

UNIVERSIDAD AUSTRAL DE CHILE

FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA NAVAL



ANÁLISIS DE INGENIERÍA NAVAL EN EL SISTEMA DE EJES DE PROPULSIÓN

**Tesis para optar al Título de
Ingeniero Naval,
Mención Arquitectura Naval,
Transporte Marítimo.**

**PROFESOR PATROCINANTE
SR. HÉCTOR LEGÜE LEGÜE.
Ingeniero Civil Mecánico.
M.Sc. Ing. Oceánica.**

RUBÉN ALEXIS VICTORIANO CIFUENTES

2006

Esta Tesis ha sido sometida para su aprobación a la Comisión de Tesis, como requisito para obtener el grado de Licenciado en Ciencias de la Ingeniería.

La Tesis aprobada, junto con la nota de examen correspondiente, le permite al alumno obtener el título de **Ingeniero Naval**, mención **Arquitectura Naval** y mención **Transporte Marítimo**.

EXAMEN DE TITULO:

Nota de Presentación	(Ponderada) (1)	4,380
Nota de Examen	(Ponderada) (2)	1,340
Nota Final de Titulación	(1 + 2)	5,72

COMISION EXAMINADORA:

PROF. FREDY RIOS M.

DECANO



FIRMA

PROF. HECTOR LEGUIE L.

EXAMINADOR

FIRMA

EXAMINADOR

FIRMA

PROF. DR. MARCOS SALAS I

EXAMINADOR

FIRMA

PROF. MILTON LEMARIE O

SECRETARIO ACADEMICO

FIRMA

Valdivia, JUNIO 16 DE 2006

Nota de Presentación	= NC/NA * 0,6 + Nota de Tesis * 0,2
Nota Final	= Nota de Presentación + Nota Examen * 0,2
NC	= Sumatoria Notas de Currículo, sin Tesis
NA	= Número de asignaturas cursadas y aprobadas, incluida Práctica Profesional.

RESUMEN

La tesis que se presenta a continuación, tiene como fin mostrar los componentes esenciales de una línea de ejes, se da información acerca del problema del desalineamiento presente en dichas líneas y su respectiva solución mediante un conjunto de procedimientos de alineamiento, en el cual se incluye un cálculo de deflexión de ejes por medio de elementos finitos.

Se muestran además distintas pautas de trabajo e inspecciones reglamentarias que se realizan en astilleros cuando el buque sube a carena, logrados a través de práctica profesional en Astilleros Arica S.A.

Como último punto, se dan recomendaciones de las principales Casas Clasificadoras para la obtención de medidas mínimas de ejes de propulsión.

ABSTRACT

The thesis that is presented next, has as end to show the essential components of a line of propeller shafts, information is given about the problem of the present dealignment in this lines and its respective solution by means of a group of alignment procedures, in which a calculation of deflection of shaft is included by means of finite elements.

They are also shown different work rules and regulation inspections that are carried out in shipyard when the ship ascends to careening, achieved through professional practice in shipyard Arica S.A.

As last point, rules and regulations for the classification of ships (Lloyd`s Register and Bureau Veritas) is given for the obtaining of minimum measures of propeller shafts.

ÍNDICE

CAPÍTULO I	01
LÍNEA DE EJES	01
1.1 GENERALIDADES DEL SISTEMA DE LÍNEA DE EJES	01
1.2 CONSTITUCIÓN DE UNA LÍNEA DE EJES	02
1.3 ACCESORIOS DE UNA LÍNEA DE EJES	06
 CAPÍTULO II	 10
DESALINEAMIENTO	10
2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	10
2.2 CONSECUENCIAS DEL DESALINEAMIENTO	12
 CAPÍTULO III	 13
ALINEAMIENTO	13
3.1 GENERALIDADES DEL PROCESO	13
3.2 LA IMPORTANCIA DEL ALINEAMIENTO	14
3.3 CONSIDERACIONES PARA LA ALINEACIÓN	17
3.4 FACTORES QUE INFLUYEN SOBRE LA ALINEACIÓN DEL EJE	18
3.5 OBJETIVOS QUE DEBE CONSEGUIR UNA ALINEACIÓN ACEPTABLE	22
 CAPITULO IV	 24
MÉTODOS CONVENCIONALES DE ALINEAMIENTO	24
4.1 ALINEAMIENTO EN FRÍO INTERNO	27
4.1.1 MÉTODO DE LA CUERDA DE PIANO O HILOS DE ACERO	27
4.1.2 MÉTODO DE LA LÍNEA DE FUEGO	33
4.1.3 ALINEACIÓN ÓPTICA POR MEDIO DE TELESCOPIO	37
4.2 ALINEAMIENTO EN FRÍO EXTERNO	44
4.2.1 MÉTODO ELEMENTAL	44
4.2.2 MÉTODO DEL INDICADOR DE RETORNO	45
4.2.3 MÉTODO CARA Y BORDE	57
4.3 ALINEAMIENTO EN CALIENTE CON DETENCIÓN DEL EJE	62
4.3.1 MÉTODO DEL INDICADOR DE RETORNO	62
4.4 ALINEAMIENTO EN CALIENTE SIN DETENCIÓN DEL EJE	65

4.4.1 MÉTODO NEUMÁTICO	66
4.4.2 MÉTODO ÓPTICO	68
4.5 MÉTODO DE ALINEACIÓN POR LÁSER	69
CAPITULO V	72
PROCEDIMIENTO DE TRABAJO PARA EL SISTEMA DE PROPULSIÓN	72
5.1 PROCEDIMIENTO PARA LA CONFECCIÓN DE EJE DE PROPULSIÓN	72
5.1.1 COMPROBAR ALINEAMIENTO DE EJE DE COLA EN EL TORNO	73
5.1.2 RECTIFICAR Y PULIR CAMISAS DE BRONCE EN PROA Y POPA	73
5.1.3 REFRENTAR MACHÓN DE EJE DE COLA	74
5.2 PROCEDIMIENTO PARA DESMONTAJE DE LÍNEA DE EJES	74
5.2.1 DESMONTAJE DE HÉLICE CON PASO FIJO	74
5.2.2 DESMONTAJE EJES DE PROPULSIÓN	76
5.3 MONTAJE DE EJE DEL SISTEMA PROPULSOR	79
5.3.1 MONTAJE DEL EJE DE COLA	79
5.3.2 MONTAJE DEL EJE PROA	80
5.3.3 MONTAJE DE EJES INTERMEDIOS	80
5.3.4 MONTAJE DE HÉLICE	80
5.4 PROCESO DE ALINEAMIENTO DE EJES	81
5.5 TRABAJOS COMUNES REALIZADOS A LA LÍNEA DE EJES CUANDO EL BUQUE SUBE A CARENA	82
5.5.1. ARENADO Y FORRADO CON FIBRA DE VIDRIO DEL EJE DE COLA	82
5.5.2 CAMBIO DE CAMISA A EJE DE COLA	82
5.5.3 COMPROBACIÓN DE ALINEAMIENTO DEL EJE INTERMEDIO	83
5.5.4 REFRENTADO DE LOS MACHONES DEL EJE INTERMEDIO	83
5.5.5 METALADO DE LOS DESCANSOS	83
5.6 INSPECCIÓN REGLAMENTARIA DE CARENA	84

<i>CAPÍTULO VI</i>	<i>87</i>
<i>ALINEAMIENTO RACIONAL</i>	<i>87</i>
<i>6.1 CARACTERÍSTICAS DE ANSYS 8.0</i>	<i>89</i>
<i>RESULTADOS</i>	<i>91</i>
<i>CUÑAS</i>	<i>94</i>
<i>CAPÍTULO VII</i>	<i>97</i>
<i>REGLAS DE CASAS CLASIFICADORAS</i>	<i>97</i>
<i>LLOYD'S REGISTER</i>	<i>97</i>
<i>BUREAU VERITAS</i>	<i>102</i>
<i>CONCLUSIONES</i>	<i>107</i>
<i>BIBLIOGRAFÍA</i>	<i>109</i>
<i>ANEXO 1</i>	<i>111</i>
<i>MONTAJE Y ALINEACIÓN DE MOTORES MARINOS</i>	
<i>ANEXO 2</i>	<i>123</i>
<i>ALINEACIÓN LÁSER</i>	
<i>ANEXO 3</i>	<i>127</i>
<i>REGLAS CASAS CLASIFICADORAS</i>	

INTRODUCCIÓN

El tema que desarrollaremos en adelante, se origina en la necesidad de querer profundizar tanto en el plano teórico como práctico, sobre un proceso que se debe realizar periódicamente dentro de un astillero, ya sea de construcción o reparación, dado sus requerimientos de uso.

Este proceso tiene relación con el alineamiento de la línea de ejes del sistema propulsor, uno de los principales inconvenientes que deben sortear los astilleros de hoy. Estas instalaciones por sus magnitudes y particularidades en cuanto a sus componentes o partes que lo integran, requieren de un tratamiento especialmente riguroso, tanto en sus etapas de fabricación, como en su instalación y mantención. Estas etapas deben estar ceñidas a métodos y procedimientos de carácter técnico, los cuales serán expuestos y analizados con el propósito de entregar una información útil, para en adelante aplicar dichos procedimientos en forma cabal y con mayor exactitud.

A través de esta tesis pretendemos realizar un análisis sobre los componentes que integran dichas instalaciones, lo cual puede denominarse en un principio como “conocimiento del sistema” y posteriormente, visualizar las variables que entran en juego para llevar a cabo un buen proceso de alineamiento.

Es sumamente importante, advertir que para solucionar un problema de alineamiento, basado en la información que esta tesis entrega, se podría extraer un método apropiado a ejecutar, sin embargo, como no existe una única alternativa para abordar el problema, la decisión y procedimiento final al respecto será absoluta responsabilidad del encargado de dirigir las faenas de alineamiento.

Se incluirá además un trabajo en conjunto con Astilleros Arica S.A. en la comparación de resultados de tolerancias de alineamiento entre software ocupado por dicho astillero para su proceso de trabajo y software Ansys versión 8.0. Este trabajo de pruebas y cálculos en softwares computacionales está enfocado a resolver la problemática de alineamiento bajo el punto de vista racional, en el cual, en forma estática se asume la línea de ejes como una viga continua y en base a esto, se busca lograr cuantificar en cualquier punto las diferencias paralelas y angulares que se producen por el efecto en conjunto de los componentes del sistema o si se desea lograr esta cuantificación por parte, analizando el conjunto desacoplado.

Como último punto presente en este trabajo, cabe involucrar la aplicación de las reglas de alineación presentadas por las casas clasificadoras. Estas reglas se han estructurado para mostrar una presentación más clara y concisa de los cálculos a realizar, información a someter para aprobación, procedimientos de instalación y criterios básicos de diseño e instalación.

Para un mejor desarrollo de la investigación a realizar, debemos establecer ciertos parámetros que la guíen, los cuales estarán dados por los objetivos (general y específico) siguientes:

Objetivo General.

- Conocer e investigar la tarea de alineamiento de ejes de propulsión para barcos, tomando énfasis en los barcos con sala de máquinas a proa, describiendo los sistemas y normativas de alineamiento más ampliamente utilizados por astilleros chilenos.

Objetivos Específicos.

- Describir los componentes que forman parte de un sistema de ejes de propulsión naval.
- Realizar un análisis estático de la línea de ejes de propulsión (por tratar sólo el proceso de alineamiento), para ello, vamos a incluir la aplicación del software Ansys 8.0 de elementos finitos. Los resultados serán analizados y comparados en conjunto con software diseñado por Astilleros Arica S.A.
- Planificar un procedimiento de trabajo minucioso y completo, desde cuando el eje sale en bruto de la bodega del astillero hasta su postura en el barco listo para funcionar.
- Presentar normas diseñadas por casas clasificadoras, para el procedimiento de alineación de línea de ejes, de modo que el barco cumpla con requerimientos internacionales de seguridad.

CAPÍTULO I

LÍNEA DE EJES

1.1 GENERALIDADES DEL SISTEMA DE LÍNEAS DE EJES

El sistema de ejes es esencialmente el enlace entre la hélice y el motor principal, este debe ser operable en todas las condiciones de trabajo sin que falle, durante toda la vida del buque.

El sistema de ejes tiene el equipamiento necesario para convertir el movimiento de rotación de la maquinaria principal, en potencia de empuje, necesaria para lograr la propulsión de la embarcación.

Este sistema debe cumplir con varios objetivos, los cuales son vitales para lograr una buena operación del buque, estos objetivos son:

- 1.- Transmitir la potencia desde la máquina principal a la hélice.
- 2.- Soportar a la hélice.
- 3.- Estar libre de formar vibraciones perjudiciales.
- 4.- Transmitir el empuje desarrollado por la hélice al casco.
- 5.- Soportar con seguridad la carga de operaciones transitorias (cambios de marcha, maniobras a alta velocidad).
- 6.- Proporcionar operaciones seguras a través de todo el rango de operaciones.

La principal diferencia en la disposición del sistema de ejes entre los distintos buques, radica en la ubicación de la maquinaria principal. En el caso que la sala de máquinas esté bien a popa, se observará una línea de ejes con pocos descansos en el interior del buque y por ende, menos ejes intermedios. O puede, por otro lado, ubicarse la máquina principal en la sección media del buque, requiriéndose para ello una gran longitud del juego de ejes dentro del buque, con su respectivo aumento en el número de descansos.

1.2 CONSTITUCIÓN DE UNA LÍNEA DE EJES

El juego de ejes localizado en el interior del buque es llamado “línea de ejes” y está constituido de la siguiente manera:

Eje motor o eje máquina propulsora.

Eje intermedio, formado por uno o varios trozos.

Eje de cola o eje porta hélice.

EJE MOTOR:

Eje motor o eje de máquina propulsora se denomina al trazo de eje macizo que va directamente conectado al motor por intermedio de un acoplamiento del tipo rígido y en su parte posterior va conectado normalmente a los o el eje intermedio.

EJE INTERMEDIO:

El eje intermedio o eje de transmisión está compuesto, generalmente, de varios trozos de eje macizo de acero forjado unidos entre sí y apoyados en los descansos o cojinetes de apoyo.

La unión entre los distintos ejes intermedios varía, pero puede decirse que lo general es que cada uno tenga en sus extremos un platillo de acoplamiento forjado en una pieza con el eje (como se verá en figura 1.2.1), que se unen entre si mediante pernos ajustados perfectamente a los taladros de los platos, con una chaveta puesta transversalmente al eje y elaborada en el mismo material de ambos, la cual impide que los pernos de ajuste estén sometidos a fuerzas de cizalle.

EJE DE COLA:

Como su nombre lo indica, es el último trozo de la línea de ejes sobre el cual se monta la hélice.

El tipo más corriente de eje de cola es de construcción maciza de acero forjado. En buques de guerra, sin embargo, se suelen usar ejes de cola huecos, con lo cual se consigue un aligeramiento de peso.

El eje de cola, termina por su extremos de popa, en una parte cónica dispuesta para recibir la hélice que se fija al mismo por una tuerca de bronce atornillada formando junta estanca contra la cara posterior del núcleo de la misma y el arrastre de la hélice se asegura por una o dos chavetas longitudinales entalladas mitad por mitad en el eje y en el núcleo de la hélice.

En las zonas en que se apoya sobre los arbotantes y bocina va el eje provisto de una camisa de bronce (ver figura 1.2.2) para evitar el desgaste rápido que se produce casi siempre sobre las piezas de acero que rozan el agua. Estas camisas se colocan en sus lugares ensambladas en caliente.

Debido a la diferencia de materiales de la camisa y el resto del eje puesto en contacto con el agua de mar, se producen efectos galvánicos que provocan corrosiones y picaduras en el eje. Para evitar esto, es preciso lograr que el agua de mar deje de estar en contacto con el acero del eje, lo que se logra con la preparación y postura de sellos que veremos posteriormente.

El eje de cola en su extremo de proa tiene generalmente acoplamiento de plato como el visto en la figura 1.2.3.

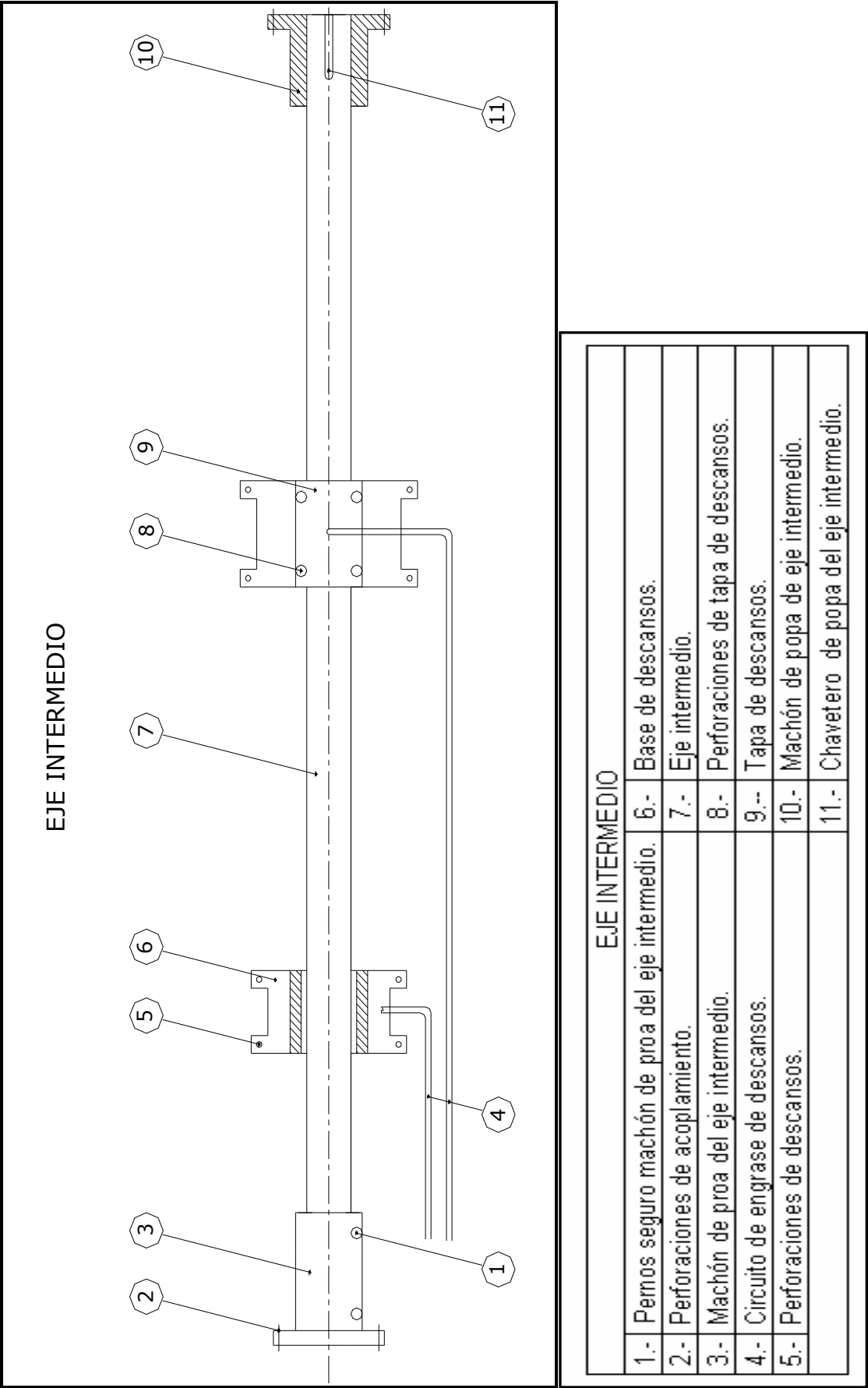


Figura 1.2.1 Piezas componentes de un eje intermedio.

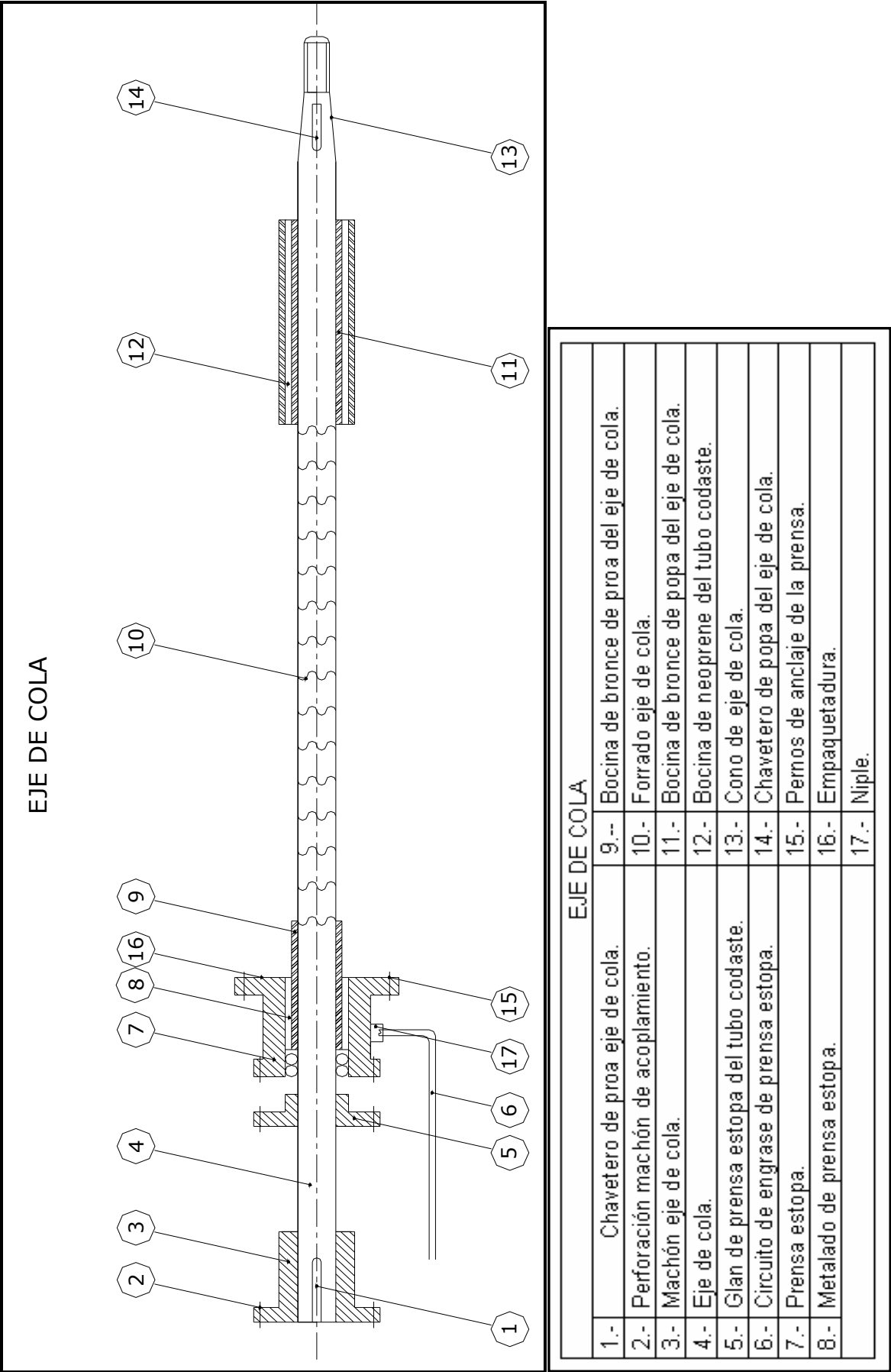


Figura 1.2.2 Piezas componentes de un eje de cola.

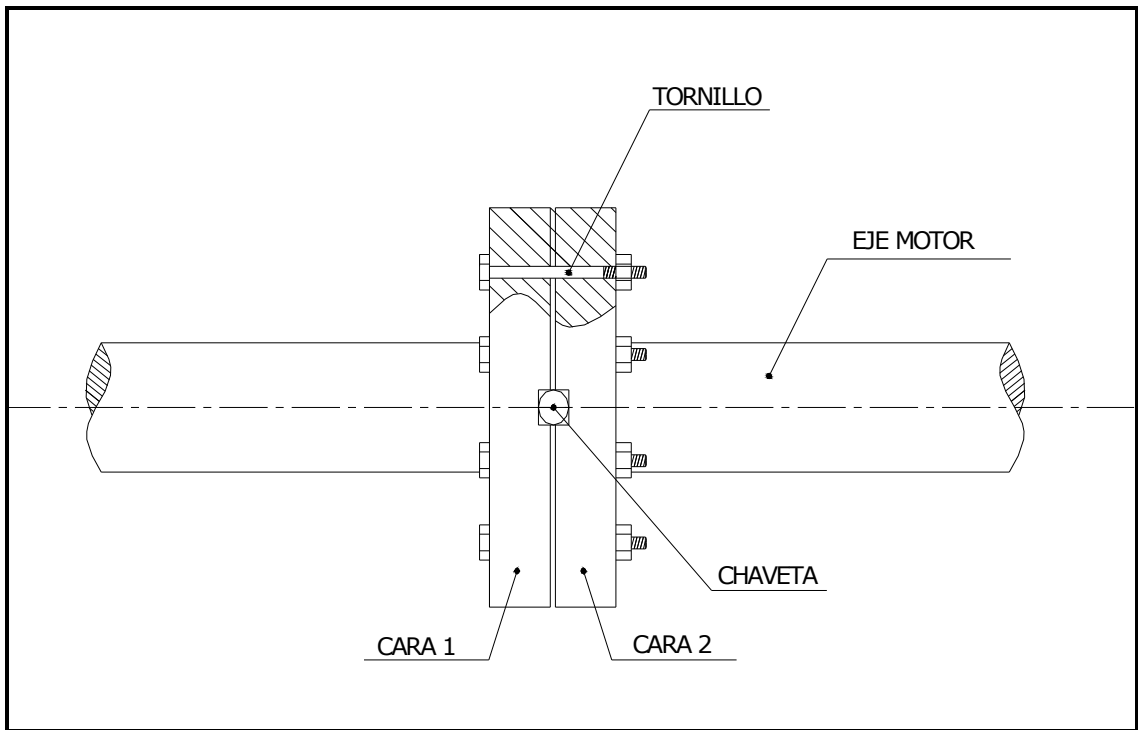


Figura 1.2.3 Acoplamiento de plato de un eje de cola



Figura 1.2.4 Fotografía que muestra las caras de acoplamiento de los ejes.

1.3 ACCESORIOS DE LÍNEA DE EJES

Tanto los trozos de ejes intermedios como el eje de cola necesitan una serie de soportes para su apoyo, estos soportes para el eje intermedio están constituidos por los descansos con sus cojinetes de apoyo o de alivio.

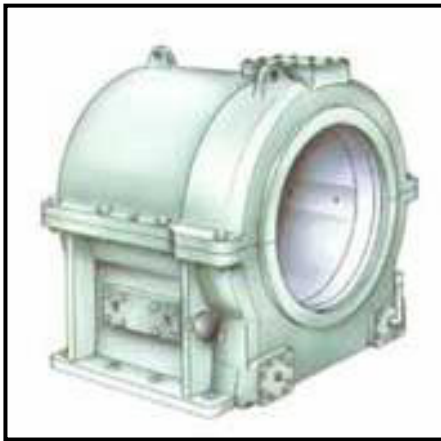


Figura 1.3.1 y 1.3.2 Fotografías de descansos de un eje propulsor.

Estos descansos en su interior llevan cojinetes, generalmente de metal blanco antifricción de bajo valor comercial. La función de estos cojinetes es absorber el desgaste que se producirá debido al roce cuando entre en movimiento el eje. En términos económicos, es más barato cambiar un par de cojinetes desgastados que cambiar una camisa de bronce del eje o el mismo eje.

Estos cojinetes además deben estar preparados para liberar la capa de aceite o grasa según sistema de lubricación que tenga el buque.

Se presenta a continuación fotografía esquemática de un cojinete común.

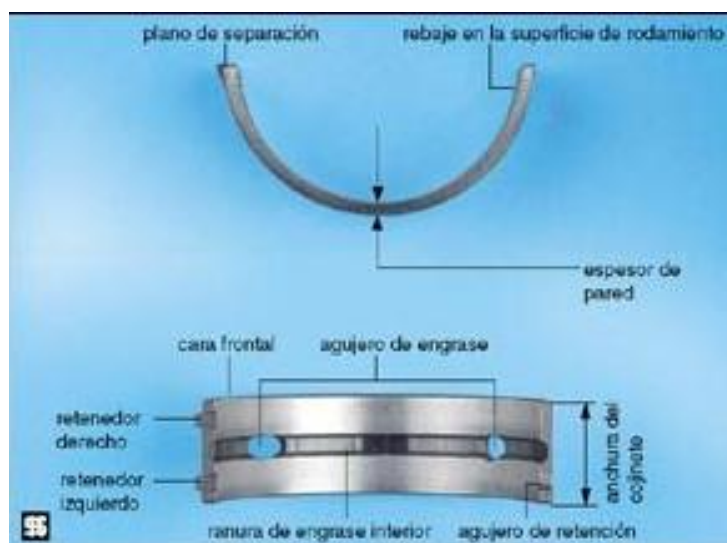


Figura 1.3.3 Fotografía de un cojinete común.

Con la misma función de proteger el eje contra el desgaste por fricción, se montan sobre él, camisas de bronce en las partes donde estará sostenido por los descansos y en el tubo codaste.



Figura 1.3.4 Fotografía que muestra las camisas de bronce en el eje propulsor.

El eje de cola ha de pasar a través del casco del buque en la zona de obra viva, paso que necesariamente debe quedar en forma estanca al agua de mar (tubo codaste), esta estanqueidad se consigue por medio de la bocina, que cumple una doble misión; servir de soporte al eje y asegurar la citada estanqueidad. Esta bocina puede ser de Thordon, Guayacán o Neopren.



Figura 1.3.5 Fotografía de *montaje de una bocina de material de Thordon.*

Es evidente que éste eje de cola debe llevar un apoyo próximo a su extremidad de popa donde va acoplada la hélice, ya que el peso de esta sometería al eje a una excesiva flexión en caso de no llevarlo; en los buques de una hélice este fin lo cumple la misma bocina que al terminar por la cara de popa del codaste queda prácticamente junto a la hélice.

Otros accesorios que también se montan sobre la línea de ejes son: el freno, torsiómetro o medidor de potencia y descanso de empuje.

Aparte de los accesorios antes citados, existen otra serie de elementos, que pueden o no ir colocados en la línea de ejes, dependiendo del tipo de maquinaria propulsora que la acciona, tales como: engranajes de reducción, embragues, acoplamientos elásticos e inversores de marcha.

CAPÍTULO II

DESALINEAMIENTO

2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA (DESALINEAMIENTO)

Al abordar el problema es necesario definirlo y con esto establecer las restricciones que se asumirán para enfocar la situación bajo un prisma práctico y no recaer en análisis demasiado específicos y puntuales que cobrarían especiales y profundos estudios, los cuales, demandan mayores tiempos de análisis y en cierta forma desviarán en otras soluciones apartándose de los objetivos básicos establecidos, por lo tanto, dentro de un universo de posibles soluciones al problema, este apuntará a resolver la problemática geométrica que presenta el acoplamiento de un juego de ejes, bajo un punto de vista estático.

Se entiende por alineamiento de una línea de ejes, el posicionar a estos de modo que tengan el mismo eje geométrico, esto es, lograr su coaxialidad.

Obviamente, el hecho de que dos juegos de ejes estén desalineados, implica la pérdida de coaxialidad citada y esto se puede manifestar de dos formas, aún cuando el caso general es una combinación de ambos.

Estas formas de desalineamientos son:

DESALINEAMIENTO PARALELO O DIAMETRAL:

Corresponden a este tipo aquellos ejes cuyas caras están paralelas pero sus centros teóricos de rotación (líneas centrales) no se intersectan.

DESALINEAMIENTO ANGULAR O AXIAL:

Corresponden a este tipo aquellos ejes cuyas caras presentan un ángulo entre si, pero, sus centros teóricos de rotación se intersectan.

DESALINEAMIENTO COMBINADO:

Este tipo de desalineamiento de una combinación de los dos anteriores, es decir, sus caras presentan un ángulo entre si y además presentan una diferencia de altura.

Para su mejor comprensión a continuación se presentan dibujos ilustrando cada caso.

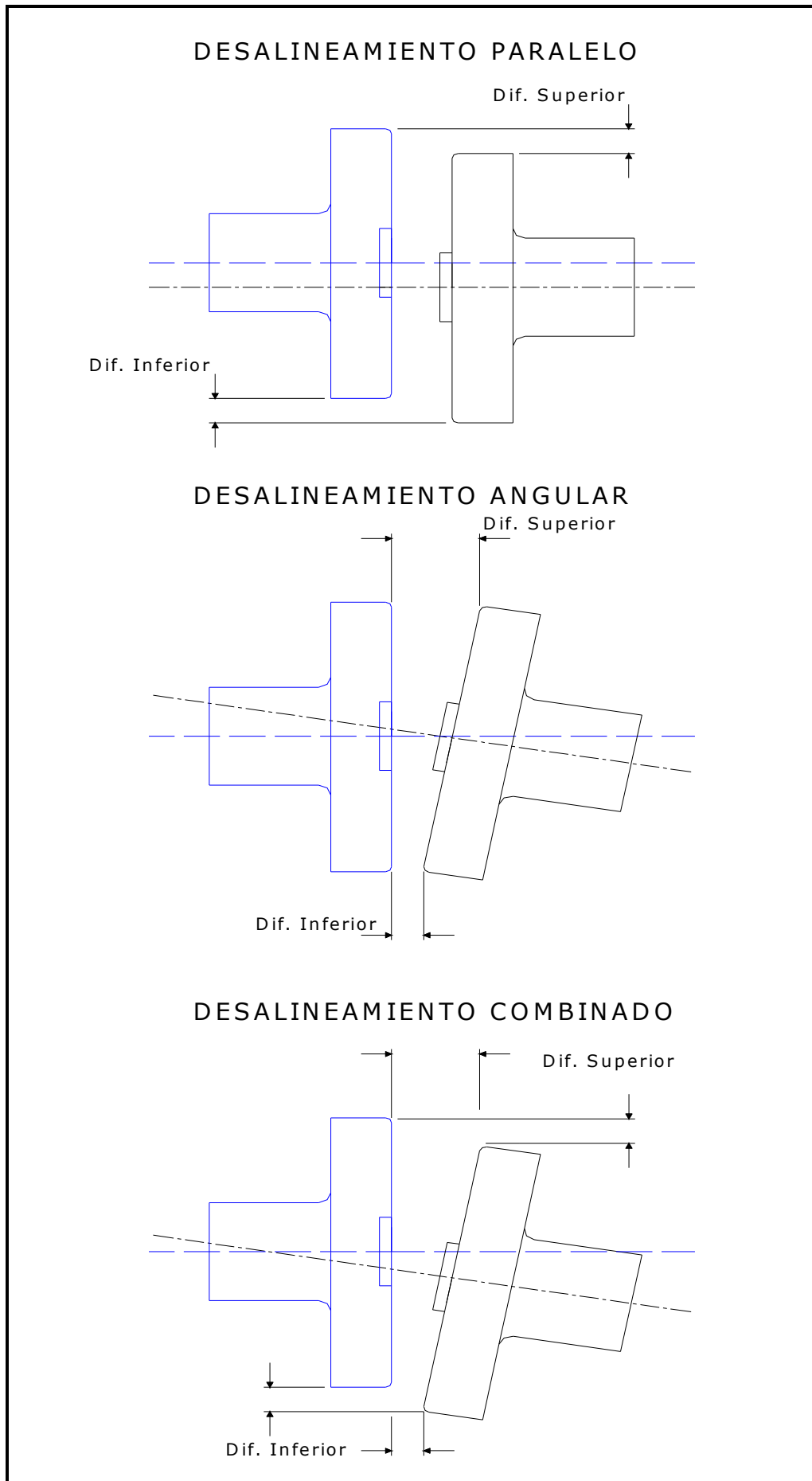


Figura 2.1.1 Presentación de los tres tipos de desalineamiento.

Debemos hacer notar que el desalineamiento de dos ejes en su configuración global no es sólo planar, como en la figura, sino que existen componentes verticales y horizontales, los cuales, se identifican observando los equipos desde una vista lateral (para los verticales), y desde una vista en planta (para los horizontales)

Esto indica que para el caso de desalineamiento generalizado de los ejes, existirán dos grupos de desviaciones que se manifiestan en forma especial.

2.2 CONSECUENCIAS DEL DESALINEAMIENTO

Las consecuencias del desalineamiento se manifiestan en los siguientes síntomas o fallas:

- Trabazones, atascamientos y desgastes abrasivos en los acoplamientos flexibles de engrane.
- Desgastes abrasivos en los acoplamientos rígidos.
- Sobrecargas en los cojinetes, (radiales como de impulso)
- Gran fricción y desgaste en los sellos.
- Desgaste de los ejes que a veces pueden ocasionar grietas y roturas.
- Desgaste en los descansos.
- Generación de calor por los roces eventuales.
- Vibraciones no consideradas tanto en el diseño de los soportes como de las máquinas acopladas.
- Mayor consumo de combustible.

Estas consecuencias podrían ser atenuadas si él o los responsables del alineamiento, se les exigiera la máxima seriedad en las etapas del alineamiento antes enunciadas. Lo substancial es que se tenga un conocimiento cabal del uso de los instrumentos y equipos necesarios, así como también, la correcta interpretación de las mediciones efectuadas y la adecuada estimación de los movimientos de ejes y carcasas de la maquinaria en cuestión, acaecidos en sus condiciones dinámicas; relativas a sus condiciones estáticas.

CAPÍTULO III

ALINEAMIENTO

3.1 GENERALIDADES DEL PROCESO

Podemos definir como alineamiento, el proceso de montaje de dos elementos móviles de tal modo que sus ejes de simetría presenten continuidad dentro de ciertas tolerancias preestablecidas.

De la misma forma como tenemos el desalineamiento paralelo y desalineamiento angular, tenemos el alineamiento paralelo y angular, ésta explicación viene a ser muy importante a la hora de aplicar el procedimiento de alineación elemental ya que si bien es relativamente fácil su aplicación, no lo es su comprensión.

Además es en este punto, donde fijamos los precedentes para entender el análisis de procedimiento de alineación racional y de cómo nos desenvolveremos frente al computador para trabajar con software de elementos finitos.

Finalmente, nos da las bases para la ejecución del procedimiento de trabajo que veremos, y como un buen proceso de alineamiento llega a convertirse en la suma de la aplicación de los distintos métodos de alineación y de cómo, éstos se complementan para lograr un mejor resultado.

ALINEAMIENTO ANGULAR:

Proceso aplicado principalmente a las líneas de ejes de gran dimensión, generalmente cuando los buques tienen sus salas de máquinas a proa o en la sección media del buque.

Como idea básica de este proceso podemos asumir la línea de ejes de propulsión como una viga, la cual, debido a su peso (asumido como una carga uniforme distribuida) y la reacción que los descansos ejercen sobre ella (fuerzas de reacción contrarias a las del peso), sufrirá inevitablemente deformación en el sentido longitudinal.

Al adquirir una deformación el eje, los flanges de acoplamiento ganan un pequeño ángulo entre ellos los que debemos conservar para mantener la línea natural de los ejes de propulsión.

Para medir las tolerancias que debemos dejar entre las caras de unión y mantener las distancias del ángulo adquirido, ocupamos una herramienta llamada “feeler” que es un medidor de espesores, para ello tomamos las medidas en cuatro puntos distintos de los flanges unidos, separados a 90 grados cada una.

ALINEAMIENTO PARALELO:

Este proceso es aplicado a las líneas de ejes cortas, en donde la sala de máquina está a popa del buque.

Consiste nada más, en asimilar que el eje no sufre deformaciones debido a su peso por lo corto que es y porque los apoyos están muy juntos el uno de otro. Entonces al estar perfectamente recto, las caras de unión sólo deben ser verificadas en altura, lo cual es posible con una regla.

3.2 LA IMPORTANCIA DEL ALINEAMIENTO

Un trabajo de suma importancia en la instalación del sistema propulsor lo constituye el alineamiento de ejes.

El alinear apropiadamente las máquinas conectadas es muy importante para la vida útil y la resistencia de las partes constituyentes de éstas y la de los acoplamientos, como también una reducción en los costos de mantención.

Las razones que se aluden para exigir la máxima seriedad y competencia en las faenas de alineación, es la gran importancia que tiene el alineamiento en la introducción de tensiones adicionales que acarrearán vibraciones, calentamientos, trabazones y desgastes de los acoplamientos, fallas en los descansos, sellos, etc.

Un buen alineamiento consiste de tres etapas interrelacionadas, las cuales poseen el mismo nivel de predominancia para el logro de los objetivos de la alineación, estas son:

ESTUDIO DEL SISTEMA:

Esta es la etapa preliminar y constituye el estudio de él o los equipos involucrados y su relación con el espacio circundante.

ALINEAMIENTO EN FRÍO:

Esta etapa se refiere a lograr la coaxialidad de los ejes en una condición fría o de no operación.

ALINEAMIENTO EN CALIENTE:

Esta etapa pretende lograr la alineación de los ejes, pero cuando las máquinas estén en condiciones nominales de funcionamiento.

ESTUDIO DEL SISTEMA

Muchos son los pasos preliminares con características vitales que se desarrollan con anticipación al alineamiento en frío real.

Es esencial que la o las personas responsables del alineamiento hayan llevado a cabo en forma apropiada todos los pasos que constituyen el pre-alineamiento.

Claro está, que no se puede hablar de una secuencia universal puesto que depende de las características propias de cada sistema.

Muchas veces esto se traduce en realizar lo prescrito por los fabricantes, siempre que los equipos y las instalaciones sean nuevos, sin embargo, cuando se esté frente a un sistema ya usado o este ha sido usado bajo condiciones extremas, la revisión deberá ser más severa.

Algunos puntos que conforman el sistema y requieren de atención específica son:

- Descansos de apoyo.
- Lainas y cuñas.
- Acoplamientos.
- Ejes.
- Bocina.

ALINEAMIENTO EN FRÍO

La expresión “alineamiento en frío” se refiere a posicionar la línea de centro del eje motriz con respecto a la línea de centro del eje conectada, pero con ambos en una condición de no operación. Las correcciones de desviaciones paralelas y angulares entre los ejes citados están implícitas en este término.

Su importancia se debe a que normalmente es la única verificación que se efectúa en forma directa para determinar la posición relativa de los ejes involucrados. Los resultados de esta verificación forman la base para la determinación del alineamiento de los ejes durante la operación de las correspondientes máquinas.

Este término es amplísimo, y como se verá posteriormente no alude sólo a lograr la alineación de los ejes como parte externa o visible de sus máquinas sino que, además, abarca al procedimiento de posicionar los descansos de máquinas grandes de varias bancadas antes de colocar el eje sobre ellas; esto podría definirse también como “alineamiento en frío interno” y es preliminar al alineamiento en frío de la máquina como tal, ya que se efectúa tanto en la etapa de montaje como después de una reparación interna de la unidad.

ALINEAMIENTO EN CALIENTE

Esta etapa en las faenas de alineación está íntimamente ligada a la anterior. En aquellas máquinas por las cuales circulan fluidos a elevadas temperaturas, o en aquellas en que circulan fluidos fríos; se producirán dilataciones o contracciones respectivamente.

Los fabricantes de algunas turbo maquinarias prescriben para los efectos de su alineación, las desviaciones producidas cuando éstas prestan sus servicios en los regímenes estables. Es por esto, que al efectuar el alineamiento en frío final, deben tenerse en cuenta estas desviaciones y dejar, por consiguiente, las máquinas premeditadamente desalineadas en condiciones estáticas para que sus ejes logren su coaxialidad requerida cuando las máquinas estén en condiciones de operación. Lo anterior es muy importante, pero también peligroso, ya que puede crear un sentido de seguridad no garantizado; puesto que si no se tiene la precaución de realizar una revisión de las características y condiciones de operación de servicio, para luego compararlas con las de diseño, podría acontecer que en el caso que no existiera una

similitud entre ellas, los valores y direcciones de las desviaciones dadas por los fabricantes no correspondan a la situación real.

Para estos casos, el esfuerzo involucrado en la alineación en frío, por muy grande que fuese, sería en vano, y las máquinas al prestar sus servicios “en caliente” quedarían igualmente desalineadas.

Un problema aún más crítico aparece cuando no se poseen las especificaciones de los fabricantes referidas a las desviaciones producidas en las condiciones de funcionamiento. Aquí entra en juego el sentido común y la habilidad de él o los responsables del alineamiento para estimar las correspondientes desviaciones y reflejarlas en la etapa de alineación estática.

No son solo las dilataciones o contracciones producidas por los efectos térmicos, ni los asentamientos, ni las vibraciones excesivas, las únicas responsables del desalineamiento en caliente, sino que también inciden en éste, la acción de las fuerzas hidráulicas, aerodinámicas y las reacciones de torque.

3.3 CONSIDERACIONES PARA LA ALINEACIÓN

En esta sección revisaremos algunos de los factores externos más dominantes que influyen en la alineación de los ejes de servicio, estos son: los efectos de las alteraciones de calado, influencias térmicas, empuje excéntrico de la hélice, inclinación y flexibilidad de los descansos.

Trataremos así mismo, la importancia de considerar la flexión angular entre el eje y el casquillo de la bocina de popa y la alineación en el dique.

Se concluye que para aproximarnos al concepto de “alineación óptima” debemos analizar todos estos factores anteriores en la realización de nuestro proyecto.

CRITERIO DE ALINEACIÓN

A continuación se presenta un resumen con los criterios de alineación más importantes:

1. En el caso de las instalaciones engranadas, las reacciones en el descanso de engranaje deben ser aproximadamente iguales a temperatura normal de trabajo.

La diferencia admisible entre las reacciones del descanso de engranaje la especifica generalmente el fabricante.

Debemos tener especial cuidado en este tipo de instalaciones ya que una desalineación produciría una distribución de cargas no uniforme en los dientes de engranaje, lo cual puede producir averías en estos dientes.

2. La distribución de cargas en la bocina debe ser lo más uniforme posible, sin presiones extremas en el borde, en todas las condiciones normales de funcionamiento, incluyendo el giro lento del eje.
3. El momento flector transmitido desde la línea de ejes al eje de engranaje, debe estar dentro de los límites aceptables.
4. Todos los descansos deben tener una considerable carga neta hacia abajo. El ángulo de la línea central del eje con relación al casquillo del descanso debe estar dentro de valores razonables, con el fin de evitar cualquier presión pronunciada en el extremo.
5. Las tensiones en todas las partes de la línea de ejes deben ser aceptables.
6. El sistema de la línea de ejes debe tener una flexibilidad transversal adecuada para tolerar determinados errores o cambios de alineación (ejemplo: debido a las flexiones del casco, efectos térmicos, etc., debe concederse la debida consideración a las características de vibración del sistema.

3.4 FACTORES QUE INFLUYEN SOBRE LA ALINEACIÓN DEL EJE

1.- CALADO:

En general la rigidez de la línea de ejes ha aumentado, y la del doble fondo se ha reducido, esto significa que la línea de ejes principal, especialmente en buques de gran tamaño, se ha hecho más sensible que antes a los cambios de calado y la mar gruesa. Como la alineación de los ejes se realiza en condiciones de muy poco calado o incluso en dique de construcción, es evidente que cualquier influencia importante sobre la alineación, debida a cambios en las deformaciones de doble fondo en diversas condiciones normales de carga del buque deben documentarse con el mayor cuidado, con el fin de obtener:

- 1.- Las correcciones necesarias de la curva de alineación en la condición de armamento.
- 2.- Las modificaciones necesarias posibles de la disposición del eje (por ejemplo, distancia de los cojinetes, o la rigidez de la estructura del doble fondo).

2.- EFECTOS TÉRMICOS:

Como la primera alineación de la línea de ejes debe efectuarse en frío, es esencial disponer de una precisión fiable, con la magnitud de la diferencia de temperatura de cojinetes de la caja reductora y los cojinetes de la chumacera, en condiciones normales de funcionamiento. Este aumento en los cojinetes de la caja reductora se debe a la expansión térmica de la propia caja reductora, también a la diferencia de temperatura entre los soportes de la chumacera y el soporte de la caja reductora.

3.- EMPUJE:

Las fuerzas de empuje excéntricas de la hélice introducen un momento flector en el extremo de popa de la línea de ejes que disminuye gradualmente hacia el extremo de proa (ver figura 3.4.1). La magnitud y dirección del momento flector depende en gran parte de la geometría de la estela y de la hélice, las cuales pueden determinarse por pruebas con modelos.

La posición media del centro de empuje cambia con el calado y las condiciones de funcionamiento, especialmente en los grandes petroleros con diferencia de calado considerable entre las condiciones de carga y lastre, la magnitud y también en algunos casos la dirección del momento flector puede variar considerablemente.

El momento flector debido al empuje influirá principalmente sobre las reacciones de los cojinetes de la parte de popa de la línea de ejes. Especialmente la distribución de presión en el casquillo de la bocina puede variar con la condición de funcionamiento.

El descanso de empuje y su asiento pueden deformarse o inclinarse debido a la fuerza de empuje (ver figura 3.4.3), esta figura muestra la inclinación de proa del descanso que se experimenta normalmente. Una inclinación similar del descanso de empuje, se produce en la mayoría de los casos durante la carga del buque, la

inclinación del descanso de empuje puede dar lugar a una distribución no uniforme de empuje entre los segmentos de empuje de los cojinetes, lo cual induce un momento flector externo adicional en la línea de ejes aplicadas en el collarín de empuje.

Influencia de las reacciones del descanso debidas a la excentricidad de empuje y momento de flexión adicional del descanso de empuje.

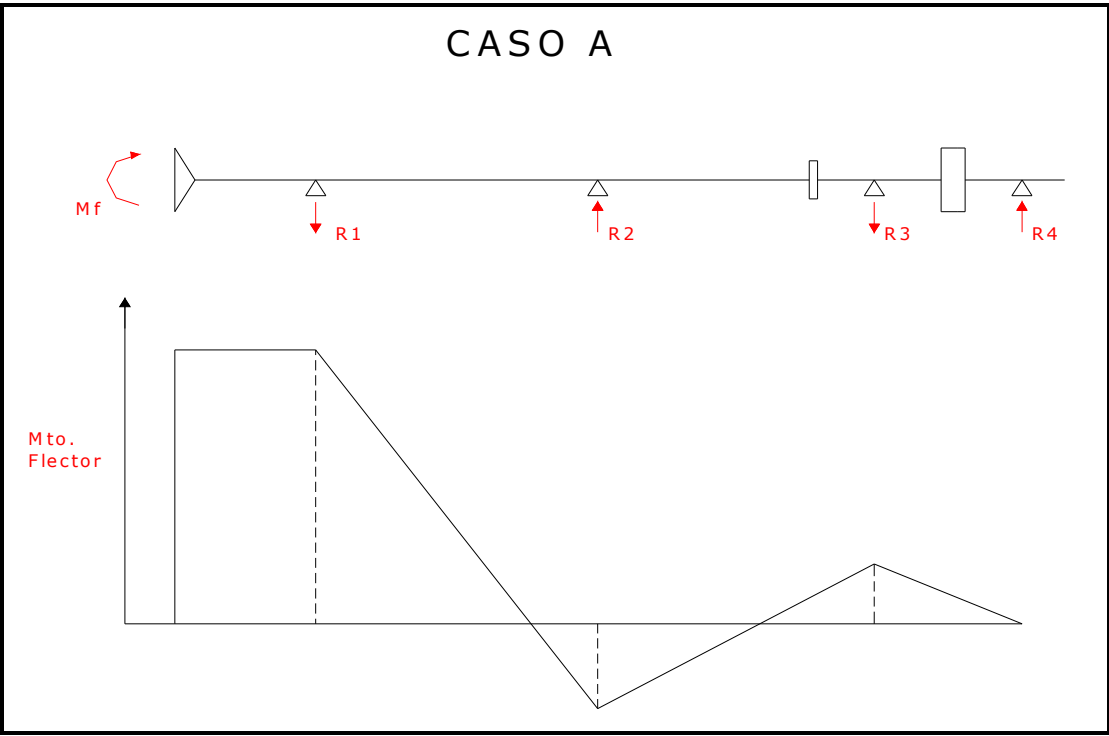


Figura 3.4.1.

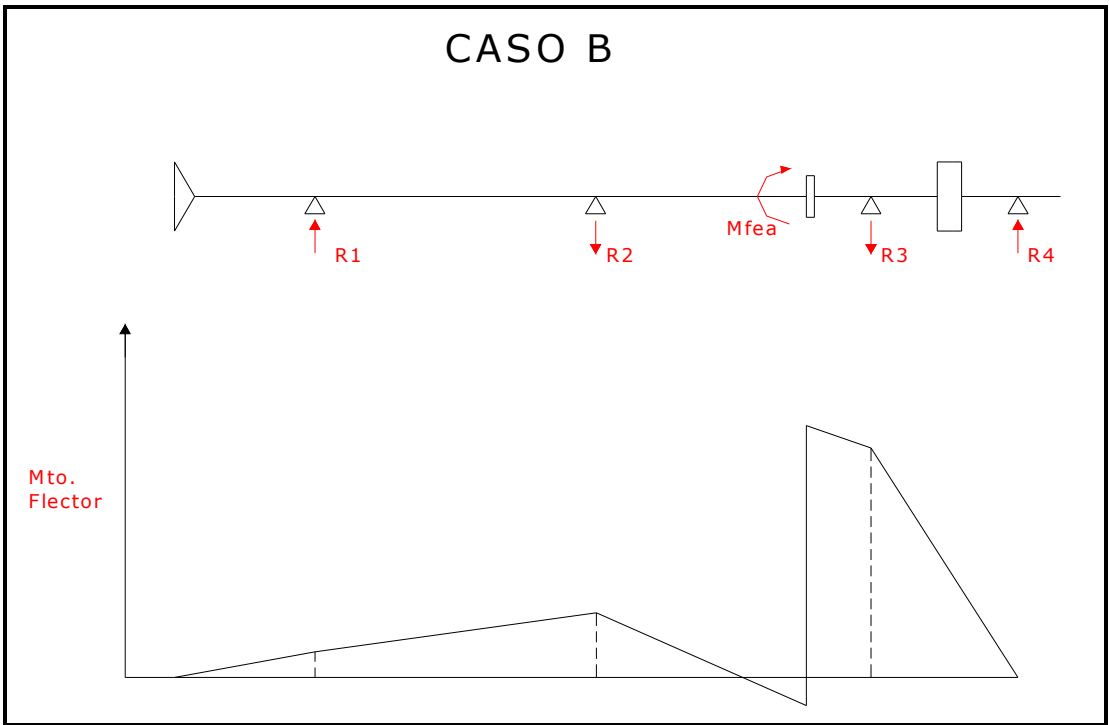


Figura 3.4.2.

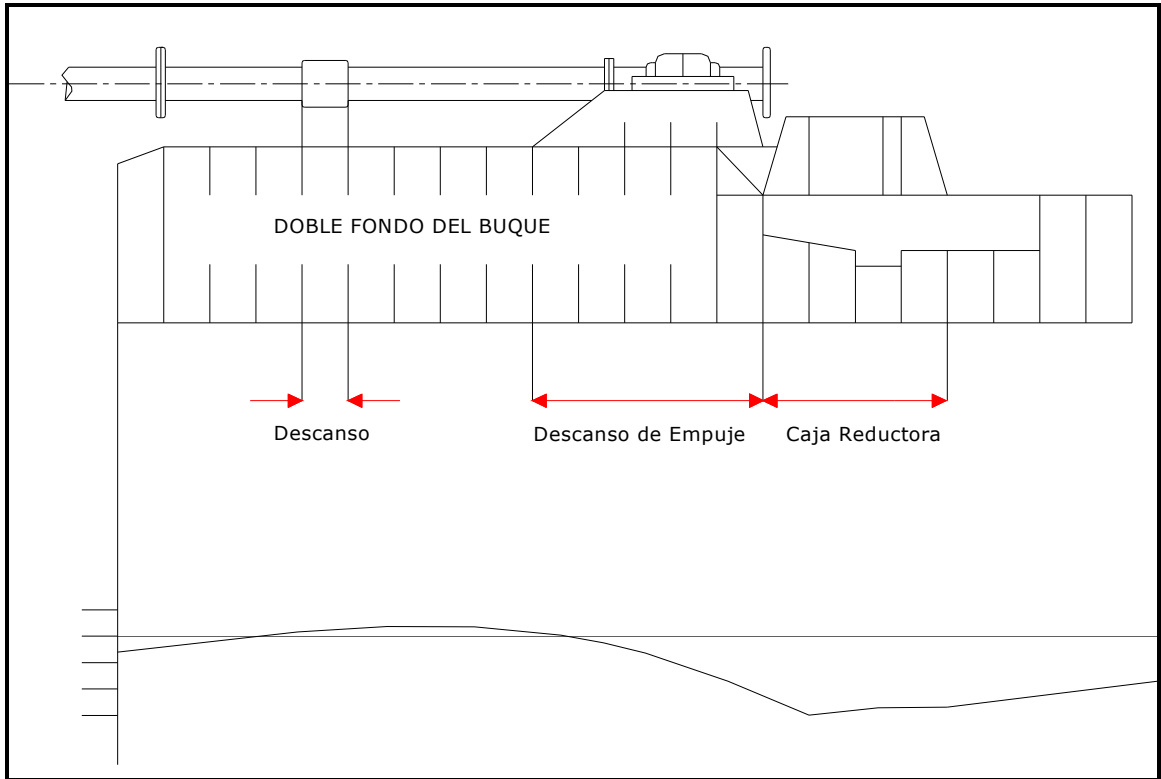


Figura 3.4.3 Deformación vertical de la tapa del doble fondo debida a la fuerza de empuje.

4.- FLEXIBILIDAD DEL DESCANSO:

Es una costumbre usual, al realizar los cálculos de alineación del eje, suponer que los descansos y soportes de descansos son infinitamente rígidos. Es evidente que esto supone una simplificación del problema; ya que las cajas de descansos, sus soportes en la estructura del buque y la capa de aceite, son elementos flexibles.

El supuesto de los descansos rígidos puede introducir serios errores en la valoración de las reacciones de los mismos, en los casos en que la rigidez de varios descansos varia de un modo completamente diferente a como lo hacen las reacciones de los cojinetes correspondientes. Para este caso la curva real de deformación de la línea de ejes puede variar considerablemente de la curva de deformación hallada con descansos que se suponen rígidos.

5.- FLEXIONES ANGULARES DEL EJE EN EL CASQUILLO DE LA BOCINA:

La mayor flexión angular del eje se produce generalmente en el casquillo de la bocina como consecuencia del peso de la hélice en voladizo. La fuerza de empuje excéntrica aumentará o reducirá la flexión angular, dependiendo de la estela (condición de carga) y de la geometría de la hélice.

Al producirse grandes perturbaciones en los cojinetes como consecuencia de la desalineación del casquillo de la bocina, se ha hecho hincapié en que la valoración del comportamiento del casquillo de la bocina es una parte importante en el análisis del proyecto de alineación del eje, junto con la valoración de las reacciones de los cojinetes. Debe tenderse a la elección de la curva de alineación que engrane la distribución de presión longitudinal más uniforme posible en el casquillo de la bocina en condiciones normales de funcionamiento.

6.- ALINEACIÓN EN EL DIQUE:

Cuando se pretende alinear la línea de ejes antes de poner el buque a flote, hay que conocer los cambios relativos de las posiciones de los cojinetes, de la condición de soportado a flotante. Esta información puede obtenerse por las condiciones de las deformaciones del doble fondo de la sala de máquinas.

Las dos condiciones deben incluirse como mínimo en el análisis.

- 1.- Buque en dique seco.
- 2.- Buque a flote en la condición de máxima carga.

3.5 OBJETIVOS QUE DEBE CONSEGUIR UNA ALINEACIÓN ACEPTABLE

Podemos formular que un buen alineamiento debe cumplir con los siguientes objetivos:

- 1.- Asegurar que todos los descansos de la línea de ejes en todas las condiciones de servicio tengan reacciones positivas, es decir, que la línea de ejes se apoye siempre en la parte baja de su cojinete. Al aparecer una reacción negativa en cualquier condición de servicio, significaría que el eje está levantando el descanso, lo cual induciría un deterioro en este (calentamiento por falta de lubricación) y aparición de vibraciones que podrían conducir a la rotura de elementos por fatiga de material.
- 2.- Se debe conseguir que la carga sobre los descansos del tubo codaste (bocina) sea lo más distribuida posible en todas las condiciones de servicio.
- 3.- Asegurar que en todas las condiciones de servicio el efecto de la línea de ejes sobre el motor, es decir, la fuerza cortante y el momento flector transmitido a través del acoplamiento, sean totalmente aceptables para el fabricante del motor. Esto se logra

haciendo que las diferencias de las reacciones de los descansos de proa y popa del engranaje del reductor sean mínimas.

Las tres condiciones anteriores se pueden imponer a la línea de ejes, modificando la altura de los descansos.

CAPÍTULO IV

MÉTODOS CONVENCIONALES DE ALINEAMIENTO

En párrafos anteriores definimos el término alineamiento, como a su vez, enumeramos algunas de las faenas involucradas en él. En estas últimas aparecen los conceptos de alineación fría y caliente, estos a su vez definen las técnicas o métodos utilizados para ejecutar la respectiva alineación de máquinas.

No puede decirse que exista una convencionalidad en los métodos utilizados, puesto que su aplicación depende de la certeza con la cual se pretenda alinear.

Las características distintivas en los métodos son: la infraestructura en materiales, equipos e instrumentos necesarios; así como también, la cantidad y la calidad del personal relacionado con el desarrollo del alineamiento.

También hemos mencionado las acepciones del alineamiento en frío que serán tratadas en esta tesis, a saber: alineamiento en frío interno y alineamiento en frío externo, ambas susceptibles de utilizar en máquinas en condiciones de no operación.

Las técnicas vinculadas al alineamiento en frío interno definen una restricción fundamental para sus aplicaciones, la maquinaria debe estar destapada. El desarrollo de estas técnicas puede originarse tanto en las etapas de montaje como en la de una eventual reparación, para las cuales el eje aún no se haya instalado. Las faenas de alineamiento están orientadas a lograr una alineación de descansos, bancadas y en general elementos internos los cuales contienen el eje al ser instalado.

Por otra parte, el alineamiento en frío externo está orientado a conseguir la alineación de los ejes de las máquinas involucradas, tomando a cada una de éstas como un todo. Esto último es significativo pues da las características distintivas finales entre las acepciones del alineamiento en frío.

Para el caso del alineamiento en frío interno, todas y cada una de las correcciones necesarias para obtener la ulterior alineación se desarrollan en los descansos o elementos internos, posicionándolos de manera que el eje asuma posteriormente entre ellos; ya sea una curva suave o una recta.

Para el caso del alineamiento en frío externo, las correcciones necesarias son realizadas desplazando la máquina completa. Son las máquinas que conforman el tren en alineación, las que se posicionan de manera que al acoplar los ejes, adquieran una curva suave o una coaxialidad. Vale decir entonces, que la aplicación del alineamiento en frío externo es posterior al correspondiente alineamiento en frío interno.

En muchas ocasiones, el alineamiento en frío se realiza teniendo presente las desviaciones que se presentarán en los ejes, relativas a sus posiciones estáticas; o sea, se toman en cuenta las condiciones de operación de los equipos. Las desviaciones mencionadas pueden ser dadas por los fabricantes de los equipos y como consecuencia de esto, al realizar el alineamiento en frío, las máquinas quedarán virtualmente desalineadas; para luego, una vez alcanzados los regímenes estables, para los que tienen validez estas desviaciones dinámicas de los ejes, se produzca el alineamiento necesario.

Cuando no se posean las desviaciones subyacentes a las condiciones de operación, éstas deben ser determinadas por algún medio para subsanar los efectos de los desalineamientos en condiciones dinámicas. Las técnicas de alineamiento en caliente tienen como objetivo cuantificar los desplazamientos de los ejes, suscitados en los regímenes estables de operación, referidos a las posiciones estáticas iniciales. La citada cuantificación se realiza, en algunos casos, por medio de un monitoreo continuo, obteniendo así una descripción de los movimientos acaecidos en los ejes de las máquinas a través del tiempo.

Una comparación de los resultados de monitoreo realizados con las especificaciones prescritas por los fabricantes de los equipos, es un índice para analizar las condiciones de operación de diseño con las condiciones de operación reales.

Una enumeración de las técnicas de alineamiento, involucra implícitamente una diferenciación del concepto de alineación, aunque, los fines de todas y cada una de ellas son los mismos. A continuación se entrega un cuadro (4.1) que ilustra los métodos correspondientes a las técnicas de alineamiento que serán tratadas posteriormente

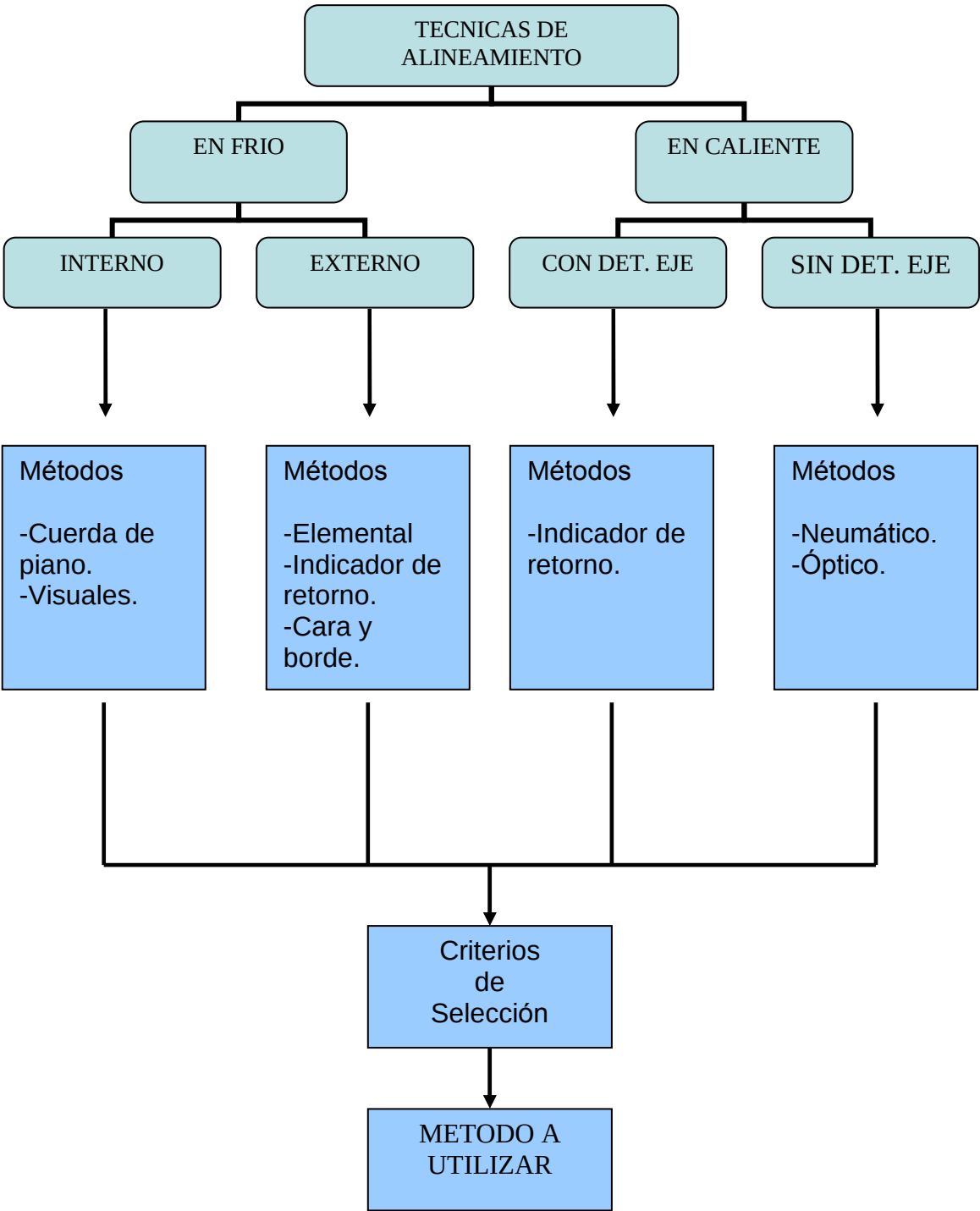


Figura 4.1 Diferentes técnicas de alineamiento que se pueden utilizar asegurar la correcta posición de la línea de ejes.

4.1 ALINEAMIENTO EN FRÍO INTERNO

4.1.1 MÉTODO DE LA CUERDA DE PIANO O HILOS DE ACERO

Este método soluciona el problema del alineamiento interno de máquinas, es decir, las unidades involucradas deben destaparse para proceder con la alineación.

En los casos de montaje inicial o de reparaciones, para cuyos efectos el eje aún no ha sido instalado o retirado respectivamente, la cuerda de piano representa al eje; y luego de ser ubicada de acuerdo a las referencias, preestablecidas por el fabricante, la operación continuará dándole a los elementos citados anteriormente, una posición concéntrica con la cuerda, certificando que esa concentricidad será idéntica para cuando se posicione el eje entre ellos.

Para desarrollar esta técnica, la cuerda debe ser situada mediante dos apoyos (fijos), teniendo presente los huelgos que debe mantener el eje en las distintas posiciones.

Como es de suponer, la cuerda fija en sus dos extremos se deflektará debido a su propio peso. Por esta razón, es necesario conocer las catenarias de la cuerda para diferentes distancias entre apoyos.

La cuerda más utilizada en la aplicación de este método, corresponde a la cuerda de piano número 6 de 0,016" de diámetro, para lo cual General Electric especifica las catenarias, utilizando una tensión de 30 libras en un extremo con el otro fijo.

Una disposición general de los apoyos se muestra en la figura 4.1.1.A, en la referencia 1 la cuerda es tensada por medio de un peso W , y en la referencia 2 la cuerda es empotrada. Se observa además, que estas referencias están separadas a una distancia L , la una de la otra, y que por lo dicho anteriormente existirá una catenaria que será conocida.

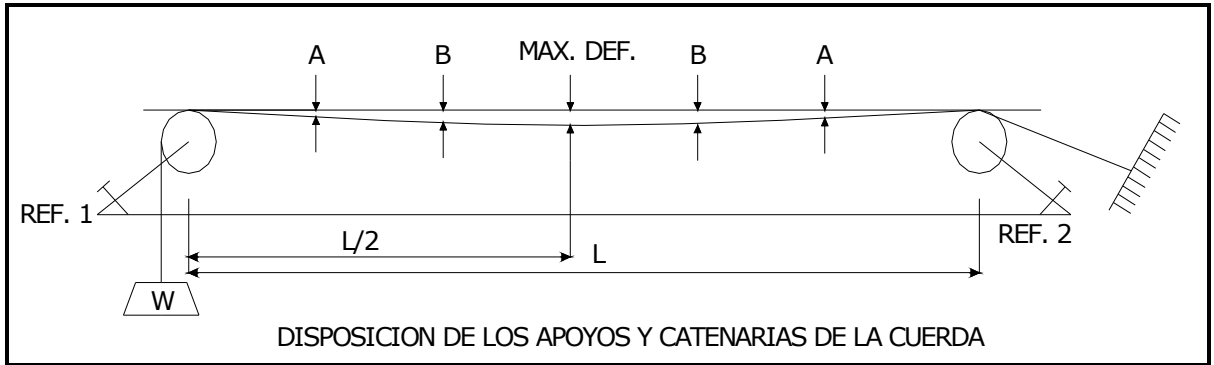


Figura 4.1.1.A Disposición de los apoyos y catenarias de la cuerda.

El efecto de la catenaria se aprecia en la figura 4.1.1.B. Para conseguir la medición vertical real hay que sumar a la medición obtenida en terreno, el valor de la deflexión de la cuerda en ese punto (SAG).

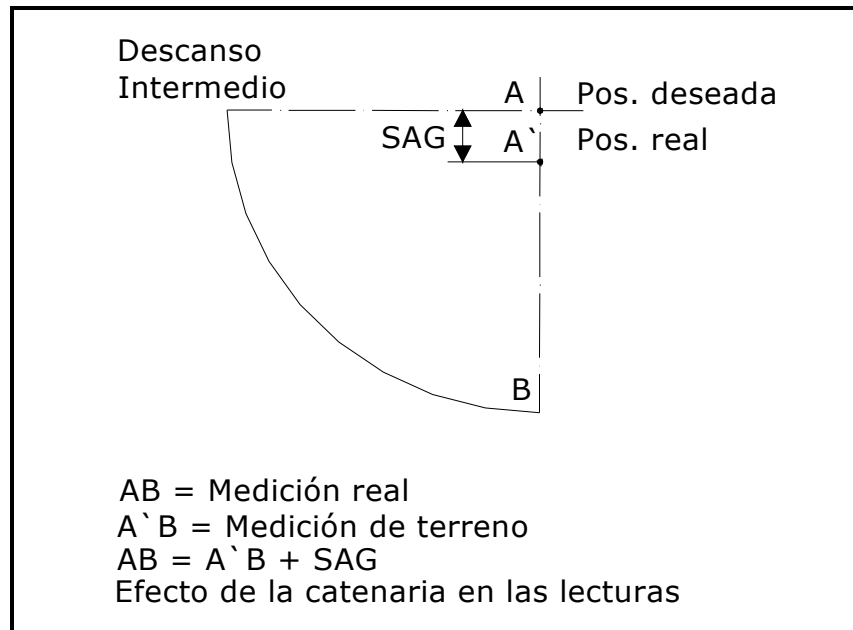


Figura 4.1.1.B Efecto y correcta medición de la catenaria.

En cada punto de medición, ya sea de descanso, deflector de aceite o cualquier otro elemento que contenga al eje, son necesarias tres lecturas. Dos de ellas en el plano lateral y horizontal, y una tercera en el plano vertical; éstas definen completamente la posición de la cuerda con respecto al elemento contenedor o viceversa.

La relatividad de la izquierda y la derecha, para las lecturas registradas en el plano horizontal, tiene importancia en el sentido de la concordancia entre los valores dados en el terreno con los preestablecidos por el fabricante para cada punto de medición.

En resumen, este tipo de alineamiento consiste en dos etapas. La primera, que busca posicionar la cuerda en dos puntos, para los cuales existen tolerancias dadas por el fabricante, y la segunda, que consiste en ubicar adecuadamente las partes internas de acuerdo a esta posición.

PROCEDIMIENTO

Para efectuar el alineamiento de los elementos intermedios (descansos) se procede como se indica a continuación:

- 1.- Se ubican los descansos en los lugares previamente establecidos.
- 2.- Se mide con el micrómetro interior la distancia que hay desde la cuerda a distintos puntos del descanso (generalmente se toman cuatro puntos del descanso, ubicados a 90 grados cada uno).
- 3.- Se corrigen las medidas si es que es necesario.
- 4.- Posteriormente, se llevan estas medidas a un gráfico para determinar a través de él la acción a seguir (subir, bajar, mover hacia la derecha o a la izquierda el descanso).
- 5.- Esta medición se hace en ambos extremos del descanso.

CONSIDERACIONES

Hay que tener presente que para llevar a cabo un buen alineamiento por medio de la aplicación de este método, existen restricciones, sean éstas de características técnicas o de condiciones de operación o ambientales. Es así, por ejemplo, que debe tenerse especial cuidado en que exista una adecuada amortiguación de las vibraciones producidas por los equipos adyacentes, ya que podrían incidir negativamente en la toma de lecturas.

Se debe realizar la operación de alineamiento en condiciones climáticas parejas, para que las lecturas no sean alteradas por el efecto de dilatación térmica de la cuerda. Este cuidado (transferencia de calor), también debe ser ampliado para los equipos cercanos que generen calor.

Se debe evitar la presencia de brisas de aire (viento), con sus fluctuaciones de temperatura.

Los esquemas que en adelante se muestran, tienen por objeto enseñar la disposición general para un alineamiento por cuerda de piano. Adjuntando la tabla de

catenarias correspondientes para lograr corregir, en las medidas tomadas en terreno, el arco que produce la instalación de la cuerda en una determinada longitud.

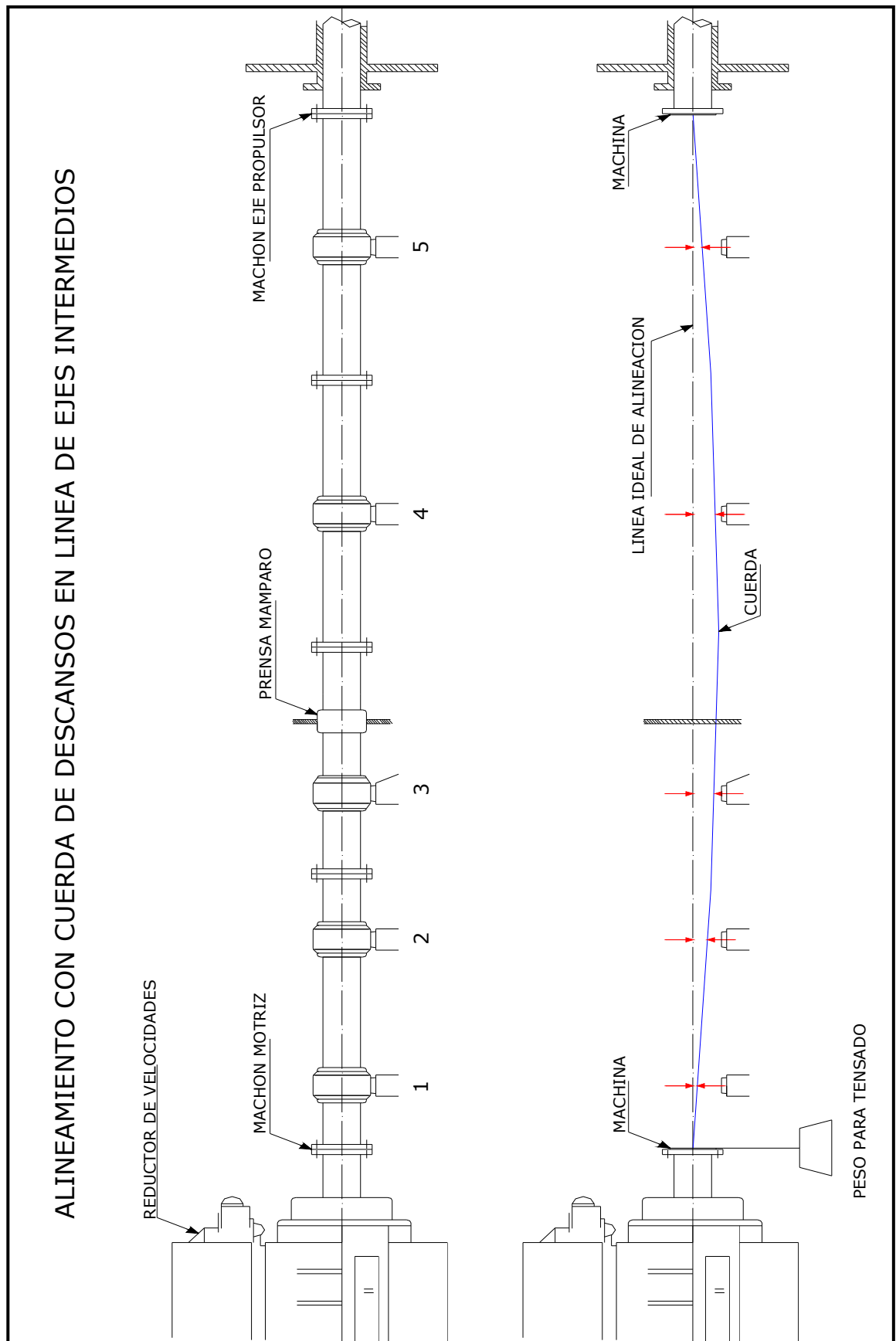


Figura 4.1.1.C Alineamiento con cuerda de piano en línea de ejes.

Distancia del soporte en pies	Tabla de flechas de cuerda tensionada, mostrando los valores permisibles de la flecha en el alineamiento con cuerda																								
	Distancia entre soportes en pies.																								
	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50					
1	1,5	2	2	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4,5	4,5	5	5	5,5	5,5	6	6,5	6,5	7	7					
2	3	3,5	4	4,5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12,5	13	13,5	14					
3	4	6	5,5	6,5	7,5	8,5	9	10	11	12	13	13,5	14,5	15,5	16,5	17	18	19	20	20,5					
4	4,5	6	7	8	9,5	10,5	11,5	13	14	15	16,5	17,5	19	20	21	22,5	23,5	24,5	26	27					
5	5	6,5	8	9,5	11	12,5	14	15,5	17	18,5	20	21	22,5	24	25,5	27	28,5	30	31,5	33					
6	5,5	7	9	10,5	12,5	14	16	17,5	19,5	21	23	24,5	26,5	28	30	31,5	33,5	35	37	38					
7		7	9	11,5	13,5	15,5	17,5	19,5	21,5	23,5	25,5	27,5	30	32	34	36	38	40	42	44					
8			9,5	11,5	14	16,5	19	21	23,5	26	28	30,5	33	35	37,5	40	42	44,5	47	49,5					
9				12	14,5	17	20	22,5	25	27,5	30,5	33	35,5	38	41	43,5	46	48,5	51,5	54					
10					14,5	17,5	20,5	23,5	26,5	29,5	32	35	38	41	44	47	50	53	55,5	58,5					
11						17,5	21	24	27,5	30,5	34	37	40	43,5	46,5	50	53	56,5	59,5	63					
12							21	24,5	28	31,5	35	38,5	42	46	49	52,5	56,5	60	63,5	67					
13								25	28,5	32,5	36	40	44	47,5	51,5	55	59	63	66,5	70,5					
14									28,5	33	37	41	45	49	53,5	57,5	61,5	65,5	69,5	74					
15										33	37,5	42	46	50,5	55	59,5	63,5	68	72,5	77					
16											37,5	42	47	51,5	56	61	63,5	70,5	75	79,5					
17												42,5	47,5	52,5	57	62,5	65,5	72,5	77	82					
18													47,5	53	58	63,5	67,5	74	79	84,5					
19														53	58,5	64	68,5	75	80,5	86,5					
20															58,5	64,5	69,5	76	82	88					
21																64,5	70,5	77	83	89,5					
22																	70,5	77,5	84	90,5					
23																		77,5	84,5	91					
24																			84,5	91,5					
25																				91,5					

Cálculos dados arriba basados en fórmula de parábola. (LOS VALORES DE CORRECCION ESTAN EN MILESIMAS DE PULGADA.)

$$Y = \frac{6wx}{P} (s - x)$$

w = peso de la cuerda.

x = distancia desde el soporte.

s = distancia entre los separadores.

y = flecha en pulgada

P

P = peso en libras

4.1.2 MÉTODO DE LA LÍNEA DE FUEGO

El procedimiento más antiguo para definir un alineamiento rectilíneo, es el llamado “línea de fuego”, por la industria naval.

Se basa en los principios de la óptica geométrica y cuando no se ha practicado por si mismo, el procedimiento parece de una simplicidad y de una precisión muy grande.

Para definir una alineación se determinan, primero dos de sus puntos por dos pequeños agujeros de diámetro inferior a 1 milímetro, abiertos en las pantallas metálicas E1 y E2 colocadas en los dos extremos de la alineación.

Una fuente luminosa de pequeña dimensión, pero de fuerte brillo S, está colocada detrás del agujero en la pantalla E1 y se mira este agujero, fuertemente alumbrado y colocando la vista detrás del agujero de la pantalla. Ver la siguiente figura 4.1.2.A

CONSIDERACIÓN ÓPTICA GEOMÉTRICA DE LÍNEA DE FUEGO

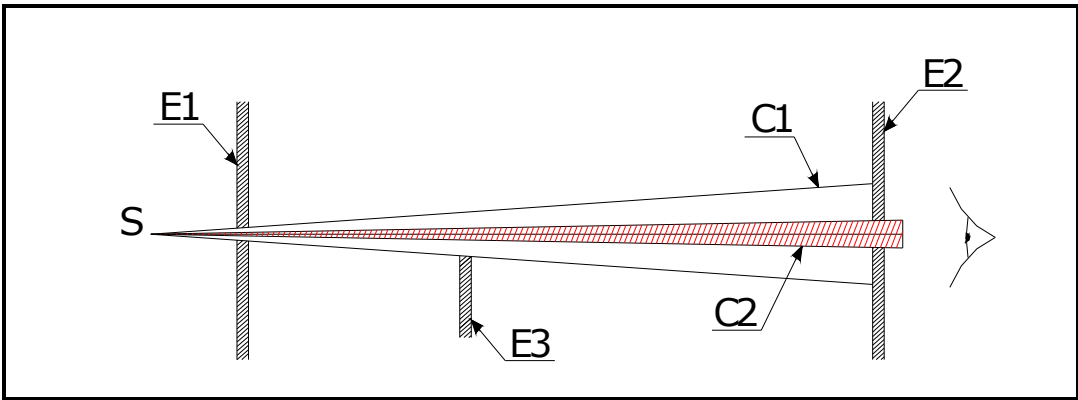


Figura 4.1.2.A Consideración de la óptica geométrica de la línea de fuego.

Consideraciones de óptica geométrica

Si los rayos luminosos siguieran las leyes de la óptica geométrica, delante de la pantalla E1 se encontraría un cono luminoso C1 de vértice S (suponiendo la fuente S puntal y cuya directriz sería el borde del agujero taladrado en la pantalla E1).

En este cono C1 es posible aislar con el pensamiento un segundo cono C2, definido por el mismo vértice y cuya directriz sería el borde del agujero hecho en la pantalla E2.

La vista colocada detrás de de la pantalla E2 recibiría entonces el conjunto del flujo luminoso comprendido en el cono C2.

Si en estas condiciones, en una posición cualquiera A, situada entre E1 y E2 se traslada perpendicularmente a la alineación una pantalla opaca E3, la vista no percibiría absolutamente nada hasta que la pantalla E3 entrase en el cono C2. Pero a partir de esta posición el flujo luminoso percibido por la vista disminuirá y, en el momento en que la pantalla hubiera interceptado geoméricamente el conjunto de los rayos comprendidos en el cono C2, la luz dejaría de ser visible.

Siendo la carrera de extinción igual, como máximo (para un punto muy próximo de E2) al diámetro del agujero taladrado en la pantalla E2, operando sucesivamente de abajo a arriba y viceversa, se determinaría, en altura, la posición de A de alineación con una precisión considerable.

La misma operación se haría en el sentido horizontal con igual precisión.

Difracción, su influencia sobre el método de la línea de fuego.

Se sabe que la luz da lugar, en realidad, al fenómeno de la difracción que modifica muy sensiblemente, en ciertos casos, las conclusiones que pueden deducirse de los esquemas de la óptica geométrica.

La primera consecuencia del fenómeno indicado antes en la aplicación del método de la línea de fuego, es que la luz que sale de la abertura de la pantalla E1 en lugar de estar limitada al cono geométrico C1 de la figura estará difractada en un cono C3, mucho más abierto, Ver figura 4.1.2.B

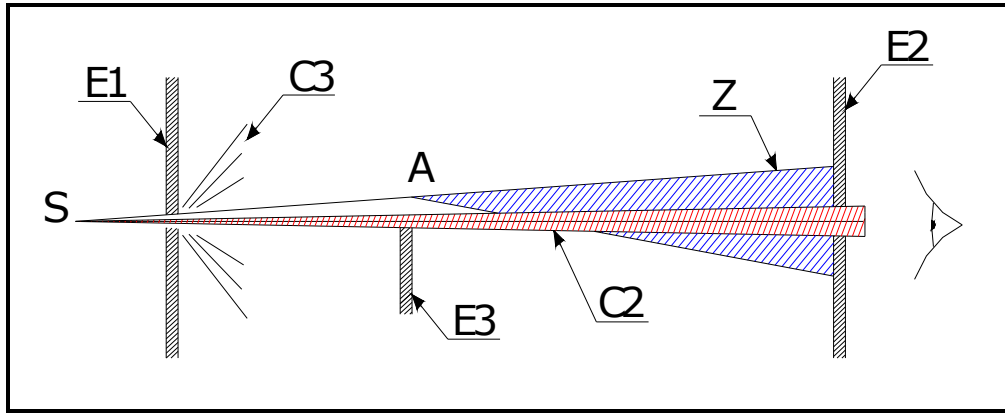


Figura 4.1.2.B Difracción producida en la línea de fuego.

La segunda consecuencia de la difracción aparece cuando se busca interceptar el cono ficticio C2 (que no ha sido modificado entre E1 y E2 por la difracción sobre los bordes del agujero de la pantalla E1) por una pantalla opaca E3. En efecto, a consecuencia de este fenómeno, el borde de la pantalla E3 desvía una parte de la luz en la zona Z y aunque todo el cono geométrico C2 habrá sido interceptado por la pantalla E3, la luz permanecerá no obstante visible por el agujero de la pantalla E2.

Si el cono luminoso C3 difractado por el agujero de la pantalla E1 fuese perfectamente de revolución, desde el punto de vista geométrico y óptico, alrededor de la alineación, las posiciones de intercepción total de la luz por la pantalla E3 “subiendo” y “bajando”, permanecería rigurosamente simétricas respecto a la alineación a definir y el fenómeno de la difracción no causaría dificultad suplementaria.

Pero, prácticamente, el foco S es ya disimétrico (filamento de cualquier forma) y la abertura practicada en la pantalla E1 no tiene ninguna posibilidad, a priori, de provocar una dispersión homogénea de la luz en todas las direcciones. Se puede representar aproximadamente el hecho precedente, admitiendo groseramente que la envolvente de las posiciones de intercepción total de la luz en el plano A sería un contorno C irregular y que el punto geométrico de alineación A no sería el centro del rectángulo circunscrito al contorno C.

Se ve, pues, que el fenómeno de la difracción, ligado al hecho de la falta de homogeneidad del cono de la luz difractado por el agujero inicial, puede conducir a un error de apreciación de alineación en el primer punto intermedio que se pretende determinar.

Cuando se ha definido también un primer punto de alineación, se fija generalmente en esta posición un “cimblot”, (pantalla metálica perforada por un

agujero), idéntico al de las pantallas E1 y E2 y se buscan otros puntos intermedios por el mismo método.

Esta manera de proceder es criticable, pues, si este nuevo agujero que sirve en lo sucesivo de nueva fuente luminosa para los puntos situados entre la vista y él, es desplazado respecto a la alineación a definir, el error inicial en este primer punto puede repercutir sobre los otros.

Inconvenientes del método

Las consideraciones precedentes muestran que el fenómeno de la difracción, junto a la falta de simetría de los conos luminosos sucesivos, realizados en la alineación por los cimblots, puede conducir a ciertos errores. Pero estos errores permanecen sin embargo, limitados.

Estos errores no son, en particular, tales como para condenar definitivamente el método en cuestión, utilizado desde siempre en los astilleros de construcción naval.

El gran inconveniente del método reside en el hecho de que está enteramente basado sobre la apreciación de un observador.

Las cantidades de luz puestas en juego son muy débiles y resulta por tanto una gran fatiga visual de los observadores, que ve en aumento a medida que se interpone en el trayecto del haz luminoso un número creciente de cimblots.

Además, es preciso señalar bien toda determinación descansa sobre la apreciación del desvanecimiento total de la luz. Si el fenómeno fuese instantáneo, esta apreciación sería fácil, pero es progresiva y resulta extremadamente difícil de apreciar exactamente en que momento se deja de no ser gran cosa, para no ver nada del todo.

Es muy frecuente que haya que tomar dos o tres veces una línea de fuego de gran longitud, pasando allí, cada vez, una noche entera.

Esto viene al hecho siendo la operación muy larga, las deformaciones de conjunto de la construcción, en el curso mismo del trabajo, pueden hacer una alineación que era rectilínea al principio de la noche no lo sea ya al final. En consecuencia, la luz que pasa por un cierto número de agujeros al principio de la operación puede muy bien no pasar por ellos sólo algunas horas después.

4.1.3 ALINEACIÓN ÓPTICA POR MEDIO DE TELESCOPIO

El instrumento óptico básico para llevar a cabo la alineación óptica es el telescopio.

La configuración más simple la constituye el telescopio de observación, mediante el cual nos es posible efectuar mediciones. Este se compone básicamente de dos lentes, una es el objetivo y la otra es el ocular.

Si se intercala entre ambos lentes una placa óptica con una cruz grabada se transforma de telescopio de observación, en uno de puntería.

Si a este último se le agregan los micrómetros ópticos, que se componen de placas de vidrio de caras paralelas articuladas y unidas mediante un vástago a los tambores micrométricos más un blanco montado en forma independiente. Ver figura 4.1.3.A y 4.1.3.B

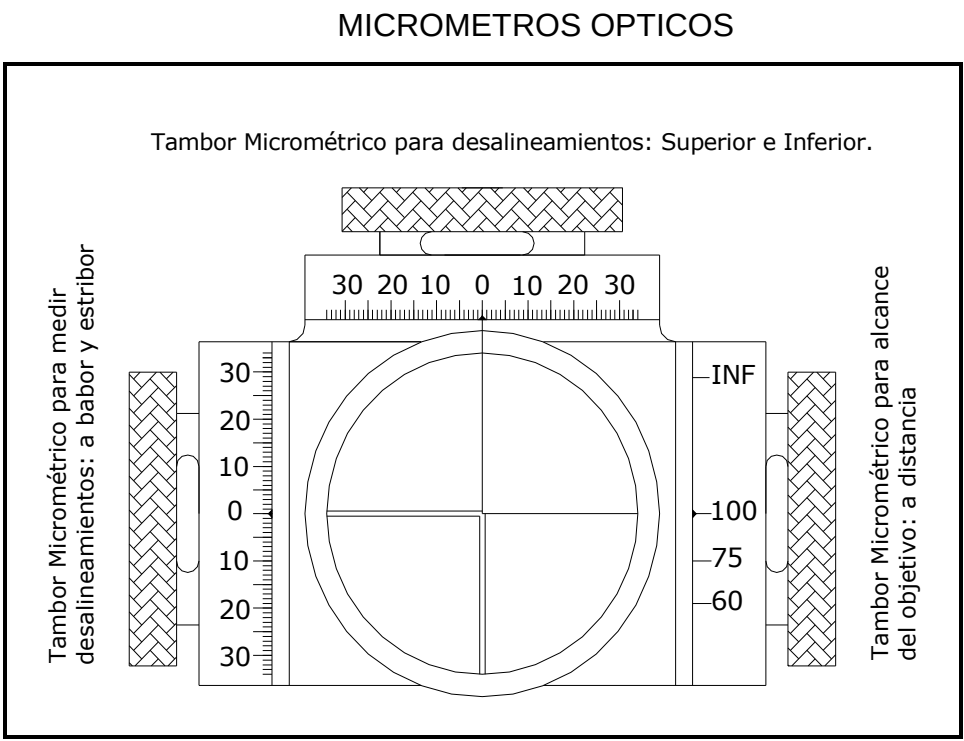


Figura 4.1.3.A Esquema de un micrómetro óptico.

MODELO DE BLANCO



Todas las líneas en el blanco van espaciadas .100" de centro a centro. Por lo tanto, el desplazamiento del centro puede determinarse a .100" sobre un límite $\pm .000$ usando el modelo de blanco y los micrometros del instrumento.

Figura 4.1.3.B Modelo de un blanco de un micrómetro óptico.

Se obtiene el microscopio de alineación, mediante el cual, es posible medir el desalineamiento, una posición general del sistema puede verse en la siguiente figura.

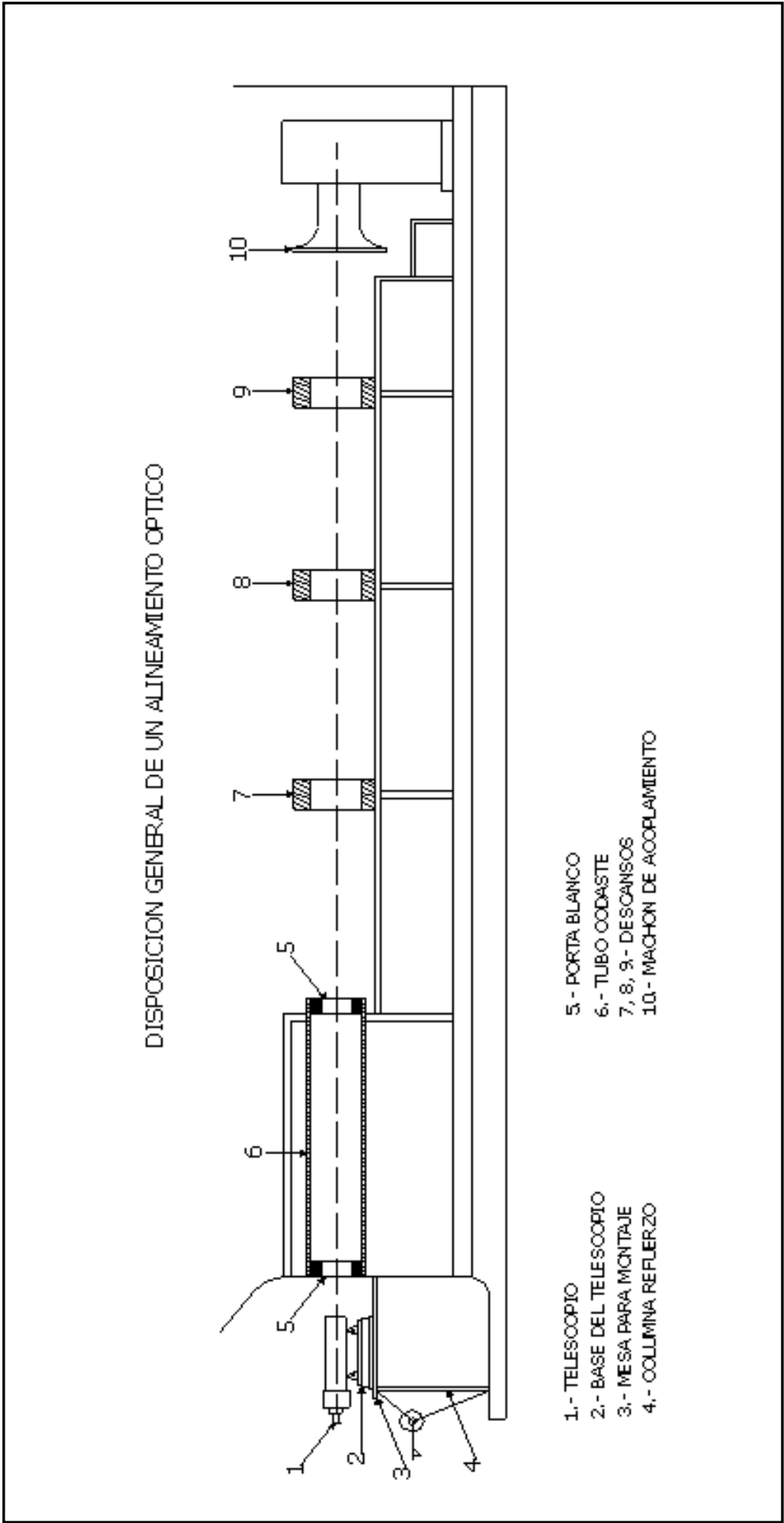


Figura 4.3.1.C Disposición general de un alineamiento óptico.

- 1.- Centrando el telescopio con los blancos en el tubo codaste y centro del machón de acoplamiento podemos centrar cada descanso, ubicando en éste un blanco (subimos, bajamos o desplazamos el descanso.)
- 2.- Centrado el telescopio con el tubo codaste y los descansos podemos verificar si la máquina esta centrada.
- 3.- Centrado el telescopio con un blanco a popa del tubo codaste y el machón de acoplamiento podemos ver si el extremo de proa del tubo codaste esta fuera de línea.
- 4.- Centrado el telescopio con un blanco a proa del tubo codaste y el machón de acoplamiento podemos ver si el extremo de popa del tubo codaste esta descentrado.

Como se sabe, todo instrumento tiene, por razones técnicas y económicas, errores de fabricación, que afectan su exactitud, sin embargo, estos se encuentran dentro de los márgenes establecidos por el fabricante.

Los errores de fabricación deben ser inferiores a los admisibles en la cantidad a medir. Esto es fundamental para la elección adecuada del instrumento, de acuerdo a las tolerancias admisibles en la alineación.

En la práctica, este método es comúnmente utilizado para alinear el tubo codaste con respecto al machón motriz, este procedimiento se realiza en dos etapas para asegurar la certeza de las mediciones, primero se alinea desde el tubo codaste hacia el machón motriz, el cual contiene un blanco, ubicado en el centro geométrico de este. Posteriormente, el telescopio es ubicado en el machón motriz por medio de una fijación debidamente diseñada y se procede al alineamiento desde este al tubo codaste, el cual tiene en su interior dos blancos posicionados en sus extremos por medio de los porta blancos. Ver figura a continuación.

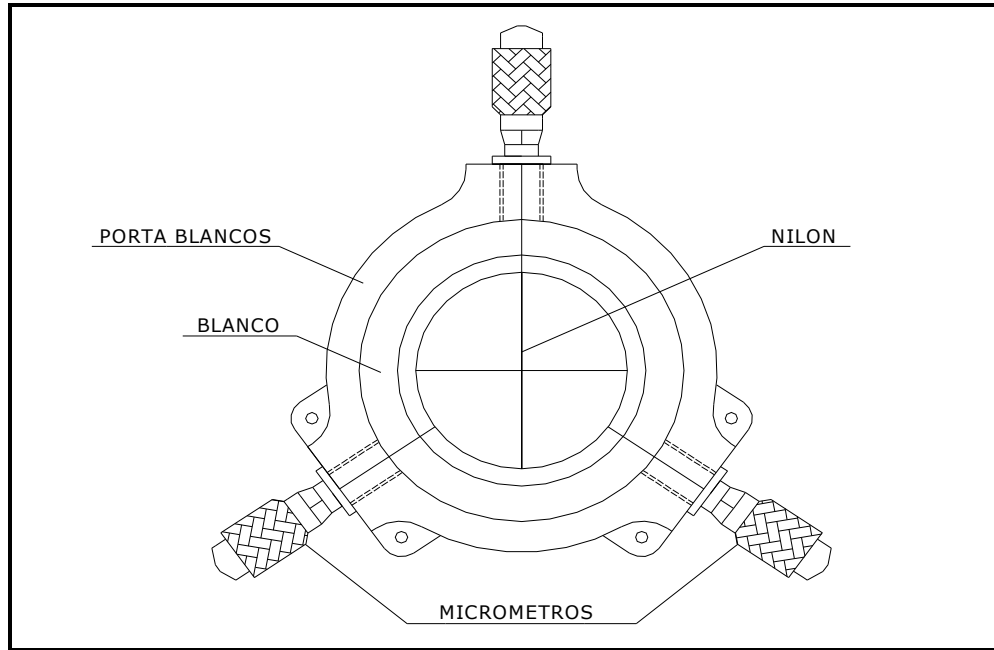


Figura 4.1.3.D Esquema de un portablancos de alineamiento de ejes.

El procedimiento de esta forma de alineación se ve claramente esquematizado en la figura que sigue.

Básicamente, este método consiste en hacer uso de una línea de referencia formada por una línea visual, obtenida por medio de instrumentos ópticos (telescopios y blancos), con lo cual se asegura que todos los descansos, susceptibles a ser desplazados, quedarán coaxiales con respecto a la línea óptica.

Las mediciones obtenidas, pueden ser exactas dependiendo del uso cuidadoso que se les de al mecanismo telescópico y aparatos requeridos.

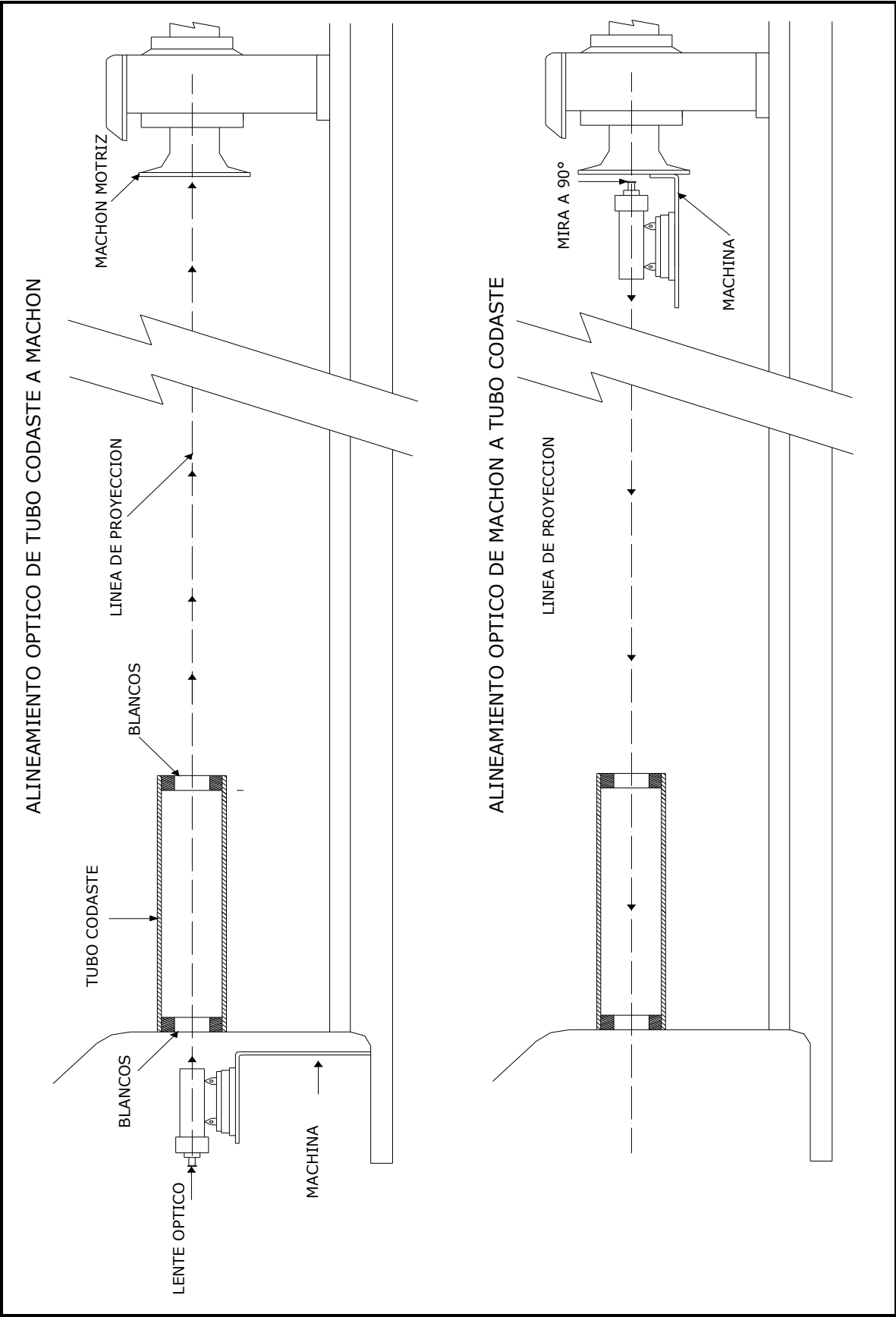


Figura 4.1.3.E Alineamiento de un tubo codaste.

Ventajas del método

Centrando el telescopio con los blancos en el tubo codaste y en el centro del machón de acoplamiento, podemos centrar cada uno de los descansos.

Centrando el telescopio en el tubo codaste y los descansos, podemos verificar si la maquinaria está centrada.

Centrando el telescopio con un blanco a popa del tubo codaste y el machón de acoplamiento, podemos ver si el extremo de proa del tubo codaste está fuera de la línea.

Centrando el telescopio con un blanco a proa y el machón de acoplamiento, podemos ver si el extremo de popa del tubo codaste está descentrado.

Desventajas del método

El alineamiento debe efectuarse con el buque en dique, con lo que las condiciones son diferentes a las existentes con el buque a flote, por las deformaciones que se producen en el casco al estar el buque en las camas de varada. Se debe considerar que este método sirve como una primera aproximación, debiendo efectuarse de todas maneras una verificación del alineamiento con el buque a flote.

Debe efectuarse un desmonte completo de la línea de ejes, para usarse como referencia los descansos (o bocinas) del tubo codaste, desde el exterior y el machón del eje de salida de la caja de reducción de engranajes.

4.2 ALINEAMIENTO EN FRÍO EXTERNO

Ya se han establecido los tipos comunes de desalineamiento en frío interno, en los cuales los sistemas se encuentran en un estado de no operación y sin la presencia del eje. Continuando con el análisis se incluyen las etapas de alineamiento en frío externo las cuales contemplan la existencia del eje para el alineamiento, en esta etapa se establecerán los métodos de alineamiento: elemental, de indicador de retorno y cara y borde; los cuales, apuntan a establecer la posición relativa de cada machón de acoplamiento, tanto en su descentramiento paralelo como las aberturas angulares que presentan un determinado juego de coplas.

Se incluye, en esta etapa, básicamente las recomendaciones para la instalación y como realizar las mediciones de una forma correcta, para posteriormente obtener resultados satisfactorios.

4.2.1 MÉTODO ELEMENTAL

Este método goza de gran popularidad en instalaciones menores. Su esencia es la aproximación, y su precisión depende de la calidad y capacidad del personal encargado para cuantificar las magnitudes de las desviaciones.

Los instrumentos comúnmente usados para establecer el desalineamiento angular son variados, dependiendo de las condiciones inherentes a saber: compás mecánico, feeler, gages telescópicos y reglillas paralelas.

Para establecer el desalineamiento paralelo, se hace uso de una reglilla metálica apoyada entre los bordes de los machones.

Todas las mediciones deben ser realizadas en cuatro puntos de los machones, a 90 grados uno de otro.

La aplicación de este método es muy sencilla y no requiere un tratamiento de mayor envergadura.

4.2.2 MÉTODO DEL INDICADOR DE RETORNO

La esencia del método del indicador de retorno, o indicador reverso (I.R.), consiste en detectar el desalineamiento de un eje relativo a otro y luego repetir la operación para la posición opuesta.

De su aplicación resulta la identificación del desalineamiento paralelo e implícitamente la correspondiente al desalineamiento angular.

El instrumento usado en combinación con el dispositivo de fijación del mismo a cada eje, es normalmente un indicador de dial con un rango de medición amplio y con una graduación en ambos sentidos de giro de aguja. En las figuras 4.2.2.A y 4.2.2.B se ilustran los pasos para realizar las lecturas según este método.

TÉCNICA DEL INDICADOR DE RETORNO
Pasos para realizar las lecturas con el indicador inverso (I.R.)

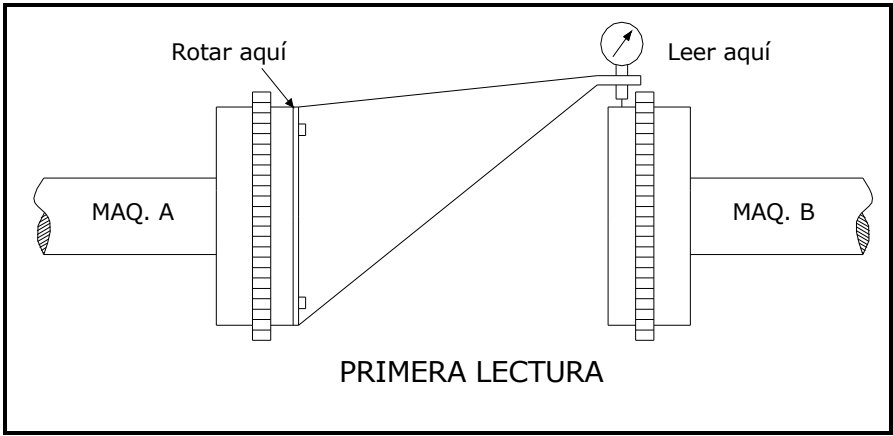


Figura 4.2.2.A Primera lectura del indicador de retorno.

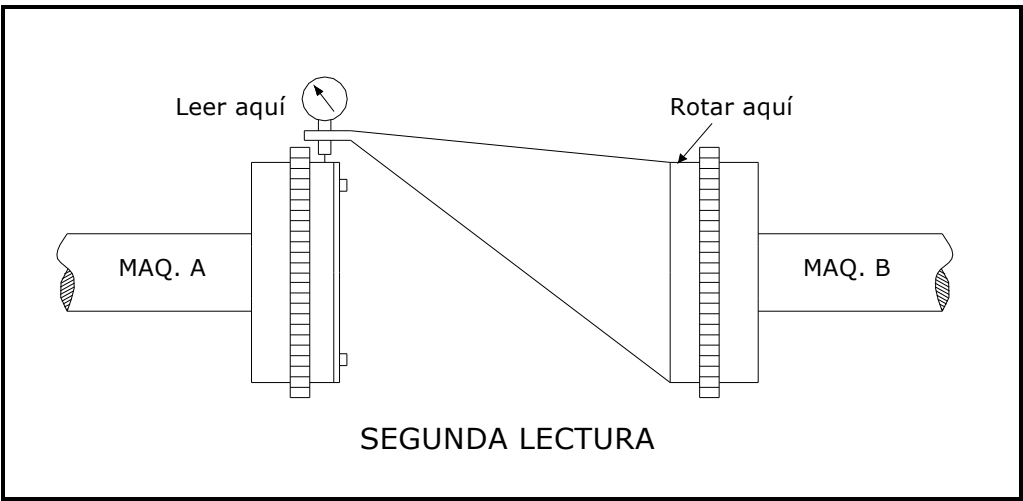


Figura 4.2.2.B Segunda lectura del indicador de retorno.

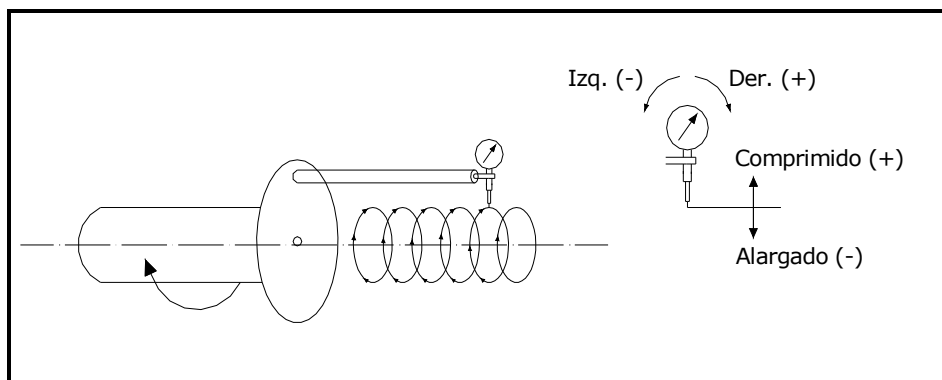
Para reducir el tiempo destinado a la medición y para eliminar problemas introducidos por desgastes o corrosión de los ejes, se emplean dos dispositivos con sus respectivos comparadores de carátula y se toman simultáneamente las lecturas girando ambos ejes a la vez.

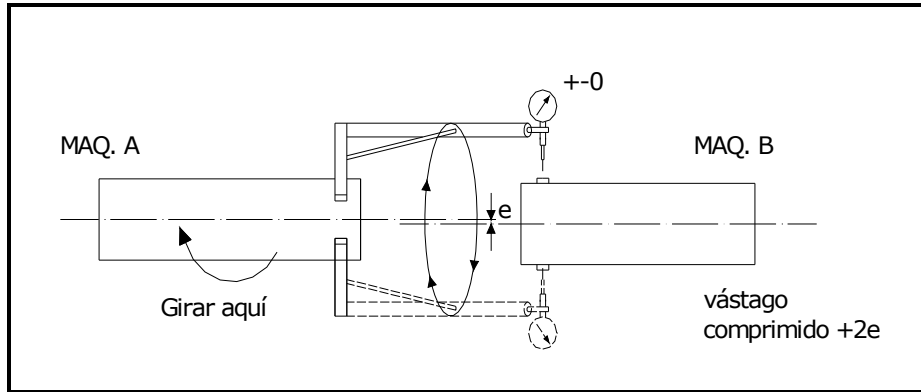
Este método es muy sencillo, rápido y bastante exacto.

Estas características pueden ser acentuadas de acuerdo a las condiciones y necesidades, modificando los diseños de los dispositivos de fijación de los indicadores del dial. Existen varias acepciones de este método pero todas y cada una de ellas responden al mismo principio.

La idea básica de este método de alineación en frío está fundada en que el indicador de dial montado en el respectivo dispositivo de fijación o barra del indicador, se convierte en una extensión del eje al cual están adosadas las correspondientes abrazaderas. Al ajustar a cero la carátula giratoria del indicador en la posición superior, revelará en su posición inferior una magnitud igual al doble de la excentricidad relativa entre el eje de referencia y al eje al cual se verifica su alineación al primero. Lo recién especificado atiende a la certificación del desalineamiento paralelo o diametral solo en el plano vertical. El análisis del desalineamiento paralelo en el plano horizontal se determina implícitamente al constatar una revolución del palpador del indicador respectivo, alrededor de la superficie de medición.

La cuantificación del desalineamiento angular o axial hace necesario el mismo procedimiento pero en el sentido inverso, cambiando el eje asumido como referencia. Esto se logra cambiando de posición las abrazaderas y verificando el alineamiento del otro eje respecto a la nueva referencia (si se dispone de un solo indicador), o haciendo uso de un dispositivo doble, que registre las magnitudes simultáneamente en ambos ejes. La figura 4.2.2.C bosqueja la idea básica de éste método.





Figuras 4.2.2.C; Idea básica de la técnica de alineación en frío mediante la técnica del indicador inverso o de retorno (I.R.) lógica del indicador de retorno.

De acuerdo a las condiciones, situaciones o espacios inherentes, el registro de las lecturas se puede efectuar apoyando el palpador del dial indicador ya sea en las generativas del eje o del cubo del machón de acoplamiento.

La lógica del dial indicador responde a la posición relativa de su vástago o palpador. Comprimiendo el vástago (giro en el sentido horario), las lecturas serán positivas. Alargando el vástago (giro en el sentido antihorario), las lecturas serán negativas.

INTERPRETACIÓN DE LAS LECTURAS TOMADAS

Suponiendo que la posición de los ejes involucrados en la alineación es la correspondiente a la ilustrada en la figura 4.2.2.D, la cual muestra la situación con desalineamiento diametral vertical con desviación paralela cuantificada en e unidades de longitud.

El eje 1 (izquierda) está sobre el eje 2 (derecha) en e unidades.

Asumiendo al eje 1 como sistema de referencia, se montan las abrazaderas del dispositivo de fijación del dial indicador en él.

El palpador del dial indicador se apoya en el eje 2, cuya posición relativa al eje 1 se verificará.

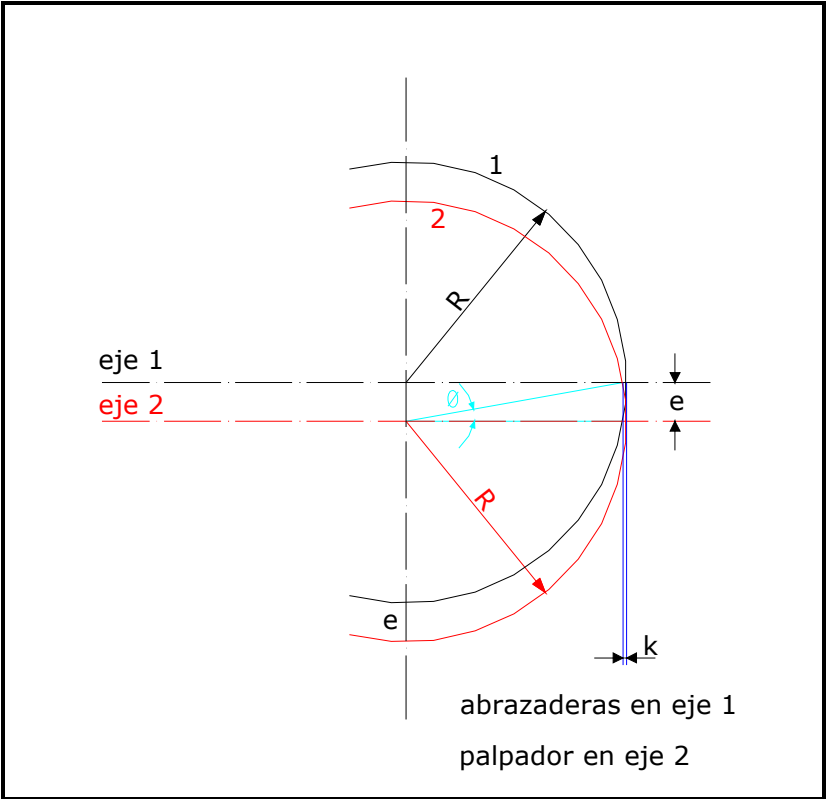
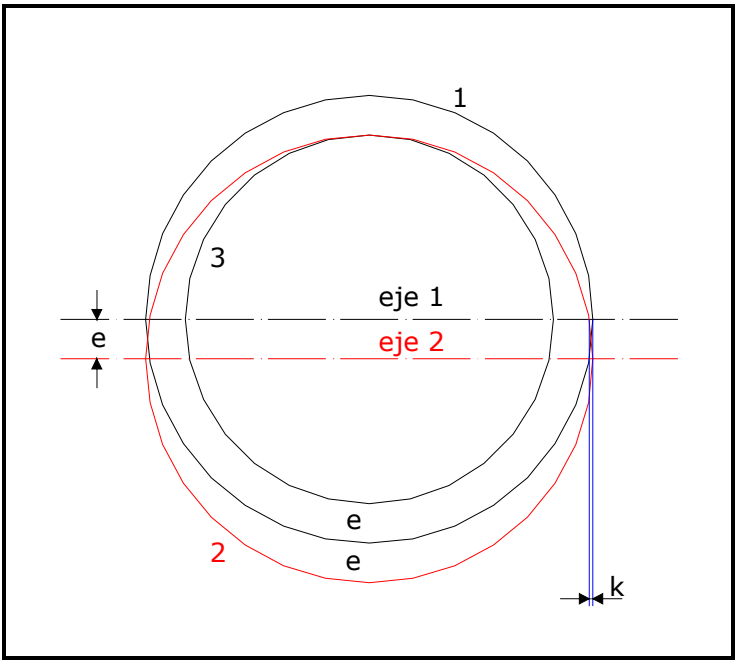
La lectura cero (0) se fija en la parte superior mediante el ajuste adecuado de la carátula del dial indicador.

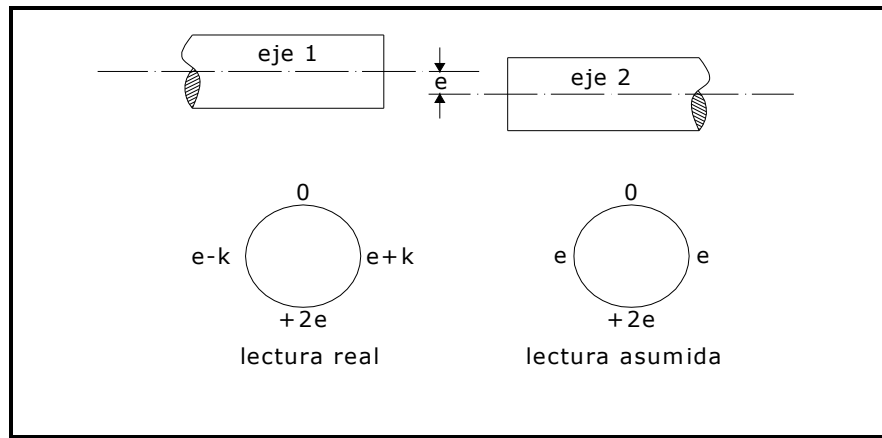
Para que no se registren variaciones, el palpador debería seguir su trayectoria 3 (circunferencia concéntrica a 1), pero el palpador está apoyado en la trayectoria 2 (definida por el eje 2, superficie de medición) y por lo tanto, seguirá esta trayectoria al efectuar la rotación del eje 1.

Como e es la desviación paralela entre los ejes, se concluye que en la parte inferior, la lectura será $+ 2 e$ (positiva, ya que el vástago del palpador se comprime al separarse de la trayectoria 3).

En el plano horizontal, la lectura será $+ e$.

INCERTEZA EN LAS LECTURAS





Figuras 4.2.2.D Variaciones a considerar en las lecturas tomadas.

El desarrollo con referencia a la figura se muestra a continuación:

$$K = R - R \cos \theta = R (1 - \cos \theta)$$

$$\Theta \approx \tan \theta = e / R, \text{ para } \theta$$

$$\text{Luego, } \theta = e / R$$

$$\text{Pero, } \cos \theta = 1 - \theta^2 / 2! + \theta^4 / 4! \dots\dots\dots$$

$$\text{Entonces, } K \approx R (1 - (1 - \theta^2 / 2!))$$

$$K \approx R \theta^2 / 2 = R e^2 / (2 R^2)$$

$$K = e^2 / (2R)$$

$$\text{Como } e \ll R, \text{ entonces, } e^2 / (2R) \longrightarrow 0$$

$$\text{Luego } K \approx 0$$

De este desarrollo se puede deducir que las lecturas reales obtenidas en el eje 2 (correspondiente al eje de la máquina referida) son las que se ilustran al pie de de la figura 4.2.2.D y a la izquierda.

Del análisis de tal desarrollo, se puede deducir que la lectura asumida en el terreno (con la componente $K = 0$), es la correspondiente a la ilustrada al pie de la figura 4.2.2.D y a la derecha.

Con referencia a la figura 4.2.2.E (convención de signos para las lecturas tomadas con I.R.), se pueden visualizar las situaciones comunes de desalineamiento, y que ayudan a definir la interpretación de las lecturas.

La situación mostrada en el caso A ya ha sido explicada en el desarrollo realizado con anterioridad.

Manteniendo la misma desviación paralela entre los ejes (el eje 1 está sobre el eje 2 en e unidades); se procede ahora a cambiar de posición las abrazaderas. El eje 2 actuará como referencia (caso B).

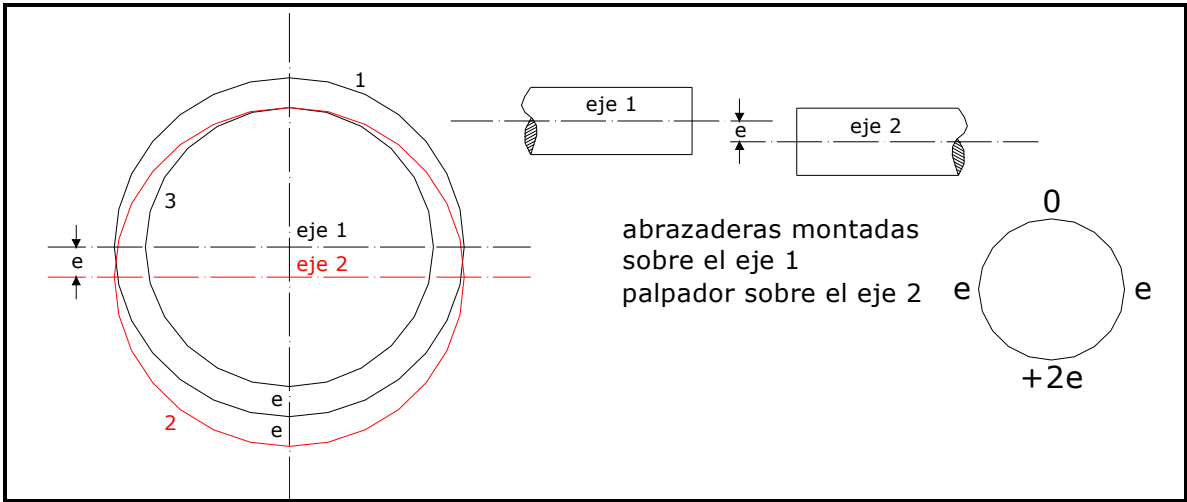
Como el palpador del dial indicador está apoyado en el eje 1, para que no se registren variaciones, éste debería seguir la trayectoria 3, circunferencia concéntrica al eje 2. Sin embargo, está obligado a seguir la trayectoria 1 (definida por la superficie de medición), de manera que el vástago se alargará al efectuar la respectiva rotación desde la posición superior (lectura cero) a la posición inferior; acusando por ende, un registro equivalente al doble de la excentricidad existente pero con signo negativo ($- 2e$) las desviaciones en el plano horizontal serán ($- e$).

Estos análisis realizados corresponden a la situación de un par de ejes desalineados paralelamente en el plano vertical.

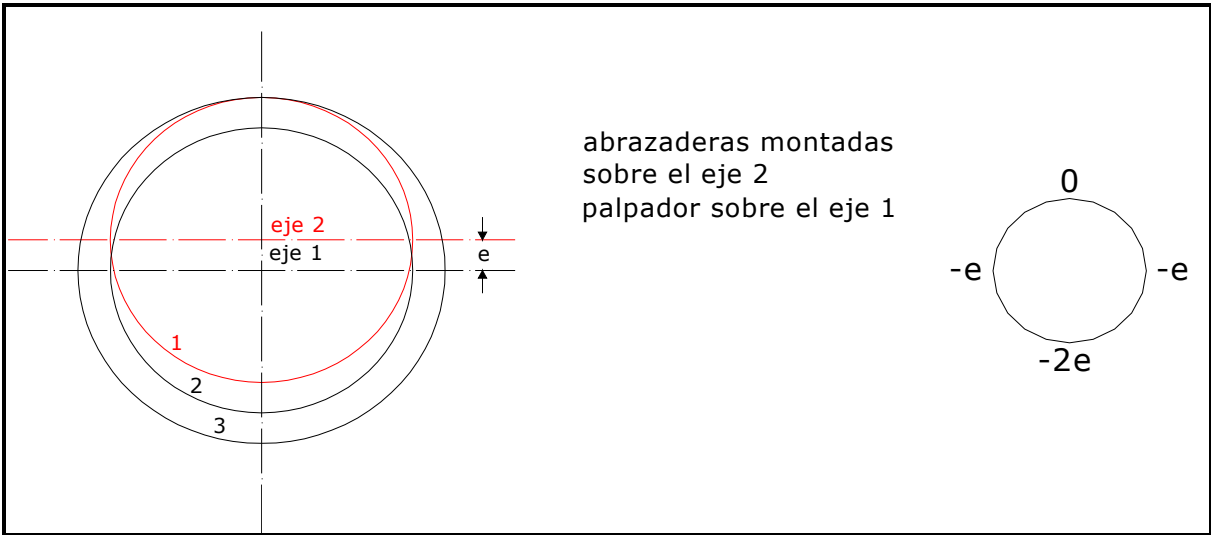
El caso general de desalineamiento paralelo, correspondientes a desviaciones diferentes manifestadas en los planos vertical y horizontal se muestra al pie de la figura 4.2.2.E

Este caso se soluciona haciendo uso de la superposición de los desplazamientos vertical y horizontal, suponiendo que los ejes están concéntricos. Se desplaza el eje 2 verticalmente en e unidades (despreciando las variaciones horizontales) y a continuación, se desplaza horizontalmente en k unidades (despreciando las variaciones verticales).

Las lecturas parciales y finales correspondientes a este caso, están ilustradas en la figura 4.2.2.E



Caso A Convención de signos para las lecturas tomadas con I.R.



Caso B Convención de signos para las lecturas tomadas con I.R.

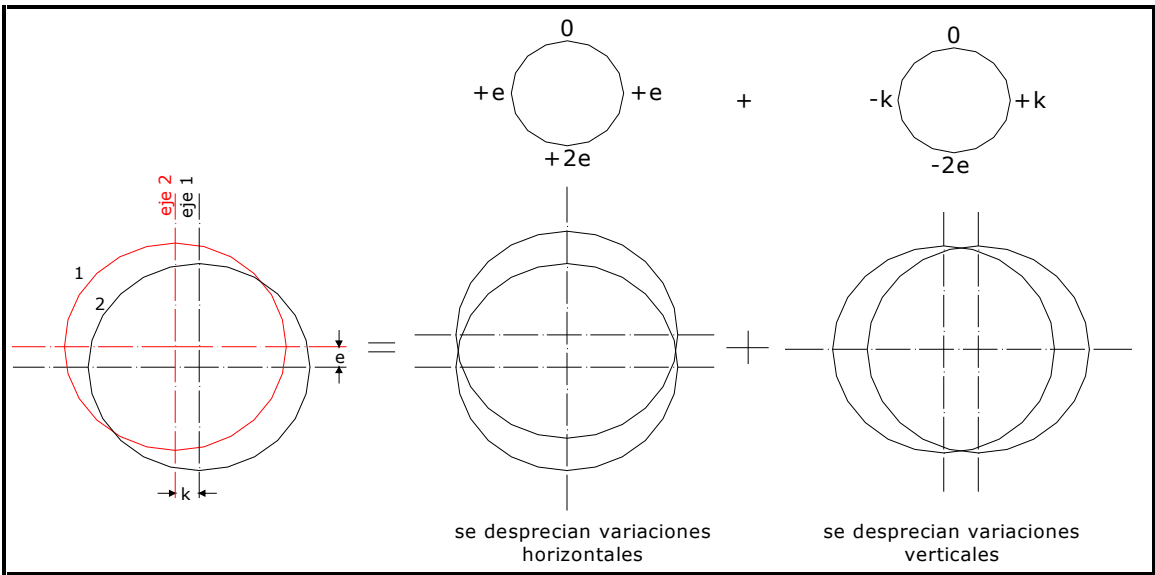
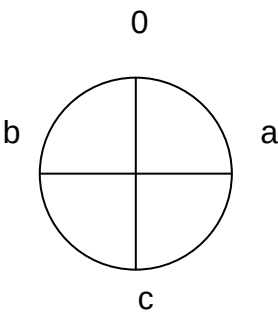


Figura 4.2.2.E Lecturas parciales y finales tomadas con I.R.

De los casos enunciados, se puede deducir una conclusión importante que destaca en la aplicación del método del indicador de retorno. Se observa que la suma vertical (algebraica) corresponde a la suma horizontal (algebraica); esto tiene una importancia radical puesto que es un índice para comprobar en forma rápida si las lecturas tomadas están correctas o no. Vale decir, que para una determinada lectura, se tiene lo siguiente:

Lectura

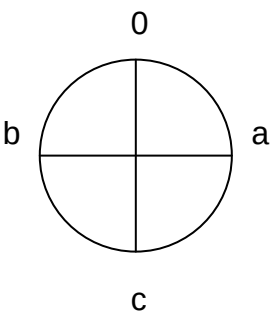


Condición necesaria (sin corrección): $a + b = c$

Cualquiera diferencia implica realizar correcciones a las lecturas, que se deducen de un estudio de las causas del problema. Posteriormente se desarrollará esta situación.

Si se tiene una determinada lectura, es fácil determinar el desplazamiento de un eje con respecto al otro, de la siguiente manera:

Lectura



Desplazamiento vertical: $c / 2$ (+ o -).

Si es positivo (+), el eje está más bajo que el eje donde se encuentran montadas las abrazaderas.

Si es negativo (-), el eje está más arriba.

Desplazamiento horizontal: $(a - b) / 2$ (+ o -)

Las imprecisiones de la superficie girarán con los ejes y se congelarán en el análisis, el desalineamiento permanecerá invariante.

Si se montase un indicador de dial en el machón defectuoso, para verificar el desalineamiento, y se girara sólo el eje donde están dispuestas las abrazaderas del dispositivo de sujeción; los datos reflejarían las imprecisiones de superficie y por ende se intentaría alinear los machones cuando los ejes ya están alineados. Si se ajustaran las marcas de los machones y se giraran juntos, las imperfecciones de superficie de un machón, estarán siempre en la misma posición relativa con respecto al otro, y por lo tanto, el indicador de dial no acusaría desalineamiento; lo cual corresponde al caso real. Deben girarse ambos ejes a la vez para que los errores se cancelen.

Es importante además, para lograr buenos resultados, que los palpadores de los diales indicadores deban estar perpendiculares a las generatrices de los ejes respectivos. Figura 4.2.2.F.

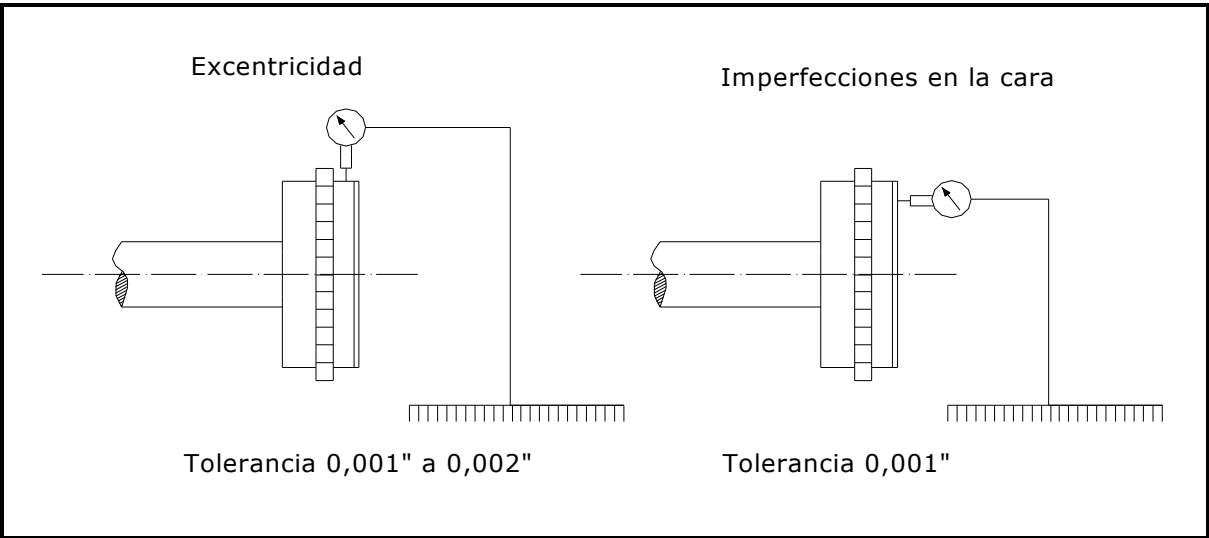


Figura 4.2.2.F Perpendicularidad de los relojes frente a las caras de los machones.

Una de las variables más trascendentales que inciden en las lecturas defectuosas, la constituye la flexión del dispositivo o barra de sujeción de los comparadores de carátula. Este es un asunto de preocupación real y que no se debe ignorar si es que se pretende lograr un buen alineamiento en frío. Figura 4.2.2.G.

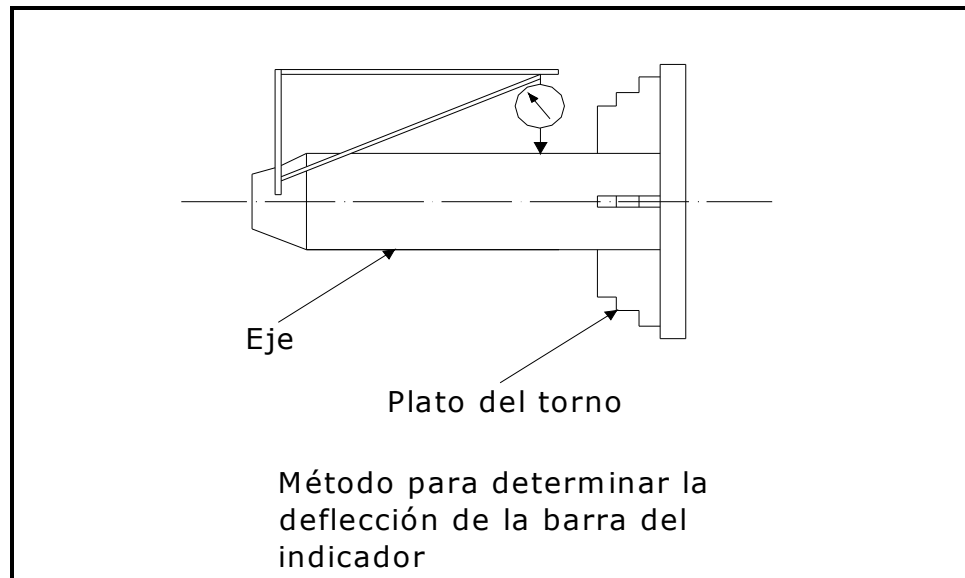


Figura 4.2.2.G Método para determinar la deflexión de la barra del indicador.

Sin embargo, este problema se puede resolver con facilidad determinando la deflexión correspondiente y efectuando las correcciones apropiadas en los datos de alineamiento.

RESEÑAS CONSTRUCTIVAS

Las abrazaderas y las varillas que conforman el dispositivo de sujeción de los diales indicadores, constituyen una herramienta especial para cada instalación, y por ende, deben ser fabricadas específicamente para este objetivo. Deberá considerarse el espacio disponible y los obstáculos que podrían impedir la rotación del elemento, incluyendo los comparadores de carátula; los que deberán ser pequeños y livianos.

Por lo general, en la construcción de las varillas extensoras, se emplean tubos de acero para intercambiadores de calor, o tubos de aluminio.

En el diseño de este dispositivo debe considerarse que el conjunto posea rigidez apropiada para minimizar las deflexiones por su propio peso y el de los indicadores.

Como se mencionó, existen varias acepciones en los diseños de los dispositivos de medición. Hacer uso de dos soportes, para realizar las mediciones en los ejes simultáneamente, es normalmente preferido.

También es igualmente aceptable pero menos conveniente, hacer uso de un dispositivo único que se conmute entre los ejes, para obtener los conjuntos de lecturas en ambos, pero en forma separada.

Quizás el diseño más apropiado para la aplicación de este método, es aquel que permite realizar los conjuntos de lecturas simultáneamente, y sin necesidad de desacoplar los machones. Esto minimiza el tiempo empleado en las mediciones, como también, la acción de efectos contrarios en los machones y ejes, producidos por contaminantes ambientales, corrosión, desgaste, etc.

CARACTERÍSTICAS DEL INDICADOR DE RETORNO

El análisis de la información reunida por el método del indicador de retorno, proporciona los datos suficientes en la determinación de las posiciones relativas de los ejes involucrados en la alineación de máquinas.

Las características distintivas de este método, son entre otras, las siguientes:

Por medio del diseño apropiado de los soportes (dispositivos de fijación y abrazaderas), se elimina la necesidad de extraer el carrete espaciador de acoplamiento. Esta característica proporciona cuatro ventajas adicionales:

- Se reduce el desgaste en el acoplamiento.
- Puesto que ambos ejes se giran como una unidad con el espaciador instalado, los errores provocados por los cambios de posición de los machones relativos a la horizontal, se eliminan por completo.
- Se magnifica en gran medida la apreciación del desalineamiento angular, diagnosticándose en forma más precisa. Se eliminan las lecturas de cara, en los machones.
- Puesto que se han eliminado las lecturas de cara, no existe preocupación respecto a la flotación axial de los ejes.

NOTA:

Las lecturas de cara, están referidas a aquellas que son necesarias para identificar las desviaciones producidas por un desalineamiento angular. Estas se discutirán en detalle al desarrollar el método de alineamiento designado como cara y borde.

- El método del indicador de retorno (I.R.) no es exitoso si se usan elementos inapropiados, deben construirse elementos especiales. Los resultados del

alineamiento son simplemente mejores si se usan las barras y dispositivos de sujeción adecuados.

- La importancia de esto último radica en minimizar las presunciones para evitar las lecturas falsas que obliguen a las correcciones de terreno.

4.2.3 MÉTODO DE CARA Y BORDE

Este método constituye la alternativa más ampliamente usada en el alineamiento de máquinas. Hoy continúa sirviendo en una gran cantidad de problemas de alineaciones industriales. Por otra parte, es el método específico descrito en todo manual de mantenimiento para equipo rotatorio industrial.

El método cara y borde posee muchas acepciones en su aplicación, de hecho, el método elemental descrito anteriormente, constituye una de éstas.

Sus características y principios operacionales responden al siguiente procedimiento.

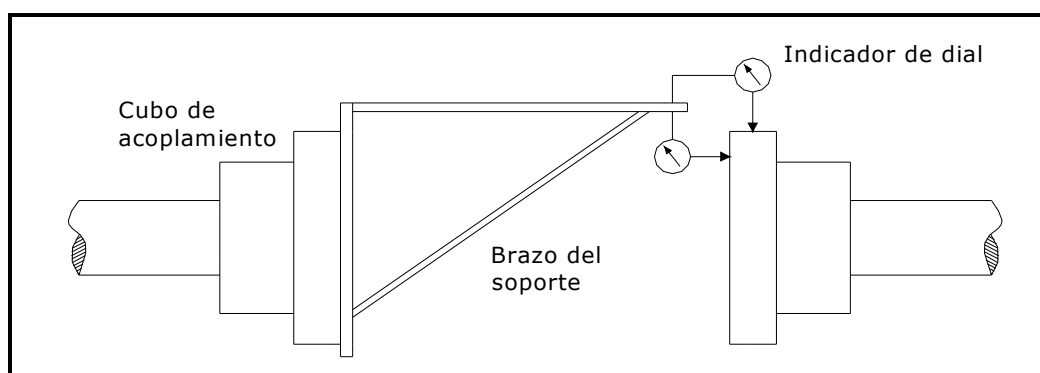


Figura 4.2.3.A Paso 1, procedimiento cara y borde.

La cuantificación del desalineamiento paralelo se lleva a cabo por medio de un instrumento dispuesto en el “borde” o generatriz del machón de acoplamiento, o si es posible, directamente en el eje.

Para cuantificar el desalineamiento angular, es imprescindible efectuar las lecturas de “cara” en los machones de acoplamiento.

Las acepciones o variantes de este método corresponden al tipo de instrumental utilizado para registrar las desviaciones paralelas y angulares; aunque sí, todas las acciones correctivas se deducen de la misma manera.

El instrumento usual para cuantificar el desalineamiento angular son, entre otros: reglas paralelas, micrómetro de interiores y diales indicadores.

Para la turbo maquinaria de alta potencia y velocidad, donde los requisitos del alineamiento preciso son más exigentes, las limitaciones operacionales de este método se hacen cada vez más importantes. Este procedimiento es antiguo y bien establecido, pero posee sus limitaciones, problemas y fallas que deben tenerse presente en la utilización.

- Las lecturas del indicador de retorno no reflejan solamente el desalineamiento paralelo de los ejes de las dos máquinas, sino también, las imprecisiones en la geometría de la superficie de medición.

¿Estos errores pueden ser eliminados?, por supuesto, determinando la geometría de la superficie de medición y disponiendo del margen apropiado o girando ambos ejes en forma simultánea de modo que las lecturas del indicador se tomen en el mismo lugar. Estas precauciones son difíciles de llevarlas a cabo en instalaciones grandes, y rara vez se hacen.

- Cuando se ejecutan las mediciones de cara para cuantificar el desalineamiento angular, es absolutamente necesario que se tomen en cuenta los flotes axiales de ambos ejes. Esto no configura una gran preocupación en equipos pequeños donde los ejes están fijos en forma axial por medio de rodamientos de bolas. Se convierte en un problema, sin embargo, en aquellas máquinas equipadas con cojinetes de empuje hidrodinámicos, o para el caso en que no exista cojinete de empuje. El procedimiento normal consiste en separar los ejes axialmente cada vez que se va a tomar la lectura. La posición axial de los ejes, a medida que quedan en reposo depende de cuán fuerte empuje el encargado del alineamiento. Por lo tanto es difícil obtener lecturas consistentes. Un montaje de instrumentos medidores que puede eliminar tal interferencia, hace uso de dos diales indicadores para efectuar las lecturas de cara. Implícitamente se cuantifican las diferencias producidas por los desplazamientos axiales virtuales, y se registran las magnitudes reales de las aberturas entre las caras de los machones. (Método de tres relojes figura 4.2.3.B).

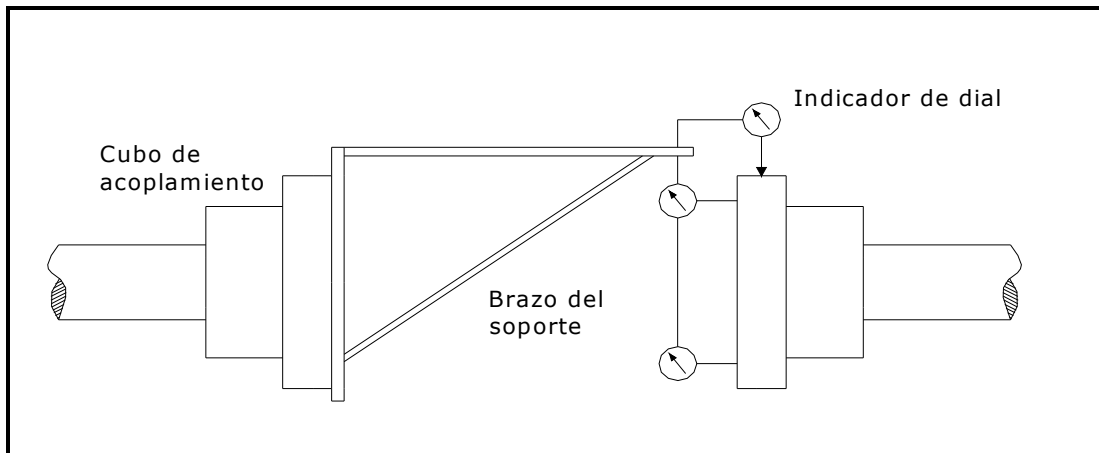


Figura 4.2.3.B Paso 2, procedimiento cara y borde.

- El diámetro de la cara sobre la cual se toman las lecturas para determinar el ángulo de desalineamiento es relativamente pequeño, especialmente en equipos de alta velocidad; algunas veces no mayor de tres pulgadas. Lo cual acentúa la aparición de errores debidos a los flotes axiales e imperfecciones en la superficie de medición. En la mayoría de los casos estos errores no son catastróficos, pero no deberían existir.
- Para utilizar un dial indicador para cuantificar las desviaciones paralelas se hace necesario asumir una rigidez del dispositivo de sujeción para eliminar sus deflexiones, y por lo tanto correcciones posteriores en el terreno.

INTERPRETACIÓN DE LAS LECTURAS

Este método identifica las desviaciones paralelas y angulares en forma separada. Vale decir, los registros son completamente independientes.

Las explicaciones subyacentes a las interpretaciones de las lecturas diametrales obtenidas con el indicador de dial (desalineamiento paralelo) son idénticas a las enunciadas por el indicador reverso. Así mismo, todas las precauciones señaladas para obtener datos precisos.

Una explicación especial merece la interpretación de las lecturas de cara, relativas a identificar la desviación angular de los ejes.

Estas lecturas, por lo general, se realizan directamente en las caras de los machones; suponiendo que ambos están montados correctamente en los ejes, es decir,

que las caras de los flanges poseen una desviación de perpendicularidad despreciable con respecto a la línea de referencia constituida por la línea de eje de los ejes de los equipos, se puede verificar y en caso dado realizar la corrección del alineamiento.

El procedimiento consiste en determinar el ángulo entre las caras de los flanges de acoplamiento mediante la medición de la luz existente en puntos diametralmente opuestos (mínimo 4 puntos a 90 grados) y del diámetro constituido por esos puntos. Es menester que las cuatro o más lecturas se tomen a una distancia aproximada igual desde el centro del eje, midiendo lo más próximo posible hacia el extremo exterior del machón como sea posible.

La expresión que permite calcular el ángulo existente entre las caras, es la siguiente:

$$\text{Ángulo} = \frac{A1 - A2}{D} \text{ (rad)}$$

Ángulo = ángulo de abertura

A1 = luz de máximo valor absoluto con respecto a la del mismo plano de medición.

A2 = luz de mínimo valor absoluto con respecto a la del mismo plano de medición.

D = diámetro determinado por los puntos de medición, o diámetro del machón.

Las relaciones establecidas entre las aberturas o luces definidas por A1 y A2, están establecidas por los planos de medición, Ver figura 4.2.3.C.

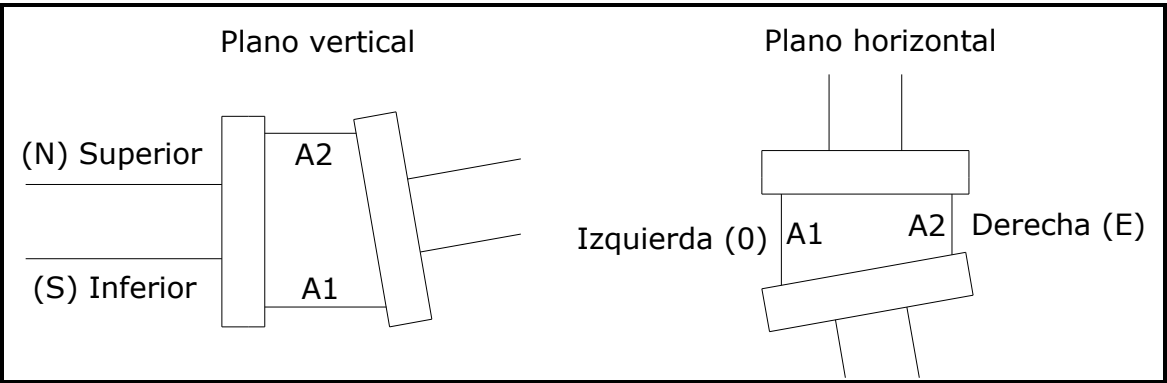


Figura 4.2.3.C Relación establecida por los planos de medición.

Para el plano vertical, la diferencia ($A1 - A2$) indicará una abertura en el extremo inferior de los machones. Para el plano horizontal, la misma diferencia indicará una abertura hacia el lado derecho.

Las mediciones de desalineamiento angular son relativas (superior menos inferior, derecha menos izquierda) no importando la magnitud del intersticio, aún cuando los datos unitarios (mediciones absolutas) pueden variar debido a la flotación axial de los ejes; los resultados serán consistentes si las diferencias lo son.

La restricción asumida para ejecutar las lecturas (desviación de perpendicularidad despreciable en los machones); al igual que la interferencia de los flotes axiales, inciden en los errores, los cuales se ven magnificados por el diámetro definido por los puntos de lecturas.

ALINEAMIENTO EN CALIENTE

Cuando se efectúa la operación de alineamiento en frío de un tren de maquinaria, se deben respetar como ya fue explicado, ciertas recomendaciones que son dadas por el fabricante. Estas se refieren a valores de desalineación en frío premeditado con que deben dejarse los componentes del tren, debido a la existencia de diferentes temperaturas de operación para cada máquina (dilataciones térmicas diferentes), como también efectos hidrodinámicos y variadas reacciones de torque; para las unidades de conforman el grupo a alinear.

Después de hacer validos los valores prescritos por el fabricante, es necesario en la mayoría de los casos, comprobar en caliente; si dichos valores permiten que el tren de maquinaria tenga un buen alineamiento en las condiciones de operación.

La información para la inspección del alineamiento en caliente, normalmente se obtiene midiendo los movimientos horizontales y verticales de los ejes o cajas de rodamientos de los componentes de la turbo maquinaria en relación con las referencias fijas.

Cuando se emplean los métodos de alineamiento ópticos, las referencias son los planos vertical y horizontal de la mira establecida por los instrumentos ópticos. Para las técnicas mecánicas o electrónicas, la referencia fija la constituye generalmente la fundación de la máquina.

Para la instalación típica, sin embargo, la fundación no está en la proximidad del eje ni del descanso, y es necesario instalar pedestales que se extienden desde la fundación a un punto próximo al que se quiere medir. Estos pedestales se convierten en la referencia desde donde se toman las medidas. Para asegurar la precisión de los datos de alineamiento, los pedestales o soportes deben ser robustos (rígidos) y mantenidos a temperatura constante, para minimizar las imprecisiones de medición provocadas por la dilatación térmica y por el exceso de vibraciones.

Los métodos para cuantificar el desplazamiento de los ejes, de la posición fría a la posición caliente, se dividen en dos grupos; una que necesita la detención del eje y el otro, que no requiere la detención del eje.

4.3 ALINEAMIENTO EN CALIENTE CON DETENCIÓN DEL EJE

4.3.1 MÉTODO DEL INDICADOR DE RETORNO

Primeramente se precede a alinear en frío por medio de la aplicación de algunas de las técnicas mencionadas con anterioridad. Después de esto, se pone en funcionamiento el equipo y una vez alcanzadas las condiciones de velocidad de rotación y temperaturas correspondientes al régimen estable de operación, se detiene y se topan las lecturas que indicarán la posición de los ejes en “caliente” cuyas interpretaciones corresponden a las mencionadas anteriormente.

En el momento en que el equipo es detenido, se debe actuar rápidamente montando las abrazaderas del dispositivo de sujeción de los indicadores de dial sobre los ejes, para así tomar lecturas que se aproximen lo más posible a las condiciones de funcionamiento.

Es ideal, al aplicar este método, no desacoplar los ejes y tomar las lecturas usando diseños de dispositivos de sujeción adecuados que permitan saltar los machones de acoplamiento, puesto que así se ahorrará un tiempo precioso. Con las lecturas obtenidas se conocerán, aproximadamente, las posiciones relativas de los ejes en caliente y se podrá determinar si el alineamiento es el adecuado.

Si los ejes se hallan desalineados, habrá que repetir el alineamiento en frío, basándose ahora en las nuevas referencias que arrojan las lecturas en caliente.

Las ventajas de este método son:

- Muy fácil de usar.
- Rápido.
- Resistente, ya que requiere de elementos muy sencillos.
- Ideal para trabajar en atmósferas explosivas.
- No hay que construir soportes, ni soldar piezas especiales en el equipo a alinear.

Las desventajas de este método son:

- Requiere detener el equipo para tomar las lecturas en caliente, y esto no siempre es posible de hacer.
- Al detener el equipo, las mediciones resultan falseadas, debido a la alta transferencia de calor en los primeros instantes. Esto es importante en equipos de grandes dimensiones o que requieren de bastante tiempo para su detención.
- Requiere de cierto espacio para montar las abrazaderas del dispositivo de sujeción de los indicadores de dial sobre el o los ejes.
- El procedimiento se complica si los acoplamientos son lubricados continuamente.

Los atributos de este método hacen que sus usos más recomendados sean los siguientes:

- En equipos que funcionan a bajas velocidades.
- En equipos de baja potencia.
- En equipos sumergidos en atmósferas explosivas.
- En equipos que deben alinearse de improviso y en el menor tiempo posible.

Actualmente, es el pensar general que el tradicional chequeo de alineamiento en caliente para la maquinaria, usando el método del indicador de retorno con detención del eje, carece de representatividad de las condiciones reales de operación. Lo costoso y el tiempo que involucra poner una maquinaria en funcionamiento, llevarla a la temperatura deseada, detenerla, en ciertos casos abrir los machones de acoplamiento e intentar determinar el alineamiento antes de que se enfríe, no tiene justificación debido a lo altamente dudosos que son los resultados.

No es posible efectuar una comprobación lo suficientemente rápida para determinar en forma precisa la dilatación térmica del equipo. En las máquinas que operan en rangos de temperaturas muy alejados a lo ambiental, es común observar en el enfriamiento un cambio térmico de 0,001 plg/min. Esta razón de cambio hace que los

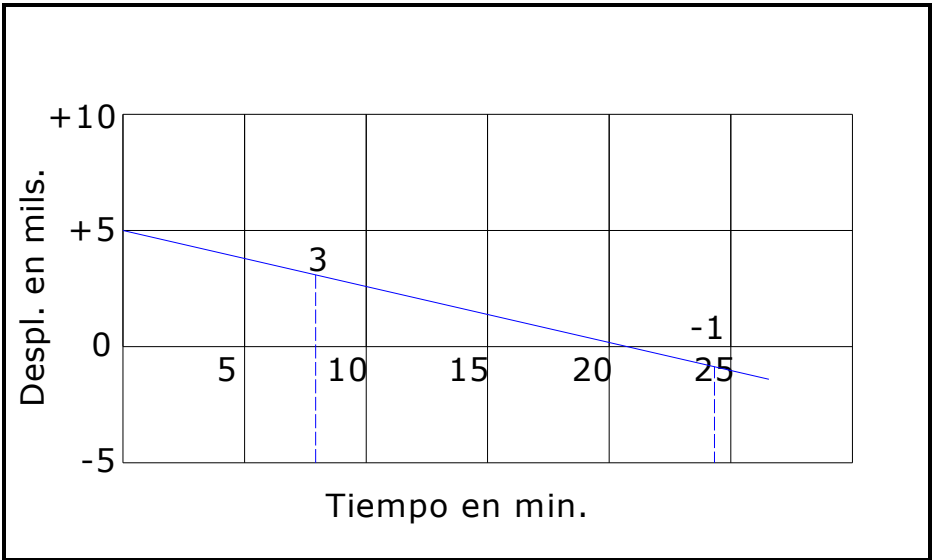
datos de alineamiento obtenidos pierdan su efectividad, puesto que no representan a los valores reales que existan en el régimen estable de operación.

Además, este método tradicional nunca revelará el desalineamiento resultante de las fuerzas dinámicas (hidráulicas), ni el correspondiente a las reacciones del torque que pudiera ser significativo, debido a que estas fuerzas desaparecen cuando la máquina se detiene.

Una manera para certificar aproximadamente el crecimiento o las desviaciones relativas de los ejes en caliente, usando relojes comparadores, es el siguiente: se instalan pedestales anclados rígidamente a la fundación los cuales soportarán a los indicadores de dial. Dichos instrumentos se aplicarán en cada descanso o en el propio eje, si fuera posible, ubicándose uno en la parte superior y otro en el costado. Estos pedestales deben mantenerse a temperatura constante.

En el instante en que la máquina se desconecta, se asume la referencia de tiempo inicial, tiempo cero. Inmediatamente después de detenerse se establece un juego de lecturas, registrando el tiempo invertido entre la desconexión y la toma de las lecturas. Se operan algunos minutos cronometrados y se vuelve a realizar un juego nuevo de lecturas.

Representando ambos set de lecturas en un gráfico similar al mostrado en la figura que sigue, se podrá mediante la extrapolación de la recta, conocer la posición del eje en el instante cero, o referencia inicial. El resultado de una aproximación a las condiciones reales de operación.



1ra lectura = 3 mils.

2da lectura = -1 mils.

Desplazamiento en marcha = 5 mils.

Haciendo uso de este mismo procedimiento, y además con la aplicación sucesiva del método del indicador de retorno, se podrá obtener una aproximación similar.

4.4 ALINEAMIENTO EN CALIENTE SIN DETENCIÓN DEL EJE

Una alternativa superior, es la de usar la posición relativa en frío de los ejes involucrados, como una posición de partida; y deducir el alineamiento en caliente, monitoreando el movimiento de los ejes o de las carcassas de las máquinas. Utilizando instrumentos adecuados y mediante la elección de determinados puntos de referencia, se puede cuantificar el desplazamiento relativo desde la posición fría a la posición caliente.

Varios métodos son utilizados para efectuar este control, con una variedad de técnicas aplicadas a la determinación de los movimientos reales que experimentan la carcasa o el eje durante el funcionamiento.

Las lecturas o mediciones se deben tomar cuando el equipo se ha estabilizado, después de 4 a 12 horas de servicio, dependiendo del caso. Los puntos de medición se seleccionan en el terreno y son aquellos en los cuales es más fácil instalar los instrumentos. Lo ideal es ponderar el desplazamiento directamente sobre el eje, mediante sensores sin contacto.

Cuando esto último no es posible, se debe medir el desplazamiento de los alojamientos de los cojinetes y los resultados serán muy aceptables, puesto que el error introducido con esta modificación es el orden de 1 ó 2 milésimas de pulgada.

Si tampoco fuera posible realizar lo anterior, entonces, se miden los desplazamientos de la carcasa del equipo.

Se reafirma ahora que, el mejor monitoreo se consigue directamente sobre el eje, ya que se necesita una menor cantidad de sensores y la medición resulta más exacta, en relación a las dos alternativas presentadas.

Se recomienda su uso de:

- Equipos de alta potencia y elevadas velocidades de rotación.
- Equipos cuya detención requiere bastante tiempo, o que no pueden detenerse. En los primeros instantes de la detención, la transferencia de calor es alta, del equipo al medio ambiente; provocando un cambio en la posición de los ejes por lo cual se cuantifica una que no es real. Debiéndose por ende, efectuar un monitoreo a largo plazo hasta alcanzar los equilibrios correspondientes al régimen estable. Esto deja de manifiesto la ventaja de estos métodos con respecto al método del indicador de retorno, con detención del eje.
- Los alineamientos en que se desea determinar los desplazamientos de los ejes tomando en cuenta las fuerzas dinámicas. Al estar detenida la unidad, estos efectos desaparecen.
- Equipos en los cuales no hay espacio para montar las abrazaderas requeridas en la aplicación del método del indicador de retorno, también para los casos en los cuales los acoplamientos dificultan la operación del registro de lecturas.
- Equipos que operan a una temperatura muy superior a la del ambiente.

4.4.1 MÉTODO NEUMÁTICO

Al dirigir aire comprimido lanzado desde una tobera sobre una superficie, la presión del aire con que es alimentada dicha tobera variará ante cualquier cambio en la distancia a que se encuentre de la superficie.

Basándose en esto, existen actualmente sensores neumáticos que permiten determinar los movimientos del eje o de las carcasas durante el funcionamiento del equipo. Este método también ofrece la posibilidad de efectuar la medición directamente sobre el eje, y si las condiciones definidas en el terreno no lo permitieran, existe al igual que en el método anterior, la alternativa de medir los desplazamientos suscitados sobre targets especialmente construidas.

El procedimiento para tomar las lecturas respectivas, es idéntico al anunciado en la descripción del método eléctrico. La diferencia radica en su naturaleza, ya que la infraestructura utilizada es esencialmente neumática.

El aire proveniente del compresor es, primeramente filtrado y luego regulado a la presión adecuada; para posteriormente enviarlo a la tobera de medición que se encuentra apuntando sobre la superficie en la cual se desean realizar las lecturas. El manómetro ubicado entre la tobera de entrada y la tobera de medición, detectará los cambios de presión producidos por el desplazamiento de la superficie.

En la figura siguiente se puede apreciar un esquema básico que facilita la comprensión de lo anterior.

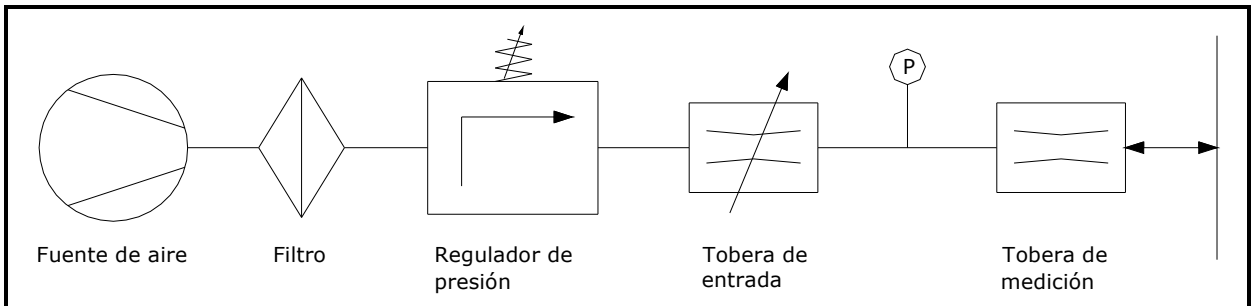


Figura 4.4.1.A Disposición piezas para ejecución método de alineamiento neumático.

Mediante la calibración del sensor, se podrá determinar a que magnitud de movimiento corresponde una cierta variación en la presión de entrada. Lo esencial es que exista un comportamiento lineal en un margen adecuado de desplazamiento, de manera que las curvas producidas en la calibración mencionada sean similares a las establecidas con anterioridad en el método eléctrico.

Algunas de las ventajas de este método son:

- Resulta ideal para el trabajo en atmósferas explosivas.
- No es afectado por la vibración del medio ambiente o circundante.
- Es un método limpio.
- La energía que emplea se encuentra en abundancia.

Por otra parte, las desventajas de este método son:

- Requiere de aire tratado proveniente de una fuente, que debe cumplir con determinadas especificaciones.
- El equipo neumático resulta difícil de transportar y de manipular.
- Para medir grandes desplazamientos, se requiere aire de alta presión con lo que aumenta la envergadura del equipo neumático a utilizar.
- Para desplazamientos pequeños, existen dificultades de cuantificación debidas a la inercia del indicador (aguja) del manómetro.
- Se pueden medir hasta 30 mils., lo cual define un rango poco apreciable para lograr una mayor certeza en las lecturas.
- Se requiere de un mayor espacio que en el método eléctrico, al realizar las mediciones directamente sobre el eje.

4.4.3 MÉTODO ÓPTICO

Como ya es sabido, la variación de la posición del eje en funcionamiento puede ser determinada, con bastante exactitud, mediante el monitoreo constante de algunos puntos ubicados sobre la carcasa de la máquina.

Este método utiliza un trolito que tiene incorporado un micrómetro óptico de resolución adecuada (por ejemplo, 0,001”). Se ocupan además un conjunto de escalas ópticas graduadas. Estas escalas se montan en un soporte que está fijo a la carcasa, denominado targets. En la figura que sigue se puede apreciar el montaje citado.

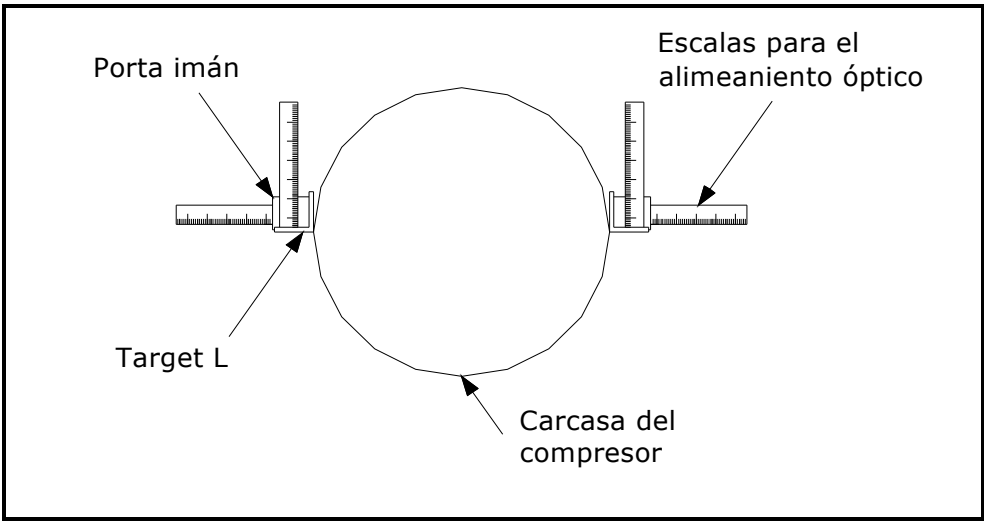


Figura 4.4.3.A Montaje para ejecución de método de alineamiento óptico.

Para poder determinar el alineamiento en caliente del equipo, es necesario ubicar los targets en la misma forma y cantidad en la misma forma que para los métodos anteriores.

Mientras se encuentra detenido el equipo, se fijan los targets a la carcasa y luego son instaladas las reglas ópticas sobre los targets, las cuales son montadas especialmente y con anticipación. Antes de poner en servicio el equipo, son fijados los puntos de referencias en las escalas ópticas. Una vez concluida esta operación, se pone en marcha el tren de maquinaria y cuando se ha establecido el régimen estable de operación, se toman las mediciones del desplazamiento de cada punto en cuestión, mediante el micrómetro óptico.

La precisión que se puede obtener ocupando este método es de 5 centésimas de milímetro en 15 m.

El método óptico resulta ser muy ventajoso, pues no requiere la construcción de soportes especiales anclados a la fundación; y por lo tanto, puede ser la alternativa escogida cuando no hay espacio disponible para montar los soportes requeridos en el método eléctrico.

Por el contrario, usando este método es muy difícil medir directamente sobre el eje. Además, su uso resulta indebido si hay exceso de vibración en el piso donde está apoyado el teodolito. Otra desventaja que representa es la facilidad con que se puede perder el punto de referencia.

4.5 MÉTODO DE ALINEACIÓN POR LÁSER

A principios de los años 80, emergió este nuevo sistema de alineamiento para ejes, cuyo principio de funcionamiento es sencillo y que sin duda revolucionó la industria por su facilidad de uso y exactitud de resultados.

El sistema de láser óptico mide el desplazamiento radial en relación a una distancia axial conocida. Usando brackets de fijación multipropósito, un emisor de láser de baja potencia es fijado en uno de los ejes a alinear (generalmente en el eje móvil por consideración del fabricante) mientras que en el otro eje fijamos la unidad receptora (estacionario). Ambos ejes podrán estar acoplados o desacoplados (también pueden ser puestos dentro de la unidad a alinear, por ejemplo para alineación de tubo codaste). Ver figuras a continuación.

El haz de láser viaja a lo largo de los ejes, pasando cerca del acoplamiento y llegando al receptor, donde es recibido y detectado por múltiples detectores linealizados. Aquí es donde el proceso de medición comienza; según se giran los ejes de forma continua o en varias posiciones, cualquier desalineamiento causa que el haz del rayo láser, cambie su posición, respecto al punto de incidencia, dentro del sistema detector. La computadora utiliza la medición del desplazamiento de este haz de luz, en relación a la distancia entre el centro del acoplamiento al receptor para calcular la condición de alineamiento que podrá ser expresada en cualquier posición.

Para una mayor información acerca de los componentes del sistema de alineación láser, así como los diferentes programas y forma de uso de ellos, se recomienda ver Anexo 2.

Figuras para alinear dos acoplamientos de ejes.

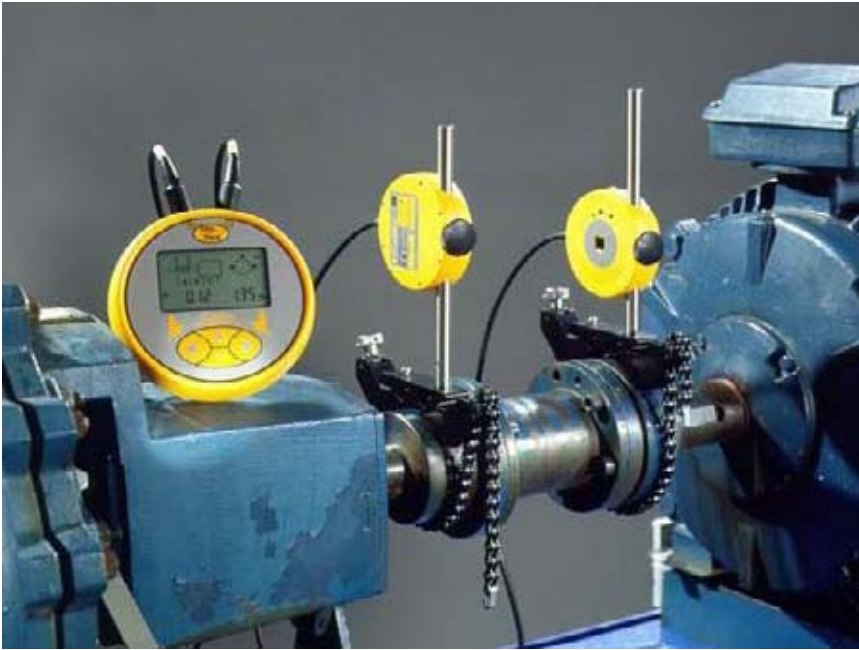


Figura 4.5.A Trabajando con el método láser de alineamiento.

Una vez ubicada unidad emisora y receptora en ejes a alinear procedemos a girar el eje en la cantidad de grados especificadas por el fabricante (desde 40 a 360 grados) para obtener en unidad almacenadora de datos las dimensiones correspondientes.

A continuación se presentan imágenes de alineación de un tubo codaste en que el emisor y el receptor se ubican dentro del tubo codaste y en el acoplamiento del motor.



Figuras 4.5.B Secuencia de trabajo con método láser.

Ventajas al poder realizar la alineación con este sistema.

- Método más exacto que podemos encontrar para realizar una alineación.
- Alinea máquinas horizontales y verticales.
- Alinea ejes acoplados y desacoplados.
- Muy fácil de operar.
- Software y conexión a PC.
- Conexión a impresora.
- No existen desviaciones ya que el láser no tiene catenarias.
- El centro de un cojinete puede ser perfectamente encontrado.
- Es claro, rápido y no deja dudas. Es conforme a normas ISO 9000.
- Permite considerar en forma automática el crecimiento térmico y la flexión del eje.
- Podemos calcular desalineamiento paralelo y angular en forma inmediata.

Desventajas del sistema.

- Como desventaja solo podemos mencionar el alto costo de adquisición del producto para un astillero chileno, alrededor de 12.000 dólares.

CAPÍTULO V

PROCEDIMIENTO DE TRABAJO PARA EL SISTEMA DE PROPULSIÓN

Se presenta a continuación, un procedimiento de trabajo que involucra todas las tareas para la confección de un eje propulsor, en el caso de un buque en construcción y un procedimiento de trabajo que involucra a la línea de ejes cuando el buque sube a carena.

5.1 PROCEDIMIENTO PARA LA CONFECCIÓN DE EJE DE PROPULSIÓN (PARA BUQUES NUEVOS)

Procedemos a describir las tareas necesarias para la confección de un eje de cola (el eje intermedio se hace de forma similar) para buques en construcción:

1. Debemos realizar una preparación del torno en maestranza del astillero.
2. Se monta la pieza (eje) en torno previo punto centro.
3. Se verifica la deflexión y si esta existe, se procede a enderezar el eje.
4. Se debe verificar las medidas del eje.
5. Confección del cono, en caso de ser eje de cola.
6. Cambiar porta herramientas del torno.
7. Se trabaja para la realización del hilo del cono de eje.
8. Verificar la confección del hilo.
9. Desmontar eje del torno.
10. Preparar la fresa.
11. Se monta eje de cola en fresa.
12. Se realiza confección del chavetero de proa del eje.
13. Verificar medidas del chavetero.
14. Se desmonta el eje de cola de la fresadora y se cambia de lado para confección de chavetero de popa de eje.
15. Se deben verificar las medidas del chavetero de popa.
16. Desmontar eje de la fresa.
17. Confeccionar chaveta de popa del eje.
18. Preparar taladro.
19. Montar el eje en taladro.
20. Colocar chaveta en chavetero de popa del eje de cola.
21. Perforar en forma simultanea chaveta y chavetero del eje.
22. Hacer en forma manual hilo a perforación de chavetero de popa del eje.

23. Desmontar eje del taladro.
24. Confección de las camisas de proa y popa del eje según medidas.
25. Calentar camisa de bronce de proa y montar en el eje.
26. Calentar camisa de bronce de popa y montar en el eje.
27. Preparar torno.
28. Montar eje de cola en torno.
29. Rectificar camisas del eje de cola. (proa y popa)
30. Verificar los diámetros de las camisas.
31. Pulir ambas camisas.
32. Forrar con fibras y resinas el eje de cola.
33. Desmontar eje del torno.
34. Refrentar machón eje de cola.
35. Montar eje en el taladro.
36. Perforar para pernos seguro según flange existente.

5.1.1 COMPROBAR ALINEAMIENTO DEL EJE DE COLA EN EL TORNO

1. Preparar torno en maestranza.
2. Montar el eje de cola en el torno.
3. Colocar lunetas.
4. Desmontar fibra de vidrio en lunetas. (sólo en zona de lunetas)
5. Comprobar torsión con comparador de esfera.
6. Enderezar o alinear el eje.
7. Verificar trabajo con comparador de esfera.
8. Desmontar eje del torno.

5.1.2 RECTIFICAR Y PULIR CAMISAS DE BRONCE DE PROA Y POPA

1. Prepara torno en maestranza.
2. Montar el eje de cola en el torno.
3. Colocar las lunetas en el eje.
4. Tomar medidas de los diámetros de las camisas.
5. Rectificar y pulir camisa de bronce de proa al mínimo.
6. Rectificar y pulir camisa de bronce de popa al mínimo.
7. Verificar las medidas de los diámetros de las camisas.
8. Desmontar eje del torno.

5.1.3 REFRENTAR MACHÓN EJE DE COLA

1. Llevar machón y eje de cola a maestranza.
2. Montar machón en eje de cola.
3. Colocar y apretar los pernos del seguro de machón.
4. Preparar el torno.
5. Montar el eje en el torno.
6. Tomar las mediciones necesarias del machón.
7. Refrentar el machón.
8. Verificar las medidas en el machón.
9. Desmontar eje de cola del torno.
10. Soltar y sacar pernos de seguro del machón.
11. Desmontar machón del eje de cola.

Para esta operación es necesario el trabajo de un tornero con experiencia y el uso de un yale (con su chofer) para el traslado y movimiento del eje.

Además es necesario añadir que el sector de trabajo debe estar despejado y el personal de trabajo debe contar con ropa e implementos de seguridad. (Los que especifican las normas de seguridad para el trabajo dentro de un astillero)

5.2 PROCEDIMIENTO PARA DESMONTAJE DE LÍNEA DE EJES (TRABAJOS DE CARENA)

Para poder efectuar el desmontaje de la línea de ejes de un buque, es imprescindible desmontar todo el sistema de propulsión y debemos comenzar por la hélice, como se muestra a continuación.

5.2.1 DESMONTAJE DE HÉLICE CON PASO FIJO

Para realizar el desmontaje de la hélice, es necesario tener la aceptación, del departamento de seguridad, que el buque se encuentra desgasificado, es decir, en condiciones de poder ejecutar trabajos en caliente.

Para realizar esta labor es necesario contar con un mínimo de personal calificado.

- 1.- Mecánico encargado.
- 2.- Mecánico ayudante.
- 3.- Soldador oxiginista.

En la selección de herramientas se debe considerar el modelo del buque en el cual se va a trabajar.

1. Llave de acuerdo a la medida de la tuerca a sacar
2. Llave de 1.1/4"
3. Macho
4. Tecle 3 ton.
5. Cincel
6. Maceta
7. Machina extractor de hélice
8. Llave para accionar perno del extractor.
9. Soplete calentador.
10. Soplete cortador

PROCEDIMIENTO

1. Cortar guardacabos.
2. Retirar cemento de las tuercas del espárrago.
3. Sacar tuerca y espárrago del tapa gorro.
4. Desmontaje de la tapa de gorro, si no se puede sacar completamente, hay cortarla con el cincel y la maceta.
5. Retirar el cemento de las tuercas de la hélice.
6. Sacar la contra tuerca de la hélice, con la llave de golpe adecuada, y una maceta de 24 lb.
7. Sacar la tuerca de la hélice, realizar el mismo procedimiento que la contra tuerca.
8. Instalar machina para desmontar hélice.
9. Instalar teclee de 3 Ton. en el cáncamo soldado a la gambota del casco.
10. Amarrar pala superior con cabo y este tensarlo con el teclee.
11. Girar perno de la machina para ver si suelta la hélice.
12. Si, no suelta la hélice hay que proceder a calentar y girar el perno hasta que suelte, al soltar la hélice hay que tensar el tecle, para impedir un desplazamiento brusco.

Hay tres casos para retirar la hélice del lugar de trabajo.

I. Girando la pala timón: Es decir al girar la pala hacia una banda, queda un espacio suficiente entre el eje y la pala timón, para que pase la hélice. Por lo tanto al estar suelta la hélice hay que correrla hasta el espacio entre eje y pala, arrear lentamente el tecele hasta que la hélice llegue al suelo. Para esta maniobra no hay que mover el eje de cola.

II. Desmontando la pala timón. Al desmontar la pala timón de acuerdo al procedimiento de desmontaje de pala timón, se puede correr la hélice al termino del eje de cola y arrear el tecele lentamente hasta el suelo o tomar la hélice con la grúa horquilla y proceder a retirarla a un sitio seguro. Para realizar esta maniobra no hay que desplazar ejes.

III. Desmontando eje Intermedio. Este es el procedimiento mas utilizado, ya que se realiza generalmente cuando la revisión reglamentaria no se cumple y es necesario desmontar propulsión. Sacar de su posición, de acuerdo al procedimiento de desmontaje del eje intermedio, correr el eje de cola hacia proa hasta que la hélice tenga espacio para ser retirada, ya sea arreando el tecele hasta dejar la hélice en el suelo o retirarla con el Yale y colocarla en un sitio seguro.

5.2.2 DESMONTAJE EJES DE PROPULSIÓN

Igual que en párrafo anterior, antes de comenzar cualquier trabajo debemos verificar que el buque cumple con la aceptación del departamento de seguridad del astillero, es decir, el buque se encuentra desgasificado y en condiciones de efectuar trabajos en caliente.

Para realizar esta labor es necesario contar con un mínimo de personal calificado.

- 1.- Mecánico encargado.
- 2.- Mecánico ayudante.
- 3.- Soldador oxiginista

En la selección de herramientas se debe considerar el modelo del buque en el cual se va a trabajar.

1. Eje de cola Aprox. 1500 kg.
2. Hélice Aprox. 600 kg.
3. Teclee 3 ton.
4. Ganchos
5. Desempaquetador
6. Maceta.
7. Elementos de seguridad
8. Elementos contra incendio
9. Extractor de hélice
10. Calentador de oxi-gas
11. Cortador oxi-gas.
12. Cadenas.
13. Llaves punta cadena de 1.1/2”.
14. Barrote de fuerza 3/4”
15. Chicharra de 3/4”

PROCEDIMIENTO

Luego de haber sido retirada la hélice debemos:

EJE DE COLA

1. Soltar y aflojar pernos glan prensa estopa del tubo codaste.
2. Sacar empaquetadura del tubo codaste.
3. Medir con filler la caída del eje con respecto a la prensa estopa y neoprene.
4. Desacoplar sistema de engrase.
5. Soltar y sacar pernos del machón de eje de cola y eje intermedio.
6. Soltar y sacar pernos se seguro del machón.
7. Desmontar machón de eje de cola.
8. Desmontar prensa estopa del tubo codaste.
9. Cortar y sacar pala del timón.
10. Desmontar eje de cola del tubo codaste.
11. Sacar eje de cola por bodega.

EJE INTERMEDIO

1. Desmontar tapas del túnel o abrir tapas del túnel.
2. Medir con filler caída de los descansos con respecto al eje.
3. Desacoplar circuito de engrase de los descansos.
4. Soltar pernos y desmontar las tapas de los descansos.
5. Soltar y sacar pernos de acoplamiento de machones de proa y popa del eje.
6. Desunir eje intermedio largo de eje intermedio corto y del eje de cola.
7. Preparar y montar herramientas para desmontar eje intermedio.
8. Desmontar el eje intermedio por escotilla d bodega.

Como norma general para toda la línea de ejes debemos seguir los siguientes consejos:

1. Los pernos que no serán reutilizados se podrán cortar con oxi-gas, tomando las precauciones a posibles incendios.
2. Cortar viga central de bodega que impida maniobrar al sacar ejes.
3. Ubicar la grúa de tal manera que permita realizar la maniobra considerando un largo de eje aprox. de 6 m. El ayudante de grúa ubicado en posición tal, que tenga la visión completa de la maniobra, de lo contrario se debe utilizar dos ayudantes de grúa.
4. El cabo a utilizar para amarrar los ejes debe ser instalado en los ejes intermedios, detrás del descanso, y en los ejes de cola, detrás de la camisa de bronce.
5. El desplazamiento de los ejes se debe realizar en forma coordinada con los movimientos de la grúa, y tomando las precauciones necesarias en el estado de cáncamos, ganchos tecles y superficie en la cual se trabajará.
6. El desplazamiento del eje en forma coordinada, permite dejarlos en forma vertical, en donde el encargado de maniobra dirige hasta que tenga visión total el operador de la grúa y así dejar en tierra el eje, para posteriormente trasladado a carena.
7. La maniobra se repite cuantas veces sea necesaria hasta retirar toda la propulsión.
8. Cuando se realiza el desmontaje del eje de proa, muchas veces es necesario abrir el mamparo de sala de máquina y cortar la viga.
9. El desmontaje de los ejes propulsores y elementos, como herramientas, se completa cuando queda el sitio en condiciones de trabajo seguro, para continuar con diferentes faenas.

Nota:

En todo momento el personal debe estar protegido de sus elementos de seguridad.

El cabo de desmontaje de eje debe ser a lo menos de diámetro. 1.1/2" de lino, Instalado detrás de la camisa de bronce.

5.3 MONTAJE LÍNEA DE EJE DEL SISTEMA PROPULSOR

Estando el trabajo de mecanizado del tren de propulsión; realizado por maestranza, se procede a realizar el montaje de descansos y prensa estopa en taller.

El trabajo de taller implica la revisión de tolerancias y ajustes de cada una de las partes móviles del sistema, la reposición de fibras o pinturas.

El traslado de ejes se debe realizar con una faja destinada para la maniobra de tal manera que impida que los ejes sufran golpes en su traslado, esta maniobra debe hacerse con toda la precaución y responsabilidad, para así tener la certeza de realizar la labor de alineamiento en las mejores condiciones.

Estando el traslado de ejes realizado hasta dejar al alcance de la grúa, se procede a realizar el montaje de ejes.

5.3.1 MONTAJE DE EJE DE COLA

1. Revisión y limpieza de tubo de codaste.
2. Revisión y limpieza de entradas de enfriamiento.
3. Tecles y herramientas de maniobra en buen estado.
4. Cáncamo de soporte de tecla en buen estado.
5. Personal idóneo a la maniobra de introducir ejes y para dirigir la grúa.
6. Tomar precauciones, que no exista personas ajenas a la maniobra expuesta a posibles accidentes.
7. Montar eje de cola por popa o por bodega, según modelo del barco.
8. Montar prensa estopa y apretar tuercas.
9. Montar el machón de eje de cola.
10. Proteger cono con sello. (talco industrial y contratuerca)
11. Montaje de hélice en el eje con tuerca y contratuerca.
12. Apretar pernos del flange del núcleo de la hélice.
13. Insertar espárrago en cono del eje de cola.
14. Montar tapa gorro y apretar tuerca.

15. Acoplar el eje de cola al eje intermedio.
16. Colocar y apretar pernos del machón del eje de cola.
17. Colocar empaquetadura y poner grasa en el glan de la prensa estopa.
18. Montar y apretar tuercas del glan.
19. Poner cemento en tapa gorro.

5.3.2 MONTAJE EJE DE PROA

El montaje del eje de proa debe cumplir con todas las recomendaciones dadas en los ítems: 3, 4, 5, 6, del montaje eje de cola. Estando el eje de proa en posición de trabajo, se procede al armado del mamparo, o recuperación de la viga previamente cortada por desmontaje.

5.3.3 MONTAJE EJES INTERMEDIOS

1. Montar descansos. (Solo presentarlos para ejes)
2. Montar eje intermedio en la base de los descansos.
3. Alinear ejes con los ejes ya instalados. (De proa y de cola) *
4. Colocar pernos en machones de acoplamiento de proa y de popa.
5. Alinear eje intermedio y apretar pernos de acoplamiento.
6. Montar tapas de los descansos.
7. Colocar y apretar pernos de la tapa de los descansos.
8. Acoplar circuito de engrase de los descansos.
9. Instalar tapas del túnel o cerrar tapas del túnel.

5.3.4 MONTAJE DE HÉLICE

1. Montar hélice en cono de eje de cola.
2. Montar extractor en hélice.
3. Con el extractor debemos dejar hélice en posición final.
4. Colocar tuerca de la hélice y apretar.
5. Apretar pernos del flange del sello de la hélice.
6. Apretar espárrago y montar tapa gorro.
7. Apretar tuerca del espárrago de tapa gorro.
8. Unir eje de cola con el eje intermedio.
9. Colocar y apretar pernos de acoplamiento del machón.
10. Preparar cemento con aditivo.
11. Colocar cemento en la tapa gorro de la hélice.

5.4 PROCESO DE ALINEAMIENTO DE EJES

Este punto merece especial atención ya que es la base de estudio de nuestro trabajo, para ello debemos seguir el siguiente procedimiento en terreno.

1. Una vez terminados los trabajos de calderería, procedemos a limpiar el lugar de trabajo, generalmente se trata de del túnel de ejes.
2. Se montan los descansos del eje según datos proporcionados por estudio racional. Casas clasificadoras dan distintas fórmulas para la elección del correcto número de descansos.
3. Una vez montados los descansos, procedemos a su alineación (o ubicación de su centro teórico) mediante el alineamiento por cuerda de piano.
4. Se apernan los descansos con seguridad a los porta descansos del túnel.
5. Procedemos a introducir los ejes en el barco.
6. Comenzamos a unir los descansos por sus caras de acoplamiento y con el feeler vamos dando las cuñas correspondientes que fueron obtenidas por el análisis de elementos finitos (eje de estudio)
7. Esta alineación se comienza de popa a proa, cosa que cualquier defecto de dimensiones pueda ser reparado mediante el movimiento del motor propulsor.
8. Se aseguran definitivamente los descansos y se cierran las tapas del túnel.
9. El paso que se describe a continuación se realiza cuando el buque baja de carena y en un viaje de pruebas. Este viaje de pruebas es de una duración aproximada de tres horas y a velocidad full avante. Procedemos a tomar temperatura en los descansos con el eje en movimiento, las lecturas se realizan en cuatro puntos a 90 grados cada uno, las lecturas obtenidas oscilan 40 a 55 grados y deben mantenerse todas con un margen de error de 3 grados, si alguna lectura sale de los parámetros dados debemos considerar un reestudio. Generalmente las lecturas de babor y estribor se mantienen parejas, es decir no presentan diferencias considerables. No así las lecturas del lado superior e inferior, Es por ello que si el descanso se calienta arriba, debemos subir el descanso; y se calienta abajo, debemos bajar el descanso, esto lo logramos aumentando o disminuyendo la cantidad de laines en la base de los descansos, según sea el caso. Las diferencias de calor se producen debido al grado de roce que consigue el eje con el descanso al cual se le toma la temperatura.
10. Se repite el proceso las veces que sea necesario para mantener una temperatura constante.
11. Procedemos a emitir informe y damos por terminado el proceso de alineamiento.

5.5 TRABAJOS COMUNES REALIZADOS A LA LINEA DE EJES CUANDO EL BUQUE SUBE A CARENA

5.5.1 ARENADO Y FORRADO CON FIBRA DE VIDRIO DEL EJE DE COLA

1. Llevar el eje de cola a la maestranza del astillero.
2. Revisar el forrado del eje de cola.
3. Sacar forrado del eje de cola.
4. Llevar a carena si es necesario.
5. Aplicar arenado para limpieza.
6. Volver el eje a maestranza.
7. Preparar el material para forrar el eje de cola.
8. Montar eje de cola en el torno.
9. Forrar el eje de cola con resina y fibra.
10. Dejar tiempo para secado.
11. Desmontar el eje de cola del torno.

5.5.2 CAMBIO DE CAMISA A EJE DE COLA

1. Llevar el eje de cola a la maestranza del astillero.
2. Se deben tomar las medidas del diámetro exterior de la camisa a cambiar.
3. Sacar la camisa que queremos cambiar, cortando o calentando.
4. Medir el diámetro del eje donde se sacó la camisa.
5. Se debe rectificar si es necesario.
6. Confeccionar la camisa.
7. Calentar y montar la camisa en el eje.
8. Preparar el torno.
9. Montar eje de cola en Torno.
10. Colocar las lunetas.
11. Medir el diámetro exterior de la camisa.
12. Rectificar la camisa.
13. Verificar las medidas de la camisa.
14. Pulir bocina del eje de cola.
15. Verificar las medidas de la camisa.
16. Desmontar el eje del torno.

5.5.3 COMPROBACIÓN DE ALINEAMIENTO DEL EJE INTERMEDIO (EN EL TORNO)

1. Llevar el eje a maestranza del astillero.
2. Preparar el torno.
3. Montar el eje en el torno.
4. Con reloj comparador de esfera comprobar la torsión sufrida por el eje.
5. Montar machina en el torno.
6. Empleando la machina o puntos calientes enderezar el eje intermedio.
7. Verificar buena alineación mediante comparador de esfera.
8. Desmontar el eje del torno.

5.5.4 REFRENTADO DE LOS MACHONES DEL EJE INTERMEDIO

1. Llevar el eje a maestranza.
2. Preparar el torno.
3. Montar el eje en el torno.
4. Colocar lunetas.
5. Refrentar los machones del eje.
6. Verificar las medidas del eje.
7. Desmontar el eje del torno.

5.5.5 METALADO DE DESCANSOS

1. Comprobar con filler la caída de los descansos.
2. Desacoplar circuito de engrase de los descansos.
3. Soltar y sacar los pernos de las tapas de los descansos.
4. Montar tecles para levantar eje intermedio.
5. Soltar y sacar los pernos de la base de los descansos.
6. Levantar el eje sin desacoplar los machones.
7. Desmontar base de los descansos.
8. Llevar descansos a carenado. (arenar si es necesario)
9. Preparar fragua.
10. Llevar descansos a mecánica.
11. Sacar metal gastado de los descansos.
12. Cambiar los pernos de la tapa de los descansos.
13. Confeccionar de empaquetaduras de los descansos.
14. Sellar los descansos con asbesto y calentar.

15. Metalar los descansos.
16. Dejar enfriar los descansos.
17. Llevar los descansos a maestranza.
18. Preparar fresa.
19. Montar los descansos y alinearlos en la fresa.
20. Fresar diámetro interior de descansos de acuerdo a los puños.
21. Verificar medida de diámetro interior de los descansos.
22. Desmontar los descansos de la fresa.
23. Preparar el taladro.
24. Montar descansos en taladro.
25. Perforar orificios para circuito de engrase.
26. Desmontar descansos del taladro.
27. Llevar al barco.
28. Montar descansos y colocar pernos.
29. Montar eje intermedio sobre la base de los descansos.
30. Montar tapa de los descansos y apretar tuercas.
31. Alinear descansos con respecto del eje intermedio colocando laines.
32. Estando alineado, apretar los pernos de la base de los descansos.
33. Acoplar circuito de engrase de los descansos.

5.6 INSPECCIÓN REGLAMENTARIA DE CARENA DEL SISTEMA DE PROPULSIÓN

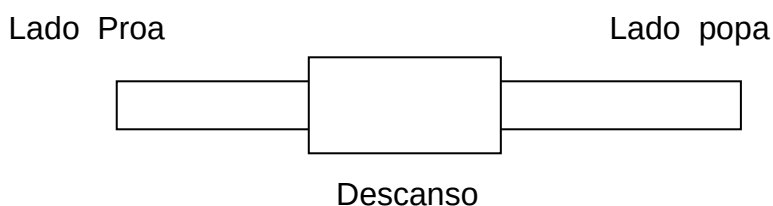
Toda embarcación debe cumplir una inspección obligatoria, de parte de la gobernación marítima, la cual estima el tiempo necesario en la que se debe realizar.

Por otra parte, el astillero también tiene la responsabilidad de velar por la seguridad de la embarcación, por eso es necesario realizar inspecciones que permitan garantizar la seguridad de la nave.

Para comenzar a realizar las inspecciones es necesario tener la aprobación del departamento de seguridad de poder realizar trabajos en el interior del buque.

Las mediciones del sistema de propulsión permiten la evaluación del estado de ésta. Se realizan mediciones, el juego existente entre metal y eje, con una herramienta llamada filler. A este procedimiento se le conoce como caída de los descansos.

Las caídas de los descansos se deben tomar tanto al lado de popa como al lado de proa y numerándose estos descansos de popa a proa.



Al lado de proa y al lado de popa se deben tomar las cuatro mediciones. Superior, Inferior, Estribor, Babor. Las cuales deben quedar registradas para su análisis y posteriormente comunicadas al armador.

Toma de caída de la prensa estopa, es necesario el desmontaje del glan y la empaquetadura, para medir la holgura existente entre metal y camisa, la cual se debe registrar, Superior, Inferior, Estribor, Babor.

Toma caída neopren o descanso de popa. Algunas veces es necesario desmontar el guarda cabo, para tomar el juego existente entre neopren y camisa. Además es importante la observación del estado de este.

Revisión visual de la hélice. Se debe tener la certeza que las aspas y el núcleo se encuentran en buenas condiciones, sin grietas, falta de material por daños o cavitación.

Teniendo la información completa de las tres inspecciones básicas, y chequeadas con las tolerancias admisibles entregadas por casas clasificadoras, se le informa al armador del estado de la propulsión.

En caso que se decida desmontar la propulsión.

1. No se realizan mas inspecciones en sitio.
2. Se desmonta la propulsión completa.

Inspecciones posteriores al arenado:

1. Inspección de la fibra de vidrio, desmontar con autorización pasada los cuatro años.
2. Observación del estado de los ejes, posibles grietas, estado de los machones, chavetas, posibles trabajos realizados con soldadura, etc.

3. Realizar prueba con líquidos penetrantes a posibles grietas como; Cono eje cola, hilo tuerca y eje, hélice, machones, ejes en sectores conflictivos, chaveteros, prensa estopa.
4. Chequeo de asentamiento eje v/s hélice.
5. Chequeo balanceo estático hélice.
6. Chequeo juego existente entre la prensa estopa eje cola y el tubo codaste, más el estado del tubo por corrosión.
7. Chequeo de la deflexión y tolerancias de diámetros mínimos de ejes y camisas.
8. Chequeo del estado del sistema de engrase descansos y prensas.
9. Chequeo del estado de las bases de los descansos.
10. Chequeo del guarda cabo.
11. Chequeo de la prensa estopa, glan, espárragos.

En caso de no desmontar propulsión, se deben seguir las siguientes indicaciones:

1. Revisión del estado de los puños o camisas. Los cuales no deben tener desgastes deformes, ni ralladuras visibles.
2. Tomar caídas y cuña en el machón compaño. La cual no debe ser superior a 0,13 mm.
3. Medición de cuñas de los machones.
4. Realizar alineación posterior a las inspecciones cambiando pernos o tuercas necesarias.

En este procedimiento se dejan inspecciones sin realizar, por ejemplo el estado del tubo codaste, o sitios inaccesibles, la calidad de los descansos rotulados.

La decisión final de dejar la propulsión sin desmontar dependerá exclusivamente de la información entregada por astilleros en acuerdo con el armador.

CAPITULO VI

ALINEAMIENTO RACIONAL

Este método de alineamiento está basado en el análisis del sistema de ejes como una viga continua, soportada por múltiples descansos o apoyos. Este análisis resulta ser largo y complejo, por ello, será llevado a cabo mediante software Ansys 8.0 y corroborado por programa computacional creado y usado en Astilleros Arica S.A.

Se realiza preferentemente en la etapa de diseño del buque para poder contar con la mejor disposición o acomodación de los descansos de la línea de ejes, también se realiza en cada una de las revisiones posteriores si es que la línea de ejes o alguna pieza dependiente de ella sufre alguna modificación.

El principio de su aplicación es simple y se describe a continuación:

Suponemos una línea de ejes imaginaria ideal (línea central del sistema), la cual no se ve afectada por ninguna carga ni deformación y es la que usamos como referencia.

Luego asumimos nuestra línea de ejes de trabajo, la cual coincide con nuestra línea ideal ya que no hemos aplicado cargas a nuestro sistema.

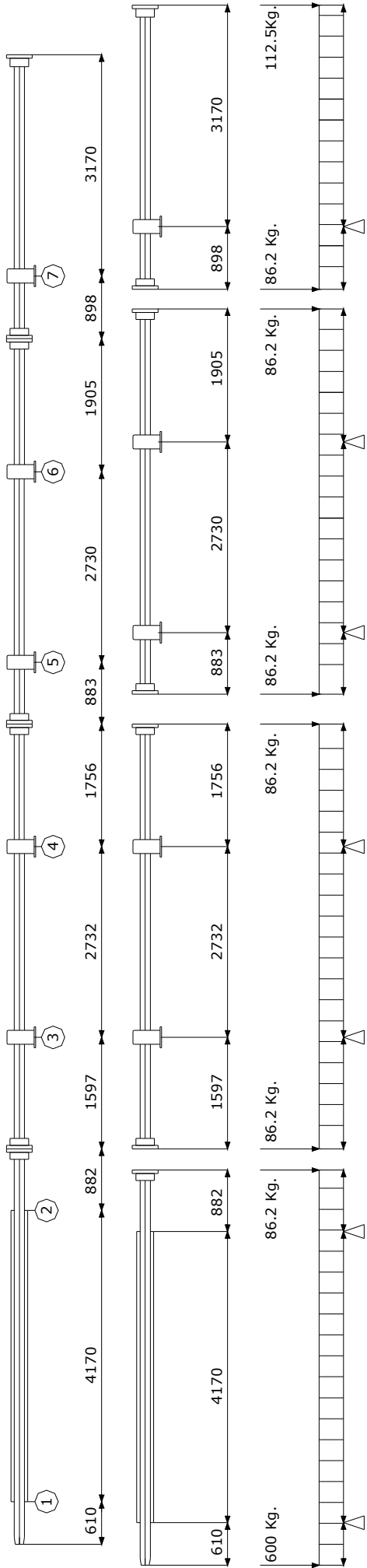
Ahora dividimos nuestra línea de ejes en las partes básicas de ésta, por lo cual los acoplamientos quedan sueltos.

Luego definimos las cargas a las cuales está sometido nuestro eje, ellas son: el peso de la hélice y el peso propio; además, debemos definir las reacciones de los descansos; ahora el eje asumirá cierta deformación (calculada a partir de los momentos presentes en los apoyos), por lo cual, los machones ya no quedan perpendicular a la línea de ejes, sino que forman un ángulo. Este ángulo es calculado en cada caso, para los diferentes machones. Pero además de la diferencia angular existente, tenemos una diferencia de altura, la cual es fácil de obtener ya que solo debemos tomar como referencia la línea ideal que nos fijamos anteriormente.

Teniendo estas medidas, son pasadas a terreno con dispositivos de laines para dar la diferencia de altura calculada y por medio de un feeler para calcular el ángulo o cuña obtenida entre los machones.

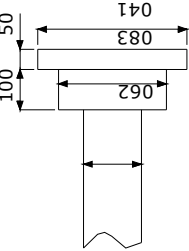
Presentamos a continuación, la línea de ejes que tomaremos para el presente cálculo de alineamiento.

LÍNEA DE EJES EN ESTUDIO

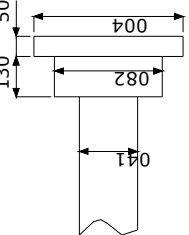


ACOPLAMIENTOS
(todos menos eje motor)

Dimensiones válidas para
toda la línea de ejes,
tanto el diametro del eje
como los acoplamientos.



ACOPLAMIENTO
(eje motor)



CARACTERÍSTICAS DE ANSYS 8.0

Ansys posee una serie de pasos secuenciales que debemos respetar para su correcto uso, los cuales, están asignados para introducir datos específicos de nuestro modelo a analizar.

1. Preproceso

El preproceso es el primer paso para comenzar a trabajar en Ansys 8.0, en él debemos definir:

1.1 Modelado:

En esta primera etapa trabajamos con la creación de la figura del eje completo mediante keypoints y líneas, para ello trasladamos las coordenadas de cada línea obtenidas de Autocad 2002.

1.2 Tipo de elemento:

Para nuestro caso en estudio hemos definido el elemento BEAM 188, obtenido de la librería del programa, el cual cumple con las siguientes características:

Es un elemento de viga en 3D (tridimensional), el cual posee dos nodos y seis grados de libertad en cada uno de ellos, estos son: traslación en los ejes X,Y,Z y rotación en los mismos ejes.

1.3 Secciones:

Se grafica la forma y dimensión de la sección transversal del modelo.

1.4 Constantes Reales:

No son requeridas para nuestro elemento, las calcula en forma automática, pero en los demás casos se deben completar datos tales como inercia, área de sección transversal, peso, etc.

1.5 Propiedades del Material:

Las siguientes propiedades fueron asignadas a nuestro modelo:

Material (MAT) : Isotrópico.
Densidad (DENS) : 7820 kg/m³
Coef. Poisson (PRXY) : 0,29
Módulo de Young (EX) : 2,068x10¹¹ N/m²

1.6 Mallado:

Se procede a discretizar el modelo mediante mallado automático anterior a obtener las soluciones requeridas.

2. Solución:

En ésta etapa del trabajo vamos a definir el tipo de análisis a realizar, las restricciones de contorno del modelo, la fuerza de gravedad y las demás fuerzas externas a que se verá sometido el modelo.

2.1 Tipo de Análisis:

Elegimos el tipo de análisis que queremos simular, para nuestro caso vasta con un análisis estático.

2.2 Definir Cargas:

Aplicamos las cargas externas del modelo, para este modelo solo se aplica una carga equivalente al peso de la hélice.

También se aplica la fuerza de gravedad que afectará a todo el modelo.

Establecemos los tipos de apoyos para nuestro modelo, en nuestro caso serán apoyos simples en cada uno de los descansos, con restricción de traslación en los ejes X, Y.

2.3 Solucionar:

Comando que sirve para ejecutar la solución del problema.

3. Postproceso:

Nos ayuda a visualizar en forma gráfica y numérica las soluciones obtenidas del análisis realizado.

4. Resultados:

A continuación se presentan resultados obtenidos en Ansys 8.0

La siguiente fotografía obtenida del software utilizado, muestra la deflexión sufrida por el eje, debido al peso de la hélice en el extremo izquierdo del eje de cola y el peso propio en toda la línea. Esta gráfica nos dará un indicio de cómo deben quedar distribuidas las futuras cuñas que debemos aplicar a cada uno de los acoplamientos de la línea propulsora.

En la parte inferior de dicha grafica, podemos apreciar un cuadro de medición con el cual verificaremos, en relación a los colores, las dimensiones de las deflexiones.

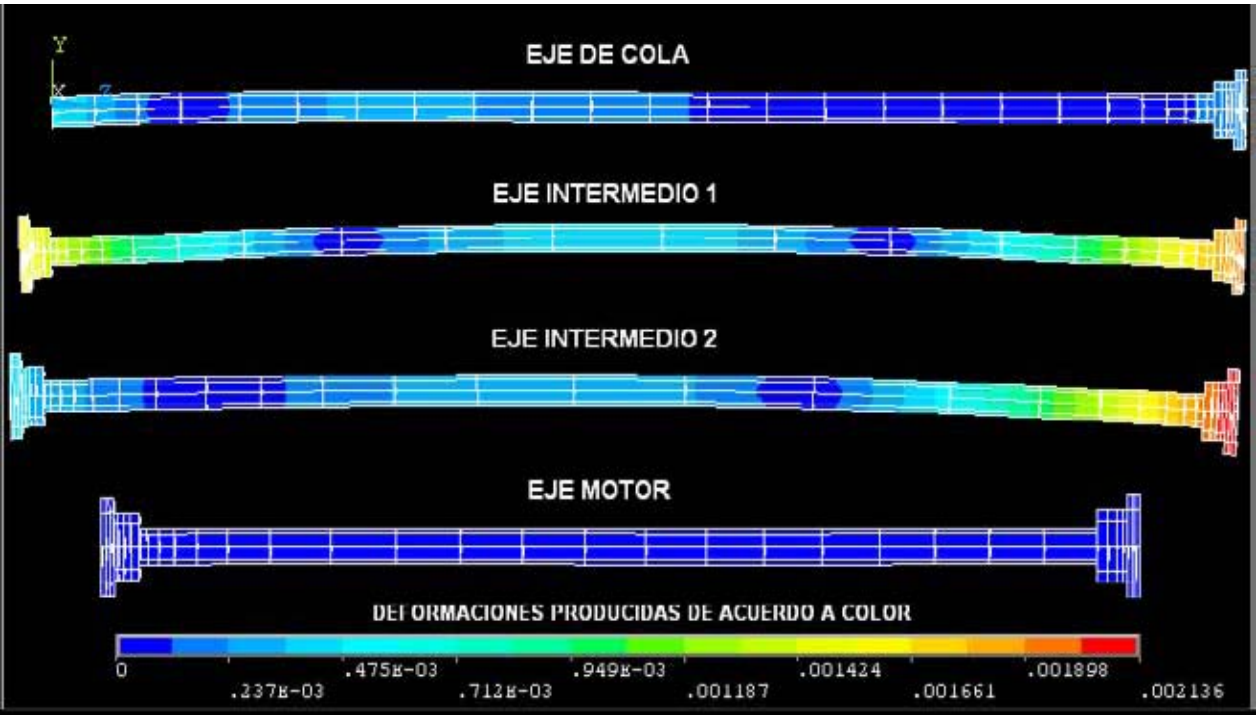


Figura 5.1 (medidas en metros.)

A continuación procedemos a detallar las dimensiones y forma de las deflexiones en cada una de las caras de acoplamientos de los machones.

El cuadro resumen muestra en primera instancia, el valor en coordenadas cartesianas, del punto ideal del acoplamiento indicado en gráfica, es decir, cuando el modelo no está sometido a ninguna fuerza, luego se presenta la nueva ubicación después de haber sido aplicada la concentración de cargas sobre el eje y éste ha sufrido deflexión.

En gráfica además, está simulada la posición ideal del eje con línea punteada.

ACOPLAMIENTO NÚMERO 1 (DE POPA A PROA)

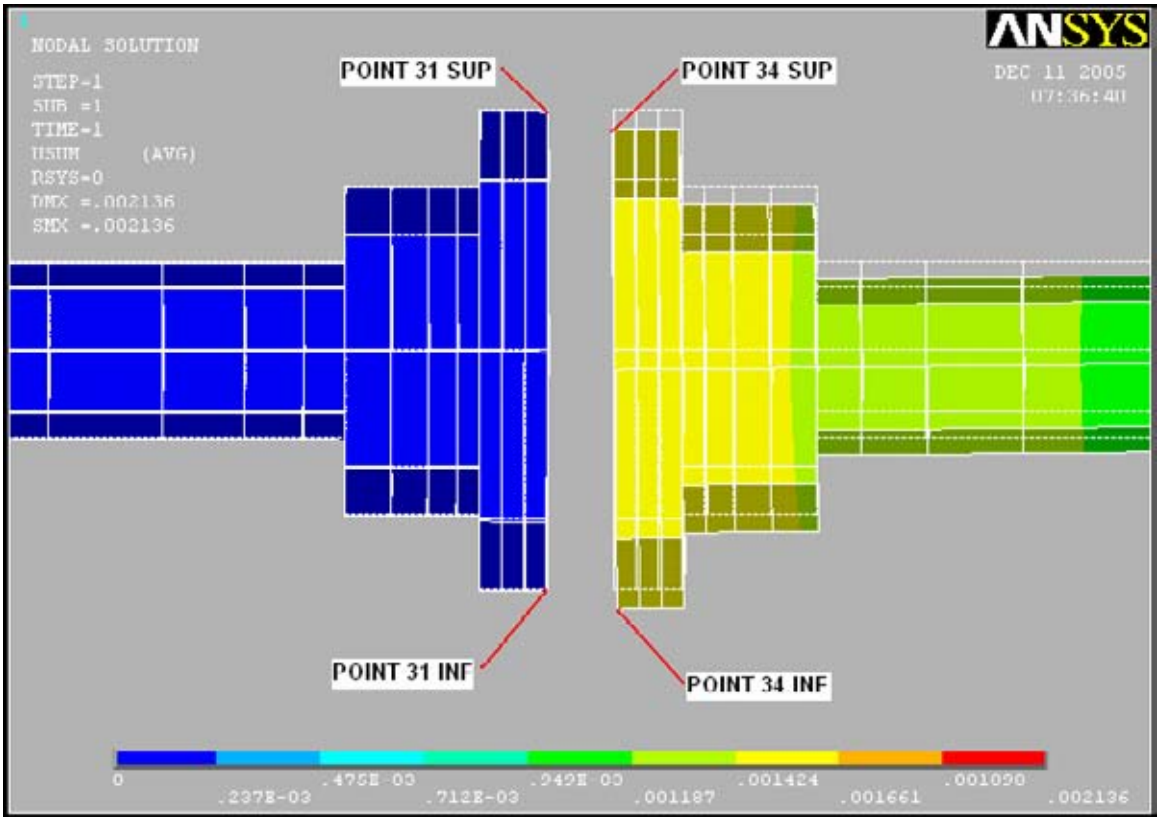


Figura 5.2

POINT 31 SUPERIOR	
IDEAL	CALCULADO
Y= 0,19	Y= 0,189828
Z= 5,6620	Z= 5,66204
POINT 31INFERIOR	
IDEAL	CALCULADO
Y= -0,19	Y= -0,190172
Z= 5,662	Z= 5,66196

POINT 34 SUPERIOR	
IDEAL	CALCULADO
Y= 0,19	Y= 0,188431
Z= 5,7120	Z= 5,71179
POINT 34 INFERIOR	
IDEAL	CALCULADO
Y= -0,19	Y= -0,191569
Z= 5,712	Z= 5,71221

Medidas en metros.

ACOPLAMIENTO NÚMERO 2 (DE POPA A PROA)

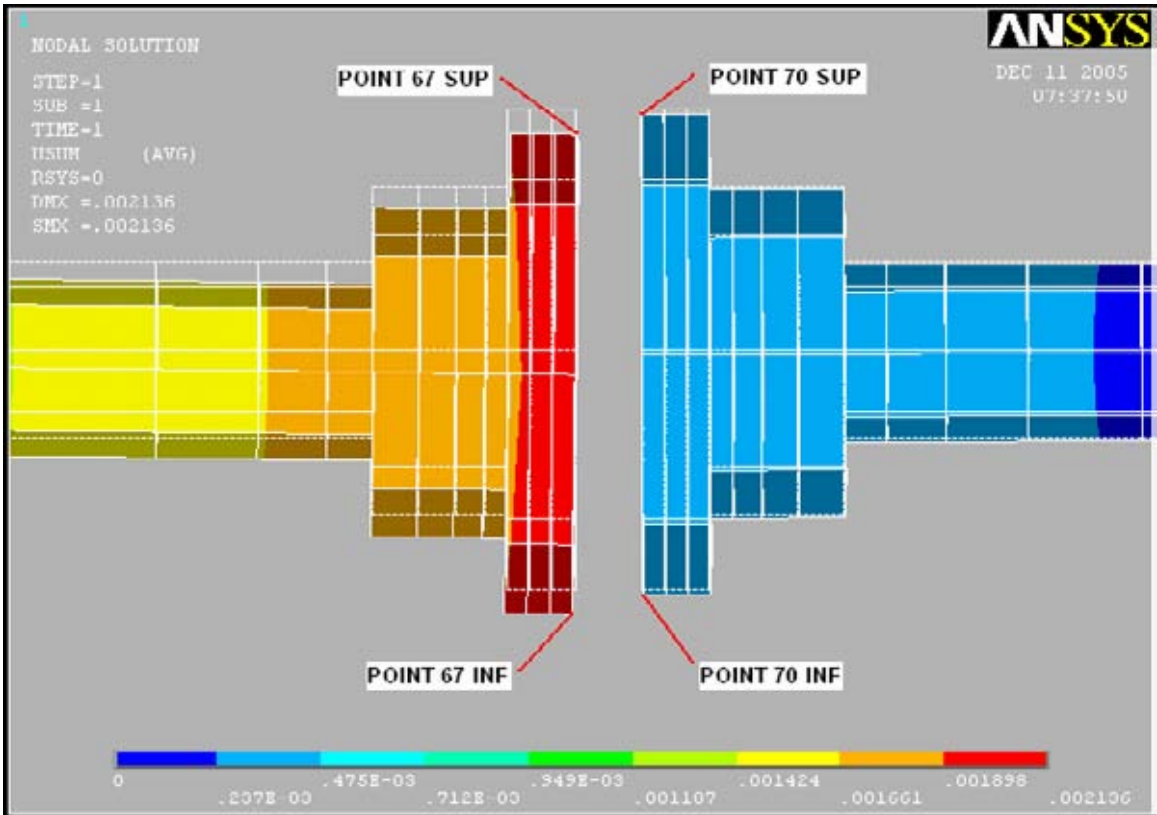


Figura 5.3

POINT 67 SUPERIOR	
IDEAL	CALCULADO
Y= 0,19	Y= 0,18805
Z= 11,7970	Z= 11,7972
POINT 67 INFERIOR	
IDEAL	CALCULADO
Y= -0,19	Y= -0,19195
Z= 11,797	Z= 11,7968

POINT 70 SUPERIOR	
IDEAL	CALCULADO
Y= 0,19	Y= 0,189605
Z= 11,8470	Z= 11,8469
POINT 70 INFERIOR	
IDEAL	CALCULADO
Y= -0,19	Y= -0,190395
Z= 11,847	Z= 11,8471

Medidas en metros.

ACOPLAMIENTO NÚMERO 3 (DE POPA A PROA)

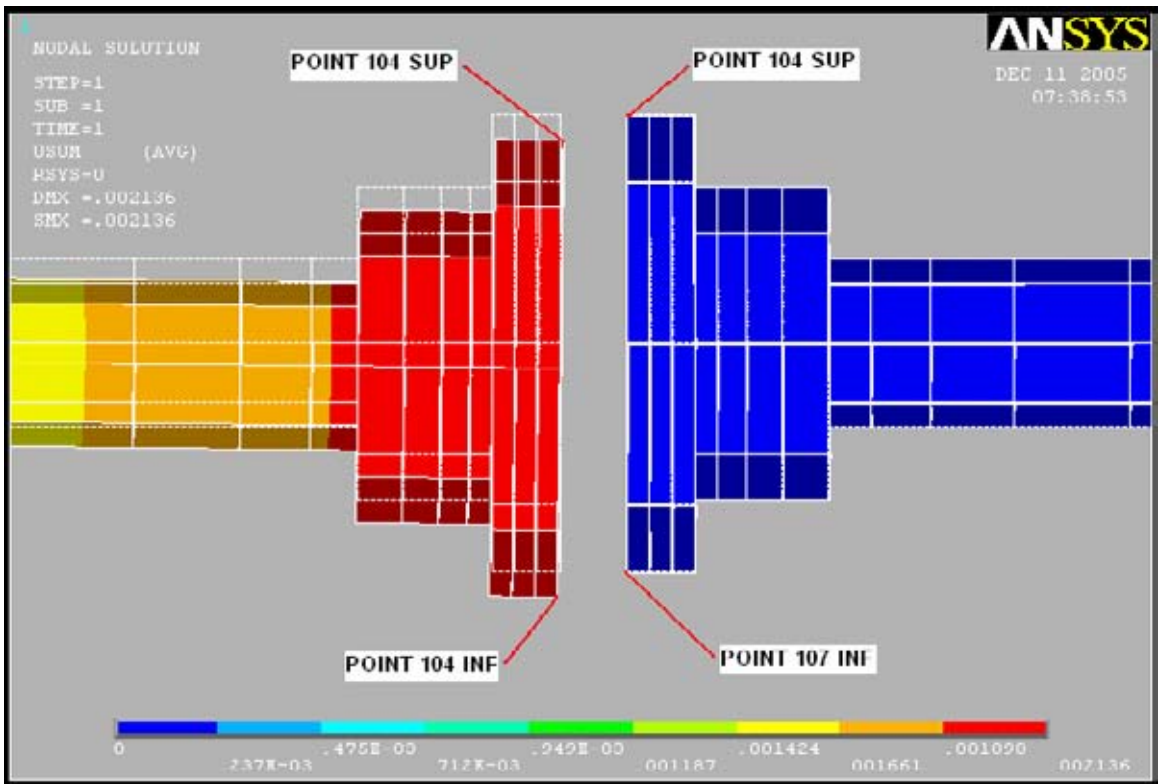


Figura 5.4

POINT 104 SUPERIOR	
IDEAL	CALCULADO
Y= 0,19	Y= 0,187879
Z= 17,3650	Z= 17,3652
POINT 104 INFERIOR	
IDEAL	CALCULADO
Y= -0,19	Y= -0,192121
Z= 17,365	Z= 17,3648

POINT 107 SUPERIOR	
IDEAL	CALCULADO
Y= 0,19	Y= 0,189912
Z= 17,4150	Z= 17,415
POINT 107 INFERIOR	
IDEAL	CALCULADO
Y= -0,19	Y= -0,190082
Z= 17,415	Z= 17,415

Medidas en metros.

CUÑAS

Con los datos obtenidos anteriormente, podemos calcular las respectivas cuñas o tolerancias que debemos dejar en cada uno de los acoplamientos de la línea de ejes, tanto posición vertical (altura) como en posición horizontal (abertura).

ACOPLAMIENTO NÚMERO 1

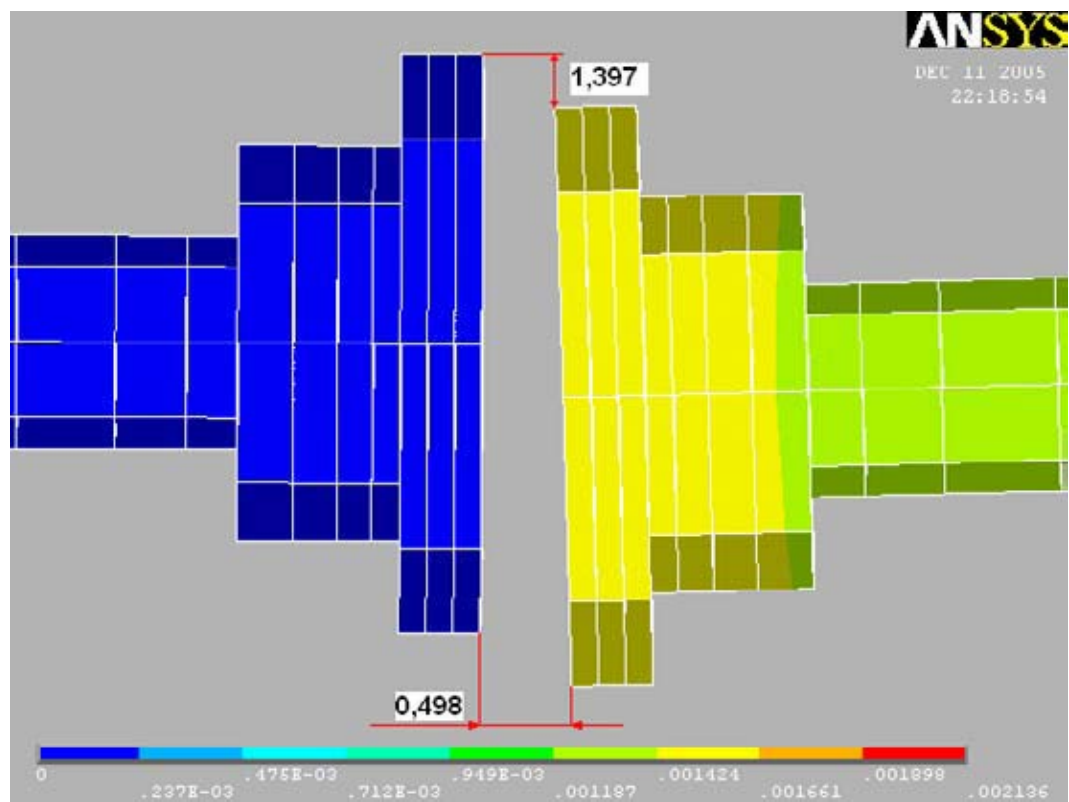


Figura 5.5 (Medidas en milímetros.) Cuñas acoplamiento 1.

ACOPLAMIENTO NÚMERO 2

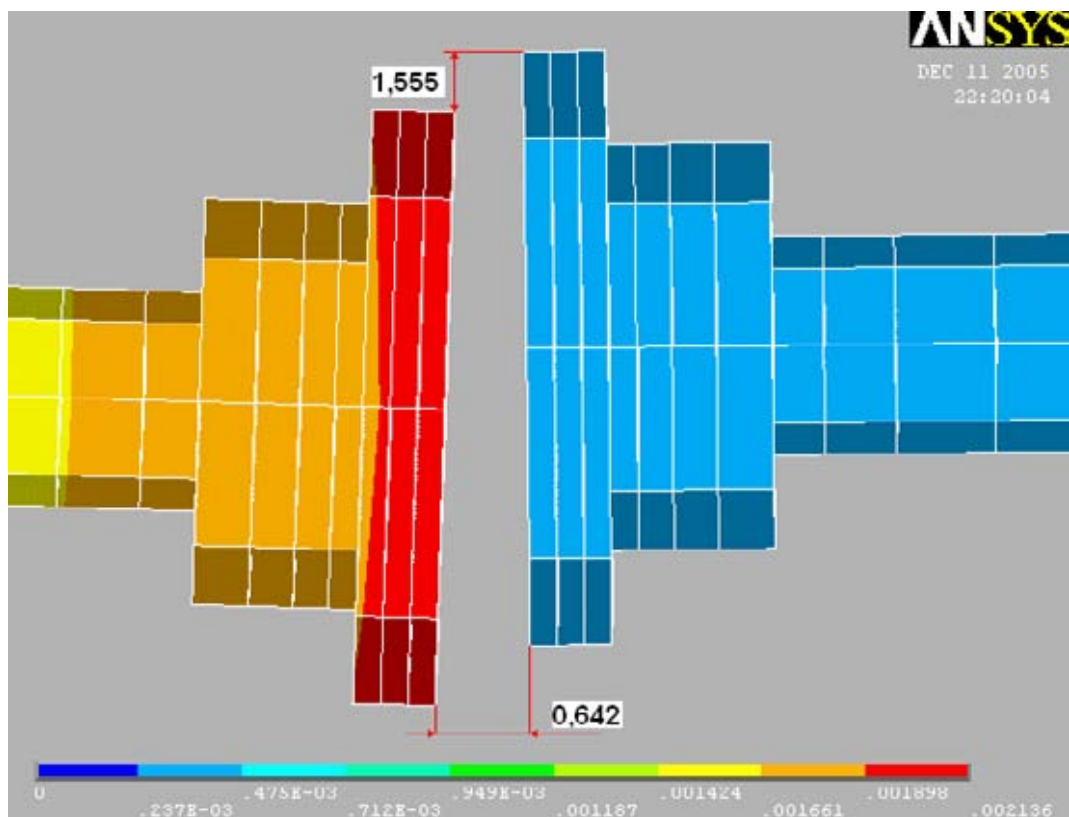


Figura 5.6 (Medidas en milímetros.) Cuñas acoplamiento 2.

ACOPLAMIENTO NÚMERO 3

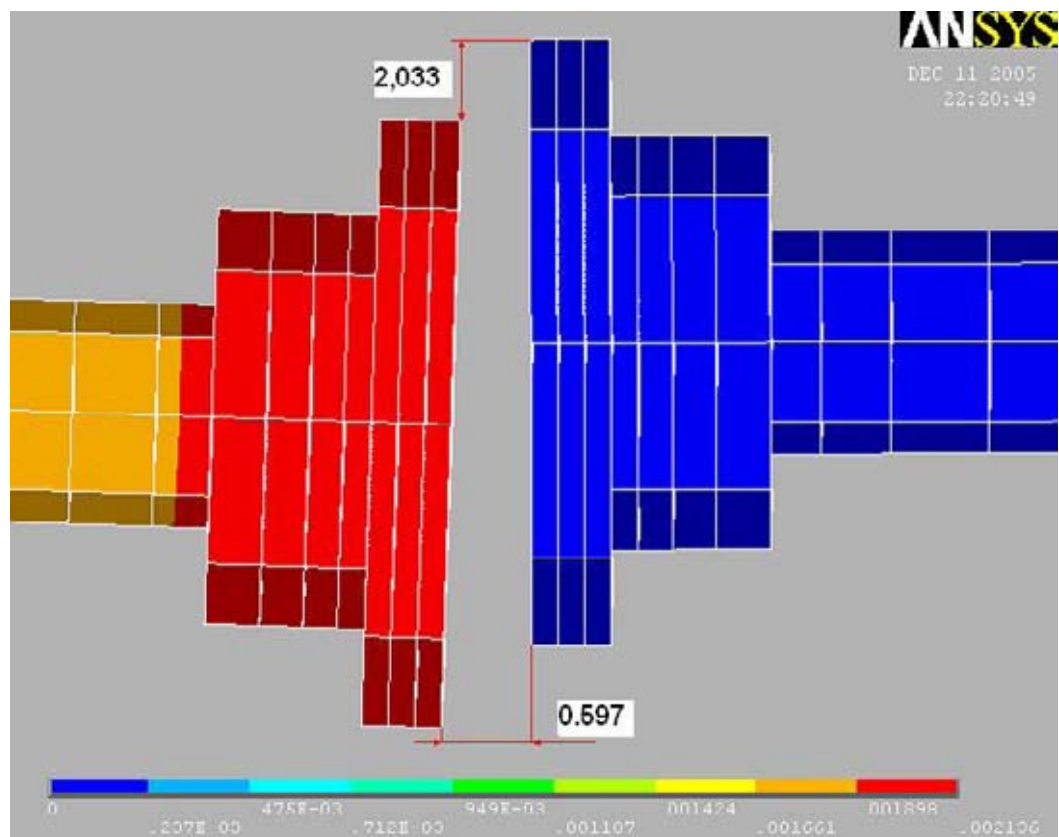


Figura 5.7 (Medidas en milímetros.) Cuñas acoplamiento 3

A continuación se presentan resultados obtenidos por software Astilleros Arica S.A.

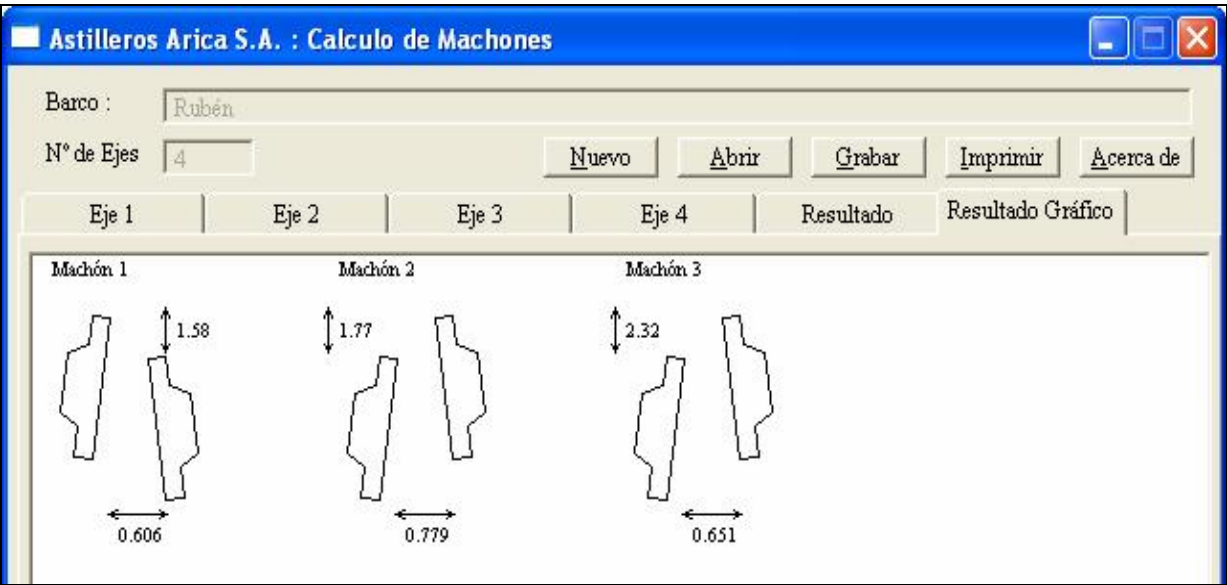


Figura 5.8 (Medidas en milímetros.) Cuñas de acoplamiento 1, 2 y 3.

Podemos observar pequeñas diferencias en los resultados obtenidos (décimas de milímetro), lo cual no reviste significativa importancia en el proceso de alineamiento final de la línea de ejes, debería ser de mayor cuidado por ejemplo, verificar la experiencia y profesionalidad de la persona que va a ejecutar el trabajo en terreno de dejar cada uno de los acoplamientos con sus respectivas cuñas.

CAPÍTULO VII

REGLAS DE CASAS CLASIFICADORAS

Actualmente, mediante las casas clasificadoras, podemos obtener información importante acerca del cálculo de dimensiones del eje. Se presenta a continuación, un resumen de las principales reglas correspondientes al dimensionamiento de ejes, entregadas por dos importantes entidades.

Fuente: reglas correspondientes a los años de emisión 2002 y 2001.

LLOYD'S REGISTER

MATERIAL

La resistencia a la tracción del material del eje es seleccionado entre los siguientes límites generales:

Acero al Carbono y Carbono Manganeso
400 a 600 N/mm² (41 a 61 Kgf/mm²)

Aleaciones de Acero
No exceda los 800 N/mm²

Cuando es propuesto el uso de aleaciones de acero, hay que detallar su composición química, tratamiento de calor y propiedades mecánicas se someten a aprobación.

Son requeridos test de ultrasonidos en ejes cuyo diámetro es de 250 mm. o superior.

EJES INTERMEDIOS

El diámetro d, del eje intermedio no debe ser menor al diámetro calculado por la siguiente fórmula:

$$d = F * k * \sqrt[3]{\left(\frac{P}{R} \left(\frac{560}{160 + \sigma}\right)\right)} \quad \text{mm.} \qquad \left(d = F * k * \sqrt[3]{\left(\frac{H}{R} \left(\frac{57}{16 + \sigma}\right)\right)} \right) \text{mm.}$$

Donde:

$k = 1,0$ para ejes conformados con acoplamientos integrados o con acoplamientos ajustados en caliente.

$= 1,10$ para ejes con chaveteros, donde el radio de la sección transversal desde el fondo de la chaveta, no debe ser menor que $0,0125d$.

$= 1,10$ para ejes con agujeros radiales o transversales donde el diámetro del agujero no sea mayor que $0,3d$.

$= 1,20$ para ejes con ranuras longitudinales, teniendo un largo no mayor que $1,4d$ y un ancho no mas que $0,2d$, donde d es determinado con $k = 1,0$

$F = 95$ (86) para instalaciones con turbinas, instalaciones con propulsión eléctrica o propulsión diesel con acoplamientos tipo "slip coupling" (tipo de acoplamiento que permite insertar un eje en el otro con el fin de acoplar, para ello los ejes deben tener distintos diámetros, con ello se consigue también reducir el torque).

$= 100$ (90,5) para otras instalaciones con propulsión diesel.

$P (H)$ = poder transmitido, en Kw.

R = revoluciones por minuto.

σ = Resistencia a la tracción mínima del material del eje, en N/mm² (Kgf/mm²)

Después de un largo de $0,2d$ desde el final de un chavetero, agujeros radiales o transversales y $0,3d$ desde el final de una ranura longitudinal; El diámetro del eje puede ser gradualmente reducido para determinarlo con $k=1,0$.

Las reglas para la elección del diámetro del eje intermedio para motores propulsores diesel, eléctricos o turbinas pueden ser reducidas un 3,5% para barcos clasificados para navegar en aguas tranquilas y un 1,75% para barcos clasificados para navegar en grandes lagos.

GEAR QUILL SHAFTS (EJE HUECO CON UN SEGUNDO EJE DENTRO)

El diámetro del quill shaft no debe ser menor al dado por la siguiente fórmula:

$$\text{Diámetro de quill shaft} = 101 * \sqrt[3]{\frac{P * 400}{R * \sigma}} \text{ mm.} \quad \left(91 * \sqrt[3]{\frac{H * 41}{R * \sigma}} \right) \text{ mm.}$$

$P (H)$ = poder transmitido, en Kw.

R = revoluciones por minuto.

σ = Resistencia a la tracción mínima del material del eje, en N/mm² (Kgf/mm²) pero que no exceda 1100 N/mm² (112 Kgf/mm²)

EJES DE PROPULSIÓN

El diámetro de el collarín del eje de propulsión transmitiendo torque o en sentido axial del cojinete, donde un cojinete de rodamiento es utilizado como un cojinete de empuje, no debe ser menor al requerido para la fórmula de ejes intermedios con $k = 1,1$. Para estos propósitos σ = resistencia a la tracción mínima del material del eje en N/mm² (Kgf/mm²)

EJE DE COLA

El diámetro, d_p del eje de cola delante de la cara del núcleo de la hélice o delante de la cara del flange del eje, no debe ser menor que el determinado por la siguiente fórmula:

$$d_p = 100 * k * \sqrt[3]{\left(\frac{P}{R} \left(\frac{560}{160 + \sigma} \right) \right)} \text{ mm.} \quad \left(d = 90,5 * k * \sqrt[3]{\frac{P}{R} \left(\frac{57}{16 + \sigma} \right)} \right) \text{ mm.}$$

Donde:

$k = 1,26$

$P (H)$ = poder transmitido, en Kw.

R = revoluciones por minuto.

σ = Resistencia a la tracción mínima del material del eje, en N/mm² (Kgf/mm²) pero que no exceda 600 N/mm² (61 Kgf/mm²)

Los ejes de cola, hechos de materiales no resistentes a la corrosión deben ser especialmente considerados.

Para ejes de materiales no resistentes a la corrosión y estén expuestos al agua de mar, el diámetro del eje es determinado con la fórmula anterior con un valor de $k = 1,26$ y $\sigma = 400 \text{ N/mm}^2$ (41 kgf/mm²)

EJES HUECOS

Cuando el eje de empuje, intermedio y de cola tienen un agujero central, el diámetro exterior del eje no debe ser menor al dado en la siguiente fórmula:

$$d_o = d^* \sqrt[3]{\frac{1}{1 - \left(\frac{d_i}{d_o}\right)^4}} \text{ mm.}$$

Donde:

d_o = diámetro exterior, en mm.

d = diámetro, por reglas, para un eje sólido, en mm.

d_i = diámetro del agujero central, en mm.

Sin embargo, cuando la relación entre el diámetro del agujero y el diámetro exterior no exceda a 0,4, no necesita ser incrementado más que el dado por las reglas.

ACOPLAMIENTOS

El espesor mínimo de los flanges de acoplamiento debe ser igual al diámetro de los pernos de acoplamiento en la cara del acoplamiento como es requerido por la ecuación siguiente, y para este propósito la resistencia a la tracción de los pernos se toma como equivalente a la del eje. Para ejes intermedios y ejes de propulsión el espesor del flange de acoplamiento no debe ser menor a 0,20 del diámetro del eje intermedio como es requerido por la fórmula antes dada.

El diámetro del acoplamiento de pernos no debe ser menor al obtenido por la siguiente fórmula:

$$D = \sqrt{\frac{240 \cdot 10^6 \cdot P}{n \cdot d \cdot R \cdot \sigma}} \text{ mm.}$$

Donde:

n = número de pernos en el acoplamiento.

d = diámetro del agujero donde van los pernos, en mm.

σ = resistencia a la tracción mínima de pernos, en N/mm².

$P(H)$ y R han sido definidos en párrafos anteriores.

CAMISAS DE BRONCE

El espesor t , de las camisas de bronce para ejes no debe ser menor al calculado en la siguiente fórmula:

$$t = \frac{D + 230}{32} \quad \text{mm.}$$

t = espesor de la camisa, en mm.

D = diámetro del eje bajo la camisa, en mm.

El espesor de una camisa continua entre bushes no debe ser menor que $0,75t$.
(bushes = anillos de fondo de prensa estopa).

Las camisas deben ser preferentemente de una pieza.

Cada camisa continua debe ser testeada por presión hidráulica, presión a 2,0 bar. (2,0 kgf/cm²)

CHAVETA Y CHAVETERO

El área de sección efectiva de la chaveta en corte, no debe ser menor que:

$$\frac{d^3}{2,6d_1} \quad (\text{mm}^2)$$

Donde:

d = diámetro, en mm. requerido para el eje intermedio determinado de acuerdo a la fórmula anteriormente mencionada, calculado con una resistencia a la tracción de 400 N/mm² (41 kgf/mm²) y $k=1$.

d_1 = diámetro del eje en la mitad de la chaveta, en mm.

BUREAU VERITAS

MATERIAL.

En general, los ejes son de acero forjado con resistencia a la tracción, R_m , entre 400 y 800 N/mm².

ACOPLAMIENTOS, ACOPLAMIENTOS FLEXIBLES, ACOPLAMIENTOS HIDRÁULICOS.

Las partes rígidas del acoplamiento sujetas a torque deben ser de acero forjado o hierro forjado nodular.

Las partes rotatorias de los acoplamientos hidráulicos pueden ser de hierro fundido nodular, proponiendo que la velocidad no exceda los 40 m/s.

PERNOS DE ACOPLAMIENTO

Los pernos de acoplamiento son generalmente de acero forjado.

En general, la resistencia a la tracción del material de los pernos, está dentro de los siguientes parámetros:

$$R_m \leq R_{mb} \leq 1,7 R_m.$$

$$R_{mb} \leq 1000 \text{ N/mm}^2.$$

LINERS DE EJE

Los liners son de material resistente a la corrosión y deben cumplir con requerimientos de párrafo D (en otro capítulo del reglamento) y con especificaciones aprobadas. Sin embargo, en el caso de liners fabricados con cordones de soldadura, el material debe ser apropiado para la aplicación de soldadura.

En general, vienen hechos de fábrica.

Para ejes pequeños, pueden ser considerados liners de tubos en lugar de liners hechos en fundición.

Cuando el eje queda en contacto con el agua de mar debe ir con un revestimiento protector, el que debe ser aprobado.

EJE INTERMEDIO Y EJE PROPULSOR

El mínimo diámetro del eje intermedio y de propulsión, no puede ser menor al obtenido en la siguiente fórmula:

$$d = F * k * \left[\left(\frac{P}{n * (1 - Q^4)} \right) \left(\frac{560}{Rm + 160} \right) \right]^{1/3} \text{ mm.}$$

Q = En caso de ejes sólidos: $Q = 0$.

= En caso de ejes huecos: Q = relación entre el diámetro del agujero y el diámetro exterior del eje.

Cuando $Q \leq 0,3$; Q se toma = 0.

$F = 95$ para sistema de propulsión diesel con acoplamientos tipo “slip coupling”, turbinas o motores eléctricos.

= 100 para sistema de propulsión diesel con otro tipo de acoplamientos.

k = Factor a exhibir a continuación que depende del diseño del eje.

Para eje intermedio:

$k = 1,0$ con acoplamientos de flanges integrados.

$k = 1,1$ cuando existe chavetero. Donde el radio de la sección transversal desde el fondo de la chaveta, no debe ser menor que $0,0125d$. usando $k = 0$, para el cálculo de d .

$k = 1,1$ cuando el eje presenta agujeros transversales o radios taladrados. Valor aplicable en caso que el diámetro del taladrado (agujero) no exceda $0,3d$

$k = 1,2$ cuando el eje presenta ranuras longitudinales. Valor normalmente aplicable en caso que la longitud de la ranura no exceda $1,4d$ y un ancho no superior a $0,2d$.

Para eje propulsor:

$k = 1,1$ resumidos para todos los casos.

n = velocidad de rotación del eje, en r.p.m. correspondiente a la potencia P .

P = Máxima potencia continua de la maquinaria de propulsión, en Kw.

R_m = Valor de la resistencia a la tracción mínima del material, en N/mm². Procurar no ingresar una R_m superior a 800 N/mm².

EJE DE COLA

El mínimo diámetro del eje de cola no debe ser menor al valor d_p , calculado por la siguiente fórmula:

$$d_p = 100 * k_p * \left[\frac{P}{n * (1 - Q^4)} * \frac{560}{R_m + 160} \right]^{1/3} \text{ mm.}$$

R_m = Para el cálculo de d_p , el valor de resistencia a la tracción no debe ser mayor a 600 N/mm².

En casos de aceros inoxidables y otros casos particulares, por discreción de la sociedad clasificadora, el valor de R_m a ser introducido en la fórmula será especialmente considerado. En general, el diámetro de la parte del eje de cola ubicado adelante del tubo codaste, puede ser gradualmente reducido al diámetro al diámetro del eje intermedio.

k_p : Factor cuyo valor, dependiendo de las diferentes características de construcción del eje, es dado abajo.

$k_p = 1,26$ eje de cola con chaveta.

$k_p = 1,22$ cuando el eje de cola es incorporado directamente en el núcleo de la hélice.

$k_p = 1,22$ Cuando el eje de cola tiene camisa continua, y el tubo codaste es lubricado por agua o aceite.

$k_p = 1,22$ cuando no es ninguno de los casos anteriores.

$k_p = 1,15$ en algún otro caso.

CAMISAS O LINERS

Las camisas (liners) u otros revestimientos de protección son requeridos por la Casa Clasificadora cuando el material del eje no es resistente a la corrosión.

Las camisas de metal son generalmente continuos; sin embargo, camisas discontinuas consistentes en dos o más partes pueden ser aceptadas por la sociedad o en los siguientes casos:

Cuando son puestos en sentidos de todos los descansos.

La porción del eje entre liners, probablemente llega a entrar en contacto con el agua de mar, es protegida con un revestimiento de material apropiado, los métodos y espesores serán aprobados por la casa clasificadora.

El espesor de la camisa en eje de cola o eje intermedio dentro del tubo codaste, no debe ser menor que el valor t , dado en la siguiente fórmula:

$$t = \frac{d + 230}{32}$$

Donde:

d = diámetro actual del eje, en mm.

En el tubo codaste, el espesor puede ser reducido en un 25%.

COJINETE EN TUBO CODASTE

Son aceptados cojinetes de metal antifricción lubricados por aceite y por grasa.

También son aceptados cojinetes de materiales plásticos y sintéticos.

ACOPLAMIENTOS

Los acoplamientos de ejes intermedios, de cola y propulsor no deben tener un espesor menor a 0,2 veces el diámetro de un eje intermedio sólido y no menor que el diámetro de los pernos de acoplamientos calculados para una resistencia a la tracción igual a la del eje.

El radio del flange sólido, no debe ser menor que 0,08 veces el actual diámetro del eje.

Para ejes intermedios, de cola y propulsor, el diámetro de los pernos de acoplamiento no debe ser menor al dado por la siguiente fórmula:

$$d_b = 0,65 * \left[\frac{d^3 (R_m + 160)}{n_b D_c * R_{mB}} \right]^{0,5} \text{ mm.}$$

Donde:

d = diámetro de eje sólido, en mm.

n_b = número de pernos de acoplamiento.

D_c = diámetro de pernos de acoplamientos, en mm.

R_m = valor de la resistencia a la tracción del eje, en N/mm².

R_{mb} = valor de la resistencia a la tracción del material de los pernos de acoplamiento, en N/mm².

CONCLUSIONES

Mediante la presente tesis podemos adquirir información detallada de cada uno de los componentes de una línea de ejes, vemos su distribución y labor que desempeñan a lo largo de la propulsión del buque y se dan procedimientos para su correcto mantenimiento en funcionamiento y cuando el buque sube a carena.

Describimos el problema del desalineamiento, haciendo énfasis en la suma gravedad que puede ocasionar dentro del buque, hechos que pueden ir desde tener un mayor consumo de combustible diario o producir vibraciones excesivas en la embarcación que afectan la calidad de vida de la tripulación a bordo y la misma estructura de la nave, hasta producir rotura del eje que puede dejar a la deriva la embarcación sin tener la capacidad de propulsión propia.

Es por la suma de los motivos mencionados anteriormente, que es de vital importancia realizar un correcto y minucioso proceso de alineación del eje de propulsión, este trabajo debe ser realizado por personal responsable y con experiencia ya que el factor humano es primordial para poder contar con buenos resultados finales.

Se dan a conocer los principales tipos de alineamiento usados en astilleros chilenos, los cuidados que debemos tener cuando ejecutamos cada uno de ellos, sus principales ventajas y desventajas, además debemos mencionar que dichos procesos no deben realizarse en forma separada o solitaria ya que un proceso efectivo, es la suma de todos ellos, desde el alineamiento racional obtenido por medio de software Ansys 8.0 en la fase de proyecto hasta las mediciones finales de temperaturas de los descansos en el viaje de pruebas de la embarcación. Este procedimiento debe ser efectuado para una condición de carga específica de la embarcación, normalmente (en buques pesqueros) con el 100% de los consumibles y las bodegas vacías, ya que la embarcación será sometida a una serie de esfuerzos y deformaciones por situaciones de mar irregular y este será el peor de los casos de carga a los que se verá afectado la nave.

Detallamos procedimientos de trabajo específicos referentes a la línea de ejes de propulsión de la nave, cuando ésta sube a carena. Estos procedimientos gozan de especial detalle y orden secuencial y fueron logrados por medio de trabajo de práctica profesional en Astilleros Arica S.A. el año 2003. Es preciso recalcar que podemos realizar incontables procedimientos de trabajo escritos, pero ellos de nada sirven si no son correctamente aplicados en la práctica, para ello, debemos perfeccionar nuestros

trabajadores e inculcarles el sentido de responsabilidad y orden para cada trabajo enmendado.

Los resultados obtenidos en el alineamiento racional gozan de cierta tolerancia con los resultados obtenidos por software de Astillero mencionado anteriormente, pero en ningún caso están erróneos o desproporcionados, recordemos que estamos hablando de décimas de milímetros, deberíamos poner mayor cuidado en la toma de mediciones y cuñas dadas en terreno, para ello debemos realizar esta tarea con personal responsable y confiable.

Finalmente tenemos recomendaciones que casas clasificadoras hacen para un correcto procedimiento de cálculo de dimensiones de líneas de ejes de embarcaciones en proyecto y tolerancias admisibles de desgaste que se pueden dar a piezas de dicha línea cuando no es nueva.

BIBLIOGRAFÍA

*RULES AND REGULATIONS FOR THE CLASSIFICATION OF SHIPS,
LLOYD'S REGISTER OF SHIPPING.
PART 5, CHAPTER 6.
PART5, CHAPTER 8.
JULY 2002.*

*RULES FOR BUILDING AND CLASSING, STEEL VESSELS,
AMERICAN BUREAU OF SHIPPING.
PART 4, CHAPTER 3.
2002.*

*3.-RULES FOR THE CLASSIFICATION OF STEEL SHIPS,
BUREAU VERITAS.
PART C, CHAPTER 7.
JUNE 2000.*

*TESIS, ALINEAMIENTO DE UNA LÍNEA DE EJES,
ALVAREZ TOLEDO JUAN.
1978.*

*TESIS, MONTAJE Y PROBLEMÁTICA DE LA LÍNEA DE EJES DE UN BUQUE,
OBREQUE MORALES MARLO.
1994.*

*TESIS, PLANIFICACIÓN DE INSPECCIÓN DE CARENA DE BUQUES PESQUEROS,
MALDONADO BALBONTÍN, CARLOS ROBERTO.
1992.*

*TESIS, ASPECTOS OPERACIONALES EN EL EJE PROPULSOR,
MUÑOZ LARREA CLAUDIO.
1992.*

*TESIS, ESTUDIO DE FALLAS EN EJES PORTA HÉLICE DE BARCOS,
ALVAREZ A. CARLOS.
1980.*

*TESIS, METODOLOGÍA PARA EL CÁLCULO DE EJES POR MEDIO DE ELEMENTOS
FINITOS,
CORNEJO AGUAYO MAURICIO.
1994.*

*TESIS, INGENIERÍA EN EL MANTENIMIENTO DE SISTEMAS PROPULSIVOS,
FLORES LLANOS CLAUDIO.
2002.*

*GUIDANCE NOTES ON PROPULSION SHAFTING ALIGNMENT,
AMERICAN BUREAU OF SHIPPING.
APRIL 2004.*

*APUNTES REALIZADOS DURANTE PRÁCTICA PROFESIONAL EN ASTILLEROS
ARICA S.A.
ARICA 2003.*

APUNTES RAMO MÁQUINAS MARINAS,
MARIO LOAIZA.
UACH.

MECÁNICA DE MATERIALES,
GERE Y TIMOSHENKO.
CUARTA EDICIÓN.
2000.

MECÁNICA DE SÓLIDOS,
EGOR P. POPOV.
SEGUNDA EDICIÓN.
2000.

WEB SOLICITADAS:

WWW.DAMALINI.COM

WWW.NESEAL.COM

WWW.DVINGENIERIA.COM.AR

WWW.DNV.COM

WWW.VHUSSENBV.COM

WWW.NOISE-CONTROL.COM

WWW.PRUFTECHNIK.COM

WWW.WARTSILA.COM

WWW.VETUS.NL

WWW.MACHINESUPPORT.COM

WWW.THORDONBEARINGS.COM

WWW.ANSYS.COM

WWW.CONSTRUCCION.UNIOVI.ES

PAPER SOLICITADOS:

DESIGN CONCERNS IN PROPULSION SHAFTING ALIGNMENT,
DAVOR SVERKO, ASSOCIATE MEMBER.
AMERICAN BUREAU OF SHIPPING.

GEARBOX COUPLING AND STERN TUBE ALIGNMENT,
DAUS STUDENBERG OF LUDECA, INC.

CONSIDERACIONES PRÁCTICAS Y ECONÓMICAS DEL ALINEAMIENTO DE
MAQUINARIA,
RICARDO SANTAMARÍA HOLEK.

ANEXOS

MONTAJE Y ALINEACIÓN DE MOTORES MARINOS DE PROPULSIÓN

La instalación del motor marino en una embarcación y su alineación con los elementos de propulsión como lo son la transmisión marina y los ejes, son tareas que exigen sumo cuidado. La cooperación entre el fabricante de motores y el astillero garantizará a cada uno de ellos el aprovechamiento de la experiencia y conocimientos del otro. En las páginas siguientes se describen los requerimientos y proceso de montaje de los motores Caterpillar y su alineación al eje de transmisión.

Como fabricantes de motores queremos identificar los requerimientos para el montaje y alineación adecuado a la parte del eje y estructura que va unido al producto Caterpillar. La responsabilidad del montaje total y alineación recae sobre el instalador del equipo.

No trate de hacer la alineación final de los motores de propulsión a menos que se haya cumplido con los requisitos siguientes:

- a) Todo el lastre permanente debe estar en posición.
- b) Los tanques de combustibles, agua y lastre provisorio están llenos hasta sus niveles normales de funcionamiento, generalmente de un medio a tres cuartos
- c) Toda la maquinaria principal que pese más de 450 kg. está instalada o se ha colocado un peso equivalente en su ubicación correspondiente.

La alineación final debe hacerse inmediatamente antes de las carreras de prueba, en el agua.

ALINEACIÓN

El factor principal que influye en la alineación de los ejes y cojinetes es la deflexión del casco producida por las variaciones de temperatura, diferentes cargas y lastres, velocidad del casco y mar gruesa. La maquinaria de precisión justifica todo esfuerzo para garantizar su alineación adecuada, pero no debemos asumir que la fundación de la maquinaria es una superficie plana, estacionaria que no sufre deflexiones.

Alineación entre la Línea de Ejes y la Transmisión Marina

La alineación de la línea de ejes con la brida de salida de la transmisión marina debe estar dentro de determinadas tolerancias para obtener una duración satisfactoria de la transmisión marina.

El requisito básico es alinear la brida de la transmisión marina a la brida de acoplamiento del eje de la hélice, dentro de determinadas limitaciones de paralelismo y angulares; mientras el eje está pendiendo libre de su punto acostumbrado de montaje en la transmisión marina.

El descentramiento axial ocurre cuando las líneas de centro de la transmisión marina y de las bridas de acoplamiento están descentralizadas.

La desalineación angular o de cara ocurre cuando las líneas de centro de la transmisión marina y las bridas de acoplamiento forman un ángulo

Las tolerancias para el descentramiento y la desalineación angular relativas a la capacidad de las transmisiones marinas para soportar las tensiones producidas por desalineación son:

DESCENTRAMIENTO AXIAL

El ajuste deslizante de las guías de las bridas asegura el centrado.

ALINEACIÓN ANGULAR

La diferencia entre las aberturas mayor y menor de las bridas debe ser inferior a 0,005 mm. por centímetro de diámetro exterior de la brida.

PROCEDIMIENTO DE ALINEACIÓN

Bridas

La alineación angular y la concentricidad entre la transmisión marina y su brida y entre el eje de la hélice y su brida no deben exceder de 0,05 mm. y deben comprobarse antes de empezar la alineación entre la transmisión marina y el eje de la hélice.

La ubicación del primer cojinete en el eje desde la brida de la transmisión marina es de suma importancia. Para no producir tensiones innecesarias en el cojinete de tope de la transmisión marina, el cojinete del eje de transmisión debe estar colocado por lo menos a 12 veces, y de preferencia 20 o más veces el diámetro del eje, desde la brida de la transmisión marina. Si no se puede evitar colocarlo a lo menos de 12 veces el diámetro del eje, las tolerancias de alineación deben revisarse, disminuirse, en forma apreciable, y debe considerarse el uso de un acoplamiento flexible.

Acoplamiento Flexible

Cuando la transmisión marina no es de fabricación Caterpillar y no está conectada en forma directa, es necesario instalar un acoplamiento flexible para compensar por las tolerancias de alineación entre el motor y la transmisión marina.

El acoplamiento flexible debe elegirse para que corresponda con la capacidad del motor y de la transmisión marina. La selección del acoplamiento debe verificarse por medio de un análisis torsional del sistema completo en funcionamiento. El motor debe alinearse al equipo accionado para obtener las tolerancias indicadas por el fabricante.

Eje de Transmisión

Antes de comenzar la alineación, el peso del eje que esté sin soporte se debe apoyar para justificar por la desviación o inclinación del eje de transmisión. La inclinación se debe eliminar para evitar carga innecesaria sobre el cojinete de la transmisión marina.

Un método apropiado para justificar la inclinación del eje de transmisión consiste en utilizar un equipo compuesto por un diámetro, un sensor y un estrobo. Este equipo facilita la elevación del extremo sin apoyo del eje de transmisión, con una fuerza que se puede medir. Otro método similar utiliza el diámetro de comprensión y empujando hacia arriba el extremo del eje.

- Mueva el eje de transmisión hasta situarlo con 13 mm. de su posición empernada.
- Determine la mitad del peso suspendido, además de todo el peso de la brida de acoplamiento.
- Al elevar el eje asegúrese que el soporte está directamente encima o debajo de la línea central de la brida de acoplamiento.
- Levante el eje de transmisión hasta que el dinamómetro indique el peso deseado.

Otro método conveniente para corregir la inclinación del eje de transmisión emplea dos indicadores de cuadrante.

- Coloque un indicador en la parte superior o en la parte inferior del eje, en el punto más próximo al cojinete del eje de transmisión.
- Coloque el segundo indicador en la parte superior de la brida de acoplamiento.
- Levante lentamente el eje de transmisión desde el extremo de la brida de acoplamiento hasta que se note un cambio de consideración en la lectura del indicador colocado en el extremo del cojinete de 0,025 – 0,038 mm. es suficiente.
- Anote la variación en la lectura del indicador en el extremo de la brida de acoplamiento.
- Baje el eje de transmisión en la mitad de la cantidad de la lectura del indicador en la brida de acoplamiento

Aunque este método no es tan exacto como usando el dinamómetro, es suficiente para un alineación satisfactoria.

Con el eje colocado ahora en posición correcta, el motor y la transmisión marina se deben colocar en línea con el eje de transmisión.

Mueva el motor y la transmisión marina a su posición final aproximada, dentro de 8 mm. de la brida de acoplamiento sin hacer entrar la guía de la brida.

- a) Centrado. Mida el descentramiento en cuatro puntos igualmente espaciados en los diámetros de las bridas marcadas A, B, C y D. Haga los ajustes de posición necesarios con los tornillos niveladores del motor para centrar la brida de la transmisión marina dentro de 0,05 mm. Cuando se haya conseguido esto, se hace entrar la guía en su alojamiento trayendo el eje de la hélice y la brida de acoplamiento hacia adelante hasta que las bridas estén separadas 4,5 mm. +- la alineación angular en todo el rededor de las bridas.
- b) Alineación angular. Ahora se pueden hacer ajustes necesarios de la alineación angular del motor y transmisión marina con el eje de transmisión. Usando un calibrador de espesores o un calibrador para agujeros pequeños, se toman las medidas de separación de las caras de las bridas en cuatro puntos diferentes, espaciados por igual en sus diámetros, marcados A, B, C y D. A continuación se tabulan las lecturas de la separación de las caras. Se comparan diametralmente las lecturas de la separación de la cara opuesta de A a C y B a D. Se resta la lectura menor de la mayor diametralmente opuesta. Ejemplo: si A es 0,175 " y C es igual a 0,165 ", se resta 0,165" de 0,175 " y tendremos un resultado de 0,010 ". La diferencia resultante es proporcional a la cantidad de desalineación angular.

La tolerancia admisible en el alineamiento angular es de 0,005 mm. por centímetro de diámetro de las bridas. Si la lectura de la diferencia excede este valor, el motor de la transmisión marina debe moverse por medio de los tornillos niveladores, hasta que se consigna la tolerancia requerida.

Al mover el motor para hacer el ajuste de la alineación angular se debe comprobar que no se altera el centrado con el eje de transmisión.

Compruebe todas las lecturas de alineaciones, inserte los pernos en las bridas, y prepare los soportes del motor para la sujeción final a la estructura de la embarcación.

ALINEACIÓN – TRANSMISIONES MARINAS MONTADAS A DISTANCIA

Cuando se utilizan transmisiones marinas montadas a distancia, la alineación debe ejecutarse estrictamente de acuerdo con las especificaciones del fabricante de la transmisión marina.

Cuando se usa un acoplamiento flexible entre una transmisión marina de montaje a distancia y el motor, deben seguirse todas las instrucciones del fabricante del acoplamiento.

Al alinear el acoplamiento flexible al motor, se debe tener en cuenta el movimiento del cigüeñal del motor, que ocurre desde la posición de motor parado a la de motor en marcha. Las instrucciones especiales GMG00682-01 de Caterpillar titulada Procedimientos de Alineación de Grupos Electrógenos, contiene información para el montaje y alineación de acoplamientos de tipo viscoso de Caterpillar. Sin tener en cuenta el tipo de acoplamiento que se use, se debe seguir el procedimiento de ajuste y alineación para el movimiento del cigüeñal.

ALINEACIÓN – COMPROBACIÓN PERIÓDICA

La revisión periódica de la alineación garantizará una prolongada y satisfactoria duración de la unidad de propulsión. Se recomienda la revisión anual de la alineación. Después de cualquier colisión o de haber encallado se deben efectuar comprobaciones adicionales de la alineación y se deben efectuar las correcciones pertinentes.

MOTORES - MONTAJE

Motores en “V” con cilindros de 159 mm. de diámetro, y de 137 mm. de diámetro.

Introducción

Los rieles de montaje standard Caterpillar se necesitan para soportar, anclar y alinear adecuadamente los motores Caterpillar en “V” con cilindros de 159 mm. Y 137 mm. de diámetro. Los procedimientos que se indican para establecer una base adecuada para el motor garantizarán la seguridad de funcionamiento y gran duración para los que fue diseñado y fabricado el motor.

Flexibilidad

Los cascos de las embarcaciones se flexionarán debido a tensiones internas producidas por la variación en el desplazamiento y las tensiones externas del viento, agua y temperatura. La flexión de una parte determinada del casco depende del diseño estructural del casco en su totalidad, del diseño de la sección particular o compartimiento y de la ubicación del comportamiento dentro del casco.

Si el motor está montado excesivamente rígido a los miembros longitudinales de la sala de máquinas, estará sometido a tensiones ocasionadas por cualquier movimiento de estos miembros.

Los rieles de montaje standard proporcionan la flexibilidad necesaria para aislar el motor del leve movimiento de los miembros de soporte del casco. Los agujeros de los rieles de montaje están situados a una distancia de la cara interior de los rieles, de manera que los rieles se puedan flexionar, aislando las deflexiones de la embarcación. Los rieles de montaje Caterpillar deben usarse para proveer la flexibilidad necesaria para evitar la necesidad de modificar el casco.

Construcción del motor

El motor Caterpillar está construido con una estructura rígida y auto soportable. Si el motor se monta en un par de vigas longitudinales, cuyas partes superiores estén en el mismo plano, el motor mantendrá su propia alineación y permitirá que todas las piezas en funcionamiento trabajen con las tolerancias y en la forma para las que fueron diseñadas. Si el motor está sujeto a fuertes tensiones externas, o se restringe su dilatación normal, estas tolerancias se verán afectadas enormemente y podrían ocasionar desperfectos en los cojinetes o en el cigüeñal.

La principal fuerza estructural de un motor es el bloque de hierro fundido. La plancha de acero del cárter que soporta el motor es una estructura soldada, profunda y pesada. Las abrazaderas de sujeción para el montaje están soldadas a los lados del cárter y sujetan el motor a los rieles standard del montaje.

Dilatación

El hierro fundido tiene un coeficiente de dilatación lineal de 0,0000055" por grado Fahrenheit y el acero tiene un coeficiente de dilatación lineal de 0,0000063" por grado Fahrenheit. Esto quiere decir que el bloque de un motor de 2387 mm. se dilatará 2,12 mm. si su temperatura aumenta de 50°F a 200°F. si tomamos 0,0000063" por °F como el coeficiente de dilatación de una plancha de acero, una pieza de acero soldada de 94" se dilatará 2,26 mm. en la misma escala de temperaturas. La pequeña diferencia en dilatación entre el bloque del motor y el cárter está compensada en el diseño del motor mediante el taladrado de agujeros en la brida del riel más grandes que los pernos de fijación.

La cantidad de dilatación para estos componentes principales del motor varía. Como el bloque alcanzará la temperatura de funcionamiento más rápidamente que el cárter, no deben usarse pernos rectificadas que pudieran producir restricción en la dilatación entre el bloque y el cárter.

Los rieles de montaje del motor también aumentarán de temperatura, pero en menor grado. Por lo tanto, no hace falta proporcionar tanta separación entre los pernos de fijación y los rieles de montaje del motor, como se podría anticipar por la dilatación del motor.

Instrucciones de instalación

Un motor Caterpillar debe montarse y anclarse siguiendo las siguientes reglas:

- 1.- Los extremos superiores de los miembros de asiento o soporte deben estar en el mismo plano para que el motor asiente en su posición natural, es decir, no debe ser pretensado.
- 2.- El sistema de anclaje debe sujetar el motor en su asiento a pesar de su vibración y cualquier empuje que se le imponga, y sin embargo, debe permitirle dilatarse y

contraerse, ya que el motor funciona con cargas diferentes y se le deja funcionar en vacío por períodos de tiempo a distintas temperaturas ambientes (mar y aire).

3.- El montaje del motor debe ser lo suficientemente flexible para absorber los movimientos imperceptibles de la estructura de apoyo, sin considerar la carga que lleva el barco y mientras éste navega con el mar en cualquier estado que se encuentre, en el servicio para el que ha sido destinado.

4.- Cualquier acoplamiento flexible en el volante y la alineación del equipo accionado deben estar dentro de las tolerancias previstas para que otras fuerzas destructivas no sean transmitidas al cigüeñal o cojinetes.

Deberá considerarse cada requerimiento:

No se debe hacer un pretensado. Los miembros longitudinales de soporte sobre los que está instalado el motor son una parte integral del casco y deben estar en un plano tan perfecto como sea posible. La superficie de estos miembros debe ser tan pareja como la superficie producida en acero estructural laminado.

Se deben proporcionar lanas para acomodar los emplazamientos individuales entre la superficie superior de los miembros de apoyo y la superficie inferior de los rieles de montaje del motor marino. Ciertas lanas de metal y de plástico colado son aceptables siempre que la clasificación de las Sociedades Marítimas hayan aprobado este material. En ningún caso debe usarse plomo. El plomo se deforma fácilmente bajo peso y vibración y tiene características pobres de soporte.

Cuando se usan lanas de material colado se debe tener la precaución de mantenerlas separadas alrededor de los pernos para que se pueda efectuar la dilatación. El área de las lanas no debe exceder de 77,4 cm.² por perno, sin considerar el material de las lanas.

El motor y el equipo accionado se deben alinear con tolerancias admisibles. Durante la alineación el motor está apoyado sobre cuatro tornillos niveladores situados cerca de los extremos de los rieles de montaje. Cuando el motor está en la posición deseada, se hace una lana para que ajuste entre la parte superior del miembro de soporte y la parte inferior del riel de montaje para cada perno de anclaje. Normalmente se usan planchas de acero de bajo carbono de 64 a 77 cm.² y se maquina su superficie a un espesor determinado por las medidas en las cuatro esquinas de cada plancha. Las lanas se enumeran para evitar confusiones durante la instalación. El maquinado de estas lanas tiene que proporcionar un ajuste con una luz de cero debajo de los rieles de montaje del motor. Debe mantenerse la alineación entre el motor y el equipo accionado cuando se introducen las lanas en sus respectivas posiciones y se aprietan los pernos de anclaje del motor al par repar de apriete.

Dilatación

Un motor Caterpillar puede expandirse hasta 2,3 mm. en la longitud desde el punto de arranque en frío a la temperatura de funcionamiento. ESTA DILATACIÓN NO DEBE SUFRIR RESTRICCIONES. Por lo tanto, use pernos de anclaje rectificadas solamente en el extremo de la caja del volante en los rieles de montaje del motor.

EN NINGÚN CASO DEBEN USARSE PERNOS DE ANCLAJE RECTIFICADOS MÁS ADELANTE DE LA CAJA DEL VOLANTE DEL MOTOR.

Los pernos de anclaje usados para sujetar los rieles de montaje a los miembros de soporte de la embarcación deben ser de 1,6 mm. menor en diámetro que las

perforaciones en los rieles de montaje. Este huelgo permite a los rieles de montaje dilatarse sin restricciones.

Bloques de Colisión

Cuando los requerimientos de una sociedad de clasificación marina o una práctica marina local exigen el uso de bloques de colisión, estos pueden colocarse con suficiente huelgo para permitir la dilatación máxima cuando el motor alcanza la temperatura de funcionamiento. Fabrique los bloques de colisión de su tamaño correcto e instálelos cuando el motor está a la temperatura de funcionamiento, dejando una luz de 0,12 mm. en caliente.

Transmisión Marina

Una vez concluido el proceso de alineación es necesario colocar la cantidad suficiente de pernos de fijación para transmitir el empuje de la hélice a la estructura del barco. Se deben instalar suficientes pernos rectificados en la transmisión marina a fin de unirla a la estructura del barco, para soportar la fuerza de empuje. Un valor apropiado para la fuerza de empuje es de 16 kg. por Hp requerido en el eje de la hélice. Si se utiliza un cojinete de tope independiente de la transmisión marina, no hace falta usar pernos rectificados en ésta. El uso de pernos rectificados en la transmisión marina es opcional.

PRUEBA DE FLEXIÓN DEL CIGÜEÑAL

Para no forzar indebidamente el bloque del motor en el proceso de montaje, se recomienda una prueba de flexión del cigüeñal para todos los motores marinos de propulsión suficientemente grandes como para que estén equipados con tapas de inspección del cárter. La prueba se debe hacer con el motor frío y también en caliente. En ambos casos el procedimiento es el mismo. Se quita el bloque para exponer el codo central del cigüeñal. En la prueba con el motor caliente se deben seguir las instrucciones que hay en las tapas del cárter. Para medir la caída del cigüeñal se debe usar un instrumento similar a la galga Starret N° 696. Se gira el cigüeñal en la dirección normal de rotación; cuando los brazos del codo central del cigüeñal acaben de pasar las bielas se instala un indicador de cuadrante. Se pone a cero el indicador haciendo girar el bisel. Asiente bien el indicador haciéndolo girar sobre su propio eje para comprobar que se ha colocado adecuadamente y se continúa girando el indicador hasta conseguir que mantenga una lectura de cero. Después se gira el cigüeñal en su dirección normal de rotación hasta que el indicador casi toque las bielas del otro lado del cigüeñal. La lectura del indicador no debe variar más de 0,003 mm. a través de los 300 grados aproximadamente de la rotación del cigüeñal. Gire el cigüeñal a su posición original, haciéndolo en la dirección opuesta a la rotación. El indicador debe retornar a su lectura original de cero para que la prueba sea válida. Si no, los puntos del eje del indicador no están colocados adecuadamente y el proceso de prueba debe repetirse. Si la lectura de la galga para medir la flexión es más de 0,03 mm. se ha producido flexión del bloque del motor debido al empernado incorrecto y uso indebido de laines y ajustes. En este caso se debe volver a medir y reajustar todas las laines y se repite el proceso de la prueba hasta que se obtenga una lectura satisfactoria. Si todavía tiene flexión del bloque debe consultar al distribuidor de Caterpillar.

MONTAJE DE OTROS MOTORES DIESEL CATERPILLAR

El montaje de los Motores diesel Caterpillar equipados con dispositivos de montaje es más sencillo. Las abrazaderas de montaje delanteras están diseñadas para que sufran flexión; por eso es suficiente con empernar las abrazaderas a la estructura de la embarcación para conseguir un montaje adecuado. No se debe sujetar el motor a la estructura del barco por medio de soldaduras.

En las abrazaderas de montaje de la transmisión marina hay suficientes perforaciones para los pernos, para asegurar que la alineación permanece correcta, se recomienda la instalación de un perno rectificado.

EJE DE TRANSMISIÓN

El eje de transmisión se compone de eje, hélice, cojinete del eje, prensa estopa, bocina, tubo de popa y cojinete de popa.

Generalmente se usan dos tipos de ejes de transmisión. Uno de ellos usa la línea central de la estructura del barco para soporte. El otro está apoyado a un lado de la línea central del barco, por medio de montantes y otros accesorios.

El emplazamiento del eje de transmisión determina el nivel y el ángulo de instalación de la maquinaria propulsora.

El eje de la hélice debe ser lo bastante fuerte para poder transmitir el par motor a la hélice y el empuje de la hélice al casco por medio del cojinete de empuje.

El eje de transmisión debe poder dilatarse y contraerse a uno u otro lado del cojinete de empuje. Deben usarse solamente cojinetes de expansión en puntos diferentes al cojinete de empuje.

Los cojinetes del eje se deben colocar cerca de los extremos del eje para reducir al mínimo los efectos de excentricidad del eje ocasionados por tolerancias de descentramiento en el interior de los acoplamientos y en las caras de las bridas.

Los cojinetes del eje de transmisión deben ir montados lo bastante cerca uno de otro, como para evitar sacudidas del eje y lo suficientemente separados para permitir que el eje pueda flexionarse con el casco de la embarcación sin ocasionar esfuerzos perjudiciales a los cojinetes. Por esta razón, el eje de transmisión no debe ser excesivamente pesado para el empuje y fuerza de torsión que le sean aplicados. Ya que solamente el eje de la hélice está sujeto a daños cuando la hélice golpea contra objetos extraños sumergidos, solamente este eje necesita ser más resistente.

Las secciones de eje deben conectarse con acoplamientos rígidos o flexibles.

Las conexiones rígidas son generalmente de brida para las secciones en el interior del barco y acoplamientos de manguitos para las secciones fuera de borda.

Las conexiones flexibles se usan solamente para las secciones del eje en el interior del barco. Todas las conexiones situadas a popa del cojinete de empuje deben ser capaces de transmitir el empuje de la hélice en avance y en retroceso. Todos los cojinetes delante del cojinete de topo deben absorber la dilatación y la contracción del eje entre éstos y el componente más a popa del eje motriz que lleve un cojinete fijo.

VIBRACION TORSIONAL

Cualquier eje que gire con una masa unida a cada extremo es capaz de producir vibración torsional si existe cualquier irregularidad, por pequeña que sea, en la rotación de cualquiera de las masas.

En un motor de pistón las irregularidades periódicas proceden principalmente de la vibración de la combustión y componentes de marcha. En una transmisión marina el engranado de los dientes de los engranajes puede causar vibración. Los acoplamientos flexibles y las juntas universales descentradas, excepto los tipos de velocidad constante, poseen las mismas cualidades. En el otro extremo del sistema cualquier irregularidad en el caudal de agua de entrada a la hélice, motivada por angularidad del caudal, la acción de montantes u otros accesorios, distancia al casco, desequilibrio del paso de la hélice, pueden introducir vibración torsional. Las cargas auxiliares accionadas en la parte frontal del motor también pueden producir vibración torsional.

La vibración torsional en sí misma no es perjudicial, a menos que su frecuencia y amplitud afecten a una parte del sistema de propulsión, donde una frecuencia natural origina un estado de resonancia en la velocidad de funcionamiento.

Se recomienda hacer un análisis torsional para cualquier tipo de propulsión. Caterpillar dispone de un análisis de este tipo.

MONTAJES ANTIRUIDO Y ANTIVIBRACIÓN

La vibración se puede clasificar en tres gamas de frecuencia generales. Estas son: las frecuencias audibles y las que están por encima y por debajo del alcance audible. La vibración por debajo del alcance audible se nota, no se oye. Puede causar ruido desapacible de paneles estructurales flojos o vibración resonante de los miembros estructurales sólidos que tengan la misma frecuencia natural. Cualquier vibración audible que procede de la variedad sub audible es muy difícil de localizar si el motor o cualquiera de los miembros rotativos del eje de transmisión parecen virtualmente libres de movimiento vibratorio. El método más eficaz para eliminar el ruido de baja frecuencia es proporcionar rigidez adicional al miembro o panel del casco que lo produzca.

Motores de Propulsión Grandes

El método más práctico para reducir el ruido producido por los motores de propulsión grandes es la utilización de montajes de aislamiento no resonante y conexiones flexibles para todas las tuberías de combustible, agua, aceite y escape. Los montajes flexibles generalmente introducen problemas en el eje de transmisión y en las tuberías que son muy difíciles de resolver. Algunos materiales de lanas tienen buenas características de aislamiento del ruido para los pernos de sujeción del motor.

Motores Auxiliares y Motores Pequeños de Propulsión

La eliminación de la vibración de baja frecuencia se puede conseguir apoyando el motor sobre montajes vibratorios. Los más efectivos son los montajes marinos flexibles. Estos montajes permiten que el motor se mueva ligeramente en sentido vertical y permiten cierto movimiento de balanceo.

Los montajes no deben solamente aislar la vibración, sino que también limitar la desalineación en el eje de salida. Es aconsejable tener el emplazamiento de montaje de resortes a la misma altura, o tan cerca como sea posible, de la del eje de salida para que de esta forma se pueda mantener al mínimo el efecto del par de reacción.

Si el eje de la hélice no tiene suficiente flexibilidad para evitar sobrecarga de los cojinetes, bien en la transmisión marina o en la línea de ejes, se debe usar un acoplamiento flexible o una sección de eje flotante entre dos acoplamientos flexibles. Cuando el cojinete de empuje está en la transmisión marina, se precisan acoplamientos flexibles capaces de transmitir empuje total de la hélice; si no es así, se debe instalar un cojinete de empuje en la línea de ejes. La instalación de un cojinete de empuje en la línea de ejes requiere la instalación de un acoplamiento elástico entre el cojinete de empuje y la transmisión marina. Este acoplamiento debe ser del tipo que permita la expansión y contracción del eje dentro del acoplamiento mismo, sin sobrecargar ni el cojinete de empuje ni los cojinetes de salida de la transmisión marina.

La ubicación de los antivibradores es importante. Para que sean efectivas, la carga en condiciones estáticas debe aplicarse hacia el centro de su alcance óptimo de deflexión. Por lo tanto, es preciso que el peso que recae sobre cada antivibrador sea conocido y que el antivibrador esté equipado adecuadamente para la carga. Se debe conocer el peso de la máquina y su centro de gravedad para hacer una selección apropiada.

Puesto que los antivibradores están situados de tal forma que el movimiento vertical absorbe la vibración, la alineación y emplazamiento de todo el tren motriz deben permanecer tan cerca de su emplazamiento designado como sea posible. Por consiguiente es muy importante que los antivibradores vayan equipados con trabas longitudinales, verticales y laterales, que permitan solamente el movimiento necesario para el aislamiento.

En el caso de que el motor y la transmisión marina estén montados separadamente, a cada uno se le debe dar la misma atención para el montaje y aislamiento.

Para los motores auxiliares marinos se recomienda el uso de montajes marinos flexibles debajo de todo el sistema auxiliar.

En los barcos de dos hélices, una procedencia de vibración que hay que tener en cuenta es el sonido de las dos hélices, debido a una leve diferencia en la velocidad de los motores. La vibración momentánea acentuada que puede resultar afectará la duración de los cojinetes de bancada de los grupos electrógenos auxiliares instalados. Por esta razón es importante determinar si hay vibración perceptible en el equipo eléctrico inactivo, por causa de este fenómeno. El único método de evitar este problema es la instalación de montajes antivibradores bajo el equipo eléctrico.

Cuando se usan antivibradores marinos se debe comprobar que cada tubería, sistema de control, conexión eléctrica y conexión de eje de transmisión estén diseñadas para permitir el movimiento máximo al motor sin sobrecargar ninguno de los componentes de conexión.

Los ruidos mecánicos de alta frecuencia se pueden reducir usando almohadillas amortiguadoras instaladas entre los soportes del motor y la base. Es importante mantener la resonancia debida a estas almohadillas separada de las frecuencias excitadas predominantes del motor.

Muchos materiales no resonantes tienen propiedades aceptables como aisladores. La propiedad básica de tales materiales como fibra de vidrio, goma y materiales impregnados de resina es la resistencia a la deformación permanente en las condiciones de temperatura y presión impuestas sobre ellos durante su vida de servicio prevista.

Estos materiales se usan normalmente en forma de bloques o almohadillas. Se debe comprobar que el peso del motor que actúa sobre la almohadilla es lo bastante pequeño para garantizar que no es posible sobrecargar el material bajo ninguna condición de funcionamiento prevista.

Es importante que los pernos de sujeción y almohadillas estén aislados del motor. Si no se hace así, los pernos al estar apretados, transmitirán toda la vibración a la bancada del motor como si no existieran los materiales aisladores.

Easy-Laser™

Measurement and Alignment Systems

Simplicity for the user

The overall thought with system D 400 is "simplicity for the user". Even if the technology inside is rather advanced, the principle for measurement is easy. It is built upon the "reverse indicator method" with two laser-/measuring units mounted on each side of the coupling. The system can measure at a distance up to 10 m [33 feet]. All parts included in the system are developed for rough use and to be easy to mount on the machines.

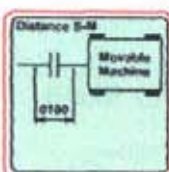
In system D 400 two measurement programs are included: Horizontal shaft alignment and Softfoot. As a user you are lead step-by-step on the display through the whole measurement procedure. Only four buttons are used to handle the system. The result of the alignment can be documented on a printer.

It's this easy:

1. Mount the equipment on the Stationary and the Movable machine. Start the Horizontal program.



2. Enter the distances between the measuring units and feet. The program asks for every necessary distance. The whole measurement is lead step-by-step on the display.



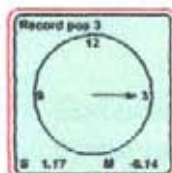
3. Turn shafts with measuring units to position 9 o'clock. Press



4. Turn shafts to position 12 o'clock. Press



5. Turn shafts to position 3 o'clock. Press



The measurement is ready!

Easy and reliable



On/Off
Confirm
Set distance, Print-out
Backstep

Only four buttons are used to handle the system.



Print-out of the measurement result for documentation. (Printer is accessorie.)

The result is clearly displayed

Offset, angular values and shim- and adjustment values are clearly displayed. Both horizontal and vertical values are shown in "live", which makes it easy to adjust the machine.

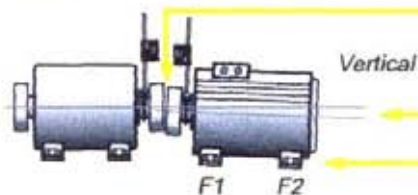
HORIZONTAL (3) LIVE	
Offset value	0.75
Angular value	0.50 /100 mm
F1	0.00
F2	0.50
VERTICAL (12)	
Offset value	0.23
Angular value	0.29 /100 mm
F1	-0.66
F2	-0.95

Offset value
Angular value
Adjustment values (H)

Offset value
Angular value
Adjustment values (V)



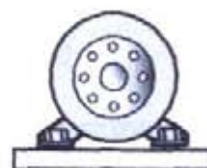
Horizontal



Vertical

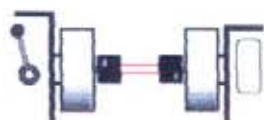
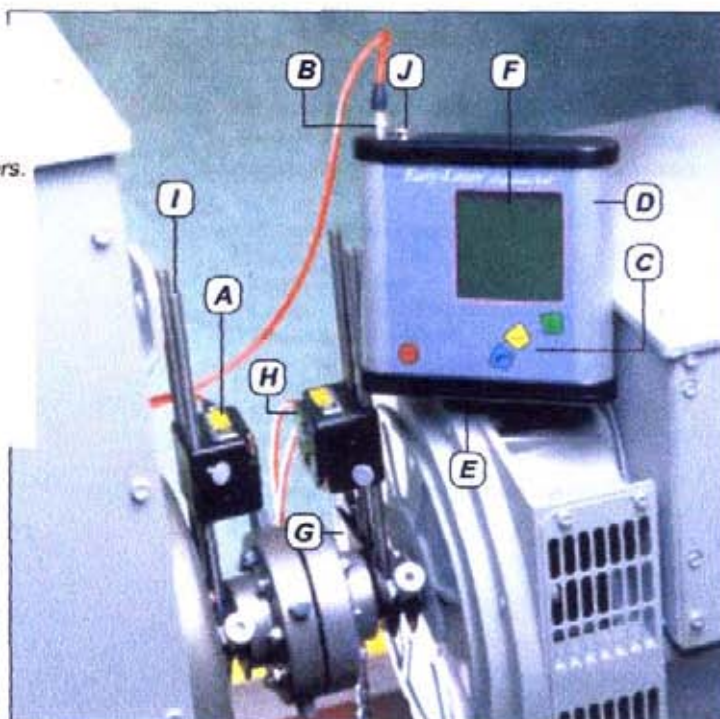
Softfoot program

With this program you easily check if the machine is evenly standing on all feet. A necessary condition for reliable alignment.



Rugged design

- A. Small, lightweight measuring units made of aluminum, for highest measurement accuracy.
- B. Cables with Push/Pull connection.
- C. Durable membrane keyboard. Withstands greasy fingers.
- D. Display unit made of anodized aluminum.
- E. Battery operated display unit.
- F. Clear LCD display.
- G. Universal shaft brackets with chains.
- H. Distinct spirit vials in both units.
- I. Extension rods made of stainless steel.
- J. RS 232 port for printer.



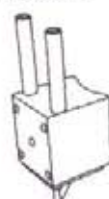
Three threaded holes on the backside allows a lot of varying mountings for other machines or new applications.

Accessories

A lot of different brackets are available to help you solve measurement tasks that otherwise would have been difficult. The aluminum and stainless steel design is as rugged as for the rest of the system.

With the portable printer connected you can easily document the alignment work wherever you are.

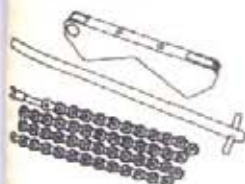
Part Nr: 12-0013



Magnet base

For direct mounting on flange or shaft.

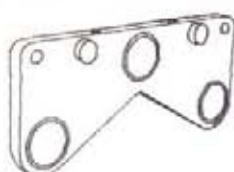
Part Nr: 12-0037



Thin shaft brackets

Useful for example when there's a minimum of space for mounting.

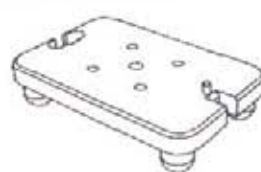
Part Nr: 12-0038



Magnetic brackets

For axial mounting on flange.

Part Nr: 12-0039



Sliding brackets

To use when turning of shafts is not possible.

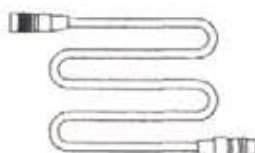
Part Nr: 01-0076



Offset bracket

Used for axial displacement of the measuring units, forward or backward.

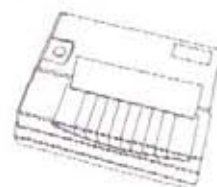
Part Nr: 12-0108



Extension cable

5 meter extension cable for measuring units.

Part Nr: 03-0032



Printer

Thermal printer, with cable and charger.

Technical specifications

System

Programs	Horizontal shaft alignment, Softfoot
Measurement distance	Up to 10 m [33 feet]
Temperature range	0–50°C [32–122°F]
Relative humidity	10–95%
Max. displayed error	±1% +1 digit
Weight complete system	5 kg [11 lbs]
Carrying case	WxHxD: 420x320x110 mm [16"x12"x4"]

Measuring units (S, M)

Casing material	Anodized aluminum
Type of laser	Diode laser
Laser wavelength	635–670 nm, visible red light
Laser safety class	Class 2
Laser output power	< 1 mW
Resolution	0.001 mm [0.05 mils]
Type of detectors	PSD 10x10mm [0.39" sq]
Unit vials	Resolution 0.5°
Protection	No influence from ambient light
Dimensions	WxHxD: 60x60x50 mm [2.36"x2.36"x1.97"]
Weight	198 g [7 oz]

Display unit

Casing material	Anodized aluminum / ABS-plastics
Type of display	Dot matrix LCD
Display size	73x73 mm [2.87"x2.87"]
Displayed resolution	0.01mm, 0.5 mils/thou
Battery	4 x 1.5 V R14 (C)
Operating time	24 hours
Output port	RS232 for printer
Keyboard	Membrane multi function
Settings	Contrast and unit (mil/thou/mm)
Dimensions	WxHxD: 180x180x45 mm [7.1"x7.1"x1.8"]
Weight	1250 g [2.8 lbs]

Leatherette

For the display unit. With suspension belt.

Shaft brackets

Fixture	V-fixture for chain
Material	Anodized aluminum
Shaft diameter	Ø 20–450 mm [3/4"–18"] with standard chains.

Rods

Material	Stainless steel
Length	60 and 240 mm [2.36" and 9.44"]

Cables

Type	With Push/Pull connection
Length	2 m [78.74"]

Accessories

Pin shaft brackets	Width 12 mm [0.47"]
Magnetic brackets	For axial mounting on flange.
Sliding brackets	For non-rotating shafts.
Magnetic base	Holding power 800 N
Offset bracket	Displacement ± 15 and 32 mm [0.59" and 1.26"]
Extension cable	Length 5 m [16 feet]
Printer	Portable thermal printer (incl. cable and charger).



This product complies with
 SS-EN50825-1:1994
 21 CFR 1040.10 and 1040.11



05-0075 Rev 2

©2000 Damalini AB. Changes may take place without further notice.

Damalini
 Measurement And Alignment Technology

Damalini AB
 Åbäcksgatan 6B
 431 67 Mölndal, Sweden
 Tel +46 31 18 87 70
 Fax +46 31 18 87 75
 e-mail: info@damalini.se
 www.damalini.com

Authorized dealer

Easy-Laser™

Measurement and Alignment Systems

D 400

For those who want an easy and reliable measurement system for the alignment of rotating machines. With printer port (printer is accessory).

Included in a complete system are:

- 1 Display unit
 - 1 Leatherette case
 - 2 Cables with Push/Pull connection
 - 2 Measuring units (S, M)
 - 2 Shaft brackets with chains
 - 2 Sets of extension rods
 - 2 Extension chains
 - 1 Measuring tape
 - 1 Manual
- Delivered in robust carrying case with contoured foam insert.

Part Nr: 12-0082



Other Easy-Laser™ products:



Easy-Laser™ D 510. Universal measurement system with 15 programs for shaft alignment and geometrical measurements. Electronic inclinometers make shaft alignment possible with only 40° turn of the shafts.



Easy-Laser™ BTA. For alignment of belt transmissions.

Main Propulsion Shafting

Part 5, Chapter 6

Sections 1, 2 & 3

Section

- 1 Plans and particulars
2 Materials
3 Design

■ Scope

The requirements of this Chapter relate, in particular, to formulae for determining the diameters of shafting for main propulsion installations, but requirements for couplings, coupling bolts, keys, keyways, sternbushes and other associated components are also included. The diameters may require to be modified as a result of alignment considerations and vibration characteristics, see Chapter 8, or the inclusion of stress raisers, other than those contained in this Chapter.

■ Section 1
Plans and particulars

1.1 Shafting plans

1.1.1 The following plans, together with the necessary particulars of the machinery, including the maximum power and revolutions per minute, are to be submitted for consideration before the work is commenced:

- Final gear shaft.
- Thrust shaft.
- Intermediate shafting.
- Tube shaft, where applicable.
- Screwshaft.
- Screwshaft oil gland.
- Sternbush.

1.1.2 The specified minimum tensile strength of each shaft is to be stated.

1.1.3 In addition, a shafting arrangement plan indicating the relative position of the main engines, flywheel, flexible coupling, gearing, thrust block, line shafting and bearings, sterntube, 'A' bracket and propeller, as applicable, is to be submitted for information.

■ Section 2
Materials

2.1 Materials for shafts

2.1.1 The specified minimum tensile strength of forgings for shafts is to be selected within the following general limits:

- (a) Carbon and carbon-manganese steel –
400 to 600 N/mm² (41 to 61 kgf/mm²).

- (b) Alloy steel – not exceeding 800 N/mm² (82 kgf/mm²).

2.1.2 Where it is proposed to use alloy steel, details of the chemical composition, heat treatment and mechanical properties are to be submitted for approval.

2.2 Ultrasonic tests

2.2.1 Ultrasonic tests are required on shaft forgings where the diameter is 250 mm or greater.

■ Section 3
Design

3.1 Intermediate shafts

3.1.1 The diameter, d , of the intermediate shaft is to be not less than determined by the following formula:

$$d = Fk \sqrt[3]{\frac{P}{R} \left(\frac{560}{\sigma_u + 160} \right)} \text{ mm}$$

$$\left(d = Fk \sqrt[3]{\frac{H}{R} \left(\frac{57}{\sigma_u + 16} \right)} \text{ mm} \right)$$

where

- k = 1,0 for shafts with integral coupling flanges complying with 3.7 or shrink fit couplings
= 1,10 for shafts with keyways, where the fillet radii in the transverse section of the bottom of the keyway are to be not less than 0,0125 d
= 1,10 for shafts with transverse or radial holes where the diameter of the hole is not greater than 0,3 d
= 1,20 for shafts with longitudinal slots having a length of not more than 1,4 d and a width of not more than 0,2 d where d , is determined with $k = 1,0$
 F = 95(86) for turbine installations, electric propulsion installations and oil engine installations with slip type couplings
= 100 (90,5) for other oil engine installations

P (H) and R are defined in Ch 1,3.3

σ_u = specified minimum tensile strength of the shaft material, in N/mm² (kgf/mm²)

After a length of 0,2 d from the end of a keyway, transverse hole or radial hole and 0,3 d from the end of a longitudinal slot, the diameter of the shaft may be gradually reduced to that determined with $k = 1,0$.

3.1.2 For shafts with design features other than stated in 3.1.1, the value of k will be specially considered.

3.1.3 The Rule diameter of the intermediate shaft for oil engines, turbines and electric propelling motors may be reduced by 3,5 per cent for ships classed exclusively for smooth water service, and by 1,75 per cent for ships classed exclusively for service on the Great Lakes.

Main Propulsion Shafting

Part 5, Chapter 6

Section 3

3.2 Gear quill shafts

3.2.1 The diameter of the quill shaft is to be not less than given by the following formula:

$$\text{Diameter of quill shaft} = 101 \sqrt[3]{\frac{P \cdot 400}{R \cdot \sigma_u}} \text{ mm} \\ \left(91 \sqrt[3]{\frac{H \cdot 41}{R \cdot \sigma_u}} \text{ mm} \right)$$

where P (H) and R are as defined in Ch 1,3.3.

σ_u = specified minimum tensile strength of the material, in N/mm^2 (kgf/mm^2) but is not to exceed 1100 N/mm^2 (112 kgf/mm^2).

3.3 Final gear wheel shafts

3.3.1 Where there is only one pinion geared into the final wheel, or where there are two pinions which are set to subtend an angle at the centre of the shaft of less than 120 degrees, the diameter of the shaft at the final wheel and the adjacent journals is to be not less than 1,15 times that required for the intermediate shaft.

3.3.2 Where there are two pinions geared into the final wheel opposite, or nearly opposite, to each other, the diameter of the shaft at the final wheel and the adjacent journals is to be not less than 1,1 times that required for the intermediate shaft.

3.3.3 In both 3.3.1 and 3.3.2, abaft the journals, the shaft may be gradually tapered down to the diameter required for an intermediate shaft determined according to 3.1, where σ_u is to be taken as the specified minimum tensile strength of the final wheel shaft material, in N/mm^2 (kgf/mm^2).

3.4 Thrust shafts

3.4.1 The diameter at the collars of the thrust shaft transmitting torque or in way of the axial bearing where a roller bearing is used as a thrust bearing is to be not less than that required for the intermediate shaft in accordance with 3.1 with a k value of 1,10. Outside a length equal to the thrust shaft diameter from the collars, the diameter may be tapered down to that required for the intermediate shaft with a k value of 1,0. For the purpose of the foregoing calculations, σ_u is to be taken as the minimum tensile strength of the thrust shaft material, in N/mm^2 (kgf/mm^2).

3.5 Screwshafts and tube shafts

3.5.1 The diameter, d_p of the screwshaft immediately forward of the forward face of the propeller boss or, if applicable, the forward face of the screwshaft flange, is to be not less than determined by the following formula:

$$d_p = 100k \sqrt[3]{\frac{P}{R} \left(\frac{560}{\sigma_u + 160} \right)} \text{ mm} \\ \left(d_p = 90,5k \sqrt[3]{\frac{P}{R} \left(\frac{57}{\sigma_u + 16} \right)} \text{ mm} \right)$$

where

k = 1,22 for a shaft carrying a keyless propeller, or where the propeller is attached to an integral flange, and where the shaft is fitted with a continuous liner or is oil lubricated and provided with an approved type of oil sealing gland

= 1,26 for a shaft carrying a keyed propeller and where the shaft is fitted with a continuous liner or is oil lubricated and provided with an approved type of oil sealing gland

P (H) and R are defined in Ch 1,3.3

σ_u = specified minimum tensile strength of the shaft material, in N/mm^2 (kgf/mm^2) but is not to be taken as greater than 600 N/mm^2 (61 kgf/mm^2).

3.5.2 The diameter, d_p of the screwshaft determined in accordance with the formula in 3.5.1 is to extend over a length not less than that to the forward edge of the bearing immediately forward of the propeller or $2,5d_p$ whichever is the greater.

3.5.3 The diameter of the portion of the screwshaft and tube shaft forward of the length required by 3.5.2 to the forward end of the stern tube seal is to be determined in accordance with the formula in 3.5.1 with a k value of 1,15. The change of diameter from that determined with $k = 1,22$ or 1,26 to that determined with $k = 1,15$ should be gradual.

3.5.4 Screwshafts which run in stern tubes and tube shafts may have the diameter forward of the forward stern tube seal gradually reduced to the diameter of the intermediate shaft. Abrupt changes in shaft section at the screwshaft/tube shaft to intermediate shaft couplings are to be avoided.

3.5.5 Unprotected screwshafts and tube shafts of corrosion resistant material will be specially considered.

3.5.6 For shafts of non-corrosion resistant materials which are exposed to sea-water, the diameter of the shaft is to be determined in accordance with the formula in 3.5.1 with a k value of 1,26 and σ_u taken as 400 N/mm^2 (41 kgf/mm^2).

3.6 Hollow shafts

3.6.1 Where the thrust, intermediate and tube shafts and screwshafts have central holes, the outside diameters of the shafts are to be not less than given by the following formula:

$$d_o = d \sqrt[3]{\frac{1}{1 - \left(\frac{d_i}{d_o} \right)^4}}$$

where

d_o = outside diameter, in mm

d = Rule size diameter of solid shaft, in mm

d_i = diameter of central hole, in mm.

However, where the diameter of the central hole does not exceed 0,4 times the outside diameter, no increase over Rule size need be provided.

Main Propulsion Shafting

Part 5, Chapter 6

Section 3

3.7 Couplings

3.7.1 The minimum thicknesses of the coupling flanges are to be equal to the diameters of the coupling bolts at the face of the couplings as required by 3.8, and for this purpose the minimum tensile strength of the bolts is to be taken as equivalent to that of the shafts. For intermediate shafts, thrust shafts and the inboard end of the screwshaft, the thickness of the coupling flange is in no case to be less than 0,20 of the diameter of the intermediate shaft as required by 3.1.

3.7.2 The fillet radius at the base of the coupling flange is to be not less than 0,08 of the diameter of the shaft at the coupling, but in the case of crankshafts, the fillet radius at the centre coupling flanges may be 0,05 of the diameter of the shaft at the coupling. The fillets are to have a smooth finish and are not to be recessed in way of nut and bolt heads.

3.7.3 Where the propeller is attached by means of a flange, the thickness of the flange is to be not less than 0,25 of the actual diameter of the adjacent part of the screwshaft. The fillet radius at the base of the coupling flange is to be not less than 0,125 of the diameter of the shaft at the coupling.

3.7.4 All couplings which are attached to shafts are to be of approved dimensions.

3.7.5 Where couplings are separate from the shafts, provision is to be made to resist the astern pull.

3.7.6 Where a coupling is shrunk on to the parallel portion of a shaft or is mounted on a slight taper, e.g. by means of the oil pressure injection method, full particulars of the coupling including the interference fit are to be submitted for special consideration.

3.8 Coupling bolts

3.8.1 The diameter of the bolts at the joining faces of the couplings is to be not less than given by the following formula:

$$\text{Diameter of coupling bolts} = \sqrt{\frac{240}{nD} \frac{10^6}{\sigma_u} \frac{P}{R}} \text{ mm}$$

where

n = number of bolts in the coupling

D = pitch circle diameter of bolts, in mm

σ_u = specified minimum tensile strength of bolts, in N/mm²

P (H) and R are as defined in Ch 1,3.3.

3.8.2 At the joining faces of couplings, other than within the crankshaft and at the thrust shaft/crankshaft coupling, the Rule diameter of the coupling bolts may be reduced by 5,2 per cent for ships classed exclusively for smooth water service, and 2,6 per cent for ships classed exclusively for service on the Great Lakes.

3.9 Bronze or gunmetal liners on shafts

3.9.1 The thickness, t , of liners fitted on screwshafts or on tube shafts, in way of the bushes, is to be not less, when new, than given by the following formula:

$$t = \frac{D + 230}{32} \text{ mm}$$

where

t = thickness of the liner, in mm

D = diameter of the screwshaft or tube shaft under the liner, in mm.

3.9.2 The thickness of a continuous liner between the bushes is to be not less than 0,75 t .

3.9.3 Continuous liners should preferably be cast in one piece.

3.9.4 Where liners consist of two or more lengths, these are to be butt welded together. In general, the lead content of the gunmetal of each length forming a butt welded liner is not to exceed 0,5 per cent. The composition of the electrodes or filler rods is to be substantially lead-free.

3.9.5 The circumferential butt welds are to be of multi-run, full penetration type. Provision is to be made for contraction of the weld by arranging for a suitable length of the liner containing the weld, if possible about three times the shaft diameter, to be free of the shaft. To prevent damage to the surface of the shaft during welding, a strip of heat resisting material covered by a copper strip should be inserted between the shaft and the liner in way of the joint. Other methods for welding this joint may be accepted if approved. The welding is to be carried out by an approved method and to the Surveyor's satisfaction.

3.9.6 Each continuous liner or length of liner is to be tested by hydraulic pressure to 2,0 bar (2,0 kgf/cm²) after rough machining.

3.9.7 Liners are to be carefully shrunk on, or forced on, to the shafts by hydraulic pressure. Pins are not to be used to secure the liners.

3.9.8 Effective means are to be provided for preventing water from reaching the shaft at the part between the after end of the liner and the propeller boss.

3.10 Keys and keyways

3.10.1 Round ended or sled-runner ended keys are to be used, and the keyways in the propeller boss and cone of the screwshaft are to be provided with a smooth fillet at the bottom of the keyways. The radius of the fillet is to be at least 0,0125 of the diameter of the screwshaft at the top of the cone. The sharp edges at the top of the keyways are to be removed.

Main Propulsion Shafting

Part 5, Chapter 6

Section 3

3.10.2 Two screwed pins are to be provided for securing the key in the keyway, and the forward pin is to be placed at least one-third of the length of the key from the end. The depth of the tapped holes for the screwed pins is not to exceed the pin diameter, and the edges of the holes are to be slightly bevelled.

3.10.3 The distance between the top of the cone and the forward end of the keyway is to be not less than 0,2 of the diameter of the screwshaft at the top of the cone.

3.10.4 The effective sectional area of the key in shear, is to be not less than $\frac{d^3}{2,6d_1}$ mm²

where

d = diameter, in mm, required for the intermediate shaft determined in accordance with 3.1, based on material having a specified minimum tensile strength of 400 N/mm² (41 kgf/mm²) and $k = 1$

d_1 = diameter of shaft at mid-length of the key, in mm.

3.11 Propellers

3.11.1 For keyed and keyless propellers, see Chapter 7.

3.12 Sternbushes

3.12.1 The length of the bearing in the sternbush next to and supporting the propeller is to be as follows:

- For water lubricated bearings which are lined with lignum vitae, rubber composition or staves of approved plastics material, the length is to be not less than four times the diameter required for the screwshaft under the liner.
- For water lubricated bearings lined with two or more circumferentially spaced sectors of an approved plastics material, in which it can be shown that the sectors operate on hydrodynamic principles, the length of the bearing is to be such that the nominal bearing pressure will not exceed 5,5 bar (5,6 kgf/cm²). The length of the bearing is to be not less than twice its diameter.
- For bearings which are white-metal lined, oil lubricated and provided with an approved type of oil sealing gland, the length of the bearing is to be approximately twice the diameter required for the screwshaft and is to be such that the nominal bearing pressure will not exceed 8,0 bar (8,1 kgf/cm²). The length of the bearing is to be not less than 1,5 times its diameter.
- For bearings of cast iron and bronze which are oil lubricated and fitted with an approved oil sealing gland, the length of the bearing is, in general, to be not less than four times the diameter required for the screwshaft.
- For bearings which are grease lubricated, the length of the bearing is to be not less than four times the diameter required for the screwshaft.

3.12.2 Forced water lubrication is to be provided for all bearings lined with rubber or plastics and for those bearings lined with lignum vitae where the shaft diameter is 380 mm or over. The supply of water may come from a circulating pump or other pressure source. Flow indicators are to be provided for the water service to plastics and rubber bearings. The water grooves in the bearings are to be of ample section and of a shape which will be little affected by wear down, particularly for bearings of the plastics type.

3.12.3 The shut-off valve or cock controlling the supply of water is to be fitted direct to the after peak bulkhead, or to the sterntube where the water supply enters the sterntube forward of the bulkhead.

3.12.4 Oil sealing glands fitted in ships classed for unrestricted service must be capable of accommodating the effects of differential expansion between hull and line of shafting in sea temperatures ranging from arctic to tropical. This requirement applies particularly to those glands which span the gap and maintain oiltightness between the sterntube and the propeller boss.

3.12.5 Where a tank supplying lubricating oil to the sternbush is fitted, it is to be located above the load waterline and is to be provided with a low level alarm device in the engine room.

3.12.6 Where sternbush bearings are oil lubricated, provision is to be made for cooling the oil by maintaining water in the after peak tank above the level of the sterntube or by other approved means. Means for ascertaining the temperature of the oil in the sterntube are also to be provided.

3.12.7 Where there is compliance with the terms of 3.12.1(c) and (d) to the Surveyor's satisfaction, a screwshaft will be assigned the notation **OG** in the *Supplement to the Register Book* for Periodical Survey purposes, see Pt 1, Ch 3.

3.12.8 Screwshafts which are grease lubricated are not eligible for the **OG** notation.

3.12.9 Where an ***IWS** (In-water Survey) notation is to be assigned, see Pt 1, Ch 2,2.3.10, means are to be provided for ascertaining the clearance in the sternbush with the vessel afloat.

3.13 Vibration and alignment

3.13.1 For the requirements for torsional, axial and lateral vibration, and for alignment of the shafting, see Chapter 8.

SECTION 7

MAIN PROPULSION SHAFTING

1 General

1.1 Application

1.1.1 This Section applies to shafts, couplings, clutches and other shafting components transmitting power for main propulsion.

For shafting components in engines, turbines, gears and thrusters, see Ch 1, Sec 2, Ch 1, Sec 5, Ch 1, Sec 6 and Ch 1, Sec 12, respectively; for propellers, see Ch 1, Sec 8.

For vibrations, see Ch 1, Sec 9.

Additional requirements for navigation in ice are given in Pt F, Ch 8, Sec 3.

1.2 Documentation to be submitted

1.2.1 The Manufacturer is to submit to the Society the documents listed in Tab 1 for approval.

Plans of power transmitting parts and shaft liners listed in Tab 1 are to include the relevant material specifications.

2 Design and construction

2.1 Materials

2.1.1 General

The use of other materials or steels having values of tensile strength exceeding the limits given in [2.1.2], [2.1.3] and [2.1.4] will be considered by the Society in each case.

2.1.2 Shaft materials

In general, shafts are to be of forged steel having tensile strength, R_m , between 400 and 800 N/mm².

Table 1 : Documentation to be submitted

No	Document (drawings, calculations, etc.)
1	Shafting arrangement (1)
2	Thrust shaft
3	Intermediate shafts
4	Propeller shaft
5	Shaft liners, relevant manufacture and welding procedures, if any
6	Couplings and coupling bolts
7	Flexible couplings (2)
8	Stern tube
9	Details of stern tube glands
10	Oil piping diagram for oil lubricated propeller shaft bearings
11	Shaft alignment calculation, see also [3.3]
(1)	This drawing is to show the entire shafting, from the main engine coupling flange to the propeller. The location of the thrust block, and the location and number of shafting bearings (type of material and length) are also to be shown.
(2)	The Manufacturer of the elastic coupling is also to submit the following data: - allowable mean transmitted torque (static) for continuous operation - maximum allowable shock torque - maximum allowable speed of rotation - maximum allowable values for radial, axial and angular misalignment In addition, when the torsional vibration calculation of main propulsion system is required (see Ch 1, Sec 9), the following data are also to be submitted: - allowable alternating torque amplitude and power loss for continuous operation, as a function of frequency and/or mean transmitted torque - static and dynamic stiffness, as a function of frequency and/or mean transmitted torque - moments of inertia of the primary and secondary halves of the coupling - damping coefficient or damping capability - properties of rubber components - for steel springs of couplings: chemical composition and mechanical properties of steel employed.

2.1.3 Couplings, flexible couplings, hydraulic couplings

Non-solid forged couplings and stiff parts of elastic couplings subjected to torque are to be of forged or cast steel, or nodular cast iron.

Rotating parts of hydraulic couplings may be of grey cast iron, provided that the peripheral speed does not exceed 40m/s.

2.1.4 Coupling bolts

Coupling bolts are to be of forged, rolled or drawn steel.

In general, the value of the tensile strength of the bolt material R_{mB} is to comply with the following requirements:

- $R_m \leq R_{mB} \leq 1,7 R_m$
- $R_{mB} \leq 1000 \text{ N/mm}^2$.

2.1.5 Shaft liners

Liners are to be of metallic corrosion resistant material complying with the applicable requirements of Part D and with the approved specification, if any; in the case of liners fabricated in welded lengths, the material is to be recognised as suitable for welding.

In general, they are to be manufactured from castings.

For small shafts, the use of liners manufactured from pipes instead of castings may be considered.

Where shafts are protected against contact with seawater not by metal liners but by other protective coatings, the coating procedure is to be approved by the Society.

2.1.6 Sterntubes

Sterntubes are to comply with the requirements of Pt B, Ch 9, Sec 2, [6.7].

2.2 Shafts - Scantling

2.2.1 General

For the check of the scantling, the methods given in [2.2.2] and [2.2.3] apply for intermediate shafts and propeller shafts, respectively. As an alternative, the direct stress calculation method as per [2.2.4] may be applied.

2.2.2 Intermediate and thrust shafts

The minimum diameter of intermediate and thrust shafts is not to be less than the value d , in mm, given by the following formula:

$$d = F \cdot k \cdot \left[\frac{P}{n \cdot (1 - Q^4)} \cdot \frac{560}{R_m + 160} \right]^{1/3}$$

where:

- Q :
- in the case of solid shafts: $Q = 0$
 - in the case of hollow shafts: $Q =$ ratio of the hole diameter to the outer shaft diameter in the section concerned,

where $Q \leq 0,3$, $Q = 0$ is to be taken.

Hollow shafts whose longitudinal axis does not coincide with the longitudinal hole axis will be specially considered by the Society in each case.

- F :
- 95 for main propulsion systems powered by diesel engines fitted with slip type coupling, by turbines or by electric motors;
 - 100 for main propulsion systems powered by diesel engines fitted with other type of couplings.

- k :
- Factor whose value is given in Tab 2 depending upon the different design features of the shafts.

For shaft design features other than those given in Tab 2, the value of k will be specially considered by the Society in each case.

- n :
- Speed of rotation of the shaft, in r.p.m., corresponding to power P

- P :
- Maximum continuous power of the propulsion machinery for which the classification is requested, in kW.

- R_m :
- Value of the minimum tensile strength of the shaft material, in N/mm^2 . Whenever the use of a steel having R_m in excess of 800 N/mm^2 is allowed in accordance with [2.1], the value of R_m to be introduced in the above formula will be subject to special consideration by the Society, but in general it is not to be taken higher than 800 N/mm^2 . In cases of stainless steels and in other particular cases, at the discretion of the Society, the value of R_m to be introduced in the above formula will be specially considered.

Table 2 : Values of factor k

For intermediate shafts with					For thrust shafts external to engines	
integral coupling flange	shrink fit coupling	keyways	radial bores, transverse holes	longitudinal slots	on both sides of thrust collar	in way of axial bearing, where a roller bearing is used as a thrust bearing
1,00 (1)	1,00	1,10 (2)	1,10 (3)	1,20 (4)	1,10	1,10
(1) Value applicable in the case of fillet radii in accordance with the provisions of [2.5.1].						
(2) After a distance of not less than 0,2 d from the end of the keyway, the shaft diameter may be reduced to the diameter calculated using $k = 1,0$. Fillet radii in the transverse section of the bottom of the keyway are to be not less than 0,0125 d, d being the diameter as calculated above using $k = 1,0$.						
(3) Value applicable in the case of diameter of bore not exceeding 0,3 d, d being as defined in (2).						
(4) Value normally applicable in the case of slot having length not exceeding 1,4 d and width not exceeding 0,2 d, d being as defined in (2), however to be justified on a case by case basis by the Manufacturers.						

The scantlings of intermediate shafts inside tubes or stern-tubes will be subject to special consideration by the Society. Where intermediate shafts inside stern-tubes are water lubricated, the requirements of [2.4.7] are to be applied.

2.2.3 Propeller shafts

The minimum diameter of the propeller shaft is not to be less than the value d_p , in mm, given by the following formula:

$$d_p = 100 \cdot k_p \cdot \left[\frac{P}{n \cdot (1 - Q^4)} \cdot \frac{560}{R_m + 160} \right]^{1/3}$$

where:

k_p : Factor whose value, depending on the different constructional features of shafts, is given below.

The other symbols have the same meaning as in [2.2.2].

For the calculation of d_p , the value of R_m to be introduced in the above formula is generally to be taken not higher than 600 N/mm².

In cases of stainless steels and in other particular cases, at the discretion of the Society, the value of R_m to be introduced in the above formula will be specially considered. In general, the diameter of the part of the propeller shaft located forward of the forward stern-tube seal may be gradually reduced to the diameter of the intermediate shaft.

The values of factor k_p to be introduced in the above formula are to be taken as follows:

$k_p = 1,26$ for propeller shafts where:

- the propeller is keyed on to the shaft taper in compliance with the requirements of [2.5.5]

$k_p = 1,22$ for propeller shafts where:

- the propeller is keyless fitted on to the shaft taper by a shrinkage method in compliance with Ch 1, Sec 8, [3.1.2], or the propeller boss is attached to an integral propeller shaft flange in compliance with [2.5.1]
- the stern-tube of the propeller shaft is oil lubricated and provided with oil sealing glands approved by the Society or when the stern-tube is water lubricated and the propeller shaft is fitted with a continuous liner.

The above values of k_p apply to the portion of propeller shaft between the forward edge of the aftermost shaft bearing and the forward face of the propeller boss or the forward face of the integral propeller shaft flange for the connection to the propeller boss. In no case is the length of this portion of propeller shaft to be less than 2,5 times the rule diameter d_p obtained with the above formula.

The determination of factor k_p for shaft design features other than those given above will be specially considered by the Society in each case.

For the length of the propeller shaft between the forward edge of the aftermost shaft bearing and the forward edge of the forward stern-tube seal:

- $k_p = 1,15$ is to be taken in any event.

2.2.4 Direct stress calculation method

Shaft dimensions may be approved on the basis of documentation concerning fatigue considerations, or other methods accepted by the society.

2.3 Liners

2.3.1 General

Metal liners or other protective coatings approved by the Society are required where propeller shafts are not made of corrosion-resistant material.

Metal liners are generally to be continuous; however, discontinuous liners, i.e. liners consisting of two or more separate lengths, may be accepted by the Society on a case by case basis, provided that:

- they are fitted in way of all supports
- the shaft portion between liners, likely to come into contact with sea water, is protected with a coating of suitable material with characteristics, fitting method and thickness approved by the Society.

2.3.2 Scantling

The thickness of metal liners fitted on propeller shafts or on intermediate shafts inside stern-tubes is to be not less than the value t , in mm, given by the following formula:

$$t = \frac{d + 230}{32}$$

where:

d : Actual diameter of the shaft, in mm.

Between the stern-bushes, the above thickness t may be reduced by 25%.

2.4 Stern tube bearings

2.4.1 Oil lubricated aft bearings of antifriction metal

- The length of bearings lined with white metal or other antifriction metal and with oil glands of a type approved by the Society is to be not less than twice the rule diameter of the shaft in way of the bearing.
- The length of the bearing may be less than that given in (a) above, provided the nominal bearing pressure is not more than 0,8 N/mm², as determined by static bearing reaction calculations taking into account shaft and propeller weight, as exerting solely on the aft bearing, divided by the projected area of the shaft.

However, the minimum bearing length is to be not less than 1,5 times its actual inner diameter.

2.4.2 Oil lubricated aft bearings of synthetic rubber, reinforced resin or plastics material

- For bearings of synthetic rubber, reinforced resin or plastics material which are approved by the Society for use as oil lubricated stern-bush bearings, the length of the bearing is to be not less than twice the rule diameter of the shaft in way of the bearing.
- The length of the bearing may be less than that given in (a) above provided the nominal bearing pressure is not more than 0,6 N/mm², as determined according to [2.4.1] b).

However, the minimum length of the bearing is to be not less than 1,5 times its actual inner diameter.

Where the material has proven satisfactory testing and operating experience, consideration may be given to an increased bearing pressure.

value of $R_{m0.2}$ to be introduced in the formula is not exceed the above limits.

- e) Flange couplings with non-fitted coupling bolts may be accepted on the basis of the calculation of bolt tightening, bolt stress due to tightening, and assembly instructions.

To this end, the torque based on friction between the mating surfaces of flanges is not to be less than 2,8 times the transmitted torque, assuming a friction coefficient for steel on steel of 0,18. In addition, the bolt stress due to tightening in way of the minimum cross-section is not to exceed 0,8 times the minimum yield strength ($R_{m0.2}$), or 0,2 proof stress ($R_{p0.2}$), of the bolt material.

Transmitted torque has the following meanings:

- For main propulsion systems powered by diesel engines fitted with slip type or high elasticity couplings, by turbines or by electric motors: the mean transmitted torque corresponding to the maximum continuous power P and the relevant speed of rotation n , as defined under [2.2.2].
- For main propulsion systems powered by diesel engines fitted with couplings other than those mentioned in (a): the mean torque above increased by 20% or by the torque due to torsional vibrations, whichever is the greater.

The value 2,8 above may be reduced to 2,5 in the following cases:

- ships having two or more main propulsion shafts
- when the transmitted torque is obtained, for the whole functioning rotational speed range, as the sum of the nominal torque and the alternate torque due to the torsional vibrations, calculated as required in Ch 1, Sec 9.

2.5.2 Shrunk couplings

Non-integral couplings which are shrunk on the shaft by means of the oil pressure injection method or by other means may be accepted on the basis of the calculation of shrinking and induced stresses, and assembly instructions.

To this end, the force due to friction between the mating surfaces is not to be less than 2,8 times the total force due to the transmitted torque and thrust.

The value 2,8 above may be reduced to 2,5 in the cases specified under item e) of [2.5.1].

The values of 0,14 and 0,18 will be taken for the friction coefficient in the case of shrinking under oil pressure and dry shrink fitting, respectively.

In addition, the equivalent stress due to shrinkage determined by means of the von Mises-Hencky criterion in the points of maximum stress of the coupling is not to exceed 0,8 times the minimum yield strength ($R_{m0.2}$), or 0,2% proof stress ($R_{p0.2}$), of the material of the part concerned.

The transmitted torque is that defined under item e) of [2.5.1].

For the determination of the thrust, see Ch 1, Sec 8, [3.1.2].

2.5.3 Other couplings

Types of couplings other than those mentioned in [2.5.1] and [2.5.2] will be specially considered by the Society.

2.5.4 Flexible couplings

- The scantlings of stiff parts of flexible couplings subjected to torque are to be in compliance with the requirements of Article [2].
- For flexible components, the limits specified by the Manufacturer relevant to static and dynamic torque, speed of rotation and dissipated power are not to be exceeded.
- Where all the engine power is transmitted through one flexible component only (ships with one propulsion engine and one shafting only), the flexible coupling is to be fitted with a torsional limit device or other suitable means to lock the coupling should the flexible component break.

In stiff transmission conditions with the above locking device, a sufficiently wide speed range is to be provided, free from excessive torsional vibrations, such as to enable safe navigation and steering of the ship. As an alternative, a spare flexible element is to be provided on board.

2.5.5 Propeller shaft keys and keyways

- Keyways on the propeller shaft cone are to have well rounded corners, with the forward end faired and preferably spooned, so as to minimize notch effects and stress concentrations.

When these constructional features are intended to obtain an extension of the interval between surveys of the propeller shaft in accordance with the relevant provisions of Pt A, Ch 2, Sec 2, [5.5], they are to be in compliance with Fig 1.

Different scantlings may be accepted, provided that at least the same reduction in stress concentration is ensured.

The fillet radius at the bottom of the keyway is to be not less than 1,25% of the actual propeller shaft diameter at the large end of the cone.

The edges of the key are to be rounded.

The distance from the large end of the propeller shaft cone to the forward end of the key is to be not less than 20% of the actual propeller shaft diameter in way of the large end of the cone.

Key securing screws are not to be located within the first one-third of the cone length from its large end; the edges of the holes are to be carefully faired.

- The sectional area of the key subject to shear stress is to be not less than the value A , in mm^2 , given by the following formula:

$$A = 0,4 \cdot \frac{d^3}{d_{PM}}$$

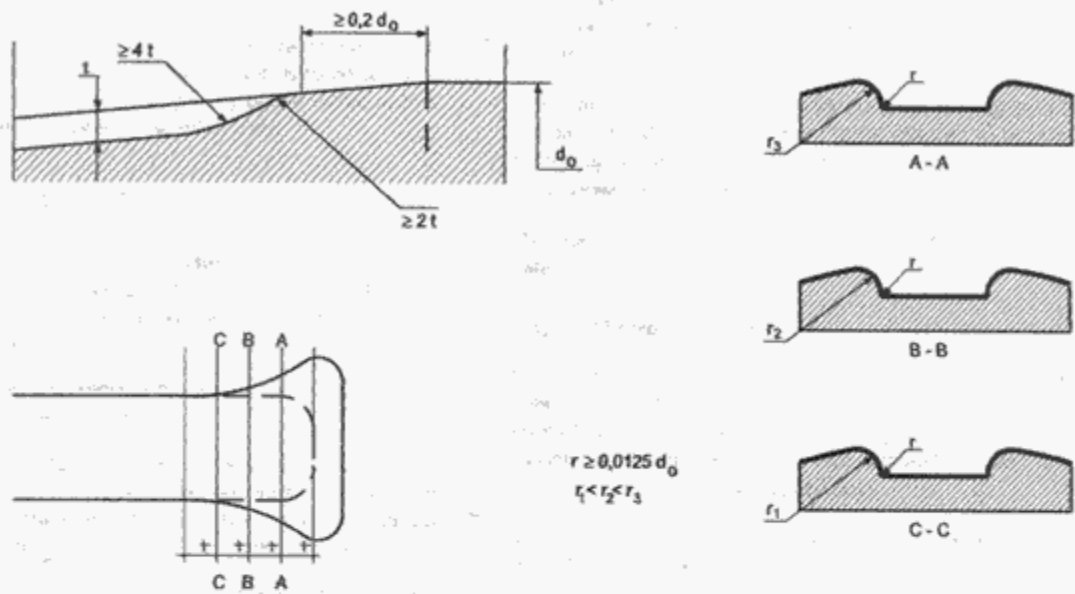
where:

- d : Rule diameter, in mm, of the intermediate shaft calculated in compliance with the requirements of [2.2.2], assuming:

$$R_m = 400 \text{ N/mm}^2$$

- d_{PM} : Actual diameter of propeller shaft at mid-length of the key, in mm.

Figure 1 : Details of forward end of propeller shaft keyway



2.6 Monitoring

2.6.1 General

In addition to those given in this item, the requirements of Part C, Chapter 2 apply.

2.6.2 Propeller shaft monitoring

For the assignment of the propeller shaft monitoring system notation, see Pt F, Ch 5, Sec 2.

2.6.3 Indicators

The local indicators for main propulsion shafting to be installed on ships of 500 gross tonnage and upwards without automation notations are given in Tab 3. For monitoring of engines, turbines, gears, controllable pitch propellers and thrusters, see Ch 1, Sec 2, Ch 1, Sec 5, Ch 1, Sec 6, Ch 1, Sec 8 and Ch 1, Sec 12, respectively.

The indicators listed in Tab 3 are to be fitted at a normally attended position.

3 Arrangement and installation

3.1 General

3.1.1 The installation is to be carried out according to the instructions of the component Manufacturer or approved documents, when required.

3.1.2 The installation of stern tubes and/or associated non-shrunk bearings is subject to approval of procedures and materials used.

3.1.3 The joints between liner parts are not to be located in way of supports and sealing glands.

Metal liners are to be shrunk on to the shafts by pre-heating or forced on by hydraulic pressure with adequate interference; dowels, screws or other means of securing the liners to the shafts are not acceptable.

Table 3 : Shafting and clutches of propulsion machinery

Symbol convention		Monitoring		Automatic control				
				Main Engine		Auxiliary		
Identification of system parameter		Alarm	Indica-tion	Slow-down	Shut-down	Control	Stand by Start	Stop
Temperature of each shaft thrust bearing (non applicable for ball or roller bearings)		H		X				
Stern tube bush oil gravity tank level		L						
Clutches lubricating oil temperature		H		X				
Clutches oil tank level		L						

3.2 Protection of propeller shaft against corrosion

3.2.1 The propeller shaft surface between the propeller and the sterntube, and in way of propeller nut, is to be suitably protected in order to prevent any entry of sea water, unless the shaft is made of austenitic stainless steel.

3.3 Shaft alignment

3.3.1 In the case of propulsion shafting with turbines, direct coupled engines or bearings with offsets from a reference line, the relevant shaft alignment calculation is to be submitted for approval.

The Society may also require the above calculation in the case of special arrangements.

The alignment of the propulsion machinery and shafting and the spacing and location of the bearings are to be such as to ensure that the loads are compatible with the material used and the limits prescribed by the Manufacturer.

The calculation is to take into account thermal, static and dynamic effects; the results are to include the reaction forces of bearings, bending moments, shear stresses and other parameters (such as gap and sag of each flanged coupling or jacking loads) and instructions for the alignment procedure.

The alignment is to be checked on board by the Shipyard by a suitable measurement method.

4 Material tests, workshop inspection and testing, certification

4.1 Material and non-destructive tests, workshop inspections and testing

4.1.1 Material tests

Shafting components are to be tested by the Manufacturer in accordance with Tab 4 and in compliance with the requirements of Part D.

Magnetic particle or liquid penetrant tests are required for the parts listed in Tab 4 and are to be effected in positions agreed upon by the Surveyor, where Manufacturer's experience shows defects are most likely to occur.

Ultrasonic testing requires the Manufacturer's signed certificate.

4.1.2 Hydrostatic tests

Parts of hydraulic couplings, clutches of hydraulic reverse gears and control units, hubs and hydraulic cylinders of controllable pitch propellers, including piping systems and associated fittings, are to be hydrostatically tested to 1,5 times the maximum working pressure.

Stern tubes, when machine-finished, and propeller shaft liners, when machine-finished on the inside and with an over-thickness not exceeding 3 mm on the outside, are to be hydrostatically tested to 0,2 N/mm².

4.2 Certification

4.2.1 Testing certification

Society's certificates (C) (see Pt D, Ch 1, Sec 1, [4.2.1]) are required for material tests of components in items 1 to 5 of Tab 4.

Works' certificates (W) (see Pt D, Ch 1, Sec 1, [4.2.3]) are required for hydrostatic tests of components indicated in [4.1.2] and for material and non-destructive tests of components in items of Tab 4 other than those for which Society's certificates (C) are required.

Table 4 : Material and non-destructive tests

Shafting component	Material tests (Mechanical properties and chemical composition)	Non-destructive tests	
		Magnetic particle or liquid penetrant	Ultrasonic
1) Coupling (separate from shafts)	all	if diameter $\geq$ 250 mm	if diameter $\geq$ 250 mm
2) Propeller shafts	all	if diameter $\geq$ 250 mm	if diameter $\geq$ 250 mm
3) Intermediate shafts	all	if diameter $\geq$ 250 mm	if diameter $\geq$ 250 mm
4) Thrust shafts	all	if diameter $\geq$ 250 mm	if diameter $\geq$ 250 mm
5) Cardan shafts (flanges, crosses, shafts, yokes)	all	if diameter $\geq$ 250 mm	if diameter $\geq$ 250 mm
6) Stern tubes	all	-	-
7) Stern tube bushes and other shaft bearings	all	-	-
8) Propeller shaft liners	all	-	-
9) Coupling bolts or studs	all	-	-
10) Flexible couplings (metallic parts only)	all	-	-
11) Thrust sliding-blocks (frame only)	all	-	-