenida del análisis de comportamiento en la mar se representa como una masa añadida en cada modelo de panel hidrodinámico. Se puede emplear un programa de interface para mapear la masa añadida de la arfada en el modelo de EF. El usuario tiene que comprobar que la masa añadida total en el modelo de EF es igual a la masa añadida total en el modelo de panel hidrodinámico.

Amortiguamiento en el balance

En lo relativo a la vibración del casco, el efecto del balance se considera pequeño. En aquellas zonas donde es necesario considerar este efecto, se puede modelar añadiendo elementos tipo

barra a la superficie mojada del modelo. Estos elementos trabajan como muelles y la rigidez total es equivalente a la rigidez del balance vertical del buque.

Condiciones especiales

Los astilleros y/o armadores pueden considerar condiciones de carga adicionales a estudiar durante el proceso del análisis de la vibración.

VIBRACIÓN LIBRE

Procedimiento del análisis

El cálculo de frecuencias naturales y modos debe ser desarrollado resolviendo un problema de autovalores. Las frecuencias naturales (autovalores) y sus correspondientes modos (autovectores) del modelo tridimensional de EF se pueden obtener resolviendo la siguiente ecuación del movimiento:

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{F(t)\}$$

Donde

$[C]$ = matriz amortiguamiento

$[\ddot{u}]$ = matriz columna de aceleraciones

$[\dot{u}]$ = matriz columna de velocidades

$[u]$ = matriz de desplazamientos

$[F]$ = matriz columna de fuerzas armónicas

En la vibración libre, el amortiguamiento $[C]$ y las fuerzas $\{F\}$ son cero. Por tanto, la solución sería

$$[K]\{\Phi\} = \omega^2[M]\{\Phi\}$$

Donde

$[K]$ = matriz de rigidez simétrica

$[M]$ = matriz de masa diagonal

$\{\Phi\}$ = matriz columna del modo de vibración

ω = frecuencia natural

Este problema se puede resolver mediante un análisis de modo normal. Una característica importante de los modos normales es que la escala o magnitud de los autovectores es arbitraria. Los modos de vibración son formas características fundamentales de la estructura, y son por

tanto, cantidades relativas. Ejemplos de modos de un LNG típico son los que se muestran en la figura 6, secc5, y figura 7, secc5. Las frecuencias naturales obtenidas del análisis pueden ser comparadas con las frecuencias de excitación para comprobar la resonancia.

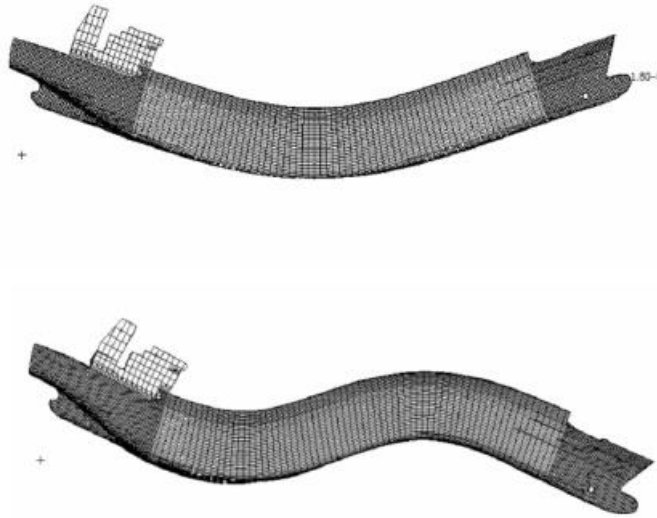


Figura II. 22 - Primer y segundo modo de vibración vertical

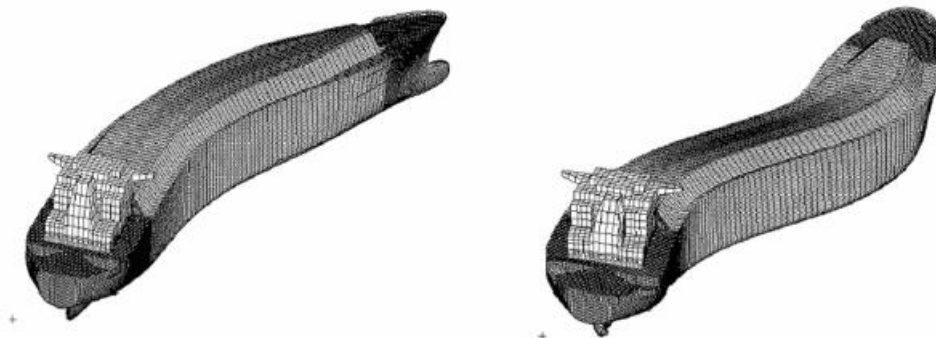


Figura II. 23 - Primer y segundo modo de vibración horizontal

Puntos de comprobación

MODOS DE VIBRACIÓN

Durante el análisis de la vibración libre, es importante validar los resultados estudiando sus modos de vibración. Hay algunos puntos de comprobación:

Los seis primeros modos de vibración deben ser modos de sólido rígido y estos seis modos de vibración de sólido rígido, a saber, cabeceo, balance, guiñada, arfada y translación, no deben generar distorsión elástica. La frecuencia es normalmente muy baja, bastante por debajo del primer modo elástico natural. Cualquier combinación de modo de sólido rígido y/o pérdida de modo(s) de sólido rígido sería un buen indicativo de un modelo de EF erróneo, especialmente cuando se imponen al modelo las restricciones incorrectas.

Los primeros modos elásticos deben aparecer para la estructura del casco. Para buques mercantes típicos, normalmente no hay modos por debajo de los 4Hz. Cualquier “modo local” con bajas frecuencias naturales sería un indicativo de un modelo EF incorrecto. Frecuencias naturales muy bajas indican, generalmente, que la masa es demasiado alta o la rigidez es demasiado baja, o ambas.

Como práctica habitual, se estudian los modos de vibración hasta al menos el doble de la frecuencia de la pala.

FRECUENCIAS NATURALES

Otro punto de comprobación son las frecuencias naturales calculadas en el análisis de la vibración libre. La fórmula de Kumai de la subsección 4/3 para la vibración vertical de dos nodos puede aplicarse para evaluar preliminarmente la frecuencia natural de dos nodos calculada para verificar que las frecuencias del MEF están en el rango adecuado.

EXCITACIÓN DE LA HÉLICE

Introducción

Las fuerzas excitadoras de la hélice son transmitidas al casco a través de la línea de ejes y en forma de pulsos de presión que actúan en la superficie del casco sobre la hélice. Mientras las fuerzas del eje (fuerzas en los cojinetes) son el factor más significativo en las vibraciones de la línea de ejes, el factor predominante para las vibraciones de la estructura son las fluctuaciones de presión sobre la superficie del casco (fuerzas de superficie).

Fuerzas del eje de cola

GENERAL

Las fuerzas del eje de cola (fuerzas en los cojinetes) son efectos de cargas fluctuantes provocadas por la no uniformidad de la estela en la hélice. Generalmente, las variaciones de la fuerza en los cojinetes transmitidas desde la hélice al eje de propulsión están ligeramente afectadas por los fenómenos de cavitación, si la cavitación de la pala no es severa. En ausencia de una gran inclinación del eje, la magnitud de las fuerzas en los cojinetes dependen de las características de la estela, la geometría de la hélice (en particular el skew y el número de palas), la velocidad del buque y la velocidad de giro de la hélice. Para una determinada aplicación, las fuerzas y momentos generados por una hélice de paso fijo sin cavitación severa son, en general, proporcionales al cuadrado de las revoluciones, ya que para una parte considerable del rango de velocidad operacional más alto, el buque opera con un grado de avance nominal constante.

Generalmente, las fluctuaciones de empuje pueden ser del orden del 10% del empuje medio, pero están generalmente entre el 2 y el 8%. Las fluctuaciones de fuerza en las direcciones transversal y vertical son del orden del 1 al 2% del empuje medio. En la mayoría de casos, la

fluctuación del momento alrededor del eje transversal es predominante (5 – 20% del par medio) en comparación con las fluctuaciones del momento alrededor del eje vertical y del par (1 – 10%).

ESTUDIOS PREVIOS

En la década de los 80, se realizó un estudio analítico de las fuerzas y momentos en los cojinetes del régimen 1º y 2º de la pala para una veintena de buques (Veritec, 1985). Los resultados de estos cálculos resultan útiles para realizar la estimación preliminar de las fuerzas dinámicas en las etapas más tempranas del diseño. La Tabla II.4, muestra los resultados de estos cálculos en términos de valores medios y sus rangos de tolerancia. En la tabla, cada una de las seis componentes de carga se expresa en términos del empuje medio T_0 o el par medio Q_0 .

Las fuerzas en los cojinetes de la hélice y los momentos pueden excitar distintos modos de vibración. Para los cálculos de las vibraciones axial y torsional de la línea de ejes, deben tenerse en cuenta las fluctuaciones del par y el empuje. Las vibraciones de flexión de la línea de ejes están influenciadas por fuerzas transversales en direcciones horizontal y vertical, y por momentos flectores alrededor de sus correspondientes ejes.

				Blade Number		
				4	5	6
Blade rate frequency component	Thrust	$F_{x(1)}$	Mean	$0.084 T_0$	$0.020 T_0$	$0.036 T_0$
			Range	$\pm 0.031 T_0$	$\pm 0.006 T_0$	$\pm 0.0024 T_0$
	Vertical force	$F_{z(1)}$	Mean	$0.008 T_0$	$0.011 T_0$	$0.003 T_0$
			Range	$\pm 0.004 T_0$	$+ 0.009 T_0$	$\pm 0.002 T_0$
	Horizontal force	$F_{y(1)}$	Mean	$0.012 T_0$	$0.021 T_0$	$0.009 T_0$
			Range	$\pm 0.011 T_0$	$\pm 0.016 T_0$	$\pm 0.004 T_0$
	Torque	$M_{x(1)}$	Mean	$0.062 Q_0$	$0.0011 Q_0$	$0.030 Q_0$
			Range	$\pm 0.025 Q_0$	$\pm 0.0008 Q_0$	$\pm 0.020 Q_0$
	Vertical moment	$M_{z(1)}$	Mean	$0.075 Q_0$	$0.039 Q_0$	$0.040 Q_0$
			Range	$\pm 0.050 Q_0$	$\pm 0.026 Q_0$	$\pm 0.015 Q_0$
	Horizontal moment	$M_{y(1)}$	Mean	$0.138 Q_0$	$0.125 Q_0$	$0.073 Q_0$
			Range	$\pm 0.090 Q_0$	$\pm 0.085 Q_0$	$\pm 0.062 Q_0$
Twice blade rate frequency component	Thrust	$F_{x(2)}$	Mean	$0.022 T_0$	$0.017 T_0$	$0.015 T_0$
			Range	$\pm 0.004 T_0$	$\pm 0.003 T_0$	$\pm 0.002 T_0$
	Vertical force	$F_{z(2)}$	Mean	$0.008 T_0$	$0.002 T_0$	$0.001 T_0$
			Range	$\pm 0.004 T_0$	$+ 0.002 T_0$	$\pm 0.001 T_0$
	Horizontal force	$F_{y(2)}$	Mean	$0.001 T_0$	$0.006 T_0$	$0.003 T_0$
			Range	$\pm 0.001 T_0$	$\pm 0.003 T_0$	$\pm 0.001 T_0$
	Torque	$M_{x(2)}$	Mean	$0.016 Q_0$	$0.0014 Q_0$	$0.010 Q_0$
			Range	$\pm 0.010 Q_0$	$\pm 0.008 Q_0$	$\pm 0.002 Q_0$
	Vertical moment	$M_{z(2)}$	Mean	$0.019 Q_0$	$0.012 Q_0$	$0.007 Q_0$
			Range	$\pm 0.013 Q_0$	$\pm 0.011 Q_0$	$\pm 0.002 Q_0$
	Horizontal moment	$M_{y(2)}$	Mean	$0.040 Q_0$	$0.080 Q_0$	$0.015 Q_0$
			Range	$\pm 0.036 Q_0$	$\pm 0.040 Q_0$	$\pm 0.002 Q_0$

Tabla II. 4 - Fuerzas y momentos en el cojinete de la hélice para 20 buques

Fuerzas sobre la superficie del casco, inducidas por la cavitación de la hélice

GENERALIDADES

Las fluctuaciones de presión sobre la superficie del casco inducidas por la hélice son más significativas que las fuerzas en los cojinetes del eje. En buques mercantes, para los que se acepta un cierto grado de cavitación de la hélice en la optimización de la hélice, alrededor del 10% de las velocidades de vibración inducida por la hélice está provocadas por las fuerzas en los cojinetes, mientras que aproximadamente el 90% son debidas a las fluctuaciones de presión, o fuerzas sobre la superficie del casco. En el diseño de buques que montan hélice con poca cavitación, el ratio debe invertirse, mientras que a la vez, el nivel de excitación absoluta es mucho más bajo.

La fluctuación de presión es generalmente proporcional a la aceleración del volumen de la cavidad de la hélice. El cálculo del volumen de la cavidad puede requerir el conocimiento de la distribución de presiones en la pala, tanto en dirección radial como circunferencial. La condición del flujo en la punta de la pala tiene una influencia particularmente fuerte en los procesos de cavitación. La formación y subsecuente separación de los vórtices de la punta de la pala generan una complicación adicional en la condición del flujo en la punta de la pala. Los programas de ordenador para la predicción del volumen de cavitación son complejo.

Para evitar fuertes amplitudes de presión inducidas por la cavitación, la curva de volumen debe mostrar las menores curvaturas posibles (nótese que la fluctuación de presión es proporcional a la aceleración del volumen de la cavidad). Esto se puede conseguir con la influencia de la estela (minimizando los picos de estela) y con una correcta elección de la geometría de la hélice. Sin embargo, una mejora en las características de cavitación pone en compromiso el rendimiento de la hélice. La mejor solución es aumentar el área y reducir la carga en la punta, disminuyendo el paso y la flecha en los radios más externos de la pala. Además, mediante el skew se puede obtener una condición en la que las secciones del perfil de la pala no estén sometidas a su carga máxima individualmente, sino que la curva de volumen se distribuye uniformemente en la sección circunferencial. Algunos conceptos toleran comparativamente la cavitación severa y están enfocados en ralentizar al máximo el crecimiento y colapso de la capa de cavitación.

De ensayos experimentales, la amplitud de la presión por encima de la hélice en aguas abiertas no es un parámetro adecuado para caracterizar el comportamiento de excitación de la hélice. Por tanto, generalmente, no se pueden evaluar los límites para las amplitudes de fluctuación de la presión. Dichas amplitudes dependen, no sólo de restricciones técnicas como la potencia transmitida, sino también de compromiso geométrico-dependiente entre el rendimiento y la variación de presión. Sin embargo, las amplitudes de presión a la frecuencia de la pala de 1 a 2, 2 a 8 y más de 8 kPa en un punto inmediatamente por encima de la hélice se pueden catalogar como, bajas, medias y altas, respectivamente. Las fluctuaciones en la fuerza vertical total a la frecuencia de la pala, junto con las fluctuaciones de presión, pueden variar desde 10 kN en buques pequeños hasta 1000 kN para portacontenedores. El que dichas fuerzas excitadoras puedan generar grandes vibraciones depende de las características dinámicas de la estructura del buque y sólo pueden ser juzgadas en base a un análisis de vibración forzada.

FORMULACIÓN EMPÍRICA

Existen tres métodos para la predicción de la presión sobre la superficie del buque: métodos empíricos, cálculos aplicando métodos teóricos avanzados y medidas experimentales.

Con respecto a los métodos empíricos, el método más conocido es el de Holden (1980). Está basado en el análisis de medidas a escala real tomadas en 72 buques. El método se entiende como una primera aproximación de las presiones probables sobre la superficie del casco usando una hélice de formas convencionales. Para la estimación de las presiones de cavitación y no cavitación propones la siguiente fórmula basada en la regresión:

$$p_0 = \frac{(ND)^2}{70} \frac{1}{Z^{1,5}} \left(\frac{K_0}{d/R} \right) \frac{N}{m^2} \text{ (presión de no cavitación)}$$

$$p_0 = \frac{(ND)^2}{160} \frac{V_s(w_{Tmax} - w_e)}{\sqrt{(h_a + 10,4)}} \left(\frac{K_c}{d/R} \right) \frac{N}{m^2} \text{ (presión de cavitación)}$$

En donde

N = rpm de la hélice

D = diámetro de la hélice, en m

V_s = velocidad del buque, en m/s

Z = número de palas

R = radio de la hélice, en m

d

= distancia desde la sección 0,9R a un punto de la carena cuando la pala se encuentra en posición

T. D. C (Top Dead Center)

w_{Tmax} = valor máximo del coeficiente de estela de Taylor en el disco de la hélice

w_e = estela media efectiva de Taylor

h_a = inmersión del eje

$$K_0 = 1,8 + 0,4 \left(\frac{d}{R} \right) \text{ para } d/R \leq 2$$

$$K_c = 1,7 + 0,7 \left(\frac{d}{R} \right) \text{ para } d/R < 1$$

$$K_c = 1 \text{ para } d/R > 1$$

El impulso de presión total, que combina las componentes de presión de cavitación y de no cavitación, viene dado por:

$$p_z = \sqrt{(p_0^2 + p_c^2)}$$

Este tipo de métodos empíricos son especialmente útiles como referencia de las presiones que se pueden esperar. Sin embargo, no deben considerarse como solución definitiva, ya que diferencias, a veces importantes, pueden aparecer en la correlación con las medidas del buque reales. Por ejemplo, las fórmulas de regresión para p_c y p_0 dan resultados con una desviación estándar del orden del 30% comparados con las medidas originales que se tomaron como punto de partida.

MÉTODOS TEÓRICOS

En el caso del cálculo riguroso, se pueden tener en cuenta más detalles que darán lugar a un mayor nivel de idoneidad. Los modelos teóricos, que se usarán en este tipo de análisis, se pueden agrupar a groso modo en dos categorías: superficies de sustentación o red de vórtices. En particular, la teoría de las superficies de sustentación variables es la base de muchos avances teóricos en este campo. Hay que tener especial cuidado en la interpretación de los resultados, ya que se ven afectados por factores como la escala en la estela, la definición de la hélice y la superficie del casco o el orden del armónico de presión considerado en el análisis. Además, los métodos de cálculo de la hélice asumen una condición de sólido rígido para el casco y, por tanto, no tiene en cuenta la presión auto-inducida resultante de la vibración del casco. Todo esto se tiene que tener en cuenta y llevar a cabo mediante otros medios, típicamente, modelos de elementos finitos de la estructura del casco. Como consecuencia de todos estos factores, hay que prestar especial atención a la interpretación de los resultados. Los métodos de análisis por cálculo directo de las cargas inducidas por la hélice se describen brevemente en 5/9.7.

ENSAYOS CON MODELOS

Los ensayos con modelos para predecir las presiones sobre la superficie del casco se pueden desarrollar bien en túneles de cavitación o en instalaciones especializadas como canales de remolque despresurizados. En el pasado, la disposición en túnel de cavitación consistía en un modelo sencillo de la superficie del casco con una plancha dispuesta sobre un modelo a escala de la hélice. Aunque en algunos sitios se sigue utilizando esta técnica, una mejor práctica es usar un modelo parcial. Para determinar el campo de velocidades se suelen emplear “pantallas de estela” cuando se emplea un modelo parcial para la medida de la estela. En grandes instalaciones, sin embargo, se utiliza un modelo completo. La ventaja de utilizar un modelo de la forma real del casco es doble: en primer lugar, ayuda a modelar el flujo de agua alrededor del casco y no requiere “pantallas de estela”, y en segundo lugar, la interpretación de la presión medida sobre la superficie del casco es más sencilla ya que se está simulando la forma real del casco.

Para la interpretación de los resultados del ensayo con modelos, se puede hacer referencia al análisis dimensional, del que se obtiene que la presión en un punto de la superficie del casco por encima de una hélice está directamente relacionado con el siguiente conjunto de parámetros adimensionales:

$$p = \rho n^2 D^2 \Phi(J, K_T, \sigma, R_n, F_n, z/D)$$

En donde

$$\rho = \text{densidad del agua en t/m}^3$$

$n = rps$ de la hélice

$D =$ diámetro de la hélice

$J =$ grado de avance

$K_T =$ coeficiente de empuje de la hélice

$\sigma =$ número de cavitación

$R_n =$ número de Reynolds

$F_n =$ número de Froude

$z =$ distancia de la hélice a un punto en la superficie del casco, en m

Como consecuencia de la ecuación anterior, se puede definir un coeficiente de presión K_p como:

$$K_p = \frac{p}{\rho n^2 D^2}$$

Según se ha definido, la presión adimensional sobre la superficie del casco es función de la carga de la hélice, el número de cavitación, el factor de escala, el número de Froude y el número de Reynolds.

En ensayos de cavitación de la hélice, las condiciones de ensayo se eligen tales que la carga de empuje medio de la hélice (expresada por K_T y J -identidad) es igual para el modelo y para el buque. Además, la disminución de la presión es tal que el número de cavitación para el buque y el modelo son iguales en puntos correspondientes del disco de la hélice. Más aún, si en el ensayo ha de realizarse a igualdad de números de Froude, aquél deberá llevarse a cabo en un canal despresurizado o en un túnel sin superficie libre. Para un túnel de cavitación sin superficie libre, se elige un régimen de giro de la hélice dentro de unos límites impuestos por la capacidad del túnel. Se deben ajustar, los datos particulares de entrada y los rangos de presión estática.

Aunque es relativamente sencillo conseguir los números de cavitación y de Froude en la mayoría de ensayos con modelos, la igualdad del número de Reynolds rara vez se puede conseguir. Esto provoca un efecto de escala bien conocido en las medidas del ensayo. Para tener en cuenta el efecto de escala en las medidas del modelo, a veces se emplean elementos que aumentan la resistencia de fricción y aumentan la turbulencia del flujo sobre la pala de la hélice. Sin embargo, debe tenerse en cuenta que los efectos de escala no sólo existen en el flujo alrededor de la superficie de la pala sino también en el flujo aguas arriba de la hélice. La Figura II.24, muestra comparaciones de la presión máxima inducida por la hélice entre los datos del modelo y el buque. Como se puede ver, las diferencias son notables. Generalmente, para obtener resultados fiables de los ensayos con modelos, la medida debe ser calibrada adecuadamente en base a los datos del buque real.

Cálculo directo de las fuerzas en la superficie y en los cojinetes

El método general para el cálculo de la carga de la hélice es el siguiente:

- Análisis del propulsor en aguas abiertas

- Análisis de los armónicos de la estela nominal

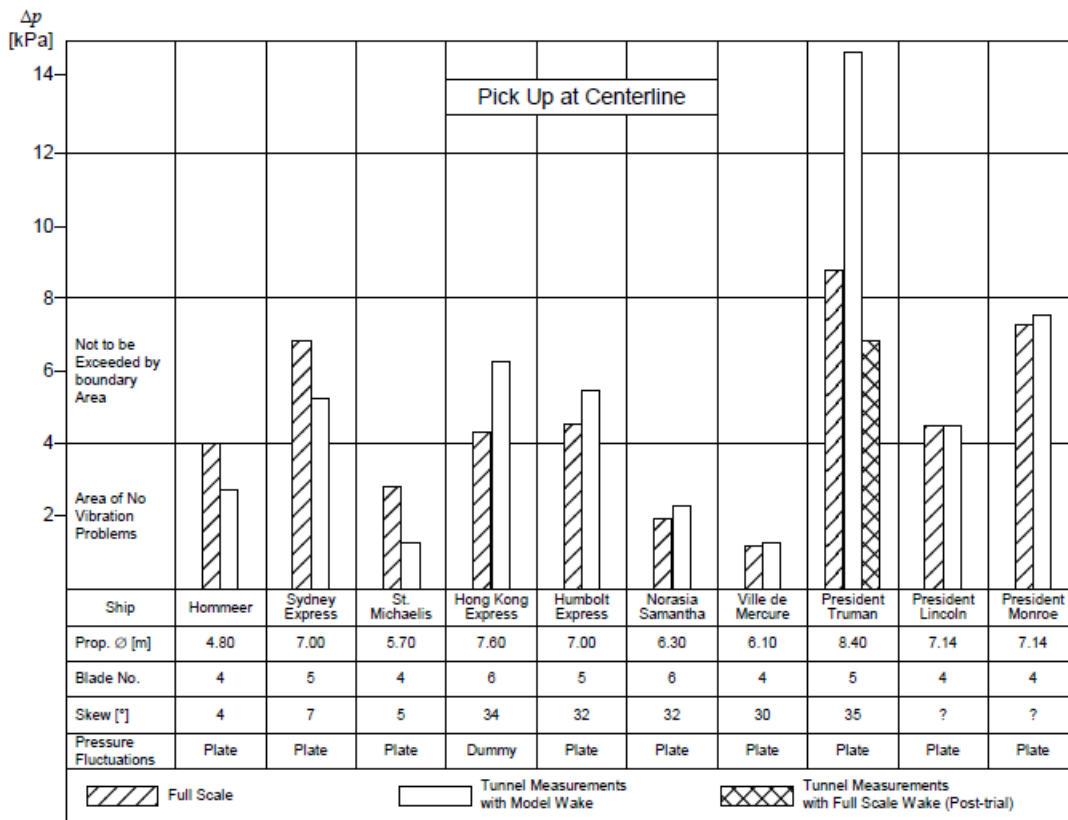


Figura II. 24 - Efecto de escala debido a la condición del flujo entrante a la hélice

- Cálculo de la estela efectiva – interacción hélice/estela nominal
- Simulación de la cavidad en la hélice
- Cálculo de fuerzas y momentos en los cojinetes
- Cálculo de la presión inducida por la hélice

Para llevar a cabo los análisis anteriormente mencionados, es necesaria la siguiente información:

- Medida de la estela nominal
- Altura de ola en la perpendicular de popa
- Temperatura del agua
- Velocidad del buque
- Régimen de giro de la hélice
- Calado
- Número de palas
- Geometría de la hélice (diámetro, paso, ángulo de skew, longitud de la cuerda, perfiles de las secciones)
- Ubicación de la hélice (respecto del casco)
- Geometría del codaste del buque

EXCITACIÓN DEL MOTOR

Las fuerzas y momentos de excitación del motor diésel de bajas revoluciones puede ser una fuente de vibración significativa. Fuerzas dominantes que actúan en la estructura del motor originadas por los procesos de combustión y de la inercia de las masas en movimiento. Las primeras resultan de las fuerzas de reacción transversal que actúan en la cruceta, provocando el balance y la torsión del motor. Estas fuerzas pueden provocar resonancia con la estructura del motor. Una solución posible para problemas puntuales de vibración puede ser la instalación de tirantes transversales, que conectan la estructura superior del motor al casco.

Una parte importante para la prevención de la vibración estructural dañina es la consideración en detalle de las fuerzas de excitación y sus efectos en la estructura del casco. La magnitud de dichas fuerzas y momentos deben obtenerse del fabricante.

VIBRACIÓN FORZADA

Generalidades

El análisis de respuesta de la frecuencia es un método empleado para calcular la respuesta estructural a una excitación oscilatoria en estado permanente. Se emplea un modelo de EF tridimensional para sistemas de cargas armónicas que representan las fuerzas de excitación oscilatorias inducidas por la hélice y el motor principal. Se pueden emplear dos métodos numéricos distintos para el análisis de la respuesta de la frecuencia. Un método directo resuelve las ecuaciones acopladas del movimiento en términos de la frecuencia forzadora. Un método modal emplea los modos de vibración de la estructura para reducir y desacoplar las ecuaciones del movimiento. La solución para una frecuencia forzadora se obtiene como la suma de las respuestas modales individuales. El método elegido depende del tamaño del modelo, pudiendo analizar todos los modos hasta al menos dos o tres veces la frecuencia forzadora más alta.

Se obtiene una respuesta aplicando las fuerzas y momentos de la hélice y el motor con frecuencias variables, relacionadas con las revoluciones del eje y el número de palas por hélice y el orden del motor principal, para el modelo y resolviendo el problema dinámico resultante dado por la siguiente ecuación del movimiento:

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{F(t)\}$$

En donde

$[C]$ = matriz amortiguamiento

$[\ddot{u}]$ = matriz columna de aceleraciones

$[\dot{u}]$ = matriz columna de velocidades

$[u]$ = matriz de desplazamientos

$[F]$ = matriz columna de fuerzas armónicas

La respuesta estructural a esta carga armónica es una respuesta en estado estacionario a la frecuencia de la carga. (Se asume que la carga armónica es lo suficientemente larga como para superar la respuesta transitoria). Por tanto:

$$F(t) = Fe^{i\omega t}$$

$$u(t) = ue^{i\omega t}$$

Sustituyendo, las ecuaciones del movimiento se reducen a:

$$[K + i\omega C + \omega^2 M]\{u\} = \{F\}$$

Nótese que tanto $\{F\}$ como $\{u\}$ son complejos debido al amortiguamiento C y al hecho de que las componentes las fuerzas vibratorias inducidas por la hélice y el motor no están en fase una con la otra.

Zonas críticas

Para demostrar la frecuencia de la respuesta en términos de los picos de velocidad dentro de una cierta estructura sin pérdida de generalidad, se puede seleccionar una gran cantidad de puntos de la malla dentro del modelo estructural y se pueden obtener sus respuestas en forma de magnitudes y ángulos de fase mejor que en forma de componentes complejas. A continuación hay un listado de las zonas críticas que se deben tener en cuenta en cualquier análisis de la vibración.

- Espejo en la crujía
- Espejo en las bandas de babor y estribor
- El punto inmediatamente por encima de la hélice
- Habilitación:
 - Bandas de babor y estribor de la habilitación
 - Habilitación en crujía
 - Bandas de babor y estribor del puente
 - Puente en crujía
 - Cubierta superior en crujía (proa y popa)
- Crujía en el codaste
- Un punto en cada bodega en el mamparo transversal
- Espacios de máquinas
- Zona del codaste

En función del tipo de buque, puede haber otros espacios adicionales a estudiar. Hay que tener cuidado en el modelado de las masas del equipo. Deben localizarse en nodos estables en la medida de lo posible. Se empleará un programa de ordenador para post procesar los resultados obtenidos del análisis de la vibración.

Amortiguamiento

El amortiguamiento total asociado a la vibración de la estructura del casco global se considera generalmente una combinación de las siguientes componentes:

- Amortiguamiento estructural;
- Amortiguamiento de la carga;
- Fricción del agua;
- Generación de la ola de presión;
- Generación de la ola de superficie.

Para el análisis de la vibración forzada, se asume que los efectos debidos al amortiguamiento estructural, de la carga, de la fricción del agua y de la generación de la ola de presión se pueden considerar juntos. Sólo en casos de frecuencias de vibración muy bajas hay que considerar el efecto de generación de la ola de superficie. Este efecto generalmente se obvia. Para simplificar, puede considerarse un coeficiente de amortiguamiento constante del 1,5% del amortiguamiento crítico para todo el rango de revoluciones de la hélice y órdenes del motor principal. De otra manera, se emplearán coeficientes de amortiguamiento en función de la frecuencia más específicos, si procediera.

CAPÍTULO III. ALINEACIÓN DEL EJE DE LA PROPULSIÓN

INTRODUCCIÓN

ALINEACIÓN DEL EJE DE PROPULSIÓN

La alineación del eje de propulsión es un proceso que consta de dos partes:

- Diseño y análisis
- Proceso de alineación y toma de medidas

La definición del proceso de alineación del eje y las prácticas llevadas a cabo en la alineación son aspectos no consolidados en la industria. La terminología y requisitos para la alineación del eje dependerán de la funcionalidad de la maquinaria, el tamaño del sistema propulsivo, así como de la percepción del proceso de alineación propiamente dicho.

Con el objetivo de evitar malentendidos en la definición e interpretación de términos, a continuación se definen los conceptos de “eje de propulsión” y “alineación del eje de propulsión”, considerados válidos en el ámbito naval.

Eje de propulsión es un sistema de barras que transmiten potencia y movimiento desde la máquina principal hasta la hélice. El eje se apoya en un número adecuado de cojinetes.

Alineación del eje de propulsión es la condición estática que se observa en los cojinetes de apoyo del eje de propulsión. Para que la alineación del eje de propulsión esté perfectamente definida se tienen que conocer, necesariamente, el siguiente conjunto de parámetros:

- Coordenada vertical de los cojinetes
- Reacciones en los cojinetes
- Ángulos de desalineación
- Deflexiones del alma del cigüeñal
- Desalineación de la reductora
- Resistencia del eje y los cojinetes
- Resistencia de los pernos de acoplamiento

Cuando es posible controlar los parámetros anteriores y mantenerlos dentro de los límites requeridos durante todas las condiciones operativas del buque, se dice que la alineación es satisfactoria, entendiéndose que “todas las condiciones operativas del buque” se refiere a:

- Variaciones de la condición de carga (lastre y plena carga).
- Variaciones de temperatura que afectan a la línea de ejes.

Las variaciones en la condición de carga implicarán la variación de la deformación de la estructura del casco y, por tanto, la distorsión de las coordenadas de los cojinetes de apoyo del eje. La deformación del casco afectará, simultáneamente, a todos los cojinetes del sistema. Conseguir la alineación satisfactoria para todas las condiciones de carga requerirá un análisis que verifique la bondad de la alineación para todas las cargas del buque.

También se verán afectadas las coordenadas de los cojinetes con las variaciones de temperatura. Sin embargo, el efecto será local para un determinado cojinete o grupo de ellos (e.g., motor principal, caja de cambios).

Los criterios básicos para la alineación del eje de propulsión, requisitos y límites están normalmente definidos por las Sociedades de Clasificación, astilleros, diseñadores y otras entidades reguladoras.

OBJETIVO

El objetivo de este capítulo es dar información detallada sobre el diseño y proceso de la alineación del eje de propulsión con el fin de:

- Asegurar la operatividad segura de la línea de ejes.
- Describir el proceso de revisión del diseño y su inspección.

Los beneficios obtenidos de una correcta alineación serán:

- En particular, una reducción en daños materiales en el cojinete de la bocina y el prensaestopas, cojinetes del motor principal, engranajes y pernos de acoplamiento del eje.
- Una reducción de la contaminación ambiental.

Este documento está enfocado principalmente a sistemas propulsivos considerados sensibles a la alineación, tales como VLCC, ULCC y grandes bulk-carriers. En consecuencia, habrá que dirigirse directamente a los siguientes sistemas:

- Instalaciones de hélices directamente acopladas.
- Instalaciones de motores diésel lentos.
- Sistemas de ejes relativamente cortos y rígidos.
- Buques con estructura relativamente flexible.

En este capítulo también se estudiarán los problemas de alineación derivados de instalaciones con reductora (turbina o motor eléctrico) que entran en la categoría de ejes rígidos o estructuras flexibles.

Los grandes portacontenedores quedan fuera de este documento, ya que nos centraremos en las deformaciones del casco en instalaciones diésel de una sola hélice.

Aunque el presente objetivo sean aquellos buques que, por una u otra razón, entran en la categoría de instalaciones sensibles a la alineación, no se pretende discriminar posibles problemas en el resto de plantas propulsoras. Por tanto, la discusión se centrará en plantas propulsoras consideradas altamente sensibles a pequeñas variaciones en la posición de los cojinetes. Los principios a continuación expuestos son también aplicables (parcial o totalmente) a otros diseños de buques.

EL PROBLEMA DE LA ALINEACIÓN

Conforme aumenta la capacidad de carga del buque y, por tanto, también lo hace la potencia instalada, la alineación del eje es más sensible a distorsiones que afectan a la posición vertical de los cojinetes. Estas distorsiones son el de, principalmente, la deformación del casco y las variaciones de temperatura. Sin embargo, otro aspecto significativamente influyente en la calidad de la alineación es la idoneidad de los análisis de alineación del eje y el proceso de alineación propiamente dicho.

El problema de la alineación del eje se puede resumir en los siguientes puntos:

- Alta sensibilidad de la alineación a pequeñas distorsiones en la posición vertical de los cojinetes.
- Disparidad entre la alta flexibilidad de la estructura del casco y la rigidez del eje de propulsión.
- Dificultades en la evaluación de la deformación de la estructura del casco.
- Problemas para mantener la rigurosidad deseada en el análisis de la alineación del eje.
- Inconsistencias y falta de rigor en el proceso de alineación.

Las tolerancias admitidas en la alineación del eje son del orden de fracciones de milímetros, al contrario que en el buque, que es construido con márgenes de error admisibles de decenas de

milímetros. Esta disparidad no debería suponer un problema (en la práctica se puede conseguir el rigor analítico requerido) si el proceso de alineación propiamente dicho se llevara a cabo después de que toda la estructura del casco estuviera posicionada y soldada, esto es, si no se hicieran cambios estructurales significativos durante y después de que el proceso de alineación del eje se hubiera terminado. Sin embargo, los trabajos estructurales principales a veces no están completados cuando se realiza la alineación. Existen varias razones para esto, algunas de las cuales se comentarán más adelante.

Idílicamente, el análisis de la alineación del eje se debería realizar para las tolerancias máximas de alineación permitidas, dando como resultado unas reacciones en los cojinetes y ángulos de desalineación aceptables en todas las condiciones operativas del buque (plena carga, lastre, calor y frío). Esto implica que las deformaciones del casco se tienen que considerar desde el inicio.

No es fácil predecir las deformaciones del casco, calcularlas o medirlas. Por lo que en el ámbito industrial resulta difícil cumplir con el requisito de conocer la deformación del casco para los cálculos de alineación.

El proceso de alineación está poco consolidado en los astilleros, implicando distintas prácticas que los astilleros han adoptado y que tienen como resultado un espectro de acercamientos a la alineación. En este documento no se pretende estudiar todas esas prácticas pero sí, hasta cierto punto, algunos casos más extremos que, si no son controlados en detalle pueden provocar daños de la planta propulsora.

La sensibilidad de la alineación se mide por la respuesta de la reacción en los cojinetes al cambio en la posición del mismo. En instalaciones consideradas sensibles, como VLCC, ULCC y grandes bulk-carriers, un error de una fracción de milímetro en la coordenada vertical del cojinete puede provocar un cambio significativo en la reacción del mismo.

Solución al problema de la alineación

La condición preferente para realizar el proceso de alineación del eje de propulsión sería en dique seco, en el momento anterior a la botadura. En ese momento, la estructura del buque está casi finalizada. Por tanto, el cambio esperable en la distorsión de la alineación, debida a tareas de construcción después de la botadura, es mínimo.

Sin embargo, para tener seguridad en la alineación en dique seco, es necesario predecir las deformaciones del casco con mucha seguridad. La predicción de las deformaciones del casco permitiría un diseño de alineación en dique seco lo suficientemente consistente como para evitar que no sólo distorsiones en las deformaciones del casco afecten negativamente a la alineación. Esto se puede lograr llevando a cabo medidas de la deformación del casco en una serie de buques distintos (distintos tipos y tamaños), que posteriormente constituyan una base de datos de deformaciones del casco esperadas para ciertas categorías de buques. De esta manera, se puede estimar, con relativo rigor, las deformaciones del casco y llevar a cabo la optimización de la alineación, mediante un software de optimización.

Soporte Analítico

Existe un número de programas informáticos capaces de resolver el problema de la alineación eficazmente.

DISEÑO DEL BUQUE MODERNO

La planta propulsora de buque mercante moderno consiste generalmente en un motor diésel que mueve una hélice mediante un eje directamente acoplado. Como se mencionó anteriormente, dicha disposición da como resultado una disparidad de flexibilidades entre la estructura del casco y la línea de ejes. A saber:

- Conforme incrementa la demanda de potencia con el aumento del tamaño del buque y la optimización del escantillonado, el buque se hace más flexible.
- Los diámetros de la línea de ejes son mayores y el eje más rígido.

Consecuentemente, la alineación de la planta propulsora es incrementalmente sensible a pequeñas desviaciones de las coordenadas del cojinete, generando dificultades en el análisis de la alineación y el posterior proceso de alineación.

Los daños derivados de la alineación están atribuidos a un número de factores que se detallarán en este capítulo. Sin embargo, con el objetivo de evitar problemas derivados de la alineación, es importante asegurarse de que:

- El análisis de la alineación del eje nos da los datos necesarios para abarcar cada etapa del proceso de alineación real.
- El proceso de alineación se lleva a cabo con el rigor requerido de acuerdo con los reglamentos de las Sociedades de Clasificación y la buena praxis naval.

REQUISITOS REGLAMENTARIOS

La alineación del eje de propulsión es un proceso estático en el que las cargas que actúan son fuerzas estáticas y momentos. Normalmente no se consideran los factores dinámicos, ya que el propósito principal del análisis es el proceso estático de la alineación. De acuerdo con esto, este capítulo se aplica al diseño estático de la alineación del eje de propulsión, así como ejes, acoplamientos, embragues y otros componentes de transmisión de potencia para propósitos de propulsión.

Se ha comprobado que una alineación adecuada en la bocina es determinante para evitar el fallo del cojinete. En la industria naval se ha empleado la inclinación de los cojinetes para obtener el nivel de alineación requerido.

Normalmente se requiere que la alineación del eje se lleve a cabo en presencia de un inspector. Es aconsejable que se verifique una inspección y, si es aplicable, medidas de Sag&Gap después de colocar la superestructura y todos los trabajos de soldadura principales estén completados. La alineación final debe verificarse a flote. Cuando se requieran los cálculos de alineación, los datos calculados deben verificarse y registrarse mediante un proceso adecuado medición en presencia de un inspector.

El eje y sus componentes asociados empleados para la transmisión de potencia esencial para la propulsión del buque deben ser diseñados y construidos para que soporten los esfuerzos de trabajo máximos a los que puedan estar sometidos en todas las condiciones de servicio.

Además de los requisitos de diseño, se deben tener en cuenta esfuerzos adicionales en la línea de ejes derivados de la propia alineación.

En general, los cálculos de la alineación del eje y el proceso de alineación deben estar remitidos a revisión. Especialmente los siguientes tipos de instalación sensibles a la alineación:

- i. Ejes de propulsión de diámetro superior a 400 mm.
- ii. Ejes de propulsión con reductoras en las que el plato está conducido por dos o más piñones.
- iii. Ejes de propulsión con elementos acoplados o con elementos de aumento de potencia.
- iv. Ejes de propulsión para los que los cojinetes del eje de cola deben ser inclinados.

Los cálculos de alineación deben incluir las reacciones en los apoyos (cojinetes), fuerzas cortantes y momentos flectores a lo largo del eje, detalles de la inclinación de los cojinetes (si procede) y una descripción detallada del proceso de alineación.

Los cálculos de alineación deben estar desarrollados para las condiciones de frío y calor del eje con tolerancias de alineación especificadas.

Los cálculos deben desarrollarse para las tolerancias de alineación máximas permisibles y deben mostrar que:

- Las cargas en los apoyos (cojinetes) en todas las condiciones operativas están dentro de los límites aceptables especificados por el fabricante de los cojinetes.
- Las reacciones en los apoyos son siempre positivas (esto es, sujetan el eje).
- Las fuerzas cortantes y momentos flectores en el eje están dentro de los límites aceptables junto con otros esfuerzos en el eje.
- Las fuerzas y momentos en el equipo propulsor están dentro de los límites especificados por el fabricante de la maquinaria.

En general, si la pendiente de desalineación relativa calculada entre el eje y el cojinete del eje de cola es superior a $0,3 \times 10^{-3}$ rad, entonces se debe considerar una reducción de la pendiente de desalineación relativa mediante la inclinación del cojinete.

DISEÑO Y REVISIÓN DE LA ALINEACIÓN DEL EJE

GENERALIDADES

La persona responsable del diseño de la alineación debe asegurarse, y el revisor tiene que verificar, que la resistencia de los componentes diseñados (cojinetes, ejes, pernos de acoplamiento, acoplamientos) es suficiente para evitar que el esfuerzo provocado por las cargas los dañen.

En particular, el diseño de la alineación debería satisfacer lo siguiente:

- Condición en los apoyos (cojinetes):
 - Reacción admisible
 - Distribución par de las cargas a lo largo de los apoyos
- Resistencia del eje
- Deflexiones del cigüeñal satisfactorias
- Condición de contacto con la reductora aceptable
- Resistencia de los pernos de acoplamiento satisfactoria
- Embragues y tolerancias de acoplamientos flexibles aceptables

REVISIÓN VS DISEÑO

Los modelos analíticos no siempre representan la planta propulsora adecuadamente y puede que no siempre den la información suficiente para asegurar un proceso de alineación sin errores. En este capítulo se explica el problema de incompatibilidad entre los análisis y los procesos de alineación, se discuten las posibles soluciones y se dan consejos, cuando sea posible. Primero se definirán las diferencias entre el diseño y la revisión del proceso.

El proceso de revisión sirve para verificar la ausencia de ruidos en un diseño existente, y tiene que seguir con exactitud los criterios de alineación como se definen en los reglamentos de las Sociedades de Clasificación. Estos criterios están en su mayoría referidos a la resistencia del material en relación a factores específicos concernientes a la seguridad de la vida en la mar, equipo y medio ambiente.

El proceso de diseño es más complicado que la revisión en sí. Requiere experiencia y tiempo para alcanzar el objetivo de definir satisfactoriamente un conjunto de parámetros que cumplan con todos los criterios de alineación. Los parámetros que necesitan ser definidos en primer lugar son las coordenadas de los apoyos (vertical y horizontal). Además, hay que verificar que la

alineación cumple con la geometría del eje, propiedades del material, restricciones de instalación y otros requisitos relativos a la interacción del eje con los sistemas adyacentes.

El proceso de diseño, dirigido adecuadamente, debería esencialmente optimizar el eje de propulsión para los parámetros dados.

Los requisitos de diseño y revisión se detallan principalmente para las instalaciones con sistemas de propulsión directamente acoplados (Figura III.1). Puede que otros diseños tengan requisitos ligeramente distintos pero, en general, será parecido.

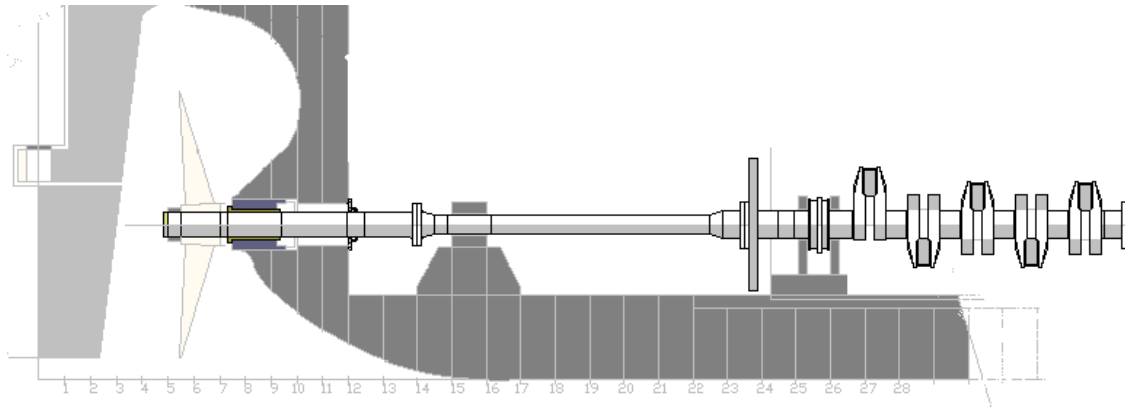


Figura III. 1 - Línea de ejes directamente acoplada

REVISIÓN

Sobre todo, el plan de revisión durante y después de la construcción se dirige por la Sociedad de Clasificación para verificarse a sí misma y a sus comités que el buque, su estructura, materiales, equipo o maquinaria cumplen sus reglamentos, guías, estándares u otros criterios de aplicación.

Los ingenieros necesitan confirmar que se recibe toda la información requerida para la revisión:

- Modelo de la alineación del eje
- Alcance de los cálculos remitidos
- Resultados del análisis
- Proceso de alineación del eje

Después de completar la revisión, el revisor tiene que documentar el resultado de la revisión.

La revisión del análisis y el proceso de la alineación del eje remitidos debe llevarse a cabo por inspección de los resultados del análisis de la alineación y comprobación del análisis mediante el software de alineación del eje de la Sociedad de Clasificación.

Planos y requisitos particulares

Los planos y particularidades a remitir para revisión incluyen mayoritariamente la siguiente información:

PARA EL EJE DE PROPULSIÓN:

- Disposición del eje
- Potencia del motor principal y rpm del eje
- Ejes de empuje, central y cola, según se aplique
- Acoplamientos, pernos y llaves
- Cojinetes
- Planos detallados de la bocina
- Carga en el apoyo admisible
- Prensaestopas
- Consumidores de potencia, elementos de incremento de potencia, o equipo similar, en rango mayor o igual de 100 kW, según se aplique
- Propiedades del material del eje y los apoyos (módulo elástico y densidad)
- Peso y material de la hélice

PARA EJES TIPO CARDAN

- Dimensiones de todos los componentes de transmisión del par y sus materiales
- Rango de potencia del motor principal y rpm del eje
- Análisis de ingeniería

PROCESOS DE CÁLCULO

- Cálculos de alineación del eje de propulsión y proceso detallado de la alineación en aquellos casos en que el eje es sensible a la alineación.

MOTOR DIÉSEL

- Modelo equivalente del cigüeñal
- Planos detallados, propiedades del material y posición de los apoyos del motor principal
- Carga admisible del cojinete

REDUCTORA

- Planos detallados del eje de la reductora y engranajes principales
- Peso y posición de las reductoras
- Propiedades del material de los cojinetes del eje de la reductora
- Carga admisible del cojinete

PROCESO DE ALINEACIÓN DEL EJE

- Descripción detallada del proceso de alineación del eje

Modelo de alineación del eje

El ingeniero debería verificar que el modelo discreto remitido representa la planta propulsora real con suficiente rigor:

El ingeniero debería verificar que el modelo del eje central y el modelo de la reductora (si es aplicable) se corresponden con sus respectivos planos. El modelo equivalente del diésel será evaluado confirmando que el modelo equivalente del motor cumple con sus características de diseño (tipo de motor, diámetros, etc.). Se verificará que las coordenadas verticales de los apoyos incluyen las condiciones de frío y calor.

Alcance de los cálculos

Uno de los objetivos en el cálculo de la alineación es facilitar datos al personal de producción del buque para asegurar la alineación satisfactoria en todas las condiciones operativas del buque (desde el lastre hasta plena carga). De acuerdo con esto, los cálculos remitidos deberán ser dirigidos y verificados para:

- La condición en dique seco.
- El buque a flote, con el motor o la reductora en frío o en caliente.

Puesto que el proceso de alineación comienza en dique seco (posicionado de los apoyos, inclinación de los cojinetes, etc.), los cálculos necesitan dar la información suficiente al personal de producción para llevar a cabo el proceso de alineación en dique seco. Es bueno el realizar la mayoría de los procesos de alineación (sag y gap, y verificación de la reacción en los apoyos) en dique seco justo antes de la botadura del buque, aprovechando que el análisis de la alineación puede estar confirmado con precisión en la condición de dique seco, ya que la alineación no está influenciada por las deformaciones del casco que son difíciles de predecir.

Una vez botado el buque, también es importante evaluar la sensibilidad de la alineación a las deformaciones del casco. En los casos en que no disponemos del valor de las deformaciones (ni por análisis de deflexiones del casco ni por medidas tomadas en buques gemelos), el cálculo de la sensibilidad de la alineación a las deformaciones del casco se puede intentar estudiando la influencia de la matriz de coeficientes (ver 2/3.4.1). Puesto que el estudio de dicha matriz sólo no es suficiente para confirmar la interacción del eje con la estructura del casco, también es necesario conocer los datos de la estructura básica del buque.

Aclaración: Se debe facilitar al menos un análisis, considerando el buque a flote con el motor en caliente. Esta condición implicaría que la hélice estuviera total o parcialmente sumergida, y se debe confirmar que todas las reacciones en los apoyos son positivas y que todas las reacciones medidas están dentro tolerancias razonables.

Normalmente se realizan análisis por separado para los procesos de sag y gap. Sólo las mediciones de sag y gap no se deben aceptar como válidas para la aceptación de la alineación. Normalmente se dan los datos analíticos de sag y gap para la condición de dique seco. Las reacciones en los apoyos se miden normalmente cuando el proceso de sag y gap y el montaje del eje se han terminado. Sin embargo, si las reacciones se han medido en dique seco, al menos una medida de las reacciones adicional debe tomarse con el buque a flote.

Validación de los resultados

La validación de resultados debe incluir al menos los siguientes puntos:

- Matriz de coeficientes de influencia
- Reacciones en los apoyos
- Curvatura de la deflexión
- Requisitos de inclinación de la bocina
- Inclinación angular en el volante de la reductora principal
- Fuerzas cortantes y momentos flectores
- Cargas admisibles en todos los apoyos

MATRIZ DE COEFICIENTES DE INFLUENCIA

La matriz de coeficientes de influencia tabula la relación entre las reacciones relativas en los cojinetes y el cambio unitario en la posición vertical de cada apoyo en particular (Tabla III.1). De acuerdo con esto, la matriz de coeficientes de influencia se puede emplear para evaluar la sensibilidad del eje a posibles distorsiones en la posición de los apoyos y calcular los cambios en las reacciones en los cojinetes. Las distorsiones de importancia son:

- i. Deflexiones del casco
- ii. Variaciones térmicas
- iii. Ajuste de la posición vertical de los apoyos

En la diagonal principal de la Tabla III.1 la matriz de coeficientes de influencia también da información del gradiente de curvatura del apoyo (con el método Jack-up).

Deflexiones del casco. En buques para los que no se dispone de una base de datos de la deflexión del casco, se propone:

Emplear la matriz de coeficientes para calcular la influencia de la deformación del casco sobre la línea de ejes. El problema es que la matriz de coeficientes da información de la sensibilidad del eje pero no indica el comportamiento de la estructura de casco de apoyo. Sin el conocimiento de las deflexiones de la estructura bajo la línea de ejes, el comportamiento de la planta propulsora no puede ser evaluado realmente. Dicho de otra forma, se necesita conocer algún valor o relación entre la rigidez del eje y la rigidez de la estructura del casco, ya que la interacción entre ambas determinará el comportamiento de la planta propulsora; esto es:

Caso 1 – Ejes que cumplen: Eje y casco proporcionalmente rígidos:

- Si la rigidez del eje es proporcional a la rigidez de la estructura del casco, teóricamente, cabe esperar que la flexión del eje sea solidaria a la del casco sin que aparezca cambio en la condición de alineación de los apoyos.
- Ejes rígidos tendrán coeficientes de influencia altos y serán sensibles a variaciones muy pequeñas de la posición de los apoyos. Sin embargo, al mismo tiempo, la estructura del casco proporcionalmente rígida no va a generar una distorsión en la posición de los apoyos ya que también cabe esperar que la deflexión de la zona de popa del buque sea muy pequeña.

Este caso puede ser el típico de los buques más pequeños.

Caso 2 – Ejes que no cumplen: Eje rígido y estructura elástica:

Esta condición es indeseada.

- Un eje rígido y una estructura relativamente elástica es muy probable que tenga como consecuencia una planta propulsora muy sensible a las deformaciones del casco.
- Un eje rígido (acompañado de coeficientes de influencia altos) no será capaz de absorber deformaciones del casco relativamente grandes y cambiará significativamente las reacciones en los apoyos debido a la flexión de una estructura relativamente elástica. Con la flexión del casco, el eje permanece relativamente sin deformación y, por tanto, tiende a salirse de los apoyos.

Este caso puede ser característico de grandes buques con líneas de ejes muy cortas y de muy alta potencia. Este tipo de disposiciones, aunque son indeseables desde el punto de vista de la alineación, son muy eficientes desde el punto de vista de la potencia y son muy comunes en VLCC, ULCC y grandes bulk-carriers.

Caso 3 – Ejes que cumplen: Eje elástico y estructura rígida:

Ésta es la condición deseada.

- Un eje elástico y una estructura relativamente rígida dará como resultado un eje muy sumiso para el que no importa cómo deforme la estructura del casco permanece siempre en contacto con los apoyos.

Si no se dispone de análisis de la deflexión o medidas, un ingeniero puede calcular la flexibilidad de la estructura mediante:

- La experiencia de otras plantas similares.
- Datos básicos del buque (tipo, eslora, manga, coeficiente de bloque, simple/doble casco, etc.)

Aclaración: Experiencias anteriores ponen de manifiesto que los diseños de líneas de ejes comunes en VLCCs y en ULCCs y bulk-carriers de tamaño similar de 100000 TPM y superiores, con diésel directamente acoplado y hélice simple tienen alineaciones muy sensibles a la deformación de la estructura.

Para los casos 1 y 3, también puede ser importante mencionar que aunque el eje permanezca en contacto con los apoyos, se pueden producir daños en los cojinetes si aumenta el ángulo de desalineación relativo entre el eje y el cojinete para conseguir el contacto. El contacto en el apoyo extremo implica una alta presión de contacto generada por el eje, y puede aparecer un posible problema dinámico ya que el desarrollo de la capa de lubricante se puede producir a revoluciones mucho más altas o no en todos los casos extremos.

Además, la sensibilidad del motor diésel al problema de la alineación no implicará muchos cambios en el diseño del buque.

En la Tabla III.1 se muestra un ejemplo de matriz de coeficientes de influencia, que corresponde con la sensibilidad a la alineación de una gran bulk-carrier.

Variaciones de térmicas. Los cambios térmicos tienen un efecto típicamente local. Los cambios de temperatura influyen sobre la posición vertical de un determinado apoyo por estar la estructura a la que el apoyo está empotrado sometida al calentamiento o enfriamiento. Se puede aplicar directamente la matriz de coeficientes de influencia con herramienta de análisis para estudiar cómo afecta este cambio local a las reacciones en los apoyos.

Ejemplo: Un tanque de combustible, si se localiza bajo el apoyo, puede generar una deformación estructural local que puede cambiar la coordenada vertical del apoyo. Según varía la coordenada vertical, las reacciones verticales pueden verse afectadas negativamente. Esto es particularmente cierto en sistemas en los que los coeficientes de influencia son altos.

Los cambios de temperatura en el motor diésel y el bloque de la reductora darán como resultado variaciones simultáneas en la coordenada vertical en todos los apoyos del motor y la reductora. Normalmente se supone que la variación en la condición térmica afectará con la misma intensidad a todos los apoyos. Sin embargo, esto no es del todo cierto, como por ejemplo, la sección media del motor diésel tenderá a expandirse más con el aumento de la temperatura que las secciones extremas. Una forma de compensar esta diferencia térmica es que se aplique una deformación (sagging) al polín del diésel.

Ajuste de la posición vertical del apoyo. Será necesaria una corrección de la alineación cuando:

- La medida de la reacción en el apoyo muestre una gran desviación respecto de los valores calculados, o
- Las deformaciones del cigüeñal del motor diésel no cumplan con los requisitos de diseño del mismo, o
- El contacto entre los dientes es menor que el reglamentario.

A menudo se ajusta la coordenada vertical del apoyo en los cojinetes del eje intermedio. Este ajuste implica un efecto local parecido a los cambios térmicos explicados anteriormente.

La aplicación de los coeficientes de influencia es muy significativa en casos como estos ya que nos proporciona una herramienta rápida para verificar los efectos del ajuste en la coordenada vertical de los apoyos en no sólo el apoyo corregido, sino también en los apoyos adyacentes.

LECTURA DE LOS COEFICIENTES DE INFLUENCIA

Como se mencionó anteriormente, la matriz de coeficientes de influencia tabula la relación entre las reacciones relativas en el apoyo debidas a cambios unitarios en la ordenada del apoyo en cada apoyo en particular. Más abajo se muestra un ejemplo de matriz de coeficientes de influencia.

Una línea de ejes tomada como ejemplo tiene 12 apoyos, uno de los cuales (apoyo número 5) es la bocina, que no es de especial interés para el propósito de la alineación.

Cuanto mayor sea el número de coeficientes de influencia, más sensible será un cierto apoyo al cambio en su ordenada en su respectivo apoyo.

La relación entre la ordenada y la reacción es linealmente proporcional, con lo que para obtener la misma matriz para un cambio de 1 mm (en lugar de 0,1 mm como en el caso anterior) todos los coeficientes deben multiplicarse por un factor de 10.

Experimentalmente se ha mostrado que el modelo del eje, como se muestra en este ejemplo, representa una línea de ejes relativamente sensible a la variación en la ordenada (cambios en la deformación de la estructura, influencia térmica, etc.). La sensibilidad de la alineación debe evaluarse en relación a la rigidez de la estructura que soporta los apoyos. A saber, cabe esperar que la flexibilidad de la estructura del doble fondo sea más alta por debajo de los apoyos del eje intermedio que por debajo de los apoyos del motor principal.

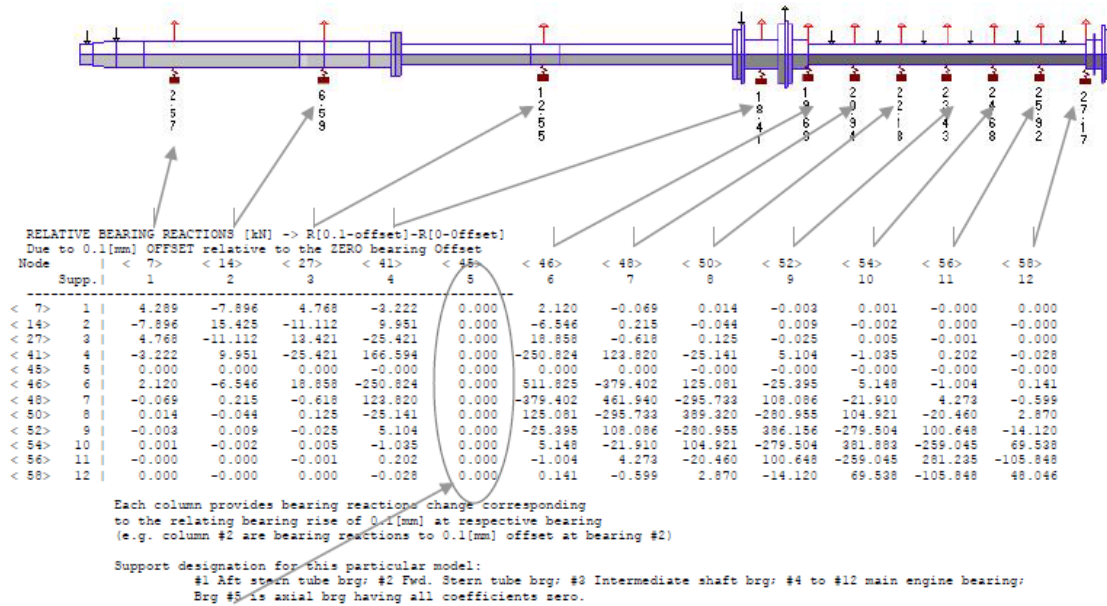


Tabla III. 1 - Matriz de coeficientes de influencia

La zona de sensibilidad local a evaluar es la interfaz entre el eje y el motor principal. La razón de esta sensibilidad es el cambio repentino en la rigidez de la estructura de apoyo entre ambos.

Los coeficientes de influencia obtenidos para los apoyos del motor son muy altos, lo que conduce a la conclusión de que el motor es mucho más sensible a las variaciones en la ordenada del apoyo que el eje. Esto es correcto. Sin embargo, la estructura que soporta el cigüeñal (bloque del motor) también tiene un grado de rigidez relativamente alto comparado con la estructura del doble fondo bajo el eje. Por tanto, los apoyos del motor no sufrirán cambios significativos en sus ordenadas ya que la estructura inmediatamente por debajo es relativamente rígida.

Por tanto, aun así los factores de los coeficientes de influencia para los apoyos del motor son altos, las deformaciones dentro del motor serán menores para el eje. De acuerdo con esto, la sensibilidad a las deformaciones de la estructura del casco serán menores que para el eje. Igualmente, para el eje donde los coeficientes de influencia son bajos, cabe esperar que el cambio en la ordenada del apoyo sea alto debido a la mayor flexibilidad del doble fondo, con lo que puede dar como resultado una mayor sensibilidad a las deformaciones del casco.

¿Por qué el motor es muy sensible a las deformaciones de la estructura del casco? La mayoría de veces no es por el motor propiamente dicho, sino más bien por la diferencia de rigideces entre la estructura del motor y la estructura del doble fondo inmediatamente debajo del eje. Consecuentemente, esto puede dar como resultado que los dos apoyos más a popa del motor principal (Tabla III.1, apoyos 4 y 6) sean muy sensibles al cambio en la desviación de la ordenada de los apoyos del eje intermedio (Tabla III.1, apoyo 3). Por ejemplo, en la Tabla III.1, el aumento de 1 mm en la ordenada del apoyo del eje intermedio descargaría 254 kN al apoyo 4 del motor principal y cargaría 166 kN en el apoyo 6.

Nota: La columna 5 y la fila 5 de la matriz de coeficientes de influencia anterior (Tabla III.1) son todo 0 porque el apoyo en cuestión representa la bocina cuya reacción no se ve afectada por pequeñas variaciones de la ordenada de cualquiera de los apoyos de la línea de ejes.

REACCIONES EN LOS APOYOS

Uno de los criterios principales para la aceptación de la alineación es obtener unas reacciones en los apoyos satisfactorias. Es difícil establecer un margen de aceptación ya que los factores que afectan a las reacciones son muy difíciles de predecir adecuadamente. En esencia, la alineación se considera aceptable cuando las reacciones en los apoyos son siempre positivas (en todas las condiciones operativas) y no hay ningún apoyo sin carga. Por tanto, es aceptable cualquier carga estática positiva. Sin embargo, por razones prácticas, sería deseable un 10% de la carga admisible en el apoyo para evitar la descarga debida a distorsiones no tenidas en cuenta.

Las reacciones no son el único criterio importante para la aceptación de la alineación. La desalineación relativa entre el eje y los apoyos tiene, como mínimo, la misma importancia.

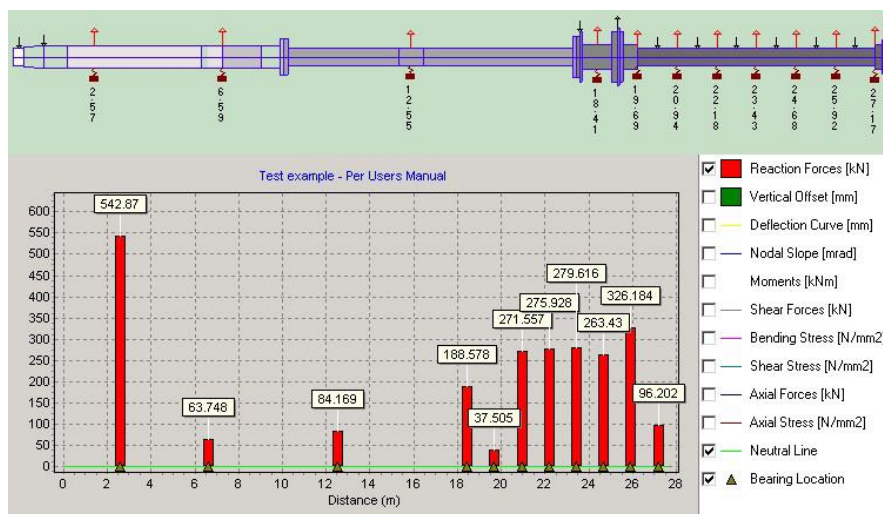


Figura III. 2 - Reacciones en los apoyos

CURVA DE DEFLEXIÓN

La desalineación relativa entre el apoyo y el eje puede evaluarse con la información definida por la deflexión. La deflexión define el ángulo de inclinación del eje en cada nodo del sistema. Se mide el ángulo desde la línea teórica de alineación cero.

En caso de que se consideren las deflexiones del casco para el análisis, debe considerarse la desalineación real entre el eje y el apoyo:

- Pendiente absoluta en el eje
- Variación angular en la línea central del cojinete debida a las deflexiones del casco

En casos en los que el ángulo de desalineación es excesivo, puede ser necesario el mecanizado interior del cojinete.

INCLINACIÓN DE LOS COJINETES

La inclinación de los cojinetes es una medida que se toma en la industria naval para evitar cargas extremas excesivas en el apoyo del eje de cola.

La “regla del pulgar” para la inclinación del cojinete del eje de cola es $0,3 \times 10^{-3}$ rad. Cuando el ángulo de desalineación excede este valor, normalmente se realiza la inclinación del cojinete.

Se considerará la inclinación de los cojinetes si:

- El análisis no se hizo teniendo en cuenta la desalineación, o
- Si la pendiente de desalineación estimada supera los $0,3 \times 10^{-3}$ rad.

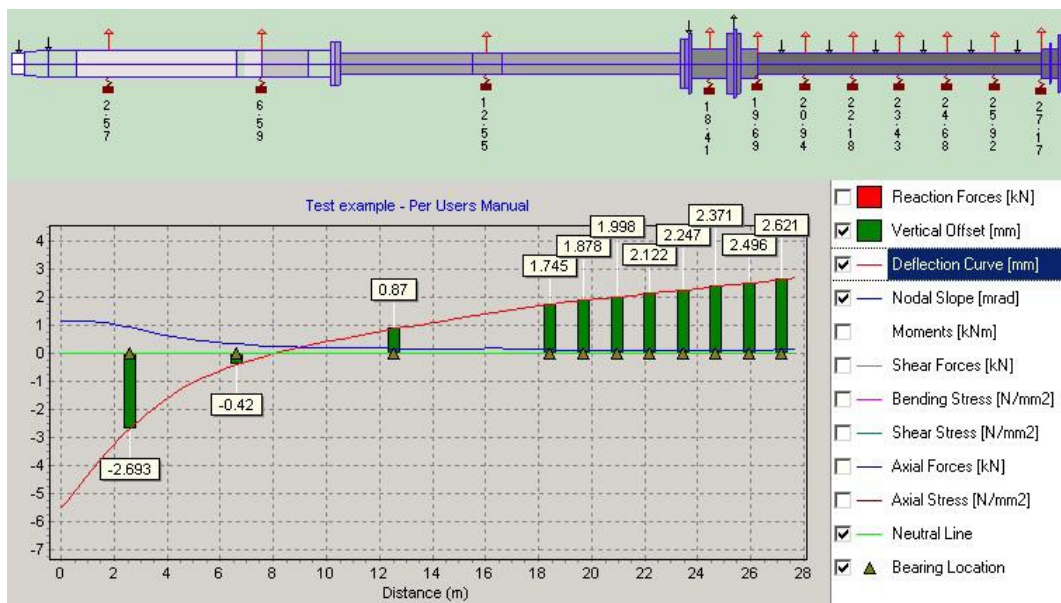


Figura III. 3 - Pendiente nodal y curva de deflexión

INCLINACIÓN ANGULAR DE LA RUEDA PRINCIPAL DE LA REDUCTORA

En líneas de ejes con reductora, una parte importante del análisis de la alineación es el estudio sobre la curvatura de flexión y la condición de contacto entre la rueda principal y el piñón.

FUERZAS CORTANTES Y MOMENTOS FLECTORES

Las fuerzas cortantes y los momentos flectores deben estar dentro de los límites admisibles, junto con otros esfuerzos en el eje.

Las fuerzas y momentos en la máquina propulsora deben estar dentro de los límites especificados por el fabricante.

Además, algunos fabricantes de motores diésel exigen que las fuerzas cortantes y momentos flectores en el motor principal detrás de la brida estén dentro de los límites requeridos para proteger al motor de desalineaciones eventuales.

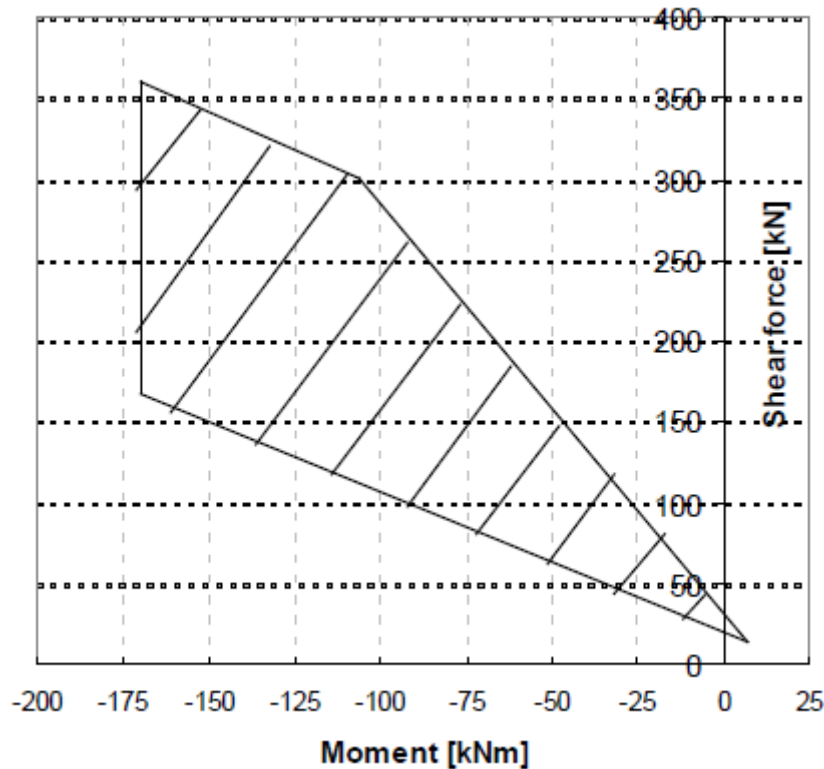


Figura III. 4 - Fuerzas cortantes y momentos flectores admisibles en la brida de acoplamiento del motor diésel

CARGA ADMISIBLE EN EL APOYO

La carga admisible en el apoyo está relacionada con los niveles admisibles del esfuerzo de compresión para el material del cojinete. Algunos reglamentos establecen como criterio de aceptación para la bocina en $0,8 \text{ N/mm}^2$ para metálicos y $0,6 \text{ N/mm}^2$ para materiales sintéticos lubricados con aceite. Los criterios de aceptación consideran la presión de compresión estimada a partir de la carga en el cojinete sobre el área proyectada del cojinete. Puede que estos criterios no sean suficientes si la desalineación entre el cojinete y el eje no se mantiene en niveles muy bajos (evitando cargas extremas).

Documentación de la revisión

El ingeniero responsable de la revisión de los cálculos de alineación deberá documentar los resultados de la misma en un formato que incluya, al menos, los siguientes contenidos:

- Descripción de la planta propulsora, incluyendo detalles de:
 - El eje, reductora, modelo equivalente del cigüeñal, hélice
 - Pesos de todo el equipo

- Posición de los apoyos permanentes, apoyos temporales y posición de los puntos de elevación (jacking) para medir las reacciones
- Datos de la ordenada de los apoyos (en las condiciones en frío y en caliente)
- Cargas estáticas externas

(Debe suministrarse los datos de las fuentes)

- El responsable de la revisión debe verificar el análisis en para:
 - Condiciones en frío y caliente y, al menos, una condición a flote
 - Análisis de sag y gap
- Donde se considere necesario, el responsable aplicará una rutina de optimización para estudiar la sensibilidad del sistema a una perturbación introducida y, de acuerdo con ello, evaluar los cálculos remitidos y los desplazamientos prescritos.

El responsable hará comentarios oportunos sobre diferencias puntuales entre lo remitido y el análisis de comprobación. En la carta de revisión se especificarán las diferencias significativas que puedan afectar a la planta propulsora y la seguridad del buque.

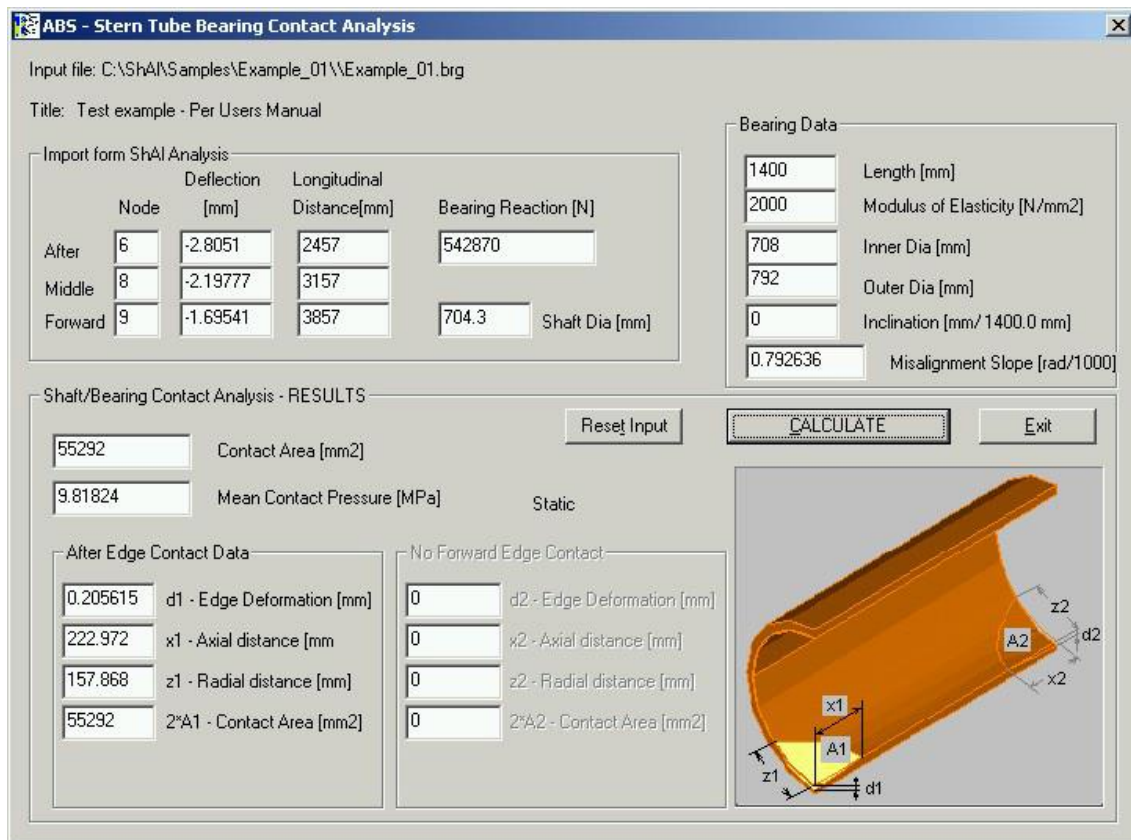


Figura III. 5 - Software de cálculo del apoyo del eje de cola

DISEÑO

Generalidades

Cuando se diseña la línea de ejes, hay que prestar especial atención a lo siguiente:

- Condición del apoyo de la bocina
- Modelado del cigüeñal
- Ajuste de la ordenada de los apoyos del eje intermedio
- Pre-deformación aplicada a la bancada del motor principal
- Aspectos relativos a la inclinación de los cojinetes
- Procedimiento de sag y gap
- Clara inicial en los cojinetes
- Elasticidad del cojinete
- Material del cojinete
- Alineación de los engranajes

Las condiciones que se deben cumplir son principalmente:

- Las reacciones en los apoyos
- Distribución de la carga en los apoyos
- Deflexiones del cigüeñal
- Ángulo de desalineación en los engranajes

Bocina del codaste

DISEÑO

El cojinete de la bocina del codaste es significativamente distinto al resto de los cojinetes de la línea de ejes. Su longitud es considerablemente mayor que la del resto de cojinetes convencionales que soportan el eje intermedio o que la de los cojinetes del motor principal.

OBJETIVOS DESEADOS

La presión de contacto del cojinete del arbotante, si se instala, o de la bocina en la condición estática deberá ser menor que el esfuerzo máximo (presión de contacto) permitido por el fabricante del cojinete. La mejor forma de asegurar que se cumple esta condición es conseguir un bajo ángulo de desalineación entre el eje y la bocina.

La condición ideal es la de desalineación cero cuando el eje mantiene el área de contacto máxima y la presión de contacto mínima con la camisa del cojinete (Figura III.6). En circunstancias ideales, el área de contacto se distribuye simétricamente entre las aristas extremas del cojinete. Conseguir un ángulo de desalineación pequeño asegurará un área mayor de contacto estático entre el eje y el cojinete, un menor esfuerzo de contacto ejercido por el eje

sobre el cojinete y un desarrollo más rápido de la capa de lubricante, dando como resultado una mayor vida del cojinete.

REQUISITOS DE CLASIFICACIÓN

Se toma como ángulo de desalineación máximo aceptable entre el eje y el cojinete $0,3 \times 10^{-3}$ rad, que es un valor muy extendido en el sector naval. Si se sobre pasa este valor, se debe considerar la reducción del ángulo de desalineación mediante el mecanizado del cojinete. El nivel de seguridad de esta tolerancia aún no está completamente demostrada y no debe aplicarse este criterio a ciegas. El asunto es complejo, ya que el ángulo de desalineación afecta directamente a la hidrodinámica del cojinete y es necesario un análisis dinámico con la interacción fluido-estructura.

Los reglamentos establecen como requisito para la longitud del cojinete un mínimo de 1,5 veces el diámetro del eje.

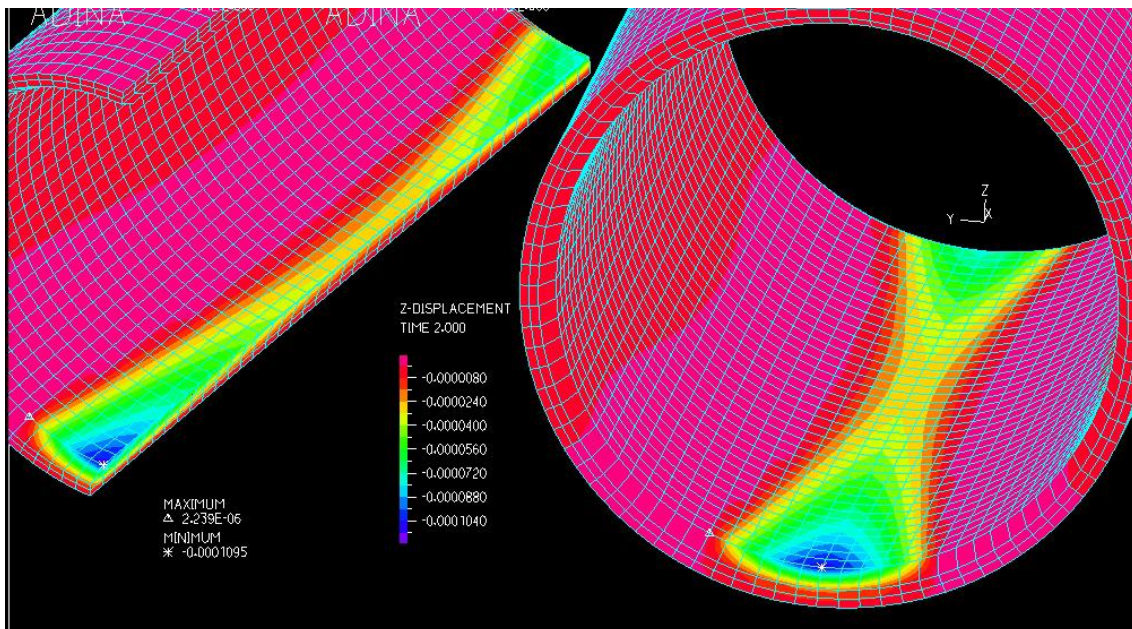


Figura III. 6 - Área de contacto ideal en el cojinete ejercida por el eje (desalineación nula)

MODELADO

El proceso de modelado de la alineación del eje consiste en:

- Encontrar las ordenadas adecuadas de los apoyos para satisfacer todas las condiciones operativas
- Definir la posición del punto de contacto de cojinete de la bocina
- Definir el área de contacto del cojinete y la carga
- Considerar las perturbaciones debidas a la deflexión de la estructura del casco y la expansión térmica de la estructura

El área de contacto entre el eje y el cojinete está en correlación directa con las consideraciones preliminares supuestas en el diseño de la alineación del eje. Más abajo se analizan tres

soluciones de alineación (selección de las ordenadas de los apoyos) para estudiar su impacto en la distribución de carga en la bocina. Se comparan tres propuestas de diseño de alineación en líneas de ejes de VLCC con diésel directamente acoplado:

- Alineación con ordenada cero
- Alineación con ordenada positiva
- Alineación con ordenada negativa

Alineación con ordenada cero: La ordenada cero para la posición de los apoyos corresponde a un eje idealmente recto, cuya generatriz se mantiene horizontal y sin deformación. Normalmente, los resultados de los análisis de alineación con ordenada cero para los apoyos no es satisfactorio. En el ejemplo que se muestra más abajo (Figura III.7 – fila 1), el apoyo de proa de la bocina está completamente cargado para la condición de ordenada cero. Sin embargo, la distribución de carga en el apoyo de popa es muy buena, con un área de contacto entre el eje y el cojinete relativamente grande.

Alineación con ordenada positiva: se caracteriza por una disposición tal que la mayoría de apoyos del sistema se encuentran por encima de la posición del apoyo de popa de la bocina. Se debe seleccionar la ordenada del apoyo para que cumpla los criterios de alineación. En el ejemplo (Figura III.7– fila 2), las reacciones en los apoyos son aceptables. Sin embargo, el área de contacto entre el cojinete y el eje no es tan buena. Se estima que la pendiente de desalineación entre el eje y el cojinete es 0,855 mrad.

Alineación con ordenada negativa: se caracteriza por una disposición tal que la mayoría de los apoyos del sistema se encuentran por debajo de la posición del apoyo de popa de la bocina. La ordenada debe seleccionarse para que satisfaga los criterios de alineación. En el ejemplo (Figura III.7 – fila 3), las reacciones en los apoyos son aceptables y el área de contacto relativamente grande (aproximadamente, el doble de lo que era en la condición de ordenada positiva). Se estima que la pendiente de desalineación relativa entre el eje y el cojinete es de 0,213 mrad.

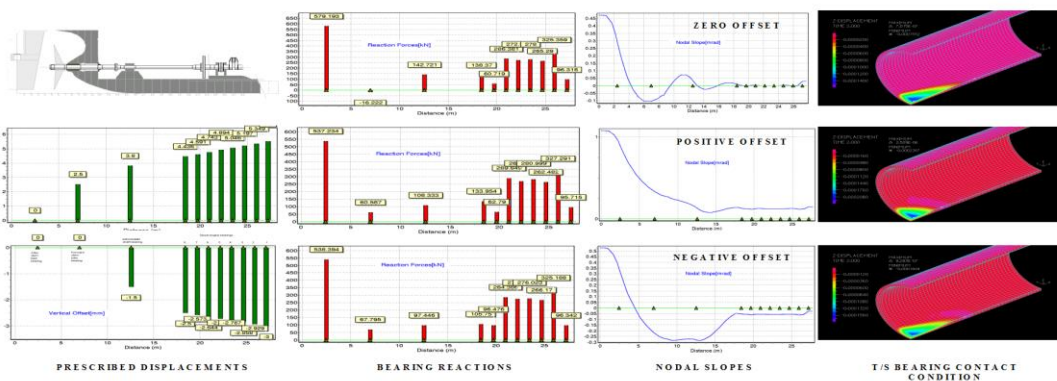


Figura III. 7 - Contacto en el apoyo del eje de cola en función del diseño de la alineación

Modelado del contacto en la bocina

En este apartado, en particular, se trata el modelado del contacto entre el eje y la bocina. Los procedimientos propuestos más abajo se consideran los más apropiados para enfocar este tema.

PROCEDIMIENTO SUGERIDO

Cuando se aplica el programa de alineación de una Sociedad de Clasificación, a veces se sugiere seguir las siguientes líneas cuando se modela el contacto de la bocina:

- i. Modelar el cojinete de popa como dos puntos de contacto con sendos puntos localizados en cada extremo del cojinete.
- ii. Definir las ordenadas de los apoyos que satisfagan los criterios de alineación.
- iii. Llevar a cabo el análisis con contacto de punto simple quitando el punto de contacto de proa.
- iv. Aplicar las mismas ordenadas que para el análisis de dos puntos.
- v. Evaluar la condición de contacto con interfaz de evaluación del cojinete.
- vi. Reposicionar, si procede, el punto de contacto de popa de acuerdo con los resultados del programa de evaluación de contacto del cojinete.
- vii. Definir ahora la inclinación del cojinete para la alineación corregida.

CONTACTO EN PUNTO SIMPLE VS CONTACTO EN DOS PUNTOS

En el análisis de alineación del eje, el contacto entre el eje y el cojinete se modela normalmente como contacto de punto simple. El punto de contacto representa la posición de la reacción supuesta en el apoyo. La posición del punto de contacto definirá la intensidad de la reacción y, aún más importante, la pendiente de desalineación entre el eje y el cojinete.

El modelado de punto simple no es la única forma de enfocar el tema. El contacto de dos puntos es igualmente válido, pero sólo si primeramente se verifica el contacto de punto simple y si la inclinación del eje está definida para la solución de punto simple.

Cuando se define un “punto de contacto real” entre el eje y el cojinete, el responsable debe beneficiarse de un programa de evaluación del cojinete de la bocina. Teniendo la información de la condición de contacto, habrá que corregir el punto de contacto inicialmente estimado comparando su posición con la posición “real” del punto de contacto.

En relación con el número de puntos de contacto, hablando en términos generales, no son correctos ni el contacto de punto simple ni el de dos puntos ya que el contacto entre eje y cojinete se establece realmente sobre el área de penetración del eje en el cojinete. En cualquier caso, se recomienda realizar el estudio con contacto simple, así como considerar un punto de contacto situado a $D/3$ (un tercio del diámetro del eje) de distancia desde el extremo de popa del cojinete.

Se recomienda corregir la estimación inicial del contacto en el cojinete si el área de contacto es superior a un tercio del diámetro del eje. Si el análisis indica la existencia de contacto en ambos extremos del cojinete, se cambiará, de acuerdo con los resultados, el punto de contacto inicialmente aplicado. Puede que se necesiten varias iteraciones para estabilizar los resultados.

Básicamente, lo deseable es diseñar la lineación y definir la inclinación del cojinete para alguna condición real en la que el buque vaya a operar la mayor parte del tiempo. De acuerdo con esto, cuando se analiza el sistema, la condición de contacto en dos puntos no es deseable, ya que ésta sólo se da en casos especiales que raramente ocurrirán durante la vida del buque. Sin embargo, el análisis debe iniciarse con la premisa de “alineación ideal”, definir la posición del cojinete para la misma y después verificar si satisface un caso más realista del contacto eje-cojinete (esto es, contacto de punto simple). Con esto también se asegurará una condición más realista de inclinación del cojinete y una distribución de cargas más adecuada a lo largo de la longitud del cojinete.

Nota: Corregir la posición de contacto del cojinete a una más adecuada significa que el área de contacto real es particularmente importante cuando los cojinetes son de materiales compuestos, goma o madera y donde el área de contacto es relativamente grande. Los cojinetes metálicos suelen tener un área de contacto estático relativamente pequeña, con lo que, si el punto de contacto se localiza más cercano al extremo del cojinete (no más de $d/3$ desde el eje), obviar la corrección implicará una menor influencia en los resultados globales.

Se considera que sólo el modelado de contacto simple (sin verificación por dos puntos) una alternativa aceptable al procedimiento combinado propuesto anteriormente. Sin embargo, no se acepta el caso contrario, el modelado con dos puntos sin verificar la condición de punto simple.

EJEMPLO

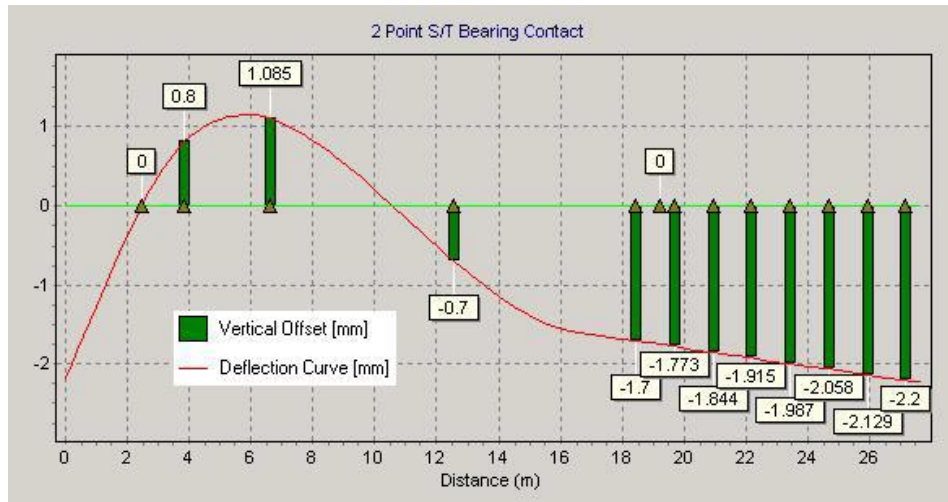
A continuación se han analizado ambos casos, contacto en un punto y contacto en dos puntos, y se sugieren el siguiente procedimiento:

1) Contacto en dos puntos

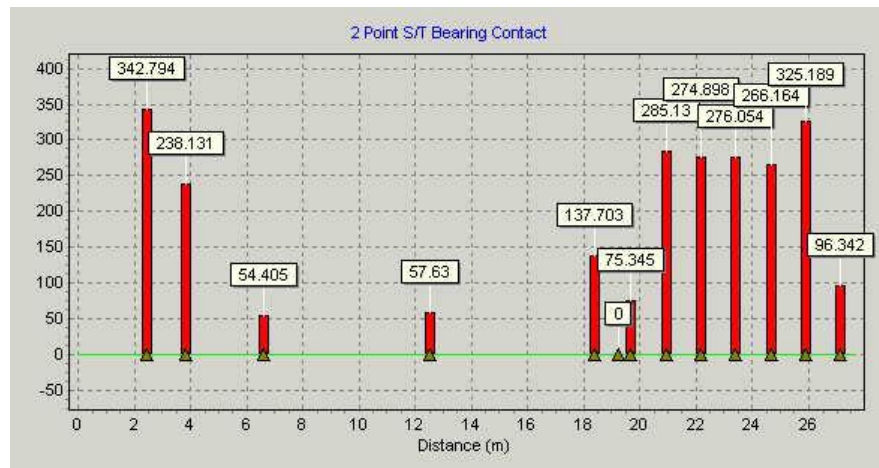
Si se lleva a cabo el enfoque con dos puntos de contacto, se sugiere encarecidamente que se considere como un mero caso transitorio, y se verifique que el contacto en punto simple también es satisfactorio.

a) La ordenada se selecciona para que satisfaga las reacciones en el cojinete

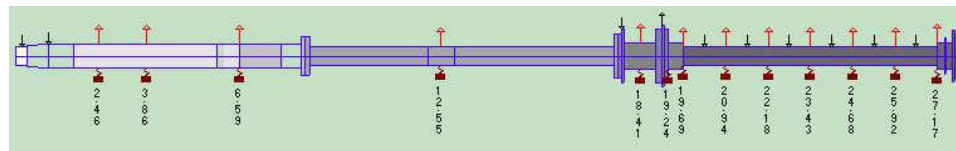
Primero hay que confirmar que la ordenada seleccionada en el cojinete cumple con los requisitos para todas las reacciones positivas (en el análisis por dos puntos, la pendiente de desalineación es nula).

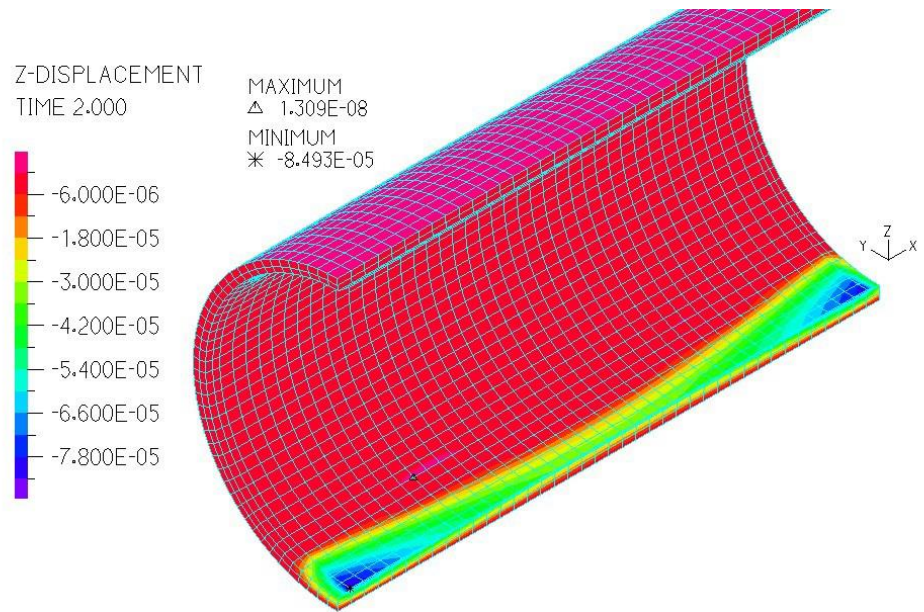


b) Las reacciones se verifican como satisfactorias



c) Se seleccionan los puntos de contacto en los extremos de proa y popa de la bocina (en este enfoque, no se sugiere comenzar con $D/3$ desde el extremo).



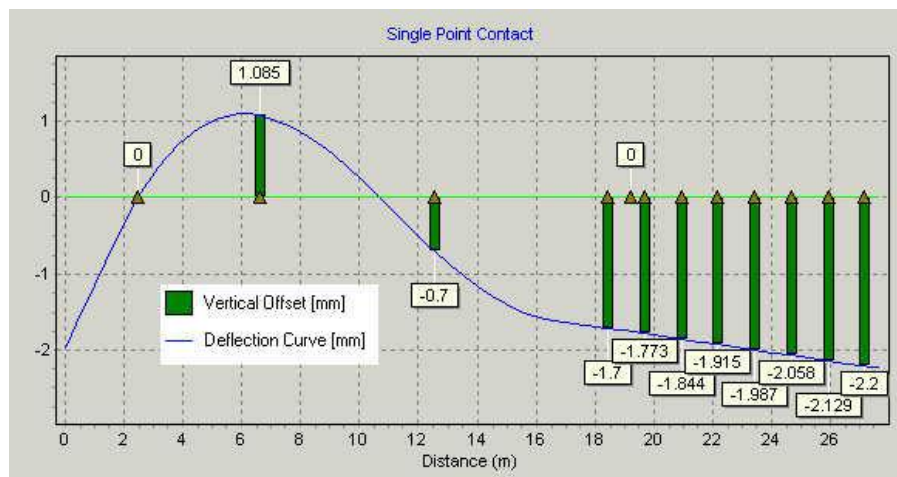


d) Se repite el análisis de la alineación, considerando puntos de contacto simple.

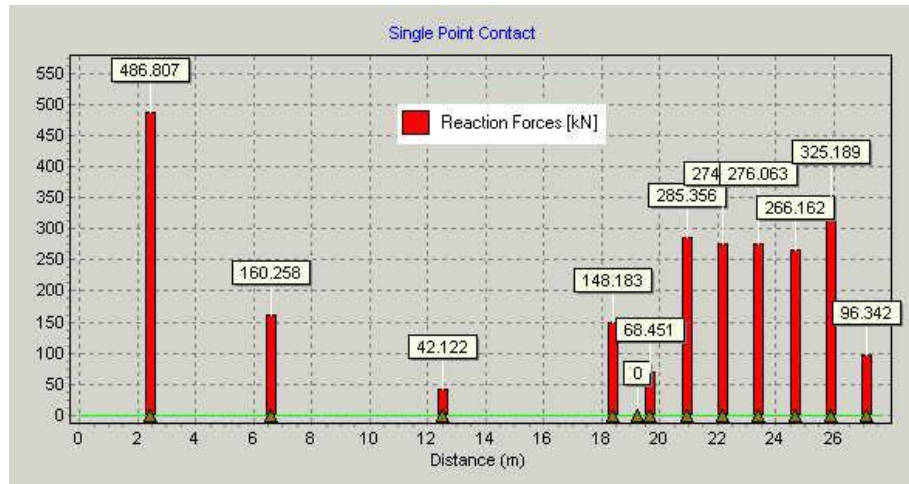
Debido a que los resultados anteriores dieron una solución aceptable, el paso final es quitar el punto de contacto en el extremo de proa y estudiar la condición en puntos de contacto simple. Si esta última no es satisfactoria, el análisis no se debería dar por válido.

2) Contacto en dos puntos

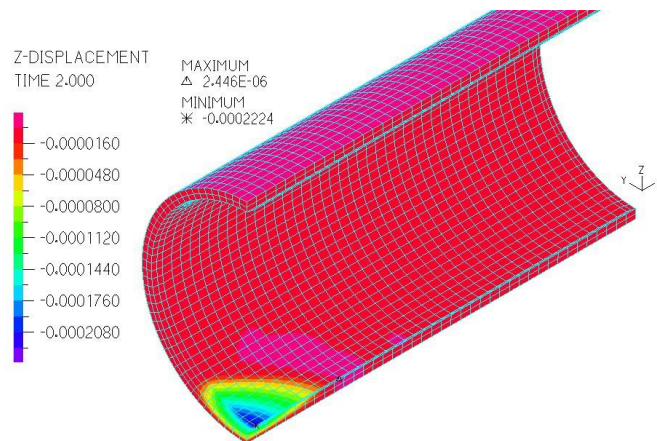
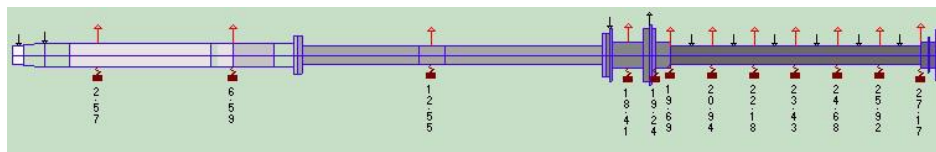
a) Se seleccionan las ordenadas para satisfacer las reacciones.



b) Se verifica que las reacciones sean satisfactorias.

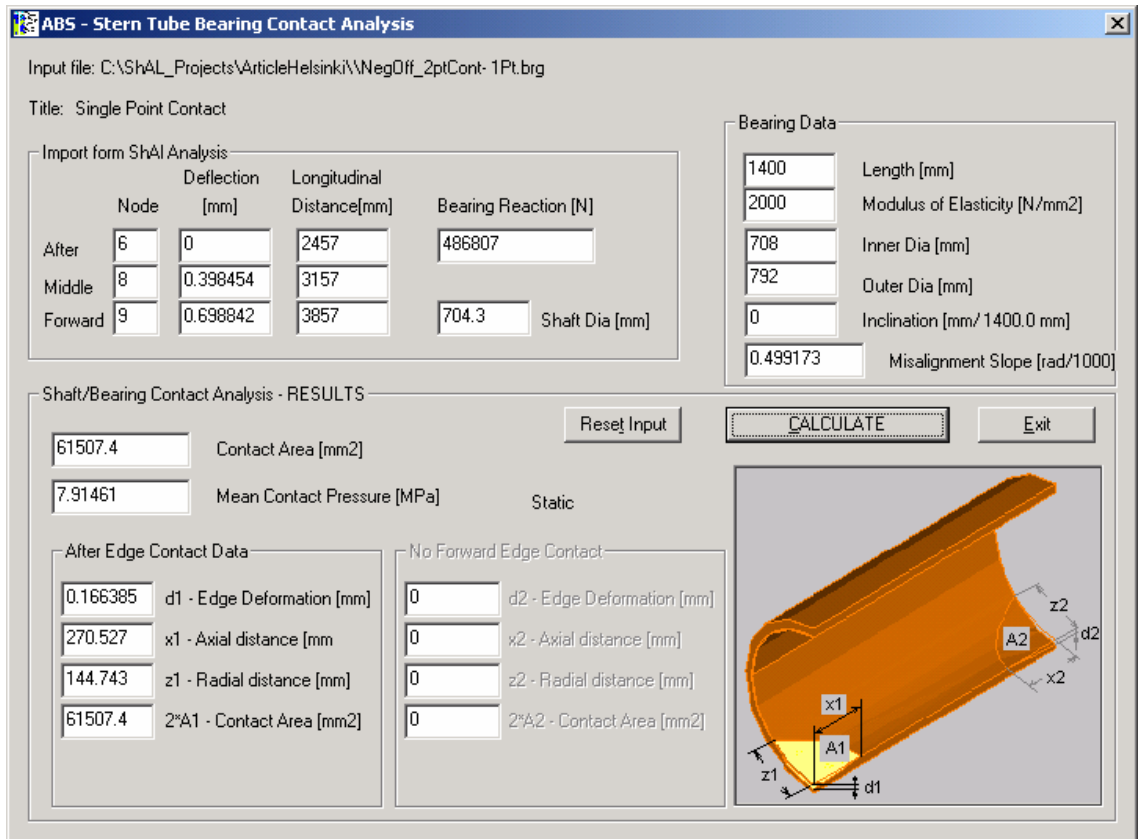


c) Inicialmente, se selecciona el punto de contacto en el extremo de popa de la bocina (o, si se desea, a $D/3$ desde el extremo de popa).



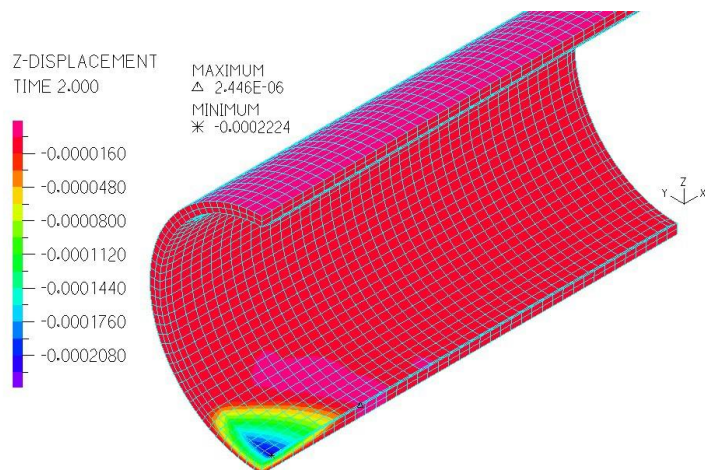
d) Se registran y analizan el ángulo de desalineación y la posición de contacto.

En el anterior análisis de la alineación, el contacto entre el eje y el cojinete se sitúa arbitrariamente en el extremo de popa del cojinete. Sin embargo, como se muestra en la rutina de evaluación del contacto en el cojinete (figura inferior), el área de contacto se establece en más de 270 mm desde el extremo de popa del cojinete (x1-distancia axial [mm]).

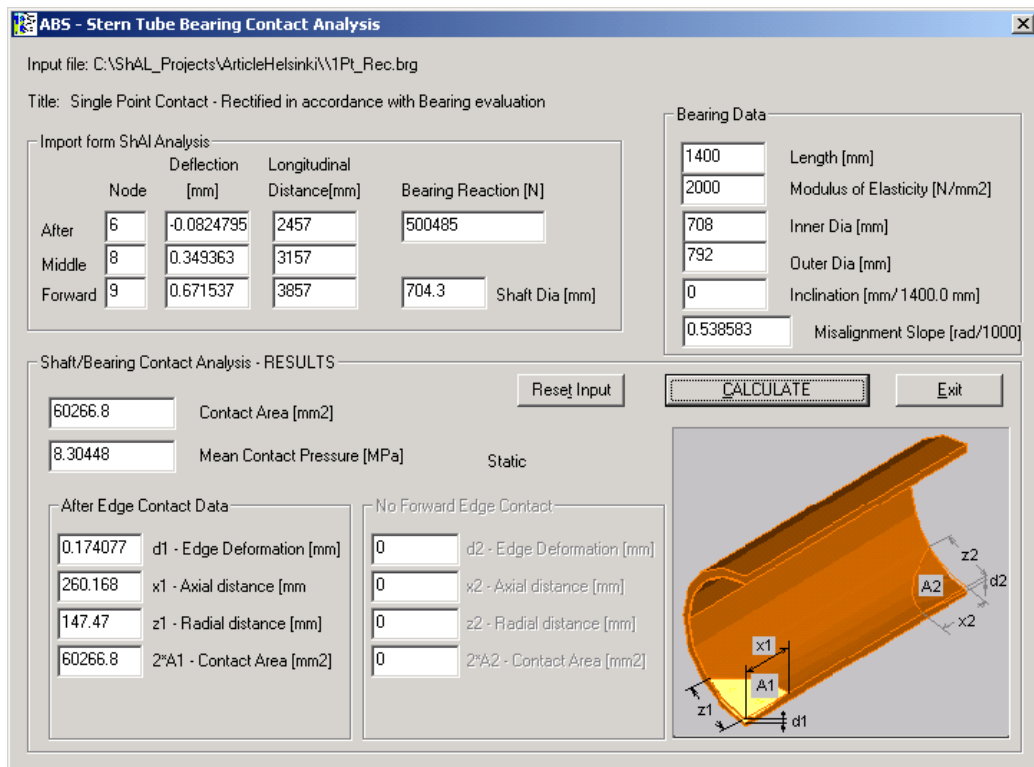


Por tanto, se sugiere que el punto de contacto supuesto inicialmente se mueva hacia proa.

- e) Se repite el análisis de la alineación con la posición corregida del punto de contacto.



Ahora se realiza el análisis de la alineación del eje con la posición corregida del punto de contacto, que se ha movido 10 mm a proa (distancia seleccionada arbitrariamente en, aproximadamente, la mitad de la distancia del área de contacto). Hay que corregir el modelo de alineación, generándose según se ha seleccionado.



Los resultados son los esperados: el ángulo de desalineación aumentó de 0,499 mrad (en el análisis con el punto de contacto en el extremo del cojinete) a 0,538 mrad y, por tanto, reduciéndose la longitud de contacto a 250 mm desde el extremo de popa del cojinete (Distancia Axial x1 [mm]).

Del análisis anterior se puede concluir que el punto de contacto entre el eje y el cojinete de la bocina juega un papel significativo en la definición del ángulo de desalineación y en la definición de la inclinación del eje. Se sugiere estudiar el área de contacto para distintos buques para asegurar la obtención la inclinación “óptima” del cojinete.

Modelado del cigüeñal

El modelado del cigüeñal es un tema especialmente sensible y a veces sujeto a controversias.

Los cojinetes de los grandes motores diésel de dos tiempos con cruceta son sensibles a la condición de alineación, y cada vez son más comunes la aparición de daños y fallos relacionados con la alineación en los motores diésel, que son resultado, principalmente de:

- La proximidad de los cojinetes del motor
- Estructura propia del motor relativamente flexible
- La complejidad del diseño del cigüeñal (Figura III.8)

Cuando se diseña la línea de ejes se debe prestar especial atención al modelado del motor, y el primer paso para asegurar la calidad de la alineación es derivar el modelo equivalente del cigüeñal. Sin embargo, dicho modelado no es tarea fácil.

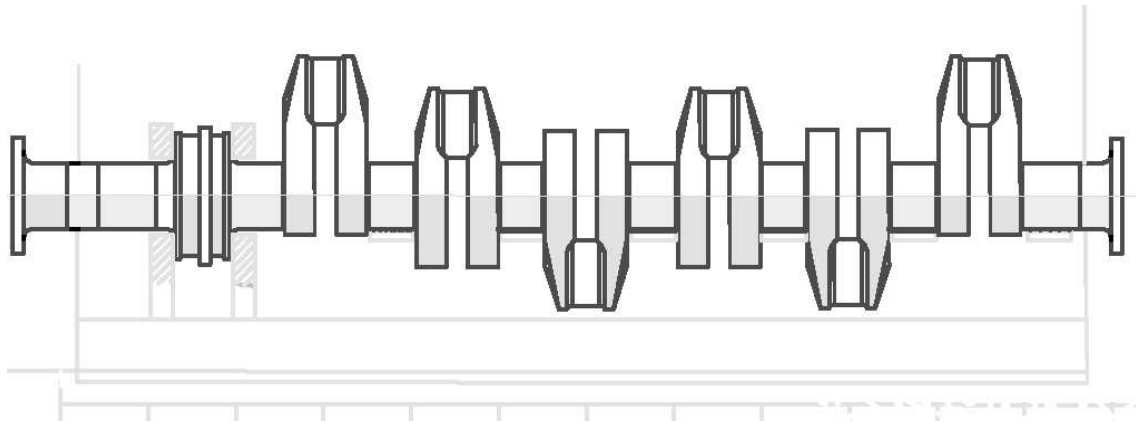


Figura III. 8 - Esquema del cigüeñal

El problema de modelar el cigüeñal para propósitos de alineación es la definición del sistema equivalente apropiado de codos del cigüeñal, que tienen una forma compleja y, en grandes motores, una flexibilidad significativamente alta que no se puede obviar.

Lo apropiado sería un modelo 3D de elementos finitos que, sin embargo, no es apropiado para el análisis de la alineación del eje comercial.

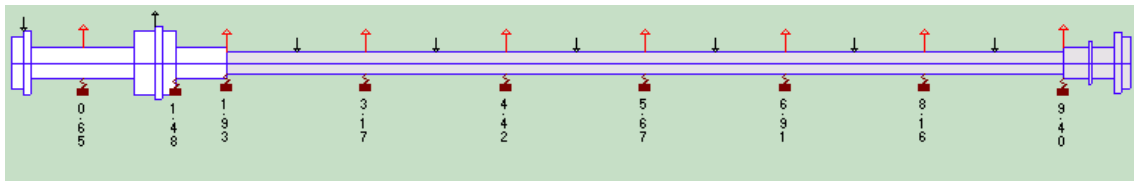


Figura III. 9 - Cigüeñal. Modelo equivalente de alineación del eje

Una posible solución al problema del modelado es definir un sistema equivalente que consiste en un número apropiado de segmentos de eje rectos con el mismo comportamiento a flexión que los codos reales (Figura III.10 y Figura III.11).

A saber, en el modelo equivalente debe obtenerse las mismas deformaciones de flexión en el centro del codo que las reales. La dificultad a la que ahora nos enfrentamos es el cambio en la posición angular del eje que, según ocurre, se obtendrán valores distintos de la deformación de flexión para cada ángulo. Además, también hay que considerar el efecto de los codos adyacentes. Cada posición angular distinta del cigüeñal redistribuirá las cargas del mecanismo en los codos.

Ejemplo: Cuando el cilindro nº 1 está en el TDC, la deformación de flexión del nodo en el centro del codo será distinta para la posición del codo a 90°. También dará como consecuencia, reacciones en los apoyos distintas para cada posición angular del cigüeñal. La magnitud de las diferencias en las deformaciones y reacciones dependerá del diseño particular del cigüeñal.

Nota: Normalmente, cabe esperar que la variación de la reacción en los apoyos debida a la variación en la rigidez del cigüeñal según cambia la posición angular entre 0° y 360° sea:

- Superior al 10% en los dos apoyos más a popa del motor principal
- Superior al 20% en los apoyos dentro del motor

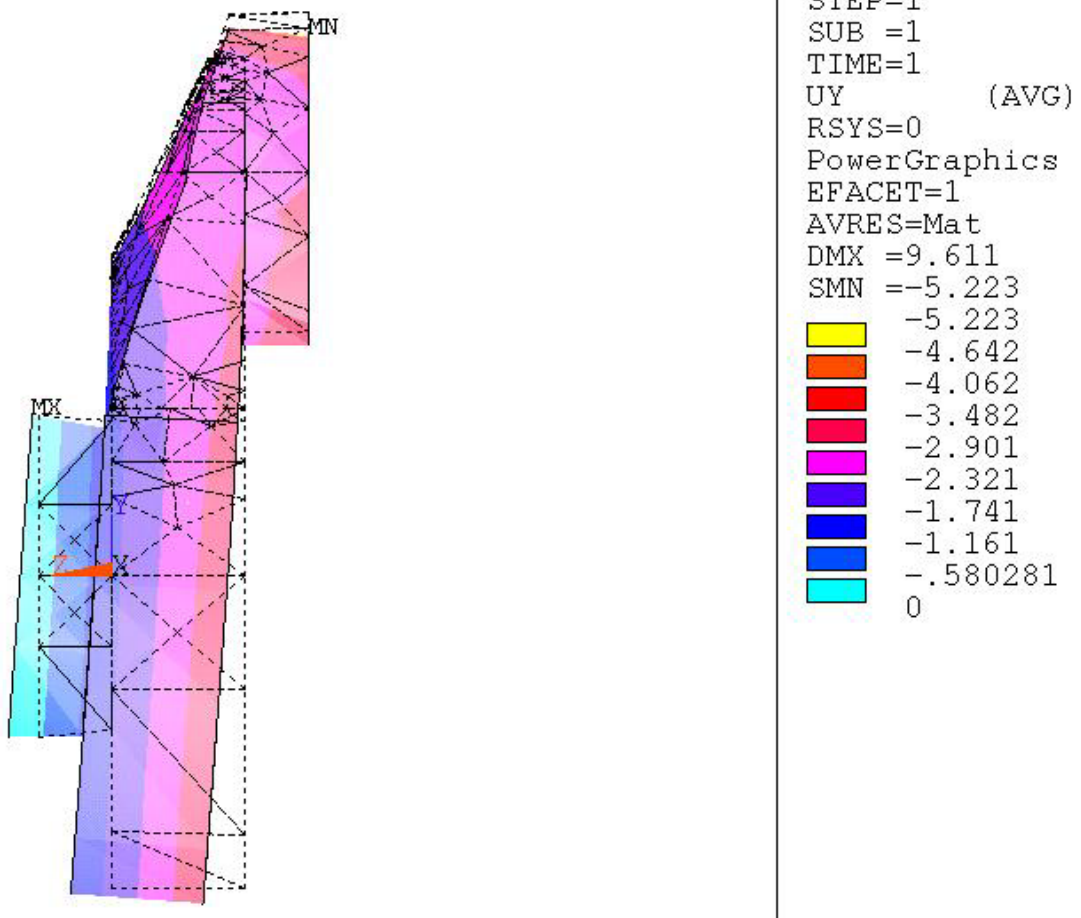


Figura III. 10 - Detalle modelo de elementos finitos

De lo anterior se deduce que el tema del modelado del motor de bastante complicado. Como se explica a continuación, existe una solución sencilla:

- En primer lugar, tener cuidado con las restricciones que impone el modelado del cigüeñal.
- Considerar siempre el error que puede resultar del modelo analítico simplificado.
- Verificar aquellos casos analíticos en los que las reacciones en los apoyos son bajas cuando se miden en los apoyos del motor principal. Las reacciones resultarán pequeñas si aparece una descarga particular del cojinete provocada por una variación de la reacción en el apoyo adyacente del 10-20%.

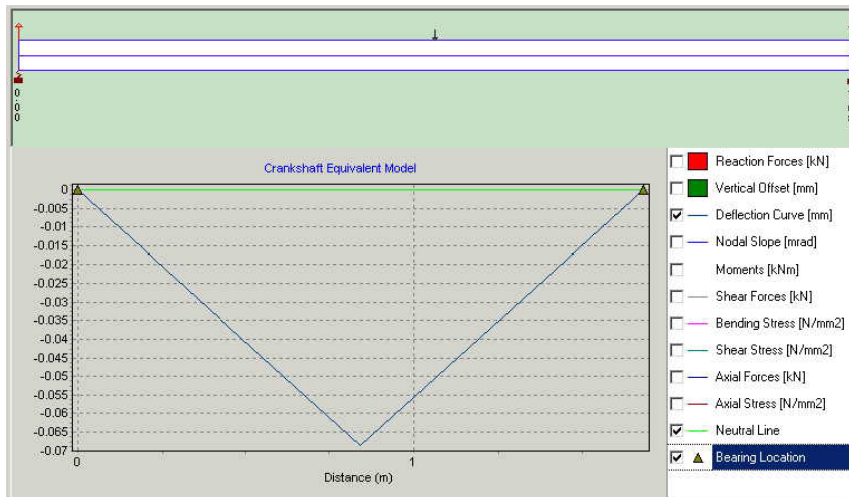


Figura III. 11 - Definición del modelo equivalente

Aplicación del modelo parcialmente equivalente del cigüeñal

Cuando se aplica el modelo parcial del cigüeñal, sólo se consideran en el análisis de la alineación los apoyos más a popa. A veces se reduce el modelo del cigüeñal hasta dos apoyos, y, en ciertos casos, se obvia completamente la carga debida al mecanismo de los codos. El modelo de cigüeñal adoptado sólo sirve para minimizar el error en el cálculo de la reacción en los apoyos más a proa de la línea de ejes.

La pregunta ahora es si este modelo es aceptable. No se recomienda debido a que la experiencia ha demostrado que las consecuencias de no evaluar la condición de carga para, al menos, los dos apoyos más apopa del motor principal (que requiere un modelo del cigüeñal de cuatro apoyos como mínimo) puede dar como resultado un daño en el motor y los elementos involucrados.

En resumen:

- El modelo equivalente, incluso cuando representa el cigüeñal completo, no puede dar una información exacta de la carga en los apoyos del motor principal (como se mencionó anteriormente, puede existir un error del hasta el 20% en la reacción estimada en los dos apoyos más a popa del motor principal).
- Sin embargo, incluso si la información sobre la condición de carga no es exacta, el margen de error está dentro de los límites de aceptación para evaluar los apoyos correctamente. Normalmente, el interés principal radica sólo en los apoyos más a popa, ya que son los que se pueden ver afectados por el ajuste de posición de los apoyos del eje intermedio.
- Si el modelo se reduce a menos de cuatro apoyos, y especialmente cuando no se tiene en cuenta ninguna carga, el resultado de las reacciones en los apoyos, así como los datos de sag y gap, serán seguramente erróneos.

EJEMPLO

El modelo parcial del cigüeñal (Figura III.12 y Figura III.13) puede dar como resultado una predicción incorrecta del “sag” de la brida de popa del cigüeñal. La bondad de los cálculos se

puede ver especialmente afectada cuando el modelo incluye menos de cuatro apoyos y cuando no se tiene en cuenta la carga que actúa en la brida y en los codos más a popa.

- La variación estimada para el sag es de 0,03 mm.
- La variación estimada para el gap es de 0,067 mm.

El proceso de sag y gap se realiza antes del montaje de la línea de ejes. Consiste en la medición de los sags y gaps entre bridas de acople y la verificación del cumplimiento del sistema en los datos calculados. Sin embargo, si se define erróneamente de sag y gap, el astillero no será capaz de cumplir con los requisitos sin reajustar la ordenada de uno o más apoyos. Haciendo esto, la alineación del sistema se realizará incorrectamente desde el principio con muy poca posibilidad de rectificación.

Cabe esperar que los valores reales de sag y gap sean parecidos a los resultados del segundo modelo con cigüeñal ampliado. Sin embargo, si los datos facilitados a los operarios son los obtenidos del primer modelo, que en realidad puede ser erróneo, se hará el ajuste a los valores incorrectos de sag y gap. Como el ajuste se realiza normalmente variando las ordenadas de los apoyos del eje intermedio, la consecuencia (después del montaje de los ejes) será unas reacciones en los apoyos que no coinciden con la predicción analítica.

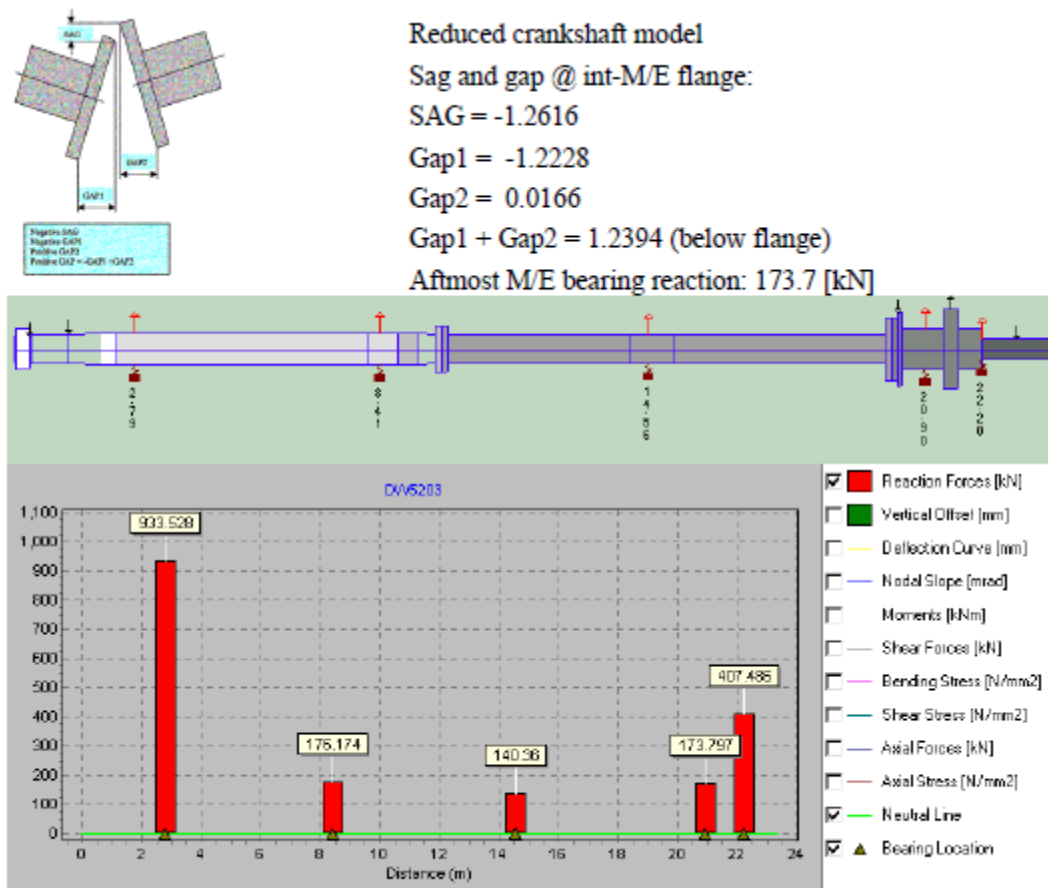


Figura III. 12 - Modelo reducido del cigüeñal - 2 apoyos en el motor principal

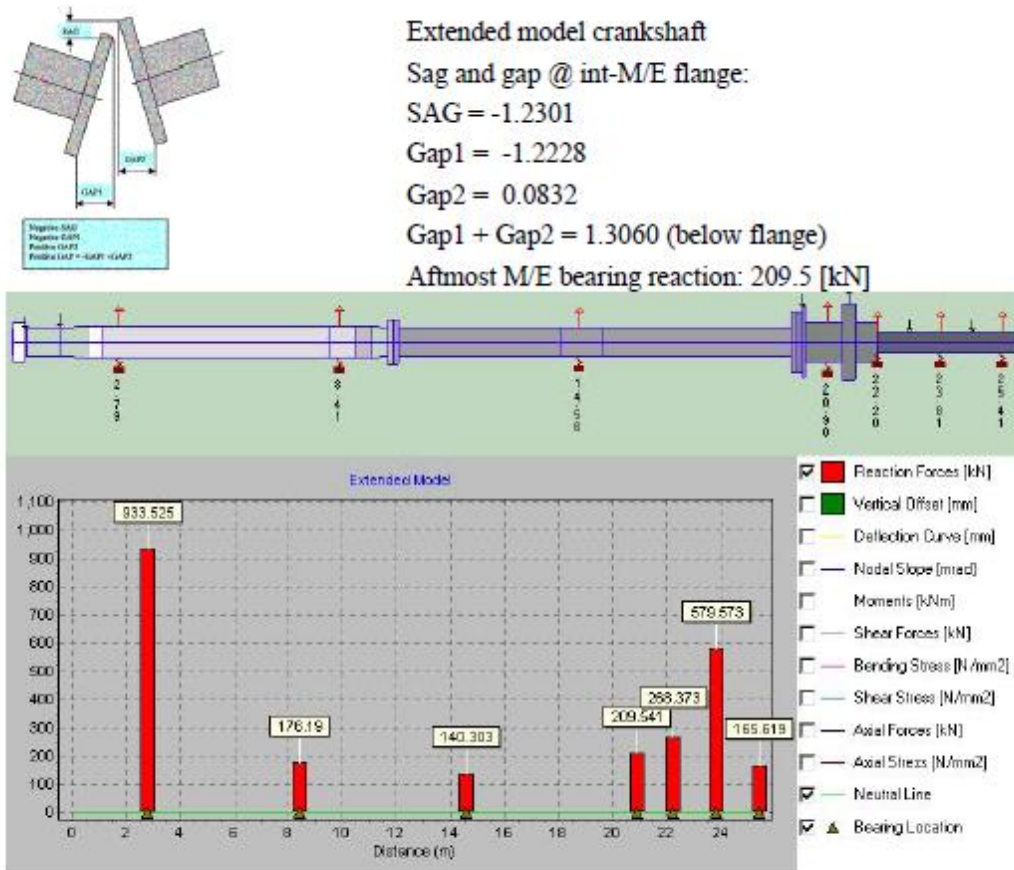


Figura III. 13 - Modelo reducido del cigüeñal - 4 apoyos en el motor principal

Desalineación del apoyo del motor

Puede ser difícil predecir analíticamente la condición de desalineación del apoyo del motor con el software comercial de alineación del eje. Sin embargo, se puede predecir la posible descarga del apoyo dentro del motor y, por tanto, puede generarse una llamada de atención sobre la posibilidad de desalineación.

De nuevo hay que advertir que el modelado del cigüeñal (que aplican la mayoría de softwares comerciales) puede llevar implícito un error del 10% al 20%. De acuerdo con esto, existirá el mismo error en la predicción de una posible desalineación entre el cigüeñal y el apoyo del motor principal.

La descarga del apoyo del motor y la posibilidad de una desalineación entre el cojinete y el cigüeñal se tratarán posteriormente en este capítulo mediante un ejemplo de la problemática que cabe esperar en casos en que no se conoce a tiempo la condición en el apoyo y no se aplican las correcciones oportunas.

Normalmente, la desalineación del apoyo del motor principal no es un problema en los motores diésel. Sin embargo, en los casos en los que se descargan los apoyos, lo más probable es que aparezca daño en los apoyos adyacentes debido a los problemas de desalineación y carga en el extremo del cojinete, más que en el apoyo que se ha descargado.

La razón de una posible desalineación del apoyo del motor principal es debida únicamente a perturbaciones procedentes de la línea de ejes. Hay muy poca probabilidad de que el la propia desalineación interna del motor provoque la descarga de los apoyos.

Clara del cojinete

En algunos diseños de alineación (por ejemplo, en buques VLCC), cuando se consideran inicialmente las deformaciones del casco, el segundo apoyo más a popa del motor principal debe descargarse intencionadamente si se está realizando la alineación en dique seco o cuando la condición del buque es de muy poco lastre. Esta condición de descarga del apoyo se rectificará según el buque se vea sometido a deformaciones adicionales una vez se incluya la carga. Obviar la clara del cojinete puede dar como resultado reacciones negativas en apoyos que de otra manera quedarían descargados. Como consecuencia, la verificación de la condición en los apoyos estará falseada. Además, los valores de sag y gap estarán mal calculados si alguno de los apoyo del motor principal se descarga y no se considera la clara del cojinete.

En buques de menor tamaño en los que la línea de ejes se apoya en cojinetes de rodadura, son posibles y se deben considerarse reacciones negativas en los apoyos.

Elasticidad del cojinete

En la condición estática, la elasticidad del cojinete dependerá del área de contacto entre el eje y dicho cojinete, con lo que no será fácil definir la rigidez del cojinete, ya que no está relacionado sólo con la propiedad del material y la carga, sino que también es función del área de contacto constantemente variable. El área de contacto variará con la redistribución de la carga que puede ser el resultado de perturbaciones externas como:

- Deformaciones del casco y/o
- Efectos térmicos sobre la ordenada del apoyo

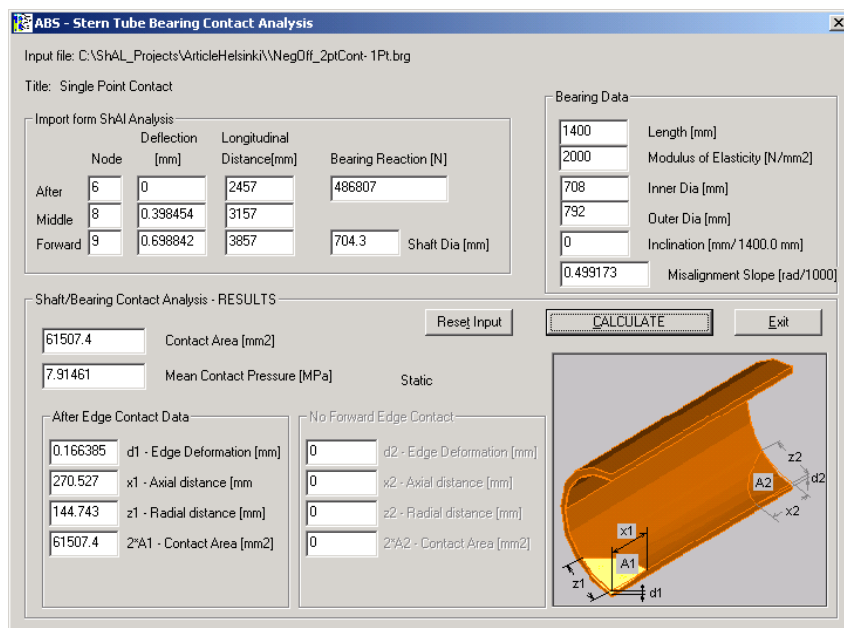


Figura III. 14 - Interfaz de cálculo del cojinete

Según varía la ordenada del apoyo con las perturbaciones externas también variará el ángulo de desalineación, lo que consecuentemente dará como resultado una variación en el área de contacto entre el eje y el cojinete. La flexión del eje sobre el cojinete será proporcional al área de contacto.

En la realidad, el eje alcanza inmediatamente la condición de equilibrio estático. En el modelo analítico es necesario hallar la solución de equilibrio que equilibre la carga en el cojinete, el ángulo de desalineación, el área de contacto y la penetración del eje en el cojinete. Aunque es posible hallar una solución analíticamente, no merece la pena tal esfuerzo. La forma más sencilla es aplicar un proceso iterativo. Se aplica un número de iteraciones hasta que se obtienen las reacciones en los apoyos estables para su respectiva área de contacto.

Se deja a juicio del responsable del diseño el decidir si es necesario el proceso iterativo.

Desgaste del cojinete

El desgaste del cojinete es un parámetro que no afecta de inmediato a la condición de alineación. El desgaste del material del cojinete es progresivo en el tiempo, y depende ampliamente del ángulo de desalineación eje-cojinete. Dicho ángulo define la condición de contacto entre ambos y, por tanto, las revoluciones a las que se producirá la sustentación del eje.

Aunque el desgaste es indeseable en todos los cojinetes, el de principal interés al respecto es el de la bocina. El cojinete de popa de la bocina se carga negativamente debido a la sobrecarga de la hélice que carga demasiado al cojinete en su extremo de popa. La curvatura del eje debida a flexión también es muy grande y el contacto entre el eje y el cojinete puede necesitar un corrección que normalmente se realiza dándole inclinación a la cara interna del cojinete.

Es imposible verificar la condición real del cojinete de la bocina. Sin embargo es posible medir indirectamente la caída temporal del eje y se suele realizar regularmente durante inspecciones especiales.

El desgaste del cojinete es uno de los parámetros a tener en cuenta durante el diseño de la alineación. La optimización de la alineación es especialmente útil a la hora de considerar dicha influencia.

Engranajes

Las plantas con reductora, en las que el eje acopla directamente a la caja de cambios, se pueden ver significativamente afectadas por la condición de alineación, dando como resultado:

- Desalineación de los engranajes
- Condición de carga adversa en el apoyo de la rueda

Los requisitos impuestos sobre el contacto de las ruedas son muy restrictivos:

- En el diente de la rueda se requiere un contacto uniforme superior al 90% de la anchura de la cara efectiva.

Según lo anterior, en plantas con reductoras, es importante la influencia en la alineación sobre la desalineación rueda-piñón (Figura III.15 y Figura III.16), y asegurar que se mantiene dentro de las tolerancias permitidas, que deberán estar definidas por el fabricante de la reductora.

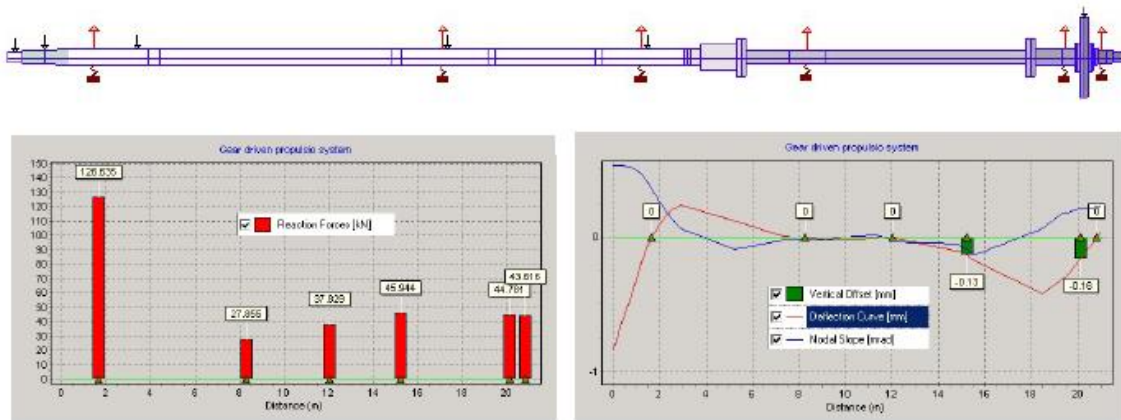


Figura III. 15 - Eje con reductora. Reacciones iguales en los apoyos del eje la reductora. Ángulo de desalineación en el engranaje 0,21 mrad

Existen otras prácticas en la industria naval en las que este tema se contempla de forma indirecta y no se estudia directamente el efecto del ángulo de desalineación sobre el contacto entre los dientes del engranaje. Una de las formas más comunes de hacerlo es estudiar la diferencia entre las reacciones en los apoyos del eje del engranaje, y mantenerlo dentro del 20% el uno del otro (Figura III.15). Esta fórmula puede ser aceptable sólo cuando el momento y la fuerza cortante se mantienen nulos en la brida de conexión con la línea de ejes. De otra forma, no habrá certeza de que el ángulo de desalineación se encuentre dentro de los límites de aceptación – las propias reacciones en los apoyos no serán garantía de ello.

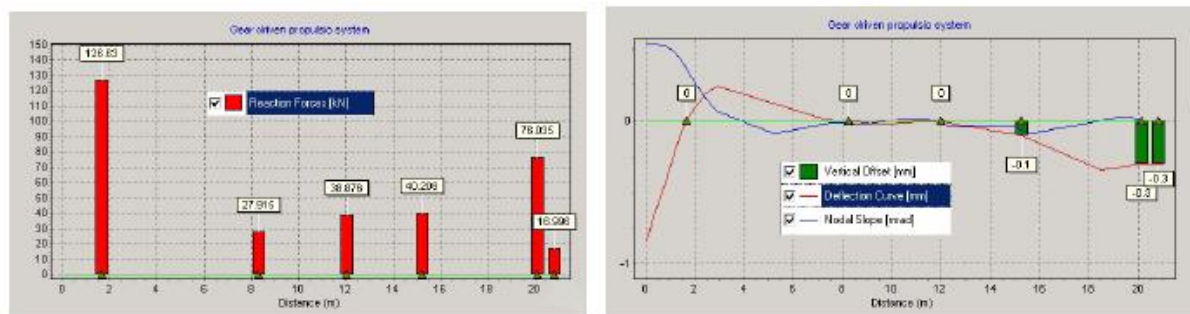


Figura III. 16 - Eje con reductora. Reacciones impares en los apoyos del eje de la reductora. Ángulo de desalineación nulo en la brida de la reductora

La Figura III.15 y Figura III.16 muestran cómo una selección adecuada de las ordenadas de los apoyos puede casi anular el ángulo de desalineación del engranaje (Figura III.16 no desalineación). Sin embargo, centrándonos en el ángulo de desalineación, lo más probable es que las reacciones en los apoyos del eje del engranaje se vayan más de un 20% como requieren algunas prácticas. Esto no importa siempre que la carga en uno de los cojinete son esté descompensada cuando se analiza la condición en marcha.

ANÁLISIS HÍBRIDO, ANÁLISIS CUASI-DINÁMICO

En caso de plantas con reductora, puede ser aconsejable realizar un análisis cuasi-dinámico además del estático. Un procedimiento frecuente consiste en incorporar cargas dinámicas actuantes sobre las fuerzas estáticas existentes en el modelo estático de alineación del eje. Se recomienda incluir cargas dinámicas permanentes derivadas de los engranajes en contacto, así como la carga de empuje de la hélice.

Los resultados obtenidos del análisis cuasi-dinámico se deben considerar con mucha precaución y usarse principalmente para el estudio de la condición de desalineación y carga del engranaje.

En aquellos casos en que se incluyen cargas dinámicas, puede que las cargas en los apoyos del eje del engranaje no sean positivas. Dependiendo del diseño de la reductora y la condición operativa, la reacción en dichos apoyos puede superar las fuerzas gravitatorias y dar como resultado reacciones negativas.

PROCEDIMIENTO DE ALINEACIÓN DEL EJE

GENERALIDADES

Como ya se ha mencionado, el proceso de alineación del eje consiste en el diseño, análisis y procedimiento de alineación y mediciones. El procedimiento de alineación es la parte ejecutable del proceso donde la alineación se realiza de acuerdo con los requisitos definidos por el diseñador. No existe una uniformidad dentro de la industria en lo referente a la definición y aplicación del procedimiento de alineación, sino que, a menudo depende de la práctica, experiencia y planificación del astillero.

En este capítulo no se pretende desarrollar cada una de las prácticas actuales de la industria en este campo, ni juzgar la eficiencia o validez de cada uno de ellos, sino que se establecerá un procedimiento que, si se sigue adecuadamente, tendrá una alta probabilidad de éxito, pero sin pretender ser una solución ideal a todos los problemas de alineación, ya que existen diferencias de producción y de habilidades propias del personal entre un astillero y otro. Esto está enfocado como una propuesta para realizar el procedimiento de alineación de forma práctica y segura, que seguramente evitará problemas serios a la hora de buscar una solución post-alineación.

PROCEDIMIENTO DE LA ALINEACIÓN DEL EJE

En general, el procedimiento de alineación del eje no comenzará hasta que todos los bloques de popa estén completamente unidos y todas las estructuras pesadas de popa posicionadas. Sólo entonces debería establecerse la línea de referencia para posicionar los ejes, cojinetes, motor principal y la reductora. Sin embargo, esto no siempre ocurre. En algunos astilleros, el proceso comienza mucho antes, incluso durante la fase de bloques, o sin la zona de popa completamente unida, y/o sin la superestructura posicionada. Estas prácticas se comentarán más tarde y se discutirán las posibles consecuencias que pueden generar junto con las soluciones a posibles problemas.

Una vez terminada la inspección de la zona, se rectifica (en caso necesario) la línea de referencia establecida para el eje mediante la inclinación de los cojinetes o de la bocina de empuje.

Ahora está el buque preparado para colocar los ejes, instalar la hélice y conjuntos (conectando el motor a la reductora en su caso).

Una vez colocados los ejes, si es necesario, se hará uso de apoyos temporales adicionales para facilitar el montaje. Se conecta la hélice y, si se precisa, se aplica una carga en el extremo de proa del eje de cola para mantenerlo en contacto con el cojinete de proa de la bocina de empuje

antes del montaje. En esta etapa, es una práctica habitual verificar la condición de alineación en pre-montaje mediante un procedimiento de sag y gap.

El sag y gap se verifica entre bridas y tiene que cumplir con los valores apropiados obtenidos analíticamente. Si este procedimiento se realiza en dique seco, el astillero debe ser capaz de controlarlo por completo, es decir, que los valores medidos deberían verificarse con los valores estimados analíticamente. Si, por el contrario, el procedimiento se realiza a flote, la idoneidad del análisis deberá ponerse en duda, ya que deberán considerarse las deformaciones del casco.

Por tanto, es deseable realizar la mayor parte del proceso de alineación en dique seco en la medida de lo posible. De acuerdo con esto, debería también realizarse la verificación de las reacciones y la condición de contacto eje-cojinete en dique seco. De esta manera, el astillero puede asegurar un buen control del proceso de alineación con respecto al análisis. De nuevo es importante destacar que el hecho de controlar la alineación está directamente relacionado con el grado de avance de los trabajos estructurales del buque.

Se debe proceder a una verificación posterior de la alineación con el buque a flote. En la condición a flote, es más difícil asegurar el cumplimiento con la alineación calculada, ya que es difícil predecir adecuadamente las deformaciones del casco. Sin embargo, con la alineación controlada en dique seco, cualquier desviación en las reacciones en los apoyos entre los valores calculados y medidos puede ser atribuida a la deformación del casco.

La mayor oposición que se puede imponer al procedimiento anterior es la incapacidad del astillero para asegurar el cumplimiento de la alineación real con los requisitos teóricos, incluso para la condición relativamente estable del buque en dique seco. Por tanto, si el astillero cree que las condiciones de alineación son imposibles de controlar, ¿qué sentido tiene invertir un tiempo muy valioso en un procedimiento que seguro fallará? En consecuencia, la oposición irá más allá en su argumento, se realizará una alineación siguiendo los requisitos “de pasada” y sólo se ajustará con el buque a flote y si las reacciones en los apoyos difieren significativamente de las predicciones analíticas.

La política general de las SC es aceptar aquellos procedimientos que dan como resultado una solución satisfactoria. El problema en el caso de la alineación es que la complejidad del procedimiento no da garantía suficiente de que un incumplimiento inicial de los requisitos de alineación en dique seco pueda rectificarse para satisfacer los requisitos del buque a flote.

Se puede resumir el procedimiento de alineación del eje de propulsión en los siguientes puntos:

- Posicionado inicial
- Inclinación de los cojinetes
- Pre-deformación de la bancada del motor
- Sag&Gap
- Medida de las reacciones
- Evaluación de la desalineación eje-cojinete
- Verificación de la excentricidad del eje (puesta en marcha)
- Reajuste de las ordenadas de los apoyos del eje intermedio

La verificación de la alineación también es parte del procedimiento de alineación a la que se dedica una sección en este capítulo. Consiste en:

- Medida de la deformación del cigüeñal
- Medida de las deformaciones de la bancada del motor
- Evaluación del contacto de los engranajes
- Medida de la reacción en los apoyos del eje del engranaje

POSICIONADO INICIAL

El proceso de establecer la línea de referencia a menudo se denomina “bore sighting”. El proceso se realiza con instrumentos ópticos (Figura III.17), láser o piano wire (Figura III.18).

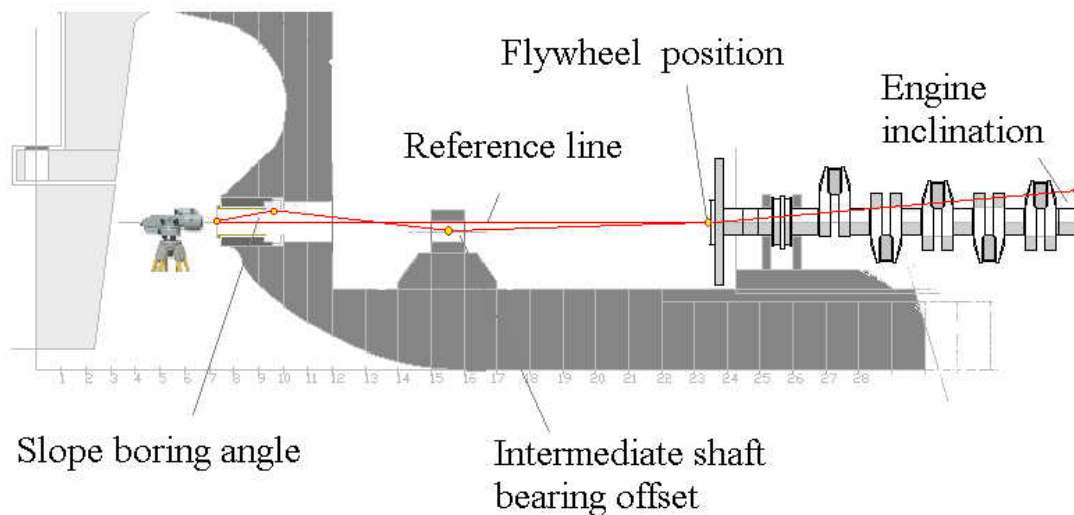


Figura III. 17 - Ejemplo de posicionado óptico/láser

El proceso consiste normalmente en:

- Se coloca el telescopio, laser o cable de acero delante del apoyo de popa de la bocina
- Se define la línea de referencia para que ajuste con el eje de la bocina
- Se definen los puntos en la posición de los apoyos del eje intermedio, brida de la reductora o brida del motor principal
- Se definen los valores de las ordenadas correspondientes a los valores prescritos para la condición de dique seco
- Se posicionan los cojinetes de la línea de ejes y reductora o motor principal
- Se marcan los ángulos de inclinación de los cojinetes.

Para evitar o minimizar las distorsiones en la posición establecida de los cojinetes, la posición del motor y la inclinación del cojinete de la bocina, se requiere lo siguiente:

- La temperatura de la estructura del buque debe ser lo más estable y simétrica posible. Por esa razón, la definición de la línea de referencia se realiza normalmente por la mañana temprano antes de que el sol caliente.
- En este punto de la construcción del buque, los trabajos principales de soldadura deberían estar finalizados en todos los bloques de popa con el objetivo de evitar posibles deformaciones debidas a la soldadura.
- Las partes estructurales pesadas y el equipo deben estar instalados (superestructura, motor principal, etc.).

Si se siguen todas las recomendaciones anteriores, en esta etapa de la construcción, no cabe esperar deformaciones en la estructura del casco que afecten negativamente la condición de pre-alineación establecida. Más adelante, con el buque a flote, cabe esperar que la alineación inicial varíe debido a la deformación del casco provocada por las fuerzas de empuje.

Procedimiento con cable de acero

La Figura III.18 muestra la aplicación de un cable de acero en el proceso de definición de la línea de referencia. El cable entra en el cojinete de popa de la bocina (ver figura inferior) y se tiende hasta la brida de acoplamiento del motor principal.



Figura III. 18 - Aplicación del "cable de acero"

Ahora se aplican las ordenadas de los apoyos prescritas, midiendo la distancia vertical desde el cable hasta la posición particular del cojinete particular del eje intermedio.

Las posiciones de los cojinetes y el ángulo de inclinación del cojinete se definen utilizando el cable como referencia.

Cuando se aplican los desplazamientos y pendiente prescritos, los datos teóricos deben corregirse por la flexión del cable.

Cuando se emplea el método del cable, es necesario aplicar la corrección por flexión del cable. La fórmula para la flecha del cable es la siguiente:

$$\delta = r^2 \pi \frac{\rho x}{2000F} g$$

En donde

δ = flecha del cable, en mm, a la distancia x

ρ = densidad del material del cable ($7860 \frac{kg}{m^3}$)

r = diámetro del cable, en mm

x = distancia, en m

F = fuerza tensora, en N

g = aceleración de la gravedad $9,8066 \text{ m/s}^2$

INCLINACIÓN DE LOS COJINETES

Uno de los temas más importantes del proceso de alineación es asegurar la correcta condición operativa de la bocina, en el sentido de conseguir que la carga ejercida sobre el cojinete debida al eje se distribuya lo más simétricamente posible a lo largo de la longitud del cojinete. Esto es importante debido a:

- La carga de la hélice da como resultado una gran deformación de flexión de la zona más a popa del eje de cola.
- La gran flexión del eje reduce el área de contacto estático con el cojinete.
- La desalineación relativa eje-cojinete debida a la deformación del eje y la variación en las ordenadas de los apoyos.
- La desalineación relativa genera una mayor reducción del área de contacto ya que ésta normalmente se desplaza más hacia uno de los dos extremos del cojinete (normalmente el de popa).
- Además, después de colocar el eje, la bocina es inaccesible para modificar las condiciones de alineación, ajustes, reparaciones y monitorización de las condiciones. Por lo que es importante haber realizado la alineación correctamente y de manera

controlada para asegurar una operatividad aceptable del cojinete en todo el rango de las condiciones operativas del buque.

La inclinación del cojinete es un procedimiento comúnmente empleado para asegurar la correcta operatividad del cojinete de la bocina. En este proceso se inclina el eje del cojinete de popa (y a veces el de proa) de la bocina para reducir la desalineación entre la cara interna del cojinete y el eje. El proceso se aplica en etapas muy tempranas de la alineación, antes de la colocación de los ejes.

El mecanizado interior del cojinete ("slope boring") tiene una ventaja sobre la inclinación del propio cojinete ("bearing inclination") ya que se puede realizar con pendientes múltiples, lo cual es deseable porque puede mejorar significativamente el funcionamiento del cojinete con un adelanto en la sustentación hidrodinámica del mismo y una distribución más simétrica de la carga. En contraposición, este proceso requiere mayores tiempos de mecanizado y, por tanto, es un método más caro.

Las diferencias entre ambos métodos son:

Mecanizado interior (Slope boring) (Figura III.19 y Figura III.20):

Consiste en el mecanizado de la cara interna del cojinete para asegurar que el eje del cilindro interior del cojinete se desplace el ángulo deseado. Para esto, el diámetro interior del cojinete se mecaniza con el diámetro más pequeño, después se acopla una máquina al bloque de la bocina y se alinea para conseguir el ángulo de desplazamiento deseado. Entonces se procede al mecanizado, que puede ser necesario realizar en varias pasadas cuando hay que desvastar una gran cantidad de material y hay peligro de sobrecalentamiento.

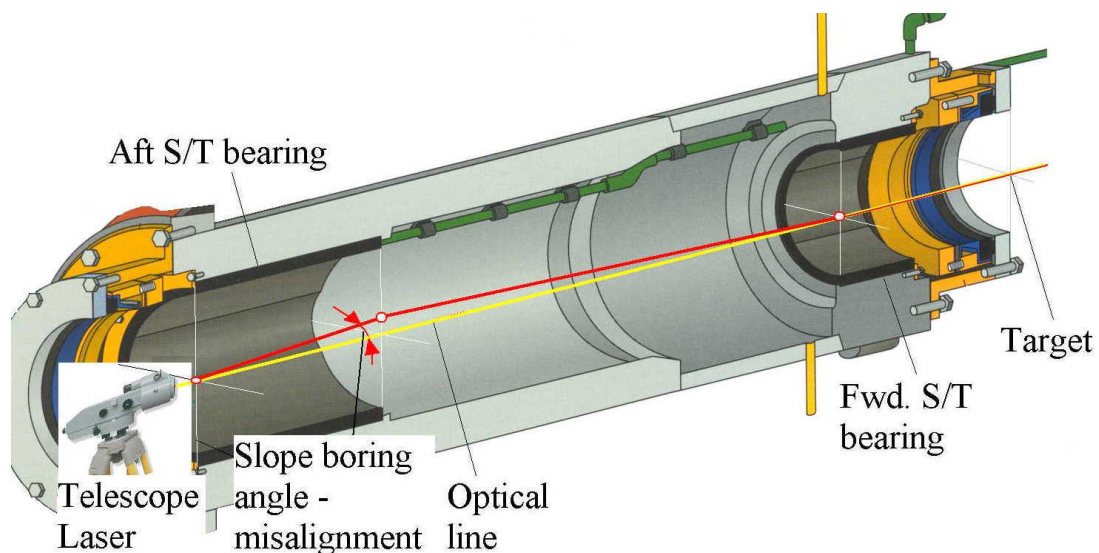


Figura III. 19 - Proceso de mecanizado del cojinete



Figura III. 20 - Máquina de mecanizado

Los contras de este método son:

- Es un proceso muy lento y sensible
- Requiere un equipo específico
- La precisión del mecanizado puede verse reducida en cojinetes largos

Debido los largos tiempos de mecanizado, que pueden durar hasta varios días, el proceso puede verse afectado por vibraciones y trabajos estructurales.

Inclinación del cojinete (Bearing inclination) (Figura III.21):

Este es otro método, cada vez más común, de reducción del ángulo de desalineación.

- En lugar de mecanizar el cojinete después de instalarlo, se mecaniza con su diámetro final y se coloca inclinado en el bloque de la bocina.
- La carcasa del cojinete se fija al bloque, no embebido sino con resina epoxi.
- El cojinete se inclina el ángulo requerido, se fija en su posición al bloque con conectores temporales.
- Se cuela la resina para soldar el cojinete al bloque.

La inclinación por cualquiera de los dos métodos se define analíticamente. La pregunta es ¿para qué condición del buque? ¿lastre, plena carga o dique seco? La alineación y la inclinación de los cojinetes de la bocina sólo pueden optimizarse para una condición del buque (i.e., de deformación del casco).

Presumiblemente uno pensaría en obtener la alineación óptima para la condición de plena carga. Por tanto, cabría esperar que la inclinación se defina y mecanice de acuerdo con los resultados obtenidos del análisis de la alineación que incluye las deformaciones del casco en plena carga. Sin embargo, el ángulo óptimo para el buque a plena carga puede no ser aceptable para el buque en lastre, por ejemplo. Por tanto, el ángulo de desalineación ha de ser una solución de compromiso entre todos los ángulos de desalineación deseados para todo el espectro de condiciones operacionales.

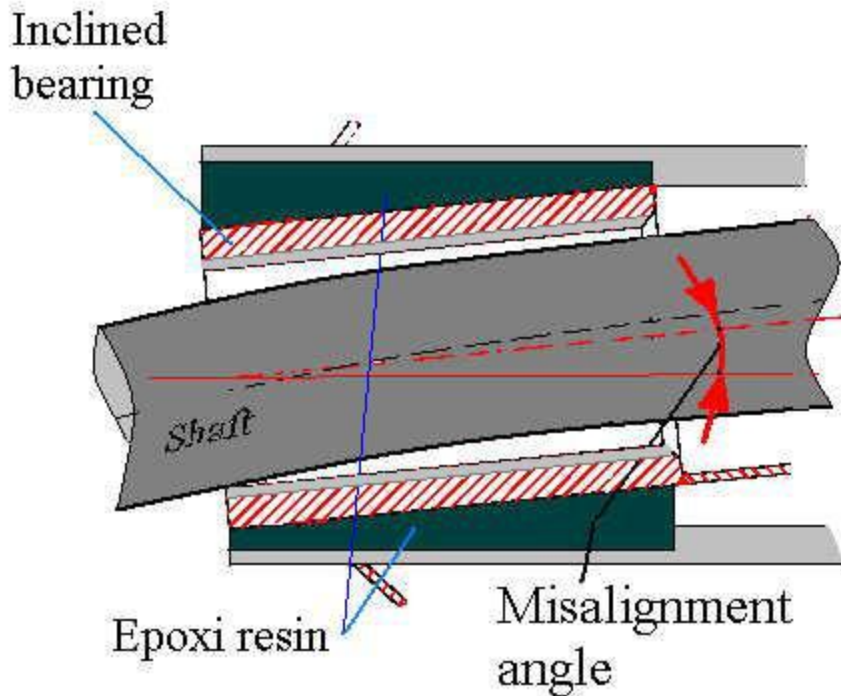


Figura III. 21 - Inclinación del cojinete

Nota: En resumen, la inclinación será función de la condición de carga del buque y la condición ambiental (temperatura particular) alrededor y en el interior del buque.

Por tanto, es más importante estimar la tendencia de los cambios en el ángulo de inclinación para definir un óptimo que idealmente se adaptará a una condición de alineación. Cuando se calcula la alineación, hay que observar la tendencia en el cambio del ángulo de desalineación, y debería definirse la inclinación tal que asegure que la variación de la misma no deteriorará la condición del cojinete hasta el punto de la posible aparición de cargas inacceptables. La condición debe ser aceptable para cualquier condición de carga del buque.

Se recomienda la presencia de un inspector para la verificación final de la inclinación de los cojinetes.

PRE-DEFORMACIÓN DE LA BANCADA DEL MOTOR

Los grandes motores diésel de dos tiempos de bajas revoluciones con cruceta tienen una estructura relativamente flexible y, por tanto, sensible a perturbaciones que pueden resultar en deformaciones del casco y cambios térmicos.

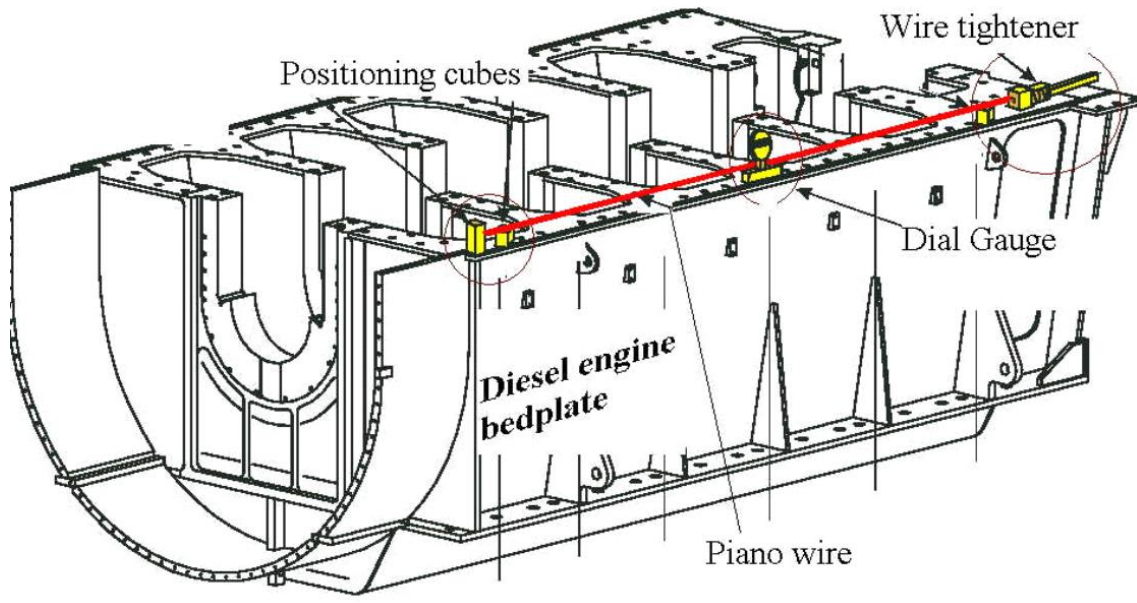


Figura III. 22 - Medida de la pre-deformación de la bancada

Para evitar que se originen daños en los apoyos (cojinetes) del cigüeñal y el motor principal, dichos motores requieren normalmente una pre-deformación de la bancada cuando son instalados en el buque.

El procedimiento de pre-deformación consiste en:

- En condición de dique seco (preferentemente) o en lastre muy ligero se instala el motor.
- Cabe esperar que el efecto de la pre-deformación de la bancada del motor quede anulada debido a:
 - Deformación de la estructura del casco
 - Incremento térmico en la propia bancada
- (Este comportamiento sucede especialmente en petroleros y bulkcarriers – Figura III.22)
- Motores más pequeños (e.g., 4, 5, 6 cilindros de diámetro no superior a 600 mm) se puede pre-deformar dejando la bancada en flexión libre (curva catenaria). La bancada está soportada por pernos sólo en los extremos de proa y popa. Mediante este procedimiento, no es posible controlar la flexión. Sin embargo, mientras las deformaciones deflexiones del cigüeñal satisfactorias, el procedimiento es aceptable.

Normalmente, este procedimiento requiere del visto bueno del fabricante para cada instalación particular.

SAG & GAP

Comúnmente se aplica el procedimiento de sag&gap como un método de verificación de la alineación previo al montaje del eje y no debería entenderse como un método aceptable de

confirmación de la condición de alineación final, sino más bien como una comprobación rutinaria de la condición de pre-montaje del eje. Esto es debido a la inconsistencia del método propiamente dicho, así como las dificultades de conocer qué condición se está midiendo realmente. La bondad del método es un problema ya que se realiza empleando sensores de llenado.

A menudo, la condición del buque durante la medición difiere bastante del modelo analítico para el que se definieron los valores de “sag” y “gap”.

Además, en líneas de ejes muy rígidas (comunes en petroleros y bulkcarriers), los valores de la deflexión son muy pequeños, y las reacciones en los apoyos muy susceptibles a pequeñas variaciones de la ordenada de los apoyos, lo cual se refleja en los procedimientos de sag&gap. Las reacciones en los apoyos variarán mucho con pequeñas variaciones en los valores de “sag” y “gap”.

Pregunta: ¿Cuál es el procedimiento si los valores de “sag” y “gap”, según se miden, no cumplen con los valores calculados? ¿Deberían corregirse las ordenadas de los apoyos para obtener una mejor concordancia con los datos analíticos o deberían simplemente registrarse y dejar el ajuste final para después de la medida de las reacciones en los apoyos?

La respuesta: Se recomienda encarecidamente que no se modifiquen las ordenadas en los apoyos, posición del motor o reductora, basándose sólo en las medidas de “sag” y “gap”. Como se ha mencionado anteriormente, la bondad del método no es suficiente para asegurar la mejora de la alineación. Puede que empeore la alineación por reajuste de las ordenadas para obtener unos valores de “sag” y “gap” que ni se han medido adecuadamente ni se han calculado para la condición particular del buque.

Se recomienda no comenzar con el procedimiento sag&gap antes de que completen los siguientes casos:

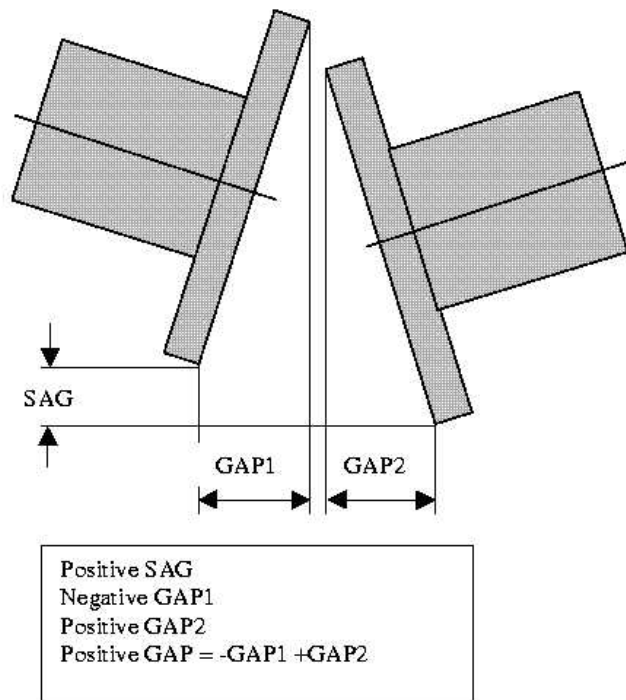
- La reductora y el motor estén instalados.
- Los apoyos temporales se han instalado.
- El eje está posicionado en el buque y la hélice se ha montado.
- El eje de la hélice está en contacto con una plancha inferior en el apoyo de popa de la bocina.

Antecedentes teóricos

La teoría en la que se basa el procedimiento es la teoría de vigas aplicada al análisis de ejes completo. Los cálculos se realizan de la siguiente manera:

- Se define y calcula la alineación para el sistema montado.
- Se define la posición y ordenada de los apoyos temporales.
- Se desmonta la línea en las bridas y se analiza cada tramo de eje por separado; se calculan las inclinaciones en cada extremo del eje (conexión en la brida).

Ahora se calcula el “sag” tomando el desplazamiento de flexión en cada brida y restando lo mismo a la deflexión de la brida gemela.



Se define el “gap” como la diferencia en distancia entre los extremos superiores o inferiores del par de bridas sin conectar. El gap en cada brida se calcula con la inclinación angular del eje (en la posición de la brida) y el diámetro de la brida. El gap total se obtiene como la superposición lineal del gap de ambas bridas.

Las bridas pueden adoptar ocho posiciones distintas. Los cálculos de “sag” y “gap” dependerán de dichas configuraciones, como se muestra en la Figura III.23.

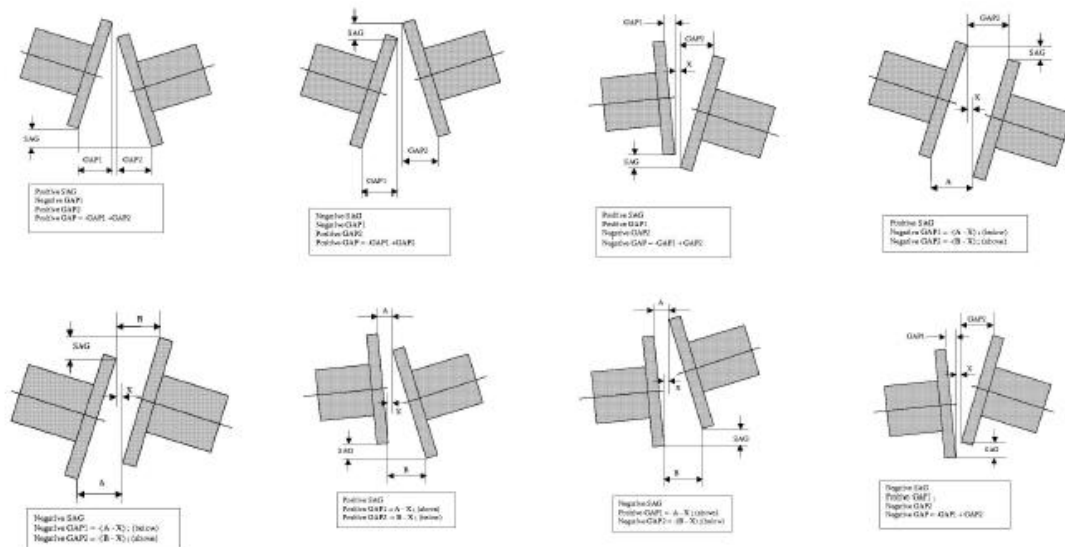


Figura III. 23 - Posición de las bridas en el análisis Sag&Gap

MEDIDA DE LAS REACCIONES

Al principio del capítulo, se definió la alineación del eje como una condición estática observada desde los cojinetes que soportan la línea de ejes. De acuerdo con esto, para verificar la alineación, hay que evaluar y medir la condición en el apoyo, a saber:

- Las reacciones en los apoyos
- La desalineación eje-cojinete

Las reacciones pueden medirse directa e indirectamente. Los métodos más aplicados para medir la condición de alineación son:

- Sag&Gap
- Gatos hidráulicos
- Sensor de tensión

El primero y tercero son métodos indirectos para medir las deflexiones y esfuerzos en el eje y correlacionar dichas medidas con las reacciones en los apoyos.

El segundo es un método directo de medida de la reacción en el que se usa un gato hidráulico para elevar el eje y medir la carga en el apoyo particular.

MEDIDA DE LA DESALINEACIÓN EJE-COJINETE

La condición de desalineación entre el eje y el cojinete es otro importante aspecto a verificar. La reacción en los apoyos nos dará la información sobre la carga que actúa en el cojinete. Sin embargo, la información más importante será la distribución lineal de dicha carga.

Hasta cierto punto, siempre existe una desalineación eje-cojinete. El problema aparece cuando la desalineación es tan grande como para generar un contacto muy pesado en el extremo del cojinete que evita que se desarrolle la lámina de lubricante durante el funcionamiento.

Cuanto mayor sea el ángulo de desalineación, mayor será la flexión en el cojinete y mayor serán las revoluciones del eje necesarias para que se desarrolle la sustentación hidrodinámica del lubricante. En casos extremos, puede que el lubricante no se desarrolle por completo, generando un fallo inmediato en el cojinete.

Aunque lo esperable es que el cojinete de popa de la bocina sea el más afectado, también pueden darse problemas derivados de la desalineación en otros cojinetes.

La desalineación en los cojinetes del eje intermedio puede controlarse y corregirse midiendo la clara entre el eje y la cara interna del cojinete. Para dichos cojinetes, puede ser bueno considerar rellenos metálicos en lugar de resinas tipo epoxy, ya que si existe necesidad de inclinación o

reajuste, el metálico puede re-mecanizarse mucho más fácilmente que la resina epoxi puede remodelarse.

El motor diésel es otro de los elementos en los que pueden aparecer problemas de desalineación, debido a la descarga de uno de los cojinetes, dando lugar a una sobrecarga en el extremo del cojinete adyacente.

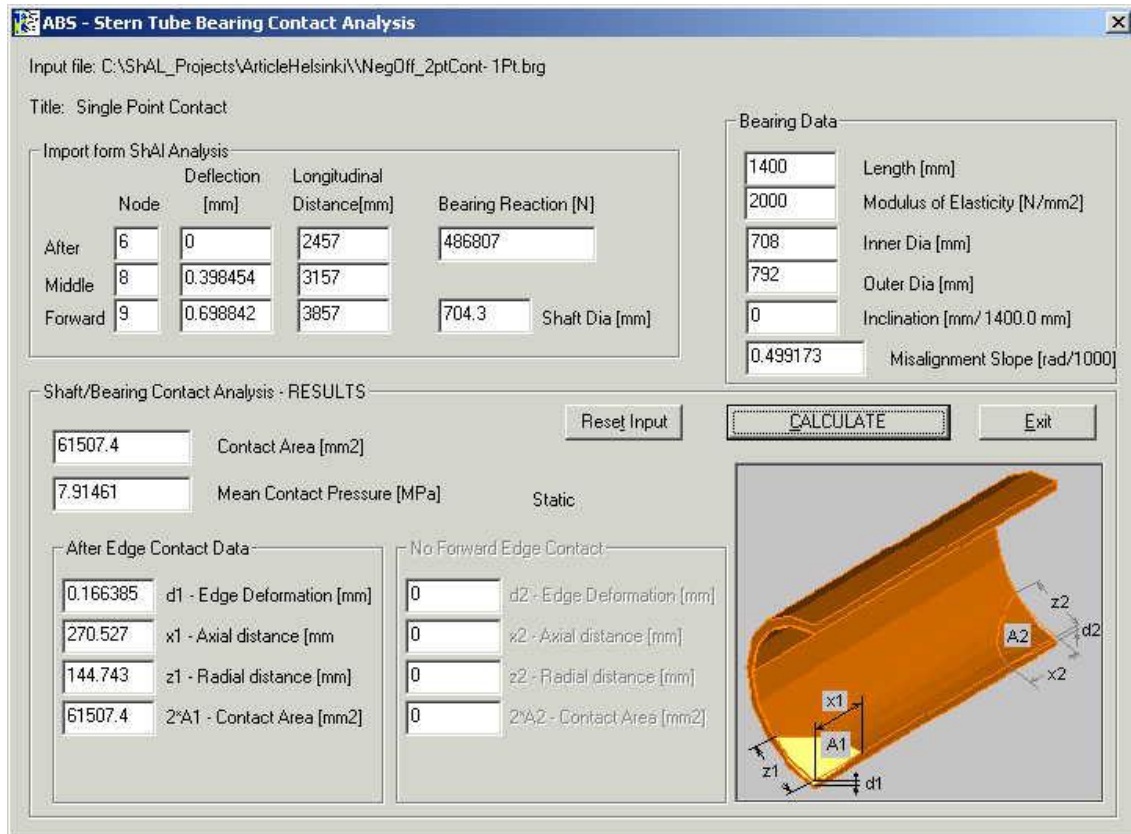


Figura III. 24 - Cálculo de la condición de contacto en el apoyo de la bocina

EXCENTRICIDAD DEL EJE

La excentricidad del eje puede ser un problema derivado de la desalineación que puede provocar la estabilidad dinámica del eje. Es importante asegurarse de que la excentricidad del eje se mantiene dentro de los límites aceptables.

Aquellos ejes en los que se encuentra una excentricidad fuera de los límites requieren someterlos a un proceso que les devuelva la rectitud. Dicho proceso puede ser:

- Térmico
- Mecánico

Normalmente se prefiere el térmico antes que el proceso mecánico en frío, ya que éste último puede generar tensiones peligrosamente altas cuando, en particular, el material del eje es de alto límite de fluencia.

AJUSTE DE LAS ORDENADAS DE LOS COJINETES DEL EJE INTERMEDIO

Normalmente se ajustan las ordenadas de los apoyos (cojinetes) del eje intermedio cuando:

- La reacción en el cojinete de proa de la bocina es muy baja.
- Las reacciones medidas en los apoyos del motor principal muestran una desviación muy grande con respecto a los valores calculados.
- Las deflexiones del cigüeñal no están dentro de los límites del fabricante.

Nota: Las deflexiones en los apoyos del cigüeñal y el motor principal están relacionadas. El ajuste de uno afecta directamente al otro, con lo que el ajuste de los apoyos del eje intermedio más a popa influye en la condición de ambos. Hay que tener presente que la corrección de un parámetro puede empeorar el otro.

Para mostrar cómo puede afectar el ajuste de los apoyos del eje intermedio, se realizó el análisis del como en la Figura III.7. Se escogió arbitrariamente una solución con ordenadas negativas, considerando dos sistemas propulsivos:

- Con cojinete de proa de la bocina
- Sin cojinete de proa en la bocina

Como muestran las Figura III.25 y Figura III.27, se analiza para ambos diseños la sensibilidad al cambio en las ordenadas de los apoyos del eje intermedio.

Se estudiaron los casos con ajustes hacia arriba y hacia abajo en el eje intermedio, desde la línea base inicialmente prescrita, de 0,1; 0,2; 0,5 y 1,0 mm.

Se calcula la influencia del cambio en la ordenada sobre los siguientes cojinetes:

- Cojinete del eje de cola – cambio en la pendiente de desalineación
- Cojinete de popa del motor diésel (M/E Brg. 1) – cambio en la reacción
- Segundo cojinete más a popa del motor diésel (M/E Brg. 2) – cambio en la reacción

Se consideran especialmente los tres cojinetes anteriores por su gran sensibilidad a los cambios en la condición de alineación y la gravedad de las consecuencias derivadas de posible daño y fallo.

Los análisis para ambos diseños dieron como resultado una descarga del cojinete más a popa del motor principal cuando la ordenada del apoyo del eje intermedio aumentaba por encima de

0,5 mm (esto habría sido fácilmente predecible por observación de la matriz de coeficientes de influencia). En la Figura III.25 y Figura III.27 se observa como la reacción en los apoyos en los dos cojinetes más a popa del motor principal varía según la ordenada de los apoyos del eje intermedio cambia de -1 mm a +1 mm con respecto a la línea de referencia. El cambio en el gradiente de dicha línea indica una transferencia de carga de un apoyo a otro, mientras los apoyos se descargan y cargan de nuevo.

La tercera curva de la Figura III.25 y Figura III.27 muestra la variación de los ángulos de desalineación según varían las ordenadas en el eje intermedio.

Comentario: En el diseño sin cojinete de proa de la bocina, los apoyos del eje intermedio estarían desplazados más a popa para mantener una distribución adecuada de la carga a lo largo de los cojinetes de apoyo. Para propósitos de estudio, se consideraron los apoyos en la misma posición.

Sistema con cojinete de proa de la bocina

Ajustando las ordenadas de los apoyos del eje intermedio se consiguió la influencia deseada sobre los cojinetes Brgs. 1 y 2, que no afectaban significativamente a la pendiente en el apoyo del eje de cola. Como se observó en la Figura III.25, el ángulo de desalineación en el apoyo de popa de la bocina aumenta relativamente poco según se bajan los apoyos intermedios. Un aumento de dichos apoyos implica una mejora de la pendiente de desalineación (esto es, disminuye la pendiente) ya que el eje mantiene el contacto con el cojinete de proa de la bocina. Una vez que se pierde el contacto con el cojinete de proa de la bocina, la instalación se comporta como si dicho cojinete no existiera.

Las ventajas y desventajas del sistema con cojinete de proa de la bocina son:

Ventajas

- Se prefiere debido a la sensibilidad del cojinete de popa de la bocina al ajuste de los apoyos del eje intermedio.
- El ángulo de desalineación del cojinete de popa de la bocina se verá menos afectado por cambios en las ordenadas del eje intermedio.

Desventajas

- El sistema es más rígido y, por tanto, más difícil que cumpla con las deflexiones del casco.
- La misma insensibilidad de las deflexiones del casco afectará más negativamente a la alineación, y la variación de las reacciones en los apoyos será mucho mayor para la misma variación de las ordenadas que en sistema sin cojinete de proa de la bocina.
- Esta disposición descargará antes algunos de los apoyos (a +0,2 mm y +0,5 mm de variación de la ordenada – figura 9), por ejemplo, el cojinete de proa de la bocina y los cojinetes más a popa del motor principal.

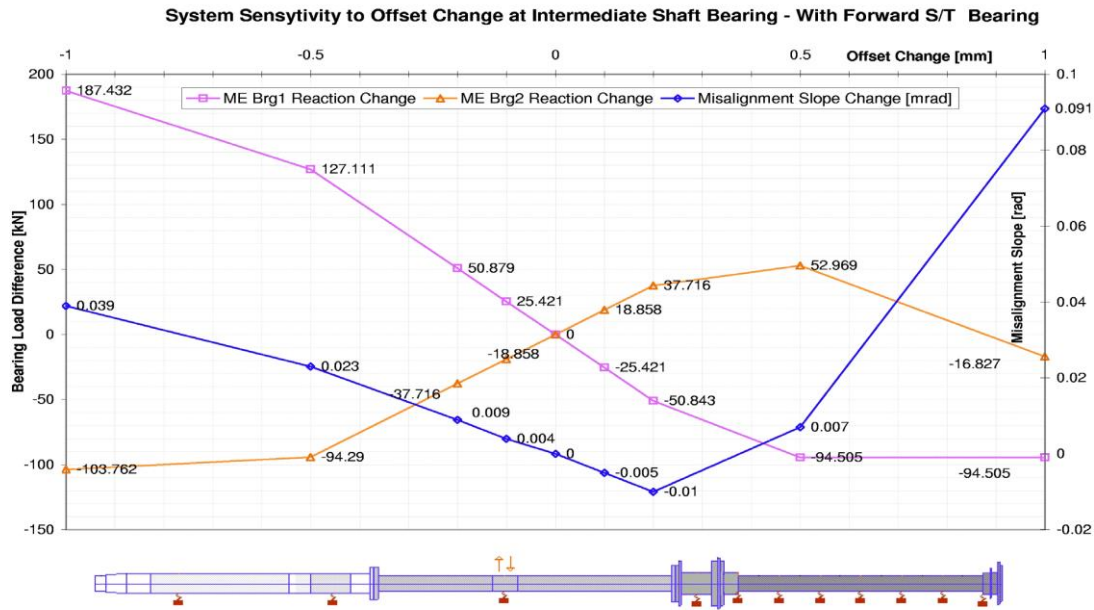


Figura III. 25 - Sensibilidad del sistema a la variación en la ordenada de los apoyos. Bocina con cojinete de proa

RELATIVE BEARING REACTIONS [kN] -> R[0.1-offset]-R[0-Offset]
Due to 0.1[mm] OFFSET relative to the ZERO bearing Offset

Node	Supp.	< 7>	< 14>	< 27>	< 41>	< 45>	< 46>	< 48>	< 50>	< 52>	< 54>	< 56>	< 58>
< 7>	1	4.598	-8.354	4.963	-8.354	0.000	2.206	-0.072	0.015	-0.003	0.001	-0.000	0.000
< 14>	2	-8.354	16.063	-11.351	10.113	0.000	-6.653	0.218	-0.044	0.009	-0.002	0.000	-0.000
< 27>	3	4.963	-11.351	13.478	-25.460	0.000	18.883	-0.619	0.126	-0.026	0.005	-0.001	0.000
< 41>	4	-8.354	10.113	-25.460	166.620	0.000	-250.841	123.821	-25.141	5.104	-1.035	0.202	-0.028
< 45>	5	-0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000
< 46>	6	2.206	-6.653	18.883	-250.841	0.000	511.836	-379.403	125.081	-25.395	5.148	-1.004	0.141
< 48>	7	-0.072	0.218	-0.619	123.821	0.000	-379.403	461.940	-295.733	108.086	-21.910	4.273	-0.599
< 50>	8	0.015	-0.044	0.126	-25.141	0.000	125.081	-295.733	389.320	-280.955	104.921	-20.460	2.870
< 52>	9	-0.003	0.009	-0.026	5.104	0.000	-25.395	108.086	-280.955	386.156	-279.504	100.648	-14.120
< 54>	10	0.001	-0.002	0.005	-1.035	0.000	5.148	-21.910	104.921	-279.504	381.883	-259.045	69.538
< 56>	11	-0.000	0.000	-0.001	0.202	0.000	-1.004	4.273	-20.460	100.648	-259.045	281.235	-105.848
< 58>	12	0.000	-0.000	0.000	-0.028	0.000	0.141	-0.599	2.870	-14.120	69.538	-105.848	48.046

Tabla III. 2 - Matriz de coeficientes de influencia. Bocina con cojinete de proa

La fila y columna 3 de la matriz anterior representan la variación de la carga de reacción en todos los apoyos del sistema cuando la ordenada del apoyo 3 varía 0,1 mm.

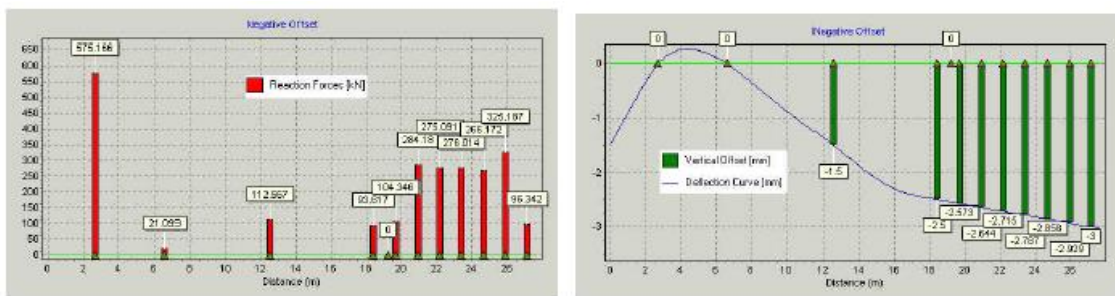


Figura III. 26 - Reacciones para las ordenadas de diseño. Bocina con cojinete de proa

Si el diseño original de la alineación da como resultado las reacciones en los apoyos como en la Figura III.27, se puede concluir fácilmente por observación de la matriz de coeficientes de influencia (Tabla III.2), que el aumento de 0,1 mm en la ordenada del apoyo 3 resultará en una variación en la reacción del apoyo 4 de -25,46 kN/mm. Si se eleva el mismo apoyo del eje intermedio 0,5 mm, la reacción en el apoyo caerá cinco veces como mucho, esto es -127,3 kN. Como la carga en el apoyo 4 era de sólo 93,6 kN, con un incremento en la ordenada de 0,5 mm,

el apoyo más a popa del motor principal estaba completamente descargado. Ésta es la razón por la que aparece un cambio repentino en el gradiente de la línea de carga debido al cambio de ordenada de 0,5 mm.

Si se realiza un estudio similar para la condición del apoyo de proa de la bocina, se observará la misma descarga pero anticipada en el tiempo. Un aumento en la ordenada de 0,2 mm en el apoyo del eje intermedio, descargará el cojinete por ser el coeficiente de influencia de -11,35 kN/mm. La variación total en la reacción del apoyo de proa de la bocina para la variación de 0,2 mm en el apoyo es -22,7 kN, mayor que los 21,1kN en el apoyo de la bocina.

La descarga del cojinete de proa de la bocina da como resultado un salto brusco en el ángulo de desalineación del cojinete de popa de la bocina justo después de que el de proa se descargue. Un aumento de dicha desalineación se vuelve a notar tras la descarga del apoyo más a popa del motor principal (cuando la ordenada del apoyo del eje intermedio aumenta por encima de 0,5 mm). A pesar de que el gradiente de la curvatura de desalineación de la figura 9 varía muy bruscamente, en realidad es beneficioso para el ángulo de desalineación del apoyo de la bocina. La diferencia máxima en la desalineación en el cojinete es 0,101 mrad, lo cual es significativamente menos que en el caso de bocina sin cojinete de proa.

Si no se produjera descarga en ningún cojinete, las tres líneas serían casi rectas con un gradiente constante dentro del rango observado de la variación de la ordenada (esto es, de -1 a +1 mm).

Sistema sin cojinete de proa de la bocina

Ajustando la ordenada del apoyo del eje intermedio se obtiene una influencia significativa en los cojinetes Brgs. 1 y 2 del motor principal, así como una mayor sensibilidad (en relación con el caso anterior) en la pendiente del apoyo del eje de cola. La razón de esta mayor sensibilidad es una distribución de la carga diferente en los cojinetes. El cambio en ángulo de desalineación del apoyo de popa de la bocina está linealmente relacionado con el cambio en la ordenada del apoyo del eje intermedio. El ángulo de desalineación se reduce conforme baja la ordenada del apoyo del eje intermedio, y aumenta con un incremento de la misma.

Se puede concluir que el sistema es más complicado con esta distribución.

Las ventajas y desventajas del sistema de bocina sin cojinete de proa son:

Ventajas:

- Sistema más flexible y, por tanto, menos sensible a las deformaciones del casco
- A igualdad de intensidad de las deformaciones del casco, las reacciones en los apoyos variarán mucho menos que en el caso con cojinete de proa, haciendo más difícil descargar los apoyos a lo largo de la línea de ejes (esto puede no ocurrir para más de uno o, como mucho, los dos más a popa del motor principal).

Desventaja:

- El ángulo de desalineación en el cojinete de popa de la bocina se verá mucho más afectado por el cambio en la ordenada del apoyo del eje intermedio.

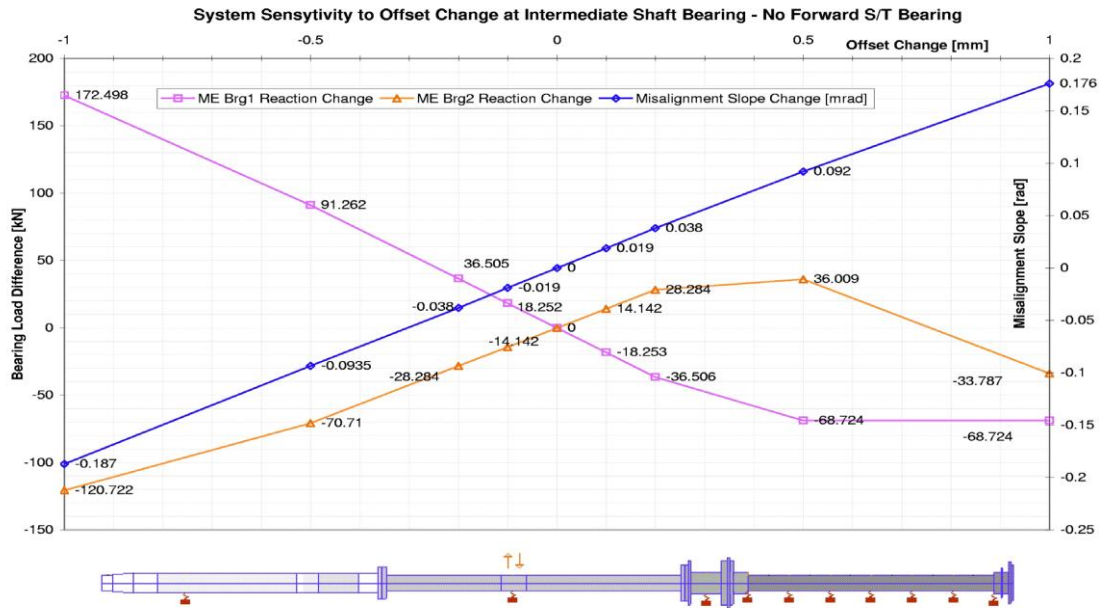


Figura III. 27 - Sensibilidad del sistema a la variación en la ordenada de los apoyos. Bocina sin cojinete de proa

RELATIVE BEARING REACTIONS [kN] -> R[0.1-offset]-R[0-Offset]
 Due to 0.1[mm] OFFSET relative to the ZERO bearing Offset

Node	< 7>	< 27>	< 41>	< 45>	< 46>	< 48>	< 50>	< 52>	< 54>	< 56>	< 58>	
Supp.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
< 7>	1	0.254	-0.940	1.905	0.000	-1.253	0.041	-0.008	0.002	-0.000	0.000	-0.000
< 27>	2	-0.940	5.458	-18.314	0.000	14.182	-0.465	0.094	-0.019	0.004	-0.001	0.000
< 41>	3	1.905	-18.314	160.253	0.000	-246.653	123.683	-25.113	5.099	-1.034	0.202	-0.028
< 45>	4	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	-0.000	-0.000
< 46>	5	-1.253	14.182	-246.653	0.000	509.081	-379.313	125.063	-25.391	5.147	-1.004	0.141
< 48>	6	0.041	-0.465	123.683	0.000	-379.313	461.937	-295.732	109.085	-21.910	4.273	-0.599
< 50>	7	-0.008	0.094	-25.113	0.000	125.063	-295.732	389.320	-280.955	104.921	-20.460	2.870
< 52>	8	0.002	-0.019	5.099	0.000	-25.391	108.085	-280.955	386.156	-279.504	100.648	-14.120
< 54>	9	-0.000	0.004	-1.034	0.000	5.147	-21.910	104.921	-279.504	381.883	-259.045	69.538
< 56>	10	0.000	-0.001	0.202	0.000	-1.004	4.273	-20.460	100.648	-259.045	281.235	-105.848
< 58>	11	-0.000	0.000	-0.028	0.000	0.141	-0.599	2.870	-14.120	69.538	-105.848	48.046

Tabla III. 3 - Matriz de coeficientes de influencia. Bocina sin cojinete de proa

La fila y columna 2 de la matriz anterior representa la variación de carga de reacción en todos los apoyos del sistema cuando la ordenada del apoyo 2 varía 0,1 mm.

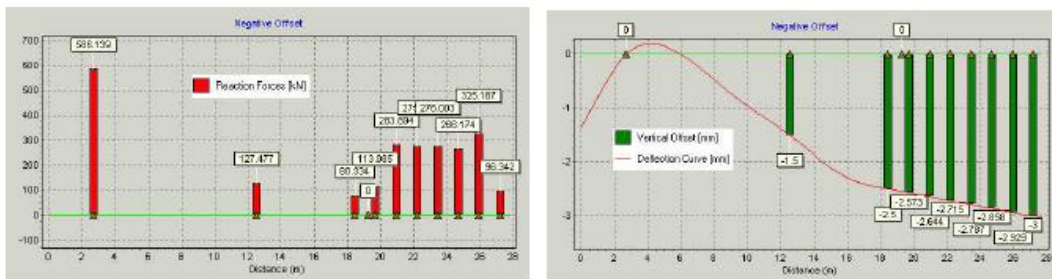


Figura III. 28 - Reacciones para las ordenadas de diseño. Bocina sin cojinete de proa

Si el diseño original del eje resultó en unas reacciones en los apoyos como las de la Figura III.27, se puede concluir fácilmente por observación de la matriz de coeficientes de influencia (Tabla III.3) que el aumento de ordenada de 0,1 mm en el apoyo 2 resultará en una variación de la reacción de -18.3 kN/mm en el apoyo 3, que es el apoyo más a popa del motor principal. Si el mismo apoyo intermedio se eleva 0,5 mm, la reacción caerá cinco veces hasta -91,5 kN. Puesto que la carga en el apoyo 4 era de sólo 80,3 kN con 0,5 mm de aumento de la ordenada del apoyo

intermedio, el apoyo más a popa del motor principal estaba completamente descargado. Éste es el motivo por el que el gradiente de la línea de carga varíe para ordenadas superiores 0,5 mm. La proporción entre el ángulo de desalineación en el cojinete de popa de la bocina, y la variación de la ordenada del apoyo intermedio no beneficia la condición de desalineación, y la tendencia constante en la variación del gradiente resulta en un rango de ángulos de desalineación relativamente alto en el apoyo de popa de la bocina.

En este caso puede apreciarse que el ángulo de desalineación varía casi linealmente con la ordenada del apoyo del eje intermedio dentro de todo el rango de ordenadas estudiadas, debido a que la descarga del apoyo del motor principal no afecta significativamente a la desalineación.

Solución a adoptar

- Se debe optar por la opción sin cojinete de proa sólo en caso de que el astillero sea capaz de asegurar una buena alineación, ya que ésta es menos sensible a las deformaciones del casco.
- Sin embargo, si el astillero tiene dificultades para asegurar la bondad de la alineación, puede que sea más seguro elegir la opción con cojinete de proa. El sistema será más sensible a las deformaciones del casco.

Nota: Lo anterior es aplicable a instalaciones con sólo un eje intermedio, propias de plantas propulsoras muy compactas (petroleros, bulkcarriers). Sin embargo, en líneas de ejes más largas (buques porta-contenedores) en las que hay más de un apoyo del eje intermedio, puede que lo anterior no sea de total aplicabilidad.

ALINEACIÓN DEL MOTOR DIESEL

Los problemas de alineación del motor se manifiestan principalmente como:

- Problemas en las reacciones de los apoyos del motor principal (descarga del apoyo de popa del motor)
- Incapacidad de mantener las deformaciones del casco dentro de los límites del fabricante

Según los motores son cada vez más grandes y potentes, su alineación es un tema cada vez más complicado. El problema no radica en el motor propiamente dicho, sino más bien en la sensibilidad del sistema de propulsión completo y la interacción de la instalación de dicho sistema con la estructura del casco.

Aunque con los nuevos modelos, la estructura del motor es cada vez más flexible, sigue siendo mucho más rígida que la estructura que soporta la línea de ejes. La interfaz entre el eje y el motor es un aspecto particular que puede resultar en problemas de alineación del motor. Las diferencias de rigidez estructural por debajo de la línea de ejes y la estructura de apoyo del motor (incluida la estructura propia del motor) son relativamente grandes, y la transmisión entre

estructuras muy brusca. Estructuralmente hablando, esta transición brusca que, en principio no parece ser un problema, afecta a la condición de alineación, especialmente a la carga del apoyo de popa del motor y a las deflexiones del cigüeñal.

Deflexiones del cigüeñal

Las deflexiones del cigüeñal son un método indirecto de verificación del nivel de tensión existente en el cigüeñal. Las deflexiones se miden entre las alas de los contrapesos del cigüeñal para cada cilindro. Como el cigüeñal está conectado rígidamente al eje, cualquier perturbación en la ordenada de un apoyo de la línea dará como resultado un cambio en la deflexión del cigüeñal. Los dos apoyos más afectados son los dos más a popa del motor principal.

Las deflexiones del cigüeñal las ajusta inicialmente el fabricante durante la construcción del motor. La alineación vertical de los apoyos del motor es el parámetro que gobierna las deflexiones del cigüeñal, y después de establecer la posición vertical del apoyo del motor, no hay posibilidad de cambio una vez el motor se ha entregado. Lo más aconsejable es que el motor se entregue con las deflexiones del cigüeñal lo más bajas posibles, que dará más margen para un ajuste puntual de la reacción en los apoyos del motor.

Nota: En una situación ideal, las deflexiones del cigüeñal deberían conocerse antes del comienzo del diseño de la alineación. Conocer las deflexiones iniciales del cigüeñal puede marcar la diferencia a la hora de decidir el posicionamiento vertical del motor.

La Figura III.29 muestra que el cigüeñal de ocho cilindros posicionado sobre la bancada en el banco de pruebas, donde se afinan las deflexiones de los contrapesos y se verifica que los cojinetes mantienen buen contacto con el eje.

Sin embargo, en algunos casos, las deflexiones del cigüeñal de los motores de nueva construcción están muy cerca de las tolerancias permitidas, lo que significa que una corrección posterior de la alineación estará limitada por dicha tolerancia.

La descarga de los apoyos del motor, como se verá en el ejemplo inferior, no supone un problema en aquellos casos en que la condición del mismo se conoce con suficiente antelación y se pueden tomar medidas correctivas. Lo más habitual para corregir la condición de carga del apoyo es ajustar la ordenada más a proa del eje intermedio para conseguir la carga deseada e los apoyos del motor.

En ciertos casos, sin embargo, puede no ser posible corregir la carga del apoyo ajustando la ordenada del apoyo del eje intermedio sin que afecte a otra parte del sistema, a saber:

- *Deflexiones del cigüeñal:* originalmente, el cigüeñal se entrega desde el taller con unas deflexiones que están dentro de las tolerancias definidas por el diseñador del motor. Si dichas tolerancias son próximas a los valores límite, la interacción entre el cigüeñal y el resto del sistema de propulsión puede resultar fácilmente en unas deflexiones que excedan los límites y, en este punto, intentar corregir los apoyos del motor descargados ajustando las ordenadas del eje intermedio puede empeorar las deflexiones del cigüeñal.

- *Carga en el cojinete de la bocina:* un intento de corregir las deflexiones del cigüeñal y la carga en los apoyos del motor principal puede empeorar la distribución de carga en la bocina (desalineación relativa eje-cojinete). Las instalaciones con bocina sin cojinete de proa son particularmente sensibles a este respecto.

Ejemplo: La corrección de la alineación será necesaria en aquellos casos en que cualquiera de los apoyos del motor se descargue.

La razón de dicha descarga es casi exclusivamente la perturbación debida a la línea de ejes (probablemente en muy raras ocasiones existe la posibilidad de que la desalineación del motor esté debida a una razón distinta).

De acuerdo con esto, cabe esperar que el diseño de la alineación afecte a la carga de los tres apoyos más a popa del motor principal. El cas más probable es que se descarguen los dos apoyos más a popa del motor y el tercero encuentre la carga en el extremo procedente del cigüeñal.



Figura III. 29 - Instalación del cigüeñal

La descarga del apoyo más a popa puede no ser un problema en sí, pero puede resultar en una sobrecarga en el segundo apoyo más a popa.

La descarga del segundo apoyo más a popa puede tener consecuencias más severas debidas a la carga relativa al proceso de combustión, la sobrecarga del apoyo número 1 y 3, y la carga en el extremo del apoyo 3.

Pueden descargarse dicho apoyos o quedar muy poco cargados y, en ocasiones, puede tener consecuencias muy severas si no se toman medidas correctivas.

La Figura III.30 muestra el daño de la zona inferior del apoyo del motor principal, que es típico de una sobrecarga hidráulica (es decir, una alta presión en la capa de lubricante), lo que puede ser un indicio de desalineación significativa en los codos del cigüeñal y, por tanto, alta carga en el extremo del cojinete.

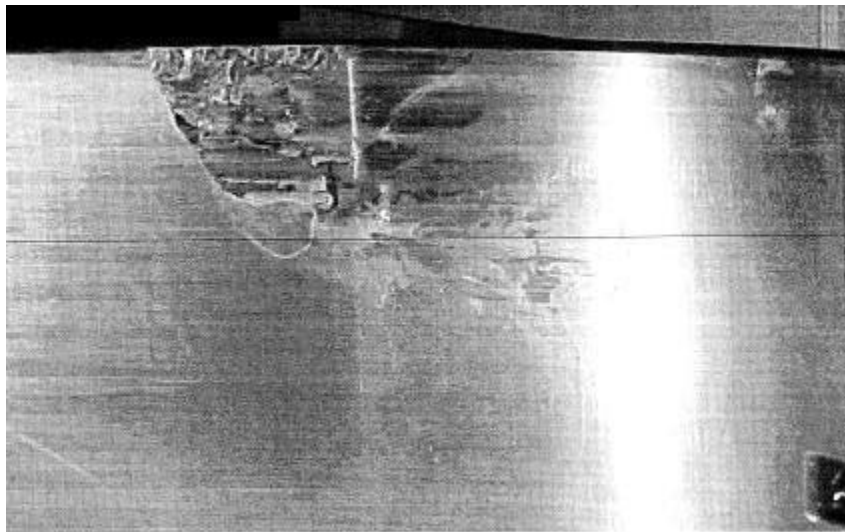


Figura III. 30 - Cojinete del motor diésel dañado por concentración de carga en el extremo

DEFLEXIONES DE LA ESTRUCTURA DEL CASCO

GENERALIDADES

Las deflexiones del casco son la perturbación más significativa de entre las que afectan a las ordenadas de los apoyos y, por tanto, a la alineación del eje tras la construcción del buque. La incapacidad de tener en cuenta las deflexiones del casco puede dar lugar a un diseño de la alineación erróneo con importantes consecuencias para la vida útil de los cojinetes. La dificultad del problema radica, sin embargo, en predecir y calcular las deflexiones del casco.

La capacidad de predecir las deflexiones del casco con suficiente rigor es de vital importancia para asegurar un diseño de la alineación sólido y que implique menor aparición de problemas puntuales relacionados con la alineación.

La Figura III.31, muestra el comportamiento de un petrolero y un bulkcarrier sometidos a sendas condiciones de carga extrema (lastre y plena carga).

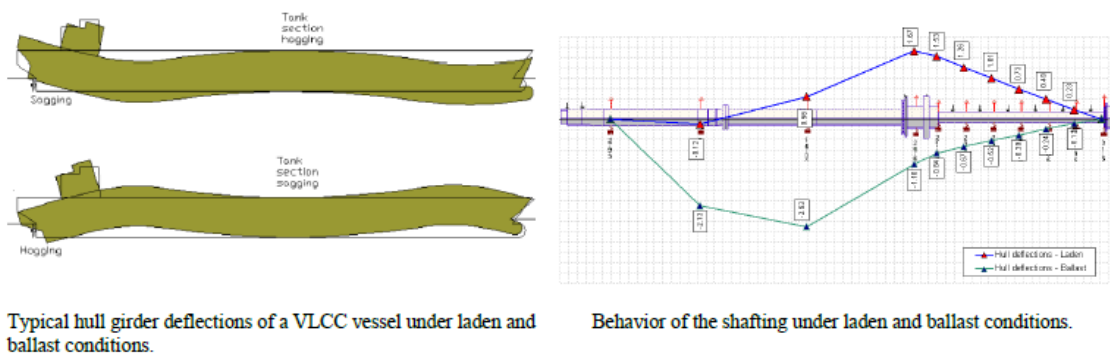


Figura III. 31 - Influencia de las deflexiones del casco en el sistema propulsivo

Pueden estimarse las deflexiones del casco:

- Analíticamente, o mediante
- Mediciones

Para ambos cascos que mostraré un caso práctico de aplicación a un buque porta-contenedores al final de esta sección.

ENFOQUE ANALÍTICO

El enfoque analítico es muy caro y requiere mucho tiempo. Es necesario un modelado detallado del buque, especialmente de la zona de popa (por ejemplo, por elementos finitos), que incluya un modelo coherente de la cámara de máquinas, el motor y la línea de ejes. Rara vez se hace uso del estudio analítico y sólo con fines de investigación del efecto de las deformaciones del casco sobre la alineación. Es más común aprovechar los modelos en el análisis de carga dinámica (o similar) para extraer el datos sobre las deflexiones del casco que sean de aplicación al análisis de la alineación.

MEDIDA DE LAS DEFLEXIONES DE LA ESTRUCTURA

La medida de las deflexiones de la estructura se realizan normalmente por dos razones, estudiar la sensibilidad a las deflexiones del casco de la línea de ejes en particular, y obtener los datos de la deformación del casco que se puedan emplear en futuros proyectos con diseños similares.

Las deflexiones de la estructura de interés son sólo las de la zona de popa, donde se aloja la línea de ejes. Por tanto, para obtener la información sobre las deflexiones que afectan a la línea de ejes, puede utilizarse el propio eje como un gran sensor.

La línea de ejes intenta deformarse solidariamente (en paralelo) a la deformación del casco según varía la condición de carga de éste. El cambio en la deformación del casco se ve directamente reflejado en la ordenada de los apoyos que soportan la línea. Por tanto, conocer las ordenadas para cada condición de carga permitirá definir cómo se producirá el cambio de las mismas. Este cambio entre una condición y otra es la verdadera información de interés: la deflexión del casco.

El problema que se presenta ahora es cómo medir la ordenada real del apoyo. No es posible hacer esto mediante métodos directos ya que no existe una línea óptica clara que registre simultáneamente la variación relativa de la ordenada a lo largo de los apoyos. Por tanto, hay que recurrir a métodos indirectos de medida de momentos flectores, reacciones en los apoyos y deflexiones del cigüeñal. Puesto que se conoce la correlación entre dichos parámetros medidos y las ordenadas de los apoyos, se pueden obtener éstas mediante el análisis inverso del mismo nombre. A continuación se explican las características de las medidas del momento flector, reacción en los apoyos y deflexiones del cigüeñal, con el propósito de estudio de las deflexiones del casco.

El procedimiento de análisis inverso nos dará las ordenadas reales de los apoyos para una condición dada del buque. Conociendo las ordenadas para la condición de dique seco, lastre y plena carga, pueden simplemente restarse las ordenadas en dique seco para conocer el efecto de la deflexión del casco sobre las ordenadas inicialmente establecidas. Se repitió lo mismo para

el buque en plena carga y se obtuvieron las deflexiones deseadas, que pueden emplearse en el procedimiento de optimización de la alineación.

Para obtener información suficiente para definir el efecto de las deflexiones del casco sobre la alineación, es necesario realizar un mínimo de cinco conjuntos de medidas. A saber, se necesita conocer información sobre momentos flectores, reacciones en los apoyos y deflexiones del cigüeñal para:

- La condición en dique seco,
- Inmediatamente después de la botadura (antes de cualquier ajuste de los apoyos)
- Tras el ajuste de los apoyos
- Lastre
- Plena carga.

Se pueden realizar las medidas de las deflexiones del casco estudiando el cambio en las ordenadas de los apoyos de una condición a otra, para lo que se recomienda aplicar una combinación de: medida de las tensiones en el eje con medidas de la deflexión del cigüeñal y medidas de las reacciones en los apoyos del motor principal.

Como las ordenadas de los apoyos se ajustan normalmente tras la botadura, hay que tomar lectura antes y después de realizar dicho ajuste para definir los factores de corrección que posteriormente deberán aplicarse cuando se tomen las medidas en las condiciones de lastre y plena carga del buque.

Medida del momento flector

Las ventajas del método del sensor de tensiones son su capacidad para controlar la bondad de las medidas y dar información de la curva de flexión del eje.

El error en la medida del sensor de tensiones será estable en medidas repetidas. Esto es importante porque esencialmente puede minimizarse/eliminarse el error en la medida comparando lecturas consecutivas (por ejemplo, condición en dique seco vs condición a flote – section6, figura5).

Cuando se realiza el análisis inverso y se calculan las ordenadas de los apoyos a partir de las medidas de los momentos, reacciones y deflexiones del cigüeñal, la información esencial necesaria será la curva de flexión del eje para obtener la ordenada real de los apoyos de la línea de ejes.

En función del diseño de la línea de ejes, hay que decidir el número de puntos donde situar el sensor de tensiones. Sería interesante, que dichos puntos fueran aquellos en los que el valor del momento fuera grande, lo cual no es siempre posible por limitaciones de espacio.

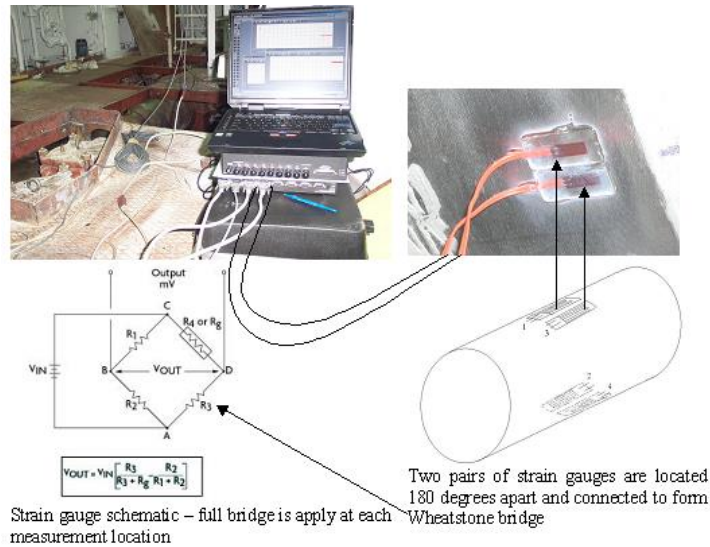


Figura III. 32 - Medida con sensor de esfuerzos

Medida de las reacciones en los apoyos

Con objeto de estudio de las deflexiones del casco, se miden las reacciones en todos los apoyos accesibles de la línea de ejes; a saber, el cojinete de proa de la bocina, cojinete(s) del eje intermedio y cojinete de popa del motor principal. En plantas con motores diésel directamente acoplados, también es deseable tomar medidas, en la medida de lo posible, en la mayoría de apoyos interiores del motor (Figura III.33). En plantas con reductora, deben medirse, a ser posible, ambos apoyos de la reductora.

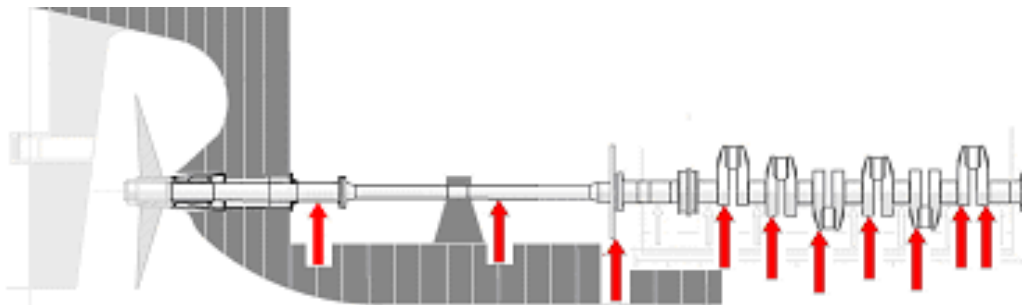


Figura III. 33 - Localización de los gatos hidráulicos para medir las reacciones en los apoyos del motor principal y la línea de ejes

Normalmente se utilizan gatos de distintos tamaños para obtener lecturas más precisas (menor histéresis). Por ejemplo, se emplean gatos más grandes para los apoyos del motor que para los del eje.

Las reacciones no se miden exactamente en el apoyo sino lo más cerca posible (como se indica en la Figura III.34), con lo que los datos obtenidos deben corregirse al respecto.

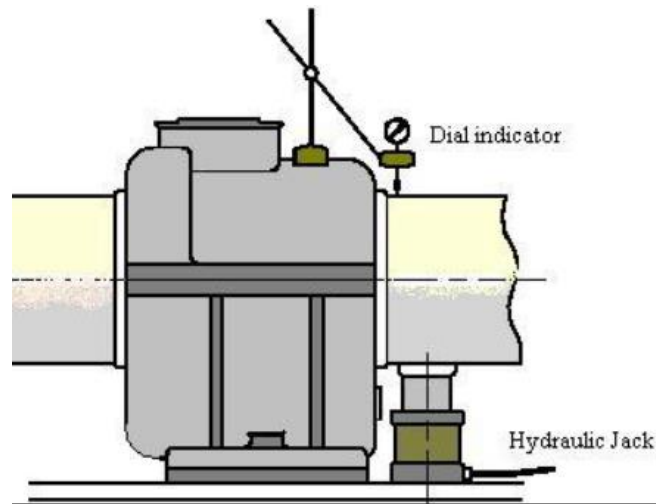
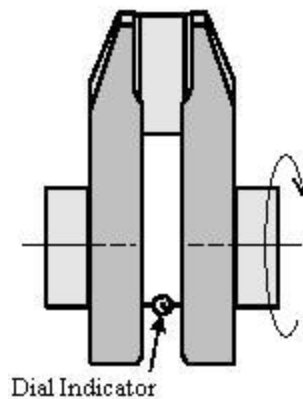


Figura III. 34 - Medida de las reacciones mediante el uso de gatos hidráulicos

Medida de la deflexión del cigüeñal

La medida de la deflexión del cigüeñal es necesaria para obtener su curva de flectores.

Algunas Sociedades de Clasificación emplean las medidas de las reacciones para recalcular las ordenadas de los apoyos del cigüeñal, y se utilizan las deflexiones del cigüeñal para obtener la forma correcta de la elástica dentro del cigüeñal.



EJEMPLO

Enfoque analítico

El ejemplo de buque portacontenedores considerado a continuación muestra la importancia de considerar las deflexiones del casco. Cuando se realiza el análisis de la alineación del eje sin considerar la deflexión del casco, no se manifiesta advertencia alguna de posibles problemas. Finalmente, cuando se repite el análisis incluyendo la deflexión del casco, aparece un indicativo de que puede existir un error de descarga del apoyo del motor principal en la condición de plena carga del buque.

Los análisis que aquí se muestran se realizaron para las condiciones de lastre y plena carga. Se supone que las deflexiones de la estructura en dique seco pueden ser obviadas desde el punto de vista del eje de la línea de ejes.

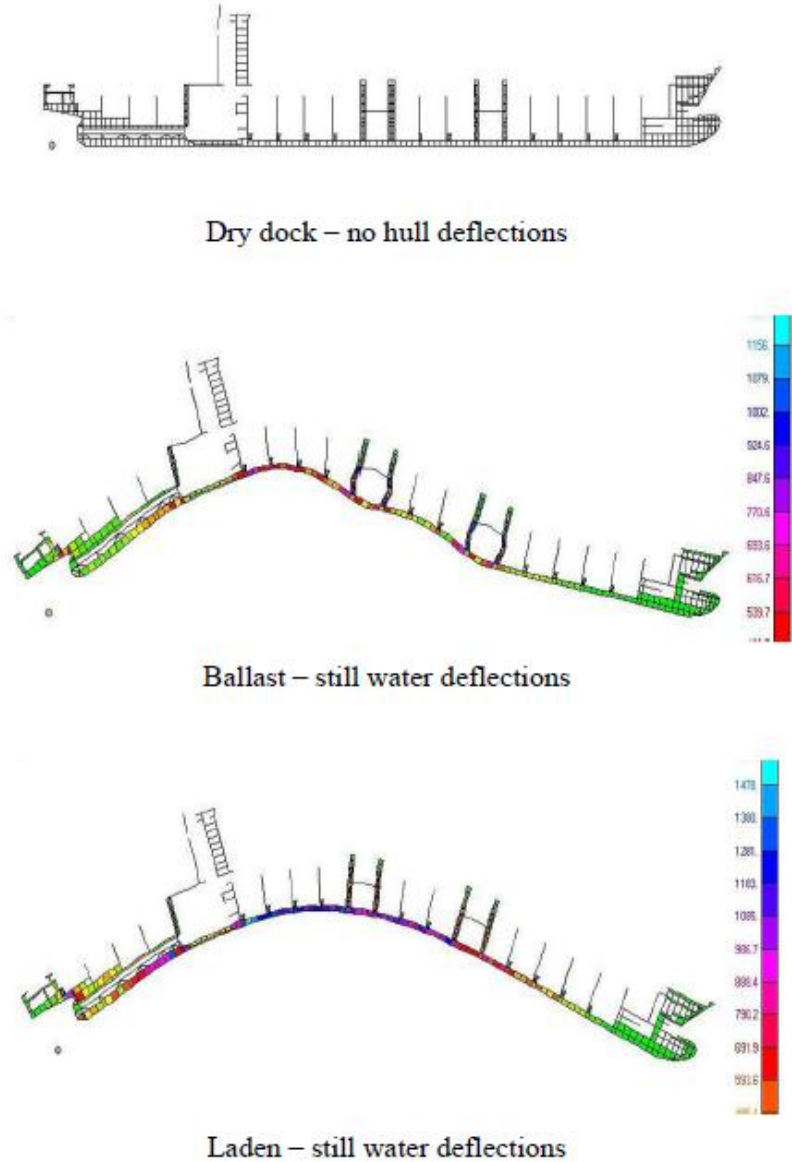


Figura III. 35 - Variación de las deflexiones con la condición de carga

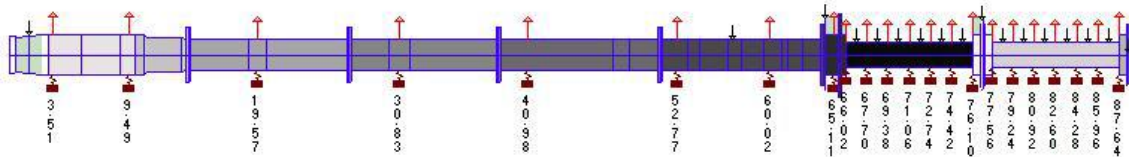


Figura III. 36 - Eje buque portacontenedores

Para las ordenadas establecidas más abajo, las reacciones en los apoyos están definidas casi idealmente.

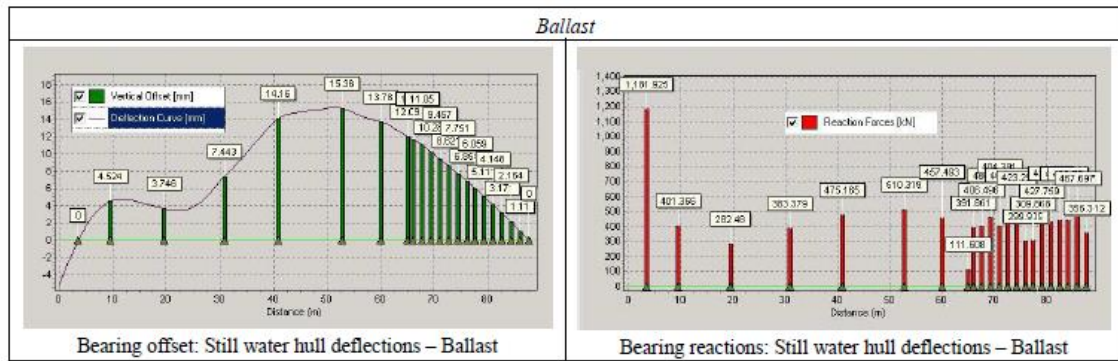


Figura III. 40 - Deflexiones del casco en aguas tranquilas. Condición de lastre

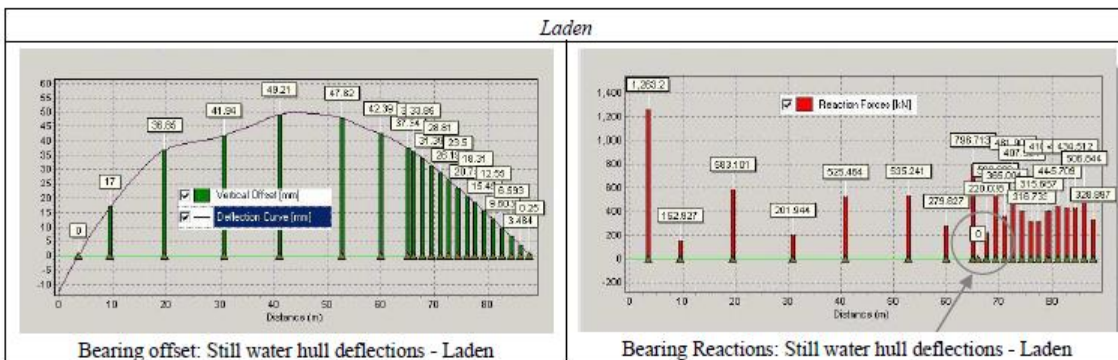


Figura III. 41 - Deflexiones del casco en aguas tranquilas. Condición de plena carga

La Figura III.40 indica que las deflexiones del casco pueden dar lugar a una descarga en el segundo apoyo del motor. Lo anteriormente considerado queda condicionado ya que los resultados analíticos pueden, a veces, desviarse de la condición real debido a:

- Las aproximaciones echas en el modelado del sistema (por ejemplo, el modelo equivalente del cigüeñal),
- Errores de cálculo de las deflexiones del casco (modelado por EF)
- Diferencias de condiciones entre si se trata de una alineación real o una propuesta.

Sin embargo, si el análisis se realiza siguiendo un proceso adecuado con una buena gestión de los errores, el diseñador debe ser capaz de determinar si los resultados obtenidos son o no plausibles y, en caso necesario, sugerir la verificación de las reacciones en los apoyos.

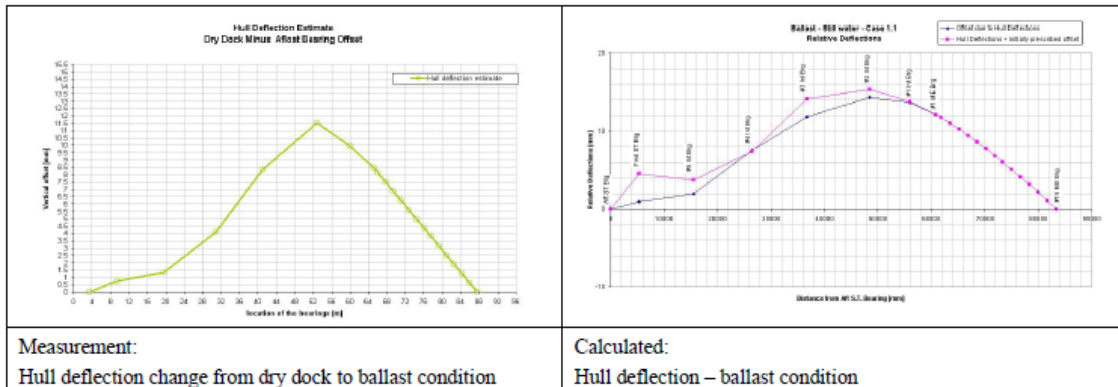
Son necesarios los datos de la deflexión del casco durante la etapa de diseño del proceso de alineación para determinar las ordenadas de los apoyos que resultarán en reacciones aceptables en lastre, plena carga y todas las condiciones operativas intermedias. En ese momento, el buque, el buque no se encuentra aún en construcción sólo cabe la opción de confiar en los datos de deflexión del casco (que rara vez están disponibles) o medidas realizadas en buques similares.

Ejemplo - Medidas de las deflexiones del casco.

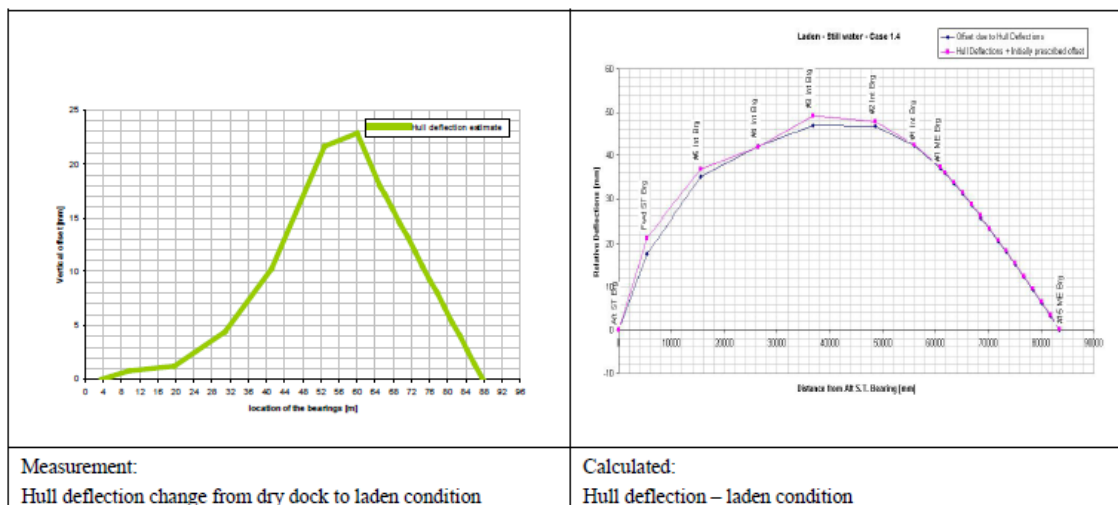
El ejemplo que se expone a continuación para explicar cómo deben realizarse las medidas de la deflexión del casco está referido al mismo buque porta-contenedores del caso anterior sobre el que se hizo el estudio analítico.

Se situaron nueve sensores de tensión en nueve puntos repartidos a lo largo de la línea de ejes y se midieron los momentos flectores. Al mismo tiempo se midieron las deflexiones del cigüeñal, las reacciones en los apoyos del motor, de la línea de ejes y del cojinete de proa de la bocina. Finalmente se hizo el análisis inverso para obtener las ordenadas de los apoyos a partir de los parámetros mencionados.

A continuación se muestran los resultados obtenidos y se comparan con las deflexiones obtenidas analíticamente.



Se obtiene una gran concordancia entre la intensidad obtenida analíticamente y la forma de la curva de deflexión del buque en la condición de lastre.



La condición de plena cumple menos con las medidas debido a la diferencia en la distribución real de cargas con respecto al que se predijo analíticamente.

APLICACIÓN DE LAS DEFLEXIONES DEL CASCO

Lo anteriormente expuesto sobre las deflexiones del casco o la capacidad para predecir las deflexiones con rigor suficiente, permitiría establecer los desplazamientos de los cojinetes a

elegir, lo que implicará una alineación sólida y unas condiciones satisfactorias en los cojinetes en todo el espectro de condiciones operativa del buque. Aquí es donde tiene total aplicación el estudio de la deflexión del casco.

Es importante seleccionar un conjunto apropiado de desplazamientos que asegure una condición de carga en el apoyo satisfactoria en todas las condiciones operativas. Si se asegura una alineación estática sólida, cabe esperar un funcionamiento del eje libre de problemas, esto es, libre de vibración lateral. Cabe también esperar que el whirling sea aceptable y que la condición operativa de los cojinetes (especialmente el del eje de cola) tenga una vida más prolongada si se asegura un mayor contacto y la capa de lubricante se desarrolla antes.

OPTIMIZACIÓN DE LA ALINEACIÓN

GENERALIDADES

La alineación del eje es un problema estocástico para el que existe un número infinito de ordenadas de los apoyos que cumplen los requisitos.

El objetivo de la optimización es dar el conjunto de soluciones aceptables que satisfagan las restricciones impuestas, parámetros y criterios de alineación. Se necesitan múltiples soluciones, ya que, a menudo, es obligatorio el disponer de los cálculos de la ingeniería como el factor decisivo en la selección de la alineación deseada. Como característica inherente, los algoritmos genéticos generan soluciones múltiples.

La mayor ventaja, en comparación con otras herramientas, de un algoritmo genético, en adelante AG, es la capacidad de éste para realizar búsquedas paralelas dentro del espacio de soluciones, generando simultáneamente distintos conjuntos de ordenadas que satisfacen los requisitos de carga de los apoyos. El AG optimiza dentro de unas funciones de restricción (definidas por las deflexiones del casco). Las restricciones que acotan el espacio de la solución se definen mediante las curvas de deflexión del casco, normalmente representadas por las condiciones de lastre y plena carga. A veces, cuando se han estimado analíticamente las deformaciones máximas de arrufo y quebranto, es aconsejable estudiar cómo influyen dichas deformaciones sobre la alineación del eje (estas condiciones no son directamente aplicables ya que representan condiciones dinámicas).

La dificultad y tiempo del proceso de optimización dependerá del número de variables que se considera. Los parámetros y criterios de alineación que deben considerarse implican, normalmente, el cumplimiento de los requisitos reglamentarios, es decir:

- Expansión térmica
- Pre-deformación de la bancada del diésel
- Desgaste del cojinete
- No se considera, por su complejidad, la elasticidad del cojinete (que depende del área de contacto/desalineación eje-cojinete)

Además deben cumplirse otros requisitos adicionales, por ejemplo, el momento y la fuerza cortante admisibles en la brida del motor principal deben estar de acuerdo con los requisitos del fabricante del motor.

EJEMPLO DE OPTIMIZACIÓN

El ejemplo que se expone para evaluar el funcionamiento de un programa de optimización corresponde a una disposición típica de un VLCC con una línea de ejes, eje relativamente corta y motor diésel lento directamente acoplado.

Los problemas particulares que puede presentarse en este tipo de buques son:

- Daño en el cojinete de popa de la bocina debido a una desalineación excesiva entre el eje y el cojinete
- Apoyos del motor principal (los tres apoyos más a popa del motor tiene especial riesgo de daño debido a una lineación inapropiada)

La Figura III.42 representa el modelo discreto del sistema de propulsión y motor diésel para el propósito de la alineación.

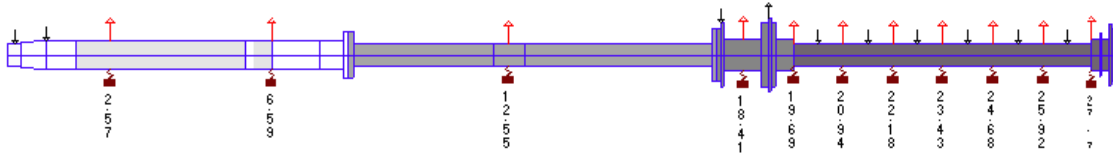


Figura III. 42 - Modelo discreto de la línea de ejes

El anterior sistema (Figura III.42) se diseñó originalmente con las siguientes ordenadas (Figura III.43) y reacciones en los apoyos (Figura III.44):



Figura III. 43 - Ordenada de los apoyos. Curva de deflexión del eje. Pendientes nodales

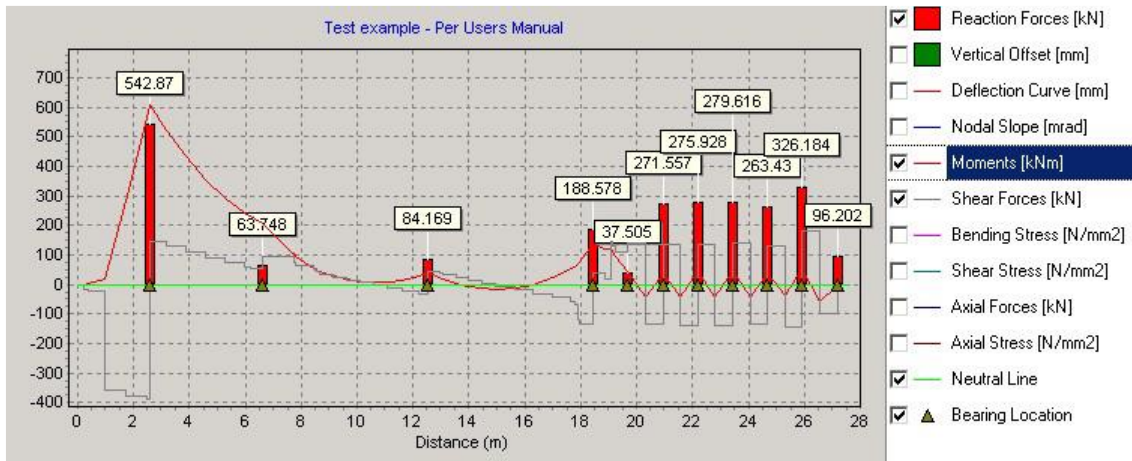


Figura III. 44 - Reacciones en los apoyos. Momentos flectores. Fuerzas cortantes

Los resultados anteriores parecen apropiados para este caso en particular. Sin embargo, si al mismo sistemas e le aplican las deflexiones del casco, los resultados del análisis para dos casos extremos de deflexiones del casco (Tabla III.4) no son satisfactorios.

(Las deflexiones del casco son una estimación poco rigurosa empleada sólo con propósitos de evaluación.)

Bearing #	Hull Deflection Estimate [mm]	
	Laden	Ballast
1	0	0
2	0.5	-0.05
3	0.7	-0.07
4	1.2	-0.12
5	1	-0.1
6	0.8	-0.08
7	0.6	-0.06
8	0.4	-0.04
9	0.2	-0.02
10	0.1	-0.01
11	0	0

Tabla III. 4 - Deflexiones del casco estimadas

Los análisis anteriores muestran que las ordenadas inicialmente supuestas no cumplen los requisitos de la alineación cuando se consideran las deflexiones del casco, ya que se descarga el segundo apoyo más a popa del motor principal (Figura III.45 para la condición de plena carga, y Figura III.46 para la condición de lastre).

Normalmente, las prácticas actuales de alineación no incluyen las deformaciones del casco. Por tanto, la única forma de controlar la condición de alineación es tomar medidas. Sin embargo, tampoco es habitual tomar medidas en la zona más sensible del sistema, es decir, en los apoyos del motor diésel, lo que puede tener como consecuencia, el daño o fallo de los cojinetes.

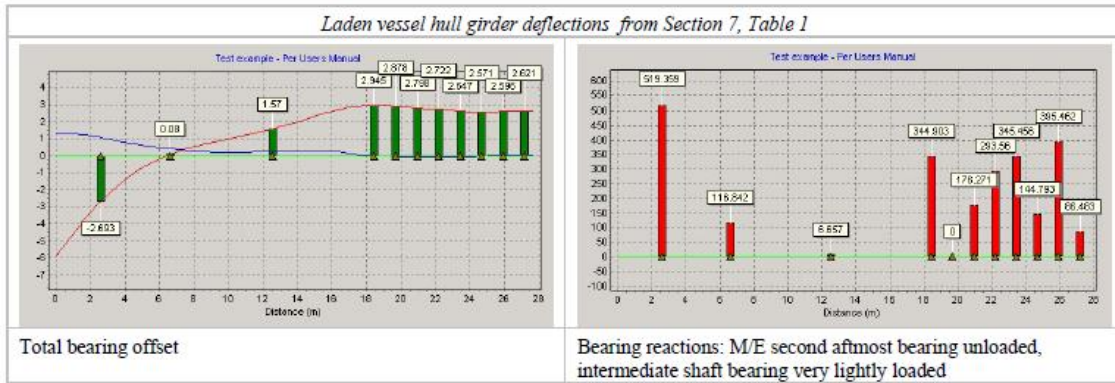


Figura III. 45 - Plena carga: Perturbación de las ordenadas de los apoyos debido a las deflexiones del casco. Reacciones en los apoyos: Descarga del apoyo nº 2 del motor principal

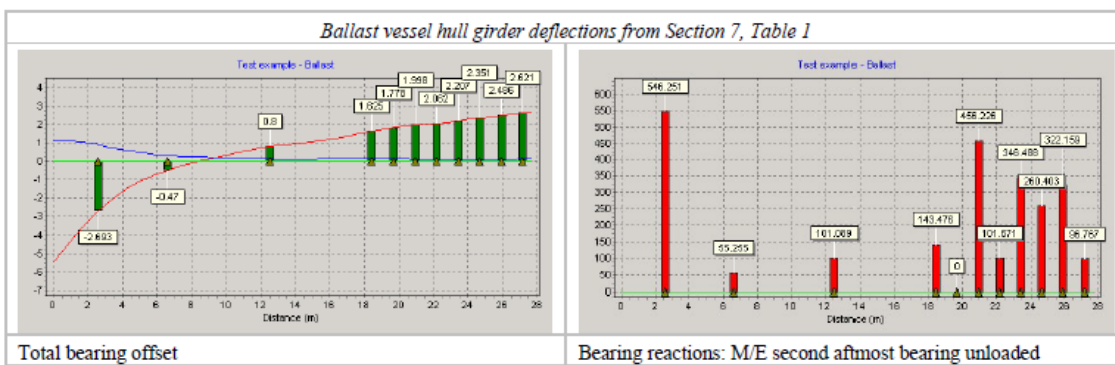


Figura III. 46 - Lastre: Perturbación de las ordenadas de los apoyos debido a las deflexiones del casco. Reacciones en los apoyos: Descarga del apoyo nº 2 del motor principal

En el caso anterior, si se hubieran incluido las deflexiones del casco, habría sido posible predecir posible problemas y realizar la alineación con otro conjunto de ordenadas. Sin embargo, este proceso sería extremadamente lento y complejo sin una herramienta de optimización.

Todo lo anterior indica la necesidad de aplicar un método de optimización.

OPTIMIZACIÓN

Los análisis anteriores sugieren emplear otro conjunto de ordenadas para garantizar que la instalación cumpla con las condiciones tanto en lastre como a plena carga. La optimización puede ayudar a determinar la solución más rápida y sencilla.

Se aplica un software de AG, teniendo en cuenta los siguientes datos (Figura III.47):

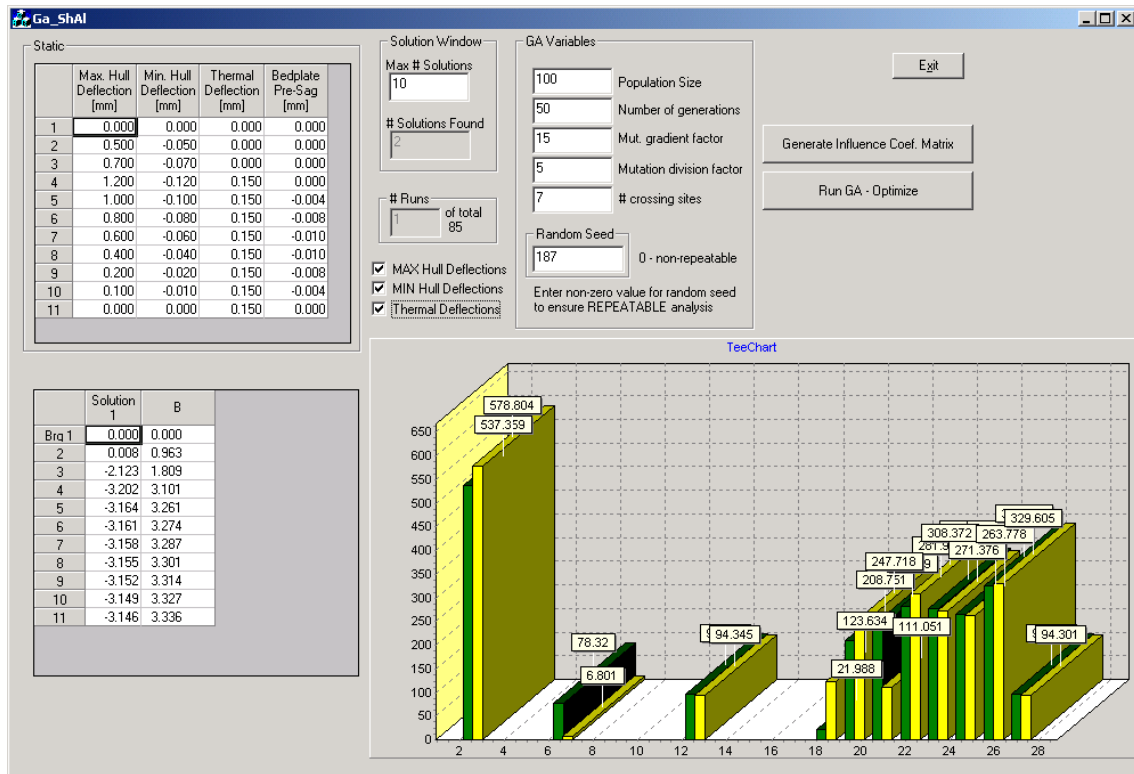


Figura III. 47 - Datos de entrada del AG y datos de salida que muestran dos de las diez soluciones buscadas

Es bueno disponer de varias soluciones porque soluciones muy similares pueden satisfacer las reacciones en los apoyos. A saber, se pueden obtener las reacciones satisfactorias en los apoyos elevando el motor por encima de la línea de referencia. Al mismo tiempo, se puede obtener una solución muy parecida bajando el motor por encima de la misma línea.

La segunda solución dará un menor gradiente de inclinación entre el eje y la bocina. Sin embargo, el esfuerzo en el eje será mayor y, en el caso de bocina sin cojinete de proa, esta solución hará que el cojinete de popa de la bocina sea más sensible a la desalineación puede, por tanto, no ser aceptable.

Las soluciones obtenidas mediante una rutina de optimización se tabulan de manera que den información detallada de cómo una determinada variación en la ordenada afecta a la alineación. A saber, las siguientes reacciones son las calculadas:

- Reacciones en la línea de referencia
- Diferencia en las reacciones que, aplicadas a la solución en la línea de referencia, dan la carga deseada (es decir, todas las reacciones positivas)
- Reacciones en arrufo máximo
- Reacciones en quebranto máximo
- Reacciones en dique seco
- Ordenadas, incluidas la condición térmica y pre-deformación de la bancada del motor:
 - Ordenada para arrufo máximo
 - Ordenada para quebranto máximo
 - Ordenada generada por el software de optimización

- Datos de la deflexión (arrufo máx., quebranto máx., deformación térmica y pre-deformación de la bancada)

Se ha elegido y analizado “lo mejor”, es decir, la solución más consistente en este caso (Tabla III.5).

Optimization with Genetic Algorithm

Generation: 9 String: 52 FITNESS: 1.100000													
Sup. Node No	Ry(0) [kN]	SUPPORT REACTIONS				Ry (dy) [kN]	Total Offset		GA defined dy [mm]	Max Hull Deflect. [mm]	Min Hull Deflect. [mm]	Thermal Offsec [mm]	Engine Sag. [mm]
		delRy [kN]	Ry (Max. Offs) [kN]	Ry (Min. Offs) [kN]	Ry [kN]		Max. [mm]	Min. [mm]					
1 < 7>	601.283	-56.872	518.533	544.996	544.411	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	
2 < 14>	-41.678	87.605	106.331	46.072	45.927	3.979	3.429	3.479	0.500	-0.050	0.000	0.000	
3 < 27>	149.784	-20.861	34.172	124.780	127.873	6.893	6.123	6.153	0.700	-0.070	0.000	0.000	
4 < 41>	133.298	-108.513	278.984	32.933	24.785	8.234	6.914	6.884	1.200	-0.120	0.150	0.000	
5 < 46>	64.018	208.676	81.192	267.522	272.691	8.149	7.049	7.003	1.000	-0.100	0.150	-0.004	
6 < 48>	286.255	-132.362	155.648	152.923	153.893	7.954	7.074	7.012	0.800	-0.080	0.150	-0.008	
7 < 50>	272.916	26.788	285.205	301.263	299.704	7.762	7.102	7.022	0.600	-0.060	0.150	-0.010	
8 < 52>	277.985	-5.009	345.582	265.960	272.986	7.572	7.132	7.032	0.400	-0.040	0.150	-0.010	
9 < 54>	265.291	-1.102	143.036	274.995	264.188	7.384	7.164	7.042	0.200	-0.020	0.150	-0.008	
10 < 56>	325.359	3.146	399.197	322.706	328.505	7.298	7.188	7.052	0.100	-0.010	0.150	-0.004	
11 < 58>	96.318	-1.496	84.905	95.636	94.822	7.208	7.208	7.058	0.000	0.000	0.150	0.000	

Tabla III. 5 - Solución óptima

En este caso en particular, se supone que el proceso de alineación se realiza completamente en dique seco, con lo que las ordenadas optimizadas son realmente valores aplicables a los apoyos mientras el buque se encuentra en dique seco. Por tanto, las reacciones obtenidas pueden verificarse con una rigurosidad relativamente alta. La Tabla III.6 muestra un conjunto de valores en dique seco para las tres o cuatro soluciones seleccionadas.

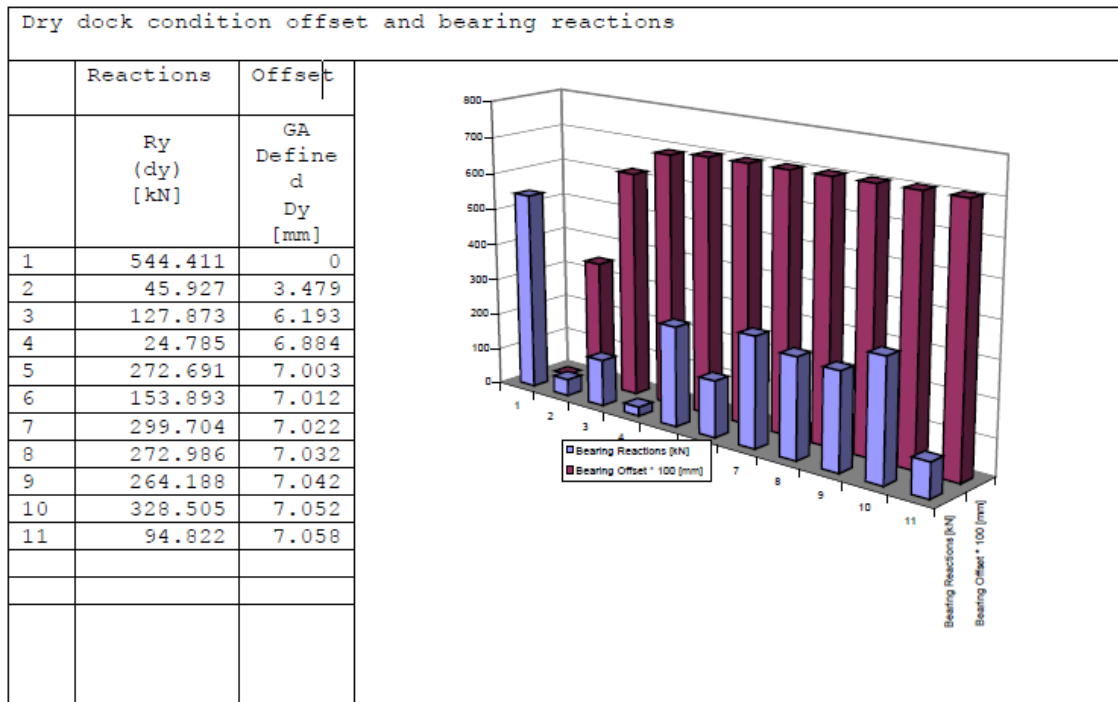


Tabla III. 6 - Dique seco: Reacciones en los apoyos para las ordenadas pre-establecidas

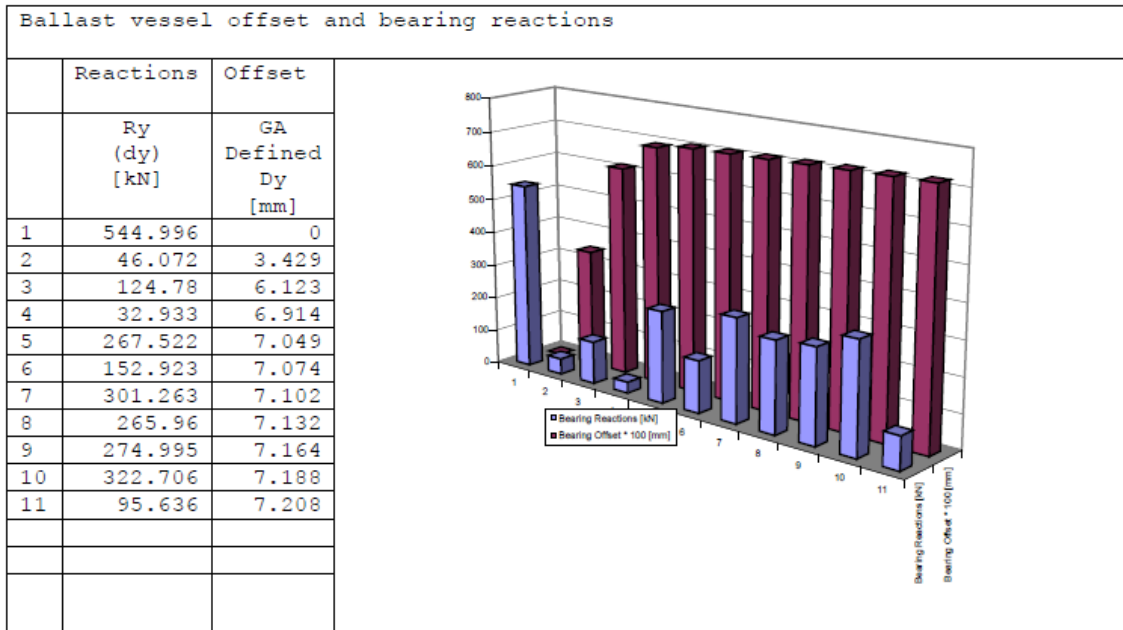


Tabla III. 7 - Deflexiones del casco en lastre: Reacciones en los apoyos y ordenadas totales

Para las deflexiones estimadas, las reacciones en todos los casos son satisfactorias. La solución es consistente y si las deflexiones estimadas están dentro de los límites, no ocurrirá la descarga de alguno de los apoyos.

Otro aspecto importante objeto de estudio es la pendiente de desalineación entre el eje y el apoyo del eje de cola, que deberá ser compensada con el mecanizado interno del cojinete si el eje ejerce una presión excesiva sobre la cuerpo del cojinete (Figura III.48 y Figura III.49).

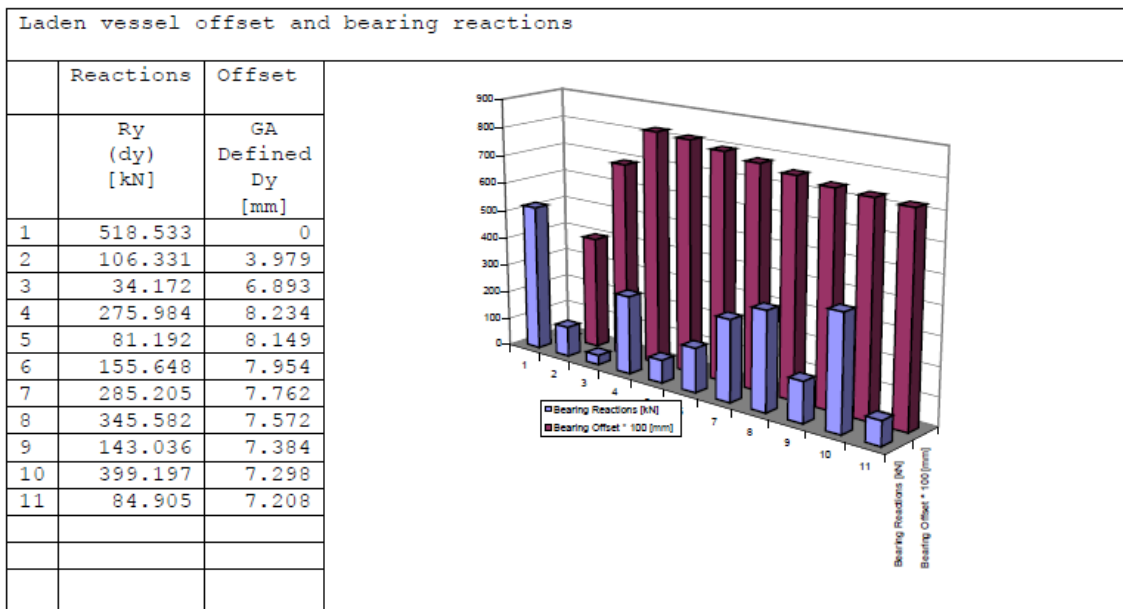


Tabla III. 8 - Deflexiones del casco en plena carga: Reacciones en los apoyos y ordenadas totales

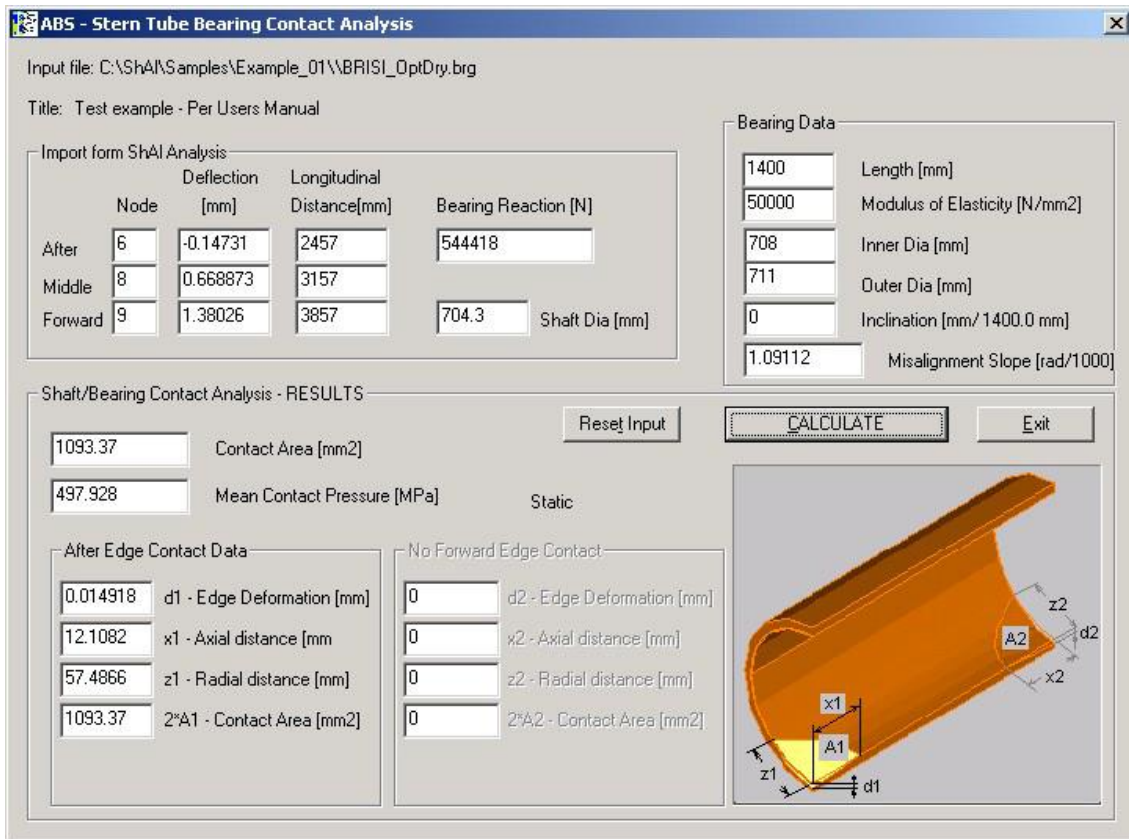


Figura III. 48 - Condición en dique seco sin mecanizado interior del cojinete. Presión de contacto 497 MPa

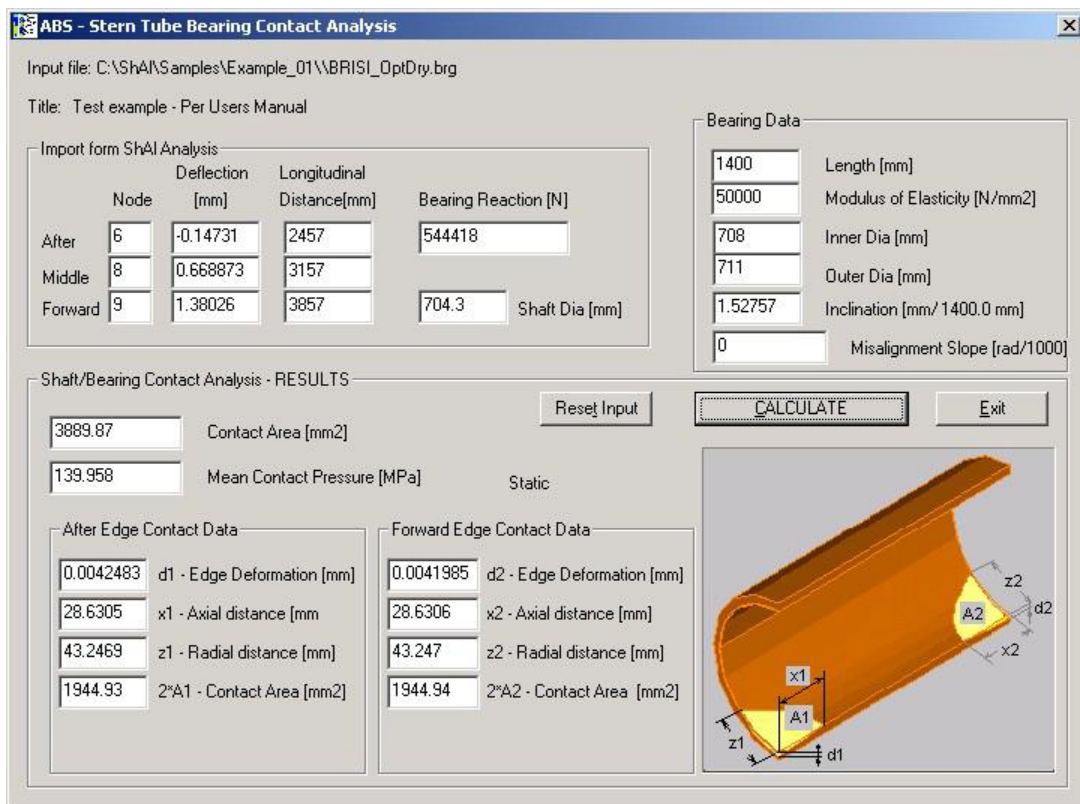


Figura III. 49 - Condición en dique seco con mecanizado interior del cojinete. Presión de contacto 139 MPa

Los requisitos de mecanizado interno del cojinete para la condición en dique seco también cumplirían la condición de lastre (Figura III.50).

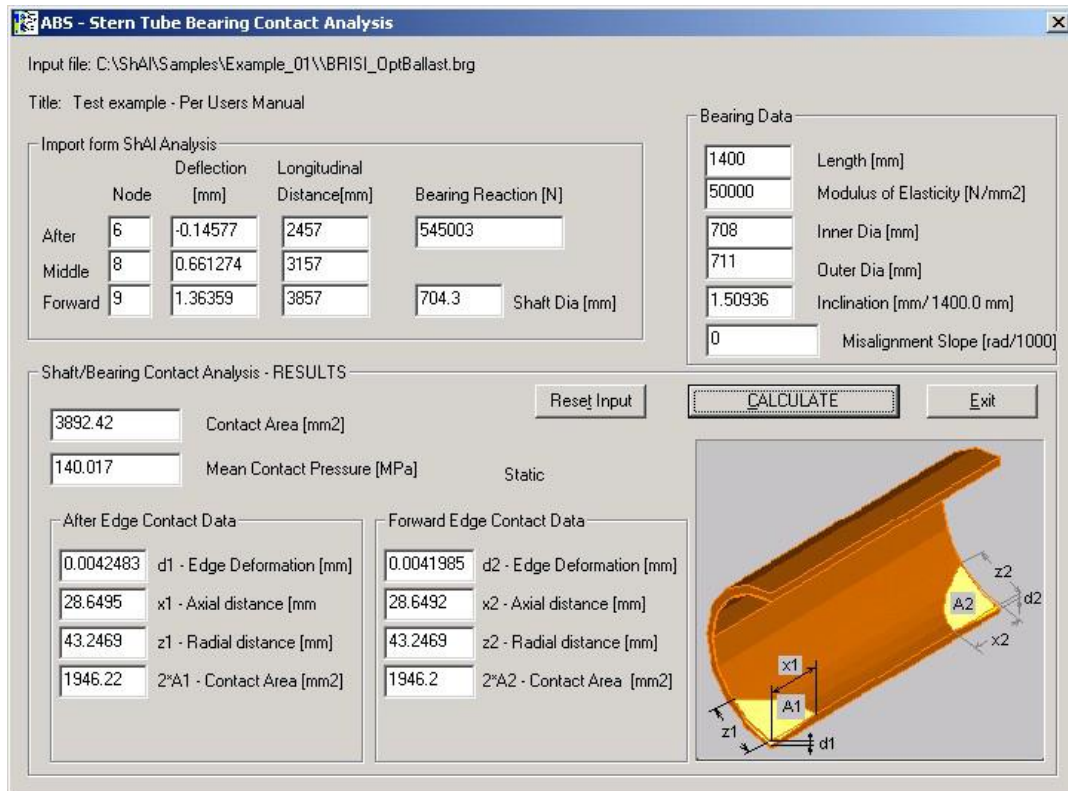


Figura III. 50

Los requisitos de mecanizado interno del cojinete para la condición en dique seco también cumplirían la condición de carga (Figura III.51). La pendiente de desalineación es de 0,15 mrad, que está por debajo de los requisitos de cambio de pendiente que normalmente se aplican en la industria.

El AG aquí aplicado parece determinar el número deseado de soluciones aceptables dentro de las restricciones impuestas. La solución se encuentra relativamente rápido. Todos los beneficios de realizar la optimización se manifiestan inmediatamente en el ejemplo expuesto, observándose cómo el realizar el cálculo convencional no daría como resultado una condición de carga estática satisfactoria para las deflexiones aplicadas, con una descarga del segundo apoyo más a popa del motor principal.

Otro problema es el de predecir las deflexiones del casco. La solución al problema dependerá mucho de la capacidad para calcular dichas deflexiones con rigor suficiente para calcular la alineación de forma segura. Una forma posible de hacer esto es aplicar una base de datos genérica de deflexiones del casco para ciertos tipos de buques y utilizar dicha base de datos para evaluar buques similares.

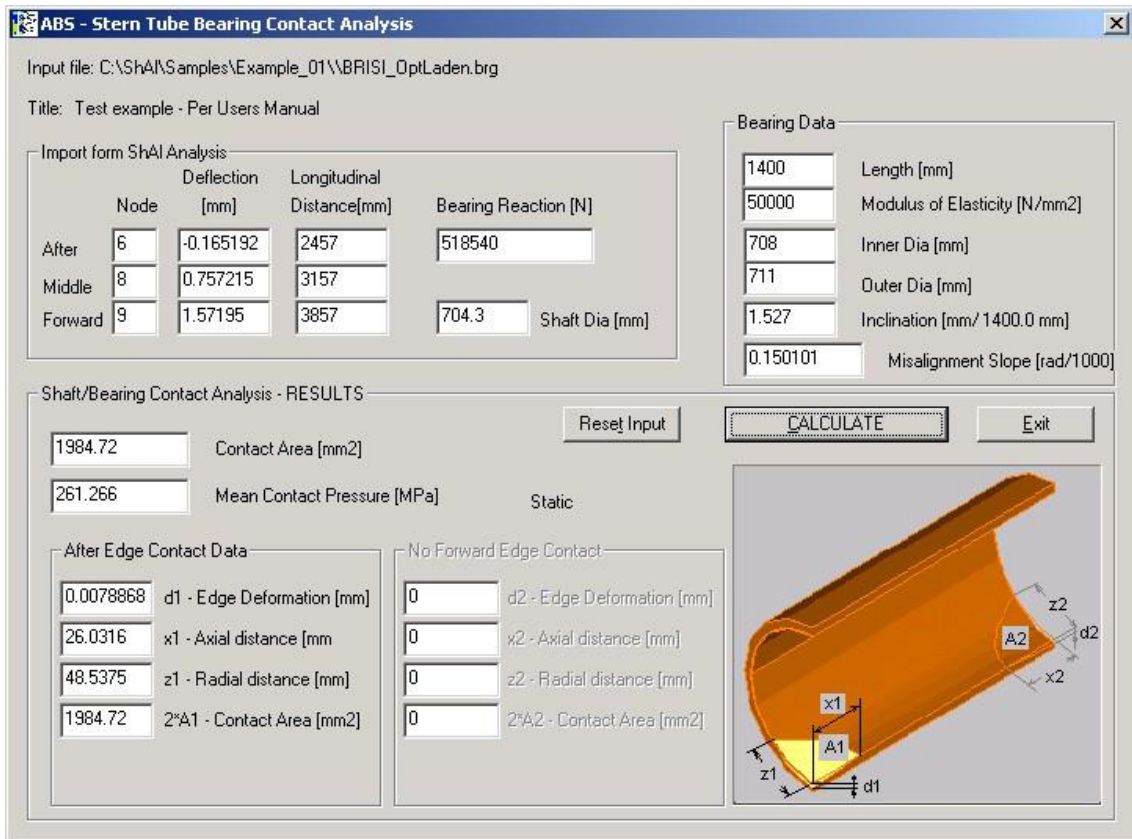


Figura III. 51

Una predicción adecuada de la deformación del casco junto con la optimización de la alineación permite diseñar la alineación del eje con seguridad para la condición de dique seco. El proceso de alineación se puede realizar completamente en dique seco, lo que aumentaría significativamente la bondad del proceso completo, ya que la verificación del análisis mediante mediciones sería posible con perturbaciones muy pequeñas que afecten al sistema.

CAPÍTULO IV. EQUILIBRADO DE LA HÉLICE

GENERALIDADES

CAUSAS DEL DESEQUILIBRIO MECÁNICO

Una máquina rotativa está desequilibrada mecánicamente cuando el centro de gravedad o centro de masas del rotor no coincide con su centro de rotación o centro geométrico. Esto origina unas fuerzas centrífugas que (como se puede ver en la Figura IV.1) parte desde el centro de rotación en dirección radial y gira sincrónicamente con el eje generando una vibración excesiva.

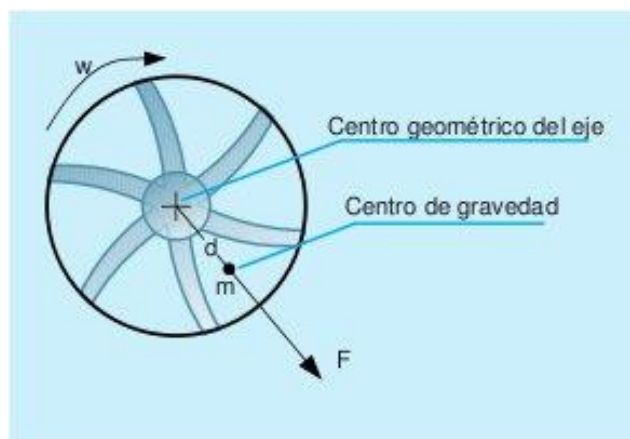


Figura IV. 1 - Fuerzas centrífugas originadas en una máquina rotativa desequilibrada

Entre las características principales del desequilibrio podemos destacar las siguientes:

- La amplitud de la vibración es directamente proporcional a la cantidad de desequilibrio.
- La variación en el desequilibrio originará una variación en el ángulo de fase.
- La suma vectorial de todas las fuerzas centrífugas situados en un mismo plano es igual a un único desequilibrio.

La cantidad de desequilibrio se puede medir en peso y distancia desde el centro del rotor al peso (gramos x cm). Un aumento del peso de desequilibrio o del radio originará un aumento directamente proporcional a la cantidad de desequilibrio, donde: $F = m \times d \times \omega^2$

FUENTES DEL DESEQUILIBRIO

Las fuentes de desequilibrio pueden tener orígenes y naturalezas muy diferentes como pueden ser las siguientes:



Figura IV. 2 - Erosión en las impulsoras de una bomba

- Aglomeración desigual de polvo en los rotores de un ventilador.
- Erosión y corrosión desigual de las impulsoras de una bomba (Figura IV.2) o de las palas de la hélice.
- Falta de homogeneidad en partes coladas, como burbujas, agujeros de soplado, y partes porosas.
- Excentricidad del rotor.
- Distribución desigual en las barras de rotor de motores eléctricos o en el bobinado.
- Masas de equilibrado que faltan.

- Eje flexionado, en máquinas de papel flexión e rodillos.
- Excentricidad.
- Deformación de las palas.

ROTOR DESEQUILIBRADO

Como hemos dicho en el apartado anterior en un rotor existe un desequilibrio cuando el eje central de masa es distinto a su eje central operativo o eje de inercia (Figura IV.3).

En la práctica, casi todas las piezas mecanizadas nuevas no son simétricas debido a las sopladuras producidas en las coladas, número y posición desigual de las inyecciones, piezas montadas descentradas, diámetros mecanizados excéntricos a los cojinetes de ajuste, etc.

Un rotor desequilibrado, cuando gira, tiende a girar alrededor de su eje central de masa. Dado que los cojinetes limitan este movimiento, la fuerza centrífuga hace que el rotor vibre debido al desequilibrio.

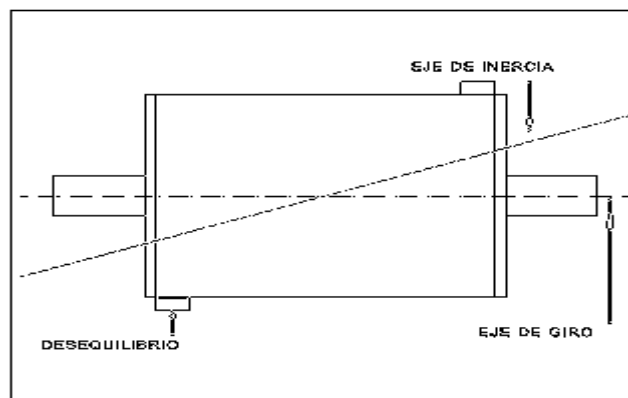


Figura IV. 3

Esta vibración provoca un desgaste excesivo de los cojinetes, crea ruidos innecesarios y puede llegar a desintegrar el rotor o producir otros daños importantes. Por lo tanto, es necesario reducir el desequilibrio a un límite aceptable.

UNIDADES DEL DESEQUILIBRIO

Las unidades de desequilibrio son radios de tiempo de masa.

Por ejemplo: una masa añadida a una posición específica de una pieza que se está equilibrando puede corregir el desequilibrio. La masa de la corrección multiplicada por el radio aplicado nos dará la unidad de desequilibrio.

Para medición métrica, las unidades serán milímetros por gramo (gmm) o centímetros de gramo para rotores grandes. En unidades anglosajonas sería de pulgadas por gramo u onzas por gramo.

CLASIFICACIÓN DE LOS ROTORES

Para poder realizar un correcto equilibrado debemos clasificar los distintos tipos de rotores que nos podemos encontrar atendiendo a su comportamiento.

Podemos dividir los rotores en dos grandes grupos:

Un grupo está formado por rotores rígidos → No se deforman hasta que alcanzan la velocidad operativa.

El otro grupo está formado por rotores elásticos → se deforman antes de alcanzar la velocidad operativa.

El primer modo de deformación es un “efecto de comba”, lo que significa que el centro del rotor a una velocidad determinada se sale de su eje rotacional, provocando un gran desequilibrio “estático”.

En principio podemos tener un rotor rígido a bajas revoluciones y sin embargo, cuando lo lanzamos a una gama más alta de revoluciones y dependiendo de su longitud, pierde su carácter de rotor rígido y se convierte en un rotor elástico (Figura IV.4).

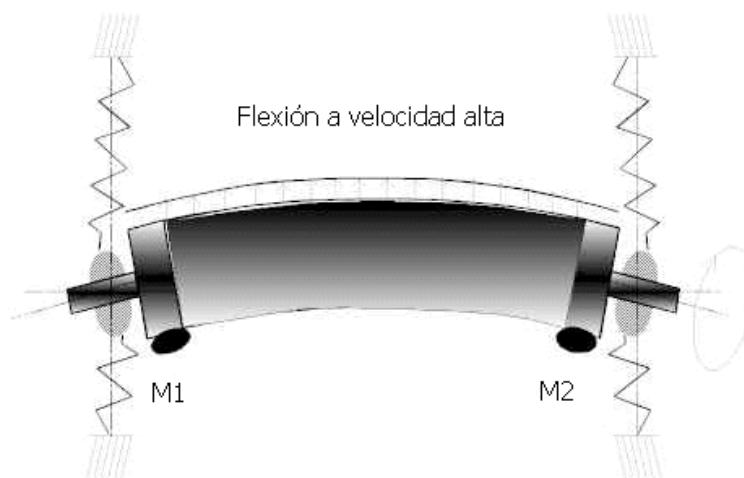


Figura IV. 4

La comprobación de desequilibrio en dos planos es suficiente siempre que se trate de rotores rígidos, es decir para rotores que no varíen su estado, cualquiera que sea la velocidad de giro; También es suficiente para rotores elásticos si éstos giran a una velocidad concreta, fuera de la zona de resonancia, en la que no se genera flexión.

Los rotores de eje elásticos son aquellos que, dependiendo de las revoluciones y de la situación de su alojamiento, varían su estado de equilibrado. En muchos rotores, los momentos de internos actúan en los planos extremos y esta actuación aumenta en proporción al cuadrado de la velocidad y flexionan enormemente el rotor dependiendo de las fuerzas elásticas que son proporcionales a su flexión. No existe una flexión única del rotor sino que ésta varía en dependencia de la gama de revoluciones a la que gira.

Los momentos internos existentes aumentan en las zonas de resonancia de forma tal que además del cuadrado de la velocidad se le añaden los momentos de la deformación, es decir se le añaden las flexiones dinámicas; teóricamente el rotor flexionaría hasta el infinito deformando su estructura y destruyéndose.

En la Figura IV.5 podemos ver el rotor anterior ha sido equilibrado previamente en velocidad baja con dos pesos M_1 y M_2 , cuando conserva su característica de rígido; a continuación se aumentó la velocidad de la máquina equilibradora hasta que aparece su flexión.

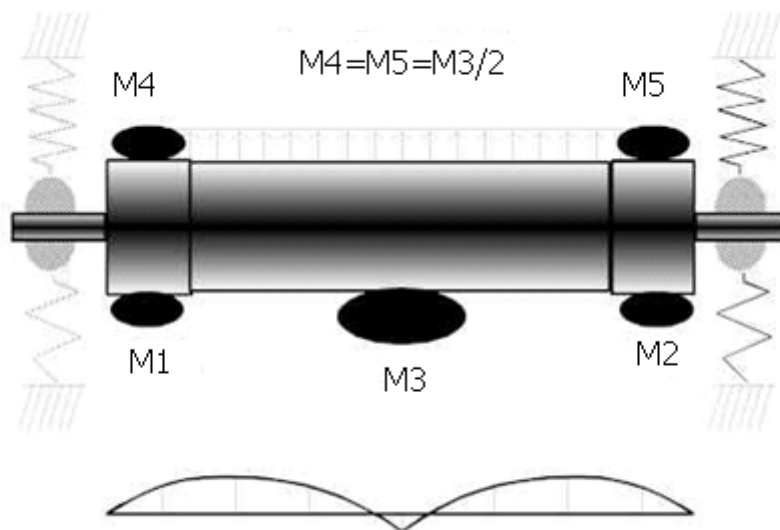


Figura IV. 5

Para compensar la flexión colocamos un peso M_3 en el centro del rotor pero añadimos además dos pesos M_4 y M_5 , que cada uno de ellos es la mitad de M_3 para que siga equilibrado a bajas revoluciones.

Debemos observar que los pesos M_4 y M_5 se colocan en los extremos para que la flexión que pudieran generar sea despreciable.

TIPOS DE DESEQUILIBRIO

Existen cuatro tipos de desequilibrio:

- Desequilibrio estático
- Desequilibrio acoplado o cinético
- Desequilibrio dinámico
- Desequilibrio en carga

Desequilibrio estático

Se trata de una simplificación que podemos realizar en ciertos casos en los que reducimos el conjunto rotórico a un solo grado de libertad (Figura IV.6).

Lo podemos encontrar colocando el rotor en unas paralelas y dejándolo que gire por sí mismo hasta que se pare. La parte más pesada del conjunto del rotor quedará en la parte baja y la menos pesada en la parte alta del rotor.

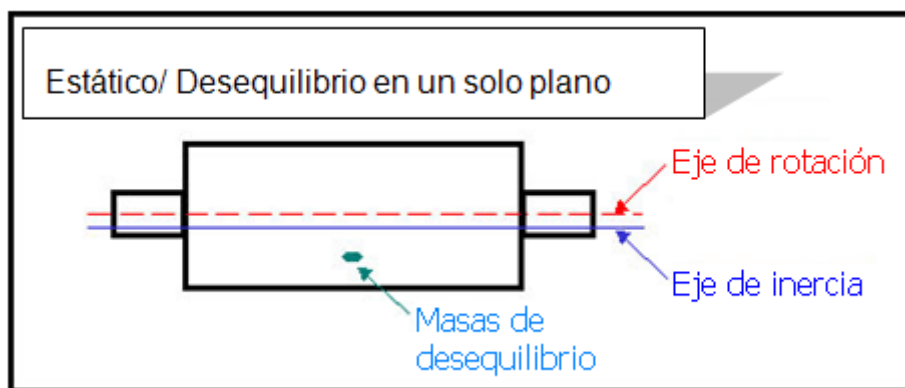


Figura IV. 6

Está provocado por una excentricidad del centro de masas que provoca una única fuerza radial desequilibradora.

Se corrige sólo en un plano axial. Es el caso de los rotores con longitudes pequeñas.

Podremos decir que hemos equilibrado correctamente cuando la resultante de las fuerzas de inercia sea nula.

Desequilibrio acoplado cinético

Donde el eje de masa intersecta al eje de giro en el centro de gravedad (Figura IV.7). Este desequilibrio no produce ninguna fuerza resultante, pero si un par de fuerzas que aumenta con la velocidad de giro. Se suele corregir en dos planos.

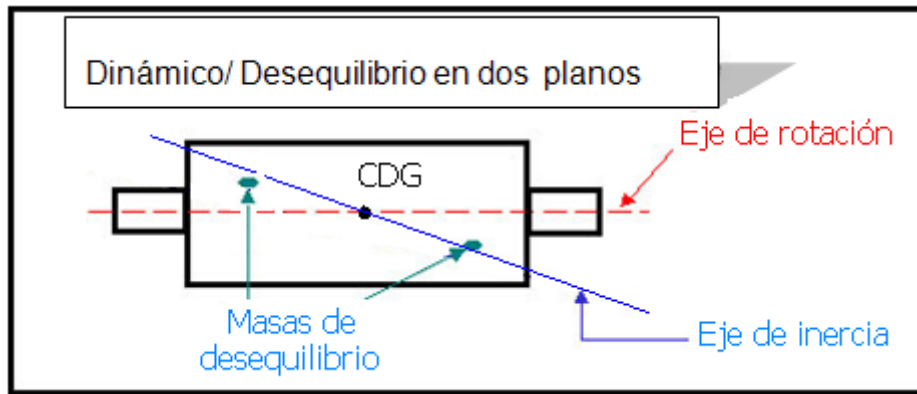


Figura IV. 7

Desequilibrio dinámico

Donde el eje de inercia no coincide con el eje rotacional. Este desequilibrio suele ser una combinación de un desequilibrio estático y un desequilibrio acoplado y se corrige en dos planos (Figura IV.8). Este desequilibrio estará corregido cuando el momento resultante de las fuerzas de inercia respecto a cualquier punto sea nulo.

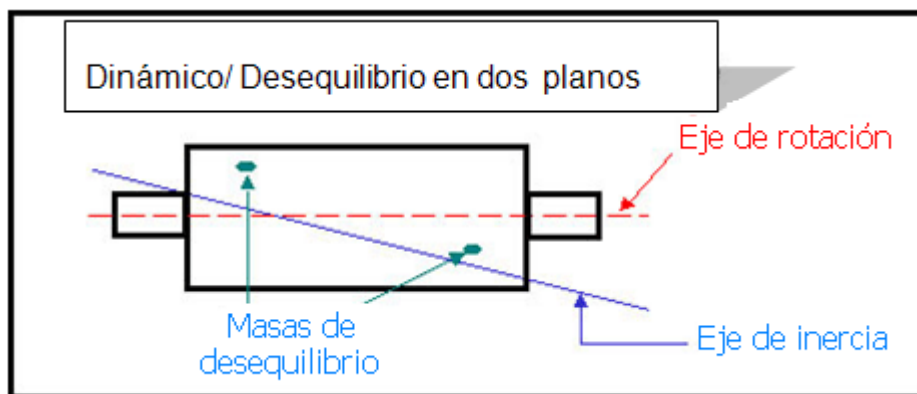


Figura IV. 8

Desequilibrio en carga

En determinadas máquinas puede darse la circunstancia que el rotor se encuentre equilibrado estática y dinámicamente cuando está funcionando en vacío, es decir, sin carga; pero, cuando este funciona con carga, debido a una distribución no uniforme de la misma se produzcan fuerzas radiales que desequilibren el sistema. En tal caso existe un desequilibrio en carga.

Por lo tanto este tipo de desequilibrio se produce como consecuencia de una distribución irregular de la carga radial sobre el rotor. Su sintomatología es idéntica a la de un desequilibrio estático o dinámico, según sea la distribución de las cargas.

Sin embargo, a diferencia de aquellos, a velocidad constante, varía de forma manifiesta con la carga, por lo que se tiene que la órbita es circular o ligeramente elíptica, pero de radio variable con la carga, aún a velocidad constante; también observamos que la forma de la onda es sinusoidal pero de amplitud variable con la carga, aún a velocidad constante.

QUÉ ES EL EQUILIBRADO

El objetivo del equilibrado es neutralizar o reducir en lo posible las perturbaciones en el bastidor de la máquina, producidas por las piezas móviles que están sometidas a aceleraciones, principalmente los elementos rotativos.

Las fuerzas de inercia en las máquinas de gran velocidad alcanzan valores elevados por lo que el problema del equilibrado es de importancia transcendental.

El desequilibrio afecta negativamente a diversas características del sistema, equilibrando estamos eliminando estos inconvenientes.

Algunos de los atributos alterados por desequilibrio son:

- La vida útil: los rodamientos, la carcasa y los fundamentos reciben la mayor carga y sufren mayor desgaste. Los elementos mal o no equilibrados suelen tener una vida bastante más corta.
- La seguridad: Las vibraciones pueden aflojar tornillos y tuercas, hasta soltar las fijaciones. Los interruptores y conexiones eléctricas pueden resultar dañados por las vibraciones. El desequilibrio puede influir negativamente en el funcionamiento correcto y seguro, incrementando el peligro para personas y máquinas.
- La calidad: Trabajando con una máquina manual a altas vibraciones el resultado no tendrá mucha precisión y el esfuerzo serán mayor.
- La competitividad: El funcionamiento suave y sin ruidos es también una señal de calidad. Las vibraciones y ruidos molestos pueden eliminarse equilibrando las piezas rotativas. De esta manera se mejora la distribución de su masa, para que actúen menores fuerzas en los apoyos.

Existen límites de equilibrio, al igual que límites de mecanización, donde el desequilibrio es aceptable.

El desequilibrio que aún queda en el rotor cuando se realiza un equilibrado “perfecto” se denomina desequilibrio residual.

Las normas nacionales e internacionales hacen referencia a los rotores. Por ejemplo, las ruedas de coche se equilibran a un límite de escala 40 y las valvulerías eléctricas pequeñas se equilibran a una escala de 2,5.

Las escalas se convierten a unidades de desequilibrio, en función de la velocidad de giro del rotor según la norma ISO 1940.

Métodos de corrección del desequilibrio

Para corregir el desequilibrio, se suele emplear la extracción del material a través de la perforación, el fresado, etc. desde la posición más gruesa en el componente.

Alternativamente, se puede corregir añadiendo material a la posición “ligera” en el componente mediante la fijación o soldadura de contrapesos para reducir el desequilibrio.

El propósito del equilibrado consiste en alterar la distribución de masas de un rotor a fin de evitar la generación de fuerzas en los soportes como resultado del movimiento de rotación.

Dicho propósito solo puede ser aproximado, ya que un cierto desequilibrio permanece siempre en el rotor.

A continuación se expone la justificación matemática de los métodos de equilibrado:

La Figura IV.9 muestra un rotor que consiste en una masa M que rota a una velocidad ω . La fuerza de desequilibrio F que se transmite al eje puede eliminarse añadiendo otra masa M igual que compense el desequilibrio.

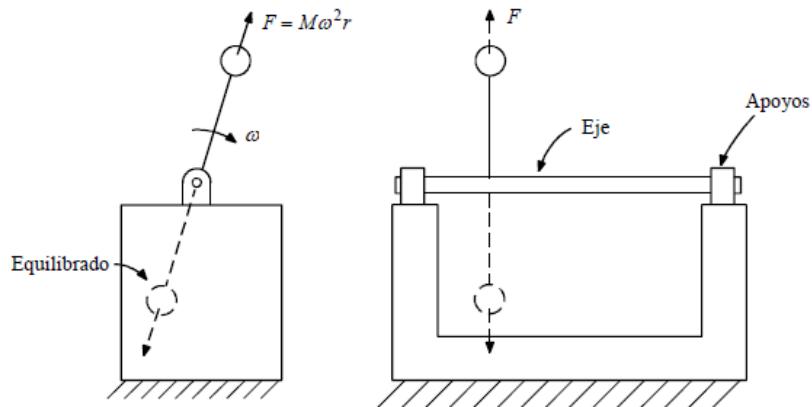


Figura IV. 9

Consideremos el rotor representado en la Figura IV.10, con dos sistemas de referencia, uno inercial xyz y otro rígidamente unido al rotor $\bar{x}\bar{y}\bar{z}$, que gira solidariamente unido a él con velocidad angular constante ω .

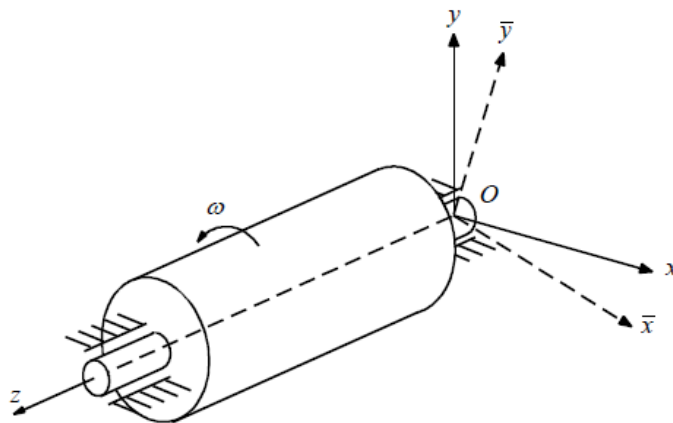


Figura IV. 10

Llamando "R" a la resultante de las reacciones en los dos apoyos podemos aplicar las ecuaciones de Newton al rotor, con lo que obtenemos:

$$\bar{R} = M\bar{a}_G = M\bar{\omega} \times \bar{\omega} \times \bar{r}_G$$

Donde a_G es la aceleración del centro de gravedad del rotor y r_G son sus coordenadas y la barra $(\bar{\quad})$ representa las coordenadas referidas al sistema de referencia del rotor.

La ecuación se puede escribir como:

$$\bar{R} = M \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \bar{x}_G \\ \bar{y}_G \\ \bar{z}_G \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M\omega^2\bar{x}_G \\ M\omega^2\bar{y}_G \\ 0 \end{pmatrix}$$

Esta ecuación muestra que las reacciones en los apoyos crecen con el cuadrado de la velocidad angular. También indican que para eliminar las reacciones dinámicas es necesario hacer que las coordenadas x_G e y_G sean nulas, es decir, que el centro de gravedad del rotor se encuentre en su eje.

Cuando un rotor satisface esta condición se dice que está estáticamente equilibrado. Llamando N al momento de reacción resultante en los apoyos respecto al punto O , podemos escribir las ecuaciones de Euler con respecto al punto O como:

$$\bar{N} = \bar{\omega} \times I_0 \bar{\omega} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega \end{pmatrix} \times \begin{bmatrix} \bar{I}_x & -\bar{I}_{xy} & -\bar{I}_{xz} \\ -\bar{I}_{xy} & \bar{I}_y & -\bar{I}_{yz} \\ -\bar{I}_{xz} & -\bar{I}_{yz} & \bar{I}_z \end{bmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \omega^2 \bar{I}_{yz} \\ -\omega^2 \bar{I}_{xz} \\ 0 \end{pmatrix}$$

Como se ve, N también crece con el cuadrado de la velocidad angular. Para que los momentos de reacción sean nulos es necesario que los productos de inercia I_{xz} e I_{yz} sean nulos.

Cuando un rotor satisface simultáneamente la condición de que su centro de gravedad esté sobre el eje y que los productos de inercia I_{xz} e I_{yz} son nulos se dice que está dinámicamente equilibrado y, en él, las reacciones en los apoyos son constantes e independientes de la velocidad de giro.

Para equilibrar dinámicamente un rotor se utilizan dos masas puntuales situadas en la periferia del rotor de radio r , cuyo cometido es anular las reacciones dinámicas producidas por el desequilibrio.

Para ilustrar gráficamente porqué son necesarias – al menos – dos masas y no basta con una, fijémonos en Figura IV.11.

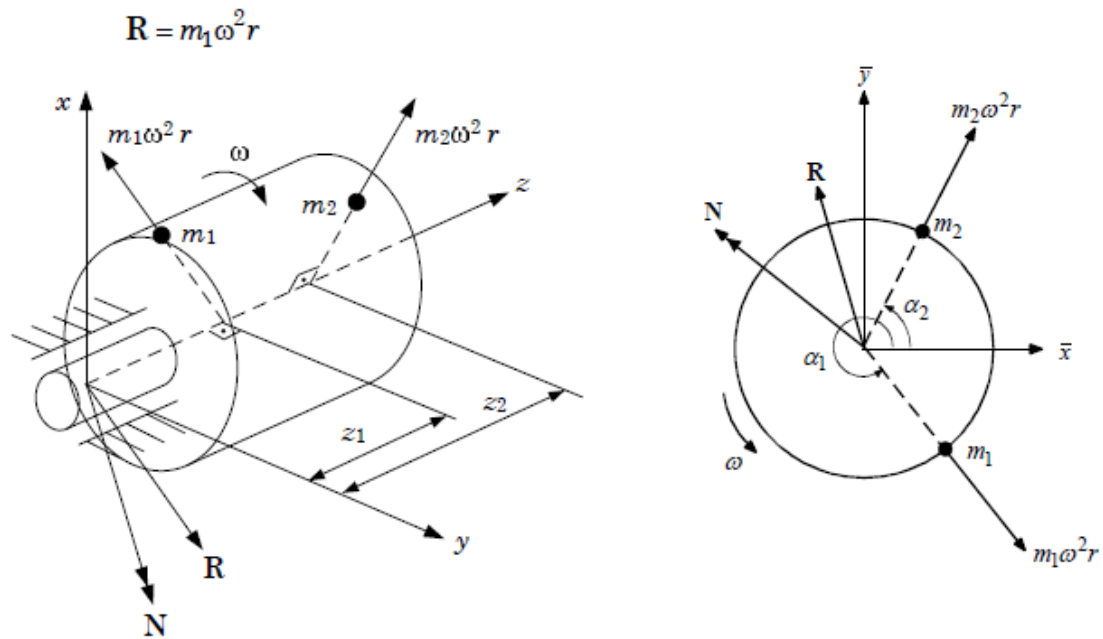


Figura IV. 11

En ella consideramos un rotor desequilibrado con un solo apoyo, sobre el que se han dibujado la fuerza R y el momento N de reacción que, como ya se ha dicho, son proporcionales al cuadrado de la velocidad angular y que giran con la misma velocidad que el rotor. Se coloca una masa m_1 en la periferia de magnitud tal que equilibre la resultante R, de modo que:

De esta forma, el rotor queda estáticamente equilibrado pues la reacción R se compensa con $m_1\omega^2 r$.

Ahora bien, además de R hay que anular N, lo que no es posible con la misma masa m_1 , pues R y N están en un plano perpendicular al eje pero, en general, en direcciones arbitrarias. Para anular ambas simultáneamente es necesario utilizar una segunda masa m_2 .

Otra forma de demostrar que son necesarias dos masas para equilibrar dinámicamente un rotor es la siguiente: para anular la reacción R hay que hacer que el centro de gravedad del rotor se sitúe sobre el eje, y para anular N hay que hacer que los productos de inercia I_{xz} e I_{yz} sean nulos.

Equilibrado de rotores

El equilibrado de rotores trata de conseguir la reducción del desequilibrio, en el menor tiempo posible, hasta los valores permisibles del desequilibrio permanente. La Relación de la Reducción del Desequilibrio (RRD) es:

$$RRD = 100 \times \frac{U_1 - U_2}{U_1} = 100 \times \left(1 - \frac{U_2}{U_1}\right) \%$$

Donde U_1 es el desequilibrio inicial y U_2 es el desequilibrio permanente después del equilibrado.

La reducción en el desequilibrio o RRD, se refiere siempre a un plano de equilibrado. A mayor eficiencia en el equilibrado, mayor RRD. En los casos favorables se pueden alcanzar valores superiores al 90%.

Los rotores rígidos se pueden equilibrar a baja velocidad, empleando únicamente la velocidad necesaria para producir una fuerza centrífuga que pueda registrar el desequilibrio.

En caso de rotores flexibles, la corrección del desequilibrio se realiza aumentando la velocidad de forma gradual realizando el equilibrado en fases hasta que se alcanza la velocidad operativa del rotor.

VALORES PERMISIBLES DEL DESEQUILIBRIO PERMANENTE EN ROTORES

El valor de desequilibrio de cada plano individual de equilibrado que se corresponde con el estado de equilibrio aceptable del rotor, se denomina “desequilibrio permanente admisible”.

Generalmente a mayor masa del rotor, mayor desequilibrio permanente admisible. Por ello es interesante determinar la relación entre el desequilibrio permanente “Uperm” y la masa “m” del rotor.

Esta relación es el desequilibrio específico admisible $e_{adm} = U_{perm}/m$ que se identifica, en el caso de desequilibrio estático, con el desplazamiento del cdg. La experiencia indica que, en general, en la construcción de máquinas, si otras circunstancias no lo exigen, se consideran admisibles vibraciones cuya aceleración no supere la décima parte de la gravedad, lo que supone descartar riesgos de fallo por fatiga.

La aceleración de la máquina como conjunto, si se considera desplazamiento libre, podría ser:

$$a = \frac{F}{m + m_a} = \frac{m}{m + m_a} e_{perm} \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \cdot n^2 \leq 0,1g$$

Donde:

“a” es la aceleración máxima de la máquina completa

“m” masa del rotor (kg.)

“m_a” masa del estator

“n” número de r.p.m. del rotor.

“e_{perm}” desequilibrio permanente.

“F” fuerza resultante debida al desequilibrio.

El desequilibrio específico admisible se obtiene cuando $a = 0.1g$:

$$e_{adm} \approx \frac{10^8}{n^2} \cdot \frac{m + m_a}{m} (\mu m)$$

El valor de e_{adm} en función de la velocidad puede leerse directamente del nomograma de la Ilustración Figura IV.12, como un valor correspondiente a la relación entre la masa del rotor y el estator.

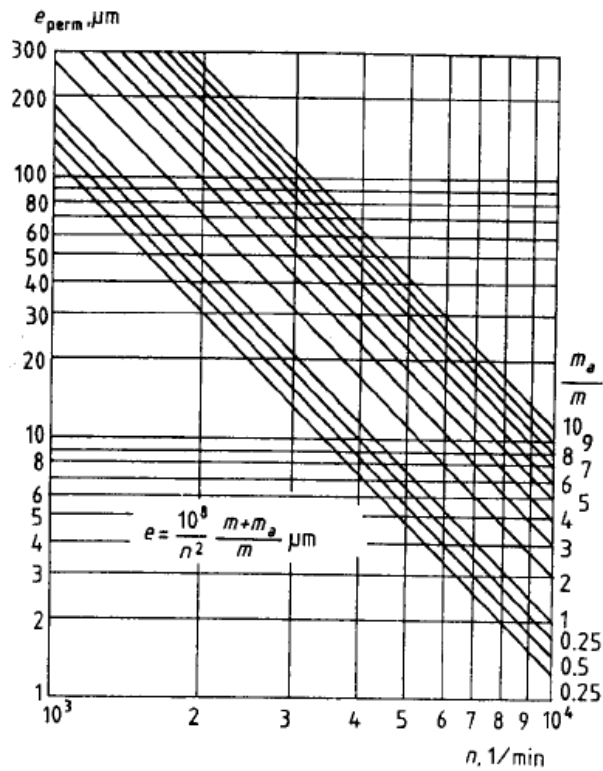


Figura IV. 12

GRADOS DE CALIDAD

La evaluación estadística de casos de daño muestra, de acuerdo con las experiencias prácticas, que el desequilibrio específico admisible en rotores idénticos es inversamente proporcional a la velocidad. Por tanto, se puede escribir:

$$e_{adm} \cdot n = constante \text{ ó } e_{adm} \cdot \omega = constante = G$$

“n” es la velocidad del cdg, generalmente en rpm y “ω” expresada en rad/s.

La recomendación ISO 1940 “Calidad de equilibrado de cuerpos rígidos de rotación”, se fundamenta en el principio expuesto.

Q 630	Cigüeñal de motores de dos tiempos montados en cojinetes rígidos.
Q 250	Cigüeñal de motores grandes de cuatro tiempos, montados en cojinetes rígidos y cigüeñales de motores Diésel marinos en cojinetes elásticos.
Q 100	Cigüeñales de motores rápidos Diésel de cuatro cilindros, montados en cojinetes rígidos.

Q 40	Llantas y ruedas de automóviles. Cigüeñales en cojinetes rígidos de motores rápidos de 6 cilindros. Motores de locomotoras, turismos y camiones.
Q 16	Ejes articulados, transmisiones. Cigüeñales de motores de cuatro tiempos, en cojinetes rígidos, de 6 o más cilindros y cigüeñales de locomotoras, turismos y camiones.
Q 6.3	Ejes articulados especiales, rotores de motores eléctricos, piezas rotatorias de máquinas herramientas, tambores centrífugos, ventiladores, volantes. Piezas sueltas de cigüeñales de motores de locomotoras, turismo y camión. Cigüeñales de motores especiales de 6 o más cilindros.
Q 2.5	Turbogeneradores, rotores de motores pequeños, motores eléctricos especiales, turbinas de vapor y gas, ventiladores, ejes de máquinas herramientas. Piezas sueltas de cigüeñales especiales
Q 1 precisión	Accionamientos de rectificadoras, rotores de motores pequeños especiales, turbopropulsores, Accionamientos de magnetófonos y vídeos.
Q 0,4 alta precisión	Rotores para rectificadoras de alta precisión, ejes de discos y rodetes.

Tabla IV. 1

Cualquier valor del producto $eadm \cdot \omega$ puede calcularse. Por motivos de sencillez la norma específica una serie de números con el factor de multiplicación 2,5.

Los grados de calidad individual se designan por la letra G y el valor numérico del producto. Cada grado de calidad G consiste en un rango cuyos límites inferior y superior son respectivamente 0 y $eadm$. La Tabla IV.1 recoge los límites superiores de los desequilibrios específicos permitidos, en relación con la máxima velocidad de trabajo.

El verdadero problema en el equilibrado de corrección consiste en detectar y medir el desequilibrio (magnitud y posición angular y radial) existente en el rotor.

Este problema lo resuelven las máquinas equilibradoras y los procedimientos establecidos para corregir los rotores desequilibrados "in situ".

Las máquinas de equilibrar se utilizan cuando se trata principalmente de piezas fabricadas en serie o para rotores que puedan ser colocados en las máquinas.

El equilibrado "in situ" es necesario para rotores muy grandes y para rotores, que aunque ya hayan sido equilibrados en fábrica, resulta necesario volverlos a equilibrar en su ubicación de

trabajo debido a ligeras deformaciones sufridas durante el transporte, o a altas temperaturas de operación, al desgaste, etc.

Los diferentes métodos de equilibrado se apoyan en dos fenómenos:

La medida de las vibraciones producidas por el desequilibrio sobre los apoyos.

La medida de la flexibilidad del rotor durante el movimiento de cabeceo.

Si el equilibrado se realiza en un plano, estamos ante el equilibrado estático de rotores cortos. Se aplica para el caso de grandes ruedas, volantes, ventiladores, etc.

Existen varios métodos para el equilibrado de rotores cortos. Aquí se van a exponer el de medida del ángulo de fase, el método aproximado del triple punto y el método mediante analizador portátil.

Tanto si se efectúa una operación de equilibrado mediante una máquina equilibradora o si se realiza "in situ", la correspondiente corrección se puede hacer en uno, dos o más planos.

La decisión de la cantidad de planos a equilibrar es, normalmente, función de la relación de longitud (L) y el diámetro (D) del elemento a equilibrar.

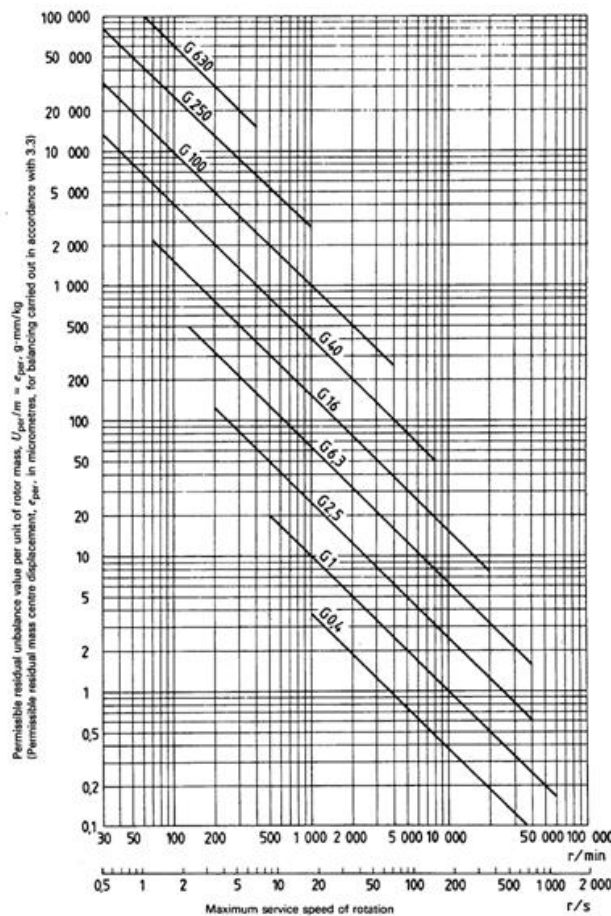


Figura IV. 13 - Desequilibrio permanente específico en relación a la velocidad de trabajo

Como se sabe, en el caso -más simple- de un disco con un punto pesado “P”, si colocamos un peso igual a P denominado “P’” en un punto diametralmente opuesto, el disco quedará equilibrado tanto estática como dinámicamente.

Si se trata de un cilindro con el mismo defecto, si colocamos un peso “P’” para compensar el anterior será muy difícil que P y P’ sean diametralmente opuestos, por lo que el rotor, aunque estará equilibrado estáticamente, no lo estará dinámicamente, al aparecer un par de fuerzas actuando en planos diferentes.

En la realidad industrial, el equilibrado en un plano se realiza escasamente, mientras que normalmente es el de dos planos el de más amplia aplicación. En la Tabla 3-II se pueden ver los métodos de equilibrado que normalmente se utilizan, en función de las características geométricas del conjunto rotórico.

L/D	1 Plano	2 Planos	Multiplano
<0.5	0-1000 rpm	>1000 rpm	-
0.5<<2	0-150 rpm	150-2000 rpm ó <70% de crítica	>2000 rpm ó >70% de crítica
>2	0-100 rpm	>100 rpm hasta 70% de crítica	>70% de crítica

Tabla IV. 2

MÉTODOS DE EQUILIBRADO ESTÁTICO

EQUILIBRADO “IN SITU” DE ROTORES CORTOS EN UN PLANO POR EL MÉTODO DE MEDIDA DEL ÁNGULO DE FASE

Analizando las expresiones que daban la amplitud y el desfase de la vibración producida en el rotor, se puede deducir que para una velocidad de giro del rotor ω_r constante, la amplitud de la vibración es, aproximadamente, proporcional al desequilibrio, es decir:

- $X \approx C \cdot m \cdot e_0$ donde C: constante de proporcionalidad desconocida
- Y el desfase ϕ entre la fuerza excitadora y la dirección de la vibración, es aproximadamente constante.

Para ilustrar el método, se utilizará el rotor de la Figura IV.14 formado por un eje de 10 mm de diámetro, de masa despreciable, con una distancia entre apoyos de L mm y un disco de 800 gramos de masa situado a mm del apoyo izquierdo.

El disco tiene definida la posición radial donde se colocarán las masas necesarias para realizar el proceso de equilibrado, a un radio de 30 mm, mediante una serie de orificios cada 22,5°, con su posición angular marcada.

Como la posición radial va a permanecer constante durante todo el proceso, sólo se tendrá en cuenta la masa como magnitud del desequilibrio.

La vibración se puede medir mediante un sensor de proximidad alineado con el eje X (posición horizontal), que detectará la flexibilidad del rotor durante el movimiento de cabeceo y que enviará la señal a un osciloscopio (o a un analizador de vibraciones).

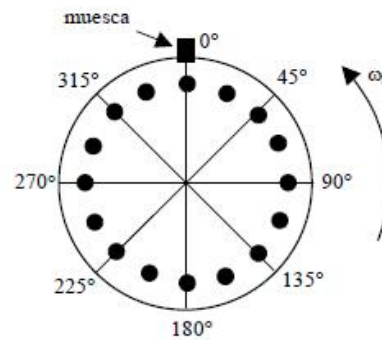
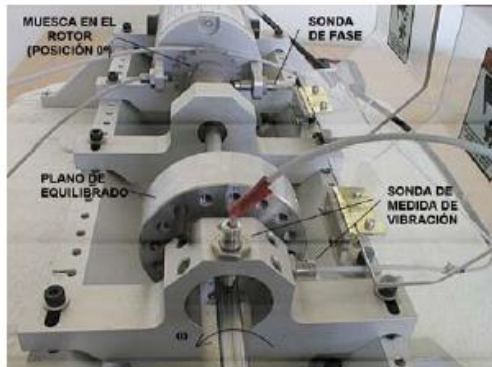


Figura IV. 14

Para medir los desfases angulares se puede utilizar una lámpara estroboscópica, un fasómetro o se dispone una simple muesca en el eje a equilibrar (en este caso en el acoplamiento) enfrentada a otra sonda de proximidad, también sobre el eje X, que detecta la muesca en forma de picos de tensión en la señal cada vez que pasa delante de él en cada vuelta del rotor, de manera que su señal servirá como referencia de ángulos.

Para facilitar el trabajo, la muesca coincide con la posición de 0° del disco de equilibrado.

El proceso de equilibrado requiere de arranques/paradas del rotor hasta alcanzar la velocidad de equilibrado, que generalmente es la velocidad de régimen.

Una vez que se dispone de todo el equipo se procede al equilibrado. Se busca conocer la masa necesaria para equilibrar m_{deseq} y la posición angular δ donde hay que colocarla.

- En el primer ensayo se mide la amplitud máxima de vibración y su desfase con respecto a la muesca, (¡ojo, que no es ϕ !) debido al desequilibrio inicial del rotor, obteniéndose su módulo y argumento,

$$X_{desequilibrio} \angle \theta_{desequilibrio}$$

Según la aproximación vista anteriormente, se cumple:

$$X_{desequilibrio} \angle \theta_{desequilibrio} = C \cdot m_{desequilibrio} \angle \delta$$

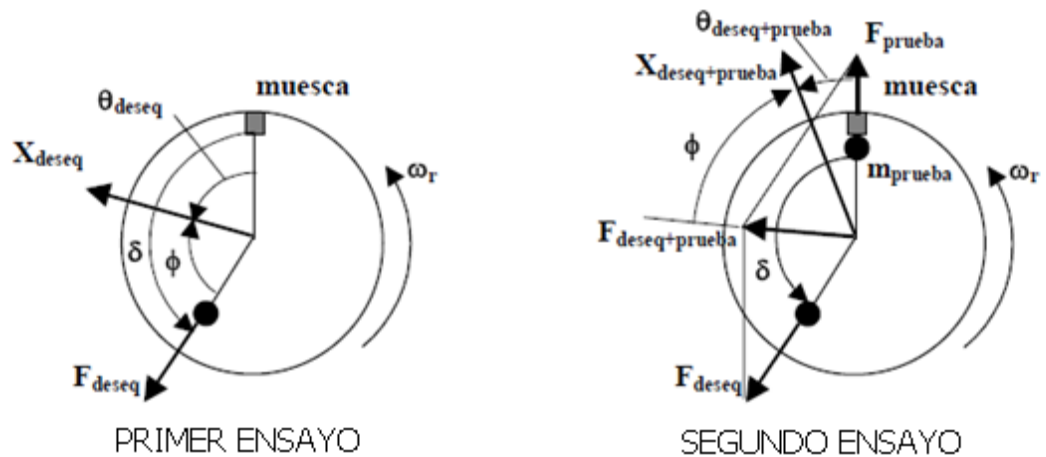


Figura IV. 15

- Como en esta ecuación tenemos 2 incógnitas, se necesita otra ecuación.

Para conseguirla se realiza un segundo ensayo colocando una masa de prueba m_{prueba} conocida en una posición radial y angular conocida α (resulta cómodo colocarla en la posición de 0° con respecto a la muesca).

Esto proporciona una nueva amplitud máxima de vibración y un nuevo desfase con respecto a la muesca:

$$X_{deseq+prueba} \angle \theta_{deseq+prueba},$$

que será debido al desequilibrio previo existente y desconocido y al desequilibrio introducido y que cumplirá aproximadamente:

$$X_{deseq+prueba} \angle \theta_{deseq+prueba} = C \cdot (m_{prueba} \angle \alpha + m_{desequilibrio} \angle \delta)$$

De esta forma se tienen 2 ecuaciones y 2 incógnitas, de las que se puede despejar la masa que origina el desequilibrio y su posición angular con respecto a la muesca, $m_{desequilibrio} \angle \delta$:

$$m_{desequilibrio} \angle \delta = \frac{X_{desequilibrio} \angle \theta_{desequilibrio}}{X_{deseq+prueba} \angle \theta_{deseq+prueba} - X_{desequilibrio} \angle \theta_{desequilibrio}} \cdot m_{prueba} \angle \alpha$$

El módulo de este valor será el valor de la masa desequilibrada, mientras su argumento indicará la dirección de desequilibrio.

Para equilibrar el rotor bastará colocar, desfasada 180° con la dirección de desequilibrio, una masa de igual valor que la desequilibradora, en la misma posición radial en que se colocó la masa de prueba.

El método también se podía haber resuelto gráficamente:

Una vez realizadas los dos ensayos, y anotados los valores anteriores, se puede hacer el diagrama vectorial de la Figura IV.16.

- Se lleva el vector complejo:

$$X_{\text{desequilibrio}} \angle \theta_{\text{desequilibrio}} = X_D$$

A partir de un polo O y un origen de ángulos.

- Desde el mismo polo, se lleva el vector complejo:

$$X_{\text{deseq+prueba}} \angle \theta_{\text{deseq+prueba}} = X_{D+P}$$

El vector complejo diferencia será debido al desequilibrio introducido con la masa de prueba y valdrá:

$$X_P = X_{D+P} - X_D$$

- Su módulo puede medirse directamente en el dibujo, o hallarse por la expresión:

$$X_P = \sqrt{X_D^2 + X_{D+P}^2 - 2X_D X_{D+P} \cos \theta_p}$$

X_P forma con el desequilibrio original D_X un ángulo δ que también puede hallarse gráficamente o con la expresión:

$$\delta = \arccos\left(\frac{X_D^2 + X_P^2 - X_{D+P}^2}{2X_D X_P}\right)$$

Este ángulo es también el que tienen que formar los propios desequilibrios inicial y el creado por la masa de prueba.

Así, la posición del desequilibrio inicial tiene este ángulo respecto de la posición de la masa de prueba (que en el ejemplo es coincidente con la de la muesca), en el sentido que indique el diagrama.

La Figura IV.16 indica que la posición angular donde hay que colocar la masa compensadora del desequilibrio inicial, está a $(180^\circ - \delta)$, medidos en sentido anti-horario respecto de la posición angular donde se colocó la masa de prueba.

- Para hallar el valor de la masa de desequilibrio, utilizamos la proporcionalidad entre equilibrio y vibración, pudiendo escribirse:

$$\frac{m_D r_D}{X_D} = \frac{m_P r_P}{X_P}$$

Como X_D y X_P son magnitudes conocidas en el gráfico, y $m_P r_P$ es un valor conocido, puede calcularse el valor del desequilibrio inicial $m_D r_D$.

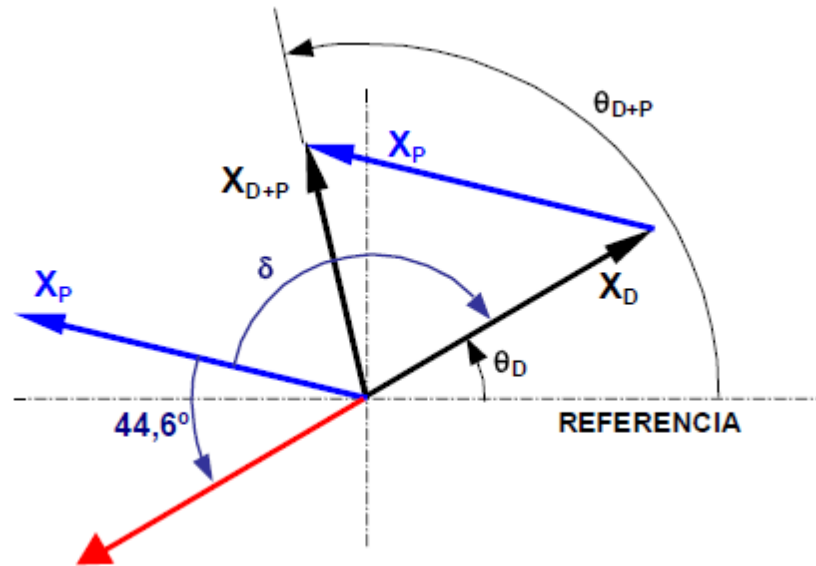


Figura IV. 16

En la Figura IV.17 se muestra un nivel universal, tal y como se suele montar sobre la plataforma de la máquina para equilibrar. Los números de la periferia son grados y las distancias radiales están calibradas en unidades proporcionales a onzas pulgadas. Una burbuja, que se muestra en el centro se mueve con el desequilibrio e indica tanto la ubicación como la magnitud de la corrección que es necesario introducir.

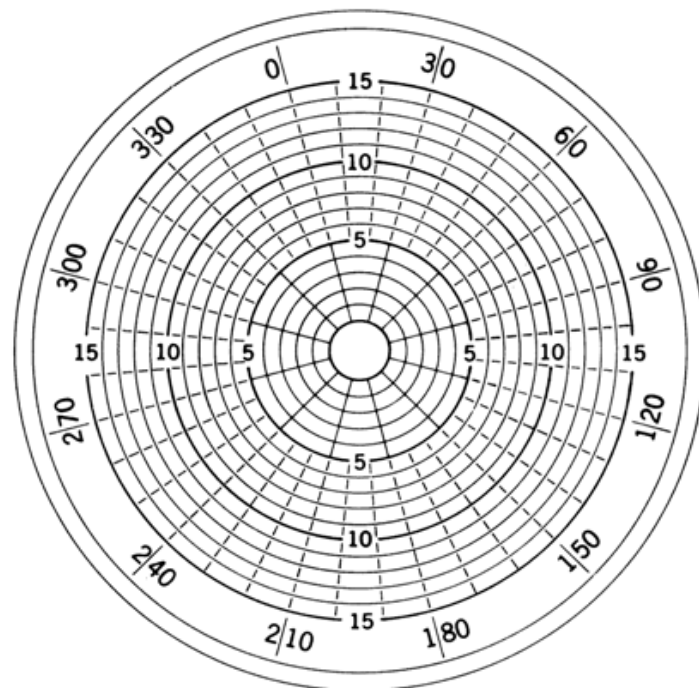


Figura IV. 17

Las etapas para realizar el equilibrado mediante este método son las siguientes:

1. Arrancar la máquina y cuando el rotor ha alcanzado su velocidad de régimen, medir V_0 , la velocidad de vibración del cojinete en la dirección normal a su eje, o bien su amplitud de vibración a_0 .
2. Marcar los números 1, 2 y 3, a 120° de separación en una superficie frontal del rotor.
3. Para las medidas siguientes se necesita una masa de prueba de magnitud conocida.
4. Situar la masa de prueba en la posición 1 del rotor, con el radio adoptado. arrancar la máquina y medir la amplitud V_1 de la velocidad de vibración en el armazón o bastidor de la máquina.
5. Recolocarla masa en la posición 2 y medir V_2 .
6. Medir V_3 con la masa reubicada en la posición 3.
7. Registrar, con una escala adecuada, los valores medidos V_1 , V_2 y V_3 en un sistema de coordenadas de tres ejes a 120° numerados idénticamente en el sentido de rotación de la numeración del rotor. Construir a continuación el centro del círculo que pasa por los extremos de los tres vectores. Uniendo el origen O del sistema de coordenadas con el punto A podemos determinar la dirección del desequilibrio, siendo su sentido de O a A. Señalar esta dirección en el rotor.
8. Ahora debemos determinar la magnitud del desequilibrio. Para ello eliminar una masa conocida de material en la dirección del desequilibrio o añadir una masa de valor conocido en el lado opuesto (180°) del rotor, (en nuestro caso añadimos una masa a 180° del desequilibrio, sentido de A a O). Esta masa no debería ser superior a la masa de prueba calculada en el paso A continuación arrancar la máquina otra vez y después de alcanzar su velocidad de régimen medir la vibración V_4 en el apoyo.
9. La magnitud del desequilibrio y la masa necesaria para el equilibrado puede calcularse a partir de la medida por medio de la relación:

$$m = V_0 \cdot \frac{m_{p4}}{V_0 - V_4}$$

o, si se mide la amplitud de la vibración,

$$m = V_0 \cdot \frac{a_0}{a_0 - a_4}$$

donde:

m es la masa para el equilibrado (g) m_{p4} es la masa situada en la etapa 8 en la dirección del desequilibrio.

La masa calculada en la etapa 9 es eliminada en la dirección determinada en el paso 7, en sentido de O a A, en el radio seleccionado, o es añadida en el rotor en el sentido de A a O.

Datos:

n°	α	Observaciones	Etapa 1	m	θ	Etapa 2	m	θ	Etapa 3	m	θ
0		Deseq. inicial V_0	V_0			V_0			V_0		
1	0°	m p= (gramos)	V_1			V_1			V_1		
2	120°	m p= (gramos)	V_2			V_2			V_2		
3	240°	m p= (gramos)	V_3			V_3			V_3		
4		m p= (gramos)	V_4			V_4			V_4		

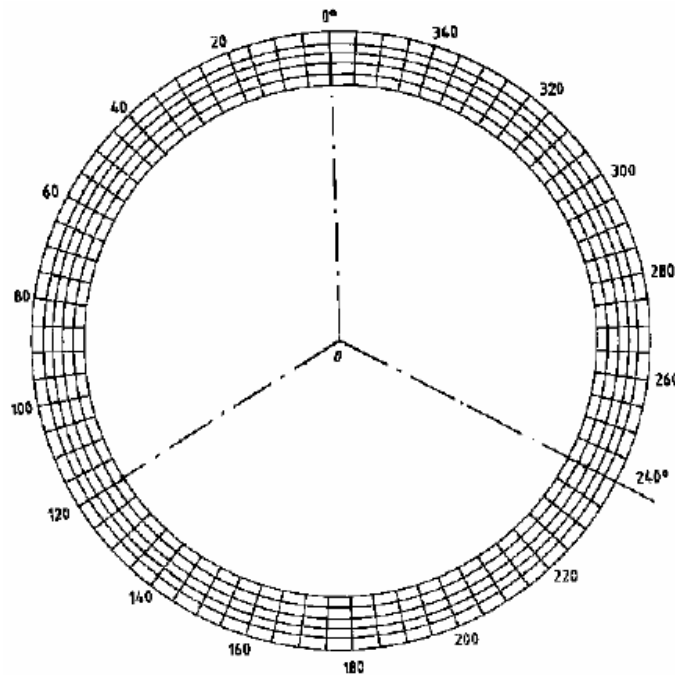


Figura IV. 18 – Tabla y gráfico de tres coordenadas empleadas para realizar el equilibrado con el triple punto

MÉTODOS DE EQUILIBRADO DINÁMICO

El propósito del equilibrado dinámico es medir el par desequilibrado y agregar un nuevo par en dirección opuesta y de la misma magnitud.

Este nuevo par se introduce mediante la adición de masas en dos planos de corrección preseleccionados, o bien, la eliminación de masas (haciendo perforaciones) en dichos dos planos.

En general, el rotor tendrá desequilibrio tanto estático como dinámico y, en consecuencia, las masas de corrección, su ubicación radial o ambas cosas no serán las mismas para los dos planos de corrección. Esto significa también que la separación angular de las masas de corrección en dos planos rara vez será de 180° . Por consiguiente, para equilibrar dinámicamente un rotor, se debe medir la magnitud y ubicación angular de la masa de corrección para cada uno de los dos planos de corrección.

Pueden señalarse tres métodos de uso general en la determinación de las correcciones para el equilibrado dinámico en dos planos que son:

- Bastidor basculante.
- Punto nodal.
- Compensación mecánica.

BASTIDOR BASCULANTE

En la Figura IV.19 podemos ver un rotor a equilibrar montado sobre unos rodillos de soporte que están sujetos a un bastidor basculante.

Elegimos los planos de corrección que se harán coincidir con los pivotes. Nunca estarán los dos pivotes trabajando.

Primero se libera un pivote y se hace girar el rotor. Se miden la magnitud y el ángulo de ubicación de la corrección. Luego se hace lo mismo pero liberando el otro pivote, ya que a las medidas no afectan los momentos en el plano del pivote fijo. Por tanto, los equilibrios medidos con el pivote derecho fijo serán corregidos en el plano de corrección de la izquierda y viceversa.

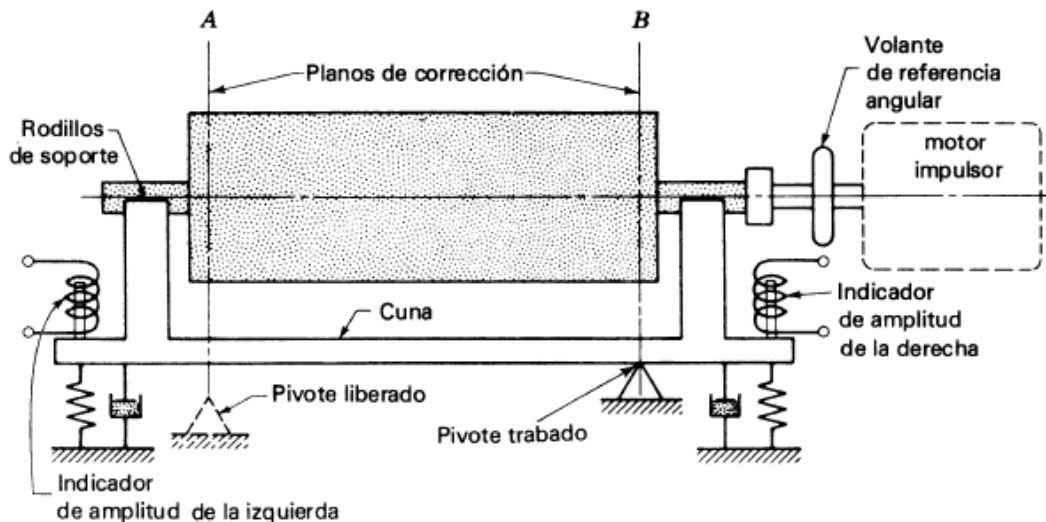


Figura IV. 19 - Equilibrado dinámico. Método del bastidor basculante

PUNTO NODAL

Este método consiste en encontrar el punto de vibración cero. Para ello colocamos el rotor a equilibrar sobre cojinetes a un soporte conocido como barra nodal (Figura IV.20).

Suponemos que el eje está equilibrado en el plano de corrección de la izquierda pero existe un desequilibrio en el de la derecha. Si se hace girar el rotor se produce una vibración del conjunto y la barra nodal gira en torno a algún punto.

Para saber cuál es ese punto deslizamos un reloj comparador sobre la barra nodal y vemos cuando el movimiento es cero. Ese punto será el punto nodal o nulo. Debemos recordar que hemos supuesto al principio que no existía desequilibrio en el plano de corrección de la izquierda.

Por tanto, si existiera la magnitud del desequilibrio la marcaría el reloj comparador situado en el punto nodal calculado anteriormente independientemente del desequilibrio que existiera en el plano de la derecha.

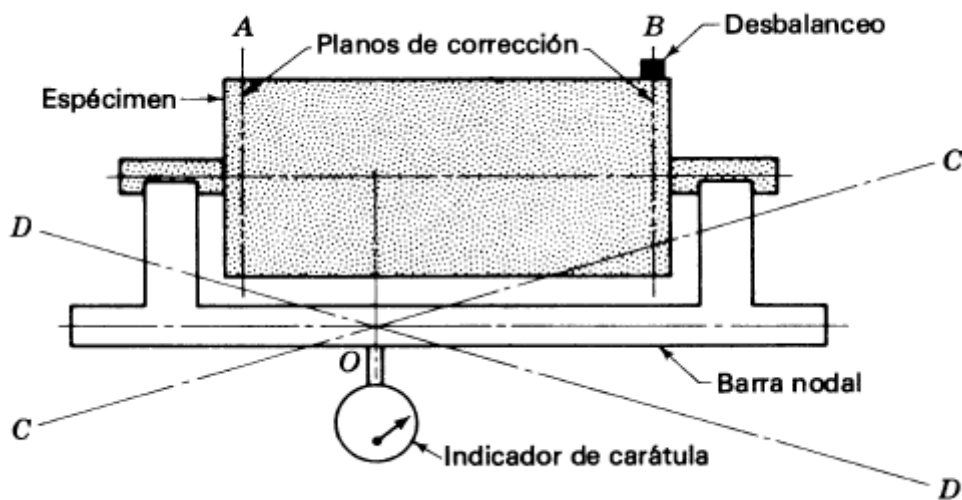


Figura IV. 20 - Método del punto nodal

COMPENSACIÓN MECÁNICA

Un rotor desequilibrado situado en una máquina de equilibrado desarrolla una vibración al girar. Se pueden introducir en la máquina de equilibrar contrafuerzas en cada plano de corrección que equilibren exactamente las fuerzas que provocan la vibración. El resultado de introducir estas fuerzas será un rotor que funciona con suavidad. Al detenerse, se miden la ubicación y magnitud de la contrafuerza, para obtener la corrección exacta que se requiere. Este método recibe el nombre de compensación mecánica (Figura IV.21).

Cuando se utiliza la compensación mecánica, no importa la velocidad del rotor durante el equilibrado debido a que estará calibrando para todas las velocidades.

El rotor se puede impulsar con una correa, una articulación universal, o se puede auto-impulsar si es por ejemplo, un motor.

Para hallar la magnitud y la dirección de las fuerzas que crean el desequilibrio fijamos al rotor dos masas (m) que giren solidarias con éste. Estas masas podrán distanciarse un ángulo $\beta/2$ cada una con respecto al eje común.

Por medio de dos controles obtendremos la magnitud y el desfase angular del desequilibrio M :

- Control de magnitud:

Variando el ángulo β obtendremos la magnitud del desequilibrio. Obsérvese que si $\beta=0^\circ$ la fuerza que crean las masas compensadoras es máxima, mientras que si $\beta=180^\circ$ ambas se contrarrestan y la única fuerza que queda en el rotor es la del desequilibrio.

- Control de ubicación:

La posición angular de los pesos compensadores con respecto al desequilibrio, dada por α , nos permitirá hallar la dirección en la que actúa la descompensación, es decir, el desfase angular del desequilibrio.

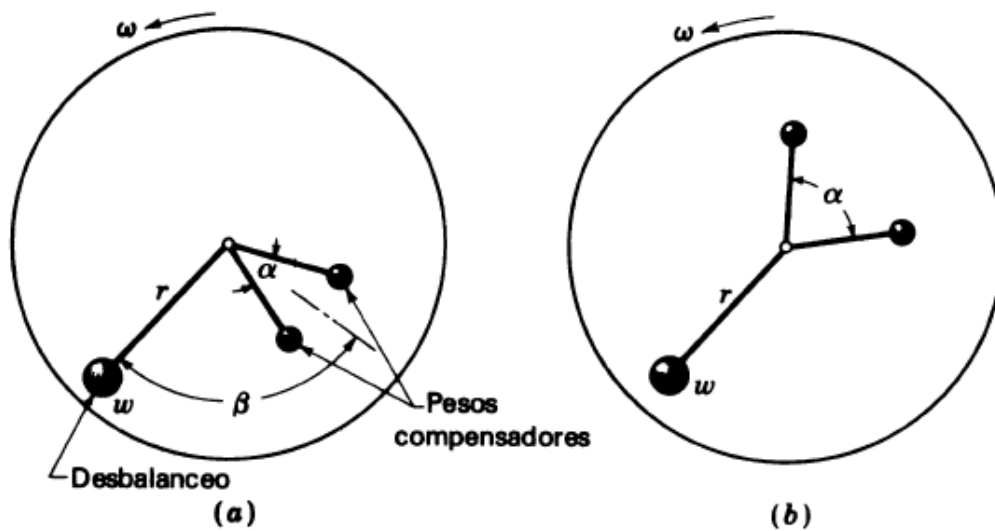


Figura IV. 21 - Método de compensación mecánica: (a) La posición de los compensadores aumenta la vibración. (b) Sistema compensado

EQUILIBRADO DE HÉLICES

IMPORTANCIA DEL EQUILIBRADO DE LA HÉLICE

En cualquier embarcación es esencial que la hélice se encuentre equilibrada para una navegación idónea.

Si no está dentro de ciertas tolerancias mínimas, cuando el motor gira se producen los fenómenos explicados en la primera parte del capítulo. Estos se traducen en efectos negativos para la embarcación como pueden ser:

- Aparición de vibraciones y ruidos por todo el buque.
- Deriva del barco.
- Disminución del rendimiento del motor.
- Mayor consumo de combustible.
- Daño en las diferentes partes del motor.

Por todo ello observamos que es muy importante mantener un control continuado sobre el estado de la hélice como mantenimiento y actuar de inmediato después de producirse un hecho capaz de provocar desequilibrio en ésta, como puede ser el impacto con algún cuerpo extraño durante la navegación, la erosión de la pala debida a la aparición de cavitación, etc.

PROCEDIMIENTO DE EQUILIBRADO DE LA HÉLICE

Los pasos a seguir para equilibrar correctamente una hélice marina son los siguientes:

Paso 1 - Equilibrado dimensional (En paso y forma)

El primer paso es equilibrar la hélice dimensionalmente, consiste en asegurarse de que todas las aspas son del mismo tamaño. Esto favorecerá que la carga en el motor sea constante, con lo que evitamos la aparición de vibraciones.

Paso 2 - Afilado de las aspas

Para mejorar la circulación del agua y disminuir las pérdidas de energía por rozamiento.

Paso 3 - Equilibrado de masas

Equilibrar es el último paso en la reparación física antes de aplicar el acabado superficial. Es el más complicado y el que más afecta al rendimiento de la hélice.

Hay cuatro tipos básicos de desequilibrio: estático, cinético, dinámico y en carga, como hemos explicado anteriormente.

El desequilibrio estático se comprueba por gravedad. Si la hélice se coloca entre los centros en los rodillos de fricción la parte más pesada irá a la parte más baja de inmediato. Esto se corrige mediante la adición o eliminación de peso de la hélice.

El equilibrado estático de una hélice es muy importante y no es demasiado difícil de lograr.

El desequilibrio dinámico está causado por dos fuerzas en dos planos separados. Si se colocan los pesos a 180 grados uno del otro la hélice estará equilibrada tanto estática como cinéticamente. Sin embargo, al girar la hélice a una velocidad apreciable cada peso causaría su propia fuerza centrífuga en planos separados. Esto causaría un movimiento de balanceo.

Los buques que operen con mayor precisión mediante hélices de clase 1 o de clase S ISO 484 / 2 además de estática y cinéticamente, deben ser equilibrados dinámicamente mediante el método ISO 1940 con tolerancia de equilibrado G2.5.

Paso 4 - Acabado superficial

Se aplica un pulido la superficie de la hélice para dejar una superficie lisa y cortar mejor el agua. Con esto reducimos las pérdidas de energía por rozamiento.

NORMA ISO

A continuación se describirá el proceso a seguir sujeto a los rangos de tolerancia definidos en la norma ISO 484/1.

Introducción

Para la fabricación de la hélice se puede emplear libremente cualquier equipo y método que permitan lograr las tolerancias requeridas. En lo sucesivo, se describirán los métodos empleados para comprobar las tolerancias de fabricación de hélices de diámetros superiores a 2,50 m tanto de paso fijo como de paso variable.

Métodos de medida del paso

Este método consiste en disponer a lo largo de una línea helicoidal de radio r , una cierta longitud PQ correspondiente al ángulo deseado α y medir la diferencia de alturas, h , de los puntos P y Q respecto a un plano de referencia (Figura IV.22).

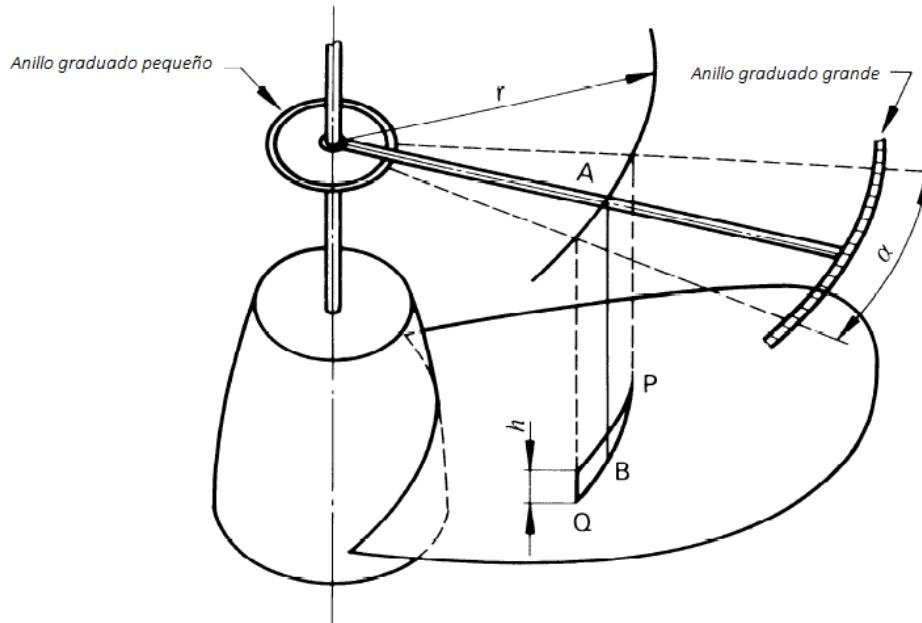


Figura IV. 22

La distancia PQ se establecerá por uno de los siguientes métodos:

- Mediante sensores
- Mediante un anillo graduado: la longitud PQ se establece mediante el ángulo α en una parte del anillo graduado del radio adecuado (ver Figura IV.22).

Métodos de medida del espesor de la sección

El espesor de una sección cilíndrica en el punto S se medirá a lo largo de la dirección SV (ver Figura IV.23) en el plano tangente al cilindro coaxial y perpendicular a la línea de paso de la cara de presión de la sección (y sólo a lo largo de la dirección SU perpendicular a la superficie de la cara de presión o la dirección ST paralela al eje de la hélice cuando se define de esta manera en los esquemas).

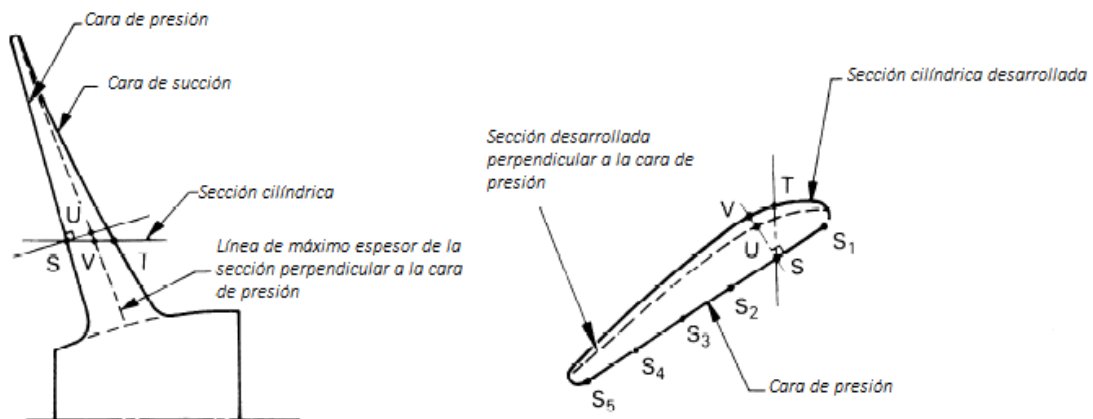


Figura IV. 23

El espesor máximo para cada radio se determina mediante un par de calibres exteriores o a partir del perfil obtenido representando el espesor en varios puntos, S, S₁, S₂, S₃, etc.

Para comprobar los bordes de ataque y de salida, se pueden utilizar plantillas, que se calcularán a lo largo de una línea recta o paralelo al paso y al radio de la sección de ensayo. La longitud de la plantilla deberá ser, como mínimo, un 15% de la longitud de la sección con un mínimo de 125 mm.

Se comprobarán los bordes de ataque y salida con plantillas para clases S y I (ver Tabla IV.3). Para el resto, la comprobación se puede realizar por petición especial en el momento del pedido.

Niveles de precisión

La categoría de fabricación será elección del cliente. La Tabla IV.3 puede emplearse como guía

<u>Clase</u>	<u>Precisión de fabricación</u>
S	Muy alta precisión
I	Alta precisión
II	Precisión media
III	Tolerancias amplias

Tabla IV. 3 – Categorías según la precisión de fabricación

para dicha elección.

Tolerancias para el paso

Tipo de paso	Clase			
	S	I	II	III
a) Paso local	± 1,5 %	± 2 %	± 3 %	-
b) Paso principal de cada radio de cada pala	± 1 %	± 1,5 %	± 2 %	± 5 %
c) Paso principal por pala	± 0,75 %	± 1 %	± 1,5 %	± 4 %
d) Paso principal para la helice	± 0,5 %	± 0,75 %	± 1 %	± 3 %

Tabla IV. 4 - Tolerancias para el paso

NOTA – Las tolerancias recogidas en la Tabla IV.4 se expresan como porcentaje del paso de diseño correspondiente al radio en los casos a) y b), y al paso principal en los casos c) y d).

El paso debe ser medido, al menos, en los radios indicados en la Tabla IV.5. Se medirán en otros radios según acuerdo entre las distintas partes interesadas.

Clase	Radios
S e I	Las sección contigua al núcleo – 0,4R – 0,5R – 0,6R – 0,7R – 0,8R – 0,9R – 0,95R
II	Las sección contigua al núcleo – 0,5R – 0,6R – 0,7R – 0,8R – 0,9R
III	Las sección contigua al núcleo – 0,5R – 0,7R – 0,9R

Tabla IV. 5 - Radios en los que se toma lectura del paso

La medida de pasos locales para las clases S e I se describirá más adelante.

Las tolerancias para el paso local y para el paso principal de cada radio de cada pala dadas en la Tabla IV.4 a) y b) se aumentan en un 50% para las secciones 0,4R o inferiores.

Si el fabricante de la hélice quisiera compensar cualquier error en el paso (dentro o fuera de las tolerancias tabuladas) mediante una modificación del diámetro de la hélice, solo podrá hacerlo con el consentimiento del cliente.

El paso de diseño es el paso de la línea de referencia como se define a continuación:

La línea de paso de diseño de una sección es una línea de referencia helicoidal para la sección en cuestión para la cual se dan las ordenadas de la sección para la cara anterior y posterior.

Puede ser la línea que une la nariz y cola de la sección o cualquier otra línea helicoidal convenientemente situada.

El paso local en el punto B (figura 1) se determina midiendo la diferencia de alturas entre dos puntos P y Q situados equidistantes de B en cada cara ($BP = BQ$) y multiplicando la diferencia de altura por $360/\alpha$. Esto se comparará con el paso local calculado a partir de las ordenadas de la cara para los mismos puntos.

La distancia entre cualesquiera dos puntos tomados para la medida del paso local puede oscilar entre 100mm y 40mm. La medida del paso se debe realizar cerca del borde de ataque y deberá haber, al menos, dos medidas intermedias. Las medidas de paso deberán ser, en la medida de lo posible, consecutivas.

El paso por radio y por pala se determina en cada radio multiplicando la diferencia en altura entre los puntos extremos de medida por $360/\alpha$.

Se define el paso medio por pala como la media aritmética de los pasos por radio para la pala en cuestión.

Se define el paso medio de la hélice como la media aritmética de los pasos medios por pala.

Tolerancias en el radio extremo de la hélice

En la Tabla IV.6 se expresan las tolerancias como porcentaje del radio de la hélice. Estas tolerancias pueden requerir una reducción en hélices con tobera.

Descripción	Clase			
	S	I	II	III
Tolerancia	±0,2%	±0,3%	±0,4%	±0,5%

Tabla IV. 6 – Tolerancias en el radio extremo de la hélice

Tolerancias para el espesor de la sección de pala

Descripción	Clase			
	S	I	II	III
Tolerancias aditivas	+2%	+2,5%	+4%	+6%
Con un mínimo de	2mm	2,5mm	4mm	6mm
Tolerancias sustractivas	-1%	-1,5%	-2%	-4%
Con un mínimo de	-1mm	-1,5mm	-2mm	-4mm

Tabla IV. 7 – Tolerancias para el espesor de la sección de pala

Se medirá el espesor en los mismos radios que se indicaron para la medida del paso.

En la Tabla IV.7 se expresan las tolerancias como porcentajes del espesor local.

El espesor máximo indicado en el plano no será inferior, tras la deducción de la tolerancia sustractiva, que el espesor requerido por la Sociedad de Clasificación concerniente.

Comprobaciones y tolerancias para la forma de las secciones de la pala

Lo siguiente sólo aplica a hélices clase S e I y a los mismos radios aplicados para la medida del paso.

Para evitar discontinuidades de forma, la desviación resultante de las medidas consecutivas del paso y espesor locales no diferirán más de la mitad de la envolvente de tolerancia (por ejemplo, si la tolerancia es +2% // -2%, la diferencia admisible en desviaciones consecutivas es 2%).

Para evitar una desviación indebida en toda la curva, la suma algebraica de las desviaciones (en tanto por ciento) resultantes de cualesquiera dos medidas consecutivas del paso local no excederá 1,5 veces la tolerancia admisible (por ejemplo, si la tolerancia es ±2%, la suma de desviaciones consecutivas deberá estar entre ±3%. Ver Figura IV.24.

Alternativamente, se puede verificar la continuidad de las secciones cilíndricas empleando plantillas flexibles.

Los bordes de ataque y salida se comprobarán mediante plantillas, o dispositivos equivalentes, para demostrar su ajuste a los valores del plano dentro de las siguientes tolerancias para el anverso y el reverso:

- Clase S: $\pm 0,5$ mm
- Clase I: $\pm 0,75$ mm

Alternativamente, y como acuerdo entre cliente y fabricante, se comprobarán los bordes con plantillas hechas en tres partes para cada borde (ver Figura IV.25), una parte corta para la nariz que controle el detalle del extremo final y dos plantillas (perfiles) desde la nariz, uno para el anverso y otro para el reverso, cubriendo cada uno alrededor del 20% de la longitud de la pala pero no necesariamente más de 300mm. Dichas plantillas cumplirán una tolerancia de 0,25mm para clase S y 0,35mm para clase I.

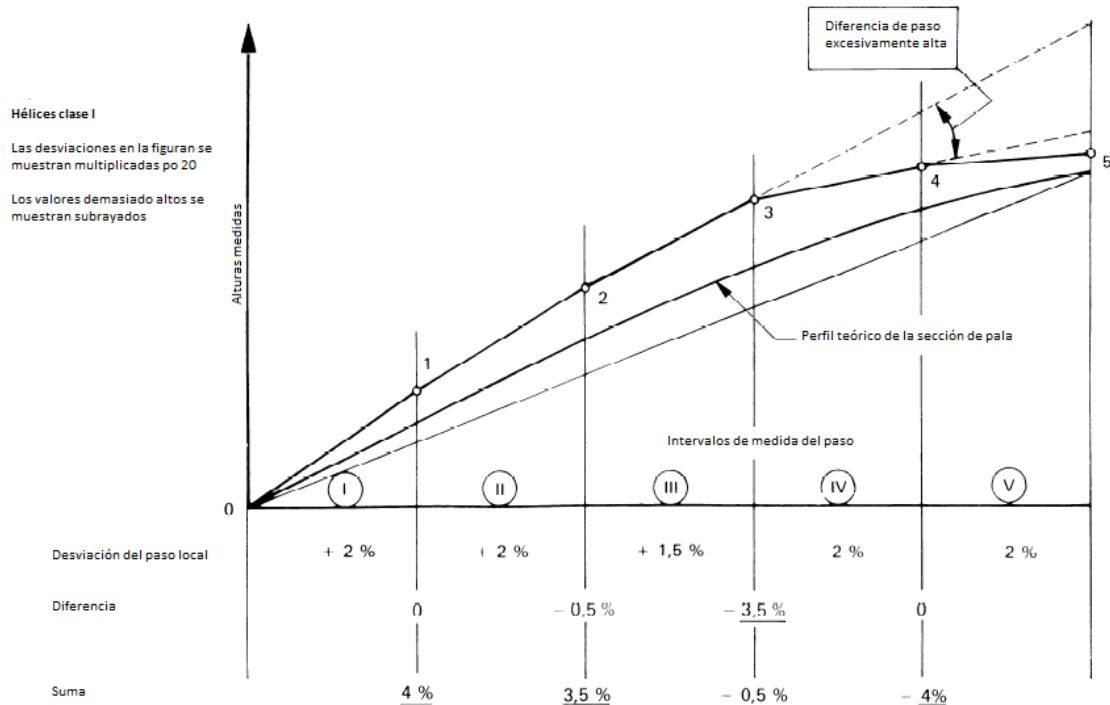


Figura IV. 24

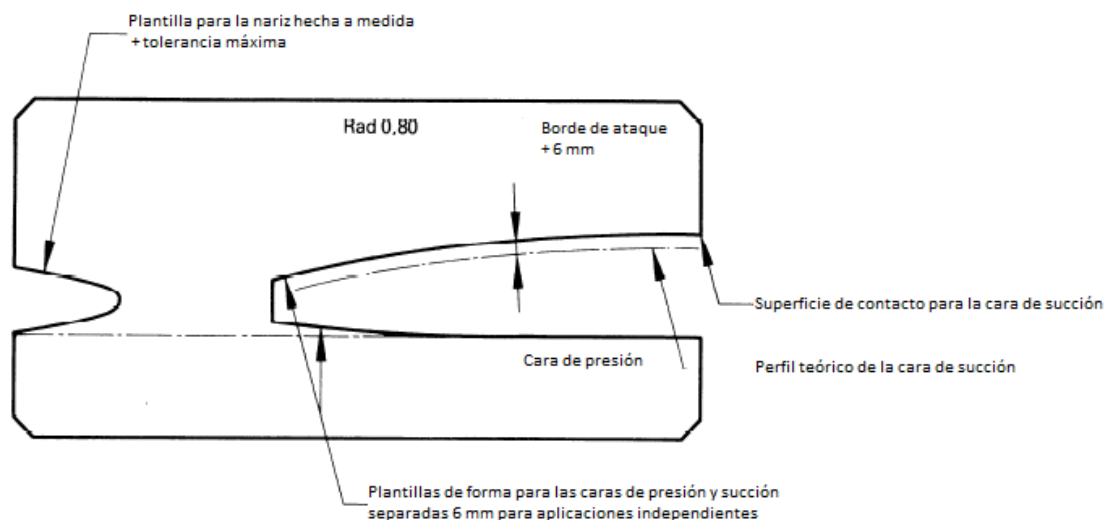


Figura IV. 25

Tolerancias para la longitud de la sección de la pala

Descripción	Clase			
	S	I	II	III
Tolerancia	± 1,5 %	± 2 %	± 3 %	± 5 %
Con un mínimo de	7 mm	10 mm	13 mm	15 mm

Tabla IV. 8 – Tolerancias para la longitud de la sección de pala

Las tolerancias de la Tabla IV.8 se expresan en porcentajes de la relación D/Z (diámetro/número de palas).

Las longitudes de las secciones de cada pala se medirán en, al menos, cinco radios (por ejemplo: 0,3R – 0,5R – 0,7R – 0,8R – 0,95R).

Tolerancias para la posición de las palas, líneas de referencia y contornos de pala

MARCADO DE LAS LÍNEAS DE REFERENCIA

La línea de referencia se sitúa como una línea recta en el plano, situando el punto M en la cara de presión de la pala y un punto o en el eje de la hélice.

El punto M se marca en una sección cilíndrica en un radio superior a 0,5R y, si es posible, próximo a 0,7R.

En principio se selecciona de manera que la línea OM corte el mayor número de secciones posible.

El cociente entre los ángulos φ_E (borde de ataque) y φ_S (borde de salida) se indica en los planos (ver Figura IV.26).

El punto M' en la hélice fabricada se determinará de tal manera que pueda obtenerse un cociente $\varphi_{E'}/\varphi_{S'}$ igual al cociente φ_E/φ_S en el radio considerado (ver Figura IV.26).

Los planos de referencia en los puntos M' se emplean para comprobar la forma del borde de ataque y el skew, así como la desviación angular de la pala.

TOLERANCIAS PARA EL CONTORNO DEL BORDE DE ATAQUE

Las tolerancias se calcularán en los radios de acuerdo con la Tabla IV.8 en los arcos correspondientes y son válidas para longitudes de arco E''M'' (ver Figura IV.27). Se expresan en porcentaje de D/Z en la tabla 6 (D = diámetro, Z = número de palas).

Las tolerancias para la distancia E''M'' serán el doble de los valores dados en la tabla 6, teniendo en cuenta que los contornos de extremo de la pala son correctos.

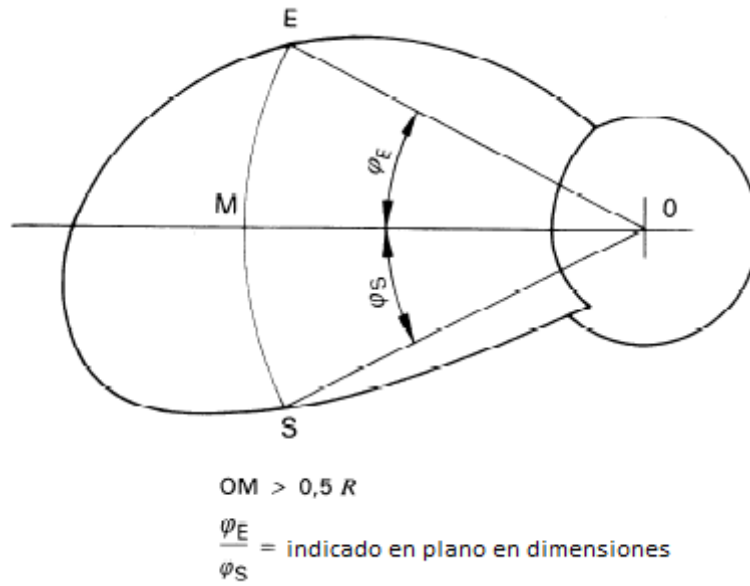


Figura IV. 26

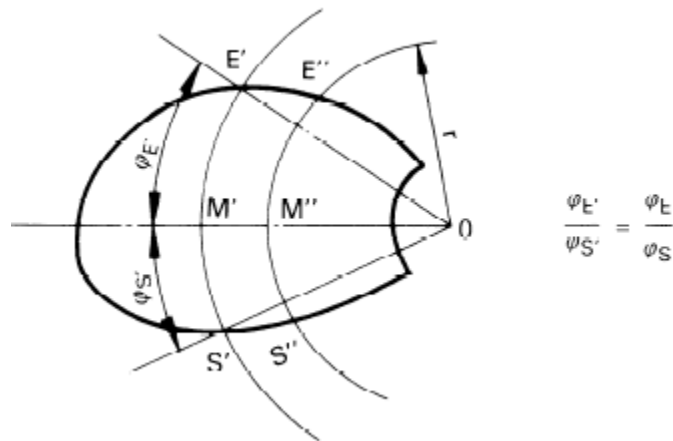


Figura IV. 27

TOLERANCIAS PARA LA DESVIACIÓN ANGULAR ENTRE DOS PALAS CONSECUTIVAS

Las tolerancias serán:

- Clases S y I: $\pm 1^\circ$
- Clases II y III: $\pm 2^\circ$

Tolerancias para el lanzamiento, posición axial y posición axial relativa de palas consecutivas

El lanzamiento se caracteriza por la posición de la línea de referencia PP' (ver Figura IV.28). Se mide por la distancia a un plano W perpendicular al eje de rotación de la hélice en, al menos, tres puntos A, B y C situados a 0,3R o 0,4R; 0,6R o 0,7R; 0,9R o 0,95R.

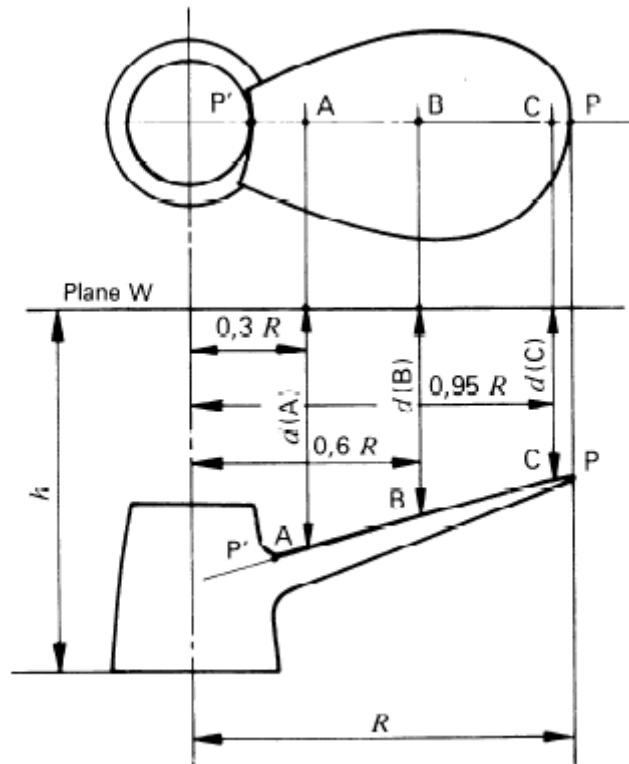


Figura IV. 28

La Tabla IV.9 recoge las tolerancias para estas distancias $d(A)$, $d(B)$ y $d(C)$ expresadas en porcentaje del diámetro de la hélice para controlar la posición axial de las palas. Para diferencias como $d(B) - d(C)$ son aplicables los mismos valores de tolerancia (y no duplicados), en una misma pala, para controlar el lanzamiento; y a diferencias $d_1(C) - d_2(C)$, entre dos palas consecutivas, para controlar la posición axial relativa.

Descripción	Clase			
	S	I	II	III
Desviación de los marcados en cada pala en los puntos A, B y C (situados a $0,3R - 0,6R$ y $0,95R$) respecto a un plano W perpendicular al eje.	$\pm 0,5 \%$	$\pm 1 \%$	$\pm 1,5 \%$	$\pm 3 \%$

Tabla IV. 9

Acabado superficial

El acabado superficial de las palas, expresado como una desviación media aritmética, R_a , en micrómetros, según ISO/R 468, no tendrá una rugosidad superior a:

- 3 desde el núcleo para hélices clase S;
- 6 desde $0,3R$ para hélices clase I;
- 12 desde $0,4R$ para hélices clase II;

- 25 desde 0,5R para hélices clase III.

Equilibrado estático

Una vez finalizada, todas las hélices de equilibrarse estáticamente.

La masa de equilibrio máxima admisible p (en kilogramos) en la punta de la pala se define como el menor de:

$$p = C \frac{m}{Rn^2} \text{ o } Km$$

En donde m es la masa, en kilogramos, de la hélice; R es el radio, en metros, de la punta de pala; n es la velocidad angular, en rpm, de diseño de la hélice y C y K , recogidos en la Tabla IV.10, son factores dependientes de la clase:

Clase	S	I	II	III
C	15	25	40	75
K	0,0005	0,001	0,001	0,001

Tabla IV. 10 – Factores C y K del equilibrado estático

En caso de hélices de paso variable o de palas desmontables, el fabricante debe asegurar que la hélice montada cumplirá los requisitos anteriores.

Equipo de medida

La imprecisión máxima admisible del equipo de medida no será superior a la mitad de la tolerancia en dimensión o cantidad a medir o, en caso de medidas geométricas, 0,5 mm si ésta última es mayor.

CASO PRÁCTICO

Siguiendo la norma descrita anteriormente se llevó a cabo la medida del paso de un modelo de hélice en las instalaciones de la UPCT. Los parámetros de entrada fueron los siguientes

Radio del modelo, 200 mm.

Radio del núcleo, $r_H = 27,65 \text{ mm} \rightarrow r_H/R = 0,137$

Las medidas se tomaron para una precisión clase S, en 8 secciones tomando lectura cada 10° . La primera sección se eligió arbitrariamente a una distancia $r_0/R = 0,15$ ligeramente superior al radio del núcleo. Así, las secciones fueron las definidas en la Tabla IV.11

SECC.	r/R	r, mm
0	0,15	30
1	0,4	80
2	0,5	100
3	0,6	120
4	0,7	140
5	0,8	160
6	0,9	180
7	0,95	190

Tabla IV. 11 - Secciones de medida

Con los parámetros anteriores, el software que controla la máquina dio los resultados de la

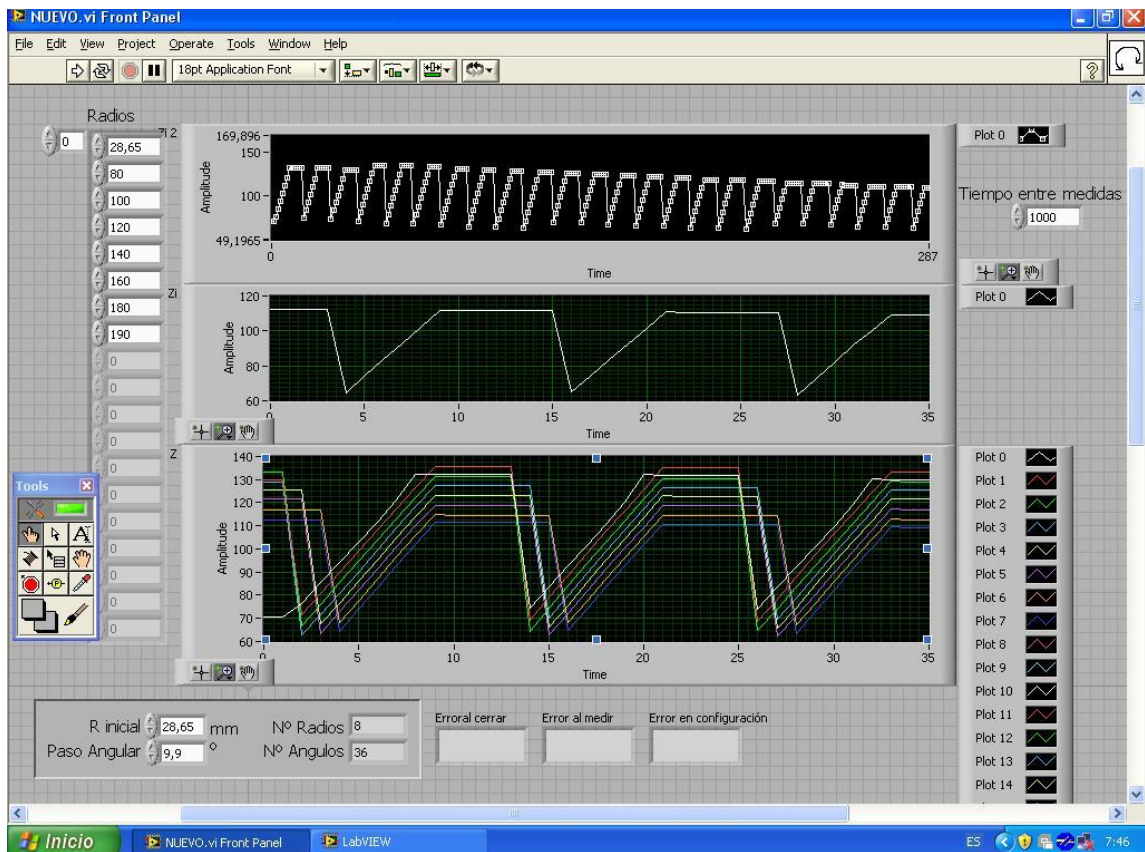


Figura IV. 29

Figura IV.29. Se llevaron los valores numéricos a una hoja de cálculo (Tabla IV.12) para calcular, según la norma descrita, los valores del paso local, el paso extremo por radio, el paso medio por pala y el paso medio de la hélice.

Para el cálculo se despreciaron aquellos valores registrados por la máquina que no representan puntos de la hélice (texto tachado) debido a los huelgos entre palas en los que los valores registrados corresponden a la superficie de la mesa de trabajo en la que se apoya la máquina.

PALA 1															
0,15R		0,4R		0,5R		0,6R		0,7R		0,8R		0,9R		0,95R	
ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL
70,638507		136,098974		133,314516		120,130296		125,362903		121,499267		116,987537		112,612903	
70,537436		136,098974		133,314516		120,130296		125,362903		121,499267		116,987537		112,612903	
76,413318	211,531752	71,408117		66,850721		62,766834		67,498717		63,179998		66,987537		62,612903	
85,335708	321,20604	80,735274	335,777652	75,957237	327,834576	71,631971	319,144932	67,498717		63,179998		66,987537		62,612903	
94,10922	315,846432	89,970222	332,458128	85,233342	337,17978	80,914143	334,158192	76,03287	327,76452	72,788043	345,92202	66,184496		64,554896	
102,992566	319,804566	99,136816	329,997884	94,891889	330,060492	90,078658	329,8221	86,065398	340,63596	81,941395	329,52672	77,481952	334,712016	73,778079	332,065548
111,607267	310,129236	108,16865	325,146204	103,825565	336,019536	99,632721	344,046708	95,379508	335,30796	91,387343	340,054128	87,024978	343,548936	83,305449	342,95652
121,023323	338,978016	117,533003	337,116708	113,222244	338,280444	108,947025	335,314944	104,785242	338,606424	100,729106	336,303468	96,431874	338,645016	92,626277	335,549808
132,357716	408,039732	126,520436	323,547588	122,3088	327,116016	118,264542	335,430612	113,867417	326,9583	109,967072	332,566776	105,818429	337,79322	102,007478	337,624956
132,230205		135,732405		131,133431		127,456745		123,186589		119,031914		114,780356		111,418857	
132,230205		135,732405		131,133431		127,456745		123,186589		119,031914		114,780356		111,418857	
132,230205		135,732405		131,133431		127,456745		123,186589		119,031914		114,780356		111,418857	
132,230205		135,732405		131,133431		127,456745		123,186589		119,031914		114,780356		111,418857	
PASO EXTREMO															
POR RADIO	317,9330949		331,1090743		331,1776749		332,912808		334,127232		335,116896		335,400912		337,493116
PASO MEDIO															
POR PALA	331,9201065														
PALA 2															
0,15R		0,4R		0,5R		0,6R		0,7R		0,8R		0,9R		0,95R	
ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL
74,634136		68,996071		64,419784		127,456745		123,186589		118,919355		114,694282		111,428886	
83,694929	326,187108	79,0758	362,870244	74,295134	355,5126	70,695474		66,735947		63,048232		64,694282		64,694282	
92,569121	319,470912	88,625836	343,801296	84,045752	351,022248	79,721946	346,552992	75,632898	340,450236	71,980555	321,563628	68,378651		66,016299	
101,475446	320,6277	98,100898	341,102232	93,632497	345,12282	89,550753	353,879262	85,571733	357,79806	81,545099	344,323584	77,397338	324,676332	74,003803	323,586144
110,521788	325,688312	107,475474	337,494736	103,043393	338,792256	98,940908	338,04558	95,056045	341,435232	91,206625	347,814936	86,930432	343,191384	83,488894	341,463276
120,386816	355,141008	116,442168	322,802984	112,258282	331,736004	108,085983	329,2227	104,233642	330,393492	100,248001	325,489536	96,263334	335,984472	92,871649	337,77918
132,225142	426,179736	125,55774	328,160592	121,465772	331,465964	117,275557	330,824664	113,564888	335,924856	109,382463	328,840632	105,353006	327,228192	101,732113	318,976704
132,030792		135,009593		130,410657		126,634164		122,862698		118,632698		114,420088		110,656158	
132,030792		135,009593		130,410657		126,634164		122,862698		118,632698		114,420088		110,656158	
132,030792		135,009593		130,410657		126,634164		122,862698		118,632698		114,420088		110,656158	
132,030792		135,009593		130,410657		126,634164		122,862698		118,632698		114,420088		110,656158	
PASO EXTREMO															
POR RADIO	345,545796		340,3210423		339,9189326		339,528924		340,794348		333,939702		332,2064376		328,6141848
PASO MEDIO															
POR PALA	337,6086709														
PALA 3															
0,15R		0,4R		0,5R		0,6R		0,7R		0,8R		0,9R		0,95R	
ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL	ORDENADA	PASO LOCAL
74,437395		68,94982		64,904881		126,634164		122,862698		118,632698		114,420088		110,656158	
83,408564	333,762084	78,321573	344,579508	73,866804	326,947788	69,540963		65,714706		62,342885		64,420088		64,656158	
92,369002	322,608168	87,995366	348,256548	83,434756	344,446272	78,840067	334,768104	74,679745	322,741404	70,95486	310,0311	67,048066		63,484839	
100,823554	304,321472	97,404119	338,715108	92,886742	340,271496	88,560501	349,935624	84,419458	350,629668	80,40889	340,34508	76,196096	329,29632	72,85552	337,344516
109,824425	324,031356	106,593401	330,814152	102,124318	332,552736	98,160002	345,582036	94,106883	348,7473	89,993493	345,045708	86,032877	354,124476	82,38063	342,303096
119,388191	344,285576	115,441011	318,51396	111,211459	327,137076	107,319098	329,727456	103,349329	332,728056	99,19592	331,287322	95,217387	330,64236	91,681148	335,438548
130,252526	391,11606	124,543244	327,680388	120,261891	325,815552	116,255315	321,703812	112,127807	316,025208	108,088515	320,13342	104,162854	322,036812	100,489312	316,175904
130,098974		133,414101		129,226734		125,455989		121,587873		117,127457		112,793037		109,438646	
130,098974		133,414516		129,130296		125,362903		121,499267		116,987537		112,612903		109,260264	
130,098974		133,414516		129,130296		125,362903		121,499267		116,987537		112,612903		109,260264	
PASO EXTREMO															
POR RADIO	336,690786		332,5427486		331,4150383		335,490216		335,239002		328,707432		329,3573112		330,8674104
PASO MEDIO															
POR PALA	332,5387431														
PASO MEDIO DE LA HÉLICE: 336,0223068															

Tabla IV. 12 - Cálculo del paso según norma ISO

Representando gráficamente los valores registrados por la máquina, obtenemos las siguientes curvas (Figura IV.30):

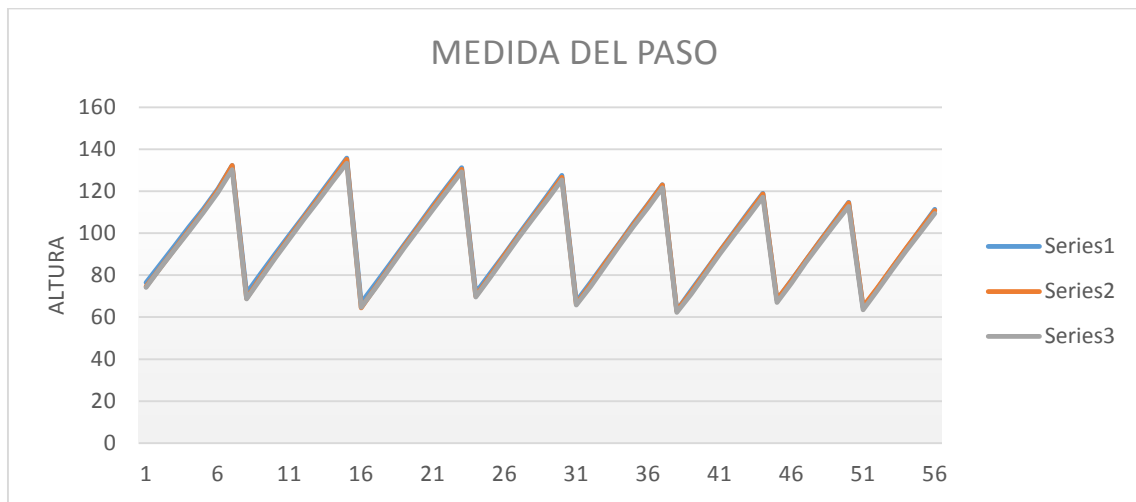


Figura IV. 30 - Medida del paso

CAPÍTULO V. CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

CONSIDERACIONES PARA EL CONTROL GLOBAL DE LA VIBRACIÓN

Como se indicó al inicio del proyecto, el objetivo planteado fue el minimizar los fenómenos de vibración en el buque aplicando una serie de consideraciones de diseño con las que podamos tener un cierto control global de los mismos a lo largo del proyecto.

Tras un estudio en el que se identificaron dichos fenómenos y se analizaron en detalle sus causas se concluyó, a modo de resumen, que teniendo en cuenta las consideraciones listadas a continuación, a modo de check-list, durante el diseño, se puede obtener un control sobre la vibración a bordo con un nivel de precisión bastante aceptable.

Consideraciones aplicables al diseño conceptual

Las consideraciones a tener en cuenta en un proceso típico de diseño conceptual son:

- i. Durante la elección inicial del motor principal, comprobar que el momento vertical de segundo orden, M_{2v} , mediante el procedimiento establecido en el Capítulo II. Si el valor de PRU es superior a 220 Nm/kW, será necesario bien cambiar la selección del motor o bien amortiguar la excitación de alguna de las siguientes formas:
 - a. Instalar compensadores de momento
 - b. Instalar soportes aisladores de la vibración según el método descrito en el Capítulo I.
 - c. Considerar el posible atirantado del motor, conectándolo desde su parte superior a la estructura del buque.

- ii. Durante los estudios de disposición del sistema de propulsión y las formas de popa del casco, comprobar los ángulos máximos y huelgos mínimos casco-hélice como se indicó en el Capítulo II.
- iii. Comprobar si la disposición vista en ii) es adecuada para instalar un diámetro de hélice que satisfaga los criterios de cavitación de Burrill para una cavitación máxima del 10%.

En caso de no poder cumplirse los apartados ii) o iii) se deberá proceder a realizar un estudio detallado de la estela y la cavitación basada en ensayos con modelos y/o métodos numéricos.

- iv. Una vez se hayan establecido el peso y las dimensiones principales del buque, se comprobarán las frecuencias naturales de vibración vertical de la estructura hasta, al menos cinco nodos, para evitar resonancia o las proximidades de ella (20% de margen mínimo) con el momento vertical de segundo orden del motor a plena potencia, según el procedimiento descrito en el Capítulo II.

Si el valor $2xRPM$ (del motor a plena potencia) cae dentro de ese 20% de alguna de las frecuencias estimadas será necesario realizar un análisis de la vibración libre mediante el Método de Elementos Finitos para calcular las frecuencias naturales de la estructura.

- v. A la hora de diseñar y configurar la bancada del motor y la chumacera de empuje, empleando el método descrito en el Capítulo II se comprobará la rigidez de la estructura de apoyo de la chumacera necesaria para evitar la resonancia a la frecuencia de la pala con cualquiera de los dos primeros modos de vibración longitudinal en la zona superior del rango de potencias.

Si no se satisface lo anterior, se considerará cambiar bien el número de palas o bien el régimen de giro de la hélice de manera que se consiga un margen del 20% del valor de la resonancia.

- vi. Durante el escantillonado de la zona de soporte de la superestructura se tendrá en cuenta el método descrito en el Capítulo II para evitar la resonancia proa-popa al régimen de giro de la pala, dentro del margen del 20% a plena potencia.

Consideraciones aplicables al diseño de detalle

Durante la fase de detalle se recomienda tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- i. Realizar un análisis de la vibración, libre y forzada, empleando un modelo de elementos finitos tridimensional que represente el buque completo, incluyendo el puente y la planta propulsora, como se indicó en el Capítulo II. De esta forma se determinan las características generales de la estructura del casco y superestructuras principales, identificando las zonas más sensibles a las fuerzas excitadoras.

- ii. Durante el diseño de la alineación del eje (estática), verificar que el valor de las reacciones en los apoyos se mantiene dentro de los criterios de aceptación en cualquiera de las condiciones operativas del buque, controlando, como se indicó en el Capítulo 3, los siguientes parámetros:
 - *Ordenadas de los apoyos*
 - *Reacciones en los apoyos*
 - *Ángulos de desalineación*
 - *Deformaciones del cigüeñal*
 - *Resistencia del eje y los cojinetes*
 - *Resistencia de los pernos de acoplamiento*

Consideraciones aplicables a la fase de post-construcción

Aunque el alcance del proyecto son las consideraciones de diseño, diremos, a título informativo y sin haber profundizado en el tema, que el estudio de la vibración a bordo continúa tras las fases de diseño hasta que el buque está operativo, siendo oportuno tener en cuenta lo siguiente:

- i. Con el buque en su última fase de construcción (inmediatamente anterior a la botadura) se deberá llevar a cabo el procedimiento de alineación del eje, como se describió en el Capítulo III, habiendo asimismo verificado, antes de su instalación, que la hélice se ha construido dentro de las tolerancias impuestas por la norma ISO, como se indicó en el Capítulo IV.
- ii. Con el buque a flote (inmediatamente después de la botadura):
 - a. Se volverá a verificar que la línea de ejes, ahora afectada por la deformación de la estructura debida a la ley de cargas de buque, sigue cumpliendo los criterios impuestos, como se indicó en el Capítulo III.
 - b. Se comprobará que la vibración real a bordo se ajusta a las estimaciones realizadas durante las etapas del diseño, como se indicó en el Capítulo II.

Si no se satisface alguna de las dos consideraciones anteriores, se procederá al estudio de las causas y el planteamiento de la solución menos traumática en términos económicos.