

Universidad de **Cádiz**

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

Estudio y diseño de la propulsión de un LNG

Valentín OGALLA MUÑOZ



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



Objetivos del proyecto

El objetivo del presente proyecto es el estudio y diseño de la propulsión de un gasero (L.N.G.), buque proyectado y construido para el transporte de gas licuado.

El buque es definido y dimensionado anteriormente. La planta propulsora esta constituida por turbinas de vapor que accionan una sola línea de ejes con hélice de paso fijo.

En los cálculos nos ayudaremos de la reglamentación de dos Sociedades de Clasificación, comparando los resultados. Además de la alineación de la línea.

Metas del proyecto

Las metas del proyecto son:

- Cumplimiento de las reglas de las Sociedades de Clasificación.
- Elección de la planta propulsora más adecuada al tipo de buque y carga.
- Dimensionamiento de elementos.
- Alineación de la línea de eje.

Descripción del buque

Buque diseñado para transportar gas natural licuado, con grandes espacios de carga. Planta propulsora situada a popa y con 4 tanques de carga a proa de la sala de maquinas. Sus principales dimensiones son:

- Eslora Total : 248.40 m.
- Eslora entre Pp : 271.00 m.
- Manga Trazado : 42.50 m.
- Puntal Trazado (Cbta. Principal) : 25.40 m.
- Calado de diseño : 11.40 m.
- Capacidad total : 138.000 m³.
- Peso muerto : 68.200 T.
- Potencia propulsora : 28.000 Kw.
- Revoluciones del propulsor : 83 r.p.m.

Planta Propulsora

La planta propulsora esta constituida por turbinas de vapor, con un doble reductor y una única línea de eje.

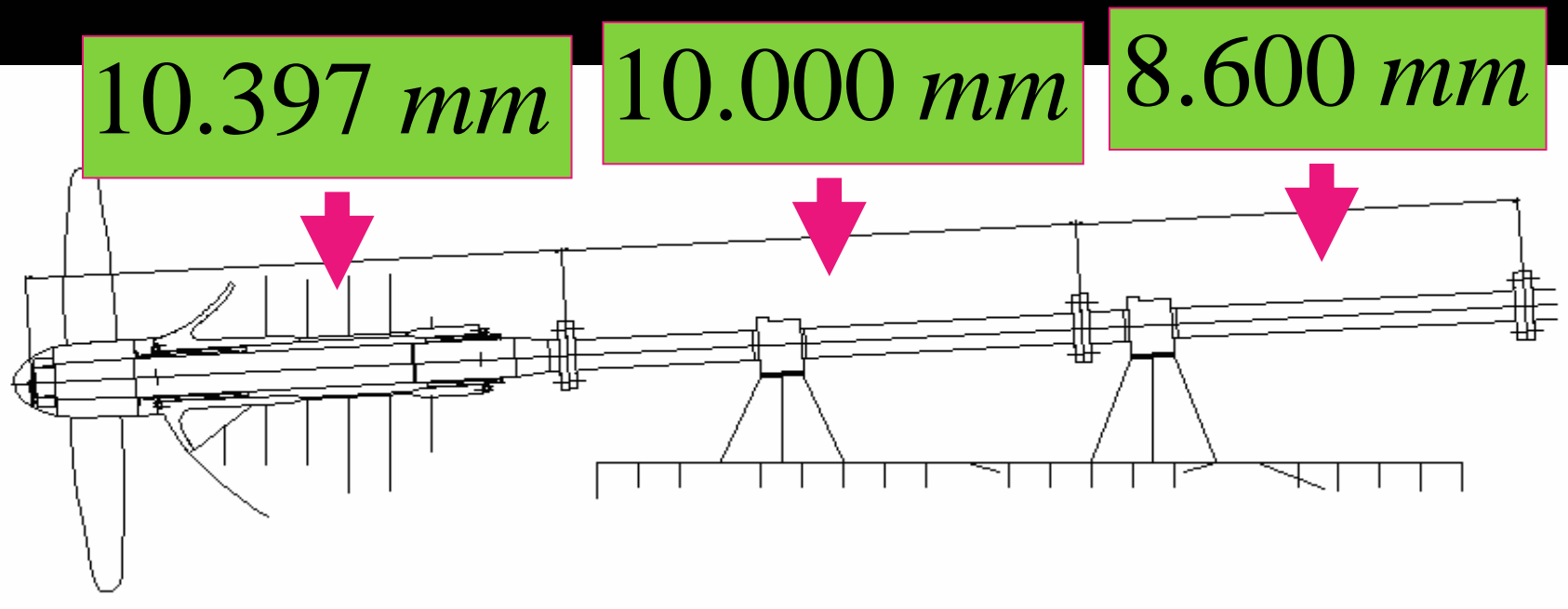
Formada por:

- Turbinas de vapor (HP y LP): Operan en paralelo y en conexión cruzada).
- Calderas verticales (quemar fuel-oil, gas de la ebullición o fuel dual con un régimen de gas máximo de ebullición).
- Condensador principal.
- Reductor (Reductora reversible tipo tándem, doble y articulada).
- Chumacera de empuje.
- Calentador de aire.
- Generador diesel.
- Turbo generador.
- Ejes intermedios y de cola (con sus soportes).

Descripción de la línea de ejes

La línea de ejes la componen :

- Dos ejes intermedios.
- Eje de cola.
- Acoplamientos (de pernos ajustados).
- Cojinetes.
- Bocina (con circulación forzada de aceite).



Dimensionamiento de elementos de la línea

El calculo del dimensionamiento se ha hecho siguiendo los pasos definidos por las dos reglamentaciones elegidas y comparando ambos resultados.

Los reglamentos utilizado son:

- Lloyds Register.
- American Bureau of Shipping (ABS).

Para los cálculos utilizaremos los siguientes datos de partida:

- Potencia nominal de la planta → 28.000 Kw
- Revoluciones por minuto (rpm) → 83 r.p.m.

Dimensionamiento de elementos de la línea

CALCULO DEL DIAMETRO MINIMO DE LOS EJES INTERMEDIOS

Utilizando el reglamento de Lloyds:

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

Donde:

F = 95 Para instalaciones con turbinas.

K = 1 Para ejes con acoplamientos integrados en el eje.

P = Potencia.

R = r.p.m.

σ_u = Tensión mínima específica del eje (N/mm²). Para acero entre 400 – 600 N/mm².

Dimensionamiento de elementos de la línea

Con todo esto calculamos el diámetro mínimo:

$$d = 95 \times 1,03 \sqrt[3]{\frac{28.000}{83} \left(\frac{560}{400 + 160} \right)} = 661,3 \text{ mm}$$

$$d = 661,3 \text{ mm}$$

Para nuestros ejes tenemos que σ_u es igual a 560 N/mm^2 , con lo que tenemos un diámetro de:

$$d = 608,18 \text{ mm}$$

Redondeando hacia una medida estándar cogemos el diámetro de:

$$d = 620 \text{ mm}$$

Dimensionamiento de elementos de la línea

Utilizando el reglamento de ABS:

$$d = 100K_3 \sqrt[3]{\frac{H}{R} \left(\frac{c_1}{U + c_2} \right)} \quad mm$$

Donde:

K = 0,95 Según tablas para instalaciones con turbinas.

H = Potencia.

R = r.p.m.

c₁ = 560 Para buques con 45,7m o más de eslora.

c₂ = 160.

U = Tensión mínima específica del eje (N/mm²). Según tablas 415 N/mm².

Dimensionamiento de elementos de la línea

Haciendo los cálculos:

$$d = 100 \times 0,95 \sqrt[3]{\left(\frac{28000}{83}\right) \left[\frac{560}{415 + 160}\right]} = 655,52 \text{ mm}$$

$$d = 655,52 \text{ mm}$$

Para nuestros ejes utilizamos $\sigma_u = 560 \text{ N/mm}^2$, calculando obtenemos un diámetro de:

$$d = 608,18 \text{ mm}$$

Redondeando hacia una medida estándar cogemos el diámetro de:

$$d = 620 \text{ mm}$$

Dimensionamiento de elementos de la línea

CALCULO DEL DIAMETRO MINIMO DEL EJE DE COLA

Utilizando Lloyd's:

$$d_p = 100K_3 \sqrt[3]{\frac{P}{R} \left(\frac{560}{\sigma_u + 160} \right)} \text{ mm}$$

Donde:

K = 1,22 Para ejes sin chavetas.

P = Potencia.

R = r.p.m.

σ_u = Tensión mínima específica del eje (N/mm²). Para acero entre 400 – 600 N/mm².

Dimensionamiento de elementos de la línea

Sustituyendo:

$$d_p = 100 \times 1,22 \sqrt[3]{\frac{28000}{83} \left(\frac{560}{400 + 160} \right)} = 849,28 \text{ mm}$$

$$d = 849,28 \text{ mm}$$

Para nuestros ejes utilizamos $\sigma_u = 560 \text{ N/mm}^2$, con lo que tenemos un diámetro de:

$$d = 781,03 \text{ mm}$$

Redondeando hacia una medida estándar cogemos el diámetro de:

$$d = 793 \text{ mm}$$

Dimensionamiento de elementos de la línea

Utilizando ABS:

$$d_p = 100 \times K \sqrt[3]{\frac{H}{R} \left(\frac{c_1}{U + c_2} \right)} \text{ mm}$$

Donde:

K = 1,22 Según tablas para instalaciones sin chavetas y hélices ajustados en caliente.

H = Potencia.

R = r.p.m.

c₁ = 560 Para buques con 45,7m o más de eslora.

c₂ = 160.

U = Tensión mínima específica del eje (N/mm²). Según tablas 415 N/mm².

Dimensionamiento de elementos de la línea

Sustituyendo valores:

$$d = 100 \times 1,22 \sqrt[3]{\frac{28000}{83} \left(\frac{560}{415 + 160} \right)} = 841,83 \text{ mm}$$

$$d = 841,83 \text{ mm}$$

Para nuestros ejes utilizamos $\sigma_u = 560 \text{ N/mm}^2$, con lo que tenemos un diámetro de:

$$d = 781,03 \text{ mm}$$

Redondeando hacia una medida estándar cogemos el diámetro de:

$$d = 793 \text{ mm}$$

Dimensionamiento de elementos de la línea

Como conclusión podemos ver que los resultados de los cálculos realizados por los distintos reglamentos utilizados son muy parejos, siendo iguales para la tensión mínima específica utilizada.

Ejes intermedios:

Con Lloyd's:

Con ABS:

Eje de cola:

Con Lloyd's:

Con ABS:

$$d = 661,3 \text{ mm}$$

$$d = 655,52 \text{ mm}$$

$$d = 849,28 \text{ mm}$$

$$d = 841,83 \text{ mm}$$

Con la tensión mínima específica del eje 560 N/mm^2 :

$$d = 608,18 \text{ mm}$$

Cogiendo medidas estándar .

$$d = 781,03 \text{ mm}$$

$$d = 620 \text{ mm}$$

$$d = 793 \text{ mm}$$

Dimensionamiento de elementos de la línea

TENSION TANGENCIAL CORTANTE

Para calcular la tensión cortante, empezaremos calculando el par torsor transmitido por el propulsor:

$$M_t = 9,55 \frac{K_w}{RPM} \text{ KN.m}$$

Sustituyendo:

$$M_t = 9,55 \frac{28.000}{83} = 3221,686 \text{ KN.m}$$

$$M_t = 3221,686 \times 10^6 \text{ N / m}$$

Dimensionamiento de elementos de la línea

Con el par torsor calculamos la tensión cortante:

$$\tau_{\max} = \frac{16 \times Mt}{\pi \times D^3} \text{ (N / mm}^2\text{)}$$

Para los ejes intermedios:

$$d = 608,18 \text{ mm}$$

$$\tau_{\max} = \frac{16 \times 3221,686}{\pi \times 608,18^3} = 72,938 \text{ N / mm}^2$$

$$\tau_{\max} = 72,938 \text{ N / mm}^2$$

Para el eje de cola:

$$d = 781,03 \text{ mm}$$

$$\tau_{\max} = \frac{16 \times 3221,686}{\pi \times 781,03^3} = 34,438 \text{ N / mm}^2$$

$$\tau_{\max} = 34,438 \text{ N / mm}^2$$

Dimensionamiento de elementos de la línea

CALCULO DEL DIAMETRO DE LOS PERNOS

El diámetro de los pernos es definido por el fabricante en función de las reglas de la sociedad de clasificación y las características del material.

Datos de partida:

Nº de pernos → 12

Diámetro de centro de pernos:

- Acoplamiento entre eje de cola y eje intermedio

→ $D_p = 940 \text{ mm}$

- Acoplamiento entre ejes intermedios

→ $D_p = 940 \text{ mm}$

- Acoplamiento entre eje intermedio y eje del reductor

→ $D_p = 1200 \text{ mm}$

P = 28.000 Kw

Carga de rotura de los pernos = 928 N/mm²

R = 83 r.p.m.

Dimensionamiento de elementos de la línea

Utilizando los reglamentos obtenemos:

Con Lloyds:

$$D_p = \sqrt{\frac{240 \cdot 10^6 \cdot P}{nD \cdot \sigma_u \cdot R}} \text{ mm}$$

n = nº pernos

D = Diámetro centro de pernos

P = Potencia

R = r.p.m.

σ_u = Carga rotura pernos 928 N/mm²

Para pernos del acoplamiento entre eje de cola - eje intermedios y eje intermedio – eje intermedio:

$$D_p = \sqrt{\frac{240 \cdot 10^6 \cdot 28.000}{12 \times 940 \cdot 928 \cdot 83}} = 87,946 \text{ mm}$$

$$D_p = 87,946 \text{ mm}$$

Para pernos del acoplamiento entre eje intermedio – eje reductora

$$D_p = \sqrt{\frac{240 \cdot 10^6 \cdot 28.000}{12 \times 1200 \cdot 928 \cdot 83}} = 77,837 \text{ mm}$$

$$D_p = 77,837 \text{ mm}$$

Dimensionamiento de elementos de la línea

Con ABS:

$$Db = 0,65 \sqrt{D^3 \frac{(U + c)}{N \times B \times U_B}} \text{ mm}$$

N = nº de pernos

D = Diámetro eje

U = Tensión mínima específica del material de la brida 560 N/mm

c = 160

B = Diámetro centro pernos

U_B = Carga de rotura pernos
928 N/mm²

Para pernos del acoplamiento entre eje de cola - eje intermedios y eje intermedio – eje intermedio:

$$D_p = 0,65 \sqrt{620^3 \frac{(560 + 160)}{12 \times 940 \times 928}} = 83,222 \text{ mm}$$

$$D_p = 83,222 \text{ mm}$$

Para pernos del acoplamiento entre eje intermedio – eje reductora

$$D_p = 0,65 \sqrt{620^3 \frac{(560 + 160)}{12 \times 1200 \times 928}} = 73,656 \text{ mm}$$

$$D_p = 73,656 \text{ mm}$$

SELECCIÓN DE LOS ACOPLAMIENTOS

Para la selección de los acoplamientos, tenemos que tener en cuenta las siguientes características:

- Potencia nominal a transmitir.
- Par nominal a transmitir.
- Fluctuaciones del par.
- Coeficiente de seguridad.
- r.p.m. máximas.
- Par nominal mínimo del acoplamiento.
- Desalineaciones previsibles.
- Dimensiones de los extremos de los ejes.
- Temperatura de operación y ambiente.

ELECCION DEL TIPO DE UNION A UTILIZAR

La elección del tipo de unión a utilizar debe realizarse considerando las siguientes condiciones:

- Espacio disponible.
- Facilidad de montaje y desmontaje.
- Frecuencia de desmontaje.
- Situación del entorno del eje.
- Rapidez de montaje y desmontaje.
- Fiabilidad de la unión.

SELECCION DE LOS COJINETES

Para la selección de los cojinetes, tendremos en cuenta los siguientes tipos de materiales:

- Material blando: Son aleaciones de metal blandos (estaño, plomo, etc.), tienen bajo punto de fusión y se funden sobre el soporte metálico, adhiriéndose fuertemente y finalmente son mecanizados. Son lubricados por aceite. Son los elegidos en este buque, con aleaciones de plomo, estaño y antimonio.

- Materiales sintéticos: Derivan del plástico, son de fácil mecanización y tienen bajos coeficientes de fricción. Algunos no necesitan lubricación adicional (auto lubricados).

- Materiales sintéticos flexibles: Derivan de la goma y el caucho. Se vulcanizan sobre el soporte. Son poco rígidos, tienen elasticidad, absorbiendo ruidos y vibraciones.

Transmisión de potencia en el eje

La transmisión de potencia es llevada a cabo por los ejes, conduciendo la potencia generada. La cadena de transmisión esta formada por:

- Generador de potencia: En este caso las turbinas de vapor.
- Distribuidores de potencia: Los ejes, encargados de distribuir y transmitir la potencia.
- Consumidor: En nuestro caso el mayor consumidor es la hélice.

En la transmisión de potencia se cumple el principio de conservación de la energía:

POT. GENERADA



POT. ABSORBIDA + POT. PERDIDAS

Alineación racional

El propósito de la alineación es obtener una disposición de los apoyos que determine para todos los modos de operación una carga razonable y consiguiendo que los cojinetes del sistema propulsor no estén sobrecargados ni descargados.

La alineación también debe garantizar que la carga en la reductora sea aceptable, que la fuerza cortante y el momento flector en el acoplamiento estén dentro de los límites definidos por el fabricante.

Alineación racional

CRITERIOS PARA UNA ALINEACION ADECUADA Y SEGURA

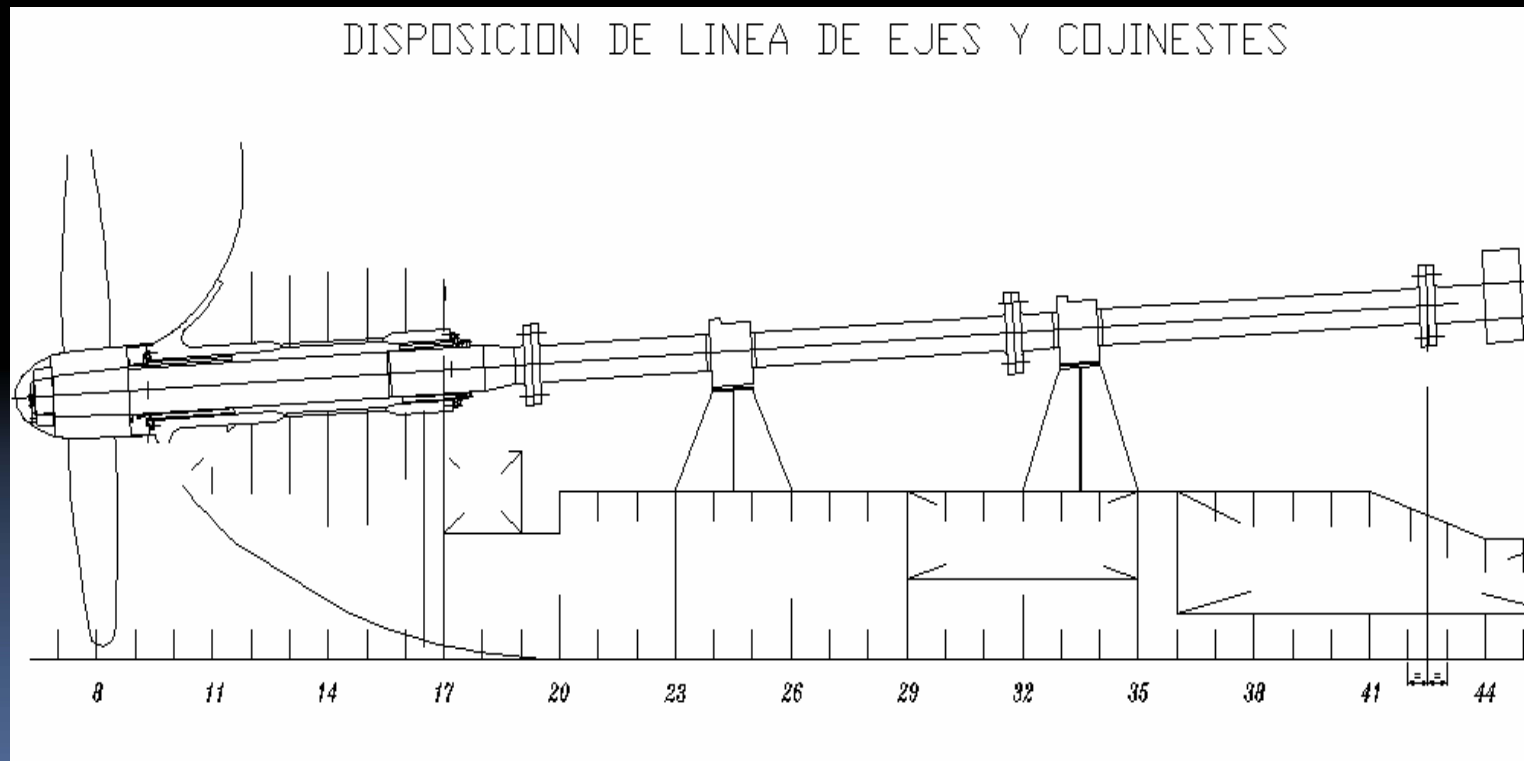
Para una alineación adecuada y segura hay que cuidar las cargas en los apoyos, en cuanto a las cargas en los apoyos han de tomarse en cuenta los siguientes puntos:

- Cojinetes de bocina.
- Chumaceras de los ejes intermedios.
- Cojinetes del propulsor / reductora.
- Carga en el eje de empuje / reductora.
- Influencia de las alteraciones térmicas.
- Influencia de las deformaciones del doble fondo.

Alineación racional

CALCULOS

Para los cálculos nos basaremos en la disposición general:



Alineación racional

Los procedimientos de calculo pueden ser más o menos sencillos. Los cálculos se realizan según las condiciones del buque como son:

- En frío: Son las condiciones de montaje.
- En caliente: Son condiciones de operación.

Debido a que existe una expansión térmica de los elementos como reductora, plato de empuje, etc. que sufren una dilatación.

Los cálculos de alineación deben confirmar:

- Que ningún elemento de la línea este descargado o sobrecargado.
- Que el funcionamiento de la línea sea el correcto, sobre todo para la condición más usada.

Calculo de la distribución de cargas en el eje

Para la distribución de cargas en la línea de eje, utilizamos un programa de calculo de estructuras denominado "Steelwin", programa muy utilizado para el análisis de vigas continuas y muy utilizado por la oficina técnica de Izar. Este programa nos ayudará a calcular y estudiar las cargas que soporta el eje en todo su longitud.

El procedimiento a seguir es el siguiente:

- Creación de nodos y condiciones de contorno.
- Creación de tramos que componen el eje.
- Introducción de cargas en cada tramo.

Creación de nodos

Los nodos son puntos colocados en el eje teórico de la línea de eje del buque, de esta forma obtenemos una línea de puntos que nos define la línea de eje.

Colocamos nodos en los apoyos reales y en los lugares más importantes ya definidos, para tener más información del comportamiento de la línea, colocamos más nodos llamados ficticios.

A los nodos se le adjudican grados de movimientos:

- Nodos colocados en soportes



Bloqueados

- Nodos ficticios



Libres

La creación de nodos es muy importante, cuantos más nodos repartidos por la línea, más información tendremos de su comportamiento.

Creación de tramos

Consiste en describir los tramos que componen el eje en cuanto a características físico/geométricas:

- Material de los ejes.
- Tipo de sección (hueco o macizo).
- Diámetro.

Finalmente unimos los nodos según el tramo en el que se encuentre.

En nuestro caso nos encontramos con varios tramos distintos de ejes, variándonos el diámetro.

Introducción de cargas en los tramos

En este apartado se introducen las cargas, indicando su valor, punto de aplicación, dirección y sentido.

Las cargas principales son:

- La carga debida al peso de la hélice.
- La carga debida al peso del propio eje.

Establecemos el sentido de las carga como $-Z$.

1º Análisis estático

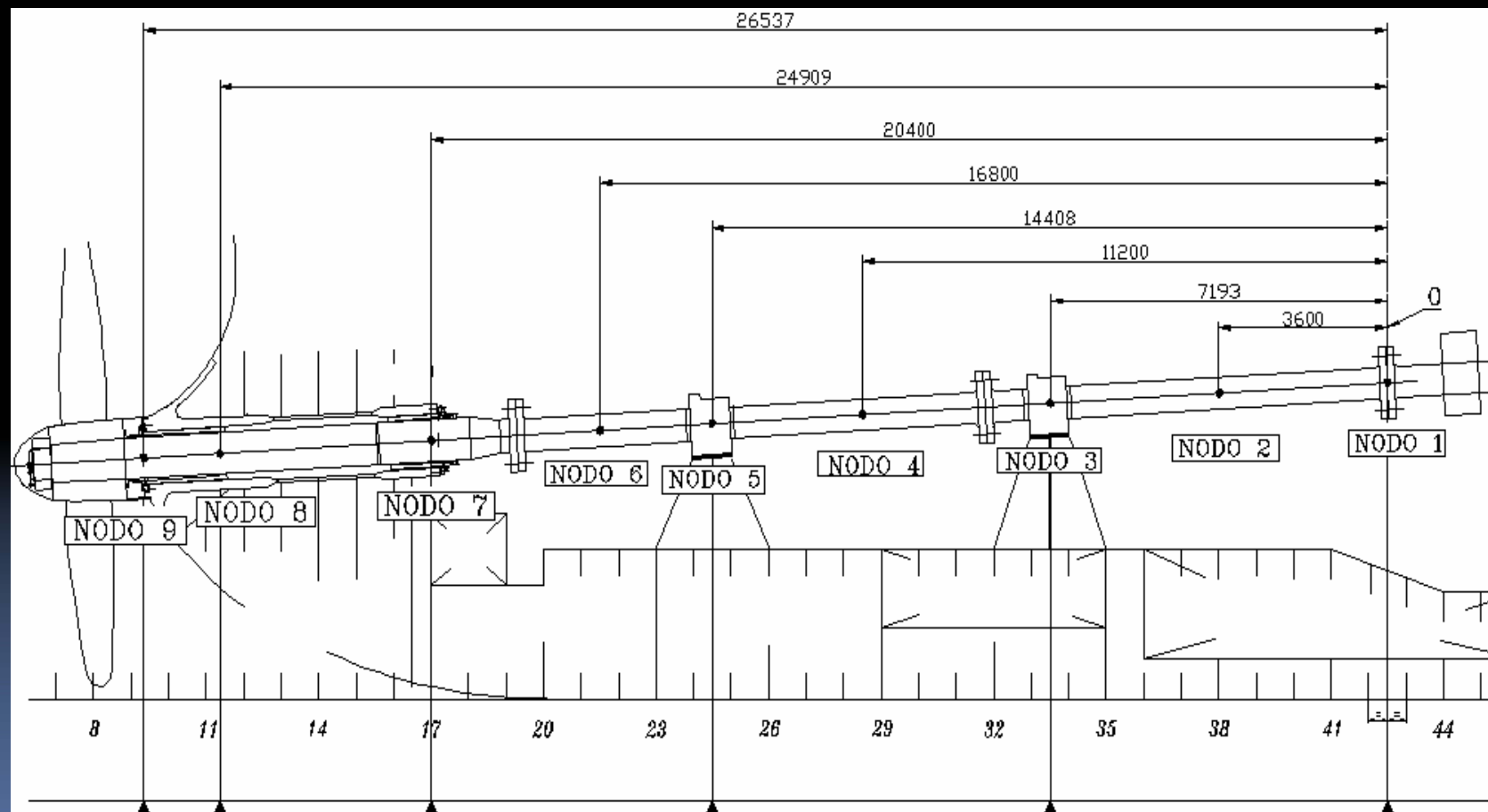
Empezamos con este primer análisis en el que haremos un primer acercamiento al análisis más adecuado.

En este análisis no tendremos en cuenta muchos factores que se deben de tomar para un buen análisis, pero al hacer esta prueba tendremos resultados que nos indicaran que podemos hacer para conseguir una mejor alineación y nos ayudará a ver que ocurre en la disposición.

A continuación expondremos los datos tomados para este primer análisis:

1º Análisis

Disposición de los nodos:



1º Análisis

Nodes

Label	X	Y	Z	dx	Val	dy	Val	dz	Val	rx	Val	ry	Val	rz
1	0.000	0.000	0.000	Fixed		Fixed		Fixed						
2	-3.600	0.000	0.000											
3	-7.193	0.000	0.000			Fixed		Fixed						
4	-11.200	0.000	0.000											
5	-14.408	0.000	0.000			Fixed		Fixed						
6	-16.800	0.000	0.000											
7	-20.400	0.000	0.000			Fixed		Fixed						
8	-24.909	0.000	0.000			Fixed		Fixed						
9	-26.537	0.000	0.000											

Beams

Label	Start	End	Type	Theta	R S	RE	rx1	ry1	rz1	rx2	ry2	rz2
1	1	2	Type1 D620	0	0.000	0.000						
2	2	3	Type1 D620	0	0.000	0.000						
3	3	4	Type1 D620	0	0.000	0.000						
4	4	5	Type1 D620	0	0.000	0.000						
5	5	6	Type1 D620	0	0.000	0.000						
6	6	7	Type1 D620	0	0.000	0.000						
7	7	8	Type2 D793	0	0.000	0.000						
8	8	9	Type2 D793	0	0.000	0.000						

1º Análisis

Disposición de los tramos:

Tenemos dos diámetros distintos de eje:

- 620 mm ejes intermedios.
- 793 mm eje de cola.

The screenshot shows the Steel - 1.stw software interface. The main window displays a 3D model of a shaft with 8 nodes labeled 1 through 8. The shaft is oriented along the X-axis, with a coordinate system showing X, Y, and Z axes. The shaft is divided into 7 segments between the nodes. The last segment (between nodes 7 and 8) is highlighted in red, indicating it is the selected element.

Label	Start	End	Type	Theta	Rigid Start	Rigid End	rx Start	ry	rz	rx End	ry	rz
1	1	2	Type1 D620	0.00	0.000	0.000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
2	2	3	Type1 D620	0.00	0.000	0.000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
3	3	4	Type1 D620	0.00	0.000	0.000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
4	4	5	Type1 D620	0.00	0.000	0.000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
5	5	6	Type1 D620	0.00	0.000	0.000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
6	6	7	Type1 D620	0.00	0.000	0.000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
7	7	8	Type2 D793	0.00	0.000	0.000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
8	8	9	Type2 D793	0.00	0.000	0.000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Nodes Beams Types Node Loads Beam Loads Thermal Loads Check

1 Coord : -20.400 ; 0.000 ; 0.000 View : Normal

1º Análisis

Carga tomada para hacer este calculo:

Peso Eje + Helice

Node Load Case

Nº	Start	End	Step	Type	
1	9	9	1	FZ	-564.600 kN

Beam Load Case

Nº	Start	End	Step	F Start kN/m	X	F End kN/m	X	Lin	Axis

Thermal Load Case

Nº	Beam	Mean Temp °C	Y Grad °C	Z Grad °C

Resultados 1º Análisis

Peso Eje + Helice Node Displacement

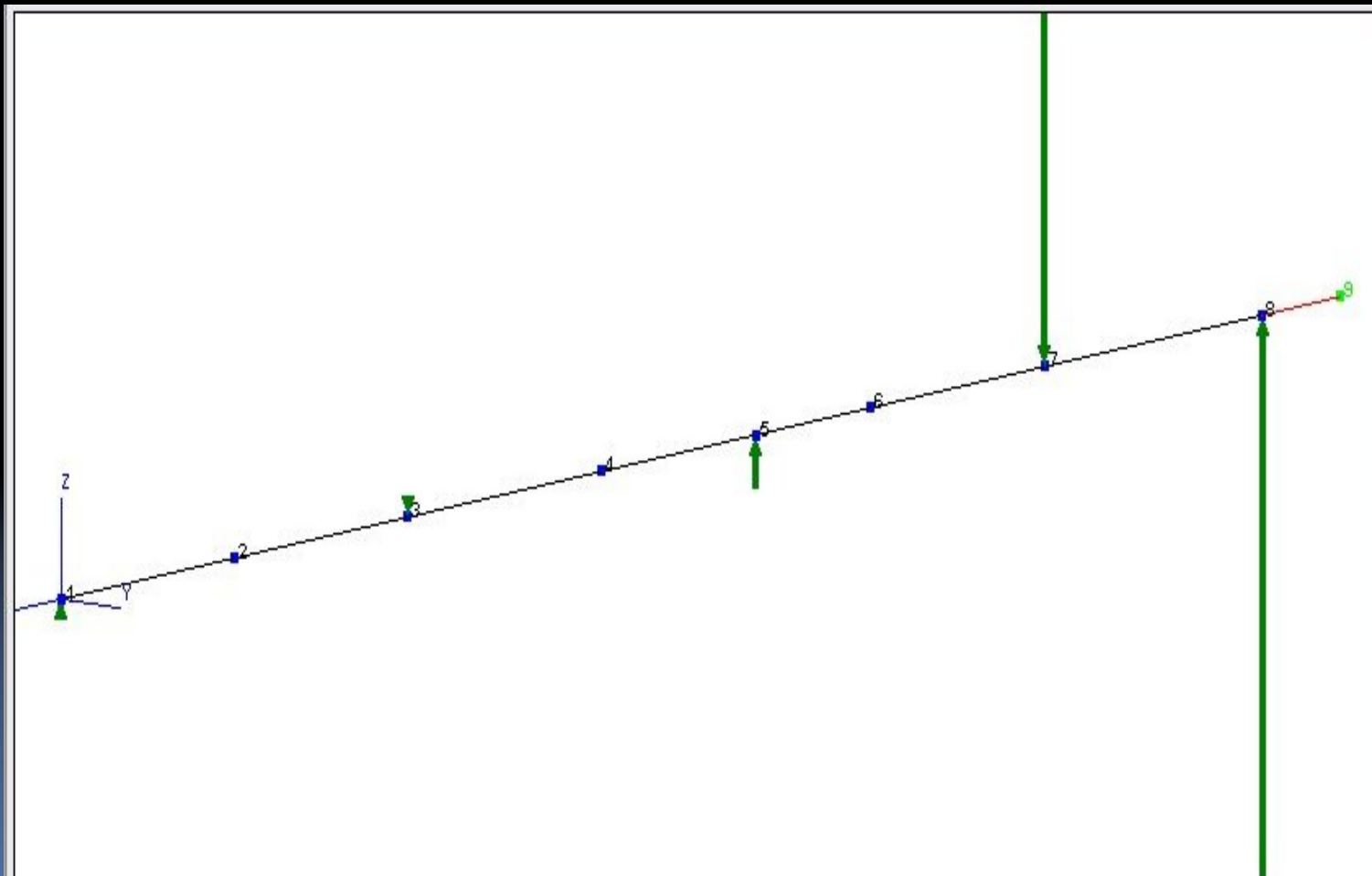
Nº	Disp X	Disp Y	Disp Z	Rot X	Rot Y	Rot Z
1	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.005	0.000
2	0.000	0.000	-0.014	0.000	-0.001	0.000
3	0.000	0.000	0.000	0.000	0.010	0.000
4	0.000	0.000	0.044	0.000	0.003	0.000
5	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.036	0.000
6	0.000	0.000	-0.104	0.000	-0.035	0.000
7	0.000	0.000	0.000	0.000	0.126	0.000
8	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.332	0.000
9	0.000	0.000	-0.772	0.000	-0.520	0.000

Node Reactions

Nº	FX kN	FY kN	FZ kN	MX kN.m	MY kN.m	MZ kN.m
1	0.000	0.000	0.871	0.000	0.000	0.000
3	0.000	0.000	-5.250	0.000	0.000	0.000
5	0.000	0.000	26.314	0.000	0.000	0.000
7	0.000	0.000	-249.317	0.000	0.000	0.000
8	0.000	0.000	791.982	0.000	0.000	0.000

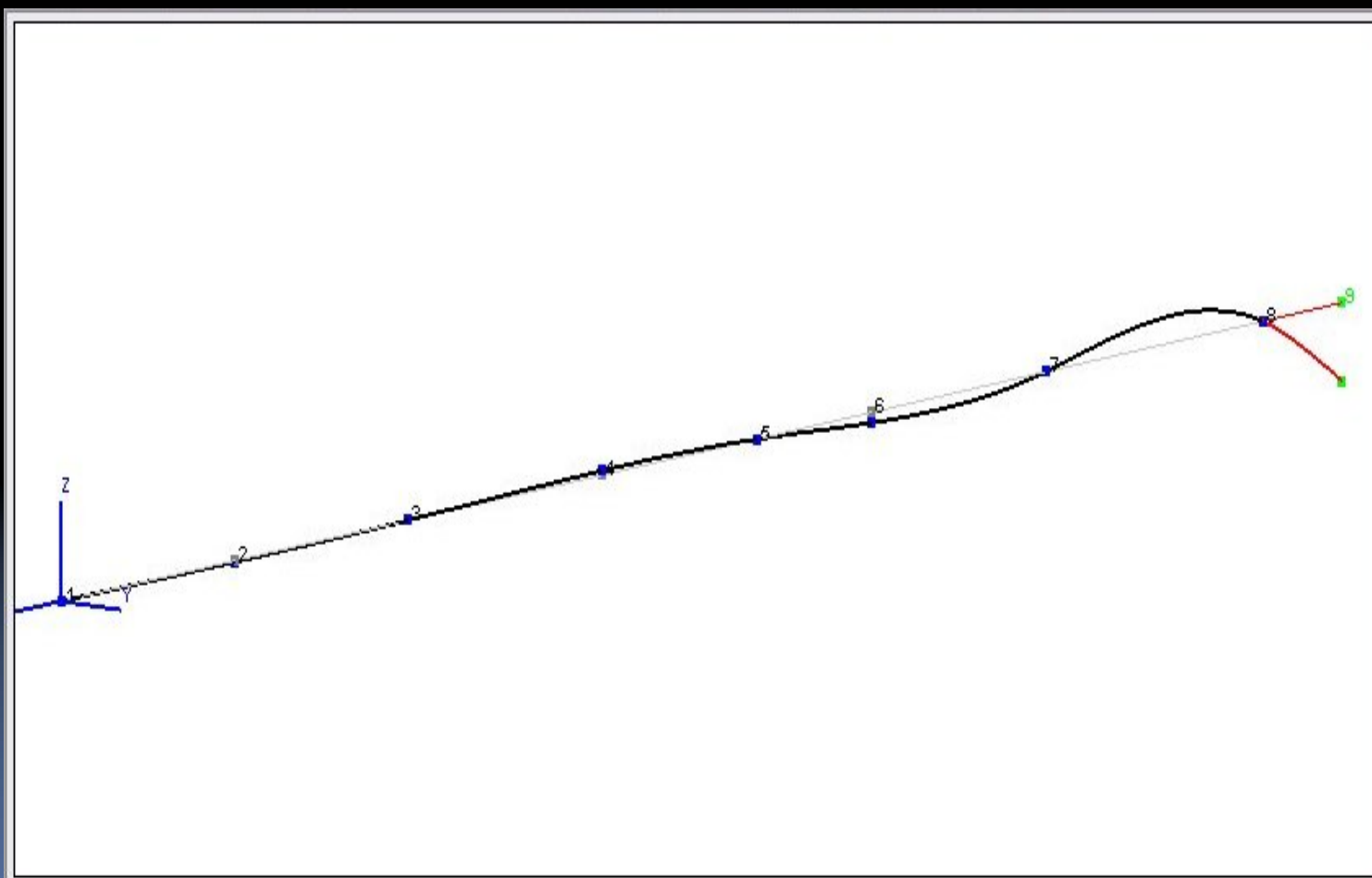
Resultados 1º Análisis

Reacciones en los apoyos:



Resultados 1º Análisis

Deformada:



Conclusión 1º Análisis

Node Reactions						
Nº	FX kN	FY kN	FZ kN	MX kN.m	MY kN.m	MZ kN.m
1	0.000	0.000	0.871	0.000	0.000	0.000
3	0.000	0.000	-5.250	0.000	0.000	0.000
5	0.000	0.000	26.314	0.000	0.000	0.000
7	0.000	0.000	-249.317	0.000	0.000	0.000
8	0.000	0.000	791.982	0.000	0.000	0.000

Como se puede ver tenemos cierto desequilibrio en los nodos 7 y 8.

La reacción en el nodo 8 no es para asustarse ya que dentro de esta reacción está el peso de la hélice (553,308 KN) por lo que si le quitamos este peso nos queda 238.647 KN.

La reacción en el nodo 7 es bastante más seria, ya que podría causar graves consecuencias en el soporte, como por ejemplo campaneos ya que está descargado. El problema radica en la cercanía de la bocina y se puede solucionar subiendo un poco el soporte y bajando un poco los soportes adyacentes.

Este suele ser uno de los grandes problemas de las alineaciones actualmente, dado el alto peso de las hélices.

2º Análisis

2º ANALISIS:

En este segundo análisis intentaremos tener más exactitud en los datos tomados y nos acercaremos lo mas posible a los cálculos finalmente adjudicado.

Definiremos muchos más nodos y tendremos más en cuenta las variaciones de diámetro, así como el momento generado en la hélice en situación de operación.

A continuación indicamos los datos tomados en este segundo análisis.

2º Análisis

Disposición de los nodos: En este caso utilizaremos 48 puntos de estudio. En este caso el 0 es colocado en la tuerca de la hélice.

Nº NODO	LONG. X	ALTURAS Z	TIPO DE EJE	DIAMETRO
1	0,440 m	4,547 m	1	0,560 m
2	2,030 m	4,635 m	2	0,745 m
3	2,440 m	4,657 m	3	0,793m
4	2,590 m	4,665 m	3	0,793 m
5	2,835 m	4,679 m	3	0,793 m
6	3,240 m	4,701 m	3	0,793 m
7	3,876 m	4,736 m	3	0,793 m
8	4,026 m	4,744 m	3	0,793 m
9	5,146m	4,806 m	3	0,793 m

2º Análisis

10	6,266 m	4,867 m	3	0,793 m
11	7,382 m	4,929 m	3	0,793 m
12	7,945 m	4,960 m	4	0,795 m
13	8,345 m	4,982 m	4	0,795 m
14	8,745 m	5,004 m	4	0,795 m
15	9,382 m	5,039 m	4	0,795 m
16	10,222 m	5,085 m	5	0,722 m
17	10,382 m	5,094 m	6	1,100 m
18	10,512 m	5,101 m	6	1,100 m
19	11,662 m	5,164 m	7	0,620 m
20	12,812 m	5,227 m	7	0,620 m
10	6,266 m	4,867 m	3	0,793 m
11	7,382 m	4,929 m	3	0,793 m
12	7,945 m	4,960 m	4	0,795 m
13	8,345 m	4,982 m	4	0,795 m
14	8,745 m	5,004 m	4	0,795 m
15	9,382 m	5,039 m	4	0,795 m
16	10,222 m	5,085 m	5	0,722 m

2º Análisis

17	10,382 m	5,094 m	6	1,100 m
18	10,512 m	5,101 m	6	1,100 m
19	11,662 m	5,164 m	7	0,620 m
20	12,812 m	5,227 m	7	0,620 m
21	14,027 m	5,294 m	7	0,620 m
22	14,527 m	5,322 m	8	0,625 m
23	15,027 m	5,349 m	8	0,625 m
24	16,072 m	5,407 m	7	0,620 m
25	17,117 m	5,464 m	7	0,620 m
26	18,162 m	5,522 m	7	0,620 m
27	19,207 m	5,579 m	7	0,620 m
28	20,252 m	5,637 m	7	0,620 m
29	20,382 m	5,644 m	6	1,100 m
30	20,512 m	5,651 m	6	1,100 m
31	21,738 m	5,718 m	7	0,620 m
32	23,163 m	5,797 m	7	0,620 m
33	24,588 m	5,875 m	7	0,620 m
34	26,013 m	5,953 m	7	0,620 m
35	27,438 m	6,032 m	7	0,620 m
36	28,852 m	6,110 m	7	0,620 m

2º Análisis

37	28,982 m	6,117 m	9	1,450 m
38	29,167 m	6,127 m	9	1,450 m
39	29,552 m	6,148 m	10	0,785 m
40	29,812 m	6,162 m	11	0,800 m
41	30,112 m	6,179 m	11	0,800 m
42	30,760 m	6,214 m	12	1,200 m
43	31,408 m	6,250 m	12	1,200 m
44	31,708 m	6,267 m	11	0,800 m
45	31,968 m	6,281 m	11	0,800 m
46	32,368 m	6,303 m	13	0,550 m
47	32,708 m	6,322 m	14	1,400 m
48	32,908 m	6,333 m	13	0,550 m

2º Análisis

Nodes

Label	X	Y	Z	dx	Val dy	Val dz	Val rx	Val ry	Val rz
1	0.440	0.000	4.547						
2	2.030	0.000	4.635						
3	2.440	0.000	4.657						
4	2.590	0.000	4.665						
5	2.835	0.000	4.679	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
6	3.240	0.000	4.701						
7	3.876	0.000	4.736						
8	4.026	0.000	4.744	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
9	5.146	0.000	4.806						
10	6.266	0.000	4.867						
11	7.382	0.000	4.929						
12	7.945	0.000	4.960						
13	8.345	0.000	4.982						
14	8.745	0.000	5.004	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
15	9.382	0.000	5.039						
16	10.222	0.000	5.085						
17	10.382	0.000	5.094						
18	10.512	0.000	5.101						
19	11.662	0.000	5.164						
20	12.812	0.000	5.227						
21	14.027	0.000	5.294						
22	14.527	0.000	5.322						
23	15.027	0.000	5.349	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
24	16.072	0.000	5.407						

2º Análisis

25	17.117	0.000	5.464						
26	18.162	0.000	5.522						
27	19.207	0.000	5.579						
28	20.252	0.000	5.637						
29	20.382	0.000	5.644						
30	20.512	0.000	5.651						
31	21.738	0.000	5.718						
32	23.163	0.000	5.797	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
33	24.588	0.000	5.875						
34	26.013	0.000	5.953						
35	27.438	0.000	6.032						
36	28.852	0.000	6.110						
37	28.982	0.000	6.117						
38	29.167	0.000	6.127	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
39	29.552	0.000	6.148	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
40	29.812	0.000	6.162	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
41	30.112	0.000	6.179	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
42	30.760	0.000	6.214	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
43	31.408	0.000	6.250	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
44	31.708	0.000	6.267	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
45	31.968	0.000	6.281	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
46	32.368	0.000	6.303	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
47	32.708	0.000	6.322	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
48	32.908	0.000	6.333	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed

2º Análisis

Disposición de los tramos:

Beams												
Label	Start	End	Type	Theta	R S	RE	rx1	ry1	rz1	rx2	ry2	rz2
1	1	2	D 560mm	0	0.000	0.000						
2	2	3	D 745mm	0	0.000	0.000						
3	3	4	D 793mm	0	0.000	0.000						
4	4	5	D 793mm	0	0.000	0.000						
5	5	6	D 793mm	0	0.000	0.000						
6	6	7	D 793mm	0	0.000	0.000						
7	7	8	D 793mm	0	0.000	0.000						
8	8	9	D 793mm	0	0.000	0.000						
9	9	10	D 793mm	0	0.000	0.000						
10	10	11	D 793mm	0	0.000	0.000						
11	11	12	D 793mm	0	0.000	0.000						
12	12	13	D 795mm	0	0.000	0.000						
13	13	14	D 795mm	0	0.000	0.000						
14	14	15	D 795mm	0	0.000	0.000						
15	15	16	D 795mm	0	0.000	0.000						
16	16	17	D 722mm	0	0.000	0.000						
17	17	18	D 1100mm	0	0.000	0.000						
18	18	19	D 1100mm	0	0.000	0.000						
19	19	20	D 620mm	0	0.000	0.000						
20	20	21	D 620mm	0	0.000	0.000						
21	21	22	D 620mm	0	0.000	0.000						
22	22	23	D 625mm	0	0.000	0.000						
23	23	24	D 625mm	0	0.000	0.000						
24	24	25	D 620mm	0	0.000	0.000						

2º Análisis

25	25	26	D 620mm	0	0.000	0.000
26	26	27	D 620mm	0	0.000	0.000
27	27	28	D 620mm	0	0.000	0.000
28	28	29	D 620mm	0	0.000	0.000
29	29	30	D 1100mm	0	0.000	0.000
30	30	31	D 1100mm	0	0.000	0.000
31	31	32	D 620mm	0	0.000	0.000
32	32	33	D 620mm	0	0.000	0.000
33	33	34	D 620mm	0	0.000	0.000
34	34	35	D 620mm	0	0.000	0.000
35	35	36	D 620mm	0	0.000	0.000
36	36	37	D 620mm	0	0.000	0.000
37	37	38	D 1450mm	0	0.000	0.000
38	38	39	D 1450mm	0	0.000	0.000
39	39	40	D 785mm	0	0.000	0.000
40	40	41	D 800mm	0	0.000	0.000
41	41	42	D 800mm	0	0.000	0.000
42	42	43	D 1200mm	0	0.000	0.000
43	43	44	D 1200mm	0	0.000	0.000
44	44	45	D 800mm	0	0.000	0.000
45	45	46	D 800mm	0	0.000	0.000
46	46	47	D 550mm	0	0.000	0.000
47	47	48	D 1400mm	0	0.000	0.000

Cargas tomadas en cuenta:

Peso de Linea+Helice									
Node Load Case									
N°	Start	End	Step	Type					
1	1	1	1		110.500 kN.m				
2	2	2	1	FZ	-353.600 kN				

Beam Load Case									
N°	Start	End	Step	F Start	X	F End	X	Lin	Axis
				kN/m		kN/m			

Thermal Load Case				
N° Beam	Mean Temp	Y Grad	Z Grad	
	°C	°C	°C	

Resultados 2º Análisis

Los resultados del este segundo análisis son:

Peso de Linea+Helice Node Displacement						
Nº	Disp X	Disp Y	Disp Z	Rot X	Rot Y	Rot Z
1	0.006	-0.191	-0.111	0.003	-0.053	0.203
2	0.001	-0.010	-0.030	0.000	-0.040	0.026
3	0.000	-0.002	-0.011	0.000	-0.026	0.011
4	0.000	-0.001	-0.005	0.000	-0.018	0.007
5	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
6	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
7	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
8	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
9	0.000	0.000	-0.009	0.000	0.008	0.000
10	0.001	0.000	-0.016	0.000	0.001	0.000
11	0.001	0.000	-0.011	0.000	-0.007	0.000
12	0.000	0.000	-0.006	0.000	-0.008	0.000
13	0.000	0.000	-0.002	0.000	-0.005	0.000
14	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
15	0.000	0.000	-0.010	0.000	0.020	0.000
16	0.002	0.000	-0.034	0.000	0.028	0.000
17	0.002	0.000	-0.039	0.000	0.027	0.000
18	0.002	0.000	-0.043	0.000	0.027	0.000
19	0.004	0.000	-0.073	0.000	0.023	0.000
20	0.004	0.000	-0.069	0.000	-0.023	0.000
21	0.001	0.000	-0.026	0.000	-0.036	0.000
22	0.000	0.000	-0.009	0.000	-0.024	0.000
23	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

Resultado 2º Análisis

24	0.003	0.000	-0.050	0.000	0.074	0.000
25	0.008	0.000	-0.143	0.000	0.088	0.000
26	0.012	0.000	-0.224	0.000	0.056	0.000
27	0.014	0.000	-0.254	0.000	-0.003	0.000
28	0.012	0.000	-0.215	0.000	-0.071	0.000
29	0.011	0.000	-0.205	0.000	-0.079	0.000
30	0.011	0.000	-0.195	0.000	-0.080	0.000
31	0.005	0.000	-0.091	0.000	-0.085	0.000
32	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
33	0.002	0.000	-0.030	0.000	0.025	0.000
34	0.003	0.000	-0.053	0.000	0.001	0.000
35	0.002	0.000	-0.033	0.000	-0.024	0.000
36	0.000	0.000	-0.001	0.000	-0.006	0.000
37	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
38	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
39	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
40	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
41	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
42	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
43	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
44	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
45	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
46	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
47	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
48	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

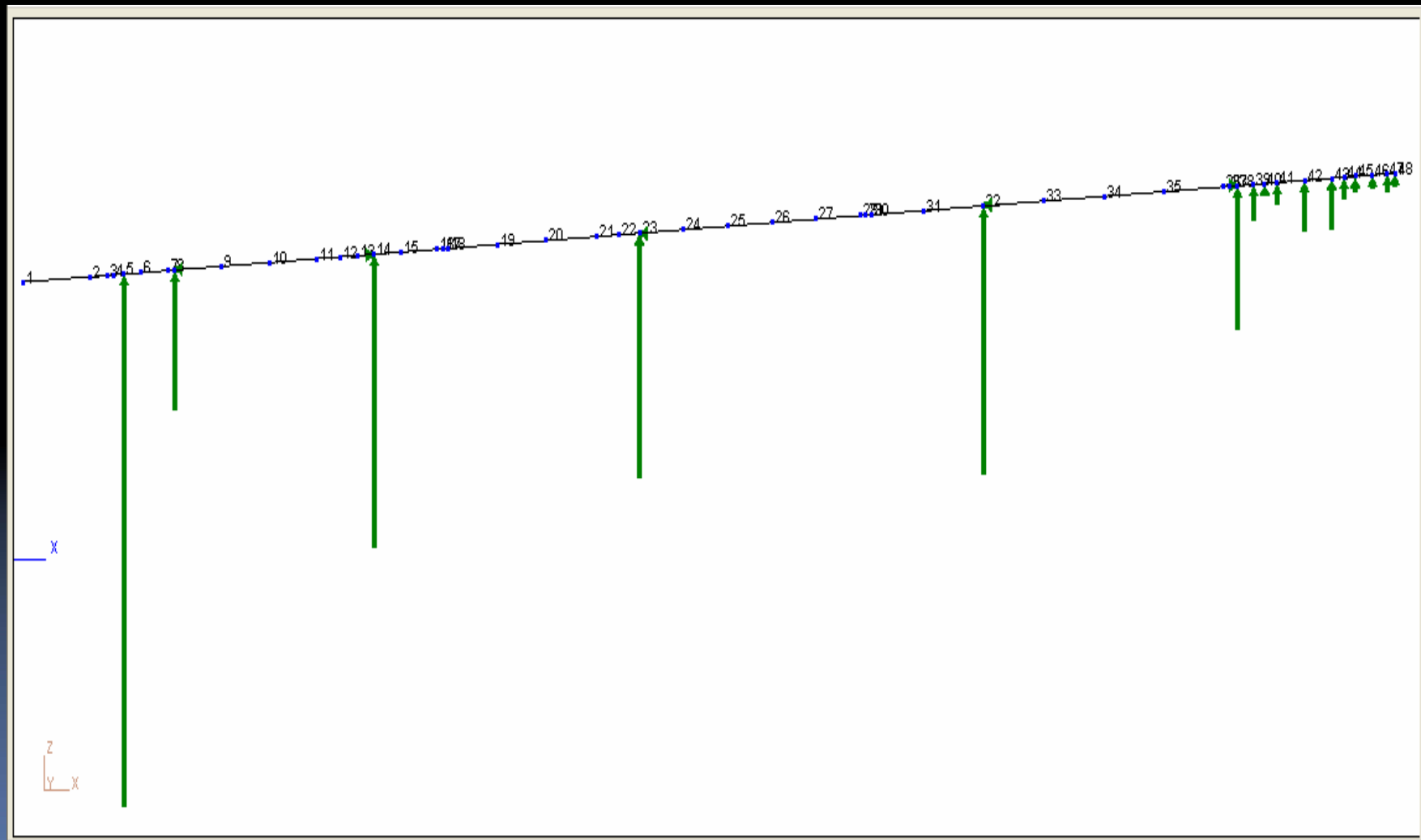
Resultados 2º Análisis

Reacciones en los apoyos:

Node Reactions						
Nº	FX kN	FY kN	FZ kN	MX kN.m	MY kN.m	MZ kN.m
5	0.000	0.000	436.900	0.000	340.779	-110.500
8	-0.071	0.000	114.667	0.000	-67.367	0.000
14	0.076	0.000	241.441	0.000	-100.848	0.000
23	-0.187	0.000	200.652	0.000	-68.750	0.000
32	-0.074	0.000	220.019	0.000	121.013	0.000
38	0.255	0.000	117.986	0.000	80.002	0.000
39	0.000	0.000	29.937	0.000	1.389	0.000
40	0.000	0.000	10.874	0.000	-0.082	0.000
41	0.000	0.000	18.731	0.000	-1.086	0.000
42	0.000	0.000	41.613	0.000	-1.729	0.000
43	0.000	0.000	42.148	0.000	2.445	0.000
44	0.000	0.000	18.476	0.000	0.444	0.000
45	0.000	0.000	13.041	0.000	-0.304	0.000
46	0.000	0.000	11.079	0.000	0.347	0.000
47	0.000	0.000	15.278	0.000	-0.223	0.000
48	0.000	0.000	12.102	0.000	0.403	0.000

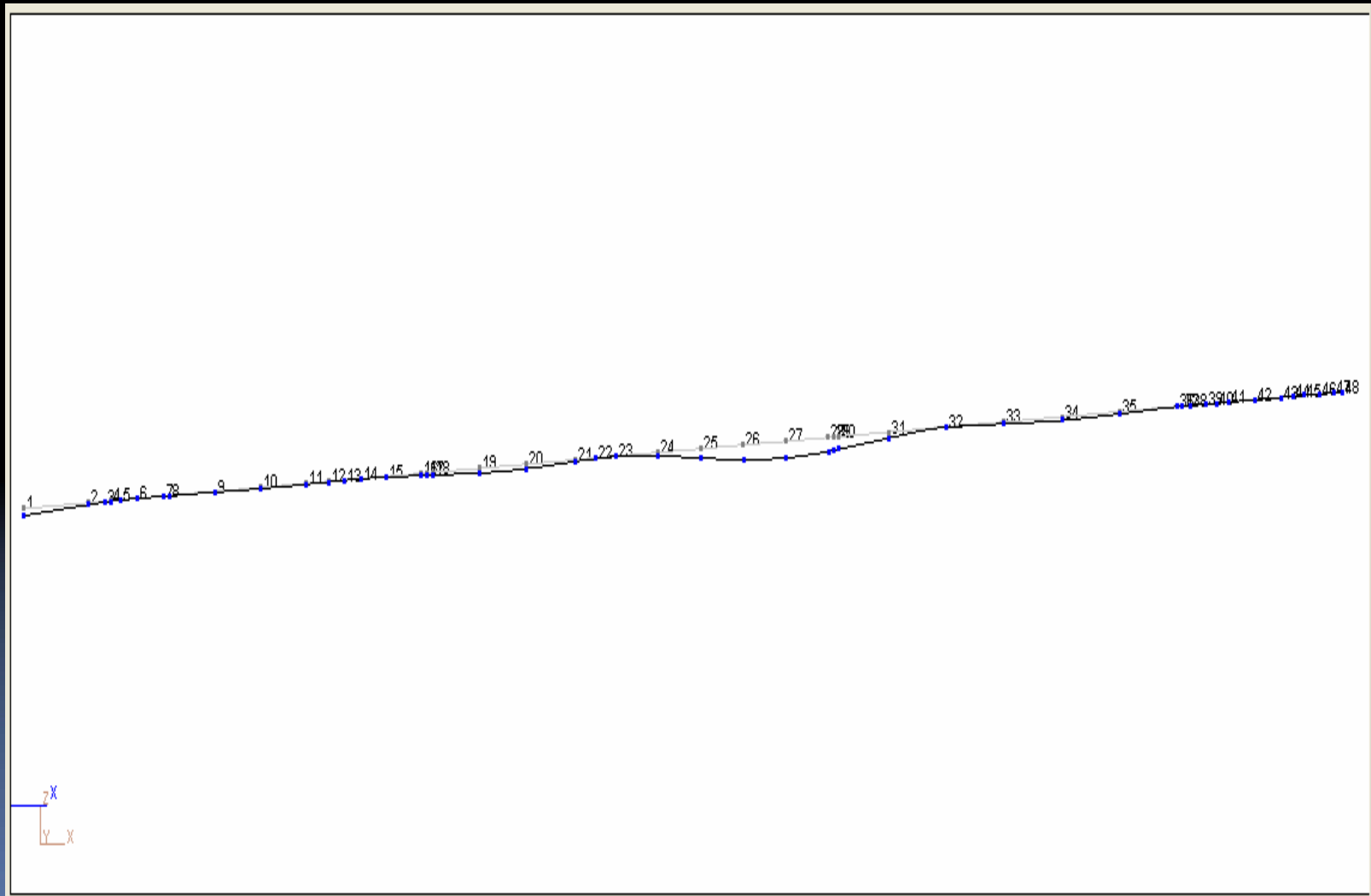
Resultado 2º Análisis

Reacciones en los apoyos:



Resultados 2º Análisis

Deformada:



Conclusión 2º Análisis

Node Reactions						
Nº	FX kN	FY kN	FZ kN	MX kN.m	MY kN.m	MZ kN.m
5	0.000	0.000	436.900	0.000	340.779	-110.500
8	-0.071	0.000	114.667	0.000	-67.367	0.000
14	0.076	0.000	241.441	0.000	-100.848	0.000
23	-0.187	0.000	200.652	0.000	-68.750	0.000
32	-0.074	0.000	220.019	0.000	121.013	0.000
38	0.255	0.000	117.986	0.000	80.002	0.000
39	0.000	0.000	29.937	0.000	1.389	0.000
40	0.000	0.000	10.874	0.000	-0.082	0.000
41	0.000	0.000	18.731	0.000	-1.086	0.000
42	0.000	0.000	41.613	0.000	-1.729	0.000
43	0.000	0.000	42.148	0.000	2.445	0.000
44	0.000	0.000	18.476	0.000	0.444	0.000
45	0.000	0.000	13.041	0.000	-0.304	0.000
46	0.000	0.000	11.079	0.000	0.347	0.000
47	0.000	0.000	15.278	0.000	-0.223	0.000
48	0.000	0.000	12.102	0.000	0.403	0.000

Los resultados son mas normales, con valores mas o menos comprensibles, y después de probar otras formas de analizar la línea de eje, nos quedamos con este estudio.

Conclusión final

Para dar por concluido, llegamos a la conclusión que para llevar a cabo una buena alineación racional es necesario tener en cuenta además de lo tomado en nuestro estudio, los siguientes parámetros:

- Un buen personal humano cualificado y experimentado.
- Herramientas y dispositivos adecuados con sus certificaciones de calibración (teodolitos, dianas, gatos hidráulicos, bombas, etc.).
- Posición, distancia al centro del cojinete de referencia y coeficiente de corrección.
- Variación térmica.
- Buen dimensionamiento del eje.
- Tipo de material elegido para cojinetes.
- Aceite de lubricación de los cojinetes.
- Elementos sensores.
- Alarmas de aceite de bocina.

INDICE

- 1. OBJETIVOS DEL PROYECTO.....Pág. 6**
- 2. MARCO DE PROYECTO.....Pág. 7**
- 3. REFERENCIAS TECNICAS DEL BUQUE, EQUIPOS Y ACCESORIOS.....Pág. 8-15**
 - a. DESCRIPCION DEL BUQUE.
 - b. PRINCIPALES DIMENSIONES DE DISEÑO DEL BUQUE.
- 4. ELECCION DE LA SOCIEDAD DE CLASIFICACION.....Pág.16**
- 5. PLANTA PROPULSORA.....Pág.17-26**
 - a. DESCRIPCION GENERAL.....Pág.17-18
 - b. ELECCION DE LA PLANTA PROPULSORA.....Pág.19-22
 - i. PORQUE ESTA PLANTA Y NO OTRA.
 - ii. VENTAJAS E INCONVENIENTES DEL USO DE ESTE TIPO DE PLANTA.
 - c. CARACTERISTICAS DE LA PLANTA PROPULSORA.....Pág.22-26
 - i. CONDICIONES DE DISEÑO.
- 6. PLANTA DE CALDERAS.....Pág 27-41**
 - a. DESCRIPCION GENERAL.
 - b. CALDERA PRINCIPAL.
 - I. COMBUSTIBLE.
 - II. HORNO.
 - III. SOBRECALENTADOR.
 - IV. CARCASA.
 - V. AISLAMIENTO.

- VI. CONDUCTOS ASCENDENTES DE CHIMENEA.
- VII. ECONOMIZADOR.
- VIII. CALENTADOR DE AIRE DE VAPOR.
- IX. JUNTAS DE EXPANSIÓN.
- X. EQUIPO DE COMBUSTIÓN.
- XI. INDICADOR DEL NIVEL DE AGUA.
- XII. INDICADOR REMOTO DE NIVEL.
- XIII. DISPOSITIVOS DE DETECCIÓN DEL NIVEL DE CALDERA.
- XIV. SISTEMA DE DETECCIÓN DE GAS.
- XV. INDICADOR DE HUMO.
- XVI. VÁLVULA DE SEGURIDAD.
- XVII. SOPLADOR DE HOLLÍN.
- XVIII. VENTILADORES DE TIRO FORZADO.
- XIX. SISTEMA DE VACIADO DEL VAPOR.
- XX. SISTEMA DE TUBERÍAS DE GAS.
- XXI. TRATAMIENTO DE LAS CALDERAS.

7. PLANTA DE TURBINAS DE VAPOR.....Pág.42-47

- a. DESCRIPCION GENERAL.
- b. TURBINA PRINCIPAL.
- c. REDUCTOR.
- d. ACCESORIOS DE LA TURBINA PRINCIPAL.
- e. VIRADOR

8. LINEA DE EJES.....Pág.48-97

- a. DESCRIPCION GENERAL.....Pág.48
- b. ELEMENTOS DE LA LINEA DE EJES.....Pág.49-54
 - 1. EJE DE EMPUJE.
 - 2. EJES INTERMEDIOS.
 - 3. EJE DE COLA.
 - 4. ACOPLAMIENTOS.
 - 5. BOCINA Y COJINETE DE BOCINA.
 - 6. SELLOS DE BOCINA.
 - 7. COJINETES.

c. DIMENSIONAMIENTO DE ELEMENTOS.....	Pág.55
1. DIAMETRO MINIMO DE LOS EJES Y TENSION TANGENCIAL CORTANTE.....	Pág.55-66
a. DATOS.	
b. CALCULOS.	
i. DIAMETRO DE LOS EJES INTERMEDIOS.	
ii. DIAMETRO DEL EJE DE COLA Y BOCINA.	
iii. TENSION TANGENCIAL CORTANTE.	
2. DIAMETRO DE LOS PERNOS.....	Pág.67-72
a. DATOS.	
b. CALCULOS.	
3. ACOPLAMIENTOS.....	Pág.73-80
a. TIPO DE ACOPLAMIENTOS.	
i. RIGIDOS.	
ii. TORSIOELASTICOS.	
iii. FLEXIBLES.	
b. SELECCIÓN DE ACOPLAMIENTOS.	
4. UNIONES.....	Pág.80-86
a. TIPOS DE UNIONES.	
i. BASADAS EN EFECTO DE FORMA.	
ii. POR INSERCIÓN DE ELEMENTOS DE BLOQUEO.	
iii. POR LA ACCIÓN DE FUERZAS DE ROZAMIENTO.	
b. ELECCIÓN DE LA UNIÓN FINAL.	
5. NUMERO DE ACOPLAMIENTOS Y LUGAR DE COLOCACION.....	Pág.87-89
6. SELECCIÓN DE LOS ACOPLAMIENTOS.....	Pág.89-90
7. SOPORTES.....	Pág.90-95
a. TIPOS DE SOPORTES.	
b. FACTORES A TENER EN CUENTA PARA ELEGIR ENTRE COJINETE O RODAMIENTO.	

- c. DETERMINACION DE COJINETES.
- 8. TRANSMISION DE POTENCIA. MOMENTO TORSOR.....Pág.95-97
 - a. TRANSMISION DE POTENCIA EN EL EJE Y MOMENTO TORSOR.
 - b. CALCULOS.
- 9. ALINEACION RACIONAL. DISEÑO.....Pág.98**
 - a. ALINEACION RACIONAL.....Pág.98-100
 - 1. DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA DE EJES.
 - 2. POSICIONAMIENTO DE LOS APOYOS.
 - 3. CARGAS EXTERNAS.
 - b. CRITERIOS PARA UNA ALINEACION SEGURA.....Pág.100-105
- 10. ALINEACION RACIONAL. CALCULOS...Pág.105**
 - 1. CALCULO DE LA DISTRIBUCIÓN DE CARGA EN EL EJE.....Pág.108-111
 - a. CALCULO DE LA DISTRIBUCION DE CARGAS EN EL EJE.
 - i. CREACION DE NUDOS Y CONDICIONES DE CONTORNO.
 - ii. CREACION DE LOS DISTINTOS TRAMOS QUE COMPONEN EL EJE.
 - iii. INTRODUCCION DE CARGAS EN CADA TRAMO.
 - 2. PRIMER ANALISIS.....Pág.111-126
 - a. NODOS.
 - b. TRAMOS.
 - c. RESULTADO DEL ANALISIS ESTATICO.
 - d. REACCIONES EN LOS APOYOS.
 - e. DEFORMADA.
 - f. CONCLUSION.

3. SEGUNDO ANALISIS.....	Pág.127-146
a. NODOS.	
b. TRAMOS.	
c. RESULTADOS DEL ANALISIS ESTATICO.	
d. REACCIONES EN LOS APOYOS.	
e. DEFORMADA.	
f. CONCLUSION.	
11. CONCLUSION FINAL.....	Pág.147-155
12. BIBLIOGRAFIA.....	Pág.156
13. ANEXO.	

1. OBJETIVOS DEL PROYECTO.

El objetivo del presente proyecto es el estudio y diseño de la propulsión de un gasero LNG (Liquefied Natural Gas). Se trata de un proyecto de buque especialmente proyectado y construido para el transporte de gas licuado a una temperatura de -163°C , en cuatro tanques convenientemente aislados empleando el diseño de doble membrana de Invar.

La planta Propulsora Principal está constituida por Turbina de Vapor que acciona una sola línea de ejes con hélice de paso fijo.

El buque elegido es un buque definido y dimensionado anteriormente. En dicho proyecto se dimensionarán los elementos mecánicos que componen la transmisión de potencia del buque, desde la planta propulsora hasta la hélice. Tendremos en cuenta todas y cada una de las características del buque que afectan a la transmisión de potencia.

En los cálculos nos ayudaremos de la reglamentación, en concreto dos Sociedades de Clasificación, facilitando la comparación en los resultados de los cálculos.

2. MARCO DE PROYECTO.

Las guías de referencia en la realización del proyecto se pueden resumir en:

- El cumplimiento de las reglas de las Sociedades de Clasificación.
- Elección de los componentes de la planta propulsora y línea de ejes. Se realizará de forma que sean elementos estándar para evitar altos costes tanto en la compra como en la explotación y el mantenimiento.
- Dimensionamiento.
- Alineación de la línea de ejes.

3. REFERENCIAS TECNICAS DEL BUQUE, EQUIPOS Y ACCESORIOS.

El estudio se realizará para un buque de transporte de gas natural licuado, con las siguientes características principales:

A. DESCRIPCION DEL BUQUE:

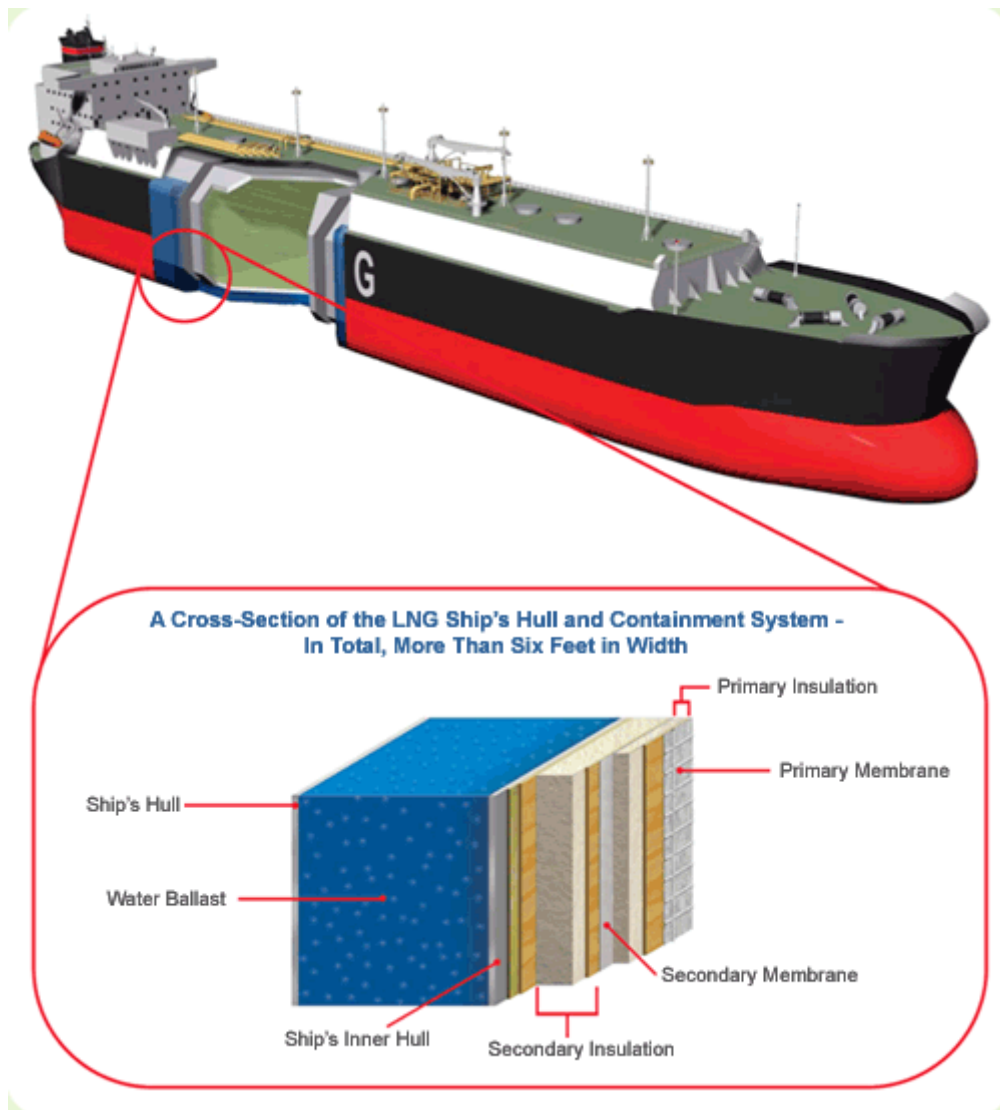
Tipo de buque:

El buque está diseñado para transportar gas natural licuado, construido con cubierta superior continua, popa de espejo, bulbo a proa y sin cubierta castillo. Toda la acomodación, incluyendo el puente de navegación y la maquinaria de propulsión están colocadas a popa, no estando el guardacalor integrado directamente en la habilitación para minimizar las vibraciones. La forma del casco, la propulsión y el sistema de generación de potencia son diseñados para que tenga la mayor eficiencia propulsiva, y ahorro de combustible teniendo en cuenta la naturaleza del servicio requerido, con una línea regular de carga y descarga entre dos terminales. El sistema de contención de carga utilizado es el GTT (Gaz Transport & Technigaz), sistema elegido para la construcción de esta serie de buques, que además se adapta mejor a las características y posibilidades de los astilleros constructores.

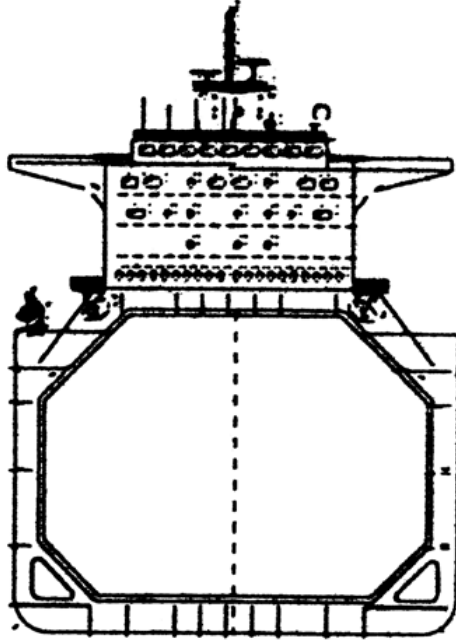
El sistema de GTT consiste en disponer los tanques de carga de forma prismática, adaptados a la geometría del casco, extendiéndose de babor a estribor, sin mamparos de balance, con sistema de contención de la carga consistente en doble barrera de metal *invar* con doble capa de aislamiento de cajas de madera rellenas de perlita (sistema NO96).

Las membranas de Invar están compuestas de tracas, formadas por chapas de 0,7 mm de espesor y 530 mm de anchura, con los bordes doblados, colocadas una junto a otra y soldadas por resistencia.

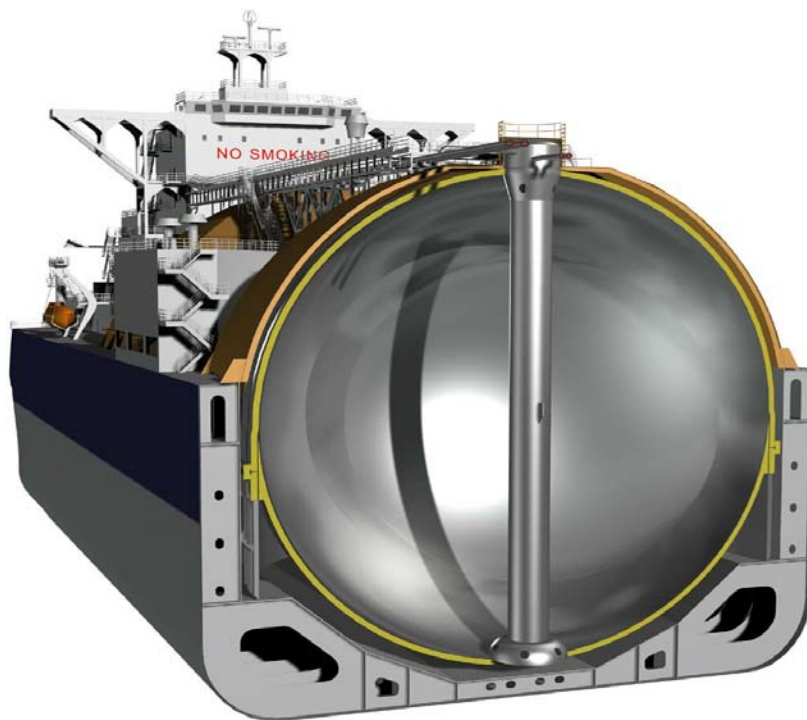
Tenemos la siguiente disposición:



La forma de los tanques de carga es como se indica:



Esta forma de los tanques de carga es nueva, ya que anteriormente los primeros LNG tenían esta forma en sus tanques:



Disposición general:

El buque está dividido por mamparos y cubiertas, en los siguientes espacios y compartimentos.

- Popa: La popa de espejo, utilizada para el compartimento del servomotor, tanques de agua dulce, tanques de agua destilada, tanque de lastre del pique de popa y pañol.

- Sala de maquinas: La sala de maquinas está dispuesta para alojar la planta principal, auxiliar, talleres y pañoles. Se dispondrán en lugares apropiados tanques de almacenamiento y servicio de combustible pesado, diesel, lubricantes y otros tanques pequeños necesarios. El doble fondo dispondrá tanques de retorno de aceite de lubricación, tanques de sentina y otros necesarios.

- Zona de carga: El área de carga será de doble cubierta, doble casco y cofferdams ubicados rodeando los tanques de carga. El área de carga consiste en cuatro tanques de tipo membrana para transportar el gas licuado a la temperatura de -163°C y a la presión atmosférica. También tendremos cuatro pares de tanques de lastre a estribor y babor de los tanques de carga, rodeándolos también por el fondo. En la cubierta sobre tanques, alrededor del local de maquinaria de carga, se dispone un pañol.

- Proa: Pique de proa, tanques de fuel oíl, caja de cadenas, pañoles de estiba de cables y pañol del contramaestre.

B. PRINCIPALES DIMENSIONES DE DISEÑO DEL BUQUE:

➤ Dimensiones:

Eslora total:	284.40 m.
Eslora entre perpendiculares:	271.00 m.
Manga (Trazado):	42.50 m.
Puntal de cubierta principal (Trazado):	25.40 m.
Calado de diseño (98,5% Cargado):	11.40 m.
Desplazamiento a plena carga:	68.200 T.

➤ Puntal de los entrepuentes de acomodación:

Cubierta superior:	3.20 m.
Cubierta A-B:	3.60 m.
Cubierta B-C:	2.90 m.
Cubierta C-D:	2.90 m.
Cubierta D-E:	2.90 m.
Cubierta E-Puente:	2.90 m.
Puente navegación:	2.85 m.

➤ Capacidades de carga de diseño:

Cuando el gas está en condiciones de operación, a -163°C .

Capacidad total:	138.000 m ³ .
------------------	--------------------------

Tanques de carga:

-Nº1:	22.630 m ³ .
-Nº2:	40.070 m ³ .
-Nº3:	40.070 m ³ .
-Nº4:	35.230 m ³ .

Tanques de lastre incluyendo

tanques de piques: 49.900 m³.

Tanques de fuel oil incluyendo

tanques de servicio: 7.900 m³.

Tanques de diesel ligero incluyendo

tanques de servicio: 470 m³.

Tanques de agua dulce y destilada: 1.000 m³.

Tanques de aceite lubricante: 100 m³.

Peso muerto: 68.200 T.

Incluye:

- Carga y tanques de agua.
- Aceite y agua incluyendo el agua de refrigeración de la bocina.
- Herramientas y equipos de pruebas.
- Tripulación, su equipaje y efectos.
- Provisiones.
- Paños.
- Ancla de respeto, si se dispone.

- Hélice y eje de cola de respeto, si se disponen.
- Accesorios y elementos suministrados por el Armador, si los hay.

Tonelaje bruto:

El tonelaje bruto del buque de acuerdo con la medición internacional de tonelaje será 93.450 T.

➤ Velocidad:

La velocidad de servicio, al calado de 11,4 m, cuando se navegue al NCR (90% MCR) de la máquina de propulsión principal, con un margen de mar del 21 % será de 19,50 nudos.

➤ Acomodación:

La acomodación del buque es para 40 personas.

➤ Propulsión:

Potencia propulsora:	28.000 Kw.
Revoluciones del propulsor:	83 r.p.m.
Calderas principales:	2 de 65 T/h a 61,8 Kg/cm ² .
Generadores eléctricos:	2 turbos de 3.150 kW a 1.800 rpm. 1 diesel de 3.150 kW a 720 rpm.
Generador eléctrico emergencia:	1 de 550 kW a 1.800 rpm.

4. ELECCION DE LA SOCIEDAD DE CLASIFICACION.

Para este proyecto se ha elegido dos Sociedades de Clasificación, para comparar entre una y otra los cálculos de la planta propulsora, ejes y alineamiento, son las más utilizadas en los astilleros europeos:

- Lloyd's Register.
- American Bureau of Shipping (ABS).

5. PLANTA PROPULSORA.

La planta propulsora está ubicada a popa del buque y el espacio de sala de maquina es totalmente estanco para evitar transmisión de ruidos y vibraciones a zonas de acomodación y carga.

A. DESCRIPCIÓN GENERAL.

Buque diseñado y construido para accionarse por una hélice única mediante turbinas de vapor con un doble reductor situadas a popa. La maquinaria propulsora consistirá en un equipo de turbinas acopladas al eje de la hélice.

El vapor es generado por dos calderas acuotubulares con sistema dual de combustión de fuel de igual tamaño y dotadas de sobrecalentadores, calentadores de aire y controles de combustión automática.

Las calderas están diseñadas para quemar combustible pesado de hasta 700 cst a 50°C, o gas de evaporación de la carga o fuel dual (gas y fuel oíl) con tiro forzado. La capacidad máxima de las calderas es conforme a la tabla de características a una presión de 61,8 Kg/cm² manométrica y a una temperatura de 515°C en la salida del sobrecalentador.

La planta es de tipo sin sobrecalentamiento y comprende varias etapas de calentamiento de la alimentación, economizador y calentador de aire de vapor. Dispone de un desaireador del tipo de pulverización por contacto directo para calentamiento del agua de alimentación de la caldera principal

y está abastecido de vapor de sangría extraído de la turbina principal y de vapor de exhaustación de la turbina de la bomba de alimentación.

Se dispone un sistema de vaciado de vapor comprendiendo un desobrecalentador externo para el exceso de vapor al condensador principal. Adicionalmente dispone de un desobrecalentador de servicio independiente.

El vapor de servicio de baja presión para el calentamiento de combustible pesado, aceite lubricante, etc. es suministrado por el vapor extraído de la alta presión ayudado por el desobrecalentador de servicio.

El eje de la hélice gira en sentido de las agujas del reloj mirando a proa en marcha avante.

La energía eléctrica es generada por dos unidades de generadores accionados por turbinas y un generador accionado por un motor diesel, con los equipos auxiliares y paneles de interruptores necesarios. Se dispone un generador diesel de emergencia instalado fuera de cámara de maquinas.

La planta puede ser accionada desde el Centro de Administración y Control Centralizados (CACC) y desde el subcontrol de la Cámara de Maquinas en cualquier momento. Se instalan controles automáticos, alarmas y dispositivos de seguridad para permitir que la cámara de maquinas opere como espacio de maquinaria desatendida y cámara de control bajo todos los modos operativos, esto es, en viaje, maniobra, parado en puerto y manejo de carga incluyendo lastrado y deslastrado.

B. ELECCIÓN DE LA PLANTA PROPULSORA

Debido al espectacular aumento en los precios del petróleo y sus productos derivados, ponen la economía mundial, en particular al mundo del transporte marítimo, en crisis, el criterio de selección del tamaño y composición de la planta propulsora esta unido al objetivo de conseguir la mayor velocidad posible dentro de unos límites razonables, y dependiendo del capital que el armador está dispuesto a invertir en la construcción del buque.

Actualmente parece prudente revisar los objetivos a cumplir por la planta propulsora del buque. La experiencia ha demostrado que los objetivos actuales no son en su mayor medida dependiente de conseguir la máxima velocidad de navegación, sino el alcanzar una velocidad económica en relación a la potencia necesaria y el consumo de combustible que conlleva, para con ellos lograr el óptimo rendimiento de la planta propulsora.

La elección de la planta propulsora de un buque es esencialmente la selección de una unidad estándar más que un nuevo diseño para cada proyecto. Esto se debe fundamentalmente al elevado coste de los equipos de producción. Estos buques en general no necesitan demasiada flexibilidad en el funcionamiento de su máquina propulsora puesto que la mayoría del tiempo navega a una velocidad económica constante.

La elección está basada en los costes de operación y mantenimiento. La simplicidad en el diseño es importante pues a menudo las reparaciones tienen que llevarse a cabo cuando lo permite el comercio del buque, y esto

puede ser en lugares del mundo donde no existe la posibilidad de disponer de asistencia técnica por parte del personal de tierra.

Los principales factores que afectan a la elección del sistema de propulsión son:

- Potencia requerida para la velocidad especificada.
- Peso.
- Espacio disponible; particularmente la eslora de la cámara de maquinas.
- Consumo de combustible.
- Cantidad de personal en cámara de maquinas.
- Fiabilidad y facilidad de mantenimiento.
- Generación de ruidos y vibraciones (muy importante en este tipo de buques por el tipo de carga).

El buque dispone de un equipo propulsor formado por turbinas de vapor, una sola línea de eje y hélice de paso fijo, consta de un juego de turbinas acopladas al eje de la hélice, además de un doble reductor. Este es el tipo de planta propulsora elegida para el buque.

i. Porque esta planta y no otra.

Desde el punto de vista del ahorro de combustible es importante y ventajosa la posibilidad de quemar en las calderas el gas que se evapora de

la carga. Esta es una de las razones por la que se elige turbinas de vapor, ya que el gas evaporado constantemente (boil-off) llega a valores altos.

Esta planta da mucho menos ruido y vibraciones que otras con motores o con otro tipo de propulsión.

ii. Ventajas e inconvenientes del uso de este tipo de planta.

Ventajas:

- Bajo nivel de vibraciones.
- Bajo nivel de ruido (planta silenciosa).
- Evaporación de la carga (boil-off) : Esta ventaja es muy importante ya que permite quemar en las calderas el gas que transporta, que se evapora constantemente durante el viaje con valores del orden de 0,12% por día, y el 40% de esa cantidad en el viaje en lastre, reduciendo así el consumo de combustible. Ahorro de combustible.
- Planta extremadamente segura.
- Posibilidad de emplear todo tipo de combustibles.
- Larga vida de servicio.
- Menor peso.
- Poco empacho.
- Amplia gama de potencias.

Inconvenientes:

- El coste de la planta.
- El mantenimiento.
- Complejidad de la planta.
- El mayor inconveniente son las pérdidas, que pueden ser de dos tipos:

Internas: Son las pérdidas que se producen dentro de la envuelta de la turbina y producen un aumento de calor total del vapor y el correspondiente incremento de su entropía. Son recuperables.

- Por rozamiento en las paletas fijas y móviles, con o sin expansión.
- Por choque y remolinos a la entrada de las paletas.
- Por fugas de vapor entre las puntas de las paletas y el estator, o entre ellas y el rotor, según el tipo de turbina.
- Por humedad del vapor.
- Por rozamiento del disco con el vapor y por efecto de ventilación.

Externas: No son recuperables y producen generalmente una disminución sensible del rendimiento de la turbina.

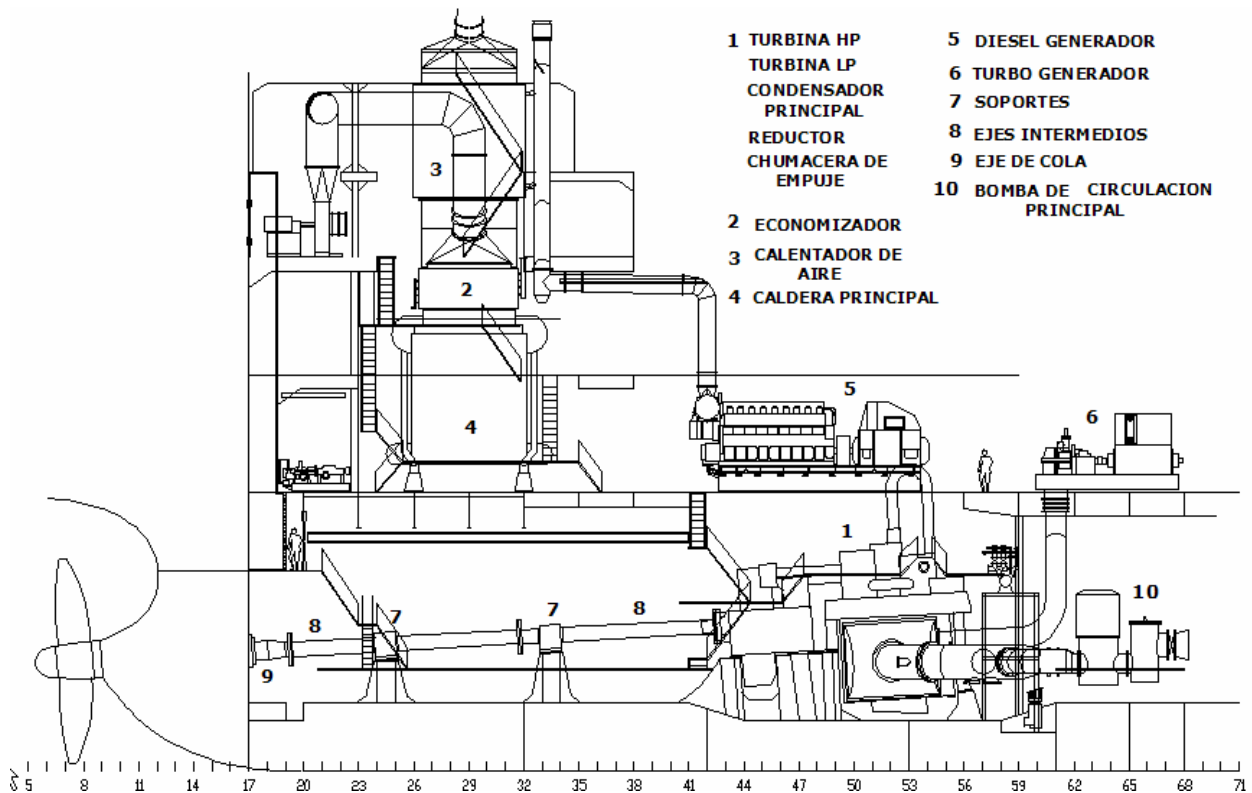
- Por velocidad remanente del vapor al abandonar la última corona.
- Por fugas externas en las cajas estancas.

- Por rozamiento del eje en los cojinetes de apoyo.
- Por radiación al exterior.

C. CARACTERISTICAS DE LA PLANTA PROPULSORA.

El buque dispone de un equipo propulsor formado por turbina de vapor, una sola línea de ejes y hélice de paso fijo; consta de un juego de turbinas acopladas al eje de la hélice, además de un doble reductor. Toda la maquinaria está ubicada a popa. Es el tipo de planta propulsora convencional que se viene utilizando en los últimos 30 años en los buques LNG's, y está compuesta por:

- Turbina Kawasaki-Izar de 28.000 kW a 83 RPM y 25.200 kW al 90% de la PMC.
- Reductora reversible tipo tándem, doble y articulada.
- Línea de Ejes (dos intermedios y uno de cola), con dos chumaceras intermedias.
- Tubo de Bocina con dos cojinetes antifricción.
- Hélice de paso fijo, cinco (5) palas y 8.600 mm de diámetro.



Dispone de una tobera uniformizadora de flujo para mejorar la eficiencia propulsiva. Se ha instalado un servotimón de tipo rotativo y accionamiento electro hidráulico, con un par de trabajo de 3.050 kNm, para accionamiento de un timón de alta eficiencia. Dispone también de una hélice de maniobra a proa, marca Kawasaki.

La planta generadora eléctrica está compuesta por dos grupos turbogeneradores Mitsubishi de 3.300 kW a 700 rpm, un diesel generador accionado por motor de 3.510 kW y un diesel-generador de emergencia de 550 kW.

Las dos turbinas que componen la planta son una de alta presión (HP) y la otra de baja presión (LP), operando en paralelo y en conexión cruzada.

i. Condiciones de diseño.

El diseño de la planta de propulsión y los sistemas auxiliares pretende conseguir el mejor rendimiento en consumo de combustible y eficiencia de propulsión en la condición normal de operación (aprox. al 90 % MCR).

La maquinaria y equipo en la sala de maquinas debe diseñarse basándose en las siguientes condiciones tropicales, salvo cuando se indique expresamente otra cosa en la especificación:

CONDICIONES DE DISEÑO	
PRESION BAROMETRICA	760 mmHg (1,013 bar)
TEMPERATURA DEL AIRE DE LA SALA DE MAQUINAS	50°C
TEMPERATURA DEL AGUA DE MAR	32°C Excepto para 24°C aprox. del condensador principal y 27°C para el condensador atmosférico.

La turbina principal es diseñada y construida de acuerdo con los requerimientos de la Sociedad de Clasificación. Los materiales y accesorios de los cuales se compone la turbina se encuentran dentro de los

estándares de los fabricantes de turbinas. Ambas turbinas están equipadas con dispositivos de protección de vibraciones.

La instalación completa en espacios de maquinaria es capaz de funcionar bajo las siguientes condiciones:

ESCORA (estática)	$\pm 15^\circ$
ESCORA (dinámica)	$\pm 22,5^\circ$
CABECEO (estática)	500/ Lpp
CABECEO (dinámica)	$\pm 7,5^\circ$

Toda la maquinaria y el equipo cumplen los estándares marinos más elevados y probados, adecuados para uso a bordo de buques y para servicios sin restricciones.

6. PLANTA DE CALDERAS.

En este apartado nos encargaremos de dar una pasada un poco rápida y por encima de la planta de calderas instalada en el buque:

A. DESCRIPCION GENERAL.

La planta de calentamiento se compone de dos calderas verticales de quemadores que proporcionan vapor sobrecalentado a las turbinas principales de propulsión, las turbinas de los turbogeneradores y las turbinas de las bombas principales de alimentación. Tienen la posibilidad de quemar el gas evaporado de la carga o boil-off.

Las calderas son del tipo de membrana con paredes de horno estancas al gas, compuestas de dos colectores, un hogar refrigerado por agua, un sobrecalentador, un economizador y un calentador de aire por vapor.

El régimen de evaporación máximo de las calderas se basa en la demanda de vapor de las turbinas y auxiliares en el modo de combustión de gas cuando se opera a máxima potencia avante. Las calderas tienen un margen en la capacidad generadora de diseño del 15%.

Cada caldera está equipada con quemadores de combustible duales del tipo combinado gas y fuel oil, siendo capaces de quemar cualquier combinación fuel oil-gas, fuel oil únicamente y gas únicamente.

B. CALDERA PRINCIPAL

Nº de Calderas: 2

Fabricante: Mitsubishi Heavy Industry

Características:

- Dos Colectores.
- Tipo forzado.
- Combustible dual quemando:
 - o Fuel oíl.
 - o Gas de evaporación de carga (boil-off).
- Tubos de agua marinos.
- Calentador de aire.
- Economizador.

Condición del vapor: 61,8 Kg/cm² 515°C sobrecalentado.

	A EVAPORACION NORMAL	A EVAPORACION MAXIMA
EVAPORACION (Kg/h)	56.300 aprox.	65.000 aprox.
VAPOR SOBRECALENTADO (Kg/h)	Según estándar del fabricante	Según estándar del fabricante
VAPOR DESOBRECALENTADO (Kg/h)	Según estándar del fabricante	Según estándar del fabricante
VAPOR EN LA SALIDA DEL SOBRECALENTADOR	Según estándar del fabricante	Según estándar del fabricante
TEMPERATURA DEL AGUA ALIMENTADA EN LA ENTRADA DEL ECONOMIZADOR	138°C aprox.	138°C aprox.
TEMPERATURA DEL AIRE EN SALIDA DEL CALENTADOR DE AIRE	120°C	120°C
TEMPERATURA DEL AIRE EN LA ENTRADA DEL CALENTADOR DE AIRE	40°C	40°C

i. Combustible.

Calderas diseñadas para quemar fuel oíl pesado, gas de ebullición o fuel dual con un régimen de gas correspondiente a la máxima ebullición calculada.

El sistema de F.O. comprende dos bombas de combustible, con capacidad suficiente para abastecer ambas calderas al máximo ritmo de evaporación, dos calentadores de vapor, del tipo de tubos, siendo capaces de abastecer ambas calderas al ritmo máximo más un margen de ensuciamiento del 15%. Se dispondrán filtros de aspiración duplex y también filtro de limpieza autolimpiante duplex después de los calentadores de fuel oíl y al menos un elemento de limpieza automática con desviación. Los filtros son equipados con protección contra operaciones erróneas durante el servicio.

Dispositivo de muy bajo nivel tipo autónomo, diseñado para cortar el flujo de fuel cuando el nivel del agua en el colector de vapor esta a un nivel peligrosamente bajo.

ii. Horno.

Horno completamente enfriado por agua con tubos inclinados. Es del tipo de carcasa sencilla formando una envuelta estanca al gas con los tubos individuales soldados a los colectores. Dispone de registros, orificios de visión en lugares adecuados para inspeccionar la situación de combustión en el horno y orificios de drenaje en el fondo. Los tubos generalmente

soldados sin costuras y se disponen con paso en línea y amplia separación entre las filas para facilitar la limpieza normal.

iii. Sobrecalentador.

De construcción totalmente soldada según el estándar del fabricante. Puede alcanzar la temperatura plena del sobrecalentador al 60% aprox. de evaporación normal cuando se queme combustible pesado.

iv. Carcasa.

La envolvente está protegida con acero corrugado, y reforzada para evitar deformaciones durante la operación. Dispone de refuerzos posteriores en la pared de la membrana alrededor de la caldera con el fin de aumentar su rigidez y soportarla frente a la presión del horno.

Se colocan sellos adecuados para mantener la estanqueidad al gas en lugares de paso de accesorios, tubos, elementos del soplador de hollín, etc.

La carcasa de aire en el techo de la caldera que se dirige al horno forma un conducto de aire aislado, asegurando una distribución uniforme de aire al quemador con resistencia suficiente para soportar la presión de la turbina de tiro forzado.

Se disponen puertas de acceso para permitir el acceso al horno y a los sobrecalentadores, provistas de material refractario y aislamiento correspondiente a las condiciones de temperatura.

v. Aislamiento.

Las partes expuestas de los colectores de la caldera están aisladas. El aislamiento está sujeto mediante pasadores y grapas, y terminado con chapa galvanizada. En los lugares de paso se coloca una camisa de revestimiento de acero. Se prevé el acceso a todas las bridas empernadas sin alterar el aislamiento.

vi. Conductos ascendentes de chimenea.

Los conductos ascendentes de caldera se dirigen a través de una chimenea exterior autoapoyada de diseño aprobado, con escalas y puertas. Los conductos están equipados con piezas de expansión que absorben el diferencial de expansión de caldera, ventiladores, conductos de aire y de exhaustación.

vii. Economizador.

Cada caldera está equipada con un economizador del tipo de superficie extendida de acero. Los tubos están unidos a los calentadores por conexiones soldadas a tope o de enchufe. Se prevén adecuados sellos de gas en torno al economizador y en las puertas de acceso costados, delante y detrás, para acceder y retirar tubos. Se disponen elementos para limpieza por agua y un acceso fácil para su mantenimiento. Dispone de un tanque

de purga no estructural de acero inoxidable de 5 m³ con eyector para fines de lavado. Tiene 1.787 m².

viii. Calentador de aire de vapor.

Cada caldera está equipada con un calentador de aire de vapor de exhaustación del tipo de superficie extendida tubular para elevar la temperatura del aire de tiro antes de entrar en la “caja de viento” de la caldera. El calentador de aire de vapor está construido en varias secciones; cada sección consiste en elementos de tubo de acero con aletas, cabezal de entrada de vapor y cabezal de salida de drenaje dispuestos en un marco de acero. Tiene puertas de inspección y sistema de limpieza.

El sistema de purgas de vapor proveniente del calentador de aire está equipado con líneas separadas al tanque de purgas y al calentador de baja presión con válvulas aislantes.

ix. Juntas de expansión.

Para acomodar la expansión diferencial se instalan entre caldera, economizador, calentador de aire, conducto de aire y exhaustación, juntas de expansión del tipo fuelle (“bellows”). Cuando sea posible serán del tipo no metálico y adecuado para altas temperaturas. El diseño y los materiales de las juntas se han considerado en toda su extensión entre armador y constructor.

x. Equipo de combustión de combustible.

Cada caldera está equipada con quemadores montados en el techo, adecuados para funcionamiento automático ya sea con 100% de fuel oil, 100% gas de ebullición o combinación de fuel y gas.

El fuel oil es recirculado desde los quemadores de caldera y se reenvía a la bomba de aspiración durante el 100% de la combustión de gas.

El sistema es capaz de manejar combustible de alta densidad, los tanques de decantación tienen instalados sondas de detección de agua.

El conjunto de tuberías de fuel y demás dispositivos están aisladas y calentadas con líneas de vapor. Los quemadores proporcionan una combustión estable y muy eficiente a todos los ritmos de encendido. Cada quemador está completo con el equipo de funcionamiento para regulación de aire, cuerpo de pulverización, válvulas de combustible, gas y purga, cierre de seguridad para asegurar el quemador, válvulas de cierre de fuel oil y gas. El quemador está equipado con un encendedor eléctrico por control remoto y manual.

La relación de aire/gas debe ser ajustada por contenido de O₂ en el escape de caldera. Dispone de vapor de asistencia para pulverización y conexión de aire al sistema para emergencia.

Los quemadores disponen de secuencia de purga, equipo de fallo de llama con alarma en consola. Cuatro sensores de llama por quemador de fácil uso y sustitución. Un juego de dos sensores de llama U.V (ultravioletas) así como dos del tipo infrarrojo. Conexiones de tubos de

acero fijas para fuel oíl y gas hasta los quemadores. También tenemos un pañol de estiba adecuado para los quemadores de respeto.

Un tanque de fuel oíl “save all” y de recuperación de fugas con nivel de alarma para detectar fugas.

El gas metano para las calderas es suministrado por ebullición de gas desde el sistema de ventilación de vapor a través de un compresor de gas y calentador de vapor situado en la parte de carga. El calentador de gas es de construcción tubular y capaz de calentar la máxima ebullición de carga.

Las purgas del calentador se controlan y retornan al tanque de purgas atmosférico en el espacio de maquinaria a través de un tanque de desgasificación de purgas fuera de la cámara de carga.

La tubería principal de gas en el interior de cámara de maquinas es de acero extra fuerte, de 8,8 mm de espesor, para adecuarse a la capacidad del calentador de gas.

La caldera está equipada con control de alimentación de agua, con regulador de agua de alimentación electro-neumático del tipo de tres elementos. Válvula motorizada para cerrar al nivel de la caldera alto-alto (H/H) con control automático y manual.

Control de temperatura del vapor sobrecalentado, cada caldera está equipada con un sistema de control de vapor sobrecalentado para mantener la temperatura en 515°C a evaporación normal o mayor.

xi. Indicador del nivel de agua.

Las calderas están equipadas con dos mirillas indicadoras con válvulas de cierre en los extremos. Los indicadores de nivel de agua en el costado

son del tipo de mica. Los niveles de agua de la caldera tienen un acceso sencillo para su sustitución o mantenimiento.

xii. Indicador remoto del nivel.

Dispone de dos indicadores de nivel independientes para el puesto local y la cabina de control para cada caldera.

xiii. Dispositivos de detección del nivel de caldera.

Las calderas van equipadas con dispositivos de detección de bajo nivel de agua.

xiv. Sistema de detección de gas.

Se dispone de un sistema de seguimiento para detección de gas en el CACC y la cabina de subcontrol de maquinas.

xv. Indicador de humo.

El sistema está equipado con un detector de humo del tipo combinado (fotoeléctrico y periscopio), dispuesto en cada caldera.

xvi. Válvula de seguridad.

Dispone de dos válvulas de seguridad para colectores de vapor y una válvula de seguridad de salida de los sobrecalentadores. Las válvulas se taran de acuerdo con las reglas y el tipo de operación.

Todas las válvulas de seguridad, ventilaciones y escapes de caldera, son aprobadas por los fabricantes de calderas.

xvii. Soplador de hollín.

Los sopladores de hollín son del tipo de chorro de vapor automático secuencial accionados por motor eléctrico. Para los sobrecalentadores se dispone de sopladores de hollín de tipo largo horizontal retráctil y soplador de hollín de tipo rotativo estacionario para el principal haz de tubos generador y para el economizador.

La secuencia de soplado de hollín es iniciada manualmente a distancia desde el puesto de control de la caldera.

Los materiales del soplador de hollín son los recomendados por el suministrador. La tubería de vapor es de grado extra pesado y equipada con drenajes en las esquinas del fondo para permitir un drenaje rápido, además de un rápido y adecuado calentamiento de la tubería. Se disponen válvulas accionadas automáticamente con by-pass manual y tubería de drenado.

El soplado de hollín es posible a regímenes normales de funcionamiento de las calderas.

xviii. Ventiladores de tiro forzado.

Los ventiladores de tiro forzado son del tipo centrifugo, horizontal, accionados por motor. Son tres ventiladores de igual tamaño. Uno de ellos está equipado con dos velocidades.

La capacidad de cada ventilador es suficiente para suministrar aire de tiro forzado a una caldera con evaporación máxima del 100% con una temperatura del aire de 50°C, velocidad máxima de 1200 rpm. Disponen la posibilidad de conexión transversal de los ventiladores de tiro.

Los conductos de aire son de acero dulce de 3 mm de espesor de construcción reforzada, con registros de hombre para inspección interna. El conducto es estanco al aire a la máxima presión de funcionamiento, adecuadamente reforzado contra vibración.

La carcasa y el impulsor están hechos de acero adecuado para su uso marino, tratados con zinc, de 80 micras de espesor y cubiertos internamente conforme a los estándares del fabricante. El ventilador y el motor eléctrico no están en el mismo eje.

Un medidor Venturi de GRP o equivalente con malla metálica de protección está colocado en el lado de aspiración de cada ventilador para la medición del flujo.

xix. Sistema de vaciado del vapor.

El sistema de vaciado de vapor se dispone para tener una rápida estabilización de las calderas mediante el vaciado del vapor auxiliar a

través de sobrecalentadores internos, cuando las cargas de la caldera se reducen por debajo de la condición mínima o en el caso de un cambio repentino de carga y exceso de gas de ebullición.

El vapor vaciado de las calderas es conducido al condensador principal en funcionamiento normal o en emergencia al condensador atmosférico a través del silenciador a las dos válvulas del sobrecalentador. La capacidad de vaciado de vapor es la correspondiente con los quemadores de fuel oil al mínimo y los quemadores de gas funcionando al total de gas de ebullición menos la demanda necesaria de los servicios auxiliares.

xx. Sistema de tubería de gas.

La tubería de escape es de acero de 8,8 mm de espesor. Dispone de dos ventiladores de exhaustación con mecanismo de espera automático. Los ventiladores están colocados de forma que son de fácil accesibilidad para mantenimiento y reparación. Los motores son del tipo a prueba de explosión.

La capacidad de exhaustación del ventilador de extracción de pérdidas de gas de ebullición es basada en el cambio de aire de 30 veces por hora para el volumen total del conducto de tubería a fin de mantener una presión menor que la presión atmosférica.

Los interruptores de presión y las paradas de ventilación están conectados al sistema de seguridad.

Se coloca una pantalla de antillana de malla 8 SUS en la descarga del ventilador; también dispone de un colector de gas antes de los quemadores de cada caldera.

También se dispone un sistema continuo de detección de gas conforme a los requerimientos del Código Internacional de Transporte de gases Licuados (IGC) con alarma y disparos.

xxi. Tratamiento de las calderas.

- Tratamiento del agua de calderas: Dispone de medios para la inyección de productos químicos en el colector de vapor de ambas calderas principales.

Instaladas:

Una planta ajustable de hidracina con 2 bombas.

Una planta de dosificación química con 2 bombas.

Conexiones de muestras de agua para cada colector de vapor instalado y para la salida del desaireador. Las muestras de agua de los colectores se envían al laboratorio para el análisis de muestras.

Las muestras de agua provenientes de la línea de suministro de bomba de alimentación se envían a la unidad de medición de agua de alimentación continua instalada en el laboratorio, se analizan y registran de manera continua la conductividad y el pH de ambas calderas y línea de alimentación de agua. El laboratorio es situado en un lugar cerrado y con aire acondicionado, dispone también de una pileta de acero inoxidable con

suministro de agua dulce caliente y fría de agua destilada con descarga a sentina, junto con un amplio equipo y medios de prueba del agua de calderas.

- Tratamiento de agua de alimentación: El agua de alimentación esta acondicionada de manera continua por el uso de productos químicos administrados mediante inyección por un sistema de dosificación en el lado de aspiración de las bombas de agua de alimentación.

El tratamiento de agua de caldera se hace mediante el uso de productos químicos introducidos por un recipiente de dosificación presurizado por agua de alimentación. Este sistema es adicional al sistema de inyección directa descrito en Tratamiento de Agua de Caldera.

El agua de alimentación de relleno es preparada mediante el uso de una unidad intercambiadora de iones de tipo regenerativo y unos 4 m³/h de capacidad. Si la conductividad es mayor que el valor que está establecido, el sistema lo conduce al by-pass automáticamente.

Cerca del espacio de pruebas está colocado un armario con cierre para el almacenaje de productos químicos.

7. PLANTA DE TURBINAS DE VAPOR.

Seguiremos exponiendo una mera y rápida información de la planta de turbinas:

A. DESCRIPCION GENERAL.

La turbina de avante comprende una turbina de alta (HP) y una de baja (LP) operando en paralelo y conexión mixta cruzada.

La turbina de alta presión tiene vapor que es admitido a través de grupos de toberas y controlada por válvulas de toberas. Esto es para evitar la necesidad de regular las válvulas de maniobra para los ajustes de potencia, de aproximadamente 100%, 80%, 65% y 50% (de acuerdo con las posibilidades del fabricante).

La turbina de baja presión tiene elementos de tobera de marcha atrás (ciar).

Una turbina de ciar está incorporada en el extremo de proa de la turbina de baja presión. La turbina de ciar es capaz de funcionar 70% de las rpm de avante durante un mínimo de dos horas y de proporcionar el 80% del par de avante al 50% de las rpm de avante.

Dispone de válvulas de maniobra para el funcionamiento avante y atrás. También dispone de una válvula de seguridad en la entrada de vapor de la turbina de ciar y se abre y se cierra automáticamente mediante un dispositivo electro-hidráulico.

Las turbinas están equipadas con una conexión de “calentamiento a través” con indicación remota en la cámara de control para permitir a las maquinas que están listas para uso inmediato, pero con el virador engranado mientras se está fondeado y en una dársena, dispone de facilidad de giro propio (auto-spin) y control programado de velocidad.

Contiene un sistema de extracción adecuado, del tipo cascada, basado en requerimientos operativos.

La turbina principal es diseñada y construida de acuerdo con las exigencias de la Sociedad de Clasificación.

Los materiales y dispositivos de la turbina están de acuerdo con el estándar del fabricante. Ambas turbinas están equipadas con dispositivos de protección contra vibración y posición axial. Estos dispositivos cumplen con los requisitos de la Sociedad de Clasificación para permitir periodos de inspección amplios.

Las turbinas están equipadas para permitir la inspección parcial interna del conjunto de paletas usando un visor de fibras (fibrescope). Están automáticamente protegidas cuando operan avante o atrás de daños causados por pérdida de presión de aceite lubricante, presión de aceite de control, desplazamiento axial de cualquiera de los rotores o sobrevelocidad, presión del condensador de alta, vibraciones de la turbinas de alta y baja presión, nivel de calderas HH, temperatura del vapor sobrecalentado de HH y L. Esta protección es lograda mediante dispositivos que cierran las válvulas de maniobra avante o atrás.

B. TURBINA PRINCIPAL.

Anteriormente ya dijimos que teníamos dos turbinas de vapor, una de alta presión y otra de baja presión, conectadas en paralelo y en conexión cruzada.

DATOS TECNICOS DE LA TURBINA	
TIPO	Turbina marina de vapor “cross compound” con mecanismo de inversión (reversible).
FABRICANTE	Kawasaki-Izar
POTENCIA	28.000 Kw
RPM	83 rpm
REGIMEN MAXIMO CONTINUO	28.000 Kw – 83 rpm
REGIMEN 90% MCR	25.200 Kw.

CONDICIONES DEL VAPOR	
PRESION ANTES DE LA VALVULA DE CONTROL	60 Kg/cm ²
TEMPERATURA ANTES DE LA VALVULA DE CONTROL	510 °C
PRESION DE EXHAUSTACION, ENTRADA DE CONDENSADOR	0,05 Kg/cm ² (722 mmHg)

Datos tomados a máxima potencia y temperatura del agua de mar de 24 °C.

C. REDUCTOR.

El reductor principal es del tipo articulado en serie con doble reducción. Los engranajes de reducción se hacen y acaban conforme a estándares reconocidos.

REDUCTOR	
TIPO	Reductora reversible tipo tándem, doble y articulada
FABRICANTE	Kawasaki
INPUT	4,777 rpm para la turbina HP
OUTPUT	28.000 Kw a 83 rpm

Los engranajes son calculados para que en su operación no generen ruido y vibraciones a todas las cargas posibles. Siendo el nivel máximo de ruido y vibración definido antes de la aprobación del armador.

La temperatura con alarma para cada cojinete es trasladada a la Cámara de Control de Turbinas (CRT).

Instalados deshumidificadores en la carcasa del mecanismo para su protección.

Las carcasas de los engranajes son de construcción soldada y drenan eficientemente el tanque de aceite en todas las condiciones de trimado y escora. Las carcasas de engranajes y el tanque de aceite se recubren internamente con protección compatibles con el aceite.

Dispone de herramientas adecuadas para apoyar el engranaje durante la inspección y desmontaje de los cojinetes.

D. ACCESORIOS DE LA TURBINA PRINCIPAL.

Los accesorios de la turbina principal son:

Válvulas de control principal: Las líneas de vapor que vienen de caldera están conectadas a una disposición de válvulas de maniobra consistente en una válvula avante para control y cierre rápido, y una válvula a popa para el control y cierre rápido. La válvula tiene un drenado de vapor incorporado fácilmente separable (no es necesario desmontar la válvula de maniobra para limpiar el filtro de vapor en la línea de vapor principal de la turbina principal). Dispone también de una válvula de

seguridad automática instalada después de la válvula de ciar. La válvula de control avante y atrás es accionada por control remoto.

Dispositivos de control y de seguridad principales: La turbina principal está equipada con control manual local / remoto, control de la velocidad automático y sistema de seguridad.

Se dispone un panel local con indicadores de presión del vapor (incluyendo extracciones), aceite lubricante, condensador de agua salada, vapor de prensas, etc. próximo al control de la turbina de emergencia.

El aislamiento de la turbina y sus accesorios se hace recubriendo estos elementos con acero galvanizado de 1,2 mm de espesor.

E. VIRADOR.

El virador que dispone este buque es un virador con embrague accionado por un motor eléctrico. La unidad es reversible y la velocidad de giro es de aproximadamente una revolución en cinco minutos. El motor eléctrico está preparado para uso continuo operando mediante una botonera extensible. Dispone de dispositivos de seguridad para asegurar el desconectado del virador.

Tiene también la posibilidad de virado manual de la maquina principal. Se dispone el virado automático de las turbinas durante la maniobra de parada mediante giro de vapor automático. Colocados dispositivos de seguridad (como parada de larga duración) de modo que el fallo de cualquier parte de este sistema no se traducirá en avería en la unidad principal de propulsión.

8. LINEA DE EJES.

A. DESCRIPCION GENERAL.

Una sola línea de ejes, que se compone de un cojinete intermedio, una chumacera de empuje, eje de empuje, eje intermedio, eje de cola, una bocina y el reductor.

Las turbinas, la transmisión y la hélice están diseñadas para la Máxima Potencia Continua (MCR). El diseño de la línea de ejes y los cálculos de vibraciones son sometidos a la Sociedad de Clasificación.



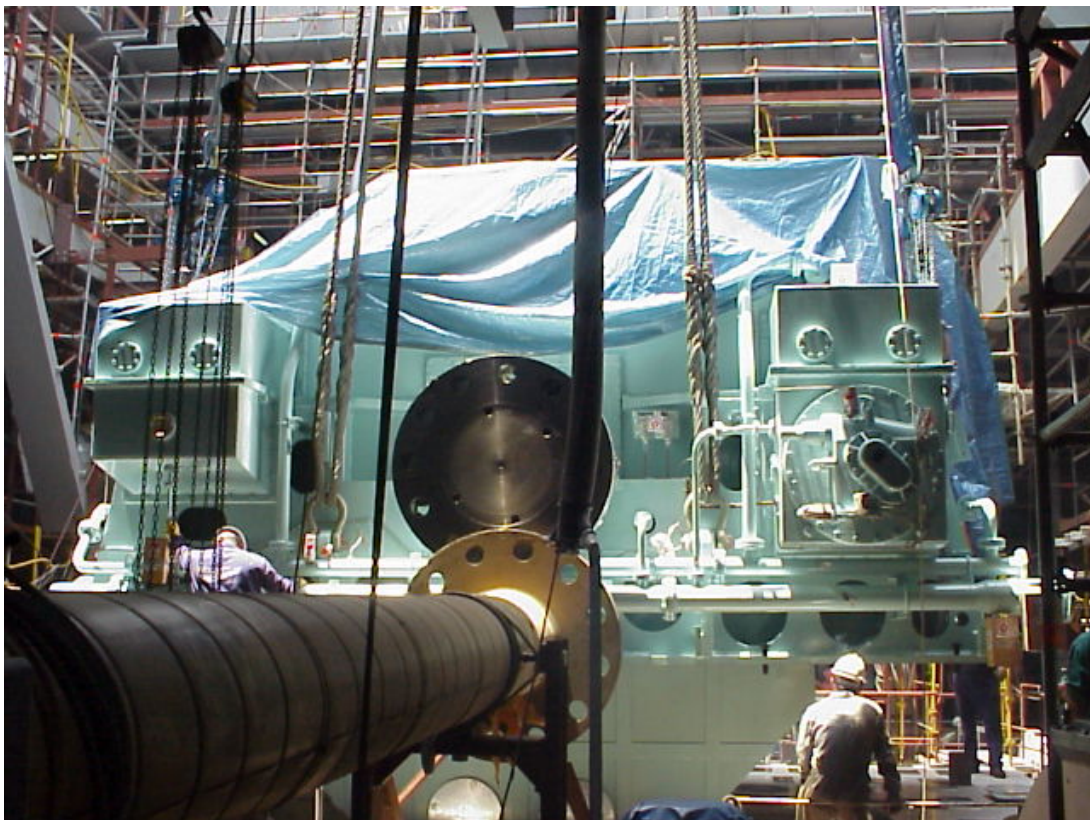
B. ELEMENTOS DE LA LINEA DE EJES.

La línea de ejes está formada por:

1. Eje de empuje.

El eje de empuje está fabricado en acero al carbono forjado incluyendo collarín de empuje y brida de acoplamiento. Ambos lados del collarín pueden ser orientados para llevar el empuje de la hélice.

Se dispone de un indicador local de desplazamiento axial para la chumacera de empuje.



2. Ejes intermedios.

Son dos los ejes intermedios, de acero forjado con bridas de acoplamiento en ambos extremos, acoplados con pernos hidráulicos y mecanizados en su totalidad con muñones sobresalientes y pulidos. El diámetro de los ejes es al menos 8 mm por encima de las Reglas de la Sociedad de Clasificación.

Los ejes son maquinados y acabados de manera brillante, instalados sobre cojinetes donde el diámetro se aumenta unos 5 mm y debe ser precisa y cuidadosamente alineado con el eje de empuje.

Dispone de un dispositivo de puesta a tierra del eje para conectar eléctricamente la línea de ejes al casco para la reducción de la diferencia de voltaje entre ellos.

Los ejes intermedios tienen una longitud de:

- | | |
|-------------------------|------------|
| - Eje intermedio a proa | 8.600 mm. |
| - Eje intermedio a popa | 10.000 mm. |

3. Eje de cola.

Es de acero forjado con una brida sólida de acoplamiento en el extremo de proa. Su diámetro es 8 mm al menos por encima de las Reglas de la Sociedad de Clasificación. El eje de cola tiene una longitud de 10.397 mm.

La parte de popa esta mecanizada con conicidad 1/20 para ajustarse al núcleo de la hélice y el extremo del eje esta roscado a mano izquierda para ajustarse a una turca del eje de cola.

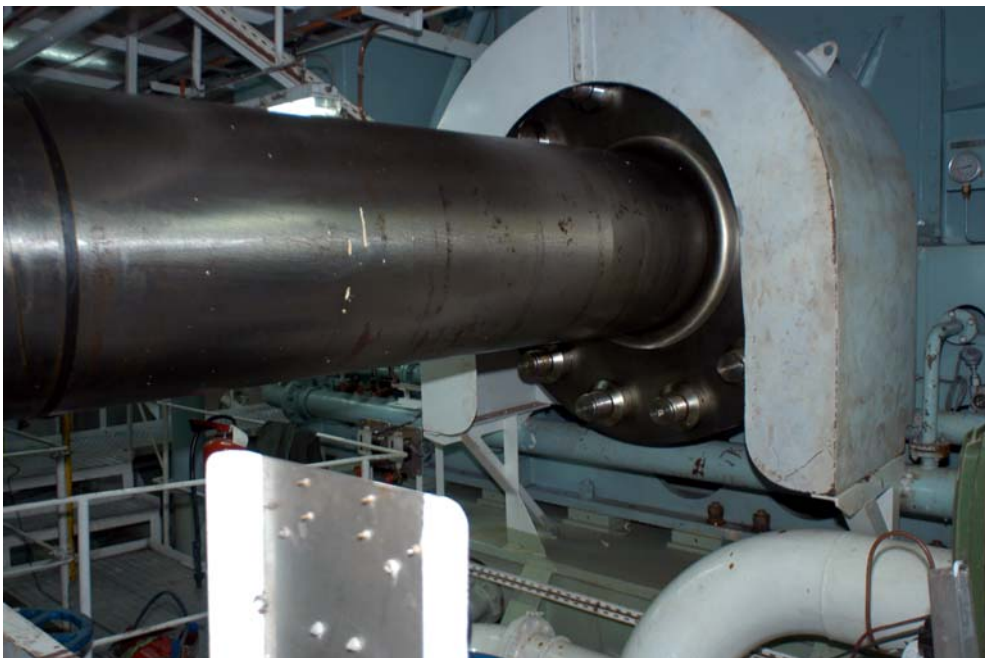
El eje en la zona del cojinete y fura de la brida de acoplamiento esta mecanizado con acabado liso.

Equipado de medios para el desmontaje del eje de cola, el eje intermedio y cojinetes. La elevación y desplazamiento se hace con aparejos de cadena.

4. Acoplamientos.

Todos los acoplamientos de eje son equipados con guardas de protección de chapa de acero.

El diámetro de los pernos de acoplamiento, el espesor de las bridas de acoplamiento de los ejes y el radio de chaflán en la base de las bridas, cumplen todos los requisitos de la Sociedad de Clasificación.



5. Bocina y cojinete de Bocina.

Bocina:

El extremo de proa está fijado al mamparo y el extremo de popa al henchimiento del codaste mediante soldadura. El casquillo es de material sintético.

La lubricación se hace mediante circulación forzada de aceite a través del refrigerador y el tanque de gravedad instalado debajo de la línea de flotación para lograr una situación sin contaminación cuando se opere en aguas costeras.

Las líneas del purificador de aceite están conectadas con el tanque de aceite (colector de aceite). Dispone de dos bombas, un refrigerador, dos filtros y un tanque colector de lubricante (con drenado accesible para inspección).

El tanque de agua de refrigeración de la bocina está lleno de agua dulce aproximadamente 1000 mm por encima de la bocina, de cara a la refrigeración.

Cojinetes de Bocina:

Dos cojinetes, uno en el núcleo del codaste y otro cojinete en el extremo de proa de la bocina. Los cojinetes son de resina (Tufnol), colocados directamente a presión en los apoyos del casquillo de popa y

fijados al tubo de bocina mediante resina conforme a la práctica del astillero.

El casquillo de la bocina de popa tiene una longitud de cojinete que cumple con los requisitos de la Sociedad de Clasificación y según la práctica del fabricante.

Tiene en servicio dos sondas de temperatura de sensor reemplazable, una para el cojinete de popa de la bocina y otra para el cojinete de proa de la bocina.

6. Sellos de Bocina.

Conjunto de prensa del sello de aceite, colocado en los extremos de proa y popa de la bocina para impedir la entrada de agua de mar o la pérdida de aceite de lubricación (contaminación).

El sello de popa está equipado con sistema de detección de fugas.

Los revestimientos de los sellos del eje son de acero al cromo con recubrimiento cerámico.

El material de goma de los sellos es especificado por el fabricante. Se disponen 4 anillos en el sello de popa.

El material de la carcasa es de hierro fundido para el sello de proa y de bronce para el sello de popa de la bocina. El desmontaje es totalmente independiente.

7. Cojinetes.

Cojinetes de empuje:

El cojinete de empuje de la hélice es del tipo de recubrimiento de casquillo único. Lubricado desde el sistema de las turbinas principales y provisto de una mirilla en la salida del aceite lubricante.

Cojinete del eje intermedio:

Se coloca cojinete en el eje intermedio para un adecuado apoyo. Los cojinetes son de construcción en hierro fundido con lubricación forzada desde el sistema de la maquinaria principal, con recubrimiento de metal blanco.

Cada cojinete tiene deflectores de aceite. Los cojinetes están equipados con sondas de temperatura. El asiento del apoyo del eje está diseñado para acomodar dispositivos de peso para medir las cargas de los apoyos.

Instalados medidores de temperatura, local y remoto incluyendo alarmas en todos los cojinetes.



C. DIMENSIONAMIENTO DE ELEMENTOS.

En el siguiente apartado dimensionaremos todos los elementos que componen la planta propulsora. Empezaremos calculando el diámetro mínimo que deben tener los ejes, de forma que pueda transmitir el par torsor que proporciona las turbinas de vapor, sin que los elementos sufran ningún tipo de daño.

Para el dimensionamiento nos ayudaremos de las Sociedades de Clasificación (Lloyd's Register y ABS).

1. Diámetro mínimo del eje y tensión tangencial cortante.

El eje es el elemento mecánico básico (elemental) de la transmisión de potencia mecánica (potencia que transmiten mediante rotación) entre el motor y el consumidor. En general de sección transversal circular, cilíndricos de diámetro constante o variable.

Según el tipo de eje varia la forma de dimensionar el dicho eje.

En el siguiente apartado dimensionaremos los ejes de transmisión de potencia. La forma de dimensionamiento la establece la Sociedad de Clasificación.

a. Datos.

Para empezar el cálculo del diámetro mínimo tomaremos como datos de partida:

- Potencia que nos proporciona la planta 28.000 Kw.
- Rpm 83 rpm.

Los diámetros de los ejes que vamos a calcular son:

- Diámetro de los ejes intermedios, que son dos iguales.
- Diámetro del eje de cola y bocina.

b. Criterio Básico de dimensionamiento de ejes marinos de transmisión.

Un primer criterio de dimensionamiento básico de ejes para la transmisión de potencia:

La acción determinante del diámetro básico de un eje de transmisión de potencia es el máximo par torsor que debe transmitir, es decir el máximo valor que se puede presentar durante la operación del sistema.

La incidencia del momento de flexión debe ser comprobada para el diámetro básico establecido, pero por lo general las correcciones necesarias para contrarrestar la deformación excesiva del eje son suficientes para que las tensiones de flexión resultantes no sean significativas frente a las de torsión.

La acción axial (empuje) tendrá análogo tratamiento de comprobación y por lo general no serán significativas respecto a las de torsión. No obstante hay que prestar la máxima atención a este aspecto cuando pretendamos utilizar ejes huecos de pequeño espesor ya que la sección transversal de los mismos es relativamente pequeña.

Con todo esto tenemos que:

$$\tau_{\max} = \frac{16 \times Mt}{\pi \times D^3} \quad (\text{N/mm}^2) \qquad Mt = 9,55 \frac{Kw}{RPM} \quad (\text{KN.m})$$

Para asegurar que no se produzcan deformaciones permanentes en los ejes la máxima tensión que permitiremos alcanzar al material (τ_{\max}) estará claramente dentro del campo elástico de dicho material.

El criterio de cálculo anterior (criterio resistente) nos permite un dimensionamiento que proporciona la resistencia suficiente al eje durante la operación, pero ello puede resultar insuficiente si además de la potencia se requiere reproducir una acción concreta y precisa.

c. Cálculos.

Los ejes del buque que estamos estudiando son los tres macizos luego los cálculos que vamos a llevar a cabo se harán teniendo en cuenta esta característica de la línea de eje.

i. Ejes intermedio.

Calcularemos el diámetro de los ejes intermedio por las dos Sociedades de Clasificación anteriormente expuesta:

Utilizando para los cálculos Lloyd's Register:

El diámetro “d” del eje intermedio no debe ser menor que el valor determinado por la siguiente ecuación:

$$d = FK_3 \sqrt{\frac{P}{R} \left(\frac{560}{\sigma_u + 160} \right)} \quad mm$$

Donde:

F = 95 Para instalaciones con turbinas, instalaciones de propulsión eléctrica y para propulsión con motores.

K = 1,0 Para ejes con bridas de acoplamientos integradas en dicho eje.

P = Potencia nominal (Kw).

R = Revoluciones por minuto.

σ_u = Tensión mínima específica del eje (N/mm²). Para acero entre 400 – 600 N/mm². Utilizamos la mínima para curarnos en salud y tener un amplio factor de seguridad.

Sustituimos:

$$d = 95 \times 1,03 \sqrt[3]{\frac{28.000}{83} \left(\frac{560}{400 + 160} \right)} = 661,3mm$$

$$\underline{d = 661,3mm}$$

En las especificaciones del buque encontramos que para el dimensionamiento del buque se tiene que la tensión mínima específica utilizada es de 560 N/mm² luego quedaría así:

Sustituimos calculando el diámetro con $\sigma_u = 560$ N/mm²:

$$d = 95 \times 1,03 \sqrt[3]{\frac{28.000}{83} \left(\frac{560}{560 + 160} \right)} = 608,18mm$$

$$\underline{d = 608,18mm}$$

Adoptando finalmente un diámetro de:

$$\underline{d = 620 \text{ mm}}$$

Utilizando para los cálculos ABS:

El diámetro “d” del eje intermedio por ABS es determinado por la siguiente ecuación:

$$d = 100K_3 \sqrt[3]{\left(\frac{H}{R}\right) \left[\frac{c_1}{U + c_2}\right]} \text{ mm}$$

Donde:

$c_1 = 560$ para buques con 45,7 m o mas de eslora.

$c_2 = 160$.

$K =$ Según la tabla de la Sociedad de Clasificación. 0,95 para instalaciones con turbinas y ejes con acoplamientos integrados.

$H =$ Potencia nominal (Kw).

$R =$ Revoluciones por minuto.

$U =$ Tensión mínima específica del material. Según tabla de la Sociedad de Clasificación. Tomamos 415 N/mm².

Sustituyendo:

$$d = 100 \times 0,95 \sqrt[3]{\left(\frac{28000}{83}\right) \left[\frac{560}{415 + 160}\right]} = 655,52 \text{ mm}$$

$$\underline{d = 655,52 \text{ mm}}$$

Para $U = 560 \text{ N/mm}^2$:

$$d = 100 \times 0,95 \sqrt[3]{\left(\frac{28000}{83}\right) \left[\frac{560}{560 + 160}\right]} = 608,18 \text{ mm}$$

$$\underline{d = 608,18 \text{ mm}}$$

Adoptando finalmente un diámetro de:

$$\underline{d = 620 \text{ mm}}$$

ii. Eje de cola y bocina.

Para el cálculo del diámetro del eje de cola también utilizamos los reglamentos anteriormente utilizados.

Por Lloyd's Register:

El diámetro d_p del eje de cola se calculará con la siguiente ecuación:

$$d_p = 100K \sqrt[3]{\frac{P}{R} \left(\frac{560}{\sigma_u + 160} \right)} \text{ mm}$$

Donde:

$K = 1,22$ para ejes sin chavetas.

$P =$ Potencia nominal (Kw).

$R =$ Revoluciones por minuto.

$\sigma_u =$ Tensión mínima específica del eje (N/mm²). Para acero entre 400 – 600 N/mm². Utilizamos la mínima para curarnos en salud y tener un amplio factor de seguridad.

Sustituyendo:

$$d_p = 100 \times 1,22 \sqrt[3]{\frac{28000}{83} \left(\frac{560}{400 + 160} \right)} = 849,28 \text{ mm}$$

$$\underline{d_p = 849,28 \text{ mm}}$$

Con $\sigma_u = 560 \text{ N/mm}^2$:

$$d_p = 100 \times 1,22 \sqrt[3]{\frac{28000}{83} \left(\frac{560}{560 + 160} \right)} = 781,03 \text{ mm}$$

$$\underline{d_p = 781,03 \text{ mm}}$$

Adoptando finalmente un diámetro de:

$$\underline{d_p = 793 \text{ mm}}$$

Con ABS:

El diámetro d_p del eje de cola se calculará con la siguiente ecuación:

$$d_p = 100 K \sqrt[3]{\frac{H}{R} \left(\frac{c_1}{U + c_2} \right)} \text{ mm}$$

Donde:

$c_1 = 560$ para buques con 45,7 m o mas de eslora.

$c_2 = 160$.

K = Según la tabla de la Sociedad de Clasificación. 1,22 para instalaciones sin chavetas y hélice ajustado en caliente.

H = Potencia nominal (Kw).

R = Revoluciones por minuto.

U = Tensión mínima específica del material. Según tabla de la Sociedad de Clasificación. Tomamos 415 N/mm².

Sustituyendo:

$$d = 100 \times 1,22 \sqrt[3]{\frac{28000}{83} \left(\frac{560}{415 + 160} \right)} = 841,83mm$$

$$\underline{d = 841,83mm}$$

Para U= 560 N/mm².

$$d = 100 \times 1,22 \sqrt[3]{\frac{28000}{83} \left(\frac{560}{560 + 160} \right)} = 781,03mm$$

$$\underline{d_p = 781,03mm}$$

Adoptando finalmente un diámetro de:

$$\underline{d_p = 793 \text{ mm}}$$

Como se puede ver los valores que nos salen calculando los diámetros por dos Sociedades de Clasificación distintas son muy cercanos.

iii. Tensión tangencial cortante.

Para el cálculo de la tensión tangencial cortante calcularemos en primer lugar el valor del par torsor transmitido con los datos de partida:

$$Mt = 9,55 \frac{Kw}{RPM} \text{ (KN.m)}$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$Mt = 9,55 \frac{28.000}{83} = 3221,686 \text{ KN.m}$$

$$\underline{Mt = 3221,686 \times 10^6 \text{ N / mm}}$$

Seguimos calculando la tensión tangencial cortante por medio de la siguiente ecuación:

$$\tau_{\max} = \frac{16 \times Mt}{\pi \times D^3} \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Sustituyendo en la ecuación:

- Para los ejes intermedios tomaremos $d = 608,18\text{mm}$:

$$\tau_{\max} = \frac{16 \times 3221,686 \times 10^6}{\pi \times 608,18^3} = 72,938 \text{ N / mm}^2$$

$$\underline{\tau_{\max} = 72,938 \text{ N / mm}^2}$$

- Para el eje de cola tomaremos $d_p = 781,03\text{mm}$:

$$\tau_{\max} = \frac{16 \times 3221,686 \times 10^6}{\pi \times 781,03^3} = 34,438 \text{ N / mm}^2$$

$$\underline{\tau_{\max} = 34,438 \text{ N / mm}^2}$$

2. Diámetros de los pernos.

Ya que la línea de ejes del buque está dividida en tres tramos, estos tramos están unidos mediante bridas de acoplamiento, con pernos ajustados.

El diámetro de los pernos es definido por el fabricante en función de las reglas de clasificación y de las propias características de los materiales que usa.

a. Datos:

Como datos tenemos que:

- N° de pernos: 12 pernos.
- Diámetros de centro de pernos:

Acoplamiento eje de cola-eje intermedio más a popa (10.000 mm).

Diámetro de centro de pernos: 940 mm.

Acoplamiento eje intermedio más a popa (10.000 mm)-eje intermedio más a proa (8.600 mm).

Diámetro de centro de pernos: 940 mm.

Acoplamiento eje intermedio más a proa (8.600)-reductor.

Diámetro de centro de pernos: 1.200 mm.

- σ_u del eje = 560 N/mm².
- Potencia nominal: 28.000 Kw.
- Revoluciones por minuto: 83 rpm.
- La carga de rotura de los pernos hidráulicos es de **928 N/mm²**.

En el anexo se adjuntan tablas de datos como puede ser los datos de carga de rotura.

Para el cálculo convencional hay mucho escrito sobre los valores a considerar como carga práctica considerando márgenes con respecto al límite elástico del material que es el valor tomado como referencia y no la carga de rotura, y es así porque ese límite elástico marca el punto a partir del cual una vez estirado el perno, el mismo no vuelve a su posición inicial cuando se deja de aplicar la tensión, es decir que se queda deformado.

Las sociedades de clasificación toman como base la carga de rotura, pero en sus fórmulas **se toman márgenes** con respecto a este valor.

Las normas habituales para cálculos mecánicos consideran a cortante la peor condición y se toman valores de aplicación por debajo de la mitad del límite elástico.

Claramente dependiendo del valor práctico que se considere, el resultado final podrá variar con respecto a lo que aplicando la fórmula de la Sociedad de Clasificación se obtenga.

Con estos datos nos disponemos a calcular los diámetros de pernos.

b. Cálculos:

Ahora procedemos a calcular los diámetros de los pernos por las dos sociedades de clasificación anteriormente utilizadas para los diámetros.

Con Lloyd's Register:

La Sociedad de Clasificación Lloyd's Register nos dice que esta es la ecuación para calcular el diámetro de los pernos:

$$D_p = \sqrt{\frac{240}{nD} \frac{10^6}{\sigma_u} \frac{P}{R}} \text{ mm}$$

Donde:

n = Número de pernos.

D = Diámetro de centro de pernos.

P = Potencia nominal (Kw).

R = Revoluciones por minuto.

σ_u = Tomamos 928 N/mm².

Sustituyendo por los datos para los acoplamientos eje de cola-eje intermedio (10.000):

$$Dp = \sqrt{\frac{240}{12 \cdot 940} \frac{10^6}{928} \frac{28.000}{83}} = 87,946 \text{ mm}$$

$$\underline{Dp = 87,946 \text{ mm}}$$

Para eje intermedio (10.000)-eje intermedio (8.600)

$$Dp = \sqrt{\frac{240}{12 \cdot 940} \frac{10^6}{928} \frac{28.000}{83}} = 87,946 \text{ mm}$$

$$\underline{Dp = 87,946 \text{ mm}}$$

Para el eje intermedio (8.600)- reductora:

$$Dp = \sqrt{\frac{240}{12 \cdot 1.200} \frac{10^6}{928} \frac{28.000}{83}} = 77,837 \text{ mm}$$

$$\underline{Dp = 77,837 \text{ mm}}$$

Con ABS tenemos:

Para el cálculo del diámetro de los pernos ABS nos dice que esta es la ecuación para su cálculo:

$$Db = 0.65 \sqrt{D^3 \frac{(U + c)}{N \cdot B \cdot U_b}} \text{ mm}$$

Donde:

D_b = Diámetro de los pernos.

D = Diámetro del eje.

U = Tensión mínima específica del material de la brida. Según tabla de la Sociedad de Clasificación.

$C = 160$.

N = Número de pernos.

B = Diámetro de centro de pernos.

U_b = Tensión mínima específica del material de los pernos.

Para el cálculo del diámetro de los pernos de los acoplamientos de eje de cola-eje intermedio (10.000 mm):

$$Db = 0.65 \sqrt{620^3 \frac{(560 + 160)}{12 \cdot 940 \cdot 928}} = 83,222 \text{ mm}$$

$$\underline{Db = 83,222 \text{ mm}}$$

Eje intermedio (10.000 mm)-eje intermedio (8.600 mm):

$$Db = 0.65 \sqrt{620^3 \frac{(560 + 160)}{12 \cdot 940 \cdot 928}} = 83,222 \text{ mm}$$

$$\underline{Db = 83,222 \text{ mm}}$$

Para el cálculo del diámetro de los pernos del acoplamiento que une eje intermedio (8.600 mm) - reductora:

$$Db = 0.65 \sqrt{620^3 \frac{(560 + 160)}{12 \cdot 1.200 \cdot 928}} = 73,656 \text{ mm}$$

$$\underline{Db = 73,656 \text{ mm}}$$

También en estos cálculos podemos ver que los cálculos con ambas Sociedades de Clasificación son muy parecidos. Los resultados de estos cálculos de los diámetros de los pernos se ven redondeados a valores por encima, facilitando a los fabricantes diámetros de 125 y 90 mm, así se toman grandes márgenes de seguridad y al tomar medidas estándar se hace más barato el sistema de acoplamiento con pernos.

3. Acoplamientos.

Son elementos mecánicos para la conexión mecánica entre:

- Eje/eje.
- Maquina/eje.
- Maquina/Maquina.

La conexión es permanente durante la operación del eje, no siendo maniobrables, a diferencia de los embragues que permiten la conexión y la desconexión mecánica incluso cuando el eje está girando.

Normalmente son desmontables con mayor o menor grado de dificultad según sea el tipo de acoplamiento elegido. La selección del acoplamiento a utilizar en una determinada aplicación se debe realizar considerando la frecuencia de desmontaje que se prevea para el mismo o para las maquinas adyacentes y el impacto que la operación de montaje y desmontaje conlleva en la explotación del sistema.

Deben tener la misma capacidad de transmisión de par que el considerado para dimensionar los ejes que conectan.

Transmiten la potencia transmitiendo íntegramente el par del eje. No obstante muchas transmisiones incorporan acoplamientos dimensionados para actuar como fusible, protegiendo a otros elementos de mayor entidad funcional, como por ejemplo motores, turbinas, propulsores, etc. (que implican elevados gastos de reparación y tiempos de inmovilización).

En general su dimensionamiento (o selección) se realiza como el propio eje básicamente a torsión: Es decir, es el par transmitido la sollicitación determinante de su tamaño, pero siempre verificando los efectos de flexión y/o esfuerzos axiales.

a. Tipos de acoplamientos.

Los acoplamientos tienen por función prolongar líneas de transmisión de ejes o conectar tramos de diferentes ejes, estén o no alineados entre sí. Para llevar a cabo tales funciones se disponen de diferentes tipos de acoplamientos mecánicos. Los acoplamientos se clasifican en los siguientes tipos:

i. Acoplamientos rígidos:

Los acoplamientos rígidos se fijan a los ejes de manera que no existe desplazamiento relativo entre ambos, sin embargo se puede permitir cierto desajuste o juego axial. Estos acoplamientos se utilizan cuando la precisión del par de torsión es de suma importancia. La maquinaria para producción automática suele tener en sus componentes, acoplamientos rígidos. Los servomecanismos que no deben presentar juego angular, también emplean acoplamientos rígidos.

Transmiten íntegramente los esfuerzos de flexión y los axiales (empuje) que se apliquen a los ejes que acoplan. Se utilizan en ejes con velocidades de rotación medias o bajas.

En consecuencia, también transmiten íntegramente los movimientos permitidos a los ejes, bloqueando movimientos no deseados.

ii. Acoplamientos torsioelásticos.

Son flexibles a torsión, bien exclusivamente o simultáneamente con flexibilidad axial, radial y angular. Por lo tanto son acoplamientos que transmitiendo íntegramente el par torsor estacionario adquieren por acción de este una deformación torsional elástica significativamente mayor que la de los ejes que conectan.

Este comportamiento les confiere una personalidad que los diferencia de los otros tipos.

Son utilizados únicamente para absorber las oscilaciones del par motor, actuando como amortiguadores de torsión. Sus características están condicionadas por el tipo de maquina motriz, concretamente por el modo y numero de impulso con la que se genera la energía mecánica.

iii. Acoplamientos flexibles.

Son acoplamientos que no transmiten íntegramente los esfuerzos de flexión y/o axiales que se apliquen a los ejes.

En consecuencia, no transmiten íntegramente los movimientos relativos entre los ejes que conectan absorbiendo parcial o totalmente dichos movimientos.

Disponen por tanto de capacidad propia para adquirir deformación:

- Axial.
- Radial.
- Angular.

Cuando se someten a una sollicitación de tipo:

- Axial.
- Radial.
- De flexión.

Son utilizados cuando la alineación requerida es menos precisa, o no es posible de mantenerla suficientemente. También son utilizados cuando conectamos maquinas con soportado elástico o cuando las maquinas conectadas están sobre basada poco rígida.

La flexibilidad de los acoplamientos se consigue básicamente:

- Por inserción de materiales elásticos, tales como gomas sintéticas, neoprenos, muelles o resortes.
- Por efecto de forma, basados en formas geométricas que favorecen la elasticidad, tales como membranas o diafragmas, discos, etc.
- Por juego mecánico o rotulas, como dientes curvos, Hooke (cardan).

Los parámetros más significativos desde el punto de vista de su comportamiento mecánico son:

- Par nominal: Es el momento torsor máximo que puede transmitir de forma continua, sin que resulte afectada su vida útil, operando en servicio estacionario.
- Par máximo: Es el máximo momento torsor que puede transmitir durante periodos cortos de tiempo, es decir intermitentemente.
- Velocidad máxima: Es el límite máximo de velocidad permitido de utilización, y que no debe ser rebasado en ninguna condición operativa, ni siquiera en situaciones intermitentes.
- Desplazamiento axial (radial, angular): Es la capacidad o amplitud de movimiento en sentido axial (radial, angular) que es capaz de proporcionar el acoplamiento. Es habitual dar dos valores:
 - Continuo: Valor máximo admisible sin que se vea afectada la capacidad de transmisión de par del acoplamiento.
 - Intermitente: Valor máximo que es posible pero que limita la capacidad (nominal) de transmisión, o que reduce de forma drástica la vida del acoplamiento.

Los valores de desplazamiento, se expresan en mm, precedidos de los signos \pm que indican la simetría respecto a su posición de equilibrio o longitud nominal del acoplamiento. Los desplazamientos axiales y angulares están relacionados geoméricamente, por lo que algunos fabricantes dan solo uno de los dos, generalmente el axial como valor limitador del angular.

Rigidez: Es la relación entre la fuerza aplicada y el desplazamiento originado en la misma dirección y sentido. Tipos:

- Rigidez axial.
- Rigidez radial.
- Rigidez angular.
- Rigidez torsional.

La rigidez expresa por tanto el grado de flexibilidad del acoplamiento, es decir la resistencia que opone a su deformación.

- Momento alternativo o vibratorio: Es la amplitud del momento alternativo o momento fluctuante que puede asumir el acoplamiento de manera continúa y que se superpone al momento estacionario transmitido en los diferentes regímenes de operación.

- **Potencia disipada:** El momento alternativo o fluctuante genera por efecto de fricción interna una cierta cantidad de calor que el acoplamiento debe ser capaz de disipar para mantener una estabilidad térmica. La cantidad de calor que es capaz de disipar de forma continua el acoplamiento, es un valor característico del mismo que se denomina potencia disipada.
- **Temperatura:** El rango de temperaturas ambientales, tanto la temperatura mínima como la temperatura máxima, previsibles durante la operación debe tenerse presente para la selección del acoplamiento.

b. Selección de los acoplamientos.

En la selección de los acoplamientos de los ejes marinos hay que tener en cuenta las características de los ejes marinos. La característica más común en los ejes marinos es la considerable longitud y peso. Por esta longitud estos ejes se dividen en tramos, uniéndose con acoplamientos y uniones.

Los acoplamientos se diseñan, atendiendo a la resistencia estructural, utilizando los mismos criterios de dimensionamiento que se han utilizado en el diseño de los ejes que acoplan. De esta forma se asegura que no se disminuya la capacidad mecánica de transmisión. Así un acoplamiento tendrá las dimensiones apropiadas para soportar el conjunto de solicitaciones que se originan en los diversos modos de operación y concretamente en aquellos que se presentan las solicitaciones más exigentes a las que se vea sometida la planta propulsora.

Los acoplamientos han de conectarse mecánicamente a los ejes por medio de uniones mecánicas que son elementos que proporcionan la continuidad estructural de la línea de ejes.

Los acoplamientos son seleccionados atendiendo a:

- Potencia nominal a transmitir.
- Par nominal a transmitir.
- Fluctuaciones del par.
- Coeficiente de seguridad.
- RPM máximas.
- Par nominal mínimo del acoplamiento.
- Desalineaciones previsibles.
- Dimensiones de extremos de ejes.
- Temperatura de operación y ambiente.

4. Uniones.

Las uniones garantizan la transmisión de esfuerzos recíprocos entre ejes y acoplamientos y viceversa, confiere una continuidad mecánica adecuada en el conjunto de la transmisión.

En función del nivel de las sollicitaciones que actúan entre los elementos unidos, las prestaciones estructurales de la unión serán más o menos exigentes.

La gran diversidad de ejecuciones que existen dificulta una clasificación formal, aunque atendiendo al principio más elemental o

básico del diseño podemos considerar que derivan de alguno de los tres grandes tipos:

1. Basadas en efectos de forma.
2. Por inserción de elementos que actúan bloqueando grados de libertad no deseados en la aplicación.
3. Por la acción de fuerzas de rozamiento.

En realidad en el mercado existen uniones que combinan en mayor o menor proporción más de un principio de funcionamiento diferente.

a. Tipos de uniones.

i. Basadas en efectos de forma:

Dentro de este tipo de uniones existen diferentes tipos, según la forma de conexión:

Uniones estriadas: Los ejes que conecta quedan torsionalmente conectados por contacto entre las diversas acanaladuras que conforman la unión. Compuesta por dos partes, una estriada macho (eje) y otra estriada hembra.

Estas uniones mantienen en todo momento el contacto entre sus dientes, evitando el movimiento relativo entre ellos y transmitiendo el par torsor.

Estas uniones al no tener fricción entre las superficies de los elementos que transmiten par, no es necesario lubricarla.

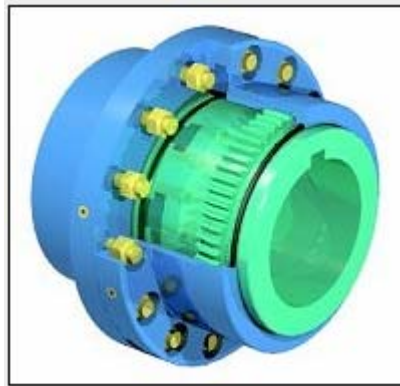
El número de estrías varía según las uniones normalizadas, siendo 4, 6, 10 y 16.



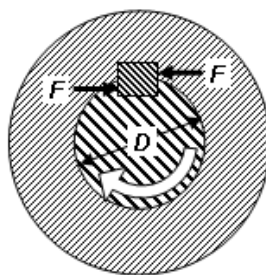
ii. Por inserción de elementos de bloqueo:

Las uniones por inserción de elementos de bloqueo pueden ser de muchos tipos, según el elemento de inserción. Podemos destacar las siguientes:

- Uniones de bridas empernadas: Es la más común y tradicional en la construcción naval. Consiste en enfrentar dos bridas o platos a unir, practicándole a ambas platos unos taladros pasantes, diametralmente dispuestos y del mismo diámetro, por los cuales se ajustaran pernos que trabajan a cortante.



- Uniones de chavetas: Son uniones macho-hembra entre dos elementos llamados conducido y conductor, en la que el bloqueo al giro se efectúa por la inserción de otro elemento resistente dispuesto en una acanaladura sobre una generatriz común y montado con ajuste. El elemento de inserción se denomina chaveta. La acanaladura practicada en cada uno de los elementos unidos se denomina chavetero. Este tipo de unión es muy utilizada también en la construcción naval, utilizada principalmente para la unión eje-hélice.



iii. Por efecto de rozamiento:

De este tipo de uniones destacamos las siguientes:

- Uniones de bridas por efecto de rozamiento: Basada en la aplicación de unas fuerzas de compresión que presionan ambos platos entre sí, de forma que entre las superficies en contacto se genera una presión que será constante si las superficies son planas y paralelas entre sí.
- Uniones de interferencia: El fundamento de este tipo de uniones es fácilmente explicable. Si consideramos dos cilindros de paredes gruesas, tales que el diámetro exterior de uno de ellos sea ligeramente superior al diámetro interior del otro y los montamos concéntricamente uno sobre el otro; obteniendo, por propia elasticidad del material, una presión en la superficie de contacto de tal montaje. Si esta superficie de contacto es lo suficientemente extensa en lo que a área se refiere, obtenemos un valor de fuerza que por rozamiento puede superar a la fuerza tangencial asociada al momento torsor transmitido entre ambos cilindros.

b. Elección de la unión final:

Como anteriormente se ha visto, los acoplamientos se diseñan desde el punto de vista estructural o resistente, con los mismos criterios dimensionales que los ejes que acoplan, de tal forma que no reduzcan la capacidad mecánica de la transmisión.

La unión a elegir debe garantizar la transmisión de los esfuerzos recíprocos entre ejes y acoplamientos y viceversa. Una unión correctamente diseñada, aun siendo una discontinuidad del material entre ambos, confiere una continuidad mecánica adecuada en el conjunto de la transmisión.

En función del nivel de las sollicitaciones que actúen entre los elementos unidos, las prestaciones estructurales de la unión serán más o menos exigentes, pero la elección final del tipo de unión a utilizar debe realizarse considerando simultáneamente condiciones de contorno como son:

- Espacio disponible.
- Facilidad de montaje y de desmontaje.
- Frecuencia de desmontaje.
- Situación del entorno del eje.
- Rapidez de montaje y desmontaje.
- Fiabilidad.

Para estudiar la mejor unión para eje-eje han de descartarse los siguientes tipos de uniones:

- Unión de interferencia: Para la unión eje-eje en este tipo de buques no es muy utilizada, la longitud de los ejes hace que sea su uso muy dificultoso, luego es descartada en la unión eje-eje. Aunque si es utilizada más adelante en la unión eje de cola-hélice.

- Unión de chavetas y unión estriada: Este tipo de unión tampoco es adecuada para el buque que estamos estudiando ya que implicaría mayor peso y empacho del eje.

Llegamos a la conclusión y además es lo mismo que se pensó en la construcción de este buque, que la mejor unión para los ejes es la unión por bridas empernadas. Es la unión más económica. Las bridas están integradas en los mismos ejes, formada por 12 pernos ajustados. El rápido montaje y desmontaje es la mayor ventaja de utilizar este tipo de unión, reduciendo el tiempo de permanencia en dique en el momento que tenga alguna avería.

Para la unión eje de cola-hélice se utiliza unión de interferencia cónica, con tuerca de apriete.

5. Número de acoplamientos y lugar de colocación.

Una vez seleccionados los tipos de uniones a utilizar pasamos a calcular:

1. Número de acoplamientos necesarios.
2. Situación de los acoplamientos.
3. Conclusión.

1. Número de acoplamientos necesarios:

Ahora vamos a determinar el número de acoplamientos que requiere la planta propulsora de este buque.

Como datos tenemos:

- Longitud de la línea de ejes:
 - o Eje de cola: 10.397 mm.
 - o Eje intermedio más a popa: 10.000 mm.
 - o Eje intermedio más a proa: 8.600 mm.

Longitud total de la línea de eje: 19.997 mm.

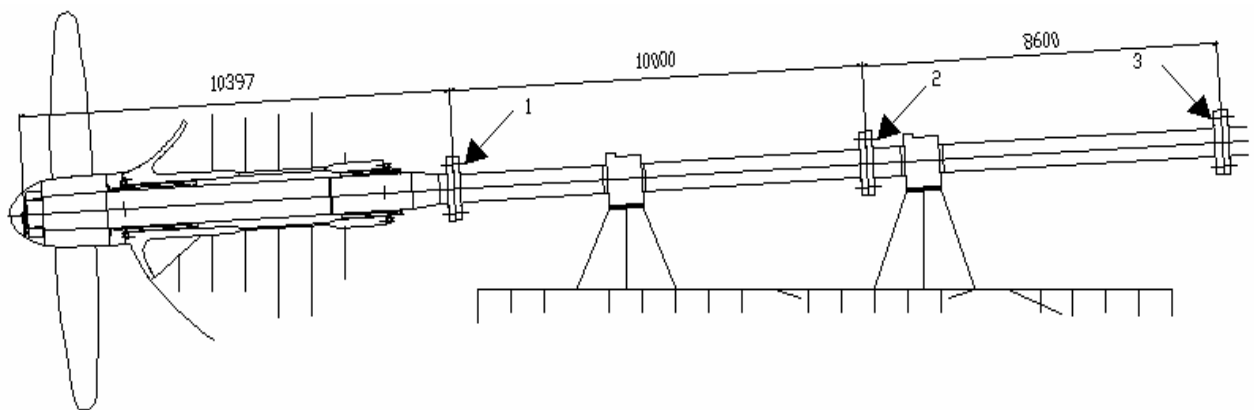
La línea de eje está dividida en tres tramos, estará formada por tres ejes y dos acoplamientos; además de la unión al reductor en su parte más a proa, luego tenemos tres acoplamientos.

Gracias a esta división podremos sacar cualquier tramo fácilmente, sin tener que sacar toda la línea de eje. Puesto que la entrada y estancia del

buque en dique supone una pérdida de tiempo operativo y un gasto de dinero para el armador propietario del buque, se opta por dividir el eje en tres para su mejor mantenimiento y para tener la posibilidad de reparar en cualquier astillero por pequeño que sea.

2. Situación de los acoplamientos:

La línea de eje dividida aproximadamente en tres, de forma que los tres tramos de ejes son de longitudes parecidas, luego los acoplamientos están colocados uniendo los tres ejes.



3. Conclusión:

Hemos determinado que la planta propulsora del buque requiere tres acoplamientos:

- Para unión eje-reductora.
- Para unión eje intermedio más a proa (8600 mm) con eje intermedio más a popa (10.000 mm).

- Para unión eje intermedio más a popa (10.000 mm) con eje de cola (10.397 mm).

La disposición de los acoplamientos en el eje es la siguiente:

- El primer acoplamiento es el que une eje de cola con el eje intermedio más a popa, la unión está entre las cuadernas 19 y 20.
- El segundo acoplamiento, el que une los dos ejes intermedios, es colocado en la cuaderna numero 32.
- El acoplamiento que une eje con reductora está colocado justo a popa del reductor.

6. Selección de los acoplamientos.

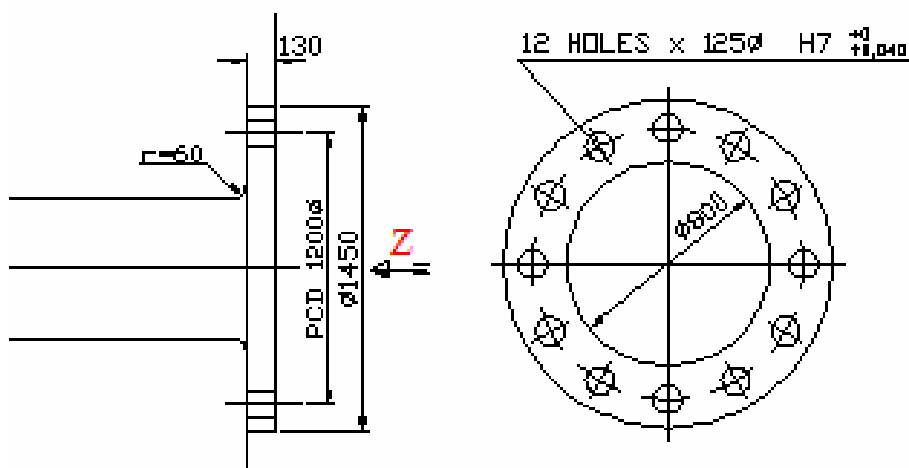
Para la elección de los acoplamientos que se han utilizado para la unión eje-eje y en la unión eje-reductora, se han usado catálogos técnicos de fabricantes.

Los datos de partida que se han tomado son:

- El momento torsor nominal que transmite el eje.
- El diámetro mínimo del eje en el punto de instalación del acoplamiento.

En este caso en el estudio del buque se ha decidido montar bridas empernadas, forjadas en los mismos ejes, incluyendo en los extremos de

los ejes los platos de acoplamientos. De esta manera se asegura que las propiedades del eje y del acoplamiento son iguales.



7. Soportes.

Como hemos dicho anteriormente los sistemas de transmisión de potencia marinos tienen la especial característica de tener grandes longitudes, con lo que conlleva esto (grandes pesos y momentos). Con todo esto es necesario que estén soportados por elementos que mantengan en todo momento la geometría diseñada para el sistema, además de absorber los distintos tipos de sollicitaciones que le afecten.

Los soportes a colocar en la línea de ejes, deben facilitar la transmisión de potencia, minimizando pérdidas originadas por fricción entre los elementos que lo componen.

También es diseñado para que permitan o impidan distintos grados de libertad, limitando algunos movimientos de los elementos que constituyen la línea de transmisión.

En las transmisiones marinas los tramos son de gran longitud por lo que se dividen en tramos, los cuales necesitan de soportes para su apoyo, los soportes colocados en ejes intermedios se denominan “chumaceras de apoyo”, en los ejes de cola se coloca uno muy próximo al extremo de popa, cerca de donde es colocada la hélices colocado un apoyo, la bocina, de forma que absorba el peso de la hélice y evita una excesiva flexión del eje.

a. Tipos de soportes.

Se puede hacer la distinción de dos tipos, atendiendo al principio constructivo con que actúan:

- Soportes de fricción: En los cuales el movimiento de rotación del eje se efectúa con la presencia reducida de fricción entre eje y un soporte fijo. A estos soportes se les denominan cojinetes.

Para reducir la fricción se utilizan como superficies de rozamiento materiales blandos, de bajo coeficiente de rozamiento, generalmente se les proporciona lubricación, de forma que refrigerare la zona de contacto con el eje y evite el desgaste de los materiales que componen el conjunto soporte-eje.

Con objeto de que las cargas radiales que soportan no den lugar a presiones altas que aumenten la fricción, se diseñan de manera que presenten una elevada superficie de soporte.

- Soportes de antifricción o de rodadura: Son los soportes que facilitan la rotación del eje mediante la inserción de elementos de rodadura, como esferas, bolas, cilindros, etc. Estos elementos ruedan entre el soporte fijo y un elemento unido al eje. Se denominan generalmente rodamientos.

A las superficies de rodadura de las bolas o cilindros se les denomina pistas, las pistas de rodadura están adaptadas a la forma y tamaño de los elementos de rodadura.

También son utilizados con lubricación, bien con grasa o con aceite dependiendo de la carga que soporten y de la velocidad de giro. La lubricación ayuda a que las temperaturas no sean elevadas.

b. Factores a tener en cuenta para elegir entre cojinete o rodamiento.

La elección entre cojinete o rodamiento depende fundamentalmente de factores de montaje, puesto que las pérdidas por rozamiento en ambos tipos, son del mismo orden en ambos.

Teniendo en cuenta esto, podemos ver los siguientes factores:

- Los rodamientos ofrecen ventajas cuando los momentos de arranque son altos.
- Los rodamientos son ruidosos en toda la gama de velocidades de funcionamiento, factor importante a tener en cuenta en este buque por la posibilidad de que existan vibraciones.

- Si tenemos limitaciones de espacio, tenemos que:
 - Si tenemos limitaciones de espacios radiales, utilizaremos cojinetes.
 - Si tenemos limitaciones de espacios axiales, utilizaremos rodamientos.
- Los cojinetes ofrecen mucho mayor aislamiento eléctrico que los rodamientos.
- Los rodamientos dan una advertencia en forma de ruidos cuando existe algún fallo, con la ventaja de arreglar el sistema antes de que se produzca la avería.
- En los cojinetes, los fallos que se producen suelen ser consecuencias más graves y no dan previo aviso de rotura.
- Los rodamientos soportan altas sobrecargas durante periodos de tiempo relativamente altos, mientras que en un cojinete suele conducir a fallo y al daño de la superficie de fricción, con previa rotura de la película de lubricación.
- Los rodamientos disponen de poco juego interno, lo que proporciona mayor exactitud en el posicionamiento del eje.

- Los rodamientos pueden montarse directamente pre engrasados, para su mejor mantenimiento.

c. Determinación de cojinetes.

En este apartado seleccionaremos los modelos exactos de cojinetes que dispondremos en la línea del buque.

Factores a tener en cuenta para la selección de los cojinetes:

- Metal blando: Son aleaciones de metal blandos (como son el estaño, plomo, etc.) que tienen muy bajo punto de fusión, y que se funden sobre el soporte metálico, quedándose adherido fuertemente a este. Después son mecanizados con grado fino, consiguiendo un acabado perfecto. En su funcionamiento normal son lubricados con aceite.
- Materiales sintéticos rígidos: Son materiales que derivan de plásticos (como tufnol). Son de muy fácil mecanización y presentan muy bajos coeficientes de fricción, incluso algunos no necesitan lubricación adicional; los cuales reciben el nombre de auto-lubricados.
- Materiales sintéticos flexibles derivados de la goma y caucho; también se vulcanizan sobre el soporte similarmente a los de metal blando. Esta composición es poco rígida permitiendo una cierta elasticidad en el soportado que absorbe ruidos y vibraciones. Son

especialmente utilizados en arbotantes, bocinas, waterjets, etc. Aprovechando su principal particularidad como es su lubricación con agua de mar y su inalterabilidad.

En el caso que nos ocupa, se eligen tres cojinetes en toda la línea de transmisión, dos soportando los ejes intermedios y un tercero en la bocina. Los cojinetes seleccionados son de metal blando, que en este caso están formados por una aleación que se compone de plomo, estaño y antimonio (PbSb10Sn6).

8. Transmisión de potencia. Momento torsor.

Antes en el capítulo dimensionamiento del eje ya hemos hablado un poco de este tema, pero aquí lo ampliamos un poco.

En este apartado se va a:

- Calcular la potencia en el eje de transmisión como paso previo para estudiar la distribución de la misma desde el motor hasta la hélice.
- Calcular el momento torsor.

a. Transmisión de potencia en el eje y momento torsor.

La transmisión de potencia es llevada a cabo por los ejes de transmisión, los cuales deben conducir la potencia generada en las turbinas hasta el elemento propulsor que es la hélice. Tres elementos tenemos que intervienen en la cadena de transmisión de potencia:

- Generador: Es el generador de potencia, en nuestro caso las turbinas de vapor acopladas en paralelo.
- Consumidor: El mayor consumidor es la hélice.
- Distribuidores de potencia generada: Son los ejes los encargados de distribuir y transmitir la potencia.

En la transmisión de potencia se cumple el principio de conservación de la energía:

$\text{POT. GENERADA} = \text{POT. ABSORBIDA} + \text{POT. PERDIDAS}$

En cuanto a las pérdidas de potencia, únicamente se tendrán en cuenta las pérdidas generadas por rozamiento en la reductora.

b. Cálculos:

Utilizando el esquema de la disposición de la planta propulsora se deduce:



El eje se encuentra directamente acoplado a la salida de la reductora, teniendo a la salida del conjunto reductora-turbina una potencia máxima de 28.000Kw y unas rpm de 83. Sabiendo esto podemos calcular el par torsor:

$$Mt = 9,55 \frac{Kw}{RPM} \text{ (KN.m)}$$

$$Mt = 9,55 \frac{28.000}{83} = 3221,68 \text{ KN.m}$$

Tenemos entonces un par torsor máximo de 3221,68 KN.m.

9. ALINEACION RACIONAL. DISEÑO.

1. ALINEACION RACIONAL.

El propósito de una alineación racional en las líneas de ejes es obtener una disposición de los apoyos que determine para todos los modos de operación una carga razonable, consiguiendo que los cojinetes del sistema propulsor no estén excesivamente cargados ni completamente descargados y no se produzcan efectos de vibraciones laterales indeseables.

La alineación incluye garantizar que la carga en el cigüeñal o la reductora sea aceptable, o sea que la fuerza cortante y el momento flector en la brida del eje de empuje o reductora estén dentro de los límites que el fabricante nos impone.

La distribución de cargas depende de las dimensiones de la línea de ejes, la posición de los apoyos tanto longitudinal como en altura relativa y las fuerzas y momentos a que estén sometidos.

A. DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA DE EJES.

Para los buques el dimensionamiento del sistema propulsor se hace normalmente siguiendo los criterios y fórmulas de las sociedades de clasificación como se ha hecho anteriormente, en función directa del momento torsor. Los efectos axiales, flexión y dinámicos no los consideramos directamente sino por márgenes en los coeficientes.

Lo ideal sería una línea dimensionada para soportar los esfuerzos a que ha de estar sometida, pero lo suficientemente flexible para ser poco sensible a las deficiencias de alineación, deformaciones de la estructura o desgastes de los apoyos.

B. POSICION DE LOS APOYOS.

Los factores a considerar al determinar el número y la localización de los apoyos son:

1. Estructura fija del buque y disposición.
2. Igualdad en las reacciones en los apoyos.
3. Carga unitaria en el cojinete y relación L/D.
4. Flexibilidad del eje.
5. Frecuencias de vibración lateral.

Desde el punto de vista del coste y la posibilidad de intercambiarlos, los cojinetes de la línea deberían ser idénticos. Sin embargo, los cojinetes son colocados espaciados de forma que las reacciones sean aproximadamente iguales. Si se sigue esta línea de posicionamiento, el número total de apoyos a lo largo de la línea se determina por el peso de la línea, la carga unitaria de diseño permisible y los límites aceptables de L/D.

C. CARGAS EXTERNAS.

Además del peso propio de los elementos de la línea, el sistema está sometido a cargas externas como son:

Las reacciones en los apoyos, en las que se han de considerar la altura relativa y los posibles efectos hidrodinámicos o de empuje hidrostático, todos ellos variables según el modo considerado.

1. El empuje de la hélice (estacionario o alternante), que solo se produce en condiciones de marcha y que puede no estar aplicado en el centro del disco, y producir momentos flectores horizontales y verticales que tienen gran influencia en la carga del cojinete más a popa.
2. Fuerzas y momentos sobre las ruedas de la reductora o en la chumacera de empuje.

2. CRITERIOS PARA UNA ALINEACION ADECUADA Y SEGURA.

En cuanto a las cargas en los apoyos han de tenerse en cuenta los siguientes puntos:

1. Cojinetes de bocina.
2. Chumaceras de los ejes intermedios.
3. Cojinetes del motor / reductora.

4. Carga en el eje de empuje / reductora.
5. Influencia de las alteraciones térmicas en los cojinetes.
6. Influencia de las deformaciones del doble fondo.

El posicionamiento de los apoyos en línea recta no suele llevar a una distribución buena de las reacciones en el casquillo de popa de bocina. Por lo que es necesario imprimir pendiente en la zona del cojinete de popa de bocina, de forma que nos aseguramos de un óptimo contacto entre eje y casquillo de bocina.

1. Cojinetes de bocina.

Un problema muy frecuente en la actualidad es el uso de hélices muy pesadas, debido a los grandes diámetros que requieren los motores diesel lentos. En nuestro caso también tenemos dicho problema y que más adelante lo resolveremos. Si utilizamos el método de alineación en el cual posicionamos todos los cojinetes en línea recta, corremos el riesgo de que el eje este flotando en el cojinete mas a proa de la bocina, lo que significaría que este cojinete no tendría su funcionamiento natural y para el que está colocado. Este mal funcionamiento genera un “campaneo” del eje en el mismo cojinete, generando averías dado el mal funcionamiento. Además de existir vibraciones laterales e indeseadas, lo que nos haría tener un alto nivel de vibraciones que en este tipo de buques son medidas de una manera muy estricta dado la carga que transporta. Para contrarrestar este fenómeno, es esencial

obtener la frecuencia natural de flexión lo mas alta posible en el sistema. Por ello, es importante que la distancia entre los cojinetes y especialmente los de popa, sea relativamente corta. Un cojinete de proa de la bocina inactivo hace que la distancia entre apoyos efectivos aumente y reduce la frecuencia natural considerablemente.

La solución más adecuada a este problema es la disminución de la altura del cojinete de popa de la bocina, bajar todos los cojinetes de la línea de ejes así como el motor principal o reductora, menos el cojinete más a proa de la bocina que es el cojinete que puede tener la menor carga o incluso tener valores negativos, así nos curamos en salud y dotamos a este cojinete conflictivo de una mayor carga, solucionando el problema de campaneos y vibraciones.

2. Chumaceras de los ejes intermedios.

El posicionamiento vertical de los cojinetes intermedios puede ser de vital importancia para la disposición de bocina con objeto de evitar vibraciones laterales críticas.

Cuando se lleva a cabo el cálculo de alineación debe controlarse que los ajustes de las chumaceras intermedias en relación con el cojinete de bocina, no produzcan sobrecargas o descargas en cualquiera de los cojinetes. La presión estática de diseño para las chumaceras intermedias no excederá normalmente de $0,2-0,5 \text{ N/mm}^2$. Para asegurar un contacto apropiado la reacción mínima absoluta será del orden del 5% de la R.

3. Cojinetes del motor / reductora.

Como norma general los límites de carga o desalineación en los cojinetes o las flexiones del cigüeñal los fija el fabricante. La posición vertical y la inclinación del motor principal son también parámetros que se usan para optimizar la alineación. Los cojinetes del motor pueden, como grupo, subirse, bajarse o inclinarse, es decir el extremo de proa del motor puede situarse más alto o más bajo que el de popa.

4. Carga en el eje de empuje / reductora.

Para la evaluación de un cálculo de alineación final del motor, el fabricante del motor calcula la influencia máxima permisible de la línea sobre la brida de empuje del motor, es decir, la acción máxima combinada entre el momento flector y la fuerza cortante.

Los límites se basan:

- Máxima/mínima reacción permisible en el cojinete de popa del motor.
- Reacción máxima/mínima permisible en el cojinete principal más a popa.
- Esfuerzo máximo permisible en el eje de empuje.

- Esfuerzo máximo permisible en los pernos de acoplamiento (equivalente al momento máximo permisible en la brida de acoplamiento).
- Máximo momento flector admisible en el cigüeñal.

5. Influencia de las alteraciones térmicas en los cojinetes.

Es importante que la condición óptima de alineación se refiera a la condición normal de servicio de la instalación, que es una condición “en caliente”. En ella existe un desplazamiento vertical de los apoyos respecto a la condición “fría” de reposo, que es la condición en que se realiza el proceso de alineación.

6. Influencia de las deformaciones del doble fondo.

La alineación en algunos casos puede distorsionarse debido a deformaciones del doble fondo. La deformación del doble fondo resulta de:

- La diferente carga del buque (presión hidrostática).
- Buque navegando en mala mar.
- Influencia térmica.

Los buques de carga de tamaño medio, en general, tienen suficiente rigidez para evitar deformaciones que pueden influir en la alineación.

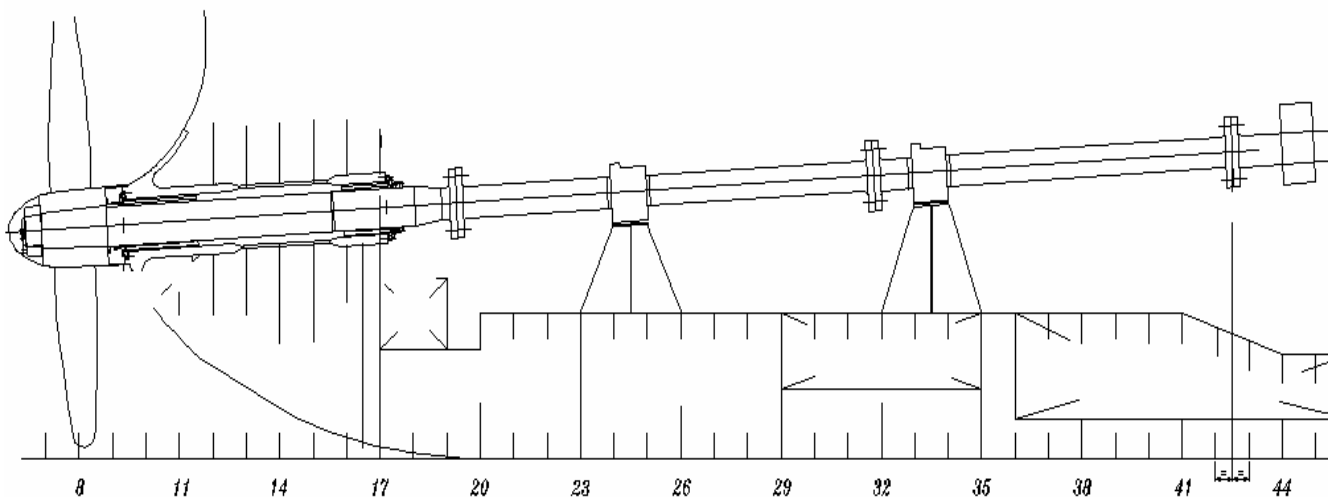
En grandes buques la estructura del doble fondo es menos rígida.

Estas deformaciones se empezaron a medir por medio de instrumentos de rayos láser, considerándose más adelante imposibles de establecer, incluso en buques iguales las deformaciones eran distintas.

10. ALINEACION RACIONAL. CALCULOS.

Para los cálculos hemos tomado esta disposición de ejes y cojinetes:

DISPOSICION DE LINEA DE EJES Y COJINETES



Una vez seleccionado, en primera instancia, el número de cojinetes y espaciarlos de forma aproximadamente igual, se efectúa un análisis detallado de la carga en todas las condiciones normales de operación. Las más importantes son: la de arranque en frío, en caliente (después de haber estado en funcionamiento) y en funcionamiento.

Los cálculos se realizan considerando el sistema en reposo y, para los modos de funcionamiento se simulan los efectos dinámicos mediante fuerzas y momentos exteriores en la hélice, motor o reductora.

Los procedimientos de cálculo pueden ser más o menos sencillos. Una aproximación básica a la alineación racional permite calcular la distribución de reacciones y las flecha de la línea de ejes considerando los cojinetes equivalentes rígidos.

En los cálculos básicos de alineación racional es normal considerar dos puntos de contacto equivalentes en el casquillo de popa. Este modelo permite manejar el contacto en los dos extremos del casquillo. Si se considera un solo apoyo en el cojinete mas a popa, es también normal suponer que la posición de la reacción se desplaza hacia proa para los modos de operación en marcha.

En los apoyos intermedios normalmente se considera la reacción aplicada en el punto medio longitudinal, aunque según la condición de carga que determina la elástica de la línea puede ser más real considerar el apoyo desplazado hacia un extremo.

Las condiciones de cálculo son:

- En frío: reductora /empuje en frío (condición de montaje).
- En caliente: reductora /empuje en caliente (en marcha).

Debido a la expansión térmica de la reductora principal o del plato del empuje, existe un movimiento por dilatación de dichos elementos. Este movimiento es un dato que nos facilita el suministrador y que se puede estimar de la siguiente manera:

$$\Delta h = \alpha \times h \times (t_2 - t_1)$$

Donde:

α = coeficiente de dilatación térmica del acero.

h = altura del centro del plato de proa.

La elevación térmica de las chumaceras intermedias se consideran despreciables o del orden del 50% de la correspondiente a la reductora o al plato del empuje. En la bocina se consideran normalmente despreciable.

Los cálculos de alineación deben confirmar que ningún cojinete intermedio esta descargado o sobrecargado.

En determinadas plantas propulsoras debe considerarse el giro lento como condición más desfavorable para la carga en el último cojinete incluso a la potencia correspondiente al MCR, para suponer que actúan las fuerzas en la hélice. Se trata de confirmar que la máxima presión en

la película de aceite en estas condiciones permanece por debajo de la presión estática.

Para mejorar el contacto en esta condición es buena práctica una doble pendiente en el casquillo. Ello proporciona un mejor “acunado” del eje de cola.

1. CALCULO DE LA DISTRIBUCIÓN DE CARGAS EN EL EJE.

Para realizar este estudio vamos a utilizar un software de cálculo de estructuras denominado “Steelwin”, programa muy utilizado para el análisis de vigas continuas por la oficina técnica de Izar. El procedimiento a seguir en la utilización del software “Steelwin” es el siguiente:

i. Creación de nodos y condiciones de contorno:

Los nodos son puntos colocados en el eje teórico de la línea de eje del buque, de esta forma introducimos una línea de puntos que define la línea de propulsión.

Identificamos nodos con apoyos reales donde tenemos colocados los soportes, para obtener una visión gráfica más completa y tener más información, establezco nodos ficticios para que nos ayuden a ver el comportamiento de la línea cuando realizamos el estudio. Esta información que conseguimos nos indicara si el proceso esta bien hecho, además de comprobar que tenemos valores dentro de lo normal.

Para crear estos nodos introducimos las coordenadas de los apoyos reales así como las de los ficticios. A continuación adjudicamos los grados de libertad de cada nodo. Los nodos colocados justo donde están situados los soportes fijos del eje se bloquean en movimientos (fijos).

Los nodos ficticios son colocados sin regla fija. Los nodos ficticios no son bloqueados, de forma que están libres y pueden tener movimiento en todos los ejes de desplazamiento posibles.

Los nodos son creados dando valores de su posicionamiento en la línea, se da valores de posicionamiento en el eje X y también sobre el eje Z que son las alturas sobre la línea base del buque.

La creación de nodos es muy importante, cuantos más nodos repartamos por la línea teórica mejores resultados tendremos, además de tener más información del comportamiento de dicha línea teórica.

ii. Creación de los distintos tramos que componen el eje.

Comprende la descripción de los tramos que componen el eje en cuanto a características físico/geométricas:

- Material de los ejes.
- Tipo de sección. En este apartado se ha de introducir los datos como el tipo de sección, el diámetro o diámetros si tenemos ejes huecos. En el caso de tener ejes huecos podemos introducir

diámetros interior y exterior. En nuestro caso tenemos ejes macizos en los tres tramos del eje, por lo que metemos el valor del diámetro del eje macizo.

- Finalmente unimos los nodos definidos (tanto ficticios como reales) con los tramos de eje descrito.

En nuestro caso nos encontramos con varios tramos de eje distinto, variándonos los diámetros, crearemos tantos tipos de tramos como diámetros tengamos a lo largo de la línea.

iii. Introducción de cargas en cada tramo.

En este apartado introducimos cargas puntuales indicando valor, punto de aplicación así como dirección y sentido de las mismas.

Las cargas puntuales son:

- Carga debida al peso de la hélice.
- Carga debida al peso propio del eje.
- Establecemos el sentido de la carga como $-Z$.
- Las cargas son tomadas de los mismos planos de disposición y de los propios fabricantes por ejemplo el fabricante de la hélice nos dice que el peso es de 56.460 Kg.

Recordando que también hay nodos ficticios que lógicamente no tienen ningún tipo de privación de grado de libertad.

En el mismo software tenemos una opción de incluir la carga del peso del eje en cada punto, ahorrándonos el trabajo de tener que meter carga por carga en cada uno de los puntos (nodos). Esta opción nos tendrá en cuenta el peso del eje en cada punto, variando según el diámetro que tenga el eje

2. PRIMER ANÁLISIS ESTÁTICO:

Empezamos con el primer acercamiento del análisis más adecuado para la línea de eje del buque. En este análisis no tendremos en cuenta muchos de los factores, haciendo que este primer intento de llegar a la mejor condición de la línea de eje, sea una mera prueba del software y del comportamiento del conjunto soportes y la línea de eje.

Los resultados de este primer análisis nos indicaran que podemos hacer para conseguir mejor alineación así como nos ayudara a ver que ocurre en el eje cuando tenemos la disposición tomada.

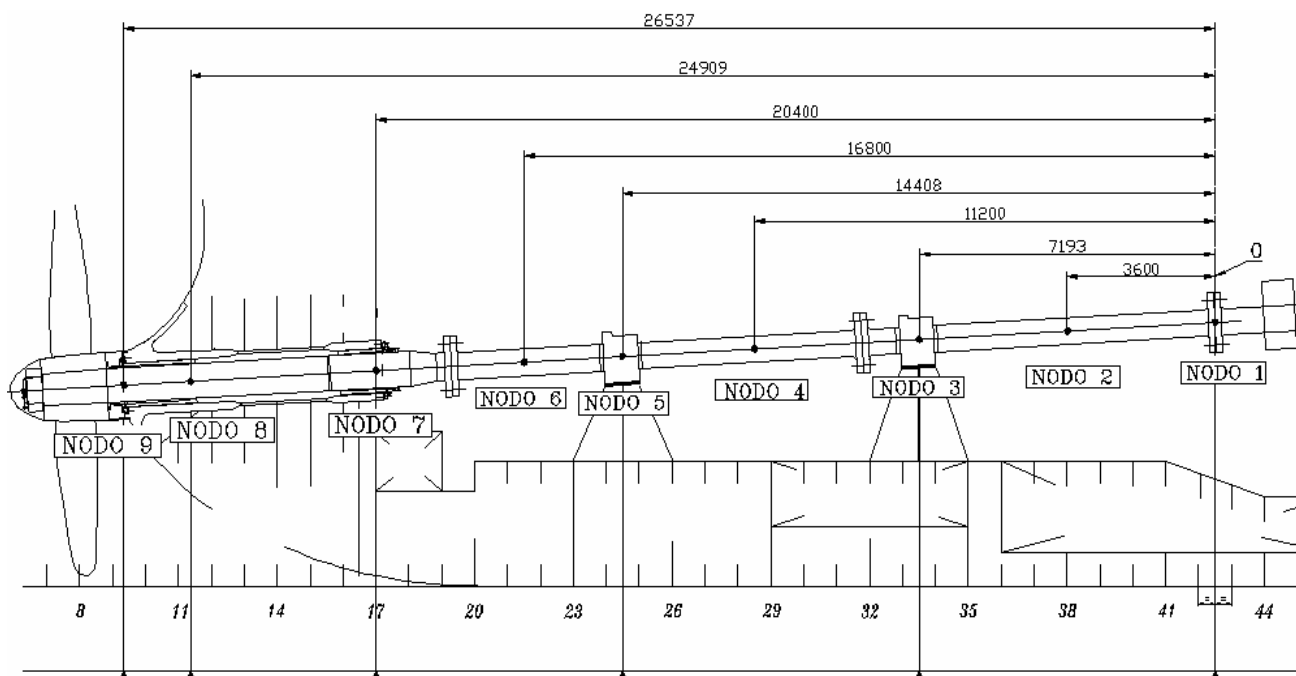
Colocamos el 0 a la salida del reductor y vamos colocando nodos a todo lo largo de la línea, situando nodos reales en los lugares donde están colocados los soportes (cojinetes), terminando en el centro de gravedad de la hélice. La distancia respecto al 0 la tomamos para introducir los parámetros de cada nodo en el “Steelwin”. Cada clara de cuadernas tiene 800 mm, de esta forma vamos tomando posicionamiento de los nodos en el eje X.

a. NODOS.

Los nodos son tomados desde el plato de salida de la reductora, en la unión con el primer tramo de eje intermedio. En este punto colocamos el 0, que nos valdrá como punto de referencia y de inicio del tramo de eje a estudiar.

La colocación de los nodos es totalmente arbitraria, aunque colocamos un nodo en cada soporte fijo que tendremos en la disposición de la línea de eje, en la zona de la bocina colocamos tres nodos ya que es una zona conflictiva y muy importante en el análisis. También colocamos puntos en lugares como la zona intermedia entre soportes para ver el comportamiento del eje en estas zonas donde el eje tiene la posibilidad de desplazarse en todos los sentidos ya que no tiene bloqueado ningún movimiento en ningún sentido.

Tenemos esta disposición de los nodos:

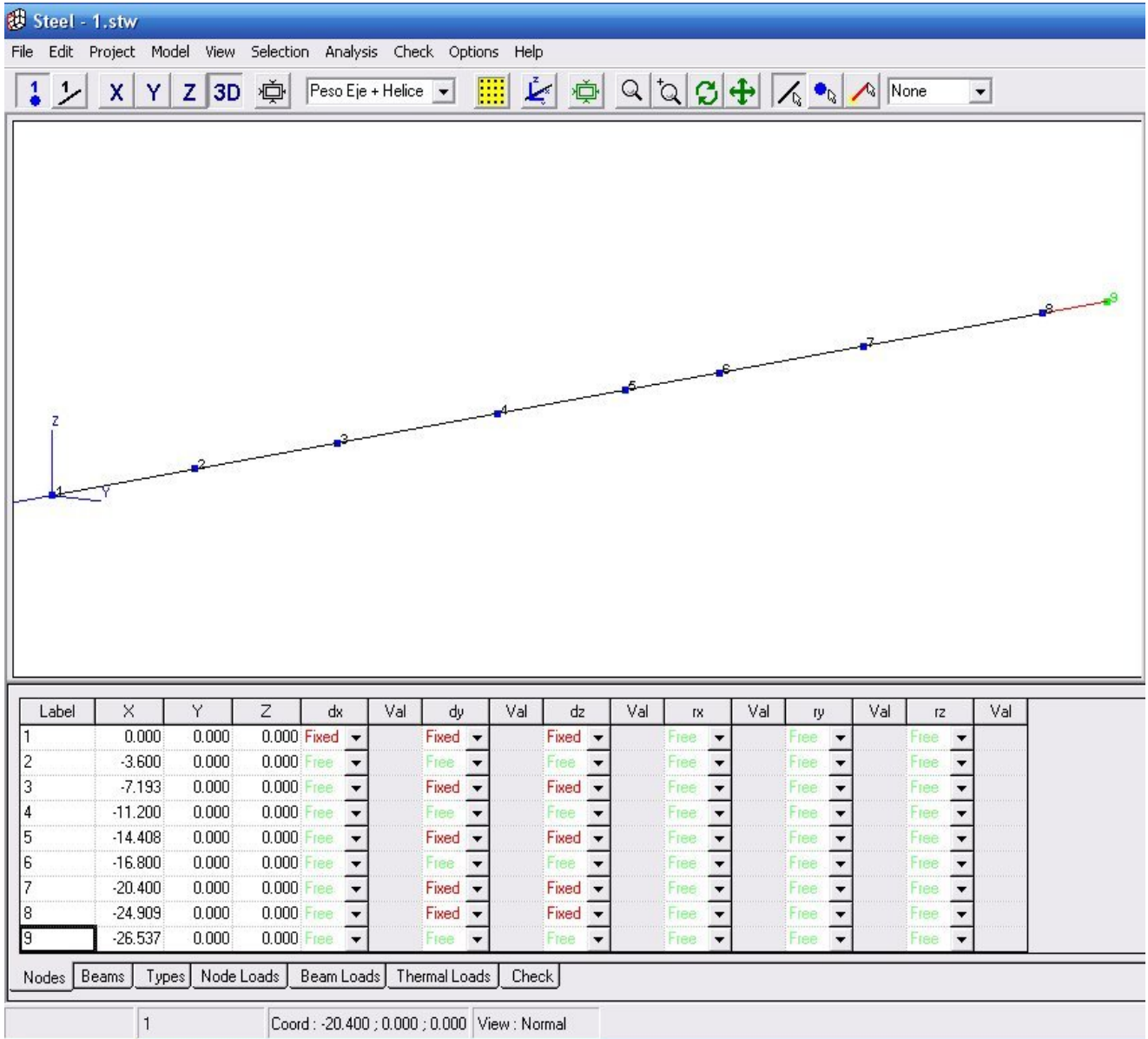


- Nodo 1: Colocado en el 0 aunque por planos está en la clara de cuaderna entre la cuaderna 42 - 43. Unión entre platos del eje intermedio situado más a popa y el plato del eje de salida de la reductora.
- Nodo 2: Nodo ficticio que colocamos en la cuaderna 38, aunque tomando desde nuestro 0 en la salida de la reductora estaría a 3.600 mm. Nodo tomado en un lugar intermedio entre el primer cojinete y la zona de la reductora.
- Nodo 3: Nodo real (soporte), colocado en la clara de las cuadernas 33-34, a una distancia de nuestro punto de referencia de 7.193 mm.

Situado en el soporte fijo, es el primer cojinete que nos encontramos partiendo del 0 antes definido.

- Nodo 4: Nudo ficticio, colocado en la clara formada por las cuadernas 28-29, a una distancia de nuestro punto tomado de referencia de 11.200 mm. En la zona intermedia entre los dos cojinetes.
- Nodo 5: Nudo real (soporte), colocado en la clara de las cuadernas 24-25. Para nosotros está colocado a 14.408 mm. Situado en el segundo soporte fijo de la línea comenzando desde cámara de maquinas.
- Nodo 6: Nudo ficticio, colocado a 16.800 mm. Entre el segundo cojinete y el cojinete que tenemos a proa de la bocina.
- Nodo 7: Nudo colocado en el cojinete de proa de la bocina. Colocado a 20.400 mm.
- Nodo 8: Nudo situado en el centro de la bocina. A 24.909 mm.
- Nodo 9: Nudo tomado en el centro de gravedad de la hélice. A 26.537mm del 0.

La situación de los nodos nos queda así:

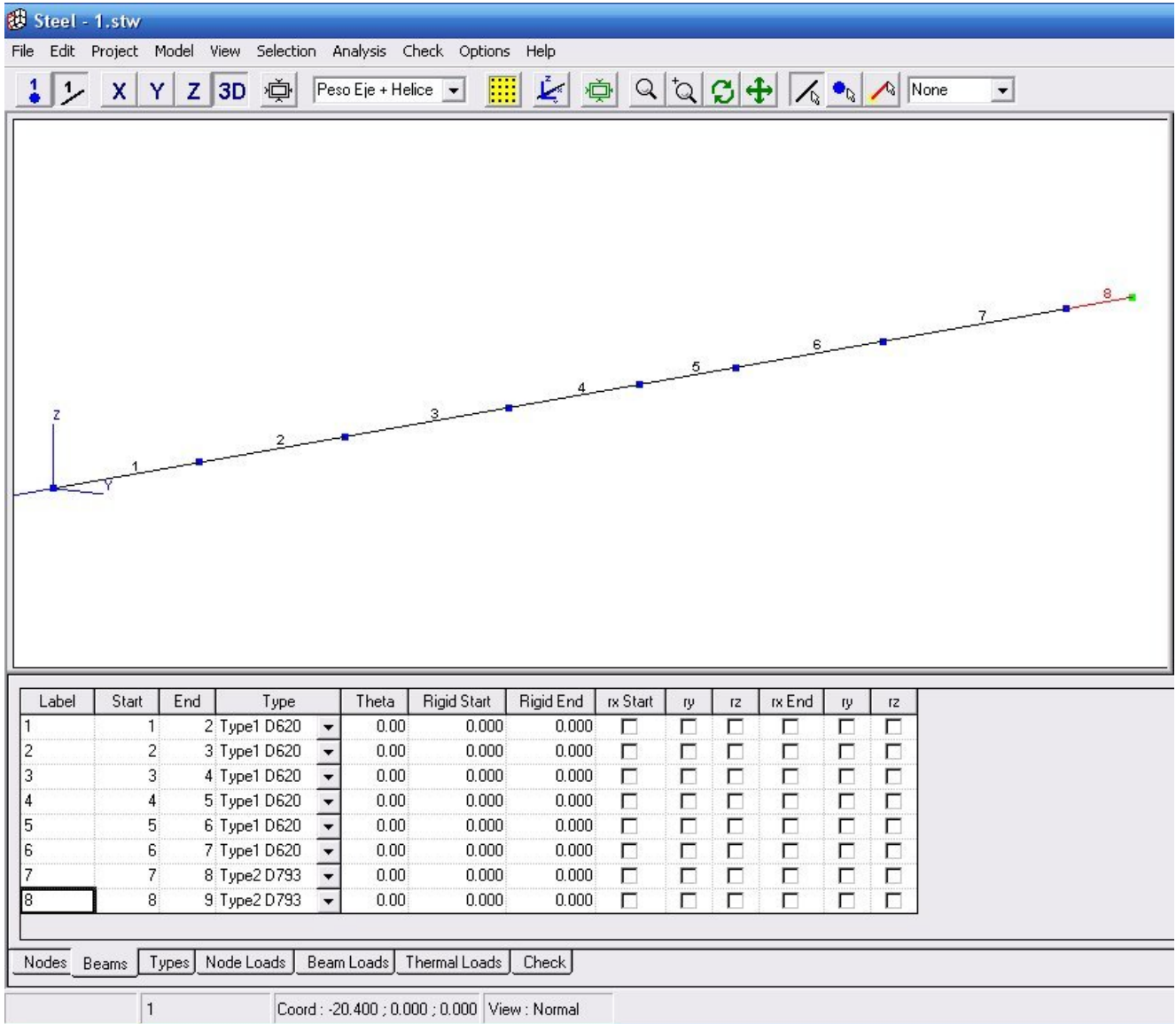


b. TRAMOS.

En la línea que tenemos en nuestro buque, para este análisis tomaremos dos tipos de ejes, la diferencia de estos ejes será el diámetro que tiene cada uno. Se diferencian dos diámetros distintos de ejes:

- Ejes intermedios: 620 mm de diámetro.
- Eje de cola: 793 mm de diámetro.

La situación de los tramos:



c. RESULTADO DEL ANALISIS ESTATICO.

Los resultados que obtenemos del 1º análisis estático son:

Nodes									
Label	X	Y	Z	dx	Val dy	Val dz	Val rx	Val ry	Val rz
1	0.000	0.000	0.000	Fixed	Fixed	Fixed			
2	-3.600	0.000	0.000						
3	-7.193	0.000	0.000		Fixed	Fixed			
4	-11.200	0.000	0.000						
5	-14.408	0.000	0.000		Fixed	Fixed			
6	-16.800	0.000	0.000						
7	-20.400	0.000	0.000		Fixed	Fixed			
8	-24.909	0.000	0.000		Fixed	Fixed			
9	-26.537	0.000	0.000						

Beams												
Label	Start	End	Type	Theta	R S	RE	rx1	ry1	rz1	rx2	ry2	rz2
1	1	2	Type1 D620	0	0.000	0.000						
2	2	3	Type1 D620	0	0.000	0.000						
3	3	4	Type1 D620	0	0.000	0.000						
4	4	5	Type1 D620	0	0.000	0.000						
5	5	6	Type1 D620	0	0.000	0.000						
6	6	7	Type1 D620	0	0.000	0.000						
7	7	8	Type2 D793	0	0.000	0.000						
8	8	9	Type2 D793	0	0.000	0.000						

Beam Types

Name	Type	Materials	H1 m	H2 m	H3 m	e1 mm	e2 mm	e3 mm	Cont	Nb	Corr	WLoad	W
Type1 D620	Bar	Mat1	0.000	0.620	0.000	0.0	0.0	0.0				0.620	
Type2 D793	Bar	Mat1	0.000	0.793	0.000	0.0	0.0	0.0				0.793	

Beams Types Characteristics

Name	Type	AX cm ²	AY cm ²	AZ cm ²	IX dm ⁴	IY dm ⁴	IZ dm ⁴	eY m	eZ m
Type1 D620	Bar	3019.07	2547.34	2547.34	145.066	72.533	72.533	0.0000	0.0000
Type2 D793	Bar	4938.97	4167.25	4167.25	388.233	194.117	194.117	0.0000	0.0000

Beam Types Data for Stress

Name	Type	SX m ³ mm	SY m ³ mm	SZ m ³ mm	WX dm ³	WYu dm ³	WYI dm ³	WZu dm ³	WZI dm ³
Type1 D620	Bar	301.91	226.43	226.43	46.80	23.40	23.40	23.40	23.40
Type2 D793	Bar	493.90	370.42	370.42	97.92	48.96	48.96	48.96	48.96

Peso Eje + Helice

Node Load Case

N°	Start	End	Step	Type	
1	9	9	1	FZ	-564.600 kN

Beam Load Case

N°	Start	End	Step	F Start kN/m	X	F End kN/m	X	Lin	Axis

Thermal Load Case

N° Beam	Mean Temp °C	Y Grad °C	Z Grad °C

**Peso Eje + Helice
Node Displacement**

Nº	Disp X	Disp Y	Disp Z	Rot X	Rot Y	Rot Z
1	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.005	0.000
2	0.000	0.000	-0.014	0.000	-0.001	0.000
3	0.000	0.000	0.000	0.000	0.010	0.000
4	0.000	0.000	0.044	0.000	0.003	0.000
5	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.036	0.000
6	0.000	0.000	-0.104	0.000	-0.035	0.000
7	0.000	0.000	0.000	0.000	0.126	0.000
8	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.332	0.000
9	0.000	0.000	-0.772	0.000	-0.520	0.000

Node Reactions

Nº	FX kN	FY kN	FZ kN	MX kN.m	MY kN.m	MZ kN.m
1	0.000	0.000	0.871	0.000	0.000	0.000
3	0.000	0.000	-5.250	0.000	0.000	0.000
5	0.000	0.000	26.314	0.000	0.000	0.000
7	0.000	0.000	-249.317	0.000	0.000	0.000
8	0.000	0.000	791.982	0.000	0.000	0.000

Nº	FX kN	FY kN	FZ kN	MX kN.m	MY kN.m	MZ kN.m
Total	0.000	0.000	564.600	0.000	0.000	0.000

Beam Reactions

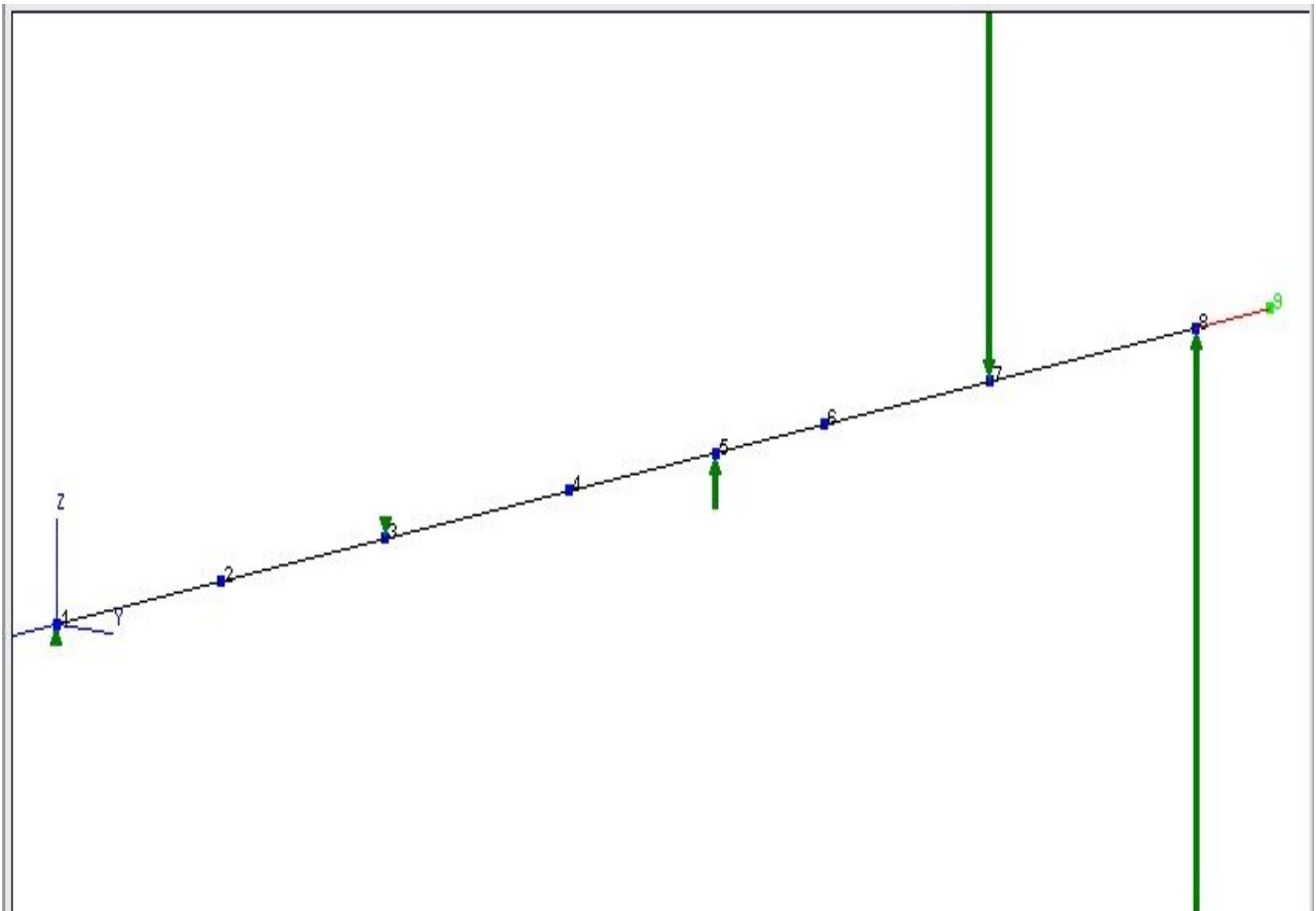
Nº	Node	FX kN	FY kN	FZ kN	MX kN.m	MY kN.m	MZ kN.m
1	1	0.000	0.000	-0.871	0.000	0.000	0.000
1	2	0.000	0.000	0.871	0.000	3.134	0.000
2	2	0.000	0.000	-0.871	0.000	-3.134	0.000
2	3	0.000	0.000	0.871	0.000	6.263	0.000
3	3	0.000	0.000	4.380	0.000	-6.263	0.000
3	4	0.000	0.000	-4.380	0.000	-11.286	0.000
4	4	0.000	0.000	4.380	0.000	11.286	0.000
4	5	0.000	0.000	-4.380	0.000	-25.336	0.000
5	5	0.000	0.000	-21.935	0.000	25.336	0.000
5	6	0.000	0.000	21.935	0.000	27.132	0.000
6	6	0.000	0.000	-21.935	0.000	-27.132	0.000
6	7	0.000	0.000	21.935	0.000	106.096	0.000
7	7	0.000	0.000	227.382	0.000	-106.096	0.000
7	8	0.000	0.000	-227.382	0.000	-919.169	0.000
8	8	0.000	0.000	-564.600	0.000	919.169	0.000
8	9	0.000	0.000	564.600	0.000	0.000	0.000

Beam Stress

Nº	Node	Sig X N/mm2	Sig Y1 N/mm2	Sig Y2 N/mm2	Sig Z1 N/mm2	Sig Z2 N/mm2	Tau X N/mm2	Tau Y N/mm2	Tau Z N/mm2
1	1	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.004
1	2	0.000	0.134	-0.134	0.000	0.000	0.000	0.000	0.004
2	2	0.000	0.134	-0.134	0.000	0.000	0.000	0.000	0.004
2	3	0.000	0.268	-0.268	0.000	0.000	0.000	0.000	0.004
3	3	0.000	0.268	-0.268	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.019
3	4	0.000	-0.482	0.482	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.019
4	4	0.000	-0.482	0.482	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.019
4	5	0.000	-1.083	1.083	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.019
5	5	0.000	-1.083	1.083	0.000	0.000	0.000	0.000	0.097
5	6	0.000	1.160	-1.160	0.000	0.000	0.000	0.000	0.097
6	6	0.000	1.160	-1.160	0.000	0.000	0.000	0.000	0.097
6	7	0.000	4.534	-4.534	0.000	0.000	0.000	0.000	0.097
7	7	0.000	2.167	-2.167	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.614
7	8	0.000	-18.775	18.775	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.614
8	8	0.000	-18.775	18.775	0.000	0.000	0.000	0.000	1.524
8	9	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	1.524

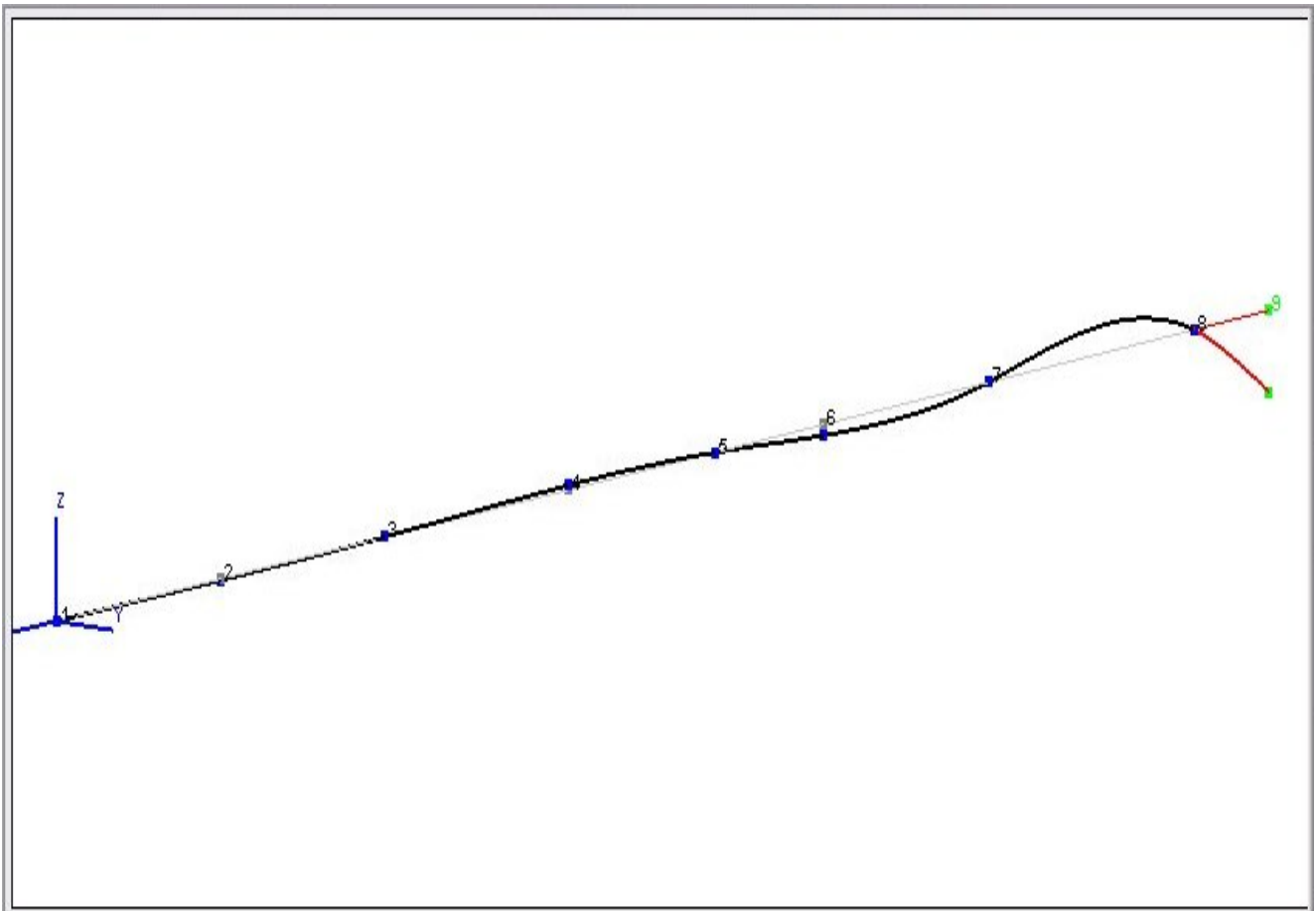
d. REACCIONES EN LOS APOYOS.

Reacciones en los apoyos:



e. DEFORMADA.

La deformada nos queda así:



f. CONCLUSION.

Una vez completado el primer análisis, obtenemos los siguientes resultados:

Node Reactions						
Nº	FX kN	FY kN	FZ kN	MX kN.m	MY kN.m	MZ kN.m
1	0.000	0.000	0.871	0.000	0.000	0.000
3	0.000	0.000	-5.250	0.000	0.000	0.000
5	0.000	0.000	26.314	0.000	0.000	0.000
7	0.000	0.000	-249.317	0.000	0.000	0.000
8	0.000	0.000	791.982	0.000	0.000	0.000

En la tabla de las reacciones en los nodos podemos ver un cierto desequilibrio importante en el nodo N° 7 con una reacción de -249.317 kN y en el nodo N° 8 con una reacción de 791.982 kN.

El problema del valor negativo en el nodo N° 7 puede ser bastante serio ya que en este soporte el eje podría causar graves consecuencias como por ejemplo averías por campaneos por lo que vamos a hacer otro estudio posteriormente. El problema radica de la cercanía del nodo a la bocina. Se podría solucionar subiendo un poco el soporte y bajando un poco los soportes adyacentes.

El segundo problema, el que tenemos en el nodo N° 8 no es para asustarse porque dentro de esta reacción está el peso de la hélice que es

de 56.460 Kg (553.308 KN), por lo que si restamos este peso nos quedaría una reacción de 238.674 KN.

Uno de los problemas de las alineaciones actualmente es precisamente lo detectado en este estudio, y no es problema fácil de solucionar por que las hélices son cada vez más pesadas.

A continuación después de hacer un pequeño estudio muy por encima vamos hacer un segundo estudio mucho más a fondo, en este segundo estudio vamos a tomar muchos mas puntos y vamos a tomar valores mas cercanos a los reales, teniendo en cuenta datos importantes como pueden ser los incrementos o decrementos de diámetro en los distintos puntos o las alturas de cada punto a la línea base. Además partiremos de fijar la zona más a proa, bloqueando todo tipo de movimientos de los puntos en esta zona, estos puntos son los cojinetes de la reductora.

3. SEGUNDO ANALISIS.

Para este segundo análisis tendremos más exactitud en datos y calcularemos de forma que nos acercamos lo más posible a los datos finalmente adjudicados al cálculo de la línea de eje. Comenzando por definir los nodos utilizados, numerando puntos desde popa a proa, al contrario del análisis anteriormente realizado, así en este segundo análisis empezamos desde la zona de menos altura sobre la línea base. Colocamos el 0 en la tuerca de la hélice y vamos tomando puntos hacia cámara de maquinas.

En la siguiente tabla se expone los distintos datos de cada nodo utilizado para el estudio del comportamiento de la línea de eje. En cada nodo se toman datos:

- Longitud en el eje x: Tomamos posición de los nodos colocando el 0 en la tuerca de la hélice y vamos hacia proa haciendo tramos pequeños.
- Altura en el eje z: Dada la inclinación de la línea de eje descendiendo hacia popa indicamos la altura de cada nodo sobre la línea base del buque.
- Tipo de eje: Según las características del eje que se encuentra en cada nodo, teniendo varios tipos de tramos de eje.
- Diámetro: Diámetros de eje que nos encontramos en cada nodo.

a. NODOS.

En este segundo cálculo tomaremos 48 nodos con lo que tendremos mejor visión del comportamiento del eje.

Nodos:

Nº NODO	LONG. X	ALTURAS Z	TIPO DE EJE	DIAMETRO
1	0,440 m	4,547 m	1	0,560 m
2	2,030 m	4,635 m	2	0,745 m
3	2,440 m	4,657 m	3	0,793m
4	2,590 m	4,665 m	3	0,793 m
5	2,835 m	4,679 m	3	0,793 m
6	3,240 m	4,701 m	3	0,793 m
7	3,876 m	4,736 m	3	0,793 m
8	4,026 m	4,744 m	3	0,793 m
9	5,146m	4,806 m	3	0,793 m
10	6,266 m	4,867 m	3	0,793 m
11	7,382 m	4,929 m	3	0,793 m
12	7,945 m	4,960 m	4	0,795 m
13	8,345 m	4,982 m	4	0,795 m
14	8,745 m	5,004 m	4	0,795 m
15	9,382 m	5,039 m	4	0,795 m

Estudio y diseño de la propulsión de un LNG

16	10,222 m	5,085 m	5	0,722 m
17	10,382 m	5,094 m	6	1,100 m
18	10,512 m	5,101 m	6	1,100 m
19	11,662 m	5,164 m	7	0,620 m
20	12,812 m	5,227 m	7	0,620 m
21	14,027 m	5,294 m	7	0,620 m
22	14,527 m	5,322 m	8	0,625 m
23	15,027 m	5,349 m	8	0,625 m
24	16,072 m	5,407 m	7	0,620 m
25	17,117 m	5,464 m	7	0,620 m
26	18,162 m	5,522 m	7	0,620 m
27	19,207 m	5,579 m	7	0,620 m
28	20,252 m	5,637 m	7	0,620 m
29	20,382 m	5,644 m	6	1,100 m
30	20,512 m	5,651 m	6	1,100 m
31	21,738 m	5,718 m	7	0,620 m
32	23,163 m	5,797 m	7	0,620 m
33	24,588 m	5,875 m	7	0,620 m
34	26,013 m	5,953 m	7	0,620 m
35	27,438 m	6,032 m	7	0,620 m
36	28,852 m	6,110 m	7	0,620 m
37	28,982 m	6,117 m	9	1,450 m

38	29,167 m	6,127 m	9	1,450 m
39	29,552 m	6,148 m	10	0,785 m
40	29,812 m	6,162 m	11	0,800 m
41	30,112 m	6,179 m	11	0,800 m
42	30,760 m	6,214 m	12	1,200 m
43	31,408 m	6,250 m	12	1,200 m
44	31,708 m	6,267 m	11	0,800 m
45	31,968 m	6,281 m	11	0,800 m
46	32,368 m	6,303 m	13	0,550 m
47	32,708 m	6,322 m	14	1,400 m
48	32,908 m	6,333 m	13	0,550 m

En este segundo análisis vamos a diferenciar más exhaustivamente los diámetros que tengamos en cada punto. En la tabla anterior hemos definido posición en altura, en eje horizontal y también dimensionado el diámetro que tiene el eje en cada punto, variando según la posición y el elemento que se encuentre en la línea, por ejemplo en zonas de cojinetes tenemos una disminución de diámetro del eje, además de un mejor ajuste y acabado de la superficie del eje.

La situación de los nodos nos queda así:

Nodos									
Label	X	Y	Z	dx	Val dy	Val dz	Val rx	Val ry	Val rz
1	0.440	0.000	4.547						
2	2.030	0.000	4.635						
3	2.440	0.000	4.657						
4	2.590	0.000	4.665						
5	2.835	0.000	4.679	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
6	3.240	0.000	4.701						
7	3.876	0.000	4.736						
8	4.026	0.000	4.744	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
9	5.146	0.000	4.806						
10	6.266	0.000	4.867						
11	7.382	0.000	4.929						
12	7.945	0.000	4.960						
13	8.345	0.000	4.982						
14	8.745	0.000	5.004	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
15	9.382	0.000	5.039						
16	10.222	0.000	5.085						
17	10.382	0.000	5.094						
18	10.512	0.000	5.101						
19	11.662	0.000	5.164						
20	12.812	0.000	5.227						
21	14.027	0.000	5.294						
22	14.527	0.000	5.322						
23	15.027	0.000	5.349	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
24	16.072	0.000	5.407						
25	17.117	0.000	5.464						
26	18.162	0.000	5.522						
27	19.207	0.000	5.579						
28	20.252	0.000	5.637						
29	20.382	0.000	5.644						
30	20.512	0.000	5.651						
31	21.738	0.000	5.718						
32	23.163	0.000	5.797	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
33	24.588	0.000	5.875						
34	26.013	0.000	5.953						
35	27.438	0.000	6.032						
36	28.852	0.000	6.110						
37	28.982	0.000	6.117						
38	29.167	0.000	6.127	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
39	29.552	0.000	6.148	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
40	29.812	0.000	6.162	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
41	30.112	0.000	6.179	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
42	30.760	0.000	6.214	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
43	31.408	0.000	6.250	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
44	31.708	0.000	6.267	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
45	31.968	0.000	6.281	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
46	32.368	0.000	6.303	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
47	32.708	0.000	6.322	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed
48	32.908	0.000	6.333	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed	Fixed

b. TRAMOS.

La situación de los tramos:

Beams												
Label	Start	End	Type	Theta	R S	R E	rx1	ry1	rz1	rx2	ry2	rz2
1	1	2	D 560mm	0	0.000	0.000						
2	2	3	D 745mm	0	0.000	0.000						
3	3	4	D 793mm	0	0.000	0.000						
4	4	5	D 793mm	0	0.000	0.000						
5	5	6	D 793mm	0	0.000	0.000						
6	6	7	D 793mm	0	0.000	0.000						
7	7	8	D 793mm	0	0.000	0.000						
8	8	9	D 793mm	0	0.000	0.000						
9	9	10	D 793mm	0	0.000	0.000						
10	10	11	D 793mm	0	0.000	0.000						
11	11	12	D 793mm	0	0.000	0.000						
12	12	13	D 795mm	0	0.000	0.000						
13	13	14	D 795mm	0	0.000	0.000						
14	14	15	D 795mm	0	0.000	0.000						
15	15	16	D 795mm	0	0.000	0.000						
16	16	17	D 722mm	0	0.000	0.000						
17	17	18	D 1100mm	0	0.000	0.000						
18	18	19	D 1100mm	0	0.000	0.000						
19	19	20	D 620mm	0	0.000	0.000						
20	20	21	D 620mm	0	0.000	0.000						
21	21	22	D 620mm	0	0.000	0.000						
22	22	23	D 625mm	0	0.000	0.000						
23	23	24	D 625mm	0	0.000	0.000						
24	24	25	D 620mm	0	0.000	0.000						
25	25	26	D 620mm	0	0.000	0.000						
26	26	27	D 620mm	0	0.000	0.000						
27	27	28	D 620mm	0	0.000	0.000						
28	28	29	D 620mm	0	0.000	0.000						
29	29	30	D 1100mm	0	0.000	0.000						
30	30	31	D 1100mm	0	0.000	0.000						
31	31	32	D 620mm	0	0.000	0.000						
32	32	33	D 620mm	0	0.000	0.000						
33	33	34	D 620mm	0	0.000	0.000						
34	34	35	D 620mm	0	0.000	0.000						
35	35	36	D 620mm	0	0.000	0.000						
36	36	37	D 620mm	0	0.000	0.000						
37	37	38	D 1450mm	0	0.000	0.000						
38	38	39	D 1450mm	0	0.000	0.000						
39	39	40	D 785mm	0	0.000	0.000						
40	40	41	D 800mm	0	0.000	0.000						
41	41	42	D 800mm	0	0.000	0.000						
42	42	43	D 1200mm	0	0.000	0.000						
43	43	44	D 1200mm	0	0.000	0.000						
44	44	45	D 800mm	0	0.000	0.000						
45	45	46	D 800mm	0	0.000	0.000						
46	46	47	D 550mm	0	0.000	0.000						
47	47	48	D 1400mm	0	0.000	0.000						

Diámetros que nos encontramos en la línea de eje:

Beam Types

Name	Type	Materials	H1 m	H2 m	H3 m	e1 mm	e2 mm	e3 mm	Cont	Nb	Corr	W Load	W
D 560mm	Bar	Mat1	0.000	0.560	0.000	0.0	0.0	0.0					
D 745mm	Bar	Mat1	0.000	0.745	0.000	0.0	0.0	0.0					
D 793mm	Bar	Mat1	0.000	0.793	0.000	0.0	0.0	0.0					
D 795mm	Bar	Mat1	0.000	0.795	0.000	0.0	0.0	0.0					
D 722mm	Bar	Mat1	0.000	0.722	0.000	0.0	0.0	0.0					
D 1100mm	Bar	Mat1	0.000	1.100	0.000	0.0	0.0	0.0					
D 620mm	Bar	Mat1	0.000	0.620	0.000	0.0	0.0	0.0					
D 625mm	Bar	Mat1	0.000	0.625	0.000	0.0	0.0	0.0					
D 1450mm	Bar	Mat1	0.000	1.450	0.000	0.0	0.0	0.0					
D 785mm	Bar	Mat1	0.000	0.785	0.000	0.0	0.0	0.0					
D 800mm	Bar	Mat1	0.000	0.800	0.000	0.0	0.0	0.0					
D 1200mm	Bar	Mat1	0.000	1.200	0.000	0.0	0.0	0.0					
D 550mm	Bar	Mat1	0.000	0.550	0.000	0.0	0.0	0.0					
D 1400mm	Bar	Mat1	0.000	1.400	0.000	0.0	0.0	0.0					

Beams Types Characteristics

Name	Type	AX cm2	AY cm2	AZ cm2	IX dm4	IY dm4	IZ dm4	eY m	eZ m
D 560mm	Bar	2463.01	2078.16	2078.16	96.550	48.275	48.275	0.0000	0.0000
D 745mm	Bar	4359.16	3678.04	3678.04	302.430	151.215	151.215	0.0000	0.0000
D 793mm	Bar	4938.97	4167.25	4167.25	388.233	194.117	194.117	0.0000	0.0000
D 795mm	Bar	4963.91	4188.30	4188.30	392.165	196.082	196.082	0.0000	0.0000
D 722mm	Bar	4094.16	3454.44	3454.44	266.777	133.389	133.389	0.0000	0.0000
D 1100mm	Bar	9503.32	8018.43	8018.43	1437.377	718.689	718.689	0.0000	0.0000
D 620mm	Bar	3019.07	2547.34	2547.34	145.066	72.533	72.533	0.0000	0.0000
D 625mm	Bar	3067.96	2588.59	2588.59	149.803	74.901	74.901	0.0000	0.0000
D 1450mm	Bar	16513.00	13932.84	13932.84	4339.823	2169.911	2169.911	0.0000	0.0000
D 785mm	Bar	4839.82	4083.60	4083.60	372.802	186.401	186.401	0.0000	0.0000
D 800mm	Bar	5026.55	4241.15	4241.15	402.124	201.062	201.062	0.0000	0.0000
D 1200mm	Bar	11309.74	9542.59	9542.59	2035.753	1017.876	1017.876	0.0000	0.0000
D 550mm	Bar	2375.83	2004.61	2004.61	89.836	44.918	44.918	0.0000	0.0000
D 1400mm	Bar	15393.81	12988.52	12988.52	3771.482	1885.741	1885.741	0.0000	0.0000

Beam Types Data for Stress

Name	Type	SX m³mm	SY m³mm	SZ m³mm	WX dm3	WYu dm3	WYI dm3	WZu dm3	WZI dm3
D 560mm	Bar	246.30	184.73	184.73	34.48	17.24	17.24	17.24	17.24
D 745mm	Bar	435.92	326.94	326.94	81.19	40.59	40.59	40.59	40.59
D 793mm	Bar	493.90	370.42	370.42	97.92	48.96	48.96	48.96	48.96
D 795mm	Bar	496.39	372.29	372.29	98.66	49.33	49.33	49.33	49.33
D 722mm	Bar	409.42	307.06	307.06	73.90	36.95	36.95	36.95	36.95
D 1100mm	Bar	950.33	712.75	712.75	261.34	130.67	130.67	130.67	130.67
D 620mm	Bar	301.91	226.43	226.43	46.80	23.40	23.40	23.40	23.40
D 625mm	Bar	306.80	230.10	230.10	47.94	23.97	23.97	23.97	23.97
D 1450mm	Bar	1651.30	1238.47	1238.47	598.60	299.30	299.30	299.30	299.30
D 785mm	Bar	483.98	362.99	362.99	94.98	47.49	47.49	47.49	47.49
D 800mm	Bar	502.65	376.99	376.99	100.53	50.27	50.27	50.27	50.27
D 1200mm	Bar	1130.97	848.23	848.23	339.29	169.65	169.65	169.65	169.65
D 550mm	Bar	237.58	178.19	178.19	32.67	16.33	16.33	16.33	16.33
D 1400mm	Bar	1539.38	1154.54	1154.54	538.78	269.39	269.39	269.39	269.39

Peso de la línea con hélice, donde nos encontramos el peso de la hélice y el momento que tenemos en el extremo de popa:

Peso de Linea+Helice

Node Load Case

N°	Start	End	Step	Type	
1	1	1	1		110.500 kN.m
2	2	2	1	FZ	-353.600 kN

Beam Load Case

N°	Start	End	Step	F Start kN/m	X	F End kN/m	X	Lin Axis

Thermal Load Case

N° Beam	Mean Temp °C	Y Grad °C	Z Grad °C

b. RESULTADOS DEL ANALISIS ESTATICO.

Los resultados que obtenemos de este 2º análisis estático son:

Peso de Linea+Helice						
Node Displacement						
Nº	Disp X	Disp Y	Disp Z	Rot X	Rot Y	Rot Z
1	0.006	-0.191	-0.111	0.003	-0.053	0.203
2	0.001	-0.010	-0.030	0.000	-0.040	0.026
3	0.000	-0.002	-0.011	0.000	-0.026	0.011
4	0.000	-0.001	-0.005	0.000	-0.018	0.007
5	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
6	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
7	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
8	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
9	0.000	0.000	-0.009	0.000	0.008	0.000
10	0.001	0.000	-0.016	0.000	0.001	0.000
11	0.001	0.000	-0.011	0.000	-0.007	0.000
12	0.000	0.000	-0.006	0.000	-0.008	0.000
13	0.000	0.000	-0.002	0.000	-0.005	0.000
14	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
15	0.000	0.000	-0.010	0.000	0.020	0.000
16	0.002	0.000	-0.034	0.000	0.028	0.000
17	0.002	0.000	-0.039	0.000	0.027	0.000
18	0.002	0.000	-0.043	0.000	0.027	0.000
19	0.004	0.000	-0.073	0.000	0.023	0.000
20	0.004	0.000	-0.069	0.000	-0.023	0.000
21	0.001	0.000	-0.026	0.000	-0.036	0.000
22	0.000	0.000	-0.009	0.000	-0.024	0.000
23	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

24	0.003	0.000	-0.050	0.000	0.074	0.000
25	0.008	0.000	-0.143	0.000	0.088	0.000
26	0.012	0.000	-0.224	0.000	0.056	0.000
27	0.014	0.000	-0.254	0.000	-0.003	0.000
28	0.012	0.000	-0.215	0.000	-0.071	0.000
29	0.011	0.000	-0.205	0.000	-0.079	0.000
30	0.011	0.000	-0.195	0.000	-0.080	0.000
31	0.005	0.000	-0.091	0.000	-0.085	0.000
32	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
33	0.002	0.000	-0.030	0.000	0.025	0.000
34	0.003	0.000	-0.053	0.000	0.001	0.000
35	0.002	0.000	-0.033	0.000	-0.024	0.000
36	0.000	0.000	-0.001	0.000	-0.006	0.000
37	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
38	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
39	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
40	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
41	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
42	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
43	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
44	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
45	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
46	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
47	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
48	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

c. REACCIONES EN LOS APOYOS.

Reacciones en los nodos colocados donde tenemos soportes, bloqueando su movimiento:

Node Reactions						
N°	FX kN	FY kN	FZ kN	MX kN.m	MY kN.m	MZ kN.m
5	0.000	0.000	436.900	0.000	340.779	-110.500
8	-0.071	0.000	114.667	0.000	-67.367	0.000
14	0.076	0.000	241.441	0.000	-100.848	0.000
23	-0.187	0.000	200.652	0.000	-68.750	0.000
32	-0.074	0.000	220.019	0.000	121.013	0.000
38	0.255	0.000	117.986	0.000	80.002	0.000
39	0.000	0.000	29.937	0.000	1.389	0.000
40	0.000	0.000	10.874	0.000	-0.082	0.000
41	0.000	0.000	18.731	0.000	-1.086	0.000
42	0.000	0.000	41.613	0.000	-1.729	0.000
43	0.000	0.000	42.148	0.000	2.445	0.000
44	0.000	0.000	18.476	0.000	0.444	0.000
45	0.000	0.000	13.041	0.000	-0.304	0.000
46	0.000	0.000	11.079	0.000	0.347	0.000
47	0.000	0.000	15.278	0.000	-0.223	0.000
48	0.000	0.000	12.102	0.000	0.403	0.000
<hr/>						
N°	FX kN	FY kN	FZ kN	MX kN.m	MY kN.m	MZ kN.m
Total	0.000	0.000	1544.943	0.000	306.434	-110.500

Reacciones en los distintos tramos tomados en la línea de eje:

Beam Reactions

Nº	Node	FX kN	FY kN	FZ kN	MX kN.m	MY kN.m	MZ kN.m
1	1	0.000	0.000	0.000	6.065	0.000	110.333
1	2	1.690	0.000	30.742	-6.065	24.477	-110.333
2	2	-20.876	0.000	-383.821	6.001	-24.477	110.337
2	3	21.639	0.000	397.851	-6.001	184.957	-110.337
3	3	-21.220	0.000	-397.874	5.885	-184.957	110.343
3	4	21.530	0.000	403.689	-5.885	245.159	-110.343
4	4	-23.063	0.000	-403.605	6.304	-245.159	110.320
4	5	23.606	0.000	413.104	-6.304	345.369	-110.320
5	5	1.254	0.000	23.088	0.000	-4.590	0.000
5	6	-0.402	0.000	-7.386	0.000	-1.590	0.000
6	6	0.407	0.000	7.386	0.000	1.590	0.000
6	7	0.950	0.000	17.272	0.000	1.558	0.000
7	7	-0.921	0.000	-17.274	0.000	-1.558	0.000
7	8	1.231	0.000	23.090	0.000	4.590	0.000
8	8	4.990	0.000	91.409	0.000	-71.957	0.000
8	9	-2.586	0.000	-47.985	0.000	-6.223	0.000
9	9	2.543	0.000	47.988	0.000	6.223	0.000
9	10	-0.178	0.000	-4.564	0.000	-35.696	0.000
10	10	0.183	0.000	4.564	0.000	35.696	0.000
10	11	2.221	0.000	38.704	0.000	-16.616	0.000
11	11	-2.202	0.000	-38.705	0.000	16.616	0.000
11	12	3.404	0.000	60.533	0.000	11.362	0.000
12	12	-3.400	0.000	-60.534	0.000	-11.362	0.000
12	13	4.257	0.000	76.120	0.000	38.734	0.000
13	13	-4.257	0.000	-76.120	0.000	-38.734	0.000
13	14	5.114	0.000	91.707	0.000	72.350	0.000
14	14	8.213	0.000	149.365	0.000	-173.198	0.000
14	15	-6.849	0.000	-124.544	0.000	85.826	0.000
15	15	6.826	0.000	124.545	0.000	-85.826	0.000
15	16	-5.034	0.000	-91.813	0.000	-5.180	0.000
16	16	5.170	0.000	91.805	0.000	5.180	0.000
16	17	-4.880	0.000	-86.663	0.000	-19.480	0.000
17	17	4.673	0.000	86.675	0.000	19.480	0.000
17	18	-4.151	0.000	-76.976	0.000	-30.133	0.000
18	18	4.223	0.000	76.972	0.000	30.133	0.000
18	19	0.477	0.000	8.819	0.000	-69.380	0.000
19	19	-0.477	0.000	-8.819	0.000	69.380	0.000
19	20	1.970	0.000	36.073	0.000	-43.529	0.000
20	20	-1.983	0.000	-36.073	0.000	43.529	0.000
20	21	3.571	0.000	64.868	0.000	17.886	0.000

Estudio y diseño de la propulsión de un LNG

N°	Node	FX kN	FY kN	FZ kN	MX kN.m	MY kN.m	MZ kN.m
21	21	-3.627	0.000	-64.865	0.000	-17.886	0.000
21	22	4.290	0.000	76.715	0.000	53.336	0.000
22	22	-4.137	0.000	-76.723	0.000	-53.336	0.000
22	23	4.788	0.000	88.765	0.000	94.768	0.000
23	23	6.013	0.000	111.597	0.000	-163.518	0.000
23	24	-4.616	0.000	-86.430	0.000	59.890	0.000
24	24	4.533	0.000	86.434	0.000	-59.890	0.000
24	25	-3.183	0.000	-61.668	0.000	-17.608	0.000
25	25	3.241	0.000	61.665	0.000	17.608	0.000
25	26	-1.867	0.000	-36.898	0.000	-69.187	0.000
26	26	1.832	0.000	36.900	0.000	69.187	0.000
26	27	-0.481	0.000	-12.134	0.000	-94.845	0.000
27	27	0.492	0.000	12.134	0.000	94.845	0.000
27	28	0.882	0.000	12.633	0.000	-94.584	0.000
28	28	-0.861	0.000	-12.634	0.000	94.584	0.000
28	29	1.027	0.000	15.715	0.000	-92.738	0.000
29	29	-1.027	0.000	-15.715	0.000	92.738	0.000
29	30	1.550	0.000	25.413	0.000	-90.061	0.000
30	30	-1.570	0.000	-25.412	0.000	90.061	0.000
30	31	6.568	0.000	116.873	0.000	-2.710	0.000
31	31	-6.660	0.000	-116.868	0.000	2.710	0.000
31	32	8.532	0.000	150.640	0.000	188.181	0.000
32	32	3.524	0.000	69.048	0.000	-67.169	0.000
32	33	-1.676	0.000	-35.276	0.000	-7.273	0.000
33	33	1.676	0.000	35.276	0.000	7.273	0.000
33	34	0.173	0.000	-1.504	0.000	-33.518	0.000
34	34	-0.172	0.000	1.504	0.000	33.518	0.000
34	35	2.044	0.000	32.268	0.000	-11.565	0.000
35	35	-2.035	0.000	-32.269	0.000	11.565	0.000
35	36	3.884	0.000	65.780	0.000	57.861	0.000
36	36	-3.797	0.000	-65.785	0.000	-57.861	0.000
36	37	3.963	0.000	68.866	0.000	66.626	0.000
37	37	-3.977	0.000	-68.865	0.000	-66.626	0.000
37	38	5.274	0.000	92.846	0.000	81.606	0.000
38	38	1.361	0.000	24.953	0.000	-1.604	0.000
38	39	1.361	0.000	24.953	0.000	1.604	0.000
39	39	0.266	0.000	4.939	0.000	-0.214	0.000
39	40	0.266	0.000	4.939	0.000	0.214	0.000
40	40	0.335	0.000	5.919	0.000	-0.296	0.000
40	41	0.335	0.000	5.919	0.000	0.296	0.000
41	41	0.691	0.000	12.785	0.000	-1.383	0.000
41	42	0.691	0.000	12.785	0.000	1.383	0.000
42	42	1.598	0.000	28.765	0.000	-3.111	0.000
42	43	1.598	0.000	28.765	0.000	3.111	0.000
43	43	0.755	0.000	13.317	0.000	-0.667	0.000
43	44	0.755	0.000	13.317	0.000	0.667	0.000
44	44	0.276	0.000	5.130	0.000	-0.223	0.000
44	45	0.276	0.000	5.130	0.000	0.223	0.000

Estudio y diseño de la propulsión de un LNG

45	45	0.434	0.000	7.892	0.000	-0.527	0.000
45	46	0.434	0.000	7.892	0.000	0.527	0.000
46	46	0.177	0.000	3.171	0.000	-0.180	0.000
46	47	0.177	0.000	3.171	0.000	0.180	0.000
47	47	0.665	0.000	12.084	0.000	-0.403	0.000
47	48	0.665	0.000	12.084	0.000	0.403	0.000

Beam Stress

Nº	Node	Sig X N/mm2	Sig Y1 N/mm2	Sig Y2 N/mm2	Sig Z1 N/mm2	Sig Z2 N/mm2	Tau X N/mm2	Tau Y N/mm2	Tau Z N/mm2
1	1	0.000	0.000	0.000	6.399	-6.399	-0.176	0.000	0.000
1	2	0.007	1.420	-1.420	6.399	-6.399	-0.176	0.000	0.166
2	2	0.048	0.603	-0.603	2.718	-2.718	-0.074	0.000	1.174
2	3	0.050	4.556	-4.556	2.718	-2.718	-0.074	0.000	1.217
3	3	0.043	3.778	-3.778	2.254	-2.254	-0.060	0.000	1.074
3	4	0.044	5.008	-5.008	2.254	-2.254	-0.060	0.000	1.090
4	4	0.047	5.008	-5.008	2.253	-2.253	-0.064	0.000	1.090
4	5	0.048	7.054	-7.054	2.253	-2.253	-0.064	0.000	1.115
5	5	-0.003	0.094	-0.094	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.062
5	6	-0.001	-0.032	0.032	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.020
6	6	-0.001	-0.032	0.032	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.020
6	7	0.002	0.032	-0.032	0.000	0.000	0.000	0.000	0.047
7	7	0.002	0.032	-0.032	0.000	0.000	0.000	0.000	0.047
7	8	0.002	0.094	-0.094	0.000	0.000	0.000	0.000	0.062
8	8	-0.010	1.470	-1.470	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.247
8	9	-0.005	-0.127	0.127	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.130
9	9	-0.005	-0.127	0.127	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.130
9	10	0.000	-0.729	0.729	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.012
10	10	0.000	-0.729	0.729	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.012
10	11	0.004	-0.339	0.339	0.000	0.000	0.000	0.000	0.104
11	11	0.004	-0.339	0.339	0.000	0.000	0.000	0.000	0.104
11	12	0.007	0.232	-0.232	0.000	0.000	0.000	0.000	0.163
12	12	0.007	0.230	-0.230	0.000	0.000	0.000	0.000	0.163
12	13	0.009	0.785	-0.785	0.000	0.000	0.000	0.000	0.204
13	13	0.009	0.785	-0.785	0.000	0.000	0.000	0.000	0.204
13	14	0.010	1.467	-1.467	0.000	0.000	0.000	0.000	0.246
14	14	-0.017	3.511	-3.511	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.401
14	15	-0.014	1.740	-1.740	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.335
15	15	-0.014	1.740	-1.740	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.335
15	16	-0.010	-0.105	0.105	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.247
16	16	-0.013	-0.140	0.140	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.299
16	17	-0.012	-0.527	0.527	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.282
17	17	-0.005	-0.149	0.149	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.122
17	18	-0.004	-0.231	0.231	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.108
18	18	-0.004	-0.231	0.231	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.108
18	19	0.001	-0.531	0.531	0.000	0.000	0.000	0.000	0.012

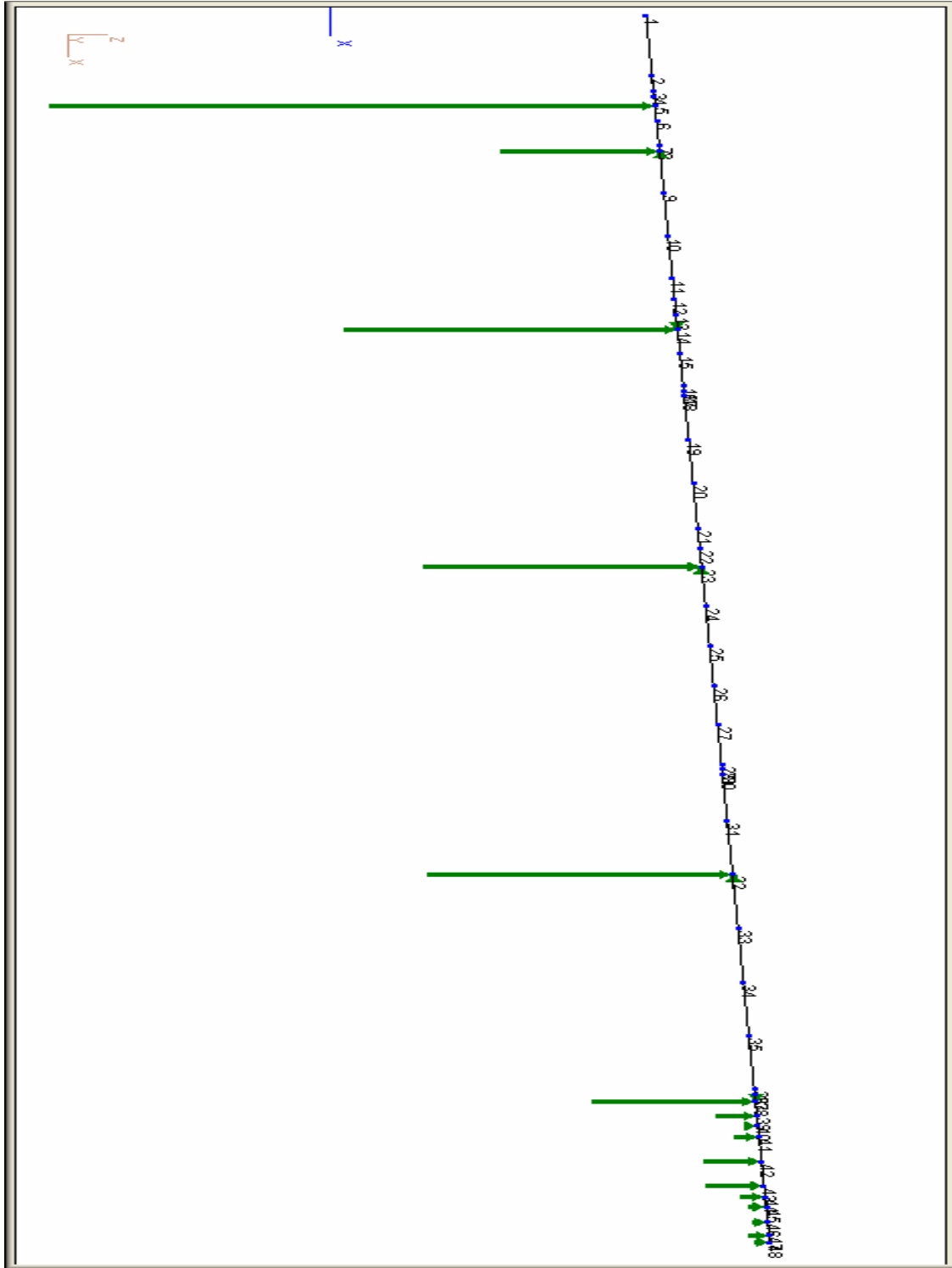
Estudio y diseño de la propulsión de un LNG

19	19	0.002	-2.965	2.965	0.000	0.000	0.000	0.000	0.039
19	20	0.007	-1.860	1.860	0.000	0.000	0.000	0.000	0.159
20	20	0.007	-1.860	1.860	0.000	0.000	0.000	0.000	0.159
20	21	0.012	0.764	-0.764	0.000	0.000	0.000	0.000	0.286
21	21	0.012	0.764	-0.764	0.000	0.000	0.000	0.000	0.286
21	22	0.014	2.280	-2.280	0.000	0.000	0.000	0.000	0.339
22	22	0.013	2.225	-2.225	0.000	0.000	0.000	0.000	0.333
22	23	0.016	3.954	-3.954	0.000	0.000	0.000	0.000	0.386
23	23	-0.020	6.822	-6.822	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.485
23	24	-0.015	2.499	-2.499	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.376
24	24	-0.015	2.560	-2.560	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.382
24	25	-0.011	-0.753	0.753	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.272
25	25	-0.011	-0.753	0.753	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.272
25	26	-0.006	-2.957	2.957	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.163
26	26	-0.006	-2.957	2.957	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.163
26	27	-0.002	-4.054	4.054	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.054
27	27	-0.002	-4.054	4.054	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.054
27	28	0.003	-4.042	4.042	0.000	0.000	0.000	0.000	0.056
28	28	0.003	-4.042	4.042	0.000	0.000	0.000	0.000	0.056
28	29	0.003	-3.964	3.964	0.000	0.000	0.000	0.000	0.069
29	29	0.001	-0.710	0.710	0.000	0.000	0.000	0.000	0.022
29	30	0.002	-0.689	0.689	0.000	0.000	0.000	0.000	0.036
30	30	0.002	-0.689	0.689	0.000	0.000	0.000	0.000	0.036
30	31	0.007	-0.021	0.021	0.000	0.000	0.000	0.000	0.164
31	31	0.022	-0.116	0.116	0.000	0.000	0.000	0.000	0.516
31	32	0.028	8.043	-8.043	0.000	0.000	0.000	0.000	0.665
32	32	-0.012	2.871	-2.871	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.305
32	33	-0.006	-0.311	0.311	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.156
33	33	-0.006	-0.311	0.311	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.156
33	34	0.001	-1.433	1.433	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.007
34	34	0.001	-1.433	1.433	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.007
34	35	0.007	-0.494	0.494	0.000	0.000	0.000	0.000	0.143
35	35	0.007	-0.494	0.494	0.000	0.000	0.000	0.000	0.143
35	36	0.013	2.473	-2.473	0.000	0.000	0.000	0.000	0.291
36	36	0.013	2.473	-2.473	0.000	0.000	0.000	0.000	0.291
36	37	0.013	2.848	-2.848	0.000	0.000	0.000	0.000	0.304
37	37	0.002	0.223	-0.223	0.000	0.000	0.000	0.000	0.056
37	38	0.003	0.273	-0.273	0.000	0.000	0.000	0.000	0.075
38	38	-0.001	0.005	-0.005	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.020
38	39	0.001	0.005	-0.005	0.000	0.000	0.000	0.000	0.020
39	39	-0.001	0.005	-0.005	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.014
39	40	0.001	0.005	-0.005	0.000	0.000	0.000	0.000	0.014
40	40	-0.001	0.006	-0.006	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.016
40	41	0.001	0.006	-0.006	0.000	0.000	0.000	0.000	0.016
41	41	-0.001	0.028	-0.028	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.034
41	42	0.001	0.028	-0.028	0.000	0.000	0.000	0.000	0.034
42	42	-0.001	0.018	-0.018	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.034
42	43	0.001	0.018	-0.018	0.000	0.000	0.000	0.000	0.034

Estudio y diseño de la propulsión de un LNG

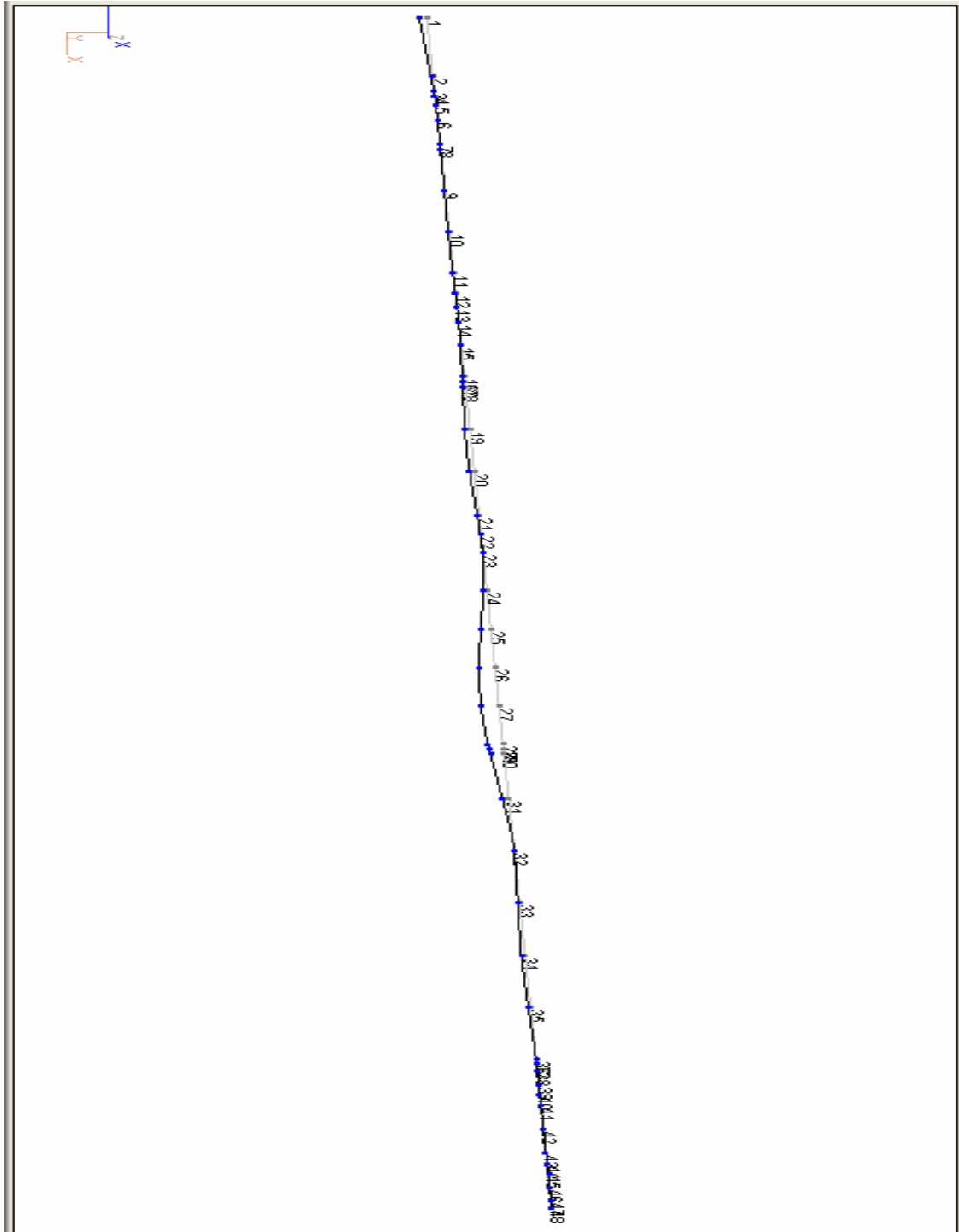
43	43	-0.001	0.004	-0.004	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.016
43	44	0.001	0.004	-0.004	0.000	0.000	0.000	0.000	0.016
44	44	-0.001	0.004	-0.004	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.014
44	45	0.001	0.004	-0.004	0.000	0.000	0.000	0.000	0.014
45	45	-0.001	0.010	-0.010	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.021
45	46	0.001	0.010	-0.010	0.000	0.000	0.000	0.000	0.021
46	46	-0.001	0.011	-0.011	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.018
46	47	0.001	0.011	-0.011	0.000	0.000	0.000	0.000	0.018
47	47	0.000	0.001	-0.001	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.010
47	48	0.000	0.001	-0.001	0.000	0.000	0.000	0.000	0.010

Reacciones en los nodos:



d. DEFORMADA.

La deformada nos queda así:



e. CONCLUSION.

En este segundo estudio ya tenemos resultados más comprensibles:

Node Reactions						
N°	FX kN	FY kN	FZ kN	MX kN.m	MY kN.m	MZ kN.m
5	0.000	0.000	436.900	0.000	340.779	-110.500
8	-0.071	0.000	114.667	0.000	-67.367	0.000
14	0.076	0.000	241.441	0.000	-100.848	0.000
23	-0.187	0.000	200.652	0.000	-68.750	0.000
32	-0.074	0.000	220.019	0.000	121.013	0.000
38	0.255	0.000	117.986	0.000	80.002	0.000
39	0.000	0.000	29.937	0.000	1.389	0.000
40	0.000	0.000	10.874	0.000	-0.082	0.000
41	0.000	0.000	18.731	0.000	-1.086	0.000
42	0.000	0.000	41.613	0.000	-1.729	0.000
43	0.000	0.000	42.148	0.000	2.445	0.000
44	0.000	0.000	18.476	0.000	0.444	0.000
45	0.000	0.000	13.041	0.000	-0.304	0.000
46	0.000	0.000	11.079	0.000	0.347	0.000
47	0.000	0.000	15.278	0.000	-0.223	0.000
48	0.000	0.000	12.102	0.000	0.403	0.000

Vistos los resultados de este segundo análisis en el que se puede ver los valores más normales y después de probar otras formas de analizar la línea de eje, nos quedaremos con este estudio.

11. CONCLUSION FINAL DEL ESTUDIO.

Para dar por concluido este proyecto podemos llegar a la conclusión que para llevar a cabo una buena alineación racional es necesario tener en cuenta además de:

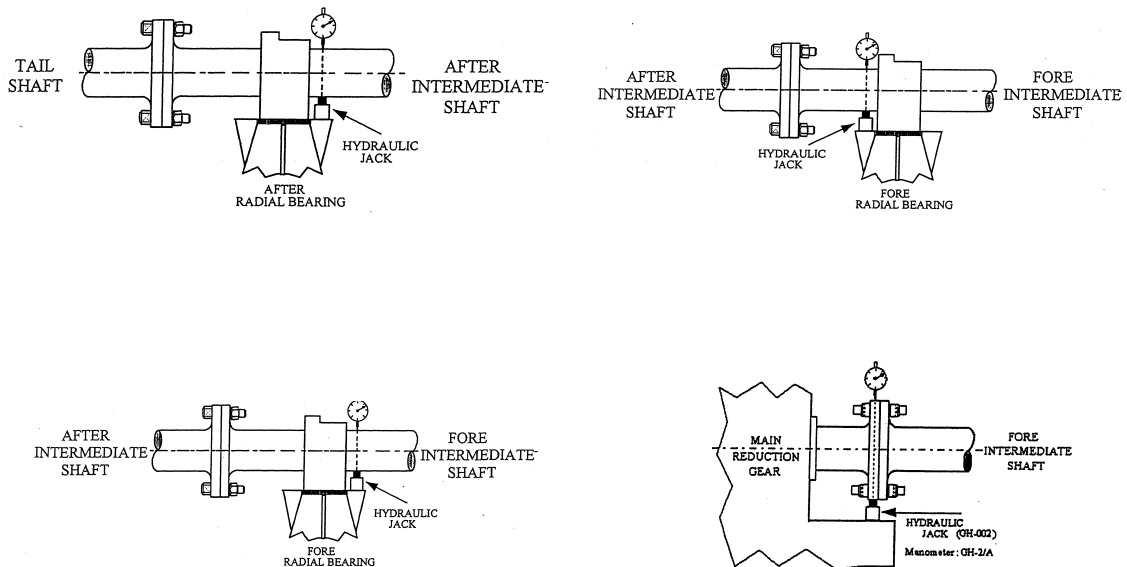
- Potencia, par torsor, diámetros, etc.
- Así como un buen programa de cálculo de pesos y reacciones.

También se debe tener en cuenta otros parámetros:

- 1 -. Un buen personal humano que cuente con buenos técnicos en alineación.
- 2 -. Herramientas y dispositivos adecuados con sus correspondientes certificados de calibración al día.
 - o Teodolitos.



- Dianas.
- Gatos Hidráulicos.



- Bombas.

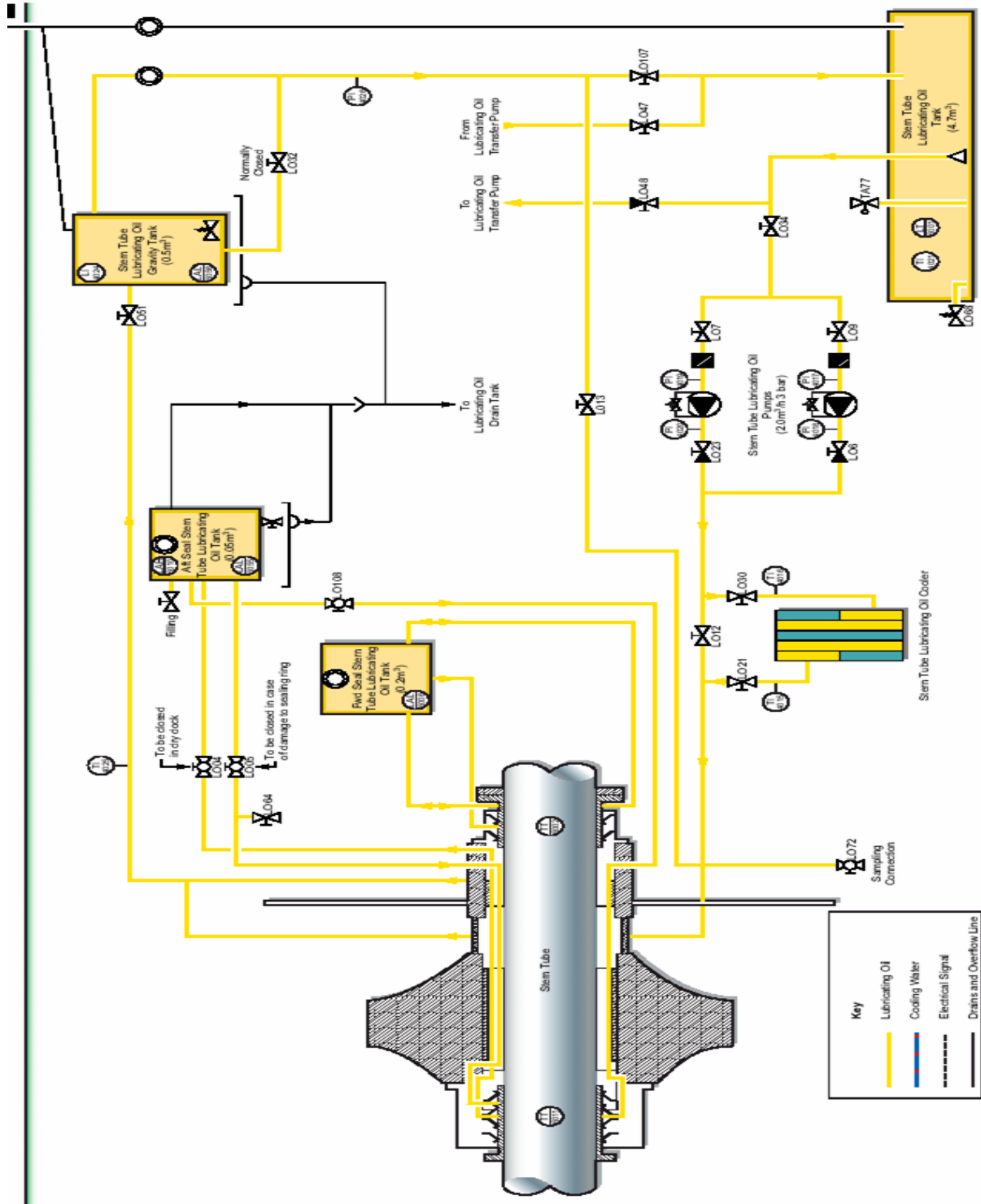
- 3 -. Posición, distancia al centro del cojinete de referencia y coeficiente corrector debido a esta posición, que nos lleve a una situación y reacción lo más próxima posible a la condición real.
- 4 -. La variación térmica, constante necesaria para tener en cuenta las variaciones de los puntos de apoyos tomados, debido a que al tener calentamiento, sufren variaciones de altura, bien por calentamiento de los propios elementos (motores, turbinas, etc.) así como de los elementos donde están montados (buque, bancadas, polines, etc.).

- 5 -. Variaciones debido a las condiciones de operación: Es necesario tener en cuenta las condiciones de carga o lastre, dado que el elemento mas pesado “la hélice”, disminuirá o aumentara la carga según la condición que tenga (hélice sumergida, hélice semisumergida o fuera del agua). La alineación se realizara trabajando en la condición mas utilizada.
- 6 -. Buen dimensionamiento del cojinete (longitud, diámetro, etc.).
- 7 -. Tipo de material de los cojinetes: Elegir el material más adecuado para soportar las cargas requeridas:
- Acero inoxidable.
 - Aluminio.
 - Acero de cañón (gunmetal).
 - Bronce o metal blanco.
- 8 -. El aceite: El aceite de lubricación del cojinete.
- Tipo.
 - Viscosidad.
 - Presión adecuada.

Todos estos parámetros se estudian de forma que se garantice que no se rompa la película de aceite durante el funcionamiento. El garantizar esta película de aceite ayuda a que no tengamos averías en la línea de eje, evitando desgaste de los elementos por rozamiento y mal funcionamiento, con lo que conseguimos mantener el ritmo de trabajo del buque sin tener que entrar a ningún astillero a reparar, consiguiendo lo que se propone el armador. A través de lubricación forzada en la que una pequeña bomba garantiza la lubricación en la bocina, chumaceras y demás elementos que tenga necesario la lubricación por aceite.

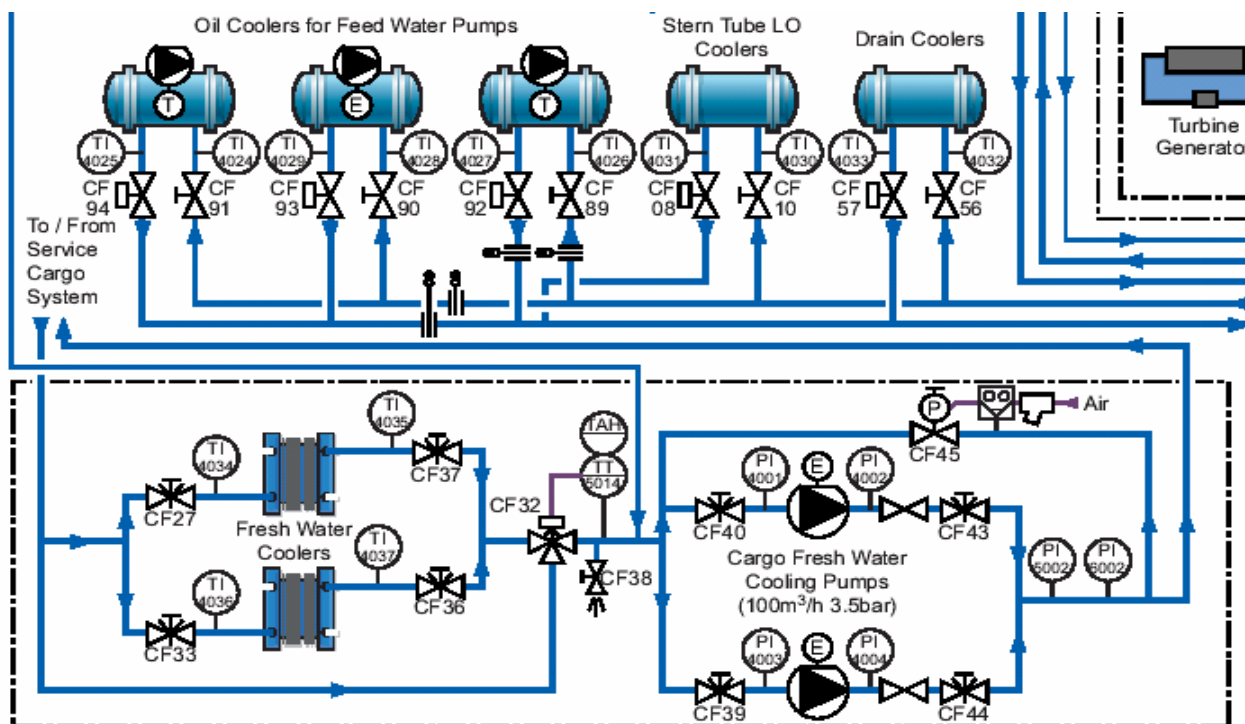
Además dispondrá de un sistema de bombas de alta presión que levantan el eje del cojinete en el momento de arranque, garantizando la película de aceite en el arranque y a bajas revoluciones en buques LNG y petroleros del tipo Shuttle, este sistema es denominado Jack-Up y se utiliza en chumaceras, cojinetes y en la bocina.

Sistema de aceite de lubricación de bocina:



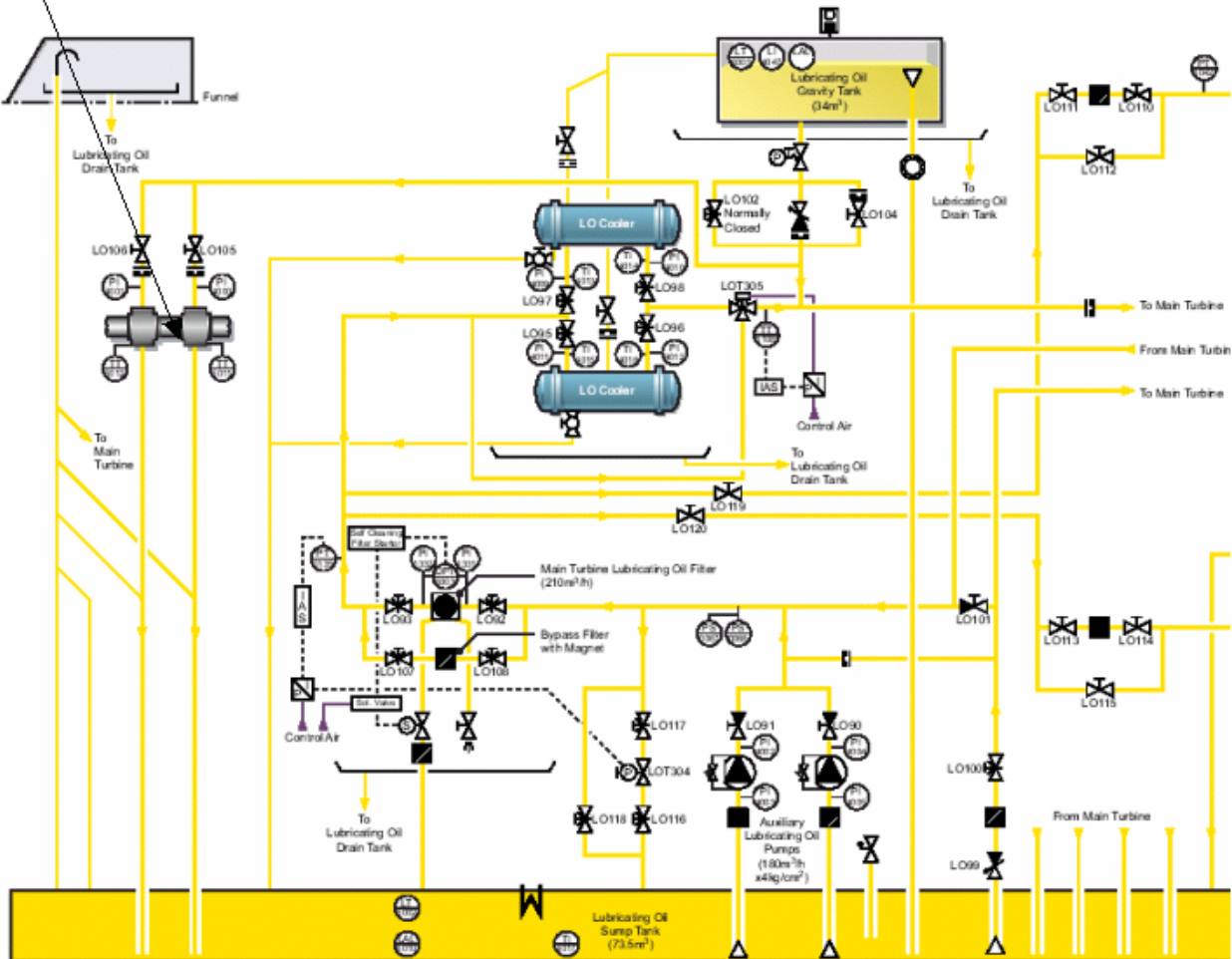
Refrigeración del aceite de bocina: Es necesario tener en cuenta que la bocina es uno de los soportes necesarios para mantener la alineación, por lo que se debe mantener los casquillos en condiciones idóneas de temperatura (sobre unos 35° C.). Se realiza por una buena refrigeración por intercambiadores de calor o a través de una adecuada renovación de aceite por bombas.

Sistema de enfriador de aceite de bocina:



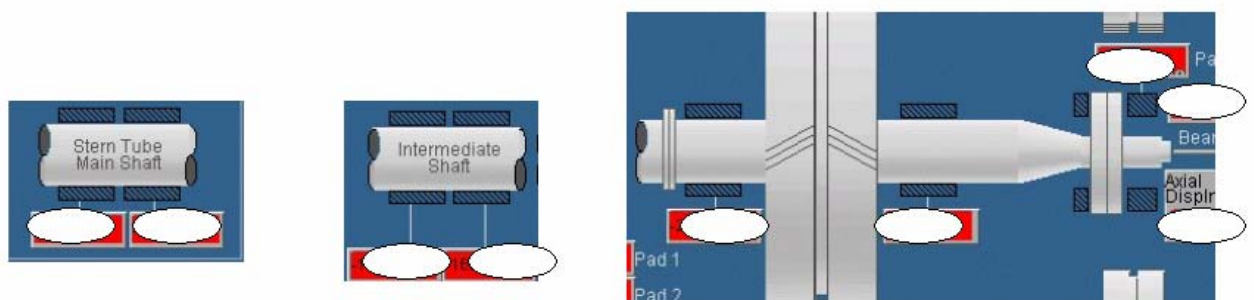
Sistema de enfriador de aceite de las chumaceras:

Chumaceras / Lubricación forzada / jacking



9-. Elementos sensores: Se colocan sensores de temperatura (PT-100) para tener siempre constancia de la temperatura que tenemos en lugares donde no es aconsejable tener temperaturas altas. Actualmente se colocan de forma que deben ser de fácil reparación/cambio desde la sala de maquinas, ya que de lo contrario ante la perdida de referencia

de temperatura por averías de las PT-100 de los cojinetes de bocina (normalmente son dobles, aun así se averían a menudo), forzaría al buque a entrar en dique con lo que ello conlleva (entrada a dique, remolcadores, desgasificación, desmontaje del hélice, etc.).



10 -. Alarmas de aceite de bocina: Las alarmas de aceite son reguladas para que al sobrepasar la temperatura de régimen se activen. En el reglado de estas alarmas se suele tomar un par de grados de margen sobre la temperatura de régimen, cuando esta temperatura aumenta de forma que supera la temperatura de régimen mas los dos grados, saltan las alarmas y el maquinista esta obligado a bajar a sala de maquinas y ver cual es el problema del aumento de temperatura (problema de aceite, refrigeración, perdidas, etc.).

De esta manera se tiene el poder de reacción antes de que resulte afectado el cojinete, solucionando la avería y evitando la entrada a dique con los gastos que desencadena la avería.

Con esto concluimos este proyecto dedicado al estudio y diseño de la línea de ejes en un buque LNG, algunos temas se han tocado muy por encima, ya que en este tema de líneas de ejes y alineaciones podemos estar hablando mucho tiempo e incluso actualmente se tienen fallos de alineación en los que se hizo todo perfecto, pero el funcionamiento de la línea no es el perfecto.

Actualmente se tiene ya mucha experiencia en alineaciones, además de muchos medios de medición, con lo que se hacen alineaciones muy cercanas a las perfectas y con un buen funcionamiento.

12. BIBLIOGRAFIA.

En la realización de este proyecto se ha consultado la siguiente documentación:

- Información Técnica del Buque.
- Manual de “Steelwin” (Izar Puerto Real).
- Reglamentación Lloyd’s Register.
- Reglamentación ABS.
- Apuntes de la asignatura Calculo Estructural de Servicios del Buque.
- Apuntes de la asignatura Sistema de Propulsión del Buque.
- Diversos proyectos similares que se encuentran en la biblioteca.
- El Proyecto en Ingeniería Mecánica de Joseph Edward Shigley.
- Documentación extraída de Internet.
- Documentación facilitada por el Tutor del Proyecto.
- Fotografías tomadas en vivo en el Buque.
- Revistas adquiridas en biblioteca.

