



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

CÁLCULO DE UN PUENTE GRÚA DE 25 TM Y
15 METROS DE LUZ

BRIDGE CRANE CALCULATION Of 25 TONES
AND 15 METERS OF LIGHT

Autor:

Daniel Hernández Mozota

Director/es

Paula Canalís Martínez

Grado en Ingeniería Mecánica

Septiembre 2017

Cálculo de un puente grúa de 25 Tm. y 15 metros de luz.

Resumen

El objetivo del presente TFG es el cálculo de los principales componentes de un puente grúa. El cálculo se ha centrado en los accionamientos presentes en el mismo: Mecanismo de elevación de la carga, y los dos mecanismos de traslación.

Se definieron las diversas especificaciones necesarias partiendo de las necesidades de poder elevar 25 toneladas en una nave de 15 metros de luz. Con los datos de carga máxima y la luz de la nave se seleccionó el tipo de puente grúa, siguiendo los modelos existentes. Se seleccionó un modelo con dos vigas testeros y un carro sobre el cual se eleva la carga.

Una vez definido el tipo de máquina, se pasó a definir su clasificación de aparato, según la normativa UNE. Se definieron las diversas velocidades necesarias: la velocidad de subida de la carga, la velocidad de traslación longitudinal y la velocidad de traslación trasversal.

Con los datos de carga y velocidad de subida de la carga, se comenzó con el diseño del primer mecanismo. Este mecanismo estaría dispuesto en el carro, el cual consta básicamente de un reductor, motor, freno y los mecanismos para la elevación de la carga de servicio (cable, tambor y el aparejo). Se buscaron las partes que pudieran ser comerciales, y se diseñó el reductor con engranajes helicoidales, para ello se tomaron una serie de consideraciones: una duración mínima de 6300 horas para todos los componentes como marca la clasificación UNE, un factor de seguridad de 2 para todos los ejes, los coeficientes mayoradores de los engranajes, etc...

Una vez diseñado el primer reductor, se pasó con el cálculo de la estructura del carro necesaria para soportar este mecanismo. La estructura se calcularía para que cumpliese un factor de seguridad mínimo de 3, y haciendo las hipótesis de donde se encontraban las cargas.

Con la estructura calculada y conociendo su masa, se pasó a calcular el mecanismo de traslación trasversal, con la velocidad que se fijó anteriormente. Este consta básicamente de un reductor, motor, freno y las ruedas. El reductor se diseñó a partir de engranajes helicoidales, para ello se tomaron una serie de factores que tenían que cumplir: una duración mínima de 6300 horas para todos los componentes como marca la clasificación UNE, un factor de seguridad de 2 para todos los ejes, los coeficientes mayoradores de los engranajes, etc...

Con este mecanismo calculado, y conociendo todas las masas se pasó a calcular la estructura general, para poder conocer su masa y con ella calcular el último mecanismo de traslación transversal. Este mecanismo se calculó de la misma manera que el mecanismo de traslación longitudinal.

Y por último se realizó el análisis en Solidworks de diversas piezas estructurales.

TRABAJOS DE FIN DE GRADO / FIN DE MÁSTER



Escuela de
Ingeniería y Arquitectura
Universidad Zaragoza

**DECLARACIÓN DE
AUTORÍA Y ORIGINALIDAD**

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./Dña. Daniel Hernández Mozota

con nº de DNI 73414684H en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)
Grado en Ingeniería Mecánica, (Título del Trabajo)
Cálculo de un puente grúa de 25 Toneladas y 15 metros de luz.

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, 21/09/2017



Fdo: Daniel Hernández Mozota



Índice

1.	Introducción	8
2.	Objetivo	9
3.	Puentes grúa	10
3.1	Definición	10
3.2	Componentes.....	10
3.3	Tipos de mecanismos según Demag.....	11
4.	Especificaciones	14
4.1	Datos de partida.....	14
4.2	Clasificación	14
4.2.1	Clase del aparato completo según UNE 58112-1:1991	15
4.2.2	Clase de los mecanismos según normas UNE 58112-1:1991	15
4.3	Tipo de grúa	16
4.4	Características de velocidad	17
4.4.1	Velocidad de subida de la carga.....	17
4.4.2	Velocidad de traslación del carro.....	18
4.4.3	Velocidad de traslación de la grúa	18
5.	Cálculo Carro Abierto	19
5.1.	Mecanismo subida carga	20
5.1.1.	Aparejo	20
5.1.2	Cable.....	21
5.1.3	Tambor	24
5.1.4	Reductor	26
5.1.5	Cálculo del freno	59
5.2	Estructura del carro	61
5.2.1	Perfiles.....	62
5.2.2	Cálculo de las soldaduras de union travesaño-larguero	66
5.3	Mecanismo de traslacion del carro	68
5.3.1	Ruedas de rodadura	68
5.3.2	Reductor	69
5.3.3	Cálculo del freno.....	94
5.3.4	Cálculo del carril	95
6	Estructura	101
6.1	Solicitudes	101



6.2 Situación de fuerzas	102
6.3 Cálculo de los perfiles	104
7 Sistema de traslación del puente	107
7.1. Ruedas de rodadura.....	107
7.2 Reductor.....	108
7.2.1 Estimación del motor	109
7.2.2 Engranajes	111
7.2.3 Cálculo de los ejes	114
7.2.4 Uniones	118
7.2.5 Comprobación del motor	127
7.2.7 Rodamientos.....	129
7.3 Cálculo del freno	133
7.4 Carril.....	135
8. Simulaciones Solidworks	141
8.1 Estructura del carro	141
8.1.1 Caso 1	143
8.1.2 Caso 2	146
8.1.3 Caso 3	148
8.2 Estructura general.....	150
8.3 Carril Interior.....	153
8.4 Carril Exterior	156
9. Conclusiones.....	159
10. Bibliografía.....	161
Anexo I Normativas	162
1 Norma UNE 58112-1:1992	162
1.1 Aparato completo	162
1.2 Mecanismo completo.....	164
2 Norma UNE 58112-5:1992	166
3 Norma UNE-ISO 4308-1:2007	167
3.1 Selección del cable	167
3.2 Cálculo del diámetro mínimo del tambor	168
4 Norma UNE 58132-2	169
Anexo II Cálculos.....	171



1. Tambor	171
2. Reductor 5.1.4.....	173
2.1 Engranajes 3-4	173
2.2 Engranajes 5-6	176
2.3 Eje A.....	180
2.4 Eje B	185
2.5 Eje C	193
2.6 Cálculo de pesos del reductor	204
2.7 Cálculo de inercias.....	206
3 Cálculo del peso de la estructura.....	208
4. Reductor 5.3.2.....	209
4.1 Engranajes 1-2	209
4.2 Engranajes 3-4	211
4.3 Eje A.....	214
4.4 Eje B	219
4.5 Eje C	223
4.6 Cálculo del peso del reductor.....	228
4.7 Cálculo de inercias.....	230
4.8 Cálculo del peso del carril	231
5. Reductor 7.2.....	232
5.1 Engranajes 1-2	232
5.2 Engranajes 3-4	234
5.3 Eje A.....	237
5.4 Eje B	241
5.5 Eje C	246
5.6 Cálculo del peso del reductor.....	250
5.6 Cálculo de inercias.....	252
Anexo III Catálogos	255
1 Aparejos	255
2 Cable	256
3 Poleas y correas	257
4 Motor reductor 5.1.4	259
5 Rodamientos 5.14	260



5.1 Eje A.....	260
5.2 Eje B	262
5.3 Eje C.....	264
6 Freno	266
7 Perfiles Carro.....	268
8 Ruedas.....	270
9 Motor 5.3.2 y 7.2	271
10 Rodamientos 5.3.2	272
10.1 Eje A.....	272
10.2 Eje B	273
10.3 Eje C.....	274
11 Rodamientos 7.2	276
11.1 Eje A.....	276
11.2 Eje B	278
11.3 Eje C.....	280
12 Chavetas.....	281
13 Acoplamiento de barrilete	283
Anexo IV Prontuarios y tablas utilizadas	284
1 Selección de correas	284
2 Tabla tiempo de arranque motores.....	287
3 Tablas para el cálculo de rodamientos	288
4. Coeficiente de Lewis	290
5.Valores de concentradores de tensiones.	291

1. Introducción

Desde la antigüedad ha existido la necesidad de levantar y mover cargas. Esta necesidad de elevar peso y trasportarlo ya existía en el siglo XXII a.C en el antiguo Egipto, donde ya se usaban palancas, rodillos y planos inclinados para construir grandes obras, por ejemplo la pirámide de Cheops. Para ello se necesitaba una gran cantidad de personal y su fuerza para realizar las elevaciones y transporte.

Un avance hacia la grúa, fue la aparición de las primeras aplicaciones de la polea en Grecia en los siglos VI y IV a.C. También apareció en este siglo el tambor de arrollamiento pieza fundamental para las grúas.

Ya en el siglo III a.c, Arquímedes utilizo las primeras combinaciones de poleas para mover los pesados barcos de la tierra al mar. Y en el siglo II a.c ya apareció el primer cabrestante con engranajes que reducía considerablemente la fuerza necesaria para elevar grandes cargas. Todos estos pasos nos acercaban hacia las actuales maquinarias de elevación de peso.

Las primeras grúas se construyeron en la edad media, entorno al siglo XII d.C. Estas se disponían a orillas de ríos y mares para la carga de los barcos. Ya a partir del siglo XVIII, con la aparición de la electricidad, esta sustituyo a la fuerza humana.

Este fue el comienzo de las grúas. En el caso de estudio de este trabajo se centraran en un tipo especial de grúa, el puente grúa. El puente grúa reúne una gran cantidad de mecanismos, y suelen ser grandes proyectos de ingeniería.

2. Objetivo

El objetivo de este trabajo es diseñar un puente grúa, cuyo destino final sería un almacén de productos siderúrgicos, como bobinas de chapa, vigas grandes, perfiles, etc. Aunque también podría ser usado para otros usos distintos.

Una vez realizados los cálculos analíticos de las partes principales de la máquina, se procederá a realizar un análisis mediante herramientas de cálculo, con el objetivo de comprobar los resultados.

El diseño está formada principalmente por dos vigas que cubren la totalidad de la luz de la nave. En estas dos vigas apoyara el carro con el accionamiento para la subida de la carga. El carro tendrá su propia estructura, donde se encontraría el mecanismo de subida de la carga, y el mecanismo de traslación propio. Por último también se encontraría el mecanismo de traslación de las dos vigas principales. En primer lugar se realizará una fijación de hipótesis de las cargas, dimensiones, y prestaciones del puente. Todo esto queda mejor definido en el apartado 4.

Para obtener los cálculos se ha estudiado el caso más desfavorable en la que la máquina está trabajando con la carga de mayor peso. Se realizará los cálculos del primer reductor, el cálculo de los engranajes, ejes, freno, motor, etc.

Seguidamente se procederá al cálculo de la estructura que portara el mecanismo anterior. Una vez calculado se procederá a comprobar los cálculos con una simulación, en este caso en Solidworks.

Con todo esto obtenido, se puede estimar el peso del conjunto y realizar el cálculo del mecanismo de traslación. Se procederá de la misma forma que con el primer reductor. Una vez acabada esta parte, se realizaría un cálculo simplificado para estimar el peso total, y de esta forma calcular el último mecanismo de traslación, que se procedería de igual forma que los otros dos.

3. Puentes grúa

3.1 Definición

El primer paso será definir en que consiste una grúa. Se trata de una máquina o dispositivo cuya función es la de levantar mecánicamente determinados materiales o cargas. Y de estas se encuentran diversos tipos (grúa Torres, grúa pórtico, grúa puente, etc.) Por lo tanto la grúa puente, es una grúa que consta de un elemento portador formado por una o dos vigas móviles, apoyadas o suspendidas, sobre las que se desplaza el carro con los mecanismos elevadores., como se muestra en la figura 1(en los siguientes puntos, figura será Fig.)

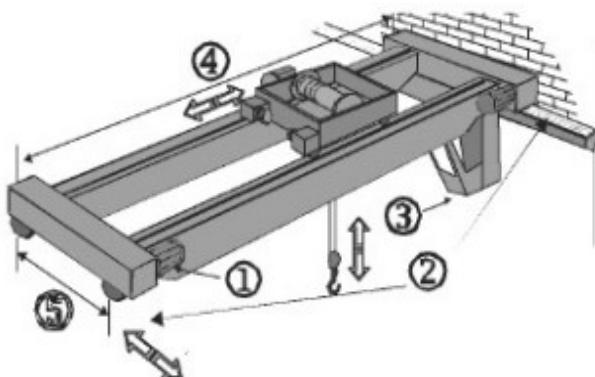


Fig.1 Esquema general de un puente grúa. (Fuente NTP 736: Grúas tipo puente (I): generalidades)

El movimiento longitudinal se lleva a cabo mediante la translación de la viga principal o puente, en la Fig.1 sería el recorrido de la línea 5. El movimiento transversal se realizará mediante el desplazamiento de un polipasto o carro sobre uno o dos carriles dispuestos sobre la viga principal, en la Fig.1 sería el recorrido 4. El movimiento vertical se ejecuta a través del mecanismo de elevación.

3.2 Componentes

En la Fig.2 se tiene un esquema básico de los componentes que constituirían el puente grúa. A continuación se comentará cada una de las partes.

1. Sistema de translación longitudinal. Realiza el movimiento de la máquina a lo largo de la nave. Estaría constituido por: un reductor, un motor, un freno, y las ruedas. Todo ello apoyaría sobre las vigas carril, a través de las cuales se desplazaría.
2. Sistema de translación trasversal. Realiza el movimiento a lo ancho de la nave. Estaría constituido por: un reductor, un motor, un freno, y las ruedas. Todo ello apoyaría sobre las vigas carril, montadas en las vigas principales.

3. Sistema de elevación de la carga. Es el encargado de subir la carga. Estaría constituido por: un reductor, un motor, un freno, y el tambor. Se encontraría en el carro abierto.
4. Aparejos. Dispositivo para enganchar la carga. Estaría constituido por el gancho y las poleas.
5. Vigas principales. Estructura general del puente, capaz de soportar todo el peso.
6. Vigas carril. Serían las vigas encargadas de guiar al puente grúa en su movimiento de traslación.

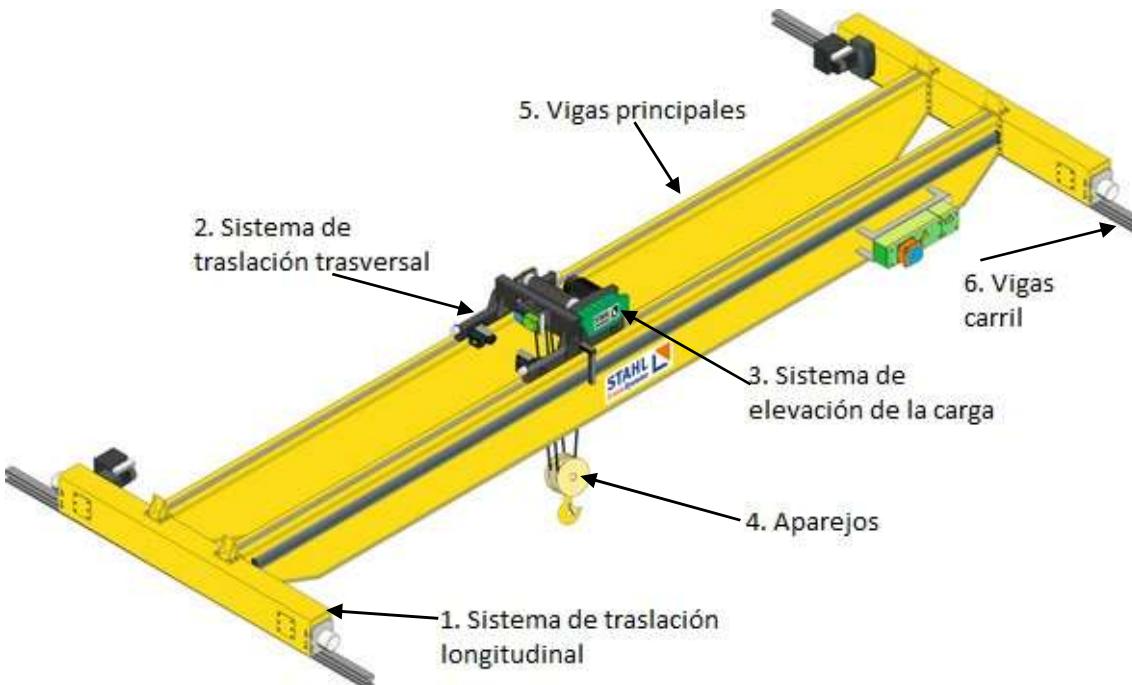


Fig.2- Esquema de partes del puente grúa (Fuente:<https://www.logismarket.es/stahl-crane-systems/puente-grua-birrail/1607348156-1124748-p.html>)

3.3 Tipos de mecanismos según Demag

Se ha decidido buscar un fabricante, en este caso Demag, para seguir sus tipos de máquinas. Existen cuatro tipos de puente grúas en el catálogo de esta empresa, clasificados según la luz de la nave y su carga máxima.

- Grúa puente Demag, tipo EKKE. Grúa puente de una única viga cajón, con carro monorraíl de elevación de la carga. Este mecanismo se caracteriza por su constitución en línea, y su mínimo peso propio. La estructura la componen los propios mecanismos. La traslación de este carro es de tipo manual, de ahí su bajo nivel de carga a elevar. Su uso es recomendado hasta 10 Toneladas (de aquí en adelante Tm.) y 24 metros de luz. Se puede observar un ejemplo en la Fig.3

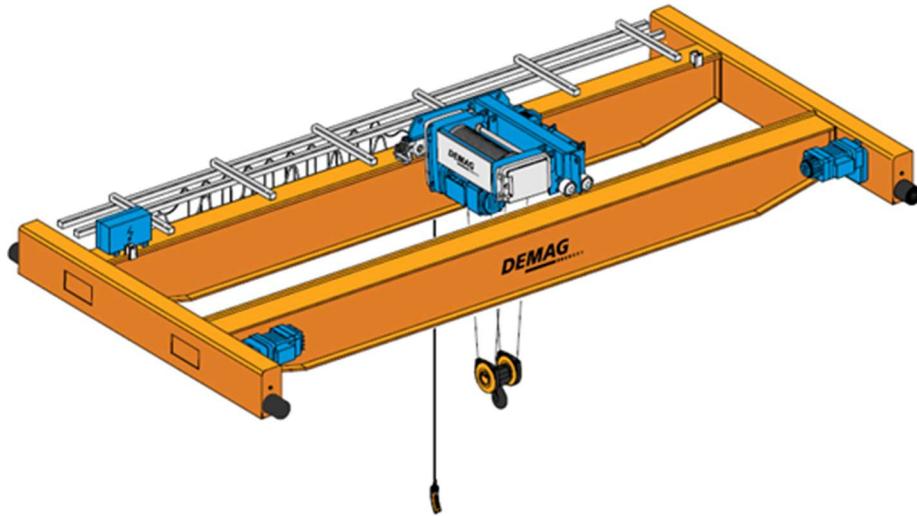


Fig.3-Puente Grúa tipo EKKE (Fuente: <http://mecaser.ec/?productos=producto-1>)

- Grúa puente Demag, tipo EKWE. Grúa puente de una única viga cajón, con carro de consola. Este carro es usado para cargas de nivel intermedio. Su característica es la simplicidad del mecanismo, y la rodadura sobre un carril, con sistema de traslación propio. Su uso es recomendado hasta 20 Tm. y 40 metros de luz. Se puede observar un ejemplo en la Fig.4

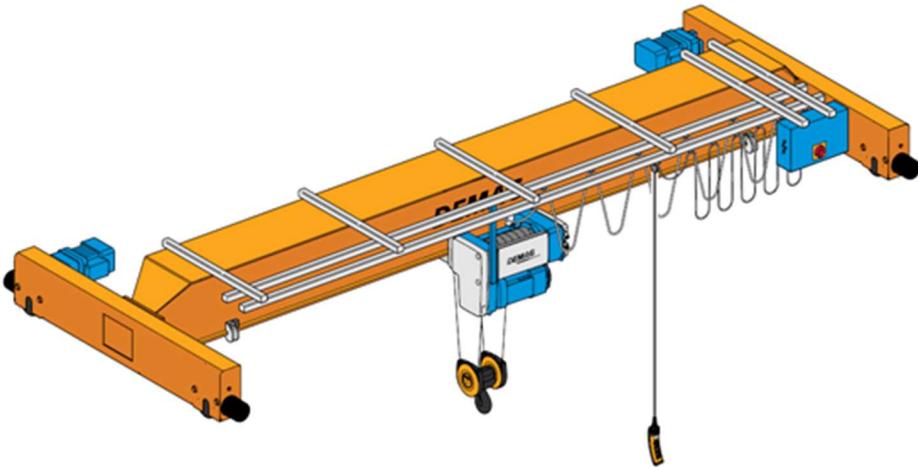


Fig.4 -Puente grúa tipo EKWE (Fuente: <http://mecaser.ec/?productos=producto-3>)

- Grúa puente Demag, tipo ZKKE., con carro birail. Grúa puente compuesta por dos vigas cajón. El carro birail es usado para cargas elevadas, y se desplaza sobre dos carriles. Su uso es recomendado hasta 80 Tm. y 35 metros de luz. Se puede observar un ejemplo en la Fig.5

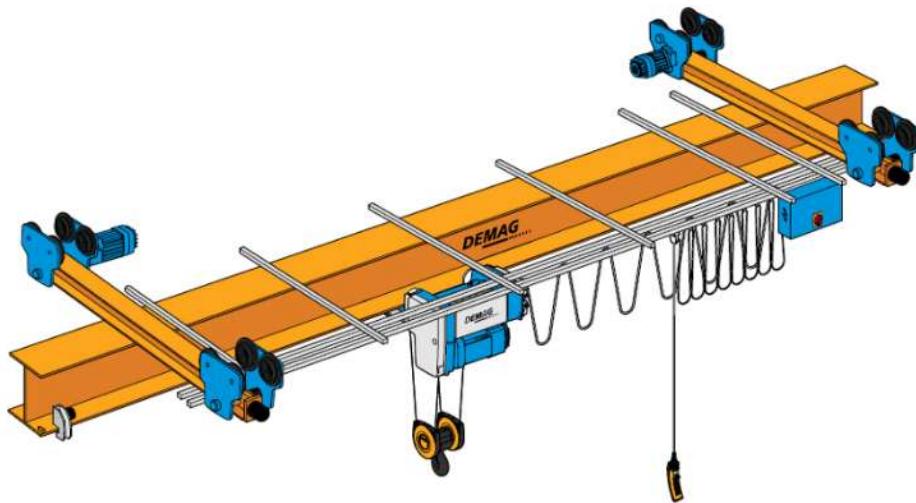


Fig.5.Puente Grúa tipo ZKKE (Fuente:<http://mecaser.ec/?productos=producto-5>)

- Grúa puente Demag, tipo ZKKW, con carro abierto. Grúa puente compuesto por dos vigas cajón. El carro es por excelencia para cargas elevadas, pose estructura propia de ahí su resistencia. Pose sistema mecánico propio de traslación. Su uso es recomendado hasta 250 Tm. y 40 metros de luz.

4. Especificaciones

4.1 Datos de partida

Para hacer los primeros cálculos, se partirá de unos datos de carga máxima y de los datos de la supuesta nave, estos datos se pueden ver en la tabla 1. Todos estos datos serán desde donde se comience el diseño de la máquina.

Tabla 1

Carga MÁxima (Tm.)	25
Luz de la nave (m)	15
Altura máxima de elevación (m)	15
Largo de la nave (m)	20

4.2 Clasificación

En primer lugar antes de seleccionar las especificaciones del puente grúa, hay que realizar una clasificación de él. Para realizar esta clasificación se usarán las normas UNE 58112-1:1991 y UNE 58112-5:1991.

En la norma UNE 58112-1:1991, se tienen dos clasificaciones. La clasificación general del aparato, es utilizada por comprador y fabricante para marcar las condiciones de servicio del aparato. Esta clasificación sirve de referencia contractual y técnica pero no afecta al diseño. Seguidamente se tiene una clasificación para su diseño, sirve de referencia para el diseño de todos los mecanismos, y verificar que tendrá la vida deseada.

La norma UNE 58112-5:1991, esta norma es específica de las grúas puente y pórtico. Las clasificaciones sobre la base de la clase de utilización y el estado de cargas. Esta norma marca un mínimo en la clase de utilización tanto general como de diseño. Esta norma clasifica según la industria donde vaya a utilizarse y la condición de utilización. Para nuestro caso, el tipo de aparato es de almacén, y la condición de uso que marca la norma es mínimo regular en servicio ligero, esta tabla se puede ver en el apartado 1 del Anexo I. La clasificación se muestra en la tabla 2

Tabla 2

Clasificaciones	
Aparato en su conjunto	A3
Mecanismo de elevación	M3
Traslación del carro	M2
Traslación	M4

4.2.1 Clase del aparato completo según UNE 58112-1:1991

En primer lugar hay que determinar la clase de utilización. Esta marca un número de ciclos mínimos que debe soportar el aparato en general. En el caso que se sigue, utilizaremos la que marca la norma UNE 58112-5:1991, que es “Utilización regular en servicio ligero”. Usando la tabla 1 de la norma (esta tabla se puede ver en el apartado 2 Anexo I). Se puede ver la de la grúa de estudio en la tabla 3

Tabla 3

Tipo de utilización	Número de ciclos máximos de maniobras	Clase de utilización
Utilización regular en servicio ligero	$2.5 * 10^5$	U5

En segundo lugar se busca el estado de carga. Marca el número de veces que es elevada una carga, de un orden de magnitud determinado correspondiente a la capacidad del aparato. En este caso, al no poder conocer los valores del número de masas y su peso, se hará una estimación con la tabla 2 de la norma (Anexo I). Se estima que levantará con bastante frecuencia la carga máxima de servicio, y corrientemente cargas medianas. Por tanto obtendríamos un estado de carga Q3 o pesado.

Para determinar la clasificación general del aparato, se usará la tabla 3 de la citada norma (Anexo I), introduciéndose con U5 y Q2. La grúa puente sería un clasificación A6.

4.2.2 Clase de los mecanismos según normas UNE 58112-1:1991

En primer lugar se clasifica según las horas de duración del servicio. Esta duración se calcula a partir de la duración del servicio medio diario multiplicado por el número de días laborales y el número previsto de años.

En España se trabaja una media de 250 días, se supondrá el 50 % de horas de un jornada se usaría la grúa. Una jornada diaria constaría de 8 horas, y una estimación de 6 años de duración del puente grúa. Por tanto:

$$\begin{aligned} \text{Horas} &= 8(\text{horas}) * 0.5(\text{uso diario}) * 250(\text{días laborales}) * 6 (\text{años}) \\ &= 6000 \text{ horas} \end{aligned}$$

Con este valor de horas se iría a la tabla 4 de la norma (Anexo I), y la más próxima es de 6300 horas. Sería una clase de utilización T5, con utilización regular en servicio intermitente.

Para estimar el estado de carga, se usaría la misma deducción que en el caso del aparto anterior de clase del aparato completo. Para este caso se iría a la tabla 5 de la norma. Es un estado de carga L3 pesado, mecanismo sometido con bastante frecuencia a su carga máxima de servicio y corrientemente a cargas medias.

Con el parámetro T5 y L3, se introducen en la tabla 6. Se obtendría una clase de mecanismo de M6.

4.3 Tipo de grúa

Una vez se tiene la carga máxima que se quiere elevar, y la anchura de la nave (o luz de la nave), se iría a la Fig.6 para determinar el tipo de mecanismo que es necesario. Esta figura ha sido extraída del libro Grúas de Emilio Larrodé y Antonio Miravete, y se puede consultar su referencia bibliográfica en el apartado bibliografía.

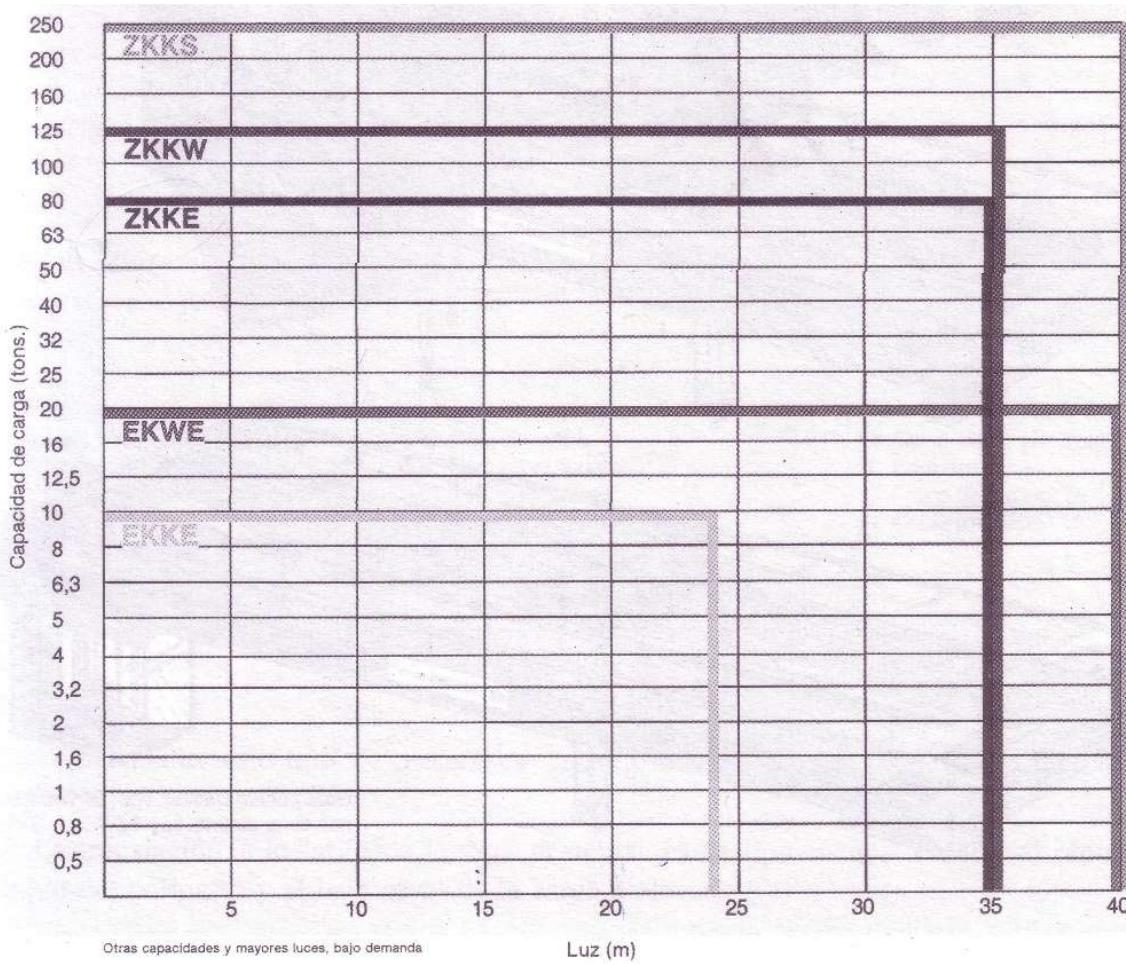


Fig.6 Grafica de elección del tipo de mecanismo (Fuente: Larrodé, E., Miravete, A. (1996). Grúas. Zaragoza. Servicio de Publicaciones, Centro Politécnico Superior, Universidad de Zaragoza).

Con la gráfica de la figura 6 se intentará determinar la clase de mecanismo por el que se empezara a diseñar el puente grúa. Para ello se necesita la carga máxima que levantará la máquina y la distancia que habrá entre carriles.

Se tendría un mecanismo tipo ZKKE, que constaría de dos vigas cajón. Un carro birrail apoyado sobre las dos vigas, que se desplazaría sobre los carriles en sentido,

trasversal. En ese carro se dispondría del sistema de elevación de la carga. Y el sentido de desplazamiento longitudinal, se dispondría de un sistema para ello.

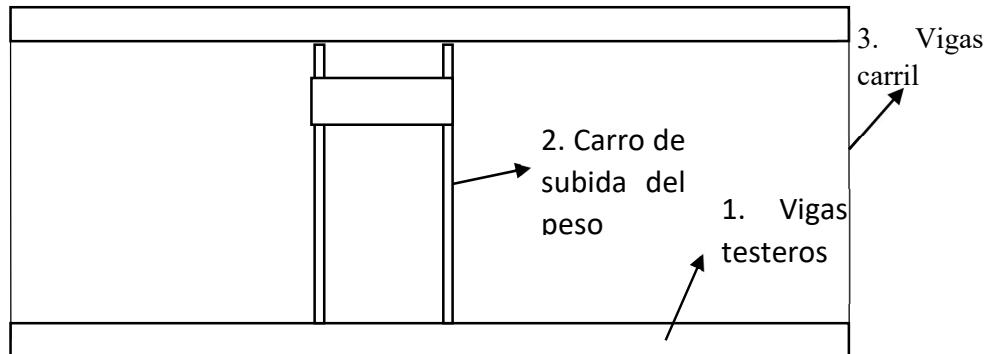


Fig.7 Boceto del puente grúa

En la figura 7 se ve un pequeño esquema de los que consistirá el diseño del puente grúa. Constará de dos vigas grandes, donde apoyaran los carriles de desplazamiento del carro en sentido transversal. El carro que estará constituido por dos vigas, donde se encuentra el reductor de subida de peso, y el reductor para el movimiento de translación. Y por último se encuentran los carriles de desplazamiento longitudinal, en los extremos.

4.4 Características de velocidad

La última especificación que es necesaria para poder empezar con el diseño de la grúa puente, son las velocidades. Para ello hay que determinar tres velocidades, y estas están determinadas según el método propuesto en el libro de Emilio Larrodé y Antonio Miravete, y comparando con información sobre puente grúas existentes en el mercado.

4.4.1 Velocidad de subida de la carga

Normalmente los mecanismos de elevación de la carga, disponen de dos velocidades. Una velocidad de elevación principal que es la rápida y sirve de movimiento general, y una velocidad de precisión, que es la lenta y sirve de aproximación.

Las dos velocidades son función de la capacidad de carga, de la distancia vertical, que puede recorrer la carga, del grupo de carga, y de la clase de elevación.

En este caso se ha decidido una velocidad de elevación de 6 m/min, comparando con catálogos de fabricantes y el libro de referencia.

4.4.2 Velocidad de traslación del carro

Con esta velocidad se busca optimizar al máximo el rendimiento de manutención. Esta velocidad es una función lineal de la luz de la grúa, siguiendo la siguiente fórmula para el cálculo.

$$V(luz) = 18.57 + (0.42 * luz) \left(\frac{m}{min} \right)$$

Por tanto se tiene que la luz de la nave es de 15 metros, y queda una velocidad de:

$$V(15) = 18.57 + (0.42 * 15) = 24.87 \text{ m/min}$$

Esta velocidad se simplificaría a 25 m/min, para facilitar los cálculos.

4.4.3 Velocidad de traslación de la grúa

Con esta velocidad se busca optimizar al máximo el rendimiento de manutención. Esta velocidad es una función lineal de la longitud de la nave, cuya fórmula la se encuentra en la siguiente fórmula.

$$V(largo) = 11.43 + (0.57 * largo) \left(\frac{m}{min} \right)$$

Por tanto se tiene que la luz de la nave es de 15 metros, y queda una velocidad:

$$V(15) = 11.43 + (0.57 * 15) = 19.98 \text{ m/min}$$

Esta velocidad se simplificaría a 20 m/min, para facilitar los cálculos.

Por tanto las tres velocidades que se ha decidido son las siguientes:

- Velocidad de subida de 6 m/min
- Velocidad de traslación trasversal de 25 m/min
- Velocidad de traslación longitudinal de 20 m/min.

5. Cálculo Carro Abierto

Es la estructura donde se encuentra el mecanismo de elevación de la carga. Consta de tres partes principalmente: el mecanismo de elevación de la carga, la estructura portadora, y el mecanismo de traslación del carro. Un ejemplo lo se encuentra en la figura 8. Esto sería un carro comercial de la empresa GDC grúas. Aquí se podrían observar todos los mecanismos y partes que se van a desarrollar en el cálculo.

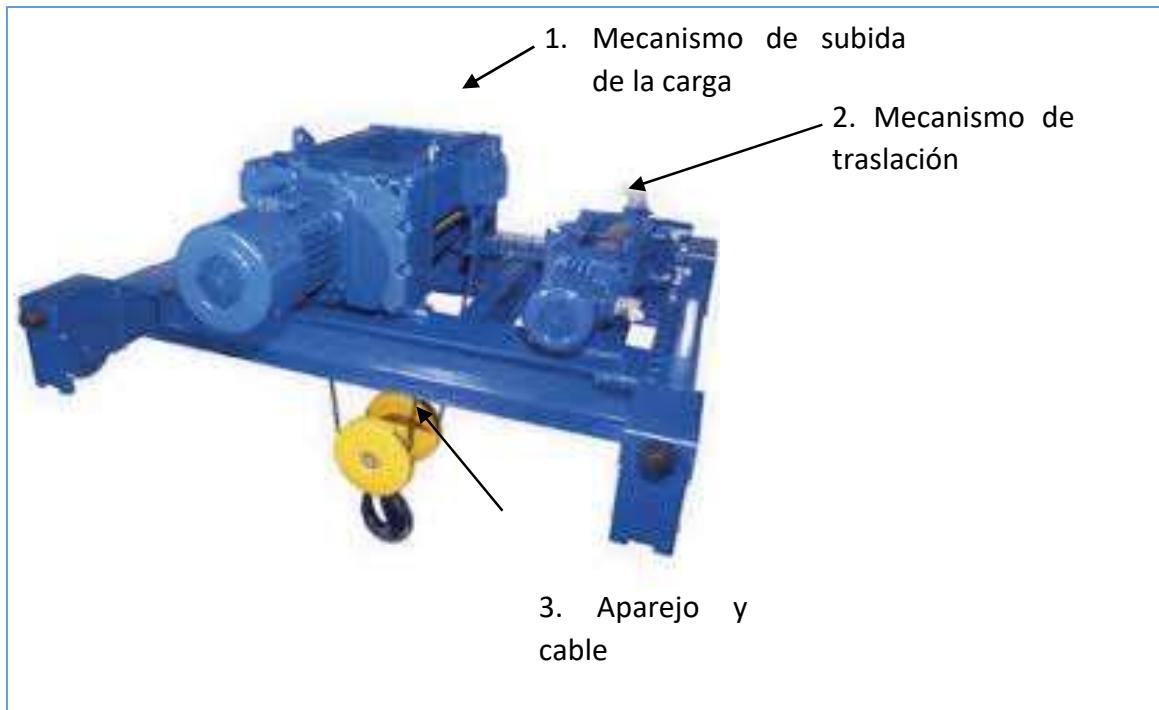


Fig. 8- Carro abierto (Fuente: <http://www.gdcgruas.com/web/máquinaria.html>)

Para ordenar las ideas de los sistemas a calcular, se realiza un pequeño esquema, presente en la figura 9, donde se observan las partes y un pequeño boceto con las dimensiones.

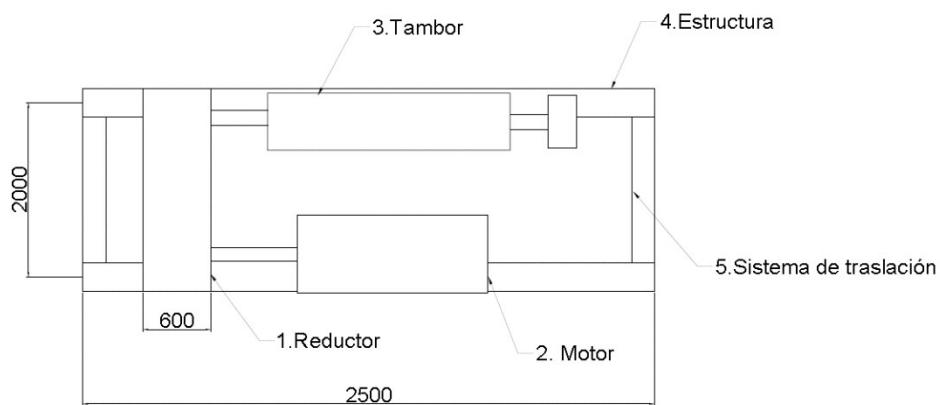


Fig.9-Esquema del carro

De este esquema se van a diseñar todos los componentes siguiendo los criterios impuestos para que su funcionamiento sea correcto. Todos los criterios que se han usado siguen los preceptos de que el mecanismo debe durar al menos 6300 horas. Para todos los diseños se ha partido de cero, y se ha ido diseñado y comprobando mediante los cálculos.

5.1. Mecanismo subida carga

El primer paso para comenzar, es el diseño del sistema de subida de la carga. Es el mecanismo más complejo, y cuyo cálculo ha sido más estricto. En este caso se calcula todo con la hipótesis de la carga mayor que se quiere elevar, en este caso son 25 Tm, y las características de velocidad definidas en el apartado 4.

En un primer momento se han buscado los componentes que puedan ser comerciales en este caso el aparejo, el cable, el motor, las poleas, las correas, los rodamientos, chavetas y frenos.

Y tanto el tambor, como los engranajes, como los ejes han sido diseñados partiendo de los supuestos de carga, velocidad de subida, y horas de vida. Para ellos se ha propuesto un primer diseño y posteriormente se ha comprobado con sus respectivos cálculos que todo era correcto.

5.1.1. Aparejo

El aparejo es un mecanismo para el paso múltiple del cable desde la parte superior de la carga hasta el propio aparato. Este aparejo soporta las poleas que tiene como finalidad evitar el aflojamiento del cable y estabilizar el movimiento sin carga. Se puede ver uno ejemplo de ello en la figura 10.

El aparejo consta de: poleas, traviesa, el gancho, placas de sujeción. Estos suelen ser aparatos comerciales, por tanto se ha buscado un catálogo para ello, se encuentra en el apartado 1 del Anexo III. Se ha encontrado el catálogo de la empresa "Gosan". Todo este proceso de búsqueda simplifica la máquina y abarata costes ya que al ser un elemento comercial, no es necesario su cálculo, solo buscar el que cumpla con las características.



Fig.10-Aparejo.

(Fuente:http://www.anmopyc.es/producto/aparejos_y_ganchos_para_gruas_gosan)

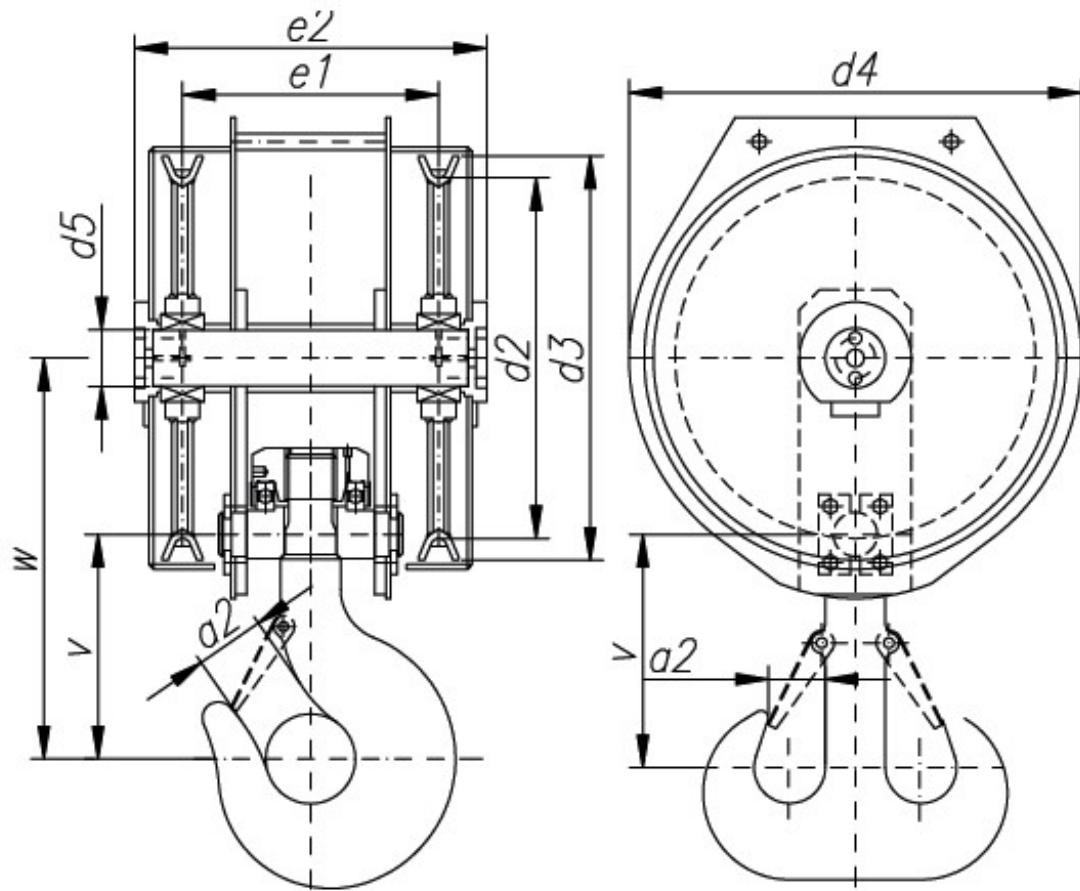


Fig. 11-Características (Figura: Catálogo "Gosan")

De la figura 11 las características se encuentran en la tabla 4, extraídas del catálogo comercial de la empresa, de la pieza seleccionada.

Tabla 4

Nº	Carga (Tm)	Cable d ₁ (mm)	d ₂ (mm)	d ₃ (mm)	d ₄ (mm)	d ₅ (mm)	e ₁ (mm)	e ₂ (mm)	V (mm)	W (mm)	a ₂ (mm)	Peso (kg)
32	40	32	695	795	860	110	470	640	500	845	160	805

5.1.2 Cable

Es el órgano flexible del aparato que es usado para elevar la carga. El cable metálico es un conjunto de alambres agrupados en cordones, que a su vez se enrollan sobre un alma formada de un conjunto apto para resistir los esfuerzos de tensión. Generalmente están formados por:

- Alambres de acero
- Almas, es el núcleo donde se enrollan los alambres y cordones.
- Cordones, es la estructura formada por alambres y almas
- Cabos, es la agrupación de varios cordones.

Para realizar el cálculo del cable se seguirá la norma UNE-ISO 4308-1, ya que esta norma rige como debe calcularse los cables de carga, para poder resistir. La norma se encuentra en el apartado 3 del anexo I. Establece los requisitos mínimos en resistencia y comportamiento de los cables en relación con el diseño, aplicación y mantenimiento.

También establece los requisitos mínimos para los diámetros de tambores y poleas de acuerdo al cable seleccionado. También dice la norma que siempre que se pueda se usará un cable conformado según la norma ISO 2408.

También se ha elegido un cable comercial de la empresa Cargo Flet Blasant, se ha elegido esta empresa ya que cuenta con todos los certificados, pertenece a la asociación española de manutención y AWRP, y cumple con la norma ISO 2408. Esta empresa es especialista en distribuir recambios y piezas de las grúas. El catálogo se encuentra en el apartado 2 del anexo III.

En este punto se comienza con el cálculo, para ello se calcula el valor mínimo del diámetro y para ello es necesario calcular el factor de selección del cable C, según la normativa.

$$C = \sqrt{\frac{Zp}{K' * Ro}}$$

Donde:

- Zp depende de la clase de utilización del mecanismo., a cumplir con la norma ISO 4308. Este valor se obtiene de la tabla 1 de la norma UNE-ISO 4308-1 (Apartado 3 del Anexo I), y en este caso se entra en la tabla 1 con la clase de mecanismo (M6), y se obtiene un valor de 4.5
- K' es el factor empírico para la carga mínima de rotura de un cable de la clase constructiva escogida. Se puede tomar de la tabla 3 de la norma ISO 2408:1985 o del fabricante. En este caso se tomará del fabricante “Cargo Flet Blasant” de su catálogo, con un valor de 0.3563
- Ro es la resistencia mínima a tracción del cable en MPa, en este caso es de 2160 MPa para todos los alambres utilizados por este fabricante.

$$C = \sqrt{\frac{5.6}{0.3563 * 2160}} = 0.0853$$

Y le diámetro mínimo del cable será

$$d_{min} = C\sqrt{S}$$

Donde S es la carga nominal del aparato, y se calcula teniendo en cuenta: el aparejo, el número de ramales que va a desarrollar el cable, y el rendimiento η . En este caso, se dispondrán dos ramales, y con esos dos ramales se obtiene el rendimiento, que es del 0.99.

$$S = \frac{(Q_{carga} + Q_{aparejo}) * 9.81}{i * \eta} = \frac{(25000 + 805) * 9.81}{2 * 0.99} = 127852.05 \text{ N}$$

$$dmin = 0.0853\sqrt{127852.05} = 30.50 \text{ mm}$$

También se dispone de una regla para el diámetro máximo

$$dmax = 1.25 * dmin = 1.25 * 30.05 = 38.13 \text{ mm}$$

Una vez calculado el diámetro, es necesario calcular la carga de rotura mínima del cable. Para esto se seguirá el punto 6.4 de la norma UNE-ISO 4308-1.

$$Fmin = S * Zp = 127852.05 * 5.6 = 715971.48 \text{ N} = 715.97 \text{ kN}$$

Se ha buscado en el catálogo un cable que cumpla las dos condiciones, y se ha encontrado es el cable 6x36 WSR. Es un cable de alma metálica, con alambres compactados de acero galvanizado (NF, clase B) con las siguientes características en la tabla 5.

Tabla 5

Denominación	6x36WSR
Sentido de trenzado	Derechas
Diámetro del cable (mm)	32
Diámetro del hilo exterior(mm)	1.83
Peso (Kg/m)	4.590
Carga de rotura mínima (kN)	936

En el apartado 7 de la norma, marca los diámetros mínimos que ha de tener el tambor para el cable, y también son función de la clasificación del mecanismo. Para calcular este diámetro de tambor primitivo, se usará la siguiente fórmula

$$D_1 \geq h_1 * t * dmin$$

Donde

- D_1 , es el diámetro del tambor
- h_1 , factor de selección del tambor obtenido de la tabla 2 de la norma (Apartado 3 del Anexo I).
- t , es el factor tipo del cable de acuerdo con la tabla 3 (Apartado 3 del Anexo I). Este tiene en cuenta la posible fatiga de las diferentes clases de cables existentes en el mercado.

$$D_1 \geq 20 * 1 * 30.5$$

$$D_1 \geq 601 \text{ mm}$$

Para redondear el diámetro, se aproxima por un mayor. En este caso se consigna un diámetro de tambor igual a $D_1 = 605 \text{ mm}$.

5.1.3 Tambor

El siguiente paso del cálculo del mecanismo de subida, será el tambor. El tambor es el encargado de arrollar el cable y permitir la subida. Se ha decidido usar dos ramales, para dividir la carga en estos dos cables.

Se puede ver un pequeño esquema en la Figura 12, donde la zona marcada en verde será el lugar del arrollamiento del cable. Se compondrá de un cilindro hueco, del cual ya conocemos el diámetro exterior que viene marcado por el apartado anterior, $D_1 = 605 \text{ mm}$.

Ahora en este apartado se diseñara el grosor de la pared del tambor, comprobándolo a resistencia y estableciendo un coeficiente de seguridad.

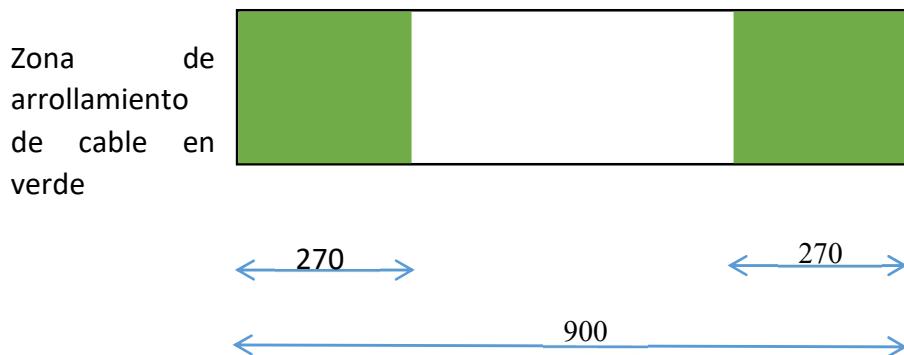


Fig.12-Boceto de la disposición del tambor.

Para el diseño del espesor de la pared del cilindro, que es el único parámetro que queda por decidir en el diseño, marcaremos las siguientes pautas: El material es un acero S355Jr, cuyas características se encuentran en la tabla 6, se marca que deben tener al menos un coeficiente de seguridad a fluencia igual o superior 4 con la teoría de cortante máximo.

Tabla 6

Denominación	Acero S355Jr
Límite de rotura (MPa)	510 a 680
Límite elástico (MPa)	355
Densidad (Kg/m ³)	7850

Para diseñar el tambor, el primer será calcular las reacciones, suponiendo el tambor biapoyado, y con las cargas supuestas puntuales en la zona de arrollamiento.

Además será necesario calcular el momento necesario para realizar la operación de subir el peso.

$$M = ((Q_{carga} + Q_{aparejo}) * 9.81) * \frac{D_1}{2} = ((25000 + 805) * 9.81) * \frac{605}{2} \\ = 76.85 * 10^6 \text{ Nmm}$$

Con estas reacciones se calcula los diagramas de esfuerzos, y se busca en el diagrama de momentos flectores el punto de mayor valor, que será ahí donde se calcule el espesor.

Se busca el módulo resistente a partir del coeficiente de seguridad y el material. Con ese módulo resistente se buscará el diámetro interior y el espesor. Todos estos cálculos se pueden ver en el apartado 1 del anexo II.

También se puede ver el cálculo del espesor en las siguientes fórmulas a partir del módulo resistente calculado en el anexo II.

$$948708.47 = \frac{\pi(D^3 - D_{int}^3)}{32}$$

$$D_{int} = 596.07 \approx 596 \text{ mm}$$

$$e = \frac{D - D_{int}}{2} = \frac{605 - 596}{2} = 4.5 \text{ mm}$$

Por tanto tendremos un tambor de diámetro 605 mm, con un espesor de 4.5 mm, que con ello es capaz de soportar los esfuerzos. Por tanto el tambor tendrá las siguientes características que se pueden ver en la figura 13.

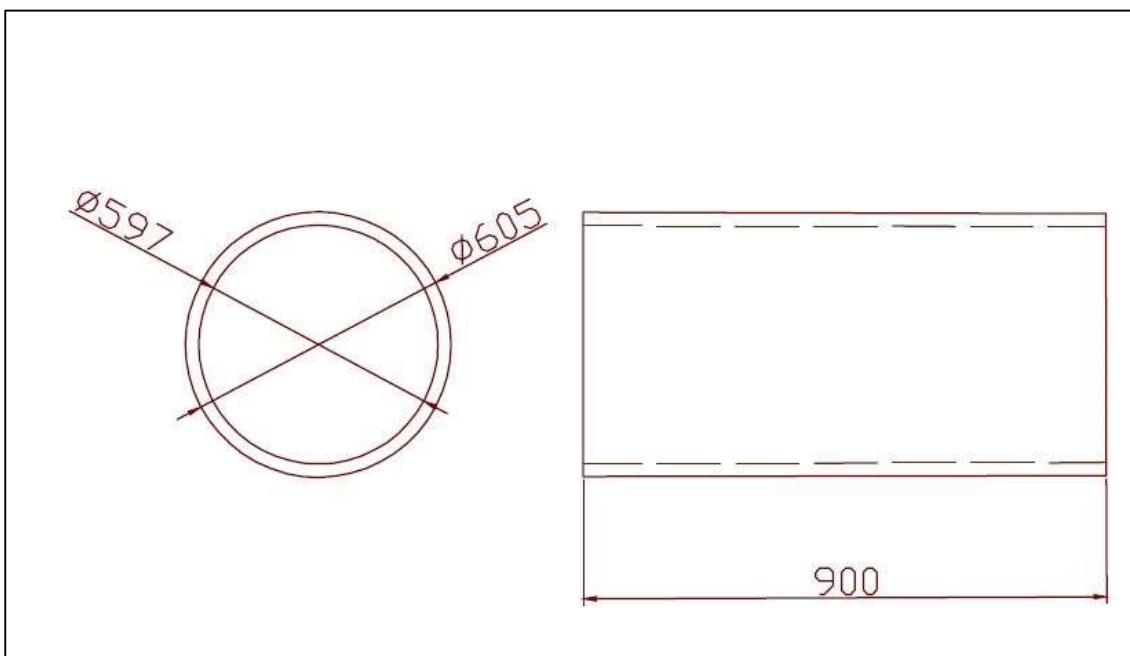


Fig.13- Características del tambor.

5.1.4 Reductor

El reductor tiene la finalidad de adaptar las condiciones de velocidad y par del motor a las necesarias para llegar a obtener las prestaciones. El reductor constará de tres etapas de reducción, una primera de polea-correas. Las dos siguientes serán dos pares de engranajes helicoidales.

Se han seleccionado este tipo de engranajes, ya que soportan mayor carga que los engranajes de dientes rectos, y se puede llegar a conseguir más reducción en menos etapas. La primera etapa es de polea correa, ya que es necesario conseguir cubrir mayor distancia. Se puede ver un pequeño esquema en la figura 14

Para poder diseñar este reductor se han tomado las siguientes consideraciones:

- Se busca un coeficiente de seguridad a fluencia mayor o igual a 2 con la teoría de cortante máximo en todos los ejes.
- La duración del mecanismo ha de ser mínimo de 6300 horas de trabajo
- Para el cálculo de los engranajes se tendrán en cuenta dos coeficientes
 - Factor de esfuerzos dinámico (F_d), que tiene en cuenta la calidad de fabricación del engranaje. Se ha decidido que los engranajes sean tallados por generación sin rectificar, por tanto se calcula con la siguiente fórmula
$$fd = 1 + \frac{V(m/min)}{360}$$
- Factor de servicio (F_s), tiene en cuenta el tipo de máquina que se está accionado. Para máquinas de elevación este factor puede estar entre 1 y 1.25. Por tener más seguridad se tomará el más alto, en este caso 1.25.
- Módulos inferiores a 10 en todos los engranajes
- El tiempo de frenado máximo será de 0.5 s

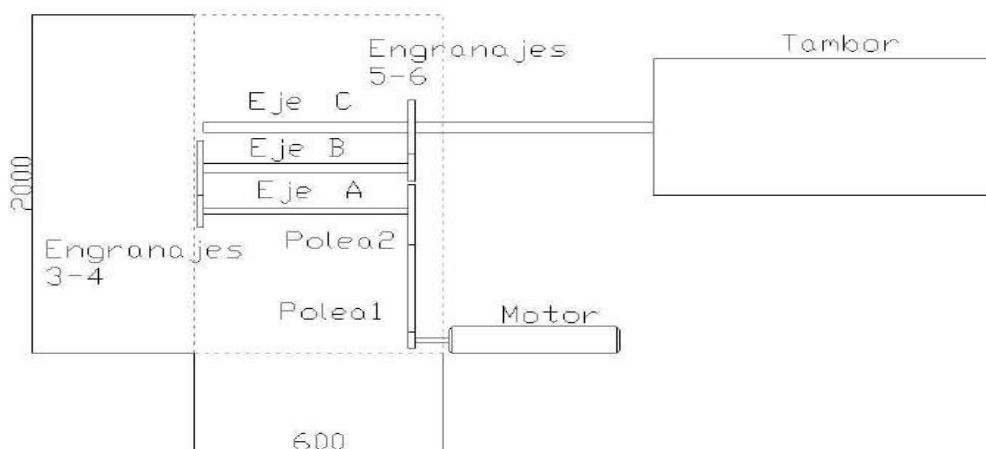


Fig.14- Esquema del primer reductor

5.1.4.1 Estimación de potencia y velocidad del motor

El primer paso será buscar un motor que pueda cumplir con las especificaciones. Para ellos con los datos de par necesario y velocidad, se podrá estimar la potencia necesaria.

Primero habrá que calcular la velocidad en el tambor, ya que la velocidad calculada en el apartado 4.4.1, es la velocidad de la carga y hay una reducción en los aparejos y en el tambor.

La velocidad en la carga es de 6 m/min que es equivalente a 0.1 m/s. El aparejo seleccionado en el apartado 5.1.1 tiene un diámetro de 695 mm. Por tanto

$$\nu = \varpi_a * \frac{D_a}{2}$$

$$\varpi_a = \frac{0.1 * 2}{0.695} = 0.28 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Y existe una desmultiplicación entre el diámetro de la polea y el del tambor

$$i_{at} = \frac{D_a}{D_t} = \frac{695}{605} = 1.15$$

Por tanto la velocidad en el tambor será

$$i_{at} = \frac{\varpi_t}{\varpi_a}$$

$$\varpi_t = \varpi_a * i_{at} = 0.28 * 1.15 = 0.32 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Al ser las revoluciones del tambor muy bajas, se buscará un motor con las mínimas revoluciones, para reducir al máximo las etapas de reducción y que pueda cumplir con las especificaciones. Será necesario usar el momento torsor calculado en el apartado 5.1.3 de esta memoria. Se tiene los siguientes datos en la tabla 7

Tabla 7

Momento necesario (Nmm)	$Mt=76.85*10^6$
Velocidad angular (rad/s)	$\omega=0.32$

$$Pt = Mt * \omega = 76850 * 0.32 = 24592 W = 24.6 kW$$

Se ha buscado un fabricante de motores, en este caso se ha decidido la empresa suiza ABB, especialista en generación eléctrica y automatización. En su catálogo de motores estándar de bajo voltaje, se encuentra un motor de 500 rpm y que con 30 kW de potencia, que podría servir. (El catálogo completo se encuentra en el apartado 4 del anexo III). Para comenzar con los cálculos, se tomarán estos datos, y posteriormente se comprobará si el motor es válido.

Los primeros datos que son necesarios son los de velocidades angulares de todos los ejes, y los pares necesarios. Para ello se va a trabajar en rpm y Nmm. Se irá calculando, todos los datos desde el tambor hacia el eje del motor.

El primer cálculo será trasformar la velocidad del tambor en rad/s a rpm. Se denomina ω_c , ya que este eje es el C

$$\omega_c = 0.32 * \frac{60}{2\pi} = 3.05 \text{ rpm} \approx 3 \text{ rpm}$$

Se calculará la relación de desmultiplicación total, i_{total}

$$i_{total} = \frac{n_{motor}}{n_c} = \frac{500}{3} = 166.7 \approx 167$$

Se plantean una serie de reducciones entre los ejes, para poder cumplir con las especificaciones.

$$i_{total} = i_{ma} * i_{ab} * i_{bc}$$

Se propone las siguientes reducciones

$$i_{ma} = 3 \quad i_{ab} = 8 \quad i_{bc} = 7$$

Por tanto

$$i_{total} = 3 * 8 * 7 = 168$$

Las velocidades y pares de cada eje se presentan en la tabla 8

Tabla 8

Eje	Momento (Nmm)	Velocidad angular (rpm)
A	$1.37*10^6$	168
B	$10.98*10^6$	21
C	$76.85*10^6$	3

5.1.4.2 Poleas y correas

Para la primera reducción se usará un sistema de polea y correa. Se ha decidido usar este sistema para poder cubrir una mayor distancia que con engranajes. Para su selección se usará un catálogo comercial tanto de poleas como de correas, además de un prontuario existente para su cálculo.

Se ha escogido el catálogo de la empresa “BEA trasmisiones” todas las características, este se encuentra en el apartado 3 del anexo III.

El primer caso es calcular la potencia efectiva, que se calcula corrigiendo la potencia real por un coeficiente de servicio (CS) que depende de las horas de servicio y del tipo de máquina empleada. En este caso CS=1.6. Todas estas tablas están en el apartado 1 del anexo IV.

$$P_e = P * Cs = 25 * 1.6 = 40 \text{ kW}$$

Con la potencia efectiva y el número de revoluciones de la polea conductora, en este caso 500 se introducen en la gráfica de selección de correas estrechas para escoger el tipo de correa. En este caso se usa una correa de tipo SPB.

Conocida la relación de trasmisión (i_{ma}), y fijando el diámetro de la polea conductora (dp1) se puede obtener el diámetro de la polea conducida (dp2), y el espacio teórico entre las dos poleas (et).

$$dp1 = 200 \text{ mm}$$

$$dp2 = dp1 * i_{ma} = 200 * 3 = 600$$

Como en el catálogo no existe todos los diámetros de poleas, se selecciona el más próximo a 600, en este caso dp2=630 mm. El siguiente paso es calcular la distancia entre centros, que se escogerá la distancia mayor entre las dos siguientes fórmulas

$$e_t = \frac{dp2 + (3 * dp1)}{2}$$

$$e_t = dp2$$

Pero que cumpla con las siguientes condiciones

$$e_t > 0.7 * (dp2 + dp1)$$

$$e_t < 2 * (dp2 + dp1)$$

Por tanto quedara lo siguiente

$$e_t = \frac{630 + (3 * 200)}{2} = 615 \text{ mm}$$

$$e_t = 630 \text{ mm}$$

Se escogerá la distancia entre poleas de $e_t=630 \text{ mm}$ ya que cumple con las dos condiciones y es la mayor entre los dos valores. Una vez conocida esta distancia se calculará el desarrollo primitivo de la correa, L_{pt}

$$L_{pt} = (2 * e_t) + S + \frac{T}{4 * e_t}$$

$$S = 1.57 * (dp2 + dp1) = 1.57 * (630 + 200) = 1303.1 \text{ mm}$$

$$T = (dp2 - dp1)^2 = (630 - 200)^2 = 184900 \text{ mm}^2$$

$$L_{pt} = (2 * 630) + 1303.1 + \frac{184900}{4 * 630} = 2636.47 \text{ mm}$$

Una vez calculado esta desarrollo teórico, se busca en catálogo (Anexo III) el que este más próximo en dimensiones, y se denominará L_{pe} . Para nuestro caso el más próximo es $L_{pe}=2650 \text{ mm}$. Como no coinciden los valores se deberá calcular el espacio entre poleas corregido e_r



$$e_r = e_t + \frac{L_{pe} - L_{pt}}{2} = 630 + \frac{2650 - 2636.47}{2} = 636.76 \text{ mm} \approx 637 \text{ mm}$$

El siguiente paso es calcular la velocidad, que para este tipo de correa debe ser menor a 40 mm/s. Y el número de flexiones de la correa, que depende de la velocidad y debe ser menor a 80 para este tipo de correas.

$$V = \frac{0.052 * dp1 * n}{1000} = \frac{0.052 * 200 * 500}{1000} = 5.2 \text{ m/s}$$

$$f = \frac{1000 * v * n_{p2}}{L_{pe}} = \frac{1000 * 5.2 * 2}{2650} = 3.92$$

Se continuará calculando el ángulo β , para conocer el arco de contacto de la correa con la polea.

$$\beta = 180^\circ - \frac{60*(dp2-dp1)}{er} = 180 - \frac{60*(630-200)}{637} = 139.5^\circ$$

Una vez obtenido el ángulo, y la longitud de la correa, se calculará la potencia trasmisible por cada correa, y así poder calcular el número de correas necesarias. Para poder calcular la potencia, es necesario usar unos factores correctores, C_a del ángulo de contacto y C_l según desarrollo y sección.

$$Pc = C_l * C_a * Pn$$

$$C_l = 0.95$$

$$C_a = 0.89$$

$$Pn = 5.5 \text{ kW}$$

$$Pc = 0.95 * 0.89 * 5.5 = 4.65 \text{ kW}$$

Por tanto el número de correas necesarias será de

$$n = \frac{Pe}{Pc} = \frac{40}{4.65} = 8.60$$

Con este número de correas, se buscará en catálogo una polea con el número de canales necesarios para poder llevar 9 correas. Pero en catálogo no se encuentran 9 canales, por tanto se irá a un polea de 10 canales.

5.1.4.3 Cálculo de engranajes

Se va proceder a calcular los dos pares de engranajes necesarios, para el reductor. Se van usar engranajes helicoidales, los cuales sus dientes están inclinados un cierto ángulo respecto de la dirección del eje.

Presente una serie de ventajas sobre los engranajes de dientes rectos:

- Tienen una trasmisión más suave y silenciosa
- Capaces de trasmitir un mayor carga para una misma anchura
- Se pueden utilizar a velocidades mayores

Se ha buscado un fabricante que pueda fabricar estos engranajes a diseño propio pero siempre cumpliendo que usen unos módulos normalizados, este fabricante es Grindel.

Por tanto se propondrá un primer diseño y posteriormente mediante diferentes cálculos se comprobara, si la propuesta es válida.

Cálculo de engranajes 3-4

Se va a proceder a calcular la primera pareja de engranajes, los engranajes denominado 3-4. Estos van a cumplir primera relación de trasmisión, la relación de trasmisión i_{ab} .

Se ha propuesto un primer acero para un primer cálculo y para comprobar su compatibilidad. La propuesta de engranajes y de material es la siguiente, con ello se calculará el módulo capaz de trasmitir la potencia requerida.

Se calculará tanto a resistencia como a desgaste, pero siempre en el piñón, ya que es el que tiene que soportar mayor esfuerzo. Tanto las características de los engranajes como del material se encuentran en las tablas 9 y 10.

Tabla 9

Engranaje	Nº dientes (Z_i)	Angulo helicoidal (μ)	Angulo de presión (α)	Coeficiente de rigidez (δ)
3	10	15º	20º	15
4	80	15º	20º	15

Tabla 10

Designación	Tipo de acero	Resistencia a rotura (MPa)	Resistencia a fluencia (MPa)	Dureza (Hb)
F-125	Acero al Cr-Mo tenaza	900-1100	330	310

Para calcular el módulo, se necesita calcular el momento corregido. Para ello el momento trasmisible, se multiplicara por dos factores: factor de servicio, $fs=1.25$; y el factor de esfuerzos dinámico que depende de la velocidad, fd .

Como no se conoce el módulo, para poder calcular el diámetro y a su vez la velocidad, se hará una primera estimación de módulo. Se ira haciendo una serie de iteraciones hasta conseguir el resultado correcto. Todo este proceso se puede ver en el apartado 2.1 del anexo II.

En el proceso iterativo, se ha comprobado que la primera propuesta de material no era válida, ya que no cumplía los requisitos los engranajes. Por tanto se ha propuesto un nuevo material, el de la tabla 11.

Tabla 11

Designación	Tipo de acero	Resistencia a rotura (MPa)	Resistencia a fluencia (MPa)	Dureza (HRC)
F-154	Acero al Cr-Ni tenaza	900-950	310	58

Los dos últimos cálculos tanto de resistencia como a desgaste son los siguientes

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{1.88 * 10^6}{15 * 10 * 0.072 * 310} * \frac{\cos 15}{1.5}} = 6.12$$

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{15 * 10^2} * \frac{4 * 1.88 * 10^6 (\cos 15)^3}{29.18 \sin 40} * \frac{1+8}{8}} = 6.47$$

El resultado final se puede ver en la tabla 12

Tabla 12

Engranaje	Nº dientes (Z _i)	Módulo (mm)	Angulo helicoidal (μ)	Angulo de presión (α)	Coeficiente de rigidez (δ)
3	10	6.5	15º	20º	15
4	80	6.5	15º	20º	15

Cálculo de engranajes 5-6

Se va a proceder a calcular la segunda pareja de engranajes, los engranajes denominados 5-6. Estos van a cumplir la relación de trasmisión i_{bc}.

Se ha propuesto un primer acero, para un primer cálculo y comprobar su compatibilidad. La propuesta de engranajes y de material es la siguiente, con ello se calculará el módulo capaz de trasmitir la potencia requerida.

Se calculará tanto a resistencia como a desgaste, pero siempre en el piñón, ya que es el que tiene que soportar mayor esfuerzo. Los datos de partida se encuentran en las tablas 13 y 14.

Tabla 13

Engranaje	Nº dientes (Z _i)	Angulo helicoidal (μ)	Angulo de presión (α)	Coeficiente de rigidez (δ)
5	10	15º	20º	15
6	70	15º	20º	15

Tabla 14

Designación	Tipo de acero	Resistencia a rotura (MPa)	Resistencia a fluencia (MPa)	Dureza (HRC)
F-154	Acero al Cr-Ni tenaza	900-950	310	58

Para calcular el módulo, se necesita calcular el momento corregido. Para ello el momento trasmisible, se multiplicara por dos factores: factor de servicio, $fs=1.25$; y el factor de esfuerzos dinámico que depende de la velocidad, fd .

Como no se conoce el módulo, para poder calcular el diámetro y a su vez la velocidad, se hará una primera estimación de módulo. Se ira haciendo una serie de iteraciones hasta conseguir el resultado correcto. Todo este proceso se puede ver en el apartado 2.2 del anexo II.

Se ha visto en el proceso, que el primer material seleccionado no era válido ya que no cumplía con las especificaciones. Por tanto el nuevo material propuesto se encuentra en la tabla 15

Tabla 15

Designación	Tipo de acero	Resistencia a rotura (MPa)	Resistencia a fluencia (MPa)	Dureza (HB)
F-126	Acero al Cr-Ni-Mo duro	1200-1400	430	376

Como el módulo resistente sigue siendo demasiado alto (no cumple la condición de que el módulo sea menor que 10), se seguirá con el mismo acero F-126. Pero se propone un cambio en las características del engranaje, mostrado en la tabla 16

Tabla 16

Engranaje	Nº dientes (Z_i)	Angulo helicoidal (μ)	Angulo de presión (α)	Coeficiente de rigidez (δ)
5	12	15º	20º	25
6	84	15º	20º	25

Los dos últimos cálculos tanto a resistencia como a desgaste

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{25 * 12^2} * \frac{4 * 13.73 * 10^6 (\cos 15)^3}{41.04 \sin 40} * \frac{1+7}{7}} = 8.42$$

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{13.73 * 10^6}{25 * 12 * 0.083 * 390} * \frac{\cos 15}{1.5}} = 8.33$$

Habrá que buscar un módulo normalizado superior, que se le acercara, que sería el de 9. Los datos finales se ven en la tabla 17

Tabla 17

Engranaje	Nº dientes (Z _i)	Módulo (mm)	Angulo helicoidal (μ)	Angulo de presión (α)	Coeficiente de rigidez (δ)
5	12	9	15º	20º	25
6	84	9	15º	20º	25

5.1.4.4 Cálculo de los ejes

Se va a proceder a calcular los tres ejes, que soportan los engranajes. Todos los ejes deben cumplir que el coeficiente de seguridad a fluencia sea mayor o igual que 2, para ello se usará la teoría del cortante máximo.

Se va a proponer un diseño de los ejes, así como un material igual para todos. En este caso será un acero C60 que tiene alto límite elástico, para sí poder reducir los tamaños de los ejes y reducir peso. Este acero es recomendado para el uso en estructurales en máquinas. Las características se encuentran en la tabla 18

Tabla 18

Designación	Tipo de acero	Resistencia a rotura (MPa)	Resistencia a fluencia (MPa)
C-60	Acero al Carbono	850	660

En el caso de que los ejes sean muy pesados, se propondrá realizar unos ejes por tramos con diferentes medidas de diámetro para intentar aligerar peso en ellos. El único problema que presenta, es el cálculo de los concentradores de tensión

Se va a calcular los diámetros mínimos necesarios para que puedan soportar los esfuerzos los tres ejes: eje A, eje B, eje C.

- Eje A

Se dispone de una disposición con los engranajes y polea como en la figura 15, y cuyas medidas se pueden ver en la tabla 19.

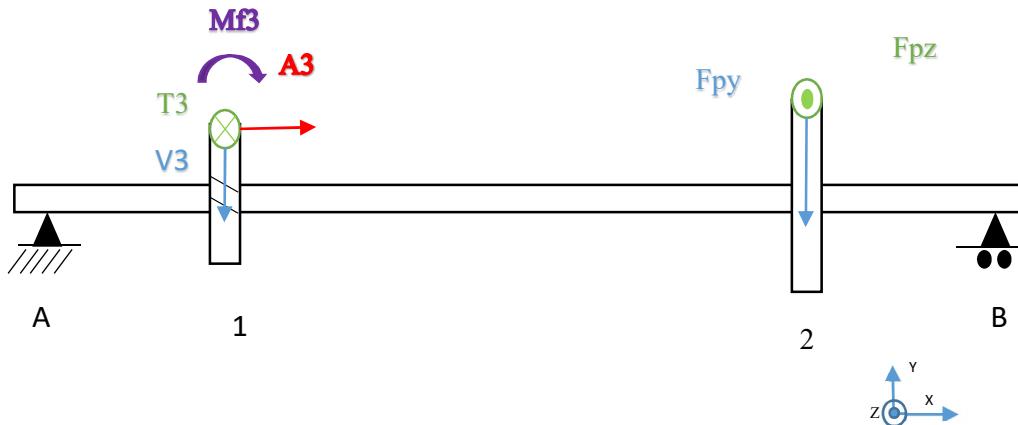


Fig.15-Esquema del eje

El primer paso será definir las medidas en el eje, las cuáles se encuentran en la tabla 19. Los apoyos se ha decidido que el apoyo A no se pueda desplazar en el eje x, por tanto este recibirá las fuerzas horizontales. Se ha decidido así, por reducir el tramo de esfuerzos axiles, ya que el engranaje 3 se encuentra cerca de este apoyo.

El apoyo B se podrá desplazar en el eje x, por tanto este apoyo no recibirá fuerzas horizontales.

Tabla 19

Líneas	Medidas (mm)
A1	140
12	280
2B	180

El segundo paso será el cálculo de las fuerzas en el engranaje 3 y en la polea 3. En el engranaje 3 se encuentran tres fuerzas: Una fuerza tangencial T_3 , en el eje z; una fuerza axial A_3 , en el eje x; y una fuerza radial V_3 , en el eje y. A su vez la fuerza axial genera un momento, M_{f3} que es transmitida al eje. Y la polea genera dos fuerzas, F_{py} en el eje y; y una fuerza en el eje z, F_{pz} .

Una vez se tienen estas fuerzas, se calculan las reacciones en los apoyos, y los diagramas de esfuerzos. En estos diagramas de esfuerzos, se busca el punto de mayor momento flector, que será en este punto donde se calculará el diámetro mínimo, a partir del coeficiente de seguridad y el material, un acero C60.

Este eje se fabricara en un diámetro único, por tanto no será necesario calcular concentradores de tensión. El diámetro calculando será redondeado, hacia un diámetro comercial para poder colocar los rodamientos correspondientes en los apoyos. Todo el proceso del cálculo se puede ver en el anexo II, en el apartado 2.3.

Los cálculos nos dan un eje de diámetro 55 mm, con estos es capaz de soportar todos los esfuerzos, y cumplir con los requisito

- Eje B

Se tiene una disposición de fuerzas en el eje como la de la figura 16, y cuyas medidas están en la tabla 20.

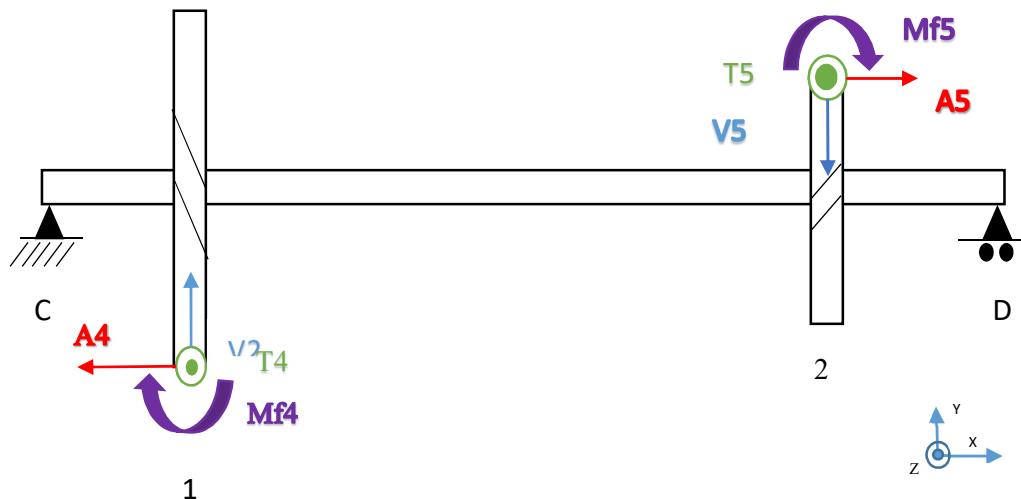


Fig.16-Esquema del eje B

El primer paso será definir las medidas en el eje, las cuáles se encuentran en la tabla 20. Los apoyos se ha decidido que el apoyo C no se pueda desplazar en el eje x, por tanto este recibirá las fuerzas horizontales. El apoyo D se podrá desplazar en el eje x.

Tabla 20

Líneas	Medidas (mm)
C1	140
12	260
2D	200

El segundo paso será el cálculo de las fuerzas en el engranaje 4 y en 5. En el engranaje 4 se encuentran tres fuerzas que serán de igual valor que en el engranaje 3 pero de sentido contrario: Una fuerza tangencial T4, en el eje z; una fuerza axial A4, en el eje x; y una fuerza radial V4, en el eje y. A su vez la fuerza axial genera un momento, Mf4 que es transmitida al eje. En el engranaje 5 se encuentran tres fuerzas: Una fuerza tangencial T5, en el eje z; una fuerza axial A5, en el eje x; y una fuerza radial V5, en el eje y. A su vez la fuerza axial genera un momento, Mf5 que es transmitida al eje.

Una vez se tienen estas fuerzas, se calculan las reacciones en los apoyos, y los diagramas de esfuerzos. En estos diagramas de esfuerzos, se busca el punto de mayor

momento flector, que será en este punto donde se calculará el diámetro mínimo, a partir del coeficiente de seguridad y el material, un acero C60.

Este eje se fabricara en dos zonas de dos diámetros distintos para aligerar peso, por tanto será necesario calcular concentradores de tensión. El diámetro calculando será redondeado, hacia un diámetro comercial para poder colocar los rodamientos correspondientes en los apoyos. Todo el proceso del cálculo se puede ver en el anexo II, en el apartado 2.4.

Los cálculos nos dan un eje de diámetro 1 de 90 mm en la zona 1, y un diámetro 2 de 105 mm en la zona 2. Las medidas del eje se pueden ver en la figura 17 y la tabla 21.

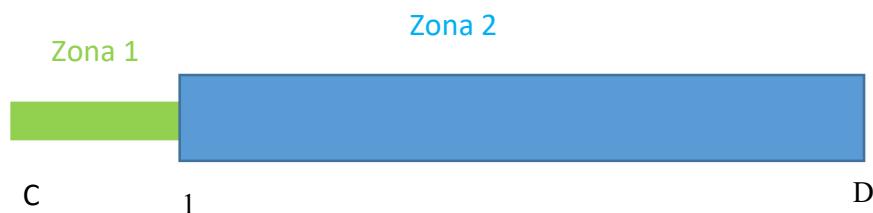


Fig.17-Zonas eje B

Tabla 21

Líneas	Medidas (mm)	Diámetro (mm)
C1	130	90
1D	470	105

- Eje C

Se dispone de una disposición de esfuerzos como la de la figura 18, y cuyas medidas están en la tabla 22.

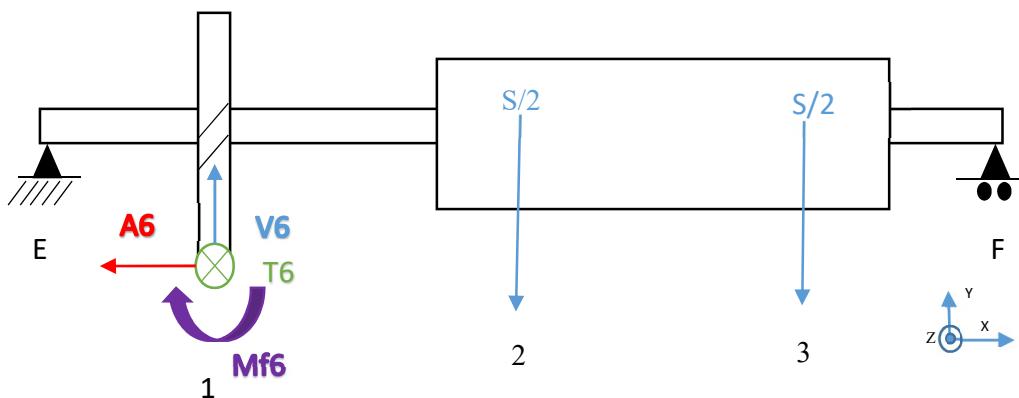


Fig.18-Esquema de fuerzas eje C

El primer paso será definir las medidas en el eje, las cuales se encuentran en la tabla 22. Los apoyos se han decidido que el apoyo E no se pueda desplazar en el eje x, por tanto este recibirá las fuerzas horizontales. El apoyo F se podrá desplazar en el eje x

Tabla 22

Líneas	Medidas (mm)
E1	400
12	480
23	900
3F	220

El segundo paso será el cálculo de las fuerzas en el engranaje 6 y en el tambor. En el engranaje 6 se encuentran tres fuerzas que serán de igual valor que en el engranaje 5 pero de sentido contrario: Una fuerza tangencial T6, en el eje z; una fuerza axial A6, en el eje x; y una fuerza radial V6, en el eje y. A su vez la fuerza axial genera un momento, Mf6 que es transmitida al eje. En el tambor el peso de la carga se reparte en dos puntos iguales en el tambor.

Una vez se tienen estas fuerzas, se calculan las reacciones en los apoyos, y los diagramas de esfuerzos. En estos diagramas de esfuerzos, se busca el punto de mayor momento flector, que será en este punto donde se calculará el diámetro mínimo, a partir del coeficiente de seguridad y el material, un acero C60.

Este eje se fabricará en tres zonas de tres diámetros distintos para aligerar peso, por tanto será necesario calcular concentradores de tensión. El diámetro calculado será redondeado, hacia un diámetro comercial, excepto la zona 2, para poder colocar los rodamientos correspondientes en los apoyos. Todo el proceso del cálculo se puede ver en el anexo II, en el apartado 2.5

Los cálculos nos dan un eje de diámetro 1 de 90 mm en la zona 1, y un diámetro 2 de 105 mm en la zona 2. Las medidas del eje se pueden ver en la figura 19 y la tabla 23.

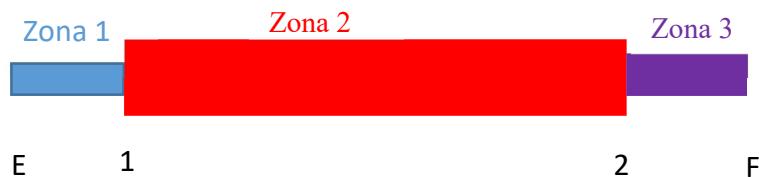


Fig.19-Zonas del eje

Tabla 23

Líneas	Medidas (mm)	Diámetro (mm)
E1	280	160
12	1520	152
2F	200	120

5.1.4.5 Comprobación del motor

El siguiente paso del cálculo es comprobar si el motor es capaz de arrancar antes del tiempo máximo que marca el fabricante. Se calcula en este momento, ya que se conocen todos los engranajes y ejes, y es posible el cálculo de las inercias.

Este valor de tiempo de arranque del motor tiene que ser menor que 40s, aunque no se encuentra el tiempo exacto del motor seleccionada, se encuentra el de un motor similar.

Para poder calcular se necesitan los datos del motor, que se pueden ver en la tabla 24. El catálogo completo se encuentra en el apartado 4 del anexo III, y el tiempo máximo en el apartado 2 del anexo IV.

Tabla 24

Tipo de motor	M3BP 2805 Mb12
Potencia nominal (kW)	30
Momento nominal (Nm)	581
Momento de arranque (Nm)	1103.91
Inercia del motor (kgm^2)	2.20
Velocidad nominal (rpm)	493

Lo primero a calcular es la inercia reducida al eje del motor para ello, se calculará las inercias reducidas de todos los ejes. El cálculo de las inercias primarias de todos los ejes se encuentra en apartado 2.7 del Anexo II.

$$I_{bt} = I_b + \frac{I_c}{i_{bc}^2} = 6.39 + \frac{74.73}{7^2} = 7.98 \text{ kgm}^2$$

$$I_{at} = I_a + \frac{I_{bt}}{i_{ab}^2} = 3.57 + \frac{7.98}{8^2} = 3.69 \text{ kgm}^2$$

$$\begin{aligned} I_t &= I_m + I_f + \left(m_{correa} * \left(\frac{D}{2} \right)^2 \right) + \frac{I_{at}}{i_{ma}^2} = 2.20 + 3.90 + \left(0.55 * \left(\frac{0.2}{2} \right)^2 \right) + \frac{3.69}{3^2} \\ &= 6.52 \text{ kgm}^2 \end{aligned}$$

Una vez se tienen calculadas las inercias, se calcula el momento de inercia. Se conoce el momento motor, que es el momento necesario en el eje, y el momento de arranque que los marca el propio motor y se encuentra en el catálogo.

$$M_a = \left[\frac{M_m + M_i}{\eta} \right]$$

$$M_i = (M_a * \eta) - M_m = (1103.91 * 0.9) - 457.44 = 536.08 \text{ Nm}$$

Conocido el momento de inercia, se calcula la aceleración necesaria, y de ahí el tiempo de arranque. Ese tiempo debe ser menor que el tiempo de arranque máximo.

$$M_i = I_t * \alpha \quad \alpha = \frac{M_i}{I_t} = \frac{536.08}{6.52} = 82.27 \text{ rad/s}^2$$

$$t_{arranque} = \frac{\omega_m}{\alpha} = \frac{51.62}{82.27} = 0.64 \text{ s}$$

El motor es correcto ya que consigue arrancar antes del tiempo máximo que es un $t_{max}=40s$.

5.1.4.6 Uniones con los ejes

Se necesita un medio para unir tanto los engranajes y las poleas a los ejes para que puedan trasmisir el momento necesario. Para ello se puede realizar por unión a presión, unión con chaveta o. Para asegurar las uniones se usarán coeficientes de seguridad. Un coeficiente de seguridad de la unión mayor o igual que 1.5 para uniones a presión y un coeficiente de seguridad de 2 para los ejes y chavetas.

Para las uniones se usará o chavetas planas normalizadas según la norma DIN 6865, o uniones a presión con tolerancias. Para las chavetas se ha buscado un catálogo comercial para ello, el cual se encuentra en el apartado 12 del anexo III.

- Polea 2 con el eje A

Esta unión se realizará por presión, ya que el material de la polea es fundición. Este material es muy débil, y es por la polea donde comenzaría el fallo. Para realizar la unión por presión necesitamos un juego de tolerancias eje-cubo. Estos valores se encuentran normalizados como ajustes. Se ha seleccionado un ajuste fino para trasmisión de momentos, que en este caso es de H7-m6. Los valores de tolerancias para el eje de diámetro 55 son:

$$\text{Eje } d = 55_{+9}^{+25} \quad \text{Cubo } d = 55_0^{+30}$$

Para poder calcular el par trasmisible, hay que calcular la interferencia del eje con el cubo tanto la máxima como la mínima.

$$\delta_{max} = \frac{d_{ejemax} - d_{cubomin}}{2} = \frac{25 - 0}{2} = 12.5 \mu m = 12.5 * 10^{-3} mm$$

$$\delta_{min} = \frac{d_{cubomax} - d_{ejemin}}{2} = \frac{30 - 9}{2} = 10.5 \mu m = 10.5 * 10^{-3} mm$$

Para calcular el par trasmisible usaremos el valor de interferencia mínima. Para esto también se necesitan los valores de los dos materiales, que se encuentran en las tablas 25 y 26.

Tabla 25

Acero C60	
Módulo de Young (MPa)	$E=210*10^3$
Coeficiente de Poisson	$\nu=0.28$
Límite de fluencia (MPa)	$\sigma=660$

Tabla 26

Fundición EN-GJL-200	
Módulo de Young (MPa)	$E=120*10^3$
Coeficiente de Poisson	$\nu=0.26$
Límite de fluencia (MPa)	$\sigma=220$

Se calcula la presión mínima que se genera al realizar la unión.

$$p_{min} = \frac{\delta_{min}}{r \left[\left(\frac{1}{E_{cubo}} \left(\frac{r_0^2 + r^2}{r_0^2 - r^2} + \nu_{cubo} \right) \right) + \left(\frac{1}{E_{eje}} \left(\frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} - \nu_{eje} \right) \right) \right]}$$

En este caso $r_0=318.5$ mm $r=27.5$ mm $r_i=0$ mm, nos queda

$$\begin{aligned} p_{min} &= \frac{10.5 * 10^{-3}}{27.5 \left[\left(\frac{1}{120 * 10^3} \left(\frac{318.5^2 + 27.5^2}{318.5^2 - 27.5^2} + 0.26 \right) \right) + \left(\frac{1}{210 * 10^3} \left(\frac{27.5^2 + 0^2}{27.5^2 - 0^2} - 0.28 \right) \right) \right]} \\ &= 27.17 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Por tanto para calcular el coeficiente de seguridad, necesitamos el par que se quiere trasmisir en este caso $M_r=1.37*10^6$ Nmm. Y calcular el par máximo trasmisible M_{rx} .

Para este es necesario la presión mínima calculada anteriormente, el factor f que depende del tipo de ajuste, el diámetro del eje, y la longitud de contacto. En este caso f tiene un valor de 0.14 al tratarse de un ajuste transversal, que se unirán las piezas con una diferencia de temperaturas entre el eje y el cubo a unir.

$$C_s = \frac{M_{rx}}{M_r}$$

$$\begin{aligned} M_{rx} &= p_{min} * f * \pi * d * L * \frac{d}{2} = 27.17 * 0.14 * \pi * 55 * 114 * \frac{55}{2} \\ &= 2.06 * 10^6 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$C_s = \frac{2.06 * 10^6}{1.37 * 10^6} = 1.5$$

Una vez calculado que es posible trasmisir el momento, ahora es necesario comprobar la resistencia del cubo. Habrá que analizar las tensiones existentes en el

cubo. Para ello utilizaremos la teoría de pared gruesa ya que $e > \frac{d}{40}$. Para calcular las tensiones necesitamos la p_{max} , que se calcula con la interferencia máxima.

$$p_{max} = \frac{12.5 * 10^{-3}}{27.5 \left[\left(\frac{1}{120 * 10^3} \left(\frac{318.5^2 + 27.5^2}{318.5^2 - 27.5^2} + 0.26 \right) \right) + \left(\frac{1}{210 * 10^3} \left(\frac{27.5^2 + 0^2}{27.5^2 - 0^2} - 0.28 \right) \right) \right]} = 42.42 \text{ MPa}$$

Por tanto $P_{max}=p_i$

$$\sigma_z = \frac{p_i * r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{42.42 * 27.5^2}{318.5^2 - 27.5^2} = 0.32 \text{ MPa}$$

$$\sigma_\theta = \frac{p_i * (r_i^2 + r_0^2)}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{42.42 * (27.5^2 + 318.5^2)}{318.5^2 - 27.5^2} = 43.06 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = -p_i = -42.42 \text{ MPa}$$

Se necesita ordenar las tensiones en $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$.

$$\sigma_1 = 43.06 \text{ MPa} \quad \sigma_2 = 0.32 \text{ MPa} \quad \sigma_3 = -42.42$$

Con estos valores se puede calcular τ_{max} , y con ello el coeficiente de seguridad a cortante máximo.

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{43.06 - (-42.42)}{2} = 42.74 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{max}} = \frac{220}{2 * 42.74} = 2.57$$

Por tanto la unión es válida y se puede realizar por ajuste a presión.

- Engranaje 3 con eje A

Esta unión se realizará con chaveta, ya que así lo permite el material tanto del eje como del engranaje. Se usarán chavetas planas según la norma DIN 6885. Las uniones tendrán un coeficiente de seguridad de 2 a cortadura. Las chavetas se buscan en función del diámetro del eje, en este caso D=55mm, por tanto la chaveta será de 16x10mm. Se buscará el largo de la chaveta que cumpla la unión.

El primer cálculo a realizar, es la fuerza que se encuentra en la chaveta. Esta será el momento partido por el radio del engranaje.

$$F = \frac{M_a}{r} = \frac{1.37 * 10^6}{27.5} = 49818.18 \text{ N}$$

Y los materiales empleados se encuentran en la tabla 27

Tabla 27

	Material	Límite de rotura (MPa)
Eje	Acero C60	800
Chaveta	Acero C45	600
Engranaje	Acero F-154	900

En este caso se calculará con el material de la chaveta, al ser el más débil de los tres, y por donde se supone que comenzaría el fallo. El fallo es posible por tres modos: a cortadura, aplastamiento entre eje y chaveta o aplastamiento entre cubo y chaveta. Se realizará los tres cálculos, y se seleccionará la longitud de chaveta que cumpla con los tres tipos de fallo.

- Cálculo a cortadura

$$C_s = \frac{\sigma_r}{2 * \tau_{max}}$$

$$\begin{aligned} \tau_{max} &= \frac{\sigma_r}{2 * C_s} = \frac{600}{2 * 2} = 150 \text{ MPa} \\ \tau_{max} &= \frac{F}{A} \quad A = \frac{F}{\tau_{max}} = \frac{49818.2}{150} = 332.13 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$A = b * l \quad l = \frac{A}{b} = \frac{332.13}{16} = 20.75 \text{ mm}$$

- Cálculo aplastamiento eje-chaveta

Para hacer el cálculo tanto del aplastamiento eje-chaveta, como del cubo-chaveta, se necesitan las medidas. Esta se encuentra en la figura 20. Siendo $t_1=6 \text{ mm}$ y $t_2=3.4 \text{ mm}$

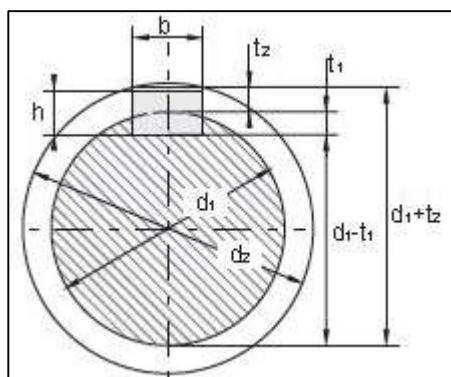


Fig.20-Esquema del chavetero

Para el cálculo del aplastamiento eje-chaveta, se usará la medida t_1 , del esquema de la figura 20.

$$\tau_{max} = 150 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

$$\sigma = \frac{F}{t_1 * l}$$

$$150 = \frac{49818.18}{2 * 6 * l} \quad l = 27.67 \text{ mm}$$

- Cálculo aplastamiento chaveta-cubo

En este caso se usará la medida t_2 del esquema de la figura 20

$$\tau_{max} = 150 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

$$\sigma = \frac{F}{t_2 * l}$$

$$150 = \frac{49818.18}{2 * 3.4 * l} \quad l = 48.84 \text{ mm}$$

Una vez calculadas las tres longitudes, se busca en el catálogo comercial las longitudes disponibles, siempre considerando que sea menor que la anchura del engranaje. En este caso se va a usar la empresa Opac, el catálogo se encuentra en el anexo III, y la longitud seleccionada es de $l=50$ mm.

- Engranaje 4 con eje B

Esta unión se realizó un primer cálculo con chaveta, ya que así lo permite el material tanto del eje como del engranaje. Se usarían chavetas planas según la norma DIN 6885. Se comprobó que la longitud necesaria era superior a la anchura del engranaje, por tanto no era posible, realizar la unión por chaveta.

También se comprobó la unión a presión entre las dos piezas, y se comprobó que ni con el ajuste más fino entre las dos partes, era posible la trasmisión del momento. Por tanto se decidió la unión con chaveta, pero en este caso creciendo el engranaje.

Las chavetas se buscan en función del diámetro del eje, en este caso $D=90\text{mm}$, por tanto la chaveta será de $16\times10\text{mm}$. Se buscará el largo de la chaveta que cumpla la unión.

El primer cálculo a realizar, es la fuerza que se encuentra en la chaveta. Esta será el momento partido por el radio del engranaje.

$$F = \frac{M_a}{r} = \frac{10.98 * 10^6}{45} = 244000 \text{ N}$$

Y los materiales empleados se encuentran en la tabla 28

Tabla 28

	Material	Límite de rotura (MPa)
Eje	Acero C60	800
Chaveta	Acero C45	600
Engranaje	Acero F-154	900

Es este caso se calculará con el material de la chaveta, al ser el más débil de los tres, y por donde se supone que comenzaría el fallo. El fallo es posible por tres modos: a cortadura, aplastamiento entre eje y chaveta o aplastamiento entre cubo y chaveta. Se realizará los tres cálculos, y se seleccionará la longitud de chaveta que cumpla con los tres tipos de fallo.

- Cálculo a cortadura

$$C_s = \frac{\sigma_r}{2 * \tau_{max}}$$

$$\begin{aligned} \tau_{max} &= \frac{\sigma_r}{2 * C_s} = \frac{600}{2 * 2} = 150 \text{ MPa} \\ \tau_{max} &= \frac{F}{A} \quad A = \frac{F}{\tau_{max}} = \frac{244000}{150} = 1626.7 \text{ mm}^2 \\ A &= b * l \quad l = \frac{A}{b} = \frac{1626.7}{25} = 65.07 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Cálculo aplastamiento eje-chaveta

Para hacer el cálculo tanto del aplastamiento eje-chaveta, como del cubo-chaveta, se necesitan las medidas. Esta se encuentra en el esquema de la figura 21. Siendo $t_1=9$ mm y $t_2=344$.

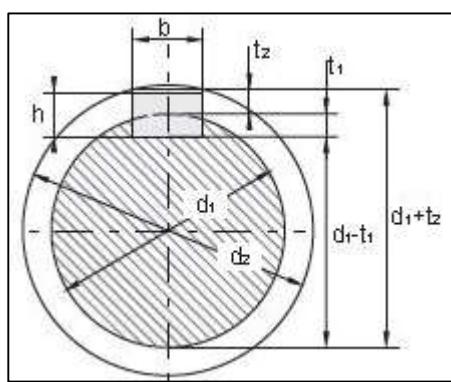


Fig.21-Esquema del chavetero

Para el cálculo del aplastamiento eje-chaveta, se usará la medida t_1 del esquema de la figura 21

$$\tau_{max} = 150 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

$$\sigma = \frac{F}{t_1 * l}$$

$$150 = \frac{244000}{2 * 9 * l} \quad l = 90.37 \text{ mm}$$

- Cálculo aplastamiento chaveta-cubo

En este caso se usará la medida t2 del esquema de la figura 21

$$\tau_{max} = 150 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

$$\sigma = \frac{F}{t_2 * l}$$

$$150 = \frac{244000}{2 * 4.4 * l} \quad l = 184.4 \text{ mm}$$

La longitud comercial más próxima es de l=200 mm, por tanto habrá que recracer el engranaje 102.5 mm en longitud.

- Engranaje 5 con eje B

Esta unión se realizará con chaveta, ya que así lo permite el material tanto del eje como del engranaje. Las uniones tendrán un coeficiente de seguridad de 2 a cortadura. Las chavetas se buscan en función del diámetro del eje, en este caso D=105mm, por tanto la chaveta será de 28x16mm. Se buscará el largo de la chaveta que cumpla la unión.

El primer cálculo a realizar, es la fuerza que se encuentra en la chaveta. Esta será el momento partido por el radio del engranaje.

$$F = \frac{M_a}{r} = \frac{10.98 * 10^6}{52.5} = 209142.86 \text{ N}$$

Y los materiales empleados se encuentran en la tabla 29

Tabla 29

	Material	Límite de rotura (MPa)
Eje	Acero C60	800
Chaveta	Acero C45	600
Engranaje	Acero F-154	1100

Es este caso se calculará con el material de la chaveta, al ser el más débil de los tres, y por donde se supone que comenzaría el fallo. El fallo es posible por tres modos: a cortadura, aplastamiento entre eje y chaveta o aplastamiento entre cubo y chaveta. Se realizará los tres cálculos, y se seleccionará la longitud de chaveta que cumpla con los tres tipos de fallo.

- Cálculo a cortadura

$$C_s = \frac{\sigma_r}{2 * \tau_{max}}$$

$$\begin{aligned} \tau_{max} &= \frac{\sigma_r}{2 * C_s} = \frac{600}{2 * 2} = 150 \text{ MPa} \\ \tau_{max} &= \frac{F}{A} \quad A = \frac{F}{\tau_{max}} = \frac{209142.86}{150} = 1394.29 \text{ mm}^2 \\ A &= b * l \quad l = \frac{A}{b} = \frac{1394.29}{28} = 49.8 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Cálculo aplastamiento eje-chaveta

Para hacer el cálculo tanto del aplastamiento eje-chaveta, como del cubo-chaveta, se necesitan las medidas. Estas se encuentran en el esquema de la figura 22. Siendo $t_1=10 \text{ mm}$ y $t_2=5.4 \text{ mm}$

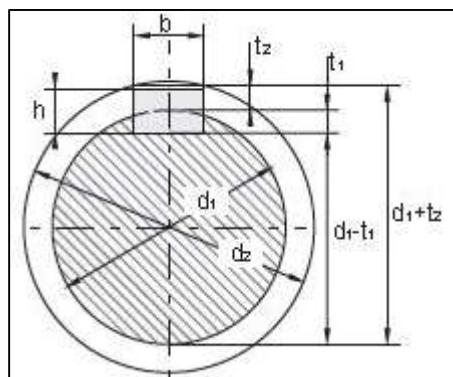


Fig.22-Esquema eje y chavetero

Para el cálculo del aplastamiento eje-chaveta, se usará la medida t_1 , del esquema de la figura 22

$$\tau_{max} = 150 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

$$\sigma = \frac{F}{t_1 * l}$$

$$150 = \frac{209142.86}{2 * 10 * l} \quad l = 69.71 \text{ mm}$$

- Cálculo aplastamiento chaveta-cubo

En este caso se usará la medida t_2 del esquema de la figura 22

$$\tau_{max} = 150 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

$$\sigma = \frac{F}{t_2 * l}$$

$$150 = \frac{209142.86}{2 * 5.4 * l} \quad l = 129 \text{ mm}$$

Una vez calculadas las tres longitudes, se busca en el catálogo comercial las longitudes disponibles, siempre cumpliendo que sea menor que la anchura del engranaje. En este caso se va a usar la empresa Opac, cuyo catálogo se encuentra en el Anexo III. La longitud seleccionada es de $l=130$ mm.

- Engranaje 6 con eje C

Esta unión se realizó un primer cálculo con chaveta, ya que así lo permite el material tanto del eje como del engranaje. Se usarían chavetas planas según la norma DIN 6885. Se comprobó que la longitud necesaria era superior a la anchura del engranaje, por tanto no era posible, realizar la unión por chaveta.

También se comprobó la unión a presión entre las dos piezas, y se comprobó que ni con el ajuste más fino entre las dos partes, era posible la trasmisión del momento

Esta unión se realizará con chaveta, ya que así lo permite el material tanto del eje como del engranaje. Las uniones tendrán un coeficiente de seguridad de 2 a cortadura. Las chavetas se buscan en función del diámetro del eje, en este caso $D=152$ mm, por tanto la chaveta será de 40x22 mm. Se buscará el largo de la chaveta que cumpla la unión.

El primer cálculo a realizar, es la fuerza que se encuentra en la chaveta. Esta será el momento partido por el radio del engranaje.

$$F = \frac{M_a}{r} = \frac{76.85 * 10^6}{80} = 960625 \text{ N}$$

Y los materiales empleados se encuentran en la tabla 30

Tabla 30

	Material	Límite de rotura (MPa)
Eje	Acero C60	800
Chaveta	Acero C45	600
Engranaje	Acero F-154	1100

Es este caso se calculará con el material de la chaveta, al ser el más débil de los tres, y por donde se supone que comenzaría el fallo. El fallo es posible por tres modos: a cortadura, aplastamiento entre eje y chaveta o aplastamiento entre cubo y chaveta. Se realizará los tres cálculos, y se seleccionará la longitud de chaveta que cumpla con los tres tipos de fallo.

- Cálculo a cortadura

$$C_s = \frac{\sigma_r}{2 * \tau_{max}}$$

$$\begin{aligned} \tau_{max} &= \frac{\sigma_r}{2 * C_s} = \frac{600}{2 * 2} = 150 \text{ MPa} \\ \tau_{max} &= \frac{F}{A} \quad A = \frac{F}{\tau_{max}} = \frac{960625}{150} = 6404.17 \text{ mm}^2 \\ A &= b * l \quad l = \frac{A}{b} = \frac{6404.17}{40} = 160.1 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Cálculo aplastamiento eje-chaveta

Para hacer el cálculo tanto del aplastamiento eje-chaveta, como del cubo-chaveta, se necesitan las medidas. Estas se encuentran en el esquema de la figura 23. Siendo $t_1=13$ mm y $t_2=8.1$ mm

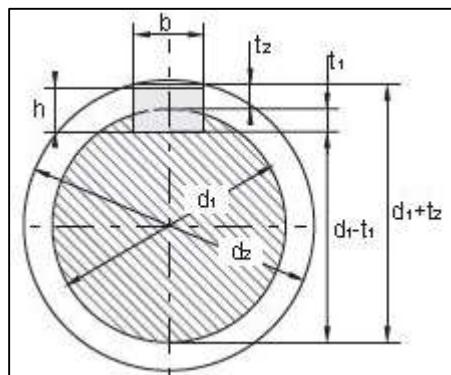


Fig.23-Esquema eje y chavetero

Para el cálculo del aplastamiento eje-chaveta, se usará la medida t_1 del esquema de la figura 23

$$\tau_{max} = 150 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

$$\sigma = \frac{F}{t_1 * l}$$

$$150 = \frac{960625}{2 * 13 * l} \quad l = 246.32 \text{ mm}$$

- Cálculo aplastamiento chaveta-cubo

En este caso se usará la medida t_2 del esquema de la figura 23.

$$\tau_{max} = 150 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

$$\sigma = \frac{F}{t_2 * l}$$

$$150 = \frac{960625}{2 * 8.1 * l} \quad l = 395 \text{ mm}$$

Una vez calculadas las tres longitudes, se busca en el catálogo comercial las longitudes disponibles, siempre cumpliendo que sea menor que la anchura del engranaje. En este caso se va a usar la empresa Opac, cuyo catálogo se encuentra en el Anexo III. La longitud seleccionada es de $l=400$ mm. Habrá que recoger el engranaje 175 mm.

- Unión Tambor con eje C

Esta unión es distinta al resto de uniones calculadas, al tratarse del acople de la pieza encargada de subir la carga con el último eje del reductor. Para ello se usará un acoplamiento de barrilete, como el de la figura 24.

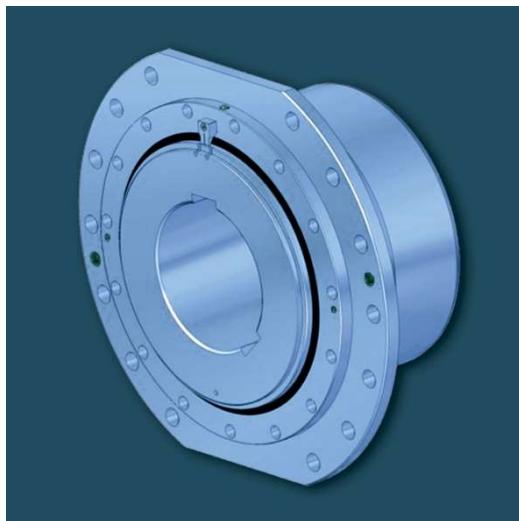


Fig.24 Acoplamiento de barrilete (Fuente: http://www.gosan.net/cat_es_060.html)

Para ello se ha buscado un acoplamiento comercial, en este caso de la empresa GOSAN. El catálogo completo se puede ver en el apartado 13 del anexo III. El montaje quedaría como la figura 25.

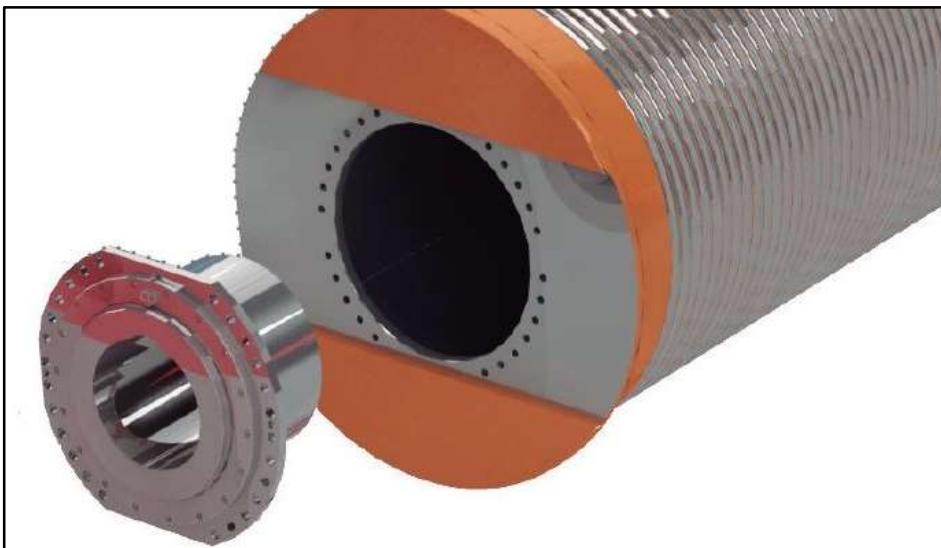


Fig.25-Ejemplo de acoplamiento.

(Fuente: http://miguelabad.com.ar/?attachment_id=246)

Para poder seleccionar el acoplamiento necesario, el propio fabricante nos da unas instrucciones a seguir. Para ello el primer paso es calcular el momento calculado corregido de la siguiente forma.

$$M(daNm) = \frac{N(kW)}{n(rpm)} * 955 * k$$

El factor "k" depende la clase de mecanismo y se encuentran los valores en la figura 26.

Tabla N°1. Factor de servicio K.

GRUPO DIN	1Bm	1AM	2m	3m	4m	5m
GRUPO FEM	M3	M4	M5	M6	M7	M8
K	1,25	1,25	1,4	1,6	1,8	2

Fig.26- Tabla K1 (Fuente: Catalogo Gosan)

Por tanto, en este caso al estar clasificado el aparato en el apartado 4.2 de esta memoria como M6, $k = 1.6$. En el tambor es necesario una potencia de $N = 24.6 kW$ y una velocidad $n = 3 rpm$. Por tanto queda:

$$M = \frac{24.6}{3} * 955 * 1.6 = 12529.6 daNm$$

El siguiente paso es buscar un acoplamiento que sea capaz de soportar el esfuerzo y que pueda contener el eje. Se encuentran el número 230, que presentan las siguientes características, en la figura 27 y en la tabla 31.

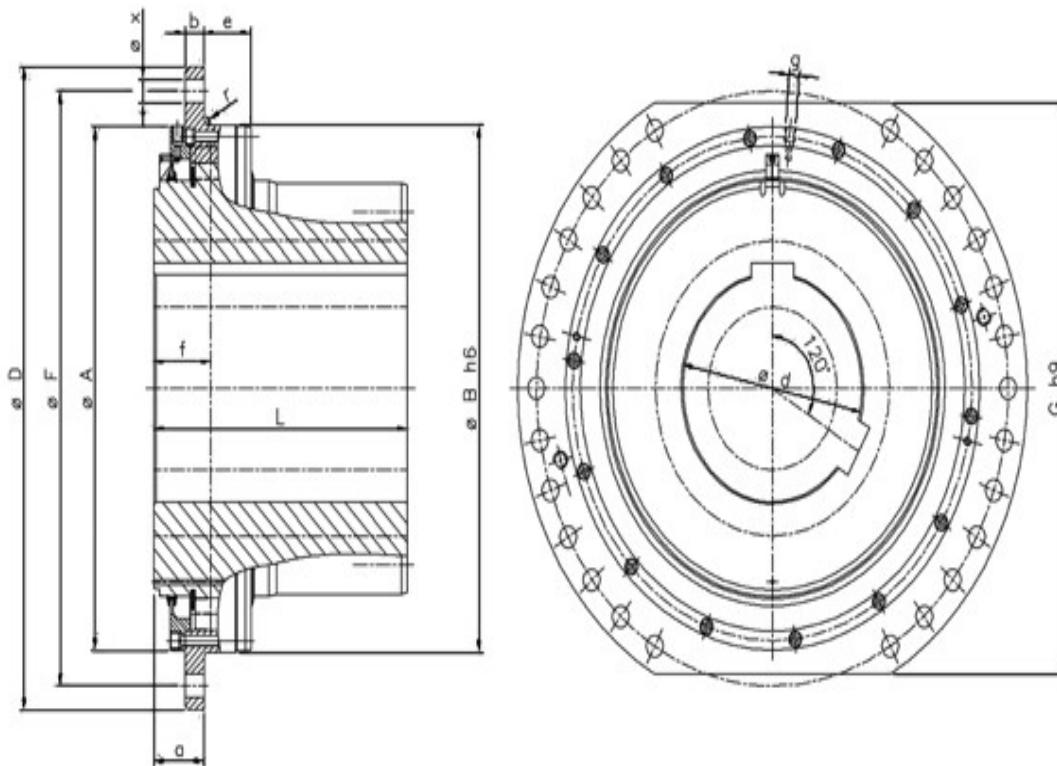


Fig.27- Esquema acoplamiento (Fuente: http://www.gosan.net/cat_es_060.html#)

Tabla 31

Número de pieza	230
Momento máximo (daNm)	17850
Carga radial máxima (daNm)	14700
Diámetro d (mm)	140-245
Diámetro D (mm)	580
Diámetro F (mm)	530
Diámetro Tornillos (M)	20
Número de tornillos	14

El último paso es comprobar que la carga radial máxima es menor que el momento calculado. Por tanto se encuentra un $M = 12529.6 \text{ daNm}$, y la carga radial máxima es de 14700 daNm, es correcto la selección.

Pero para poder montar el acoplamiento es necesario realizar una serie de ajustes en el tambor. Por tanto el tambor quedará como en la figura 28, para ello se partira del diseño del apartado 5.1.3 de esta memoria.

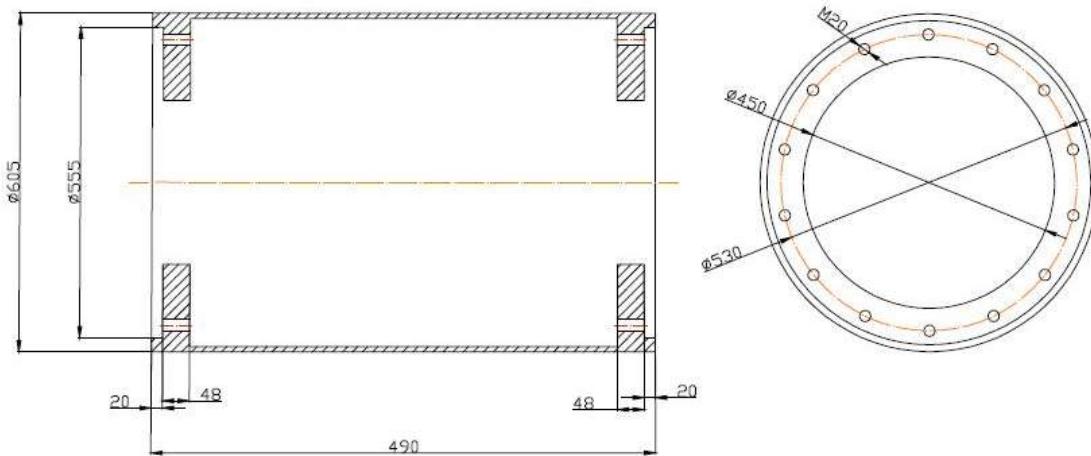


Fig.28-Esquema disposición del tambor.

5.1.4.7 Rodamientos

Se va a proceder al cálculo de los rodamientos necesarios en los apoyos de los ejes. Para ellos se va estimar una vida mínima de 6300 horas de funcionamiento. También se ha buscado una empresa de rodamientos, en este caso SKF ya que dispone de un gran catálogo online para la consulta de ello. Todas las características de los rodamientos se encuentran en el apartado 5 del anexo III.

Para el cálculo se tomarán los valores de las reacciones en los ejes, ya que es en los apoyos donde se colocarían estos.

- Rodamiento en A

Este rodamiento estaría en el eje A, en el apoyo A. Soporta tanto fuerzas axiales como fuerzas radiales. Se buscará en primer lugar un rodamiento de rígido de una hilera de bolas que pueda cumplir con las especificaciones, ya que estos rodamientos son los más comunes y por tanto la solución más económica.

$$F_r = \sqrt{(R_{ay})^2 + (R_{az})^2} = \sqrt{10159^2 + 30518^2} = 32164.48 \text{ N}$$

$$F_a = R_{ax} = 10910.22 \text{ N}$$

Para calcular el rodamiento se necesita calcular la carga equivalente P.

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Los valores de X e Y se encuentran en tablas en al apartado 3 del anexo IV, y para ello se necesita calcular

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{10910.22}{32164.48} = 0.34$$



Para una primera estimación con ese valor, los valores de

$$X = 1 \quad Y = 0 \quad P = 1 * 32164.48 + 0 * 10910.22 = 32164.48 \text{ N}$$

Ahora hay que introducir el valor de la duración del rodamiento, a partir de las revoluciones del eje y sus horas de duración

$$L = \frac{H * n_a * 60}{10^6} = \frac{6300 * 168 * 60}{10^6} = 63.50 \text{ millones de vueltas}$$

Para seleccionar el rodamiento se busca un rodamiento con capacidad de carga(C) igual o superior a la calculada

$$C = \sqrt[3]{L * P} = \sqrt[3]{63.50 * 32164.48} = 128322 \text{ N} = 128.32 \text{ kN}$$

En el catálogo no se encuentra un rodamiento de bolas con tan alta capacidad de carga, por tanto ahora se pasará a probar con un rodamiento de rodillos cónicos ya que son más resistentes. Con este rodamiento se tiene tres opciones de rodamiento, primero se probará con el rodamiento 32211J2/Q. Para ellos se calculará de nuevo la carga equivalente

$$P = X * F_R + Y * F_a$$

Los valores de X e Y se encuentran en tablas en el apartado 4 del anexo IV, y para ello se necesita calcular

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{10910.22}{32164.48} = 0.34$$

Para una primera estimación con ese valor, los valores de

$$X = 1 \quad Y = 0 \quad P = 1 * 32164.48 + 0 * 10910.22 = 32164.48 \text{ N}$$

$$C = \sqrt[10]{L * P} = \sqrt[10]{\sqrt[3]{63.50} * 32164.48} = 111739.99 \text{ N} = 111.74 \text{ kN}$$

En este caso, este rodamiento no sería válido ya que la capacidad de carga máxima es de 106 kN. El siguiente rodamiento que se probaría sería el número 30311J2/Q

$$P = X * F_R + Y * F_a$$

Los valores de X e Y se encuentran en tablas, y para ello se necesita calcular

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{10910.22}{32164.48} = 0.34$$

Para una primera estimación con ese valor, los valores de

$$X = 1 \quad Y = 4.4 \quad P = 1 * 32164.48 + 0 * 10910.22 = 32164.48 \text{ N}$$

$$C = \sqrt[10]{L * P} = \sqrt[10]{\sqrt[3]{63.50} * 32164.48} = 111.74 \text{ N} = 111.74 \text{ kN}$$

Este rodamiento sí que sería válido ya que tiene una C=166 kN.

- Rodamiento en B

Este rodamiento se encuentra en el eje A, en el apoyo B. Soporta solamente fuerzas axiales. Se buscará en primer lugar un rodamiento de rígido de una hilera de bolas que pueda cumplir con las especificaciones, ya que estos rodamientos son los más comunes y por tanto la solución más económica.

$$F_r = \sqrt{(R_{by})^2 + (R_{bz})^2} = \sqrt{1877.9^2 + 7869.3^2} = 8090.27 \text{ N}$$

Para calcular el rodamiento se necesita calcular la carga equivalente P.

$$P = F_r$$

Ahora hay que introducir el valor de la duración del rodamiento, a partir de las revoluciones del eje y sus horas de duración

$$L = \frac{H * n_a * 60}{10^6} = \frac{6300 * 168 * 60}{10^6} = 63.50 \text{ millones de vueltas}$$

Para seleccionar el rodamiento se busca un rodamiento con capacidad de carga(C) igual o superior a la calculada

$$C = \sqrt[3]{L * P} = \sqrt[3]{63.50 * 8090.27} = 32276.57 \text{ N} = 32.28 \text{ kN}$$

En el catálogo se encuentra un rodamiento de bolas con capacidad de carga superior, en este caso es el rodamiento rígido de una hilera de bolas 6211, con un C=46.2 kN

- Rodamiento en C

Este rodamiento se encuentra en el eje B, en el apoyo C. Soporta tanto fuerzas axiales como fuerzas radiales. Se buscará en primer lugar un rodamiento de rígido de una hilera de bolas que pueda cumplir con las especificaciones, ya que estos rodamientos son los más comunes y por tanto la solución más económica.

$$F_r = \sqrt{(R_{cy})^2 + (R_{cz})^2} = \sqrt{3123^2 + 96685^2} = 96735.43 \text{ N}$$

$$F_a = R_{cx} = 41716 \text{ N}$$

Para calcular el rodamiento se necesita calcular la carga equivalente P.

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Los valores de X e Y se encuentran en tablas en el apartado 4 del anexo IV, y para ello se necesita calcular

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{41716}{96735.43} = 0.43$$

Para una primera estimación con ese valor, los valores de

$$X = 1 \quad Y = 0 \quad P = 1 * 96735.42 + 0 * 41716 = 96735.42 N$$

Ahora hay que introducir el valor de la duración del rodamiento, a partir de las revoluciones del eje y sus horas de duración

$$L = \frac{H * n_a * 60}{10^6} = \frac{6300 * 21 * 60}{10^6} = 7.94 \text{ millones de vueltas}$$

Para seleccionar el rodamiento se busca un rodamiento con capacidad de carga(C) igual o superior a la calculada

$$C = \sqrt[3]{L} * P = \sqrt[3]{7.94} * 96735.42 = 192985.95 N = 193 kN$$

En el catálogo no se encuentra un rodamiento de bolas con tan alta capacidad de carga, por tanto ahora se pasara a probar con un rodamiento de rodillos a rotula ya que son más resistentes. Con este rodamiento se tiene cuatro opciones de rodamiento, primero se probara con el rodamiento 23120EK. Para ellos se calculará de nuevo la carga equivalente

$$P = X * F_R + Y * F_a$$

Los valores de X e Y se encuentran en tablas en el apartado 4 del anexo IV, y para ello se necesita calcular

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{41716}{96066.44} = 0.43$$

Para una primera estimación con ese valor, los valores de

$$X = 0.67 \quad Y = 3.6 \quad P = 0.67 * 96735.42 + 3.6 * 41716 = 214990.33 N$$

$$C = \sqrt[3]{L} * P = \sqrt[3]{7.94} * 214990.33 = 400281.1 N = 400 kN$$

En este caso, este rodamiento no sería válido ya que la capacidad de carga máxima es de 385 kN. El siguiente rodamiento que se probaría seria el número 23220

$$P = X * F_R + Y * F_a$$

Los valores de X e Y se encuentran en tablas, y para ello se necesita calcular

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{41716}{96066.44} = 0.43$$

Para una primera estimación con ese valor, los valores de

$$X = 0.67 \quad Y = 3.3 \quad P = 0.67 * 96735.42 + 3.3 * 41716 = 202475.33 N$$

$$C = \sqrt[3]{L} * P = \sqrt[3]{7.94} * 202475.33 = 376979.96 N = 377 kN$$

Este rodamiento sí que sería válido ya que tiene una C=498 kN.

- Rodamiento en D

Este rodamiento se encuentra en el eje B, en el apoyo D. Este rodamiento soporta solamente fuerzas axiales. Se buscará en primer lugar un rodamiento de rígido de una hilera de bolas que pueda cumplir con las especificaciones, ya que estos rodamientos son los más comunes y por tanto la solución más económica.

$$F_r = \sqrt{(R_{dy})^2 + (R_{dz})^2} = \sqrt{55542^2 + 140440^2} = 151024.19N$$

Para calcular el rodamiento se necesita calcular la carga equivalente P.

$$P = F_r$$

Ahora hay que introducir el valor de la duración del rodamiento, a partir de las revoluciones del eje y sus horas de duración

$$L = \frac{H * n_a * 60}{10^6} = \frac{6300 * 21 * 60}{10^6} = 7.94 \text{ millones de vueltas}$$

Para seleccionar el rodamiento se buscará un rodamiento con capacidad de carga(C) igual o superior a la calculada

$$C = \sqrt[3]{L} * P = \sqrt[3]{7.94} * 151024.19 = 301291.37 N = 301.3 kN$$

En el catálogo no se encuentra un rodamiento de bolas con capacidad de carga superior, el siguiente paso es buscar un rodamiento de una hilera de rodillos cilíndricos, ya que son más resistentes a carga radial. La carga equivalente será la misma

$$P = F_r$$

$$C = \sqrt[3]{L} * P = \sqrt[3]{7.94} * 151024.19 = 281185.33 N = 281.2 kN$$

En el catálogo se encuentra un rodamiento de una hilera de rodillos cilíndricos con capacidad de carga superior, en este caso es el rodamiento N221 ECP, con un C=300 kN

- Rodamiento en E

Este rodamiento se encuentra en el eje C, en el apoyo E. Soporta tanto fuerzas axiales como fuerzas radiales. Se buscará en primer lugar un rodamiento de rígido de una hilera de bolas puede cumplir con las especificaciones, ya que estos rodamientos son los más comunes y por tanto la solución más económica.

$$F_r = \sqrt{(R_{ey})^2 + (R_{ez})^2} = \sqrt{15924^2 + 157120^2} = 157924.88 N$$

$$F_a = R_{ex} = 52627 N$$

Para calcular el rodamiento se necesita calcular la carga equivalente P.

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Los valores de X e Y se encuentran en tablas en el apartado 3 del anexo IV, y para ello se necesita calcular



$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{52627}{157924.88} = 0.33$$

Para una primera estimación con ese valor, los valores de

$$X = 1 \quad Y = 0 \quad P = 1 * 157924.88 + 0 * 52627 = 157924.88 N$$

Ahora hay que introducir el valor de la duración del rodamiento, a partir de las revoluciones del eje y sus horas de duración

$$L = \frac{H * n_a * 60}{10^6} = \frac{6300 * 3 * 60}{10^6} = 1.14 \text{ millones de vueltas}$$

Para seleccionar el rodamiento se buscará un rodamiento con capacidad de carga(C) igual o superior a la calculada

$$C = \sqrt[3]{L * P} = \sqrt[3]{1.14 * 157924.88} = 164975.27 N = 165 kN$$

En el catálogo se encuentra un rodamiento de bolas con capacidad de carga superior, que es el rodamiento 6232 de C=186 kN. Ahora habrá que comprobar el rodamiento con la carga estática del rodamiento, C₀. En este caso C₀=186 kN

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{52627}{166000} = 0.32$$

Se calcula el valor de $\frac{F_a}{F_r}$, para el cual cambian los valores de X e Y. Si el valor es mayor que 0.39 cambiaria. En este caso no, por lo tanto el rodamiento seria valido.

- Rodamiento en F

Este rodamiento se encuentra en el eje C, en el apoyo F. Soporta solamente fuerzas axiales. Se buscará en primer lugar un rodamiento de rígido de una hilera de bolas que pueda cumplir con las especificaciones, ya que estos rodamientos son los más comunes y por tanto la solución más económica.

$$F_r = \sqrt{(R_{fy})^2 + (R_{fz})^2} = \sqrt{165070^2 + 39281^2} = 169679.41 N$$

Para calcular el rodamiento necesitamos calcular la carga equivalente P.

$$P = F_r$$

Ahora hay que introducir el valor de la duración del rodamiento, a partir de las revoluciones del eje y sus horas de duración

$$L = \frac{H * n_a * 60}{10^6} = \frac{6300 * 3 * 60}{10^6} = 1.14 \text{ millones de vueltas}$$

Para seleccionar el rodamiento se buscará un rodamiento con capacidad de carga(C) igual o superior a la calculada

$$C = \sqrt[3]{L * P} = \sqrt[3]{1.14 * 169679.41} = 177254.56 N = 177.3 kN$$

En el catálogo se encuentra un rodamiento de bolas con capacidad de carga de superior, que es el rodamiento 6324 de C=208 kN.

5.1.5 Cálculo del freno

Se necesita un freno para poder frenar todo el conjunto. Este sistema de seguridad es esencial para poder detener la carga, y el correcto uso del aparato. Para el freno se usará un freno electrohidráulico de zapata externa comercial. Este freno es necesario que este activo aun cuando no esté en uso el aparato, por ello se buscará un freno que actué aun cuando no haya energía disponible. Para calcular el freno se usarán las ecuaciones de la energía.

Para el freno se ha seleccionado un freno comercial de la empresa en este caso de la empresa Antec. Y el freno se ha seleccionado el que sigue la norma DIN 15435

$$W_{freno} = \sum E_c + \sum E_p$$

$$W_{freno} = T_{freno} * \theta_{frenado}$$

Por tanto habrá que calcular todos los aportes de energía cinética y potencial, además del ángulo girado por el freno en el tiempo de frenado.

$$\begin{aligned} \sum E_c = & \left(\frac{1}{2} * I_m * n_m^2 \right) + \left(\frac{1}{2} * I_a * n_a^2 \right) + \left(\frac{1}{2} * I_b * n_b^2 \right) + \left(\frac{1}{2} * I_c * n_c^2 \right) \\ & + \left(\frac{1}{2} * m * v^2 \right) \end{aligned}$$

Los datos para el cálculo de velocidades están en la tabla 32 y 33, y se han tomado del apartado 5.1.4. Los datos de inercias están en el apartado 2.7 del anexo II.

Tabla 32

Eje	N(rad/s)	I(Kgm ²)
Motor	52.35	2.2
A	17.59	3.57
B	2.19	6.39
C	0.32	74.73

Tabla 33

Carga	Masa (kg)	Velocidad (m/s)
	25500	0.1

$$\begin{aligned}\sum E_c = & \left(\frac{1}{2} * 2.2 * 52.35^2 \right) + \left(\frac{1}{2} * 3.57 * 17.59^2 \right) + \left(\frac{1}{2} * 6.39 * 2.19^2 \right) \\ & + \left(\frac{1}{2} * 74.73 * 0.32^2 \right) + \left(\frac{1}{2} * 25500 * 0.1^2 \right) = 3713.41 J\end{aligned}$$

Para calcular la energía potencial de la masa, se necesita calcular el espacio recorrido por la carga, en el tiempo de frenada.

$$t_f = 0.5s \quad v_f = v_0 + at \quad x_f = x_0 + v_0 t + \frac{1}{2} a t^2$$

$$\text{Se obtiene } a = -0.2 \frac{m}{s^2} \quad x_f = 0.025 m$$

Por tanto

$$\sum E_p = mgh = 25500 * 9.81 * 0.05 = 6131.25 J$$

Ahora se necesita calcular el ángulo girado por el freno en el tiempo de frenado.

$$t_f = 0.5s \quad \omega_f = \omega_0 + \alpha t \quad \theta_f = \theta_0 + \omega_0 t + \frac{1}{2} \alpha t^2$$

$$\text{Se obtiene } \alpha = -104.7 \frac{rad}{s^2} \quad \theta_f = 13.09 rad$$

$$W_{freno} = 9844.66 J$$

$$T_{freno} = \frac{W_{freno}}{\theta_f} = \frac{9844.66}{13.09} = 752.07 Nm$$

Se ha buscado en el catálogo de frenos, este catálogo se encuentra en el apartado 6 del anexo III. Se puede ver un pequeño resumen de las características en la tabla 34

Tabla 34

Tipo de freno	NDT 500 II 806
Par de frenado mínimo (Nm)	850
Par de frenado máximo (Nm)	1700
Peso (Kg)	125

5.2 Estructura del carro

Se necesita una estructura que soporte tanto los esfuerzos de la carga como el propio peso del reductor. La estructura será como la de la figura 29, constará de dos largueros idénticos de 2500 mm de longitud, unidos trasversalmente por dos travesaños soldados a estos de 2000 mm de longitud.

Para toda la estructura se usará un acero S450J0, cuyas características se presentan en la tabla 35, y tendrá que cumplir la estructura con un coeficiente de seguridad a fluencia igual o mayor que 3 en todos sus componentes. También se intentara aligerar al máximo esta estructura, buscando aquel perfil que cumpla con el anterior requisito pero tenga el menor peso lineal. Y se usarán perfiles comerciales, para la simplificación en los cálculos, donde los prontuarios de perfiles los encontraríamos en el apartado 7 del anexo III.

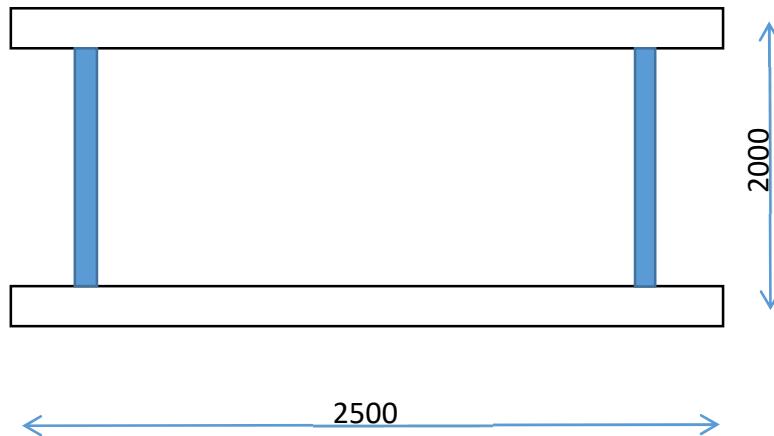


Fig.29- Estructura del carro

Tabla 35

Denominación	Acero S450J0
Límite de rotura (MPa)	550 a 720
Limite elástico (MPa)	450
Densidad (Kg/m ³)	7850

Para el cálculo de la estructura, se necesita conocer todo el peso aproximado del reductor, con la suma del peso de los elementos añadidos comerciales. Este cálculo se encuentra en el apartado 2.6 del anexo II.

5.2.1 Perfiles

5.2.1.1 Cálculo de travesaño

Para calcular la estructura, se supondrá que sobre uno de los travesaños está dispuesto el reductor, y el otro travesaño se encuentra libre de carga. Para poder calcularlo se necesita conocer el peso que esta sobre el mismo.

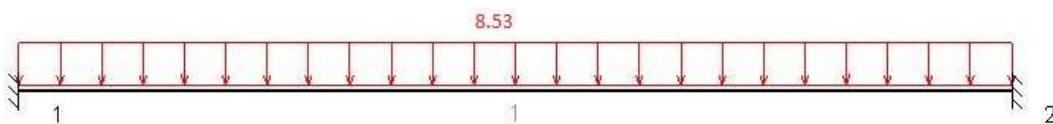
Además este peso se aumentara un 15%, por elementos no incluidos en el peso y que son difíciles de calcular. Se supondrá una carga distribuida sobre el travesaño. El travesaño al estar soldado por ambos lados, se supondrá biempotrado para los cálculos.

Se buscará un perfil rectangular, el cual cumpla con las especificaciones de resistencia pero siempre buscando el más ligero que se pueda encontrar en el prontuario del anexo III.

$$\text{Peso del reductor} = 1512.97 \text{ Kg}$$

$$\text{Carga} = \text{Peso} * 1.15 = 1512.97 * 1.15 = 1739.92 \text{ Kg}$$

$$q = \frac{\text{Carga} * 9.81}{\text{Longitud}} = \frac{1739.92 * 9.81}{2000} = 8.53 \text{ N/mm}$$



Quedará una disposición como el de la figura 30.

Fig.30-Esquema de fuerzas travesaño

Al ser una viga biempotrada, se usará un prontuario para poder calcular los momentos reacción en ambos apoyos. Con estos calculados se podrán calcular las reacciones verticales en ambos apoyos. Posteriormente se calcularán los diagramas de esfuerzos.

$$M_1 = \frac{q * l^2}{12} = \frac{8.53 * 2000^2}{12} = 2.84 * 10^6 \text{ Nmm}$$

$$M_1 = -M_2$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_1 + R_2 = q * l$$

$$\sum M_2 = 0 \quad M_1 - (R_1 * l) + \left(q * \frac{l^2}{2} \right) - M_2 = 0$$

$$R_1 = 8530 \text{ N} \quad R_2 = 8530 \text{ N}$$

Por tanto quedaran unos diagramas de esfuerzos como los de las figuras 31 y 32, de donde se extraerán los valores para calcular el momento resistente del travesaño.

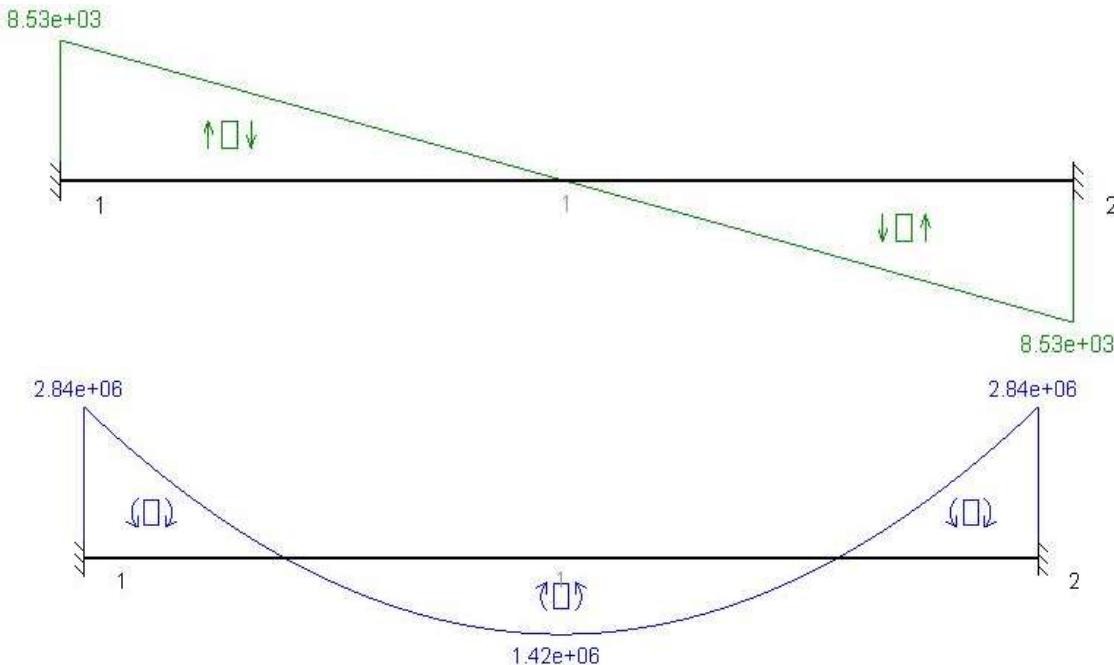


Fig.31-Diagrama de cortantes

Fig.32-Diagrama de flectores

La peor sección se encuentra en los extremos, ya que es donde se encuentra el momento máximo, $M=2.84*10^6 \text{ Nmm}$. Con el material seleccionado, y aplicando el coeficiente de seguridad que se ha impuesto, se calculará el momento resistente.

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{max}}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_f}{2 * C_s} = \frac{450}{2 * 3} = 75 \text{ MPa}$$

Se ha decidido usar un perfil rectangular hueco comercial. Por tanto buscaremos el módulo resistente que cumpla con el coeficiente de seguridad.

$$\sigma = \frac{M_1}{W_f} \quad \tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

$$75 = \frac{2.84 * 10^6}{2 * W_f}$$

$$W_f = 18933.4 \text{ mm}^3 = 18.94 \text{ cm}^3$$

Se tienen varias secciones que cumplen, por tanto se seccionara la de menor peso. Se secciona el perfil de 100x50x3 mm, que tiene un módulo resistente de 20.9

cm³. El otro travesaño sería del mismo tipo, aunque este no recibiría ninguna carga, aunque por simplicidad de diseño sería el mismo perfil que el otro travesaño.

5.2.1.2 Cálculo de los largueros

Una vez calculados los travesaños, se procede a calcular los dos largueros. Se ha supuesto que en cada larguero se repartiría la carga de servicio (es decir la carga que se va a levantar) a la mitad en cada uno.

El larguero se ha supuesto biapoyado, y además este recibe el momento de la reacción del travesaño en uno de los apoyos, ya que solo uno de los dos travesaños está cargado. Se ha decidido buscar un perfil IPE que cumpla con el coeficiente de seguridad para ambos largueros.

El primer paso será calcular la carga. Esta carga se deberá calcular según la norma UNE 58132-2. Esta norma indica que la carga de servicio será corregida con un factor dinámico por la velocidad de subida y coeficiente experimental (ξ), que para puentes grúas es de 0.6.

$$\psi = 1 + (\xi v_l) = 1 + (0.6 * 0.1) = 1.06$$

Aunque este coeficiente calculado es de 1.06, la norma indica que este debe ser mínimo de 1.15. Por tanto se tomará $\psi = 1.15$

También será incluido el peso propio de los diferentes componentes, pero este peso se aumentará un 15%, por posibles pesos que no puedan ser calculados. Este peso propio es la suma del peso del reductor, más el peso del motor que son 645 kg y el peso del freno que son 125 kg, estos datos se extraen de los catálogos del anexo III.

$$\begin{aligned} \text{Pesopropio} &= \text{Pesodel reductor} + \text{Motor} + \text{Freno} = 1512.97 + 645 + 125 \\ &= 2282.97 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q &= (\text{Carga} * 1.06) + (\text{Pesopropio} * 1.15) = (25500 * 1.15) + (2282.97 * 1.15) \\ &= 31950.42 \text{ Kg} = 313433.58 \text{ N} \end{aligned}$$

Cada larguero recibirá $\frac{Q}{2}$, y solo un momento de la reacción de un travesaño y su reacción vertical. Por tanto quedará una disposición como la de la figura 33.

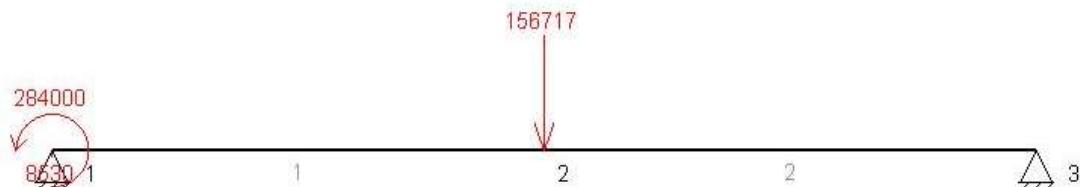


Fig.33-Diagrama de fuerzas

Se calcularán las reacciones en ambos apoyos

$$\sum F_y = 0 \quad R_1 + R_3 = \frac{Q}{2}$$

$$\sum M_3 = 0 \quad M_1 - (R_1 * l) + \left(Q * \frac{l}{2} \right) = 0$$

$$R_1 = 69942 \text{ N} \quad R_2 = 78245 \text{ N}$$

Y ahora se calcularán los diagramas de esfuerzo, representados en las figuras 34 y 35.

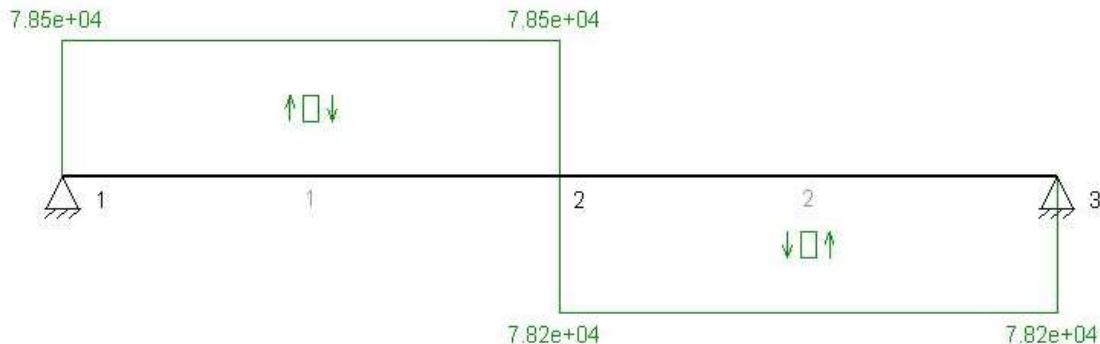


Fig.34- Diagrama de cortantes

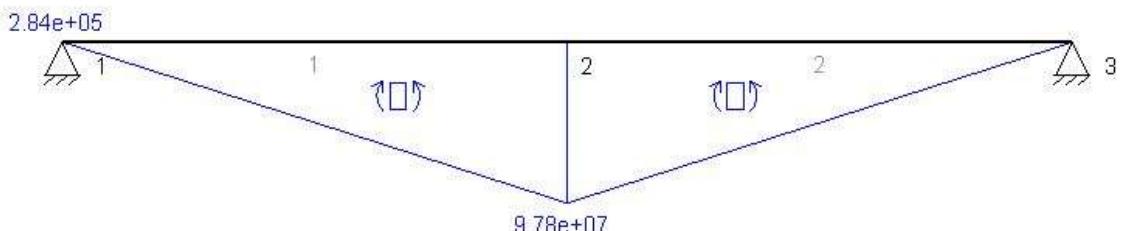


Fig.35-Diagrama de flectores

La peor sección se encuentra en el centro, ya que es donde se encuentra el momento máximo, que tiene un valor de $M=9.78*10^7$ Nmm. Con el material seleccionado y aplicando el coeficiente de seguridad, se calculará el momento resistente mínimo del perfil.

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{max}}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_f}{2 * C_s} = \frac{450}{2 * 3} = 75 \text{ MPa}$$

Se ha decidido usar un perfil IPE comercial. Por tanto buscaremos el módulo resistente que cumpla con el coeficiente de seguridad.

$$\sigma = \frac{M_1}{W_f} \quad \tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

$$75 = \frac{9.78 * 10^7}{2 * W_f}$$

$$W_f = 652000 \text{ mm}^3 = 652 \text{ cm}^3$$

Se tienen una sección que cumple, que es la que más se acerca al valor. Se selecciona el perfil IPE330, que tiene un módulo resistente de 713 cm^3 . El otro larguero trabajara igual que este.

5.2.2 Cálculo de las soldaduras de union travesaño-larguero

Se va a proceder a el cálculo de las uniones entre el travesaño y el larguero. Estas se van a realizar mediante cordones de soldadura. Se van a soldar con dos cordones verticalmente. Se buscará el tamaño de garganta menor que cumpla con que el coeficiente de seguridad sea igual o mayor que 2. El material de la soldadura tendrá las mismas características que el material de base.

Esta situación se ve en la figura 36. En los cordones se encuentra con una reacción vertical y un momento. Estas dos reacciones generan dos tensiones

$$t_1 = \frac{R_a}{A} \quad n = \frac{M_a}{I_z} y$$

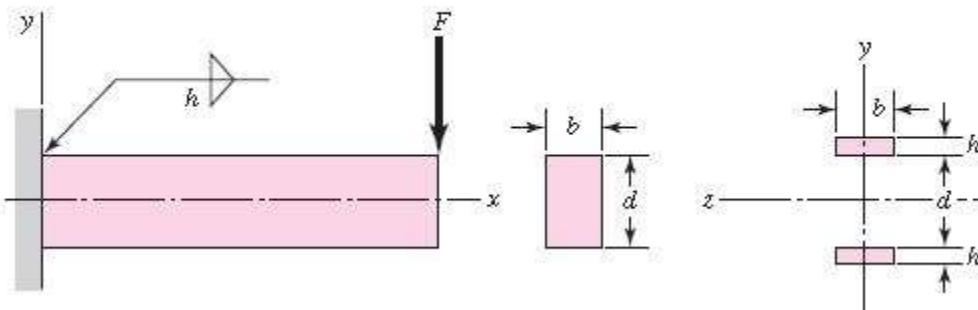


Figura 36 (Fuente: Budynas, R.G; Nisbett, J.k; (2012) Diseño en ingeniería mecánica Shigley, 8º edición, México, Mc Graw Hill)

Se tiene definidos los valores de $d=100$, y $b=50$. Por tanto se buscan el valor de h que sería el tamaño de la garganta.

Se tienen unas tensiones en la soldadura como en la Figura 37.

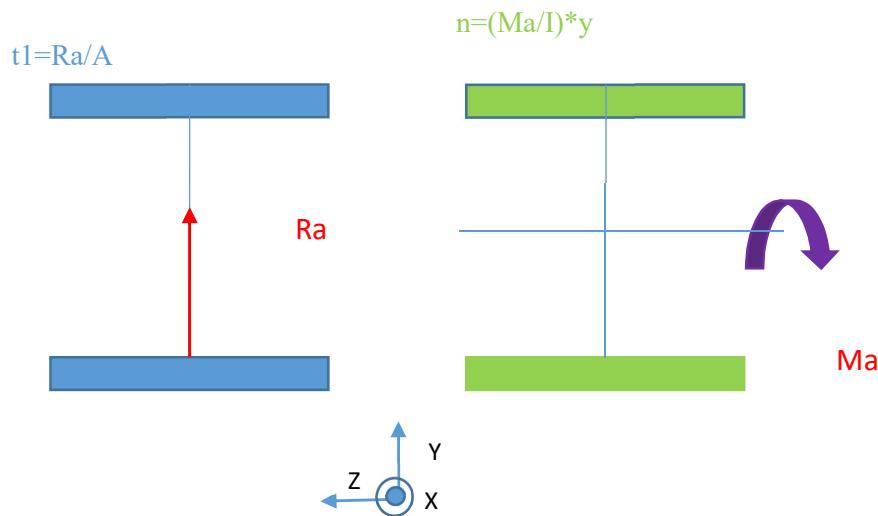


Fig.37-Esquema de la disposición de los cordones

Se buscan los valores de área, del momento de inercia, de la reacción y del momento reacción, ya que es ahí donde se encuentra el valor del tamaño de la garganta. Para calcular estos valores, como se ven en la figura 37.

$$A = 2 * h * 50$$

$$I_z = 2 * \left[\left(\frac{50 * h^3}{12} \right) + \left((h * 50) * \left(\frac{100 + h}{2} \right)^2 \right) \right]$$

$$y_{max} = \frac{100}{2} + h$$

$$R_a = 8230 N \quad M_a = 2.84 * 10^5 Nmm$$

Ahora el siguiente paso es pasar las tensiones al cordón, como se ve en la figura 38.

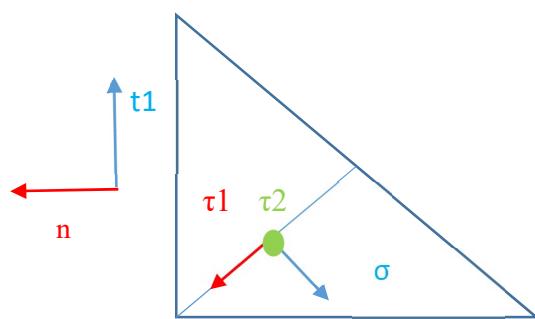


Figura 38- Tensiones en el cordón de soldaura

Y las tensiones en el cordón se de la siguiente forma.

$$\sigma = \frac{t_1 + n}{\sqrt{2}} \quad \tau_1 = \frac{t_1 - n}{\sqrt{2}} \quad \tau_2 = 0$$

Con estas tensiones calculadas se calcula sigma equivalente, y con ello se podrá obtener el coeficiente de seguridad del cordón.

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * (\tau_1^2 + \tau_2^2)}$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{eqv}}$$

Resolviendo para obtener el valor de a se obtiene que $a=4.5$ mm la opción mas óptima de garganta cumpliendo con el requisito de que el coeficiente de seguridad sea igual o mayor que 2.

5.3 Mecanismo de traslacion del carro

El último paso del diseño del carro, es el diseño del sistema de movimiento transversal del carro. El carro se desplazara a lo largo de unos carriles. Este sistema consta de: Ruedas de rodaduras, Reductor, Motor eléctrico, Freno, y el carril.

El primer paso es definir el número de ruedas que se van a usar en el carro. En este caso para el diseño se ha decidido incorporar 4 ruedas de las cuales 2 serán las motrices. La gran mayoría de los puentes grúas existentes en el mercado, poseen dos reductores identicos, con dos ruedas motoras. Esto permite reducir el momento necesario en cada rueda, y por tanto diseñar reductores más simples y que con menores esfuerzos en ellos.

La velocidad del carro es de 25 m/min definida en el apartado 4.4.3, dependiente de la anchura a recorrer.

Se buscará que la mayoria de los elementos sean comerciales, por tanto ruedas, como chavetas, y rodamientos seran elementos comerciales. El resto de elementos se les propondra un primer diseño, y este diseño se comprobará mediante los cálculos analiticos, dando importancia a las condiciones impuestas.

5.3.1 Ruedas de rodadura

El primer pasó es definir el tamaño de rueda, y la carga que soportara cada una de ellas. Se va a calcular en el peor supuesto, que sería si el carro solamente apoyara sobre una de sus ruedas. El calulo del peso del carro se puede ver en el apartado 3 del anexo II.

La carga se calcula como la suma del peso del carro mas la suma de la carga de servicio.

$$Carga = (Peso del carro * 1.15) + (Carga * \psi)$$

La carga que es subida será corregida con un factor dinámico por la velocidad de subida y coeficiente experimental (ξ), que para puentes grúas es de 0.6. En este caso la norma UNE 58132-2 , que esta en el apartado 4 del anexo I, no marca que sea necesario para los componentes usar este factor, pero del lado de la seguridad se ha decidido usarlo.

$$\psi = 1 + \xi v_l \quad \psi = 1 + (0.6 * 0.42) = 1.252$$

$$\text{Carga} = (2564 * 1.15) + (25500 * 1.25) = 34823 \text{ Kg}$$

Se ha buscado un catálogo comercial de ruedas. Se ha decidido usar un tipo de rueda denominada DWS de la empresa Demag. El catálogo se encuentra en el apartado 8 del Anexo III. Se tiene un ejemplo en la Figura 39.

La empresa fabricante indica una serie de anchos de carril, medida b1, también deja la opción de poder fabricarse con una medida dada por el cliente. En este caso se ha decidido que la garaganta tenga distinto ancho que los que nos proporciona el fabricante.

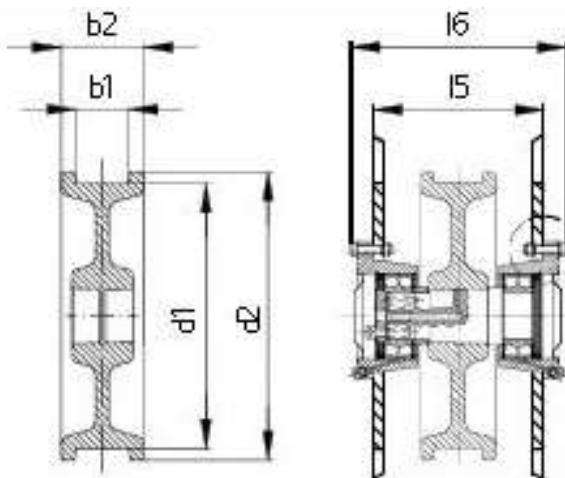


Fig.39-Plano de las ruedas

Un resumen de las características de las ruedas y siguiendo las denominaciones de la figura 39 se puede ver en la tabla 36.

Tabla 36

Denominación	DWS 500
Capacidad de carga Máxima (Tm.)	40
Diámetro d1 (mm)	500
Peso (kg)	142
Ancho carril b1 (mm)	75
d2(mm)	537

5.3.2 Reductor

El reductor tiene la finalidad de adaptar las condiciones de velocidad y par del motor a las necesarias para llegar a obtener las prestaciones que se buscan. Estas prestaciones son las de velocidad calculadas en el apartado 4.4.2 de esta memoria, y la carga la calculada en el apartado anterior.

El reductor constará de dos etapas de reducción. Las dos serán dos pares de engranajes helicoidales. Se han seleccionado este tipo de engranajes, ya que soportan mayor carga que los engranajes de dientes rectos, se obtiene mayor rendimiento, y se puede llegar a conseguir más reducción en menos etapas. Se puede ver un esquema en la figura 40.

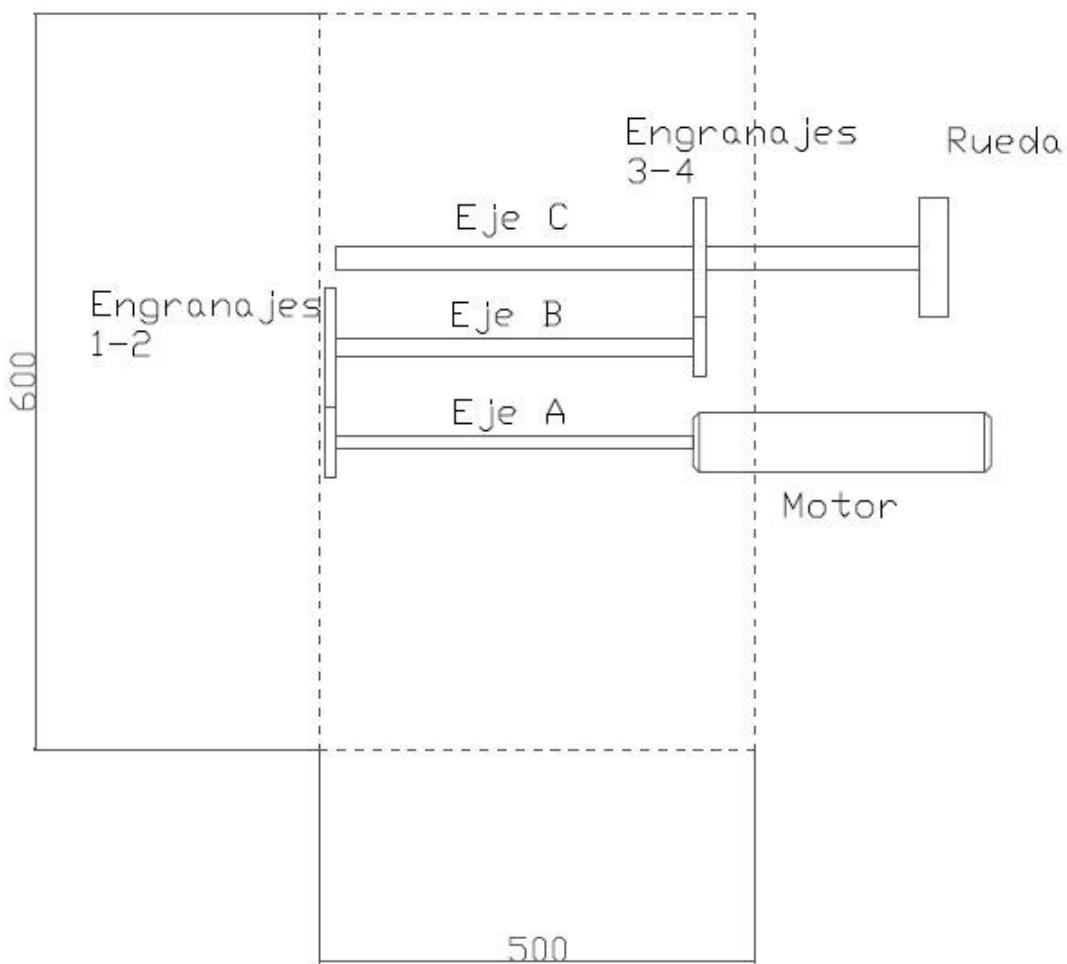


Fig. 40-Esquema del sistema de traslación

A la entrada del reductor se colocaría el freno, aunque este se calculará en el apartado siguiente.

Para poder diseñar este reductor se han tomado las siguientes consideraciones que se deben cumplir en todo el diseño:

- Se busca un coeficiente de seguridad a fluencia mayor o igual a 2 con la teoría de cortante máximo en todos los ejes.
- La duración del mecanismo ha de ser mínimo de 6300 horas de trabajo
- Para el cálculo de los engranajes se tendrán en cuenta dos coeficientes
 - Factor de esfuerzos dinámico (F_d), que tiene en cuenta la calidad de fabricación del engranaje. Se ha decidido que los engranajes sean tallados por generación sin rectificar, por tanto se calcula:

$$fd = 1 + \frac{V(m/min)}{360}$$

- Factor de servicio (Fs), tiene en cuenta el tipo de máquina que se esté accionado. Para máquinas de elevación este factor puede estar entre 1 y 1.25. Por tener más seguridad se tomará el más alto, en este caso 1.25.
- Módulos inferiores a 10 en todos los engranajes

5.3.2.1 Estimación del motor

El primer paso será calcular la fuerza de tracción necesaria en la rueda. Para ello es necesario conocer la aceleración que se busca en el carro. Esta aceleración se encuentra en tablas del libro de Grúas de Emilio Larrodé, y depende de la velocidad final a conseguir. Se ha seleccionado la aceleración para aplicaciones corrientes. En este caso la aceleración es de $a=0.162 \text{ m/s}^2$. Con esta aceleración se puede aplicar la segunda ley de Newton.

$$\sum F_h = m * a$$

En las fuerzas horizontales se encuentran las dos fuerzas de tracción, la masa es la carga calculada en el apartado anterior, y la aceleración prevista de $a=0.162 \text{ m/s}^2$.

$$2 * F_t = m * a$$

$$F_t = \frac{34823.6 * 0.162}{2} = 2813.38 \text{ N}$$

Con esta fuerza ya es posible calcular el par necesario en la rueda para trasmitir el movimiento.

$$M_t = F_t * \frac{D}{2} = 2813.38 * \frac{500}{2} = 703345 \text{ Nmm} = 703.35 \text{ Nm}$$

Ahora el siguiente paso es calcular la velocidad angular de la rueda. Para ello se necesita la velocidad lineal de la rueda calculada en el apartado 4.4. Y el diámetro de la rueda seleccionada. La velocidad es de $v=25 \text{ m/min}$ que trasformada a metros partido por segundo es de $v=0.42 \text{ m/s}$.

$$v = \omega * r$$

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{0.42}{0.25} = 1.68 \text{ rad/s}$$

El siguiente paso será buscar un motor que pueda cumplir con las especificaciones. Para ellos con los datos que se acaban de calcular de par necesario y velocidad, se podrá estimar la potencia necesaria, esto se puede ver en la tabla 37.

Tabla 37

Momento necesario (Nm)	Mt=703.35
Velocidad angular (rad/s)	$\omega=1.68$

$$Pt = Mt * \omega = 703.35 * 1.68 = 1181.63 \text{ W} = 1.18 \text{ kW}$$

Se ha buscado un fabricante de motores, en este caso se ha decidido la empresa suiza ABB, especialista en generación eléctrica y automatización. En su catálogo de motores estándar de bajo voltaje, se encuentra un motor de 750 rpm y que con 1.5 kW de potencia, que podría servir. Para comenzar con los cálculos, se tomarán estos datos, y posteriormente se comprobará si el motor es válido. El catálogo completo se encuentra en el apartado 9 del anexo III.

Los primeros datos que son necesarios son los de velocidades angulares de todos los ejes, y los pares necesarios. Para ello se va a trabajar en rpm y Nmm. Se irá calculando, todos los datos desde la rueda hacia el eje del motor.

Se calculará la relación de desmultiplicación total que es necesaria, i_{Total} . Esta se calculará con la velocidad del motor y la velocidad de la rueda.

$$i_{total} = \frac{n_{motor}}{n_c} = \frac{750}{16} = 46.88 \approx 47$$

Se plantean una serie de reducciones entre los ejes, para poder cumplir con las especificaciones.

$$i_{total} = i_{ab} * i_{bc}$$

Se propone las siguientes reducciones

$$i_{ab} = 7 \quad i_{bc} = 6.5$$

Por tanto

$$i_{total} = 7 * 6.5 = 46$$

Las velocidades y pares de cada eje se presentan en la tabla 38.

Tabla 38

Eje	Momento (Nmm)	Velocidad angular (rpm)
A	15458.13	750
B	108206.92	107.14
C	703345	16

5.3.2.2 Engranajes

Se va proceder a calcular los dos pares de engranajes necesarios, para el reductor. Se van usar engranajes helicoidales, los cuales sus dientes están inclinados un cierto ángulo respecto de la dirección del eje. Presente una serie de ventajas sobre los engranajes de dientes rectos:

- Tienen una trasmisión más suave y silenciosa
- Capaces de trasmitir un mayor carga para una misma anchura
- Se pueden utilizar a velocidades mayores

Se ha buscado un fabricante que pueda fabricar estos engranajes a diseño propio pero siempre cumpliendo que usen unos módulos normalizados, este fabricante es Grindel.

Cálculo de engranajes 1-2

Se va a proceder a calcular la primera pareja de engranajes, los engranajes denominados 1-2. Estos van a cumplir la relación de trasmisión i_{ab}

Se ha propuesto un primer acero, para comprobar su compatibilidad. La propuesta de engranajes y de material es la siguiente, con ello se calculará el módulo capaz de trasmitir la potencia requerida.

Se calculará tanto a resistencia como a desgaste, pero siempre en el piñón, ya que es el que tiene que soportar mayores esfuerzos. Se pueden ver los datos en las tablas 39 y 40.

Tabla 39

Engranaje	Nº dientes (Z_i)	Angulo helicoidal (μ)	Angulo de presión (α)	Coeficiente de rigidez (δ)
1	12	15º	20º	15
2	84	15º	20º	15

Tabla 40

Designación	Tipo de acero	Resistencia a rotura (MPa)	Resistencia a fluencia (MPa)	Dureza (Hb)
F-125	Acero al Cr-Mo tenaza	900-1100	330	310

Para calcular el módulo, se necesita calcular el momento corregido. Para ello el momento trasmisible, se multiplicara por dos factores: factor de servicio, $fs=1.25$; y el factor de esfuerzos dinámico que depende de la velocidad, fd . Como no se conoce el

módulo, para poder calcular el diámetro y a su vez la velocidad, se hará una primera estimación de módulo.

Se seguirá un proceso iterativo, calculando el engranaje tanto a resistencia como a desgaste, hasta encontrar la solución. Todo esto se puede ver en el apartado 4.1 del anexo II.

El ultimo cálculo, y en el cual se obtiene el módulo necesario es el siguiente:

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{23187.2}{15 * 12 * 0.0841 * 330} * \frac{\cos 15}{1.5}} = 1.24$$

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{15 * 12^2} * \frac{4 * 23187.2 * (\cos 15)^3}{4.72 \sin 40} * \frac{1+7}{7}} = 2.44$$

Como se ve en el resultado con un módulo de 2.5 cumpliría tanto a desgaste como a resistencia. Y en la tabla 41 se puede observar el resultado final del diseño de los engranajes.

Tabla 41

Engranaje	Nº dientes (Z _i)	Módulo (mm)	Angulo helicoidal (μ)	Angulo de presión (α)	Coeficiente de rigidez (δ)
1	12	2.5	15º	20º	15
2	84	2.5	15º	20º	15

Cálculo de engranajes 3-4

Se va a proceder a calcular la primera pareja de engranajes, los engranajes denominados 3-4. Estos van a cumplir la relación de trasmisión i_{bc} .

Se ha propuesto un primer acero, para comprobar su compatibilidad. La propuesta de engranajes y de material es la siguiente, con ello se calculará el módulo capaz de transmitir la potencia requerida.

Se calculará tanto a resistencia como a desgaste, pero siempre en el piñón, ya que es el que tiene que soportar mayores esfuerzos. Se puede ver en las tablas 42 y 43.

Tabla 42

Engranaje	Nº dientes (Z _i)	Angulo helicoidal (μ)	Angulo de presión (α)	Coeficiente de rigidez (δ)
3	14	15º	20º	15
4	91	15º	20º	15

Tabla 43

Designación	Tipo de acero	Resistencia a rotura (MPa)	Resistencia a fluencia (MPa)	Dureza (HB)
F-113	Acero Semisuave normalizado	550-620	260	262

Para calcular el módulo, necesitamos calcular el momento corregido. Para ello el momento trasmisible, se multiplicara por dos factores: factor de servicio, $fs=1.25$; y el factor de esfuerzos dinámico que depende de la velocidad, fd . Como no se conoce el módulo, para poder calcular el diámetro y a su vez la velocidad, se hará una primera estimación de módulo.

Se seguirá un proceso iterativo, calculando el engranaje tanto a resistencia como a desgaste, hasta encontrar la solución. Todo esto se puede ver en el apartado 4.2 del anexo II.

El ultimo cálculo, y en el cual se obtiene el módulo necesario es el siguiente

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{15 * 14^2} * \frac{4 * 142021.58(\cos 15)^3}{6.44 \sin 40} * \frac{1 + 6.5}{6.5}} = 3.64$$

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{142021}{15 * 14 * 0.093 * 260} * \frac{\cos 15}{1.5}} = 2.25$$

Por tanto sería correcto el módulo de 3.75, porque cumple tanto a desgaste como a resistencia. Y el resultado se puede ver en la tabla 44.

Tabla 44

Engranaje	Nº dientes (Z_i)	Módulo (mm)	Angulo helicoidal (μ)	Angulo de presión (α)	Coeficiente de rigidez (δ)
3	14	3.75	15º	20º	15
4	91	3.75	15º	20º	15

5.3.2.3 Cálculo de los ejes

Se va a proceder a calcular los tres ejes, que soportan los engranajes. Así como los rodamientos necesarios para sus apoyos. Todos los ejes deben cumplir que el coeficiente de seguridad a fluencia sea mayor o igual que 2, para ello se usará la teoría del cortante máximo.

Se va a proponer un diseño de los ejes, así como un material igual para todos. En este caso será un acero C35 que tiene alto límite elástico, para así poder reducir los tamaños de los ejes y reducir peso. Este acero es recomendado para el uso en estructurales en máquinas. Se puede ver las especificaciones del material en la tabla 45.

Tabla 45

Designación	Tipo de acero	Resistencia a rotura (MPa)	Resistencia a fluencia (MPa)
C-35	Acero al Carbono	825	580

Se van a calcular los diámetros mínimos que son necesarios en los tres ejes. Se va a comenzar por el eje A, que soporta el engranaje 1. Para todos los ejes se deberá cumplir que el coeficiente de seguridad mínimo impuestos será de 2. También los ejes serán de diámetro único y diámetro comercial, ya que los esfuerzos previstos en ellos no serán muy grandes, y es necesario colocar rodamientos en ellos. El cálculo de los rodamientos se ve en el apartado 5.3.2.6.

- Eje A

Se dispone de una disposición con el engranaje como en la figura 41. Una vez se tiene la disposición se procede a calcular los esfuerzos que afectan al eje.

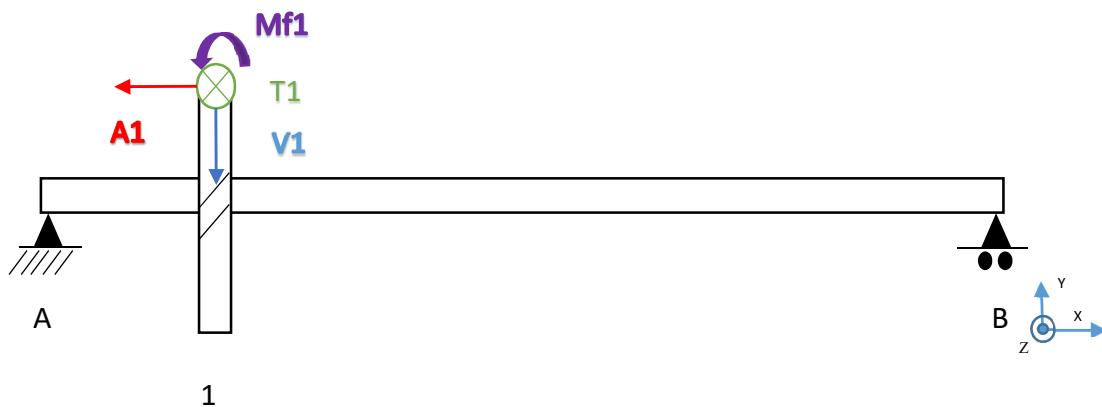


Fig.41-Disposición de fuerzas en el eje A

El primer paso será definir las medidas en el eje, las cuáles se encuentran en la tabla 46. Los apoyos se ha decidido que el apoyo A no se pueda desplazar en el eje x, por tanto este recibirá las fuerzas horizontales. Se ha decidido así, por reducir el tramo de esfuerzos axiles, ya que el engranaje 1 se encuentra cerca de este apoyo. El apoyo B se podrá desplazar en el eje x.

Tabla 46

Líneas	Medidas (mm)
A1	100
1B	400

El segundo paso será el cálculo de las fuerzas en el engranaje 1. En el engranaje 1 se encuentran tres fuerzas: Una fuerza tangencial T_1 , en el eje z; una fuerza axial A_1 , en el eje x; y una fuerza radial V_1 , en el eje y. A su vez la fuerza axial genera un momento, M_{f1} que es transmitida al eje

Una vez se tienen estas fuerzas, se calculan las reacciones en los apoyos, y los diagramas de esfuerzos. En estos diagramas de esfuerzos, se busca el punto de mayor momento flector, que será en este punto donde se calculará el diámetro mínimo, a partir del coeficiente de seguridad y el material, un acero C35.

Este eje se fabricara en un diámetro único, por tanto no será necesario calcular concentradores de tensión. El diámetro calculando será redondea, hacia un diámetro comercial para poder colocar los rodamientos correspondientes en los apoyos. Todo el proceso del cálculo se puede ver en el anexo II, en el apartado 4.3.

Los cálculos nos dan un eje de diámetro 15 mm, con estos es capaza de soportar todos los esfuerzos, y cumplir con los requisitos

- Eje B

Se tiene una disposición de fuerzas en los engranajes como la figura 42. Una vez se tiene la disposición se procede a calcular los esfuerzos que afectan al eje.

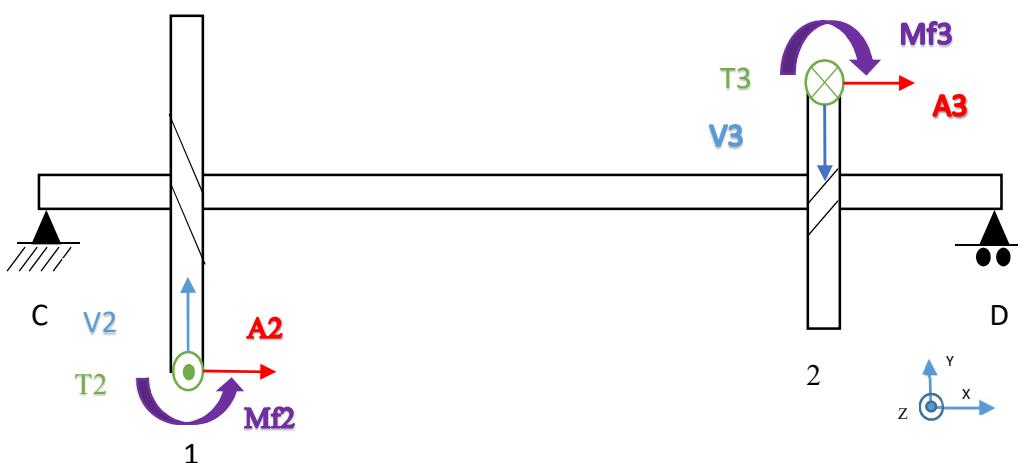


Fig.342-Esquema del eje B

El primer paso será definir las medidas en el eje, las cuáles se encuentran en la tabla 47. Los apoyos se ha decidido que el apoyo C no se pueda desplazar en el eje x, por tanto este recibirá las fuerzas horizontales. El apoyo D se podrá desplazar en el eje x.

Tabla 47

Líneas	Medidas (mm)
C1	100
12	300
2D	100

El segundo paso será el cálculo de las fuerzas en el engranaje 2 y en el 3. En el engranaje 2 se encuentran tres fuerzas que serán de igual valor que en el engranaje 1 pero de sentido contrario: Una fuerza tangencial T_2 , en el eje z; una fuerza axial A_2 , en el eje x; y una fuerza radial V_2 , en el eje y. A su vez la fuerza axial genera un momento, M_{f2} que es trasmisida al eje. En el engranaje 3 se encuentran tres fuerzas: Una fuerza tangencial T_3 , en el eje z; una fuerza axial A_3 , en el eje x; y una fuerza radial V_3 , en el eje y. A su vez la fuerza axial genera un momento, M_{f3} que es trasmisida al eje.

Una vez se tienen estas fuerzas, se calculan las reacciones en los apoyos, y los diagramas de esfuerzos. En estos diagramas de esfuerzos, se busca el punto de mayor momento flector, que será en este punto donde se calculará el diámetro mínimo, a partir del coeficiente de seguridad y el material, un acero C35.

Este eje se fabricara en un diámetro único, por tanto no será necesario calcular concentradores de tensión. El diámetro calculando será redondea, hacia un diámetro comercial para poder colocar los rodamientos correspondientes en los apoyos. Todo el proceso del cálculo se puede ver en el anexo II, en el apartado 4.4.

Los cálculos nos dan un eje de diámetro 25 mm, con estos es capaza de soportar todos los esfuerzos, y cumplir con los requisitos

- Eje C

Se tiene un disposición de fuerzas en los engranajes y en la rueda como en de la figura 43. Una vez se tiene la disposición se procede a calcular los esfuerzos que afectan al eje.

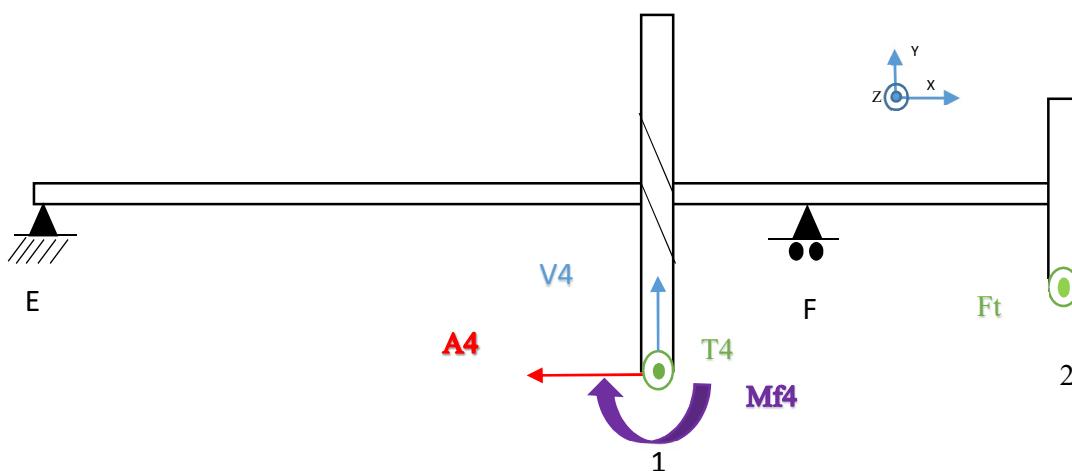


Fig.43-Esquema del eje C

El primer paso será definir las medidas en el eje, las cuales se encuentran en la tabla 48. Los apoyos se han decidido que el apoyo C no se pueda desplazar en el eje x, por tanto este recibirá las fuerzas horizontales. El apoyo D se podrá desplazar en el eje x.

Tabla 48

Líneas	Medidas (mm)
E1	400
1F	100
F2	200

El segundo paso será el cálculo de las fuerzas en el engranaje 4 y en la rueda. En el engranaje 4 se encuentran tres fuerzas que serán de igual valor que en el engranaje 3 pero de sentido contrario: Una fuerza tangencial T4, en el eje z; una fuerza axial A4, en el eje x; y una fuerza radial V4, en el eje y. A su vez la fuerza axial genera un momento, Mf4 que es transmitida al eje. En la rueda se encuentra una fuerza de tracción en el eje z.

Una vez se tienen estas fuerzas, se calculan las reacciones en los apoyos, y los diagramas de esfuerzos. En estos diagramas de esfuerzos, se busca el punto de mayor momento flector, que será en este punto donde se calculará el diámetro mínimo, a partir del coeficiente de seguridad y el material, un acero C35.

Este eje se fabricará en un diámetro único, por tanto no será necesario calcular concentradores de tensión. El diámetro calculado será redondeado, hacia un diámetro comercial para poder colocar los rodamientos correspondientes en los apoyos. Todo el proceso del cálculo se puede ver en el anexo II, en el apartado 4.5.

Los cálculos nos dan un eje de diámetro 35 mm, con esto se capaza de soportar todos los esfuerzos, y cumplir con los requisitos.

5.3.2.4 Comprobación del motor

Hay que comprobar si el tiempo de arranque es suficiente para que el motor pueda arrancar. Se calcula en este momento, ya que se conocen todos los engranajes y ejes, y es posible el cálculo de las inercias.

Este valor de tiempo de arranque del motor tiene que ser menor que 40s, el valor nos lo marca el fabricante, y se puede ver en el apartado 2 del anexo IV. Para poder calcular se necesitan los datos del motor, el catálogo se encuentra en el apartado 9 del anexo III. Se puede ver una simplificación de los datos en la tabla 49.

Lo primero a calcular es la inercia reducida al eje del motor para ello, se calcularán las inercias reducidas de todos los ejes. El valor de estas inercias se puede ver el cálculo en el apartado 4.7 del anexo II. Se empezará por el eje C reduciendo al b, y así hasta el eje A.

Tabla 49

Tipo de motor	M3BP 112M 8
Potencia nominal (kW)	1.5
Momento nominal (Nm)	20.9
Momento de arranque (Nm)	39.71
Inercia del motor (kgm^2)	0.106
Velocidad nominal (rpm)	690

$$I_{bt} = I_b + \frac{I_c}{i_{bc}^2} = 65.09 * 10^{-3} + \frac{4.52}{6.5^2} = 0.172 \text{ kgm}^2$$

$$I_{at} = I_a + I_F + \frac{I_{bt}}{i_{ab}^2} = 45.93 * 10^{-6} + 0.1 + \frac{0.172}{7^2} = 0.104 \text{ kgm}^2$$

Una vez se tiene las inercias, es necesario calcular el momento de arranque, a partir del momento motor y del momento de inercia. El momento motor es el momento útil en la rueda, el momento de arranque lo da el fabricante, y se busca el momento de inercia.

$$M_a = \left[\frac{M_m + M_t}{\eta} \right]$$

$$M_i = (M_a * \eta) - M_m = (39.71 * 0.9) - 15.46 = 20.28 \text{ Nm}$$

Con el momento de inercia ya obtenido, y la inercia se puede calcular la aceleración angular.

$$M_i = I_t * \alpha \quad \alpha = \frac{M_i}{I_t} = \frac{20.28}{0.104} = 195.83 \text{ rad/s}^2$$

Y con esta aceleración calcular el tiempo de arranque, que tiene que ser inferior a 40 segundos para que sea correcto.

$$t_{arranque} = \frac{\omega_m}{\alpha} = \frac{72.26}{195.83} = 0.37 \text{ s}$$

El motor es correcto ya que consigue arrancar en 0.37 s y es antes del tiempo máximo que es un $t_{max}=40$ s.

5.3.2.5 Uniones con los ejes

Se necesita un medio para unir tanto los engranajes y la rueda a los ejes para que puedan trasmisir el momento necesario. Para ello se puede realizar por unión a presión. Para asegurar las uniones se usarán coeficientes de seguridad unión mayor o igual que 1.5 para uniones a presión y un coeficiente de seguridad de 3 tanto para los ejes como los engranajes.

- Engranaje 1 con el eje A

El primer paso a la hora de calcular la unión será definir el juego de tolerancias necesarias para permitir la unión entre ambos. Se ha decidido usar un juego de tolerancias de H7-m6 que para los diámetros de eje y cubo nos da unas medidas de.

$$d_{eje} = 15_{-7}^{+18} \quad d_{cubo} = 15_0^{+18}$$

Por tanto ahora se calcularán las interferencias eje-cubo para poder calcular la presión en la entrecara y con ello el momento a trasmisir máximo.

$$\delta_{max} = \frac{d_{ejemax} - d_{cubomax}}{2} = \frac{18 - 0}{2} = 9\mu m = 9 * 10^{-3} mm$$

$$\delta_{min} = \frac{d_{cubomax} - d_{ejemax}}{2} = \frac{18 - 7}{2} = 5.5\mu m = 5.5 * 10^{-3} mm$$

Con la interferencia mínima se calculará la presión mínima que es la que dará lugar a la trasmisión de momento. Para ello es necesario el radio exterior del engranaje r_0 , el radio del eje r , y si fuese hueco el eje su radio interior r_i . En este caso $r_0 = 15.525 mm$ y $r = 7.5 mm$.

$$\begin{aligned} p_{min} &= \frac{E * \delta_{min}}{r} * \left[\frac{(r_0^2 - r^2) * (r^2 - r_i^2)}{2 * r^2(r_0^2 - r_i^2)} \right] \\ &= \frac{210 * 10^3 * 5.5 * 10^{-3}}{7.5} * \left[\frac{(15.525^2 - 7.5^2) * (7.5^2 - 0^2)}{2 * 7.5^2(15.525^2 - 0^2)} \right] \\ &= 59.03 MPa \end{aligned}$$

Por tanto para calcular el coeficiente de seguridad, necesitamos el par que se quiere trasmisir en este caso $M=15458.13 Nmm$. Y calcular el par máximo trasmisible M_{rx} . Para este es necesario la presión mínima calculada anteriormente, el factor f que depende del tipo de ajuste, el diámetro del eje, y la longitud de contacto. En este caso f tiene un valor de 0.14 al tratarse de un ajuste transversal, que se unirán las piezas con una diferencia de temperaturas entre el eje y el cubo a unir.

$$C_s = \frac{M_{rx}}{M}$$

$$M_{rx} = p_{min} f \pi d L \frac{d}{2} = 59.03 * 0.14 * \pi * 15 * 37.5 * \frac{15}{2} = 109530.20 Nmm$$

$$C_s = \frac{M_{rx}}{M} = \frac{109530.20}{15458.13} = 7.08$$

Una vez calculado que es posible trasmisir el momento, ahora es necesario comprobar la resistencia del cubo. Habrá que analizar las tensiones existentes en el cubo. Para ello utilizaremos la teoría de pared gruesa ya que $e > \frac{d}{40}$. Para calcular las tensiones necesitamos la σ_{max} , que se calcula con la interferencia máxima.

$$\begin{aligned}
 p_{max} &= \frac{E * \delta_{max}}{r} * \left[\frac{(r_0^2 - r^2) * (r^2 - r_i^2)}{2 * r^2(r_0^2 - r_i^2)} \right] \\
 &= \frac{210 * 10^3 * 9 * 10^{-3}}{7.5} * \left[\frac{(15.525^2 - 7.5^2) * (7.5^2 - 0^2)}{2 * 7.5^2(15.525^2 - 0^2)} \right] \\
 &= 96.59 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Con esta p_{max} y la teoría de pared gruesa se calcularían las tensiones en los ejes con la referencia cilíndrica. En este caso $p_i = p_{max}$:

$$\begin{aligned}
 \sigma_z &= \frac{p_i * r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{96.59 * 7.5^2}{15.525^2 - 7.5^2} = 29.4 \text{ MPa} \\
 \sigma_\theta &= \frac{p_i * (r_i^2 + r_0^2)}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{96.59 * (7.5^2 + 15.525^2)}{15.525^2 - 7.5^2} = 155.4 \text{ MPa} \\
 \sigma_r &= -p_i = -96.59 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Se necesita ordenar las tensiones en $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$.

$$\sigma_1 = 155.4 \text{ MPa} \quad \sigma_2 = 29.4 \text{ MPa} \quad \sigma_3 = -96.59$$

Con estos valores se puede calcular τ_{max} , y con ello el coeficiente de seguridad a cortante máximo, en este caso en el eje.

$$\begin{aligned}
 \tau_{max} &= \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{155.4 - (-96.59)}{2} = 125.99 \text{ MPa} \\
 C_s &= \frac{\sigma_r}{2 * \tau_{max}} = \frac{825}{2 * 125.99} = 3.27
 \end{aligned}$$

Como se ve cumple tanto como con el coeficiente de seguridad a cortante, como con el del trasmisión del momento. Por tanto se hará una unión a presión con un juego de tolerancias H7-m6.

- Engranaje 2 con eje B

El primer paso a la hora de calcular la unión será definir el juego de tolerancias necesarias para permitir la unión entre ambos. Se ha decidido usar un juego de tolerancias de H7-m6 que para los diámetros de eje y cubo nos da unas medidas de

$$d_{eje} = 25_{-8}^{+21} \quad d_{cubo} = 25_0^{+21}$$

Por tanto ahora se calcularán las interferencias eje-cubo para poder calcular la presión en la entrecara y con ello el momento a trasmisir máximo.

$$\begin{aligned}
 \delta_{max} &= \frac{d_{ejemax} - d_{cubomax}}{2} = \frac{21 - 0}{2} = 10.5 \mu\text{m} = 10.5 * 10^{-3} \text{ mm} \\
 \delta_{min} &= \frac{d_{cubomax} - d_{ejemax}}{2} = \frac{21 - 8}{2} = 6.5 \mu\text{m} = 6.5 * 10^{-3} \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Con la interferencia mínima se calcula la presión mínima que es la que dará lugar a la trasmisión de momento. Para ello es necesario el radio exterior del engranaje r_0 ,

el radio del eje r, y si fuese hueco el eje su radio interior r_i . En este caso $r_0 = 108.7 \text{ mm}$ y $r = 12.5 \text{ mm}$.

$$\begin{aligned} p_{min} &= \frac{E * \delta_{min}}{r} * \left[\frac{(r_0^2 - r^2) * (r^2 - r_i^2)}{2 * r^2(r_0^2 - r_i^2)} \right] \\ &= \frac{210 * 10^3 * 6.5 * 10^{-3}}{12.5} * \left[\frac{(108.7^2 - 12.5^2) * (12.5^2 - 0^2)}{2 * 12.5^2(108.7^2 - 0^2)} \right] \\ &= 53.87 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Por tanto para calcular el coeficiente de seguridad, necesitamos el par que se quiere trasmisir en este caso $M=108206.95 \text{ Nmm}$. Y calcular el par máximo trasmisible M_{rx} . Para este es necesario la presión mínima calculada anteriormente, el factor f que depende del tipo de ajuste, el diámetro del eje, y la longitud de contacto. En este caso f tiene un valor de 0.14 al tratarse de un ajuste transversal, que se unirían las piezas con una diferencia de temperaturas entre el eje y el cubo a unir.

$$C_s = \frac{M_{rx}}{M}$$

$$M_{rx} = p_{min} f \pi d L \frac{d}{2} = 53.87 * 0.14 * \pi * 25 * 37.5 * \frac{25}{2} = 277696.52 \text{ Nmm}$$

$$C_s = \frac{M_{rx}}{M} = \frac{277696.52}{108206.92} = 2.56$$

Una vez calculado que es posible trasmisir el momento, ahora es necesario comprobar la resistencia del cubo. Habrá que analizar las tensiones existentes en el cubo. Para ello utilizaremos la teoría de pared gruesa ya que $e > \frac{d}{40}$. Para calcular las tensiones necesitamos la p_{max} , que se calcula con la interferencia máxima.

$$\begin{aligned} p_{max} &= \frac{E * \delta_{max}}{r} * \left[\frac{(r_0^2 - r^2) * (r^2 - r_i^2)}{2 * r^2(r_0^2 - r_i^2)} \right] \\ &= \frac{210 * 10^3 * 10.5 * 10^{-3}}{12.5} * \left[\frac{(108.7^2 - 12.5^2) * (12.5^2 - 0^2)}{2 * 12.5^2(108.7^2 - 0^2)} \right] \\ &= 87.02 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Con esta p_{max} y la teoría de pared gruesa se calcularían las tensiones en los ejes con la referencia cilíndrica. En este caso $p_i = p_{max}$:

$$\sigma_z = \frac{p_i * r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{87.02 * 12.5^2}{108.7^2 - 12.5^2} = 1.16 \text{ MPa}$$

$$\sigma_\theta = \frac{p_i * (r_i^2 + r_0^2)}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{87.02 * (12.5^2 + 108.7^2)}{108.7^2 - 12.5^2} = 89.35 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = -p_i = -87.02 \text{ MPa}$$

Se necesita ordenar las tensiones en $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$.

$$\sigma_1 = 89.35 \text{ MPa} \quad \sigma_2 = 1.16 \text{ MPa} \quad \sigma_3 = -87.02$$

Con estos valores se pude calcular τ_{max} , y con ello el coeficiente de seguridad a cortante máximo, en este caso con el material del eje.

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{89.35 - (-87.02)}{2} = 88.18 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{\sigma_r}{2 * \tau_{max}} = \frac{850}{2 * 88.18} = 4.67$$

Como se ve cumple tanto como con el coeficiente de seguridad a cortante, como con el del trasmisión del momento. Por tanto se hará una unión a presión con un juego de tolerancias H7-m6

- Engranaje 3 con eje B

El primer paso a la hora de calcular la unión será definir el juego de tolerancias necesarias para permitir la unión entre ambos. Se ha decidido usar un juego de tolerancias de H7-m6 que para los diámetros de eje y cubo nos da unas medidas de

$$d_{eje} = 25^{+21}_{+8} \quad d_{cubo} = 25^{+2}_0$$

Por tanto ahora se calcularán las interferencias eje-cubo para poder calcular la presión en la entercara y con ello el momento a transmitir máximo.

$$\delta_{max} = \frac{d_{ejemax} - d_{cubomax}}{2} = \frac{21 - 0}{2} = 10.5 \mu m = 10.5 * 10^{-3} mm$$

$$\delta_{min} = \frac{d_{cubomax} - d_{ejemax}}{2} = \frac{21 - 8}{2} = 6.5 \mu m = 6.5 * 10^{-3} mm$$

Con la interferencia mínima se calcula la presión mínima que es la que dará lugar a la trasmisión de momento. Para ello es necesario el radio exterior del engranaje r_0 , el radio del eje r , y si fuese hueco el eje su radio interior r_i . En este caso $r_0 = 27.175 \text{ mm}$ y $r = 12.5 \text{ mm}$.

$$\begin{aligned} p_{min} &= \frac{E * \delta_{min}}{r} * \left[\frac{(r_0^2 - r^2) * (r^2 - r_i^2)}{2 * r^2(r_0^2 - r_i^2)} \right] \\ &= \frac{210 * 10^3 * 6.5 * 10^{-3}}{12.5} * \left[\frac{(27.175^2 - 12.5^2) * (12.5^2 - 0^2)}{2 * 12.5^2(27.175^2 - 0^2)} \right] \\ &= 43.04 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Por tanto para calcular el coeficiente de seguridad, necesitamos el par que se quiere transmitir en este caso $M=108206.95 \text{ Nmm}$. Y calcular el par máximo trasmisible M_{rx} . Para este es necesario la presión mínima calculada anteriormente, el factor f que depende del tipo de ajuste, el diámetro del eje, y la longitud de contacto. En este caso f tiene un valor de 0.14 al tratarse de un ajuste transversal, que se unirán las piezas con una diferencia de temperaturas entre el eje y el cubo a unir.

$$C_s = \frac{M_{rx}}{M}$$

$$M_{rx} = p_{min} f \pi d L \frac{d}{2} = 43.04 * 0.14 * \pi * 25 * 56.25 * \frac{25}{2} = 332753.57 \text{ Nmm}$$

$$C_s = \frac{M_{rx}}{M} = \frac{332753.57}{108206.92} = 3.07$$

Una vez calculado que es posible trasmitir el momento, ahora es necesario comprobar la resistencia del cubo. Habrá que analizar las tensiones existentes en el cubo. Para ello utilizaremos la teoría de pared gruesa ya que $e > \frac{d}{40}$. Para calcular las tensiones necesitamos la p_{max} , que se calcula con la interferencia máxima.

$$\begin{aligned} p_{max} &= \frac{E * \delta_{max}}{r} * \left[\frac{(r_0^2 - r^2) * (r^2 - r_i^2)}{2 * r^2(r_0^2 - r_i^2)} \right] \\ &= \frac{210 * 10^3 * 10.5 * 10^{-3}}{12.5} * \left[\frac{(27.175^2 - 12.5^2) * (12.5^2 - 0^2)}{2 * 12.5^2(27.175^2 - 0^2)} \right] \\ &= 69.53 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Con esta p_{max} y la teoría de pared gruesa se calcularían las tensiones en los ejes con la referencia cilíndrica. En este caso $p_i = p_{max}$:

$$\sigma_z = \frac{p_i * r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{69.53 * 12.5^2}{27.175^2 - 12.5^2} = 18.66 \text{ MPa}$$

$$\sigma_\theta = \frac{p_i * (r_i^2 + r_0^2)}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{69.53 * (12.5^2 + 27.175^2)}{27.175^2 - 12.5^2} = 106.85 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = -p_i = -69.53 \text{ MPa}$$

Se necesita ordenar las tensiones en $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$.

$$\sigma_1 = 106.85 \text{ MPa} \quad \sigma_2 = 18.66 \text{ MPa} \quad \sigma_3 = -69.53$$

Con estos valores se puede calcular τ_{max} , y con ello el coeficiente de seguridad a cortante máximo, en este caso con el material del eje.

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{106.85 - (-69.53)}{2} = 88.19 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{\sigma_r}{2 * \tau_{max}} = \frac{850}{2 * 88.19} = 4.82$$

Como se ve cumple tanto como con el coeficiente de seguridad a cortante, como con el del trasmisión del momento. Por tanto se hará una unión a presión con un juego de tolerancias H7-m6

- Engranaje 4 con eje C

El primer paso a la hora de calcular la unión será definir el juego de tolerancias necesarias para permitir la unión entre ambos. Se ha decidido usar un juego de tolerancias de H7-m6 que para los diámetros de eje y cubo nos da unas medidas de. Estos valores

se encuentran normalizados como ajustes. Los valores de tolerancias para el eje de diámetro 35 son

$$d_{eje} = 35_{-2}^{+1} \quad d_{cubo} = 35_0^{+2}$$

Por tanto ahora se calcularían las interferencias eje-cubo para poder calcular la presión en la entrecara y con ello el momento a transmitir máximo.

$$\delta_{min} = \frac{d_{ejemax} - d_{cubomax}}{2} = \frac{18 - 0}{2} = 9 \mu m = 9 * 10^{-3} mm$$

$$\delta_{max} = \frac{d_{cubomax} - d_{ejemax}}{2} = \frac{25 - 2}{2} = 11.5 \mu m = 11.5 * 10^{-3} mm$$

Con la interferencia mínima se calcula la presión mínima que es la que dará lugar a la transmisión de momento. Para ello es necesario el radio exterior del engranaje r_0 , el radio del eje r , y si fuese hueco el eje su radio interior r_i . En este caso $r_0 = 176.6 mm$ y $r = 17.5 mm$.

$$p_{min} = \frac{E * \delta_{min}}{r} * \left[\frac{(r_0^2 - r^2) * (r^2 - r_i^2)}{2 * r^2(r_0^2 - r_i^2)} \right]$$

$$= \frac{210 * 10^3 * 9 * 10^{-3}}{17.5} * \left[\frac{(176.6^2 - 17.5^2) * (17.5^2 - 0^2)}{2 * 17.5^2(176.6^2 - 0^2)} \right]$$

$$= 53.47 MPa$$

Por tanto para calcular el coeficiente de seguridad, necesitamos el par que se quiere transmitir en este caso $M=703345 Nmm$. Y calcular el par máximo trasmisible M_{rx} . Para este es necesario la presión mínima calculada anteriormente, el factor f que depende del tipo de ajuste, el diámetro del eje, y la longitud de contacto. En este caso f tiene un valor de 0.14 al tratarse de un ajuste transversal, que se unirán las piezas con una diferencia de temperaturas entre el eje y el cubo a unir.

$$C_s = \frac{M_{rx}}{M}$$

$$M_{rx} = p_{min} f \pi d L \frac{d}{2} = 53.47 * 0.14 * \pi * 35 * 56.25 * \frac{35}{2} = 810245.82 Nmm$$

$$C_s = \frac{M_{rx}}{M} = \frac{810245.82}{703345} = 3.07$$

Una vez calculado que es posible transmitir el momento, ahora es necesario comprobar la resistencia del cubo. Habrá que analizar las tensiones existentes en el cubo. Para ello utilizaremos la teoría de pared gruesa ya que $e > \frac{d}{40}$. Para calcular las tensiones necesitamos la p_{max} , que se calcula con la interferencia máxima.

$$\begin{aligned}
 p_{max} &= \frac{E * \delta_{max}}{r} * \left[\frac{(r_0^2 - r^2) * (r^2 - r_i^2)}{2 * r^2(r_0^2 - r_i^2)} \right] \\
 &= \frac{210 * 10^3 * 11.5 * 10^{-3}}{17.5} * \left[\frac{(176.6^2 - 17.5^2) * (17.5^2 - 0^2)}{2 * 17.5^2(176.6^2 - 0^2)} \right] \\
 &= 68.32 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Con esta Pmax y la teoría de pared gruesa se calcularían las tensiones

$$\begin{aligned}
 \sigma_z &= \frac{p_i * r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{68.32 * 17.5^2}{176.6^2 - 17.5^2} = 0.68 \text{ MPa} \\
 \sigma_\theta &= \frac{p_i * (r_i^2 + r_0^2)}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{68.32 * (17.5^2 + 176.6^2)}{176.6^2 - 17.5^2} = 69.68 \text{ MPa} \\
 \sigma_r &= -p_i = -68.32 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Se necesita ordenar las tensiones en $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$.

$$\sigma_1 = 69.68 \text{ MPa} \quad \sigma_2 = 0.68 \text{ MPa} \quad \sigma_3 = -68.32$$

Con estos valores se puede calcular τ_{max} , y con ello el coeficiente de seguridad a cortante máximo, en este caso con el material del eje.

$$\begin{aligned}
 \tau_{max} &= \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{69.68 - (-68.32)}{2} = 69 \text{ MPa} \\
 C_s &= \frac{\sigma_r}{2 * \tau_{max}} = \frac{850}{2 * 69} = 6.16
 \end{aligned}$$

Como se ve cumple tanto como con el coeficiente de seguridad a cortante, como con el del trasmisión del momento. Por tanto se hará una unión a presión con un juego de tolerancias H7-m6.

- Rueda con el eje C

Esta unión se realizará por presión, ya que el material de la rueda es fundición. Este material es muy débil, y es por la polea donde primero fallaría. Para realizar la unión por presión necesitamos un juego de tolerancias eje-cubo. Estos valores se encuentran normalizados como ajustes. Se ha seleccionado un ajuste fino para trasmisión de momentos, que en este caso es de H7-m6. Los valores de tolerancias para el eje de diámetro 35 son

$$\text{Eje } d = 35_{+2}^{+18} \quad \text{Cubo } d = 35_0^{+2}$$

Para poder calcular el par trasmisible, hay que calcular la interferencia del eje con el cubo tanto la máxima como la mínima

$$\begin{aligned}
 \delta_{min} &= \frac{d_{ejemax} - d_{cubomin}}{2} = \frac{18 - 0}{2} = 9 \mu\text{m} = 9 * 10^{-3} \text{ mm} \\
 \delta_{max} &= \frac{d_{cubomax} - d_{ejemin}}{2} = \frac{25 - 2}{2} = 11.5 \mu\text{m} = 11.5 * 10^{-3} \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Para calcular el par trasmisible usaremos el valor de interferencia mínima. Para esto también se necesitan los valores de los dos materiales. Se presentan los valores en las tablas 50 y 51

Tabla 50

Acero C35	
Módulo de Young (MPa)	$E=210 \cdot 10^3$
Coeficiente de Poisson	$\nu=0.28$
Límite de rotura (MPa)	$\sigma=825$

Tabla 51

Fundición EN-GJS-700	
Módulo de Young (MPa)	$E=120 \cdot 10^3$
Coeficiente de Poisson	$\nu=0.26$
Límite de fluencia (MPa)	$\sigma=420$

Con la interferencia mínima se calcula la presión mínima que es la que dará lugar a la trasmisión de momento. . Para ello es necesario el radio exterior del engranaje r_0 , el radio del eje r , y si fuese hueco el eje su radio interior r_i . En este caso $r_0 = 176.6\text{mm}$ y $r = 17.5\text{ mm}$.

$$p_{min} = \frac{\delta_{min}}{r \left[\left(\frac{1}{E_{cubo}} \left(\frac{r_0^2 + r^2}{r_0^2 - r^2} + \nu_{cubo} \right) \right) + \left(\frac{1}{E_{eje}} \left(\frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} - \nu_{eje} \right) \right) \right]}$$

En este caso $r_0=250\text{ mm}$ $r=17.5\text{ mm}$ $r_i=0\text{ mm}$, nos queda

$$\begin{aligned} p_{min} &= \frac{9 \cdot 10^{-3}}{17.5 \left[\left(\frac{1}{120 \cdot 10^3} \left(\frac{250^2 + 17.5^2}{250^2 - 17.5^2} + 0.26 \right) \right) + \left(\frac{1}{210 \cdot 10^3} \left(\frac{17.5^2 + 0^2}{17.5^2 - 0^2} - 0.28 \right) \right) \right]} \\ &= 36.70 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Por tanto para calcular el coeficiente de seguridad, necesitamos el par que se quiere transmitir en este caso $M=1.37 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$. Y calcular el par máximo trasmisible M_{rx} . Para este es necesario la presión mínima calculada anteriormente, el factor f que depende del tipo de ajuste, el diámetro del eje, y la longitud de contacto. En este caso f tiene un valor de 0.14 al tratarse de un ajuste transversal, que se unirán las piezas con una diferencia de temperaturas entre el eje y el cubo a unir.

$$C_s = \frac{M_{rx}}{M_r}$$

$$\begin{aligned} M_{rx} &= p_{min} * f * \pi * d * L * \frac{d}{2} = 36.70 * 0.14 * \pi * 35 * 320 * \frac{35}{2} \\ &= 3163734.6 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$C_s = \frac{3.16 * 10^6}{1.37 * 10^6} = 2.30$$

Una vez calculado que es posible trasmitir el momento, ahora es necesario comprobar la resistencia del cubo. Habrá que analizar las tensiones existentes en el cubo. Para ello utilizaremos la teoría de pared gruesa ya que $e > \frac{d}{40}$. Para calcular las tensiones necesitamos la Pmax, que se calcula con la interferencia máxima.

$$\begin{aligned} p_{max} &= \frac{11.5 * 10^{-3}}{17.5 \left[\left(\frac{1}{120 * 10^3} \left(\frac{250^2 + 17.5^2}{250^2 - 17.5^2} + 0.26 \right) \right) + \left(\frac{1}{210 * 10^3} \left(\frac{17.5^2 + 0^2}{17.5^2 - 0^2} - 0.28 \right) \right) \right]} \\ &= 46.49 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Por tanto Pmax=pi

$$\begin{aligned} \sigma_z &= \frac{p_i * r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{46.49 * 17.5^2}{250^2 - 17.5^2} = 0.23 \text{ MPa} \\ \sigma_\theta &= \frac{p_i * (r_i^2 + r_0^2)}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{46.49 * (17.5^2 + 250^2)}{250^2 - 17.5^2} = 46.95 \text{ MPa} \\ \sigma_r &= -p_i = -46.49 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Se necesita ordenar las tensiones en $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$.

$$\sigma_1 = 46.95 \text{ MPa} \quad \sigma_2 = 0.23 \text{ MPa} \quad \sigma_3 = -46.49$$

Con estos valores se puede calcular τ_{max} , y con ello el coeficiente de seguridad a cortante máximo, en este caso en la rueda ya que es el material más débil.

$$\begin{aligned} \tau_{max} &= \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{46.95 - (-46.49)}{2} = 46.72 \text{ MPa} \\ C_s &= \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{max}} = \frac{420}{2 * 46.72} = 4.49 \end{aligned}$$

Como se ve cumple tanto como con el coeficiente de seguridad a cortante, como con el del trasmisión del momento. Por tanto se hará una unión a presión con un juego de tolerancias H7-m6.

5.3.2.6 Rodamientos

Se va a proceder al cálculo de los rodamientos necesarios en los apoyos de los ejes. Para ellos se va estimar una vida mínima de 6300 horas de funcionamiento. También se ha buscado una empresa de rodamientos, en este caso SKF ya que dispone de un gran catálogo online para la consulta de ello.

Para el cálculo se tomarán los valores de las reacciones en los ejes, ya que es en los apoyos donde se colocarían. Todas las características de los rodamientos se encuentran en el apartado 10 del anexo III.

- Rodamiento en A

Este rodamiento soporta tanto fuerzas axiales como fuerzas radiales. Se buscará en primer lugar un rodamiento de rígido de una hilera de bolas que pueda cumplir con las especificaciones, ya que estos rodamientos son los más comunes y por tanto la solución más económica.

$$F_r = \sqrt{(R_{ay})^2 + (R_{az})^2} = \sqrt{307.19^2 + 796.55^2} = 853.73 \text{ N}$$

$$F_a = R_{ax} = 266.7 \text{ N}$$

Para calcular el rodamiento se necesita calcular la carga equivalente P.

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Los valores de X e Y se encuentran en tablas en el apartado 3 del anexo IV, y para ello se necesita calcular primero la siguiente relación:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{266.7}{853.73} = 0.31$$

Para una primera estimación con ese valor, los valores de

$$X = 1 \quad Y = 0 \quad P = 1 * 853.73 + 0 * 266.7 = 853.73 \text{ N}$$

Ahora hay que introducir el valor de la duración del rodamiento, a partir de las revoluciones del eje y sus horas de duración

$$L = \frac{H * n_a * 60}{10^6} = \frac{6300 * 750 * 60}{10^6} = 283.5 \text{ millones de vueltas}$$

Para seleccionar el rodamiento se busca un rodamiento con capacidad de carga(C) igual o superior a la calculada

$$C = \sqrt[3]{L * P} = \sqrt[3]{283.5 * 853.73} = 5608.39 \text{ N} = 5.61 \text{ kN}$$

En el catálogo se encuentra un rodamiento de bolas con una capacidad de carga superior, que es en este caso el rodamiento 6002 con C=5.85 kN y C₀=2.85 kN. Por tanto ahora habrá que comprobar la capacidad estática del rodamiento.

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{266.7}{2850} = 0.093$$

Si $\frac{F_a}{C_0}$ es mayor que 0.29, habría que recalcular la carga equivalente ya que cambiarían los valores de X e Y. En este caso no es necesario. Por tanto el rodamiento es válido.

- Rodamiento en B

Este rodamiento soporta solamente fuerzas axiales. Se buscará en primer lugar un rodamiento de rígido de una hilera de bolas que pueda cumplir con las especificaciones, ya que estos rodamientos son los más comunes y por tanto la solución más económica.

$$F_r = \sqrt{(R_{by})^2 + (R_{bz})^2} = \sqrt{67.96^2 + 199.14^2} = 210.42 \text{ N}$$

Para calcular el rodamiento se necesita calcular la carga equivalente P.

$$P = F_r$$

Ahora hay que introducir el valor de la duración del rodamiento, a partir de las revoluciones del eje y sus horas de duración

$$L = \frac{H * n_a * 60}{10^6} = \frac{6300 * 750 * 60}{10^6} = 283.5 \text{ millones de vueltas}$$

Para seleccionar el rodamiento se buscará un rodamiento con capacidad de carga(C) igual o superior a la calculada

$$C = \sqrt[3]{L * P} = \sqrt[3]{283.5 * 210.42} = 1382.29 \text{ N} = 1.4 \text{ kN}$$

En el catálogo se encuentra un rodamiento de bolas con capacidad de carga superior, en este caso es el rodamiento rígido de una hilera de bolas W61802, con un C=1.65 kN

- Rodamiento en C

Este rodamiento soporta tanto fuerzas axiales como fuerzas radiales. Se buscará en primer lugar un rodamiento de rígido de una hilera de bolas que pueda cumplir con las especificaciones, ya que estos rodamientos son los más comunes y por tanto la solución más económica.

$$F_r = \sqrt{(R_{cy})^2 + (R_{cz})^2} = \sqrt{0^2 + 0.18^2} = 0.18 \text{ N}$$

$$F_a = R_{cx} = 1330.7 \text{ N}$$

Para calcular el rodamiento se necesita calcular la carga equivalente P.

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Los valores de X e Y se encuentran en tablas en el apartado 3 del anexo IV, y para ello se necesita calcular primero el siguiente factor:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1330.7}{0.18} = 7392.7$$

Para una primera estimación con ese valor, los valores de

$$X = 0.56 \quad Y = 1 \quad P = 0.56 * 0.18 + 1 * 1330.7 = 1330.80 \text{ N}$$

Ahora hay que introducir el valor de la duración del rodamiento, a partir de las revoluciones del eje y sus horas de duración

$$L = \frac{H * n_a * 60}{10^6} = \frac{6300 * 107.14 * 60}{10^6} = 40.49 \text{ millones de vueltas}$$

Para seleccionar el rodamiento se busca un rodamiento con capacidad de carga(C) igual o superior a la calculada

$$C = \sqrt[3]{L * P} = \sqrt[3]{40.49 * 1330.80} = 4570.12 N = 4.57 kN$$

En el catálogo se encuentra un rodamiento rígido de una hilera de bolas que cumple, es el 61905 con un C=7 kN

- Rodamiento en D

Este rodamiento soporta solamente fuerzas axiales. Se buscará en primer lugar un rodamiento de rígido de una hilera de bolas que pueda cumplir con las especificaciones, ya que estos rodamientos son los más comunes y por tanto la solución más económica.

$$F_r = \sqrt{(R_{dy})^2 + (R_{dz})^2} = \sqrt{1125.3^2 + 2986.3^2} = 3191.28 N$$

Para calcular el rodamiento necesitamos calcular la carga equivalente P.

$$P = F_R$$

Ahora hay que introducir el valor de la duración del rodamiento, a partir de las revoluciones del eje y sus horas de duración

$$L = \frac{H * n_a * 60}{10^6} = \frac{6300 * 107.14 * 60}{10^6} = 40.49 \text{ millones de vueltas}$$

Para seleccionar el rodamiento se busca un rodamiento con capacidad de carga(C) igual o superior a la calculada

$$C = \sqrt[3]{L * P} = \sqrt[3]{40.49 * 3191.28} = 10959.21 N = 10.96 kN$$

En el catálogo se encuentra un rodamiento de bolas con capacidad de carga superior, es el rodamiento 6005 con C=11.9 kN

- Rodamiento en E

Este rodamiento soporta tanto fuerzas axiales como fuerzas radiales. Se buscará en primer lugar un rodamiento de rígido de una hilera de bolas que pueda cumplir con las especificaciones, ya que estos rodamientos son los más comunes y por tanto la solución más económica.

$$F_r = \sqrt{(R_{ey})^2 + (R_{ez})^2} = \sqrt{675.97^2 + 328.98^2} = 751.77 N$$

$$F_a = R_{ex} = 1063.94 N$$

Para calcular el rodamiento necesitamos calcular la carga equivalente P.

$$P = X * F_R + Y * F_a$$

Los valores de X e Y se encuentran en tablas en el apartado 3 del anexo IV, y para ello se necesita calcular

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1063.94}{751.77} = 1.42$$

Para una primera estimación con ese valor, los valores de

$$X = 0.56 \quad Y = 1 \quad P = 0.56 * 751.77 + 1 * 1063.94 = 1484.93 \text{ N}$$

Ahora hay que introducir el valor de la duración del rodamiento, a partir de las revoluciones del eje y sus horas de duración

$$L = \frac{H * n_a * 60}{10^6} = \frac{6300 * 16 * 60}{10^6} = 6.05 \text{ millones de vueltas}$$

Para seleccionar el rodamiento se busca un rodamiento con capacidad de carga(C) igual o superior a la calculada

$$C = \sqrt[3]{L * P} = \sqrt[3]{6.05 * 1484.93} = 2705.47 \text{ N} = 2.71 \text{ kN}$$

En el catálogo se encuentra un rodamiento de bolas alta capacidad de carga, que es el rodamiento W61807 de C=3.71 kN

- Rodamiento en F

Este rodamiento soporta solamente fuerzas axiales. Se buscará en primer lugar un rodamiento de rígido de una hilera de bolas puede cumplir con las especificaciones, ya que estos rodamientos son los más comunes y por tanto la solución más económica.

$$F_r = \sqrt{(R_{fy})^2 + (R_{fz})^2} = \sqrt{824.46^2 + 7124.2^2} = 7171.74 \text{ N}$$

Para calcular el rodamiento necesitamos calcular la carga equivalente P.

$$P = F_R$$

Ahora hay que introducir el valor de la duración del rodamiento, a partir de las revoluciones del eje y sus horas de duración

$$L = \frac{H * n_a * 60}{10^6} = \frac{6300 * 16 * 60}{10^6} = 6.05 \text{ millones de vueltas}$$

Para seleccionar el rodamiento se busca un rodamiento con capacidad de carga(C) igual o superior a la calculada

$$C = \sqrt[3]{L * P} = \sqrt[3]{6.05 * 7171.74} = 13068.02 \text{ N} = 13.07 \text{ kN}$$

En el catálogo se encuentra un rodamiento de bolas con capacidad de carga superior, que es el rodamiento W6007 de C=23 kN.

5.3.3 Cálculo del freno

Se necesita un freno para poder frenar todo el conjunto. Este sistema de seguridad es esencial para poder detener la carga, y el correcto uso del aparato. Se exige que el freno debe frenar todo el conjunto en un tiempo máximo de 0.5 segundos.

Para el freno se usará un freno electrohidráulico de zapata externa comercial. Este freno es necesario que este activo aun cuando no esté en uso, por ello se buscará un freno que actué aun cuando no haya energía disponible.

Para calcular el freno se usará las ecuaciones de la energía. Para el freno se ha seleccionado un freno comercial en este caso de la empresa Antec. Y el freno se ha seleccionado el que sigue la norma DIN 15435. El catálogo completo se encuentra en el apartado 6 del anexo III.

$$W_{freno} = \sum E_c + \sum E_p$$

$$W_{freno} = T_{freno} * \theta_{frenado}$$

Por tanto habrá que calcular todos los aportes de energía cinética y potencial, además del ángulo girado por el freno en el tiempo de frenado. El cálculo de inercias se puede ver en el apartado 4 .7 del anexo II, así como el cálculo de la carga en es la suma del apartado del 3 y 4.6 anexo II, de la masa del nuevo motor, y de la carga. Y teniendo en cuenta que son dos reductores.

$$\sum E_c = \left(\frac{1}{2} * I_a * n_a^2 \right) + \left(\frac{1}{2} * I_b * n_b^2 \right) + \left(\frac{1}{2} * I_c * n_c^2 \right) + \left(\frac{1}{2} * m * v^2 \right)$$

Los datos para el cálculo se encuentran en la tabla 52 y 53.

Tabla 52

Eje	N(rad/s)	I(Kgm ²)
A	78.54	45.93*10 ⁻⁶
B	11.22	65.09*10 ⁻³
C	1.68	4.52

Tabla 53

Carga	Masa (kg)	Velocidad (m/s)
	28337.17	0.42

Por tanto la suma de energía cinética es de:

$$\begin{aligned} \sum E_c &= \left(\frac{1}{2} * 45.93 * 10^{-6} * 78.54^2 \right) + \left(\frac{1}{2} * 65.09 * 10^{-3} * 11.22^2 \right) \\ &\quad + \left(\frac{1}{2} * 4.52 * 1.68^2 \right) + \left(\frac{1}{2} * 28337.17 * 0.42^2 \right) = 2884.85 J \end{aligned}$$

Y la suma de energía potencial es 0, debido a que no hay movimiento vertical.

$$\sum E_p = mgh = 27808.81 * 9.81 * 0 = 0 J$$

Ahora se necesita calcular el ángulo girado por el freno con el tiempo de frenado máximo.

$$t_f = 0.5s \quad \omega_f = \omega_0 + \alpha t \quad \theta_f = \theta_0 + \omega_0 t + \frac{1}{2} \alpha t^2$$

$$\text{Se obtiene } \alpha = -157 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad \theta_f = 19.65 \text{ rad}$$

$$W_{freno} = 2831.25 J$$

Una vez se tiene el ángulo de frenado, y con la energía necesaria se puede calcular el par de frenado mínimo.

$$T_{freno} = \frac{W_{freno}}{\theta_f} = \frac{2884.85}{19.65} = 146.81 \text{ Nm}$$

Se ha buscado en el catálogo de frenos, el catálogo completo se encuentra en el apartado 6 del anexo III. Se ha seleccionado el siguiente freno, donde en la tabla 54 se puede ver un resumen.

Tabla 54

Tipo de freno	NDT 200 I 356
Par de frenado mínimo (Nm)	178
Par de frenado máximo (Nm)	355
Peso (Kg)	20

5.3.4 Cálculo del carril

Es necesario colocar un carril para que el carro pueda desplazarse. Este carril ira fijado en la estructura principal. El carril estara apoyado en tramos de 1500 mm. Se calculará para el caso mas desfavorable, de que la carga apoye solamente sobre uno de los carriles. Existen carriles comerciales denominados Bubarch, pero si estos no pueden cumplir con las especificaciones, es posible usar un perfil comercial con un llantón encima.

El carril deberá cumplir dos condiciones: que la flecha mayor producida sea menor que la longitud apoyada partida de mil, y que el coeficiente de seguridad a fluencia sea mayor o igual que 3. El material elegido sera el mismo que para toda la estructura, acero S450J0.

Para calcular la carga, se calculará el peso de la carga mayorada por el factor dinámico, siguiendo la norma UNE 58132-2. Y el peso propio sera aumentado un 15%. El cálculo del peso propio se puede ver en los apartados 3 y 4.6 del anexo II

$$\text{Peso de la carga} = Q * 1.15 = 25500 * 1.06 = 29325 \text{ Kg}$$

$$\text{Peso propio} = Pp * 1.15 = 3337.17 * 1.15 = 3837.74 \text{ Kg}$$

La carga en cada rueda sera

$$Q_r = \frac{\text{Peso de la carga}}{2} + \frac{\text{Peso propio}}{4} = \frac{29325}{2} + \frac{3837.74}{4} = 15621.94 \text{ Kg}$$

$$= 153251.18 \text{ N}$$

El primer paso a cumplir es la flecha máxima:

$$f \leq \frac{L}{1000} \leq \frac{1500}{1000} \leq 1.5 \text{ mm}$$

Quedara una disposición como el de la figura 44, que la flecha máxima se producira en el centro de la viga.

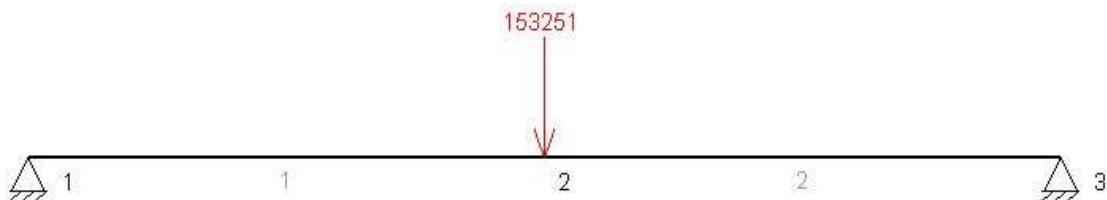


Fig.44-Disposición de fuerzas en el carril

La flecha máxima se calculará como.

$$f = \frac{Q * l^3}{48 * E * I_x}$$

De aquí se despejará la inercia mínima para cumplir con la flecha máxima.

$$I_x = \frac{Q * l^3}{48 * E * f} = \frac{115325.18 * 1500^3}{48 * 210 * 10^3 * 1.5} = 34.21 * 10^6 \text{ mm}^4$$

No se ha encontrado un carril tipo Burbach con tan alto valor de inercia, por tanto se optara por un perfil IPE mas un llantón encima como la figura 45.

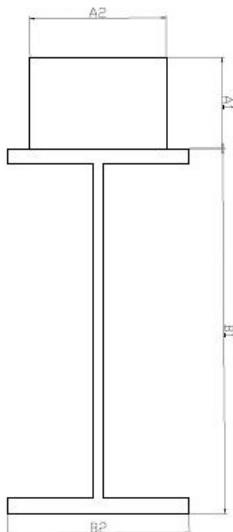


Fig.45 -Plano del carril

Se han seleccionado dos perfiles comerciales, los cuales irán unidos para poder cumplir con las especificaciones. En este caso se ha seleccionado para un primer cálculo una viga IPE220 y un llantón de 75X50 mm. Los datos de ambos se presentan en las tablas 55 y 56.

Tabla 55

Perfil	IPE 220
Área (mm ²)	3340
Inercia (mm ⁴)	27.7*10 ⁶
Centro de gravedad respecto de la base (mm)	110

Tabla 56

Perfil	Rectangular 75X50
Área (mm ²)	3750
Inercia (mm ⁴)	781.25*10 ³
Centro de gravedad respecto de la base (mm)	245

El primer cálculo es el del centro de gravedad conjunto, tomado como referencia la base del perfil IPE.

$$c.d.g = \frac{(c.d.g_1 * A_1) + (c.d.g_2 * A_2)}{A_1 + A_2} = \frac{(110 * 3340) + (245 * 3750)}{3340 + 3750} \\ = 181.4 \text{ mm}$$

Una vez calculado el c.d.g conjunto, se procede a calcular el momento de inercia conjunto aplicando el teorema de Steiner

$$I = (I_1 + (A_1 * c.d.g_1^2)) + (I_2 + (A_2 * c.d.g_2^2)) = (27.7 * 10^6 + (3340 * 71.4^2)) + (781.25 * 10^3 + (3750 * 63.6^2)) = 60.67 * 10^6 \text{ mm}^4$$

Por tanto cumple que la inercia es mayor que la mínima. Ahora el siguiente paso es calcular la resistencia del carril. Se supondrá el carril biajopoyado cada 1500 mm y la carga centrada en el medio. Por tanto quedará una disposición como la de la figura 39.

Habrá que calcular las reacciones en ambos apoyos

$$\sum F_y = 0 \quad R_1 + R_3 = Q$$

$$\sum M_2 = 0 \quad - (R_1 * l) + \left(Q * \frac{l}{2} \right) = 0$$

$$R_1 = 70997 \text{ N} \quad R_3 = 70997 \text{ N}$$

Se calculan los diagramas de esfuerzos, que se muestran en las figuras 46 y 47.

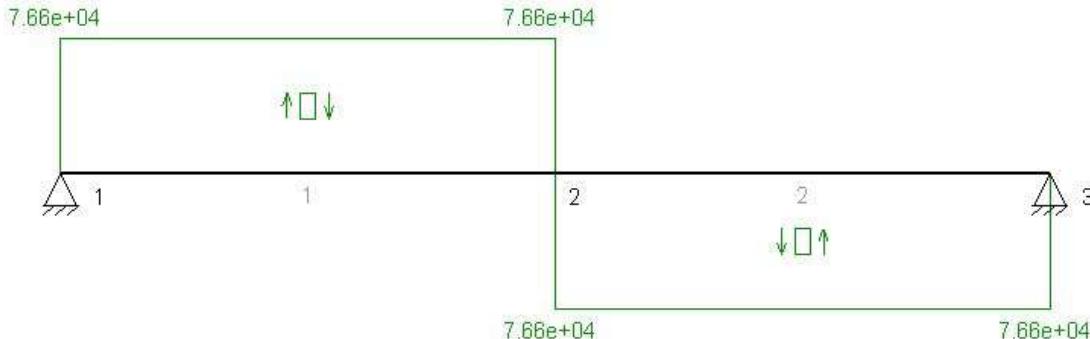


Fig.46-Diagrama de cortantes

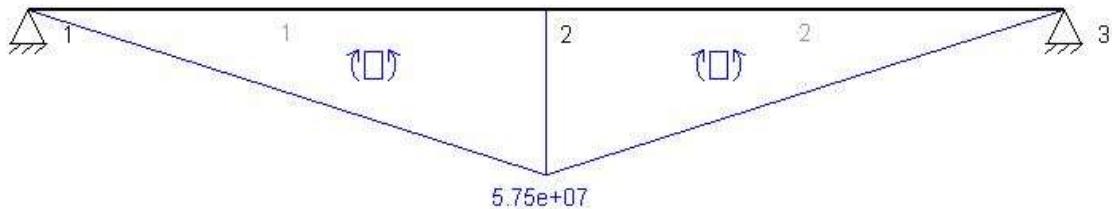


Fig.47-Diagrama de flectores

La peor sección se encuentra en el centro de la viga, ya que es donde se encuentra el mayor valor de momento flector. Es ahí donde se calculará el coeficiente de seguridad que tiene que ser mayor o igual a 3, con el momento resistente calculado con la inercia y el centro de gravedad del perfil.

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{max}}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

$$\sigma = \frac{M_x}{W_f}$$

$$Wf = \frac{I}{y_{max}} = \frac{60.67 * 10^6}{181.4} = 334.46 * 10^3 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{5.75 * 10^7}{334.46 * 10^3} = 171.92 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{171.92}{2} = 85.96 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{450}{2 * 85.96} = 2.62$$

Por lo tanto no es válido, ya que el coeficiente de seguridad es menor que 3. Se probará con una viga IPE240 y un llanton de 75X50 mm. Los datos de ambos se presentan en las tablas 57 y 58

Tabla 57

Perfil	IPE 240
Área (mm ²)	3910
Inercia (mm ⁴)	38.9*10 ⁶
Centro de gravedad respecto de la base (mm)	120

Tabla 58

Perfil	Rectangular 75X50
Área (mm ²)	3750
Inercia (mm ⁴)	781.25*10 ³
Centro de gravedad respecto de la base (mm)	265

Se procede de igual forma que con los dos perfiles anteriores, calculando el centro de gravedad conjunto respecto de la base del perfil IPE, y calculando la inercia conjunta. Obtenido un $c.d.g = 190.98 \text{ mm}$ y una $I = 79.92 * 10^6 \text{ mm}^4$

Por tanto cumple que la inercia es mayor que la mínima necesaria. Ahora el siguiente paso es calcular la resistencia del carril como en el caso anterior

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{max}}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

$$\sigma = \frac{M_x}{Wf}$$

$$Wf = \frac{I}{y_{max}} = \frac{79.92 * 10^6}{190.98} = 418.51 * 10^3 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{5.75 * 10^7}{418.51 * 10^3} = 137.39 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{137.39}{2} = 68.7 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{450}{2 * 68.7} = 3.27$$

Este perfil si que seria valido, cumple tanto con la flecha máxima como el coeficiente de seguridad. Por tanto la solución final consta de un perfil IPE240 mas el llantón 75x50 mm.

6 Estructura

El siguiente paso en el diseño sería el cálculo de la estructura general que soportaría el carro y sus carriles. Para este cálculo se tendrían que tener en cuenta dos normas la norma UNE 58132-2 de aparatos de elevación sobre reglas de cálculo para las solicitudes y casos de solicitudes. Y la norma UNE 58132-3 de aparatos de elevación para el cálculo de la estructura.

Estas normas son bastante complejas, y como el cometido de este trabajo se centra básicamente en el cálculo de los mecanismos, de esta parte se realizará una simplificación, para estimar pesos de la estructura y por tanto poder calcular el último mecanismo, que sería el del traslación del puente en sentido transversal.

6.1 Solicitudes

Para tener en cuenta las solicitudes se seguirá la norma UNE 58132-2. Esta norma dice que se encuentran dos casos de solicitudes verticales

- Peso propio de los elementos S_g
- Carga de servicio S_l

En este caso $S_g = 5913.88 \text{ kg}$ y $S_l = 25000 \text{ kg}$. Para la carga de servicio es necesario mayorala con un coeficiente dinámico debido a los movimientos de la carga y las inercias que la masa tiene al moverse. Este coeficiente ψ , se calcula

$$\psi = 1 + \xi v_l$$

Siendo $\xi = 0.6$ para puentes grúas y v_l la velocidad de subida en m/s. Este coeficiente siempre tiene que ser mayor o igual que 1.15 para tener seguridad. Se tiene un $v_l = 0.1 \text{ m/s}$

$$\psi = 1 + (0.6 * 0.1) = 1.06$$

Como el coeficiente calculado ψ es menor que 1.15 se tomará, $\psi = 1.15$.

También se va a disponer una fuerza horizontal ficticia aplicada en el punto supuesto de la carga, y que produciría el mismo efecto sobre el movimiento que la aceleración. Para calcular tendremos en cuenta el peso de la carga y su aceleración.

$$F_{cm} = m * jm$$

Siendo $m=25000 \text{ kg}$ y $jm=0.163 \text{ m/s}^2$, por tanto

$$F_{cm} = 25000 * 0.163 = 4075 \text{ N}$$

Esta fuerza habría que multiplicar por un factor de esfuerzos, que dependería de la siguiente relación $\mu = \frac{S_g}{S_l}$, y el factor se calcularía

$$\psi_h = \sqrt{2 + \mu + \frac{1}{\mu}}$$

Siendo $\mu = \frac{25000}{8924} = 2.80$

$$\psi_h = \sqrt{2 + 2.8 + \frac{1}{2}} = 2.27$$

Por tanto la fuerza a aplicar sería

$$F_{cmax} = F_{cm} * \psi_h = 4075 * 2.27 = 9255.18 N$$

6.2 Situación de fuerzas

Se tendrían cuatro disposiciones de las fuerzas a la hora de calcular la estructura general como las de las figuras 48, 49, 50 y 51. Dos en el plano xy y otras dos en el plano xz. Se calcularía con la peor combinación de las cuatro.

En el primer caso se tiene la carga del peso propio repartida encima del perfil, y la carga de servicio centrada, esto es la figura 48. El segundo caso la carga sigue repartida, pero la carga de servicio se encontraría en un lateral, esta es la figura 49.

Y en los dos últimos casos, se tiene una fuerza horizontal ficticia, que marca la norma UNE 58132-2, que representaría el valor de la aceleración.

Por tanto ahora se calularia, las fuerzas para proceder a calcular la estructura. En primer lugar se calcularía la fuerza mayorada de la carga de servicio.

$$Sl' = Sl * \psi * 9.81 = 25000 * 1.15 * 9.81 = 282037.5 N$$

El siguiente cálculo es el cálculo de la carga repartida

$$q = \frac{S_g * 9.81}{2 * l} = \frac{6891.57 * 9.81}{2 * 15000} = 2.25 \frac{N}{mm}$$

Y la última fuerza es la fuerza horizontal ficticia, que tambien cabria la posibilidad de tenerla en el centro, como la figura 50, o en el extremo, como la figura 51.

$$F_{cmax} = 9255.18 N$$

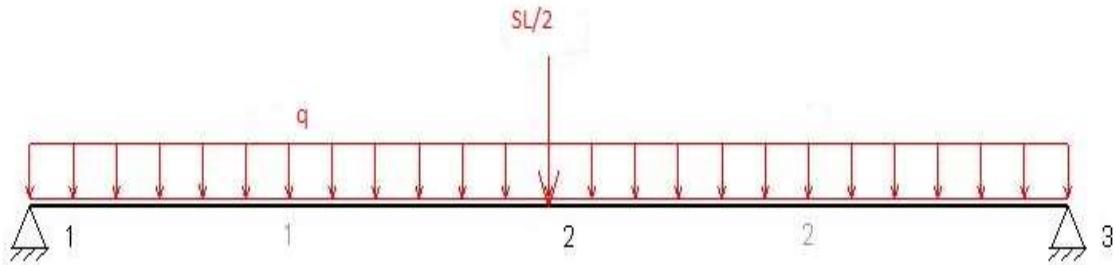


Fig.48- Disposición de la carga en el centro y la carga distribuida en el plano xy

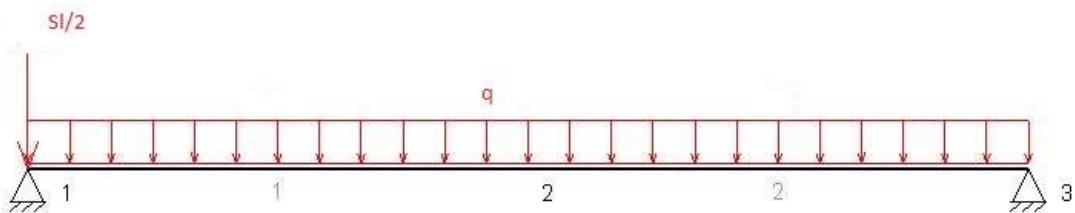


Fig.49- Disposición de la carga en el extremo y la carga distribuida en el plano xy

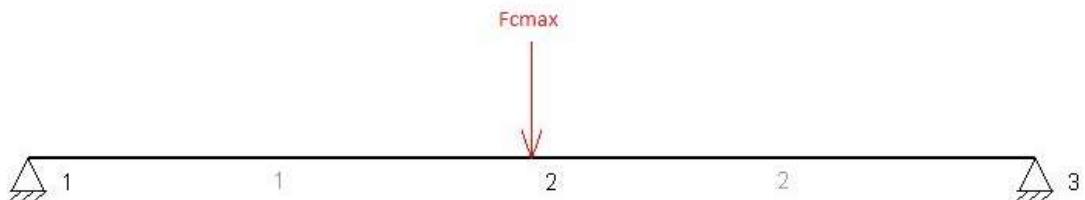


Fig.50-Disposicon de la fuerza horizontal en el centro en el plano xz



Fig.51- Disposicon de la fuerza horizontal en el centro en el plano xz

Se han estudiado los cuatro casos posibles, con sus respectivos diagramas de esfuerzos, que se podrían dar, y se ha visto que la peor situación es la conjunta de la carga de servicio centrada en el centro y la carga ficticia de la aceleración en el centro, ya que son los que más valor de momento flector dan.

6.3 Cálculo de los perfiles

Para calcular los perfiles, se van a suponer que son rectangulares huecos para intentar aligerar peso. Para ello se va a tener en cuenta las siguientes condiciones

- Coeficiente de seguridad a fluencia mayor o igual que 4 para toda la estructura
- La flecha máxima producida será menor que $\frac{Luz}{250} = \frac{15000}{250} = 60 \text{ mm}$
- Serán fabricado con acero S450Jr con límite elástico de al menos $\sigma_f = 450 \text{ MPa}$

El primer paso será calcular los diagramas de esfuerzos del plano xy, se muestran en las figuras 52 y 53.

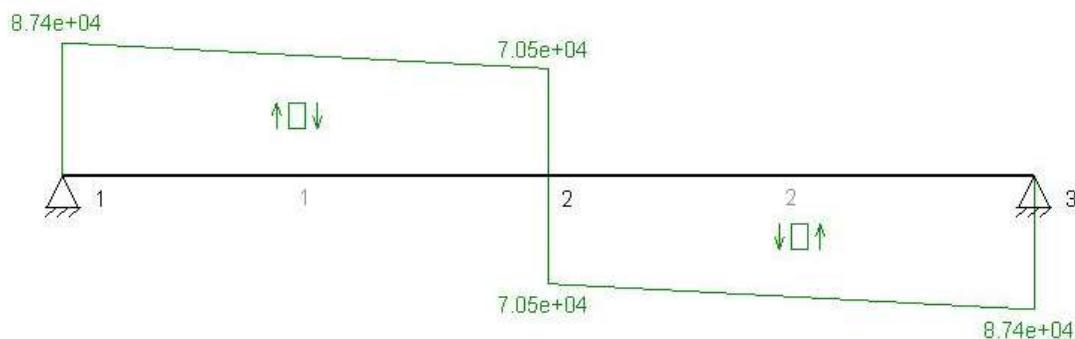


Fig.52-Diagrama de cortantes en el plano xy

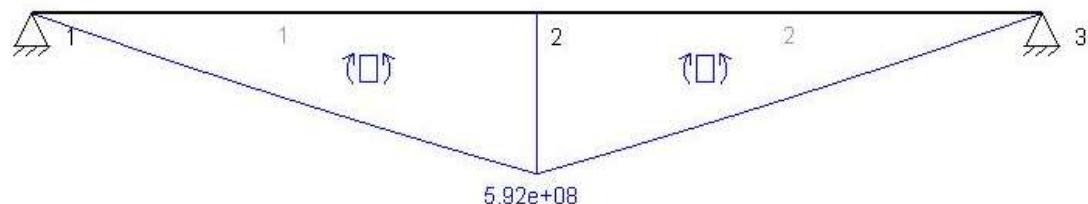


Fig.53-Diagrama de flectores en el plano xy

Y el siguiente pasó los diagramas en el plano xz, mostrados en las figuras 54 y 55.

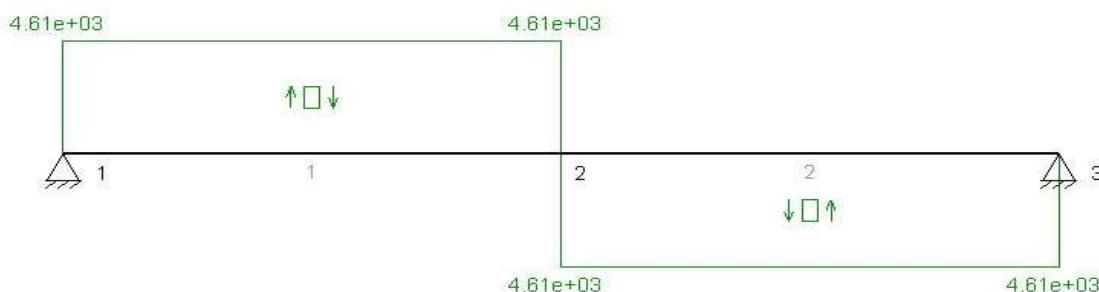


Fig. 54-Diagrama de cortantes en el plano xz

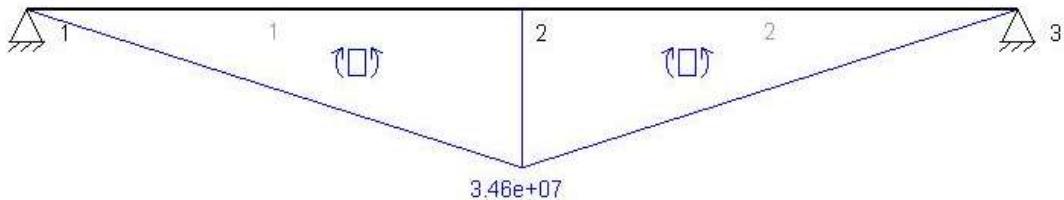


Fig.55-Diagrama de flectores en el plano xz

Una vez se tiene esto, se realiza un esquema del perfil, que se puede ver en la figura 56. Será un perfil rectangular hueco, intentando buscar al máximo aligerar el peso de la estructura.

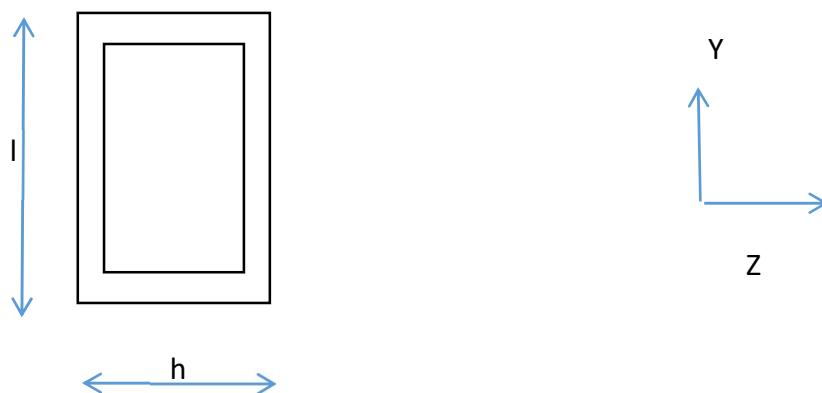


Fig.56-Esquema del perfil

Para calcular la tensión se usará la siguiente fórmula, buscando que cumpla el coeficiente de seguridad.

$$\sigma = \left(\frac{M_z}{I_z} * Y_{max} \right) + \left(\frac{M_y}{I_y} * Z_{max} \right)$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2} \quad \tau_{max} = \tau_{adim}$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{max}} \quad \tau_{max} = \frac{450}{2 * 3} = 56.25$$

Y para calcular la flecha máxima, habrá que tener en cuenta el efecto de la flecha de la carga distribuida y de la carga. Por tanto será la suma de la flecha producida por la carga distribuida del peso propio y la flecha producida por el peso de la carga de servicio.

$$f_{max} = f_p + f_q$$

$$f_p = \frac{p * l^3}{48 * E * I_z}$$

$$f_q = \frac{5 * q * l^4}{384 * E * I_z}$$

Con la flecha máxima conocida, la carga conocida, la longitud y el módulo de Young, se despejará el momento de inercia mínimo del perfil.

$$60 = \frac{5.63 * 10^{10}}{I_z} \quad I_z = 939.16 * 10^6$$

Tras un proceso de iteración para encontrar el perfil hueco, el más adecuado es el de $h=280$, $l=325$ y $e=72.46$. Para ello se han fijado las medidas de h y l , y sea despejado de la siguiente fórmula.

$$I_z = \frac{l^3 * h}{12} - \frac{(l - 2e)^3 * (h - 2e)}{12}$$

Por tanto ahora se calura la inercia en y para poder calcularlo a resistencia y que cumpla con el coeficiente de seguridad.

$$I_y = \frac{h^3 * l}{12} - \frac{(h - 2e)^3 * (l - 2e)}{12} = 5.57 * 10^8 \text{ mm}^3$$

Una vez calculada la inercia, se procede a calcular la tensión calculando como una tensión desviada en un perfil rectangular. Para ello se toman los valores máximos de los diagramas de momentos flectores tanto de la figura 53 como de la 55.

$$\sigma = \left(\frac{5.92 * 10^8}{939.16 * 10^6 * 140} \right) + \left(\frac{3.46 * 10^7}{5.57 * 10^8 * 162.5} \right) = 98.34$$

$$\tau_{max} = \frac{98.34}{2} = 49.17 \quad C_s = \frac{450}{2 * 49.17} = 4.57$$

Como se ve cumple con las dos condiciones impuestas de flecha máxima y del coeficiente de seguridad. El siguiente paso es calcular el peso, a través del volumen de las dos vigas, ya que estos perfiles no son comerciales.

$$A = (h * l) - ((h - 2e) * (l - 2e)) = 67525,13 \text{ mm}^2$$

$$V = A * Luz = 67525,13 * 15000 = 1.01 * 10^9 \text{ mm}^3 = 1.01 \text{ m}^3$$

$$peso = 2 * V * \rho = 2 * 1.01 * 7850 = 15857 \text{ kg}$$

7 Sistema de traslación del puente

El último paso del diseño del puente grúa, es el diseño del sistema de movimiento completo. El puente se desplazará a lo largo de los carriles. Este sistema consta de: Ruedas de rodaduras, Reductor, Motor eléctrico ,Freno y el carril.

El primer paso es definir el número de ruedas que va a usar el sistema. En este caso para el diseño se ha decidido incorporar 4 ruedas de las cuales 2 serán motrices. La gran mayoría de los puentes grúas existentes en el mercado, poseen dos reductores con sus correspondientes motores y reductores. Esto permite reducir el momento necesario en cada rueda, y por tanto diseñar reductores más simples y que soporten menores esfuerzos.

La velocidad de la grúa es de 20 m/min tomada del apartado 4.4.3, dependiente de las dimesiones de la nave a recorrer. Lo que se busca es optimizar la velocidad de desplazamiento.

7.1. Ruedas de rodadura

El primer pasó es definir el tamaño de rueda, y la carga que soportará cada una de ellas. Se va a calcular en el peor supuesto, que sería si el carro solamente apoyara sobre una de sus ruedas. El cálculo del peso propio se puede ver en los apartados 3 y 4.8 del anexo II mas el caluculo del peso en el apartado 6.3 de esta memoria.

La carga se calcula siguiendo la norma UNE 58132-2, usando la siguiente fórmula, para ellos calculado el factor dinamico.

$$\text{Carga} = ((\text{Carga} + \text{peso propio}) * \psi)$$

La carga que es subida será corregida con un factor dinámico por la velocidad de subida y coeficiente experimental (ξ), que para puentes grúas es de 0.6.

$$\psi = 1 + \xi v_l \quad \psi = 1 + (0.6 * 0.34) = 1.204$$

$$\text{Carga} = ((25500 + 21200) * 1.204) = 56227.86 \text{ Kg}$$

Se ha buscado un catálogo comercial de ruedas. Se ha decidido usar un tipo de rueda denominada DWS de la empresa Demag. El catalogo completo se encuentra en el apartado 8 del anexo III. Se tiene un ejemplo en la Figura 52.

La empresa fabricante indica una serie de anchos de carril, medida b1, también deja la opción de poder fabricarse con una medida dada por el cliente. En este caso se ha decidido que la garaganta tenga ancho comercial para que pueda coindir con las ruedas del apartado 5.3

En la tabla 59 podemos ver una simplificación de las características siguiendo la denominación de la figura 57.

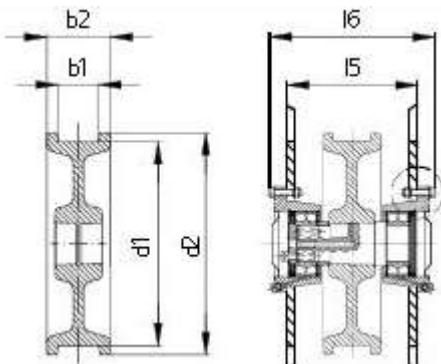


Fig.57-Esquema de la rueda

Tabla 59

Denominación	DWS 630
Capacidad de carga Máxima (Tm.)	60
Diámetro d1 (mm)	630
Peso (kg)	310
Ancho carril b1 (mm)	75
d2(mm)	537

7.2 Reductor

El reductor tiene la finalidad de adaptar las condiciones de velocidad y par del motor a las necesarias para llegar a obtener las prestaciones. El reductor constará de dos etapas de reducción. Las dos serán dos pares de engranajes helicoidales.

Se han seleccionado este tipo de engranajes, ya que soportan mayor carga que los engranajes de dientes rectos, se obtiene mayor rendimiento, y se puede llegar a conseguir más reducción en menos etapas.

A la entrada del reductor se colocará el freno necesario para poder detener la carga. Este freno se calculará en el apartado 7.3 de esta memoria. Se puede ver un pequeño esquema del reductor en la figura 58.

Para poder diseñar este reductor se han tomado las siguientes consideraciones, que se han de cumplir:

- Se busca un coeficiente de seguridad a fluencia mayor o igual a 2 con la teoría de cortante máximo en todos los ejes.
- La duración del mecanismo ha de ser mínimo de 6300 horas de trabajo
- Para el cálculo de los engranajes se tendrán en cuenta dos coeficientes

- Factor de esfuerzos dinámico (F_d), que tiene en cuenta la calidad de fabricación del engranaje. Se ha decidido que los engranajes sean tallados por generación sin rectificar, por tanto se calcula

$$fd = 1 + \frac{V(m/min)}{360}$$
- Factor de servicio (F_s), tiene en cuenta el tipo de máquina que se esté accionado. Para máquinas de elevación este factor puede estar entre 1 y 1.25. Por tener más seguridad se tomará el valor más alto, en este caso 1.25.
- Módulos inferiores a 10 en todos los engranajes

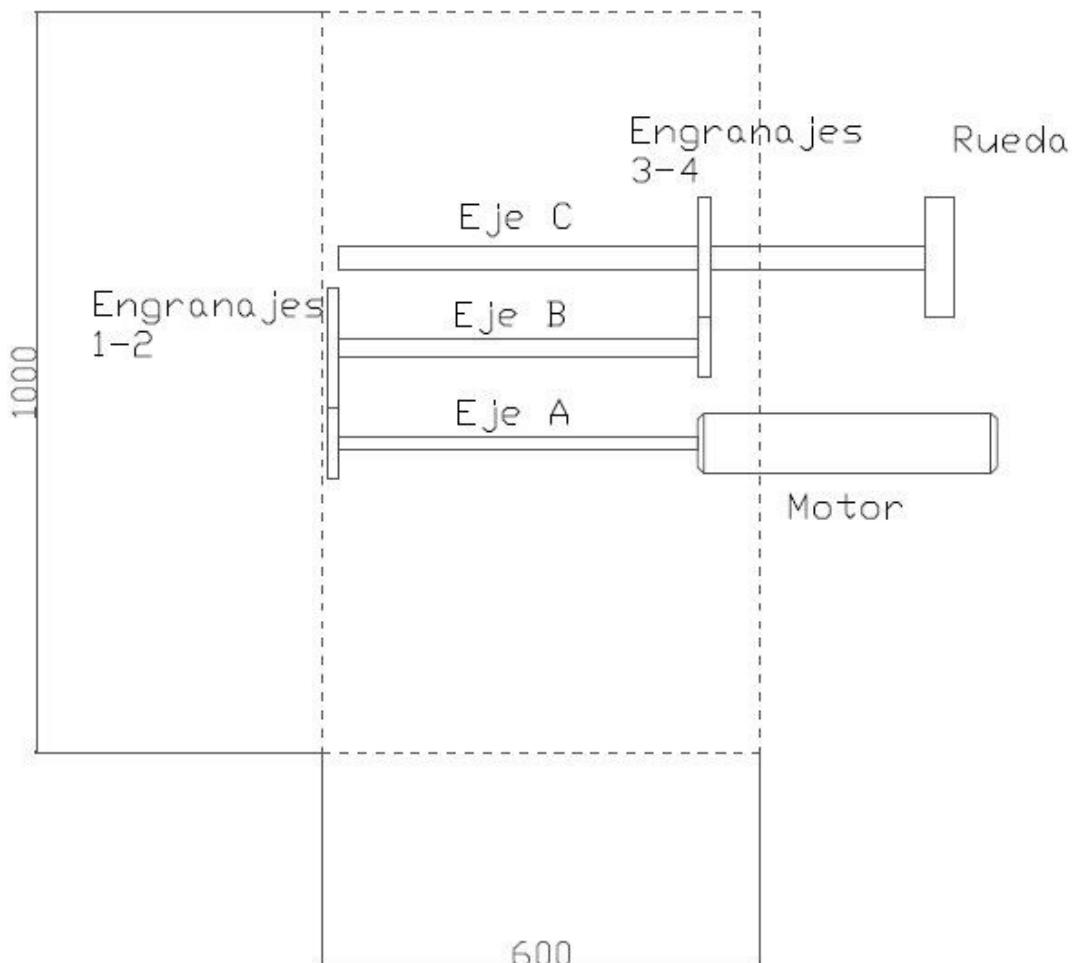


Fig.58-Esquema del reductor

7.2.1 Estimación del motor

El primer paso será calcular la fuerza de tracción necesaria en la rueda. Para ello es necesario conocer la aceleración que se busca en el carro. Esta aceleración se encuentra en tablas del libro de guía, y depende de la velocidad a conseguir. Se ha seleccionado la aceleración para aplicaciones corrientes. En este caso la aceleración es de $a=0.0946 \text{ m/s}^2$.

Con esta aceleración se puede aplicar la segunda ley de Newton, para poder calcular la fuerza necesaria de tracción en cada rueda.

$$\sum F_h = m * a$$

En las fuerzas horizontales se encuentran las dos fuerzas de tracción, la masa es la carga calculada, y la aceleración prevista

$$2 * F_t = m * a$$

$$F_t = \frac{56227.86 * 0.0946}{2} = 2660.35 N$$

Con esta fuerza ya es posible calcular el par necesario en cada rueda para transmitir el movimiento.

$$M_t = F_t * \frac{D}{2} = 2660.35 * \frac{630}{2} = 838010 Nmm = 838.01 Nm$$

Ahora el siguiente paso es calcular la velocidad angular de la rueda. Para ello se necesita la velocidad lineal de la rueda y su diámetro. Esta velocidad es de 20 m/min que convertida en m/s es de 0.34 m/s.

$$v = \omega * r$$

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{0.34}{0.315} = 1.07 rad/s$$

El siguiente paso será buscar un motor que pueda cumplir con las especificaciones. Para ellos con los datos que se acaban de calcular de par necesario y velocidad, se podrá estimar la potencia necesaria. Estos datos se ven en la tabla 60.

Tabla 60

Momento necesario (Nm)	Mt=838.01
Velocidad angular (rad/s)	$\omega=1.07$

$$Pt = Mt * \omega = 838.01 * 1.07 = 904.52 W = 0.9 kW$$

Se ha buscado un fabricante de motores, en este caso se ha decidido la empresa suiza ABB, especialista en generación eléctrica y automatización. En su catálogo de motores que se puede ver en el apartado 9 del Anexo III estándar de bajo voltaje, se encuentra un motor de 750 rpm y que con 1.1 kW de potencia, que podría servir. Para comenzar con los cálculos, se tomarán estos datos, y posteriormente se comprobará si el motor es válido.

Cálculo de velocidades y pares

Los primeros datos que son necesarios son los de velocidades angulares de todos los ejes, y los pares necesarios. Para ello se va a trabajar en rpm y Nmm. Se irá calculando, todos los datos desde el tambor hacia el eje del motor.

El primer cálculo será trasformar la velocidad del tambor en rad/s a rpm. Se denomina ω_c , ya que este eje es el C.

$$\omega_c = 1.07 * \frac{60}{2\pi} = 10.21 \text{ rpm} \approx 10 \text{ rpm}$$

Se calculará la relación de desmultiplicación total, i_{Total} . Se parte de la velocidad angular de la rueda y de la velocidad angular del motor.

$$i_{total} = \frac{n_{motor}}{n_c} = \frac{750}{10} = 75$$

Se plantean una serie de reducciones entre los ejes, para poder cumplir con las especificaciones.

$$i_{total} = i_{ab} * i_{bc}$$

Se propone las siguientes reducciones

$$i_{ab} = 10 \quad i_{bc} = 7.5$$

Por tanto

$$i_{total} = 7.5 * 10 = 75$$

Las velocidades y pares de cada eje se presentan en la tabla 61.

Tabla 61

Eje	Momento (Nmm)	Velocidad angular (rpm)
A	11173.46	750
B	111734.6	75
C	838010	10

7.2.2 Engranajes

Se va proceder a calcular los dos pares de engranajes necesarios, para el reductor. Se van usar engranajes helicoidales, los cuales sus dientes están inclinados un cierto ángulo respecto de la dirección del eje. Presente una serie de ventajas sobre los engranajes de dientes rectos: Tienen una trasmisión más suave y silenciosa, son capaces de transmitir una mayor carga para una misma anchura, y se pueden utilizar a velocidades mayores

Se ha buscado un fabricante que nos pueda fabricar estos engranajes a diseño propio pero siempre cumpliendo que usen unos módulos normalizados, este fabricante es Grindel.

Cálculo de engranajes 1-2

Se va a proceder a calcular la primera pareja de engranajes, los engranajes denominados 1-2. Estos van a cumplir la relación de trasmisión i_{ab} .

Se ha propuesto un primer acero, para comprobar su compatibilidad. La propuesta de engranajes y de material es la siguiente, con ello se calculará el módulo capaz de trasmitir la potencia requerida.

Se calculará tanto a resistencia como a desgaste, pero siempre en el piñón, ya que es el que tiene que soportar mayores esfuerzos. Los datos se pueden ver en las tablas 62 y 63.

Tabla 62

Engranaje	Nº dientes (Z_i)	Angulo helicoidal (μ)	Angulo de presión (α)	Coeficiente de rigidez (δ)
1	16	15º	20º	15
2	160	15º	20º	15

Tabla 63

Designación	Tipo de acero	Resistencia a rotura (MPa)	Resistencia a fluencia (MPa)	Dureza (Hb)
F-125	Acero al Cr-Mo tenaza	900-1100	330	310

Para calcular el módulo, se necesita calcular el momento corregido. Para ello el momento trasmisible, se multiplicara por dos factores: factor de servicio, $fs=1.25$; y el factor de esfuerzos dinámico que depende de la velocidad, fd .

Como no se conoce el módulo, para poder calcular el diámetro y a su vez la velocidad, se hará una primera estimación de módulo. Se hará un proceso iterativo hasta obtener el resultado deseado según las especificaciones. Todo este cálculo se puede ver en el apartado 5.1 del anexo II.

Se tendría los dos cálculos finales, donde se comprueba el módulo

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{16899.86}{15 * 16 * 0.0975 * 330} * \frac{\cos 15}{1.5}} = 0.96$$

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{15 * 16^2} * \frac{4 * 16899.86 * (\cos 15)^3}{4.72 \sin 40} * \frac{1 + 10}{10}} = 1.79$$

Como se ve en el resultado con un módulo de 2 cumpliría tanto a desgaste como a resistencia. Y los resultados se ven en la tabla 64.

Tabla 64

Engranaje	Nº dientes (Z_i)	Módulo (mm)	Angulo helicoidal (μ)	Angulo de presión (α)	Coeficiente de rigidez (δ)
1	16	2	15º	20º	15
2	160	2	15º	20º	15

Cálculo de engranajes 3-4

Se va a proceder a calcular la primera pareja de engranajes, los engranajes denominados 3-4. Estos van a cumplir la relación de trasmisión i_{bc} .

Se ha propuesto un primer acero, para comprobar su compatibilidad. La propuesta de engranajes y de material es la siguiente, con ello se calculará el módulo capaz de trasmitir la potencia requerida.

Se calculará tanto a resistencia como a desgaste, pero siempre en el piñón, ya que es el que tiene que soportar mayores esfuerzos. Los datos se encuentran en las tablas 65 y 66.

Tabla 65

Engranaje	Nº dientes (Z_i)	Angulo helicoidal (μ)	Angulo de presión (α)	Coeficiente de rigidez (δ)
3	14	15º	20º	20
4	105	15º	20º	20

Tabla 66

Designación	Tipo de acero	Resistencia a rotura (MPa)	Resistencia a fluencia (MPa)	Dureza (HB)
F-114	Acero Semiduro templado y normalizado	680-870	260	210

Para calcular el módulo, se necesita calcular el momento corregido. Para ello el momento trasmisible, se multiplicara por dos factores: factor de servicio, $fs=1.25$; y el factor de esfuerzos dinámico que depende de la velocidad, fd .

Como no se conoce el módulo, para poder calcular el diámetro y a su vez la velocidad, se hará una primera estimación de módulo. Se hará un proceso iterativo hasta obtener el resultado deseado según las especificaciones. Todo este cálculo se puede ver en el apartado 5.2 del anexo II.

Se tendrían los dos cálculos finales, donde se comprueba el módulo



$$M_n = \sqrt[3]{\frac{1}{20 * 14^2} * \frac{4 * 143858.3(\cos 15)^3}{10.16 \sin 40} * \frac{1 + 7.5}{7.5}} = 2.84$$

$$M_n = 0.86 \sqrt[3]{\frac{143858.3}{20 * 14 * 0.093 * 330} * \frac{\cos 15}{1.5}} = 1.89$$

Por tanto sería correcto el módulo de 3, porque cumple tanto a desgaste como a resistencia. Y se ven los resultados en la tabla 67.

Tabla 67

Engranaje	Nº dientes (Z _i)	Módulo (mm)	Angulo helicoidal (μ)	Angulo de presión (α)	Coeficiente de rigidez (δ)
3	14	3	15º	20º	20
4	105	3	15º	20º	20

7.2.3 Cálculo de los ejes

Se va a proceder a calcular los tres ejes, que soportan los engranajes. Así como los rodamientos necesarios para sus apoyos. Todos los ejes deben cumplir que el coeficiente de seguridad a fluencia sea mayor o igual que 2, para ello se usará la teoría del cortante máximo.

Se va a proponer un diseño de los ejes, así como un material igual para todos. En este caso será un acero C60 que tiene alto límite elástico, para así poder reducir los tamaños de los ejes y reducir peso. Este acero es recomendado para el uso en estructurales en máquinas. Se tiene los datos del material en la tabla 68.

Tabla 68

Designación	Tipo de acero	Resistencia a rotura (MPa)	Resistencia a fluencia (MPa)
C-60	Acero al Carbono	825	660

Se van a calcular los diámetros mínimos que son necesarios en los tres ejes. Se va a comenzar por el eje A, que soporta el engranaje 1. Para todos los ejes se deberá cumplir que el coeficiente de seguridad mínimo impuesto será de 2. También los ejes serán de diámetro único y diámetro comercial, ya que los esfuerzos previstos en ellos no serán muy grandes, y es necesario colocar rodamientos en ellos. El cálculo de los rodamientos se ve en el apartado 7.2.7

- Eje A

Se dispone de una disposición con el engranaje como en la figura 59. Una vez se tiene la disposición se procede a calcular los esfuerzos que afectan al eje.

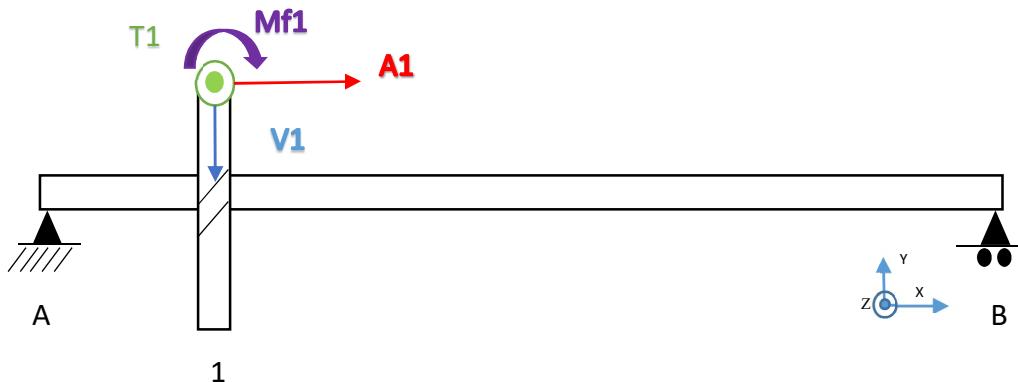


Fig.59-Esquema eje A

El primer paso será definir las medidas en el eje, las cuales se encuentran en la tabla 69. Los apoyos se ha decidido que el apoyo A no se pueda desplazar en el eje x, por tanto este recibirá las fuerzas horizontales. Se ha decidido así, por reducir el tramo de esfuerzos axiles, ya que el engranaje 3 se encuentra cerca de este apoyo. El apoyo B se podrá desplazar en el eje x.

Tabla 69

Líneas	Medidas (mm)
A1	100
1B	500

El segundo paso será el cálculo de las fuerzas en el engranaje 1. En el engranaje 1 se encuentran tres fuerzas: Una fuerza tangencial T_1 , en el eje z; una fuerza axial A_1 , en el eje x; y una fuerza radial V_1 , en el eje y. A su vez la fuerza axial genera un momento, M_{f1} que es transmitida al eje

Una vez se tienen estas fuerzas, se calculan las reacciones en los apoyos, y los diagramas de esfuerzos. En estos diagramas de esfuerzos, se busca el punto de mayor momento flector, que será en este punto donde se calculará el diámetro mínimo, a partir del coeficiente de seguridad y el material, un acero C60.

Este eje se fabricara en un diámetro único, por tanto no será necesario calcular concentradores de tensión. El diámetro calculado será redondeado, hacia un diámetro comercial para poder colocar los rodamientos correspondientes en los apoyos. Todo el proceso del cálculo se puede ver en el anexo II, en el apartado 5.3.

Los cálculos nos dan un eje de diámetro 15 mm, con estos es capaz de soportar todos los esfuerzos, y cumplir con los requisitos

- Eje B

Se dispone de una disposición con los engranajes como en la figura 60 Una vez se tiene la disposición se procede a calcular los esfuerzos que afectan al eje.

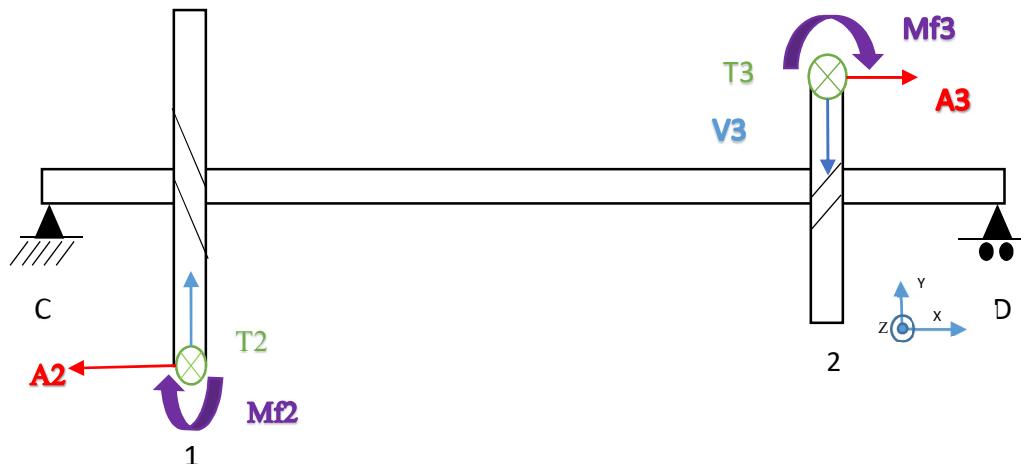


Fig.60-Esquema del eje B

El primer paso será definir las medidas en el eje, las cuales se encuentran en la tabla 70. Los apoyos se ha decidido que el apoyo E no se pueda desplazar en el eje x, por tanto este recibirá las fuerzas horizontales. Se ha decidido así, por reducir el tramo de esfuerzos axiles, ya que el engranaje 3 se encuentra cerca de este apoyo. El apoyo F se podrá desplazar en el eje x.

Tabla 70

Líneas	Medidas (mm)
C1	100
12	380
2D	120

El segundo paso será el cálculo de las fuerzas en el engranaje 2 y en el 3. En el engranaje 2 se encuentran tres fuerzas que serán de igual valor que en el engranaje 1 pero de sentido contrario: Una fuerza tangencial T2, en el eje z; una fuerza axial A2, en el eje x; y una fuerza radial V2, en el eje y. A su vez la fuerza axial genera un momento, Mf2 que es transmitida al eje. En el engranaje 3 se encuentran tres fuerzas: Una fuerza tangencial T3, en el eje z; una fuerza axial A3, en el eje x; y una fuerza radial V3, en el eje y. A su vez la fuerza axial genera un momento, Mf3 que es transmitida al eje.

Una vez se tienen estas fuerzas, se calculan las reacciones en los apoyos, y los diagramas de esfuerzos. En estos diagramas de esfuerzos, se busca el punto de mayor momento flector, que será en este punto donde se calculará el diámetro mínimo, a partir del coeficiente de seguridad y el material, un acero C35.

Este eje se fabricara en un diámetro único, por tanto no será necesario calcular concentradores de tensión. El diámetro calculando será redondea, hacia un diámetro comercial para poder colocar los rodamientos correspondientes en los apoyos. Todo el proceso del cálculo se puede ver en el anexo II, en el apartado 4.4.

Los cálculos nos dan un eje de diámetro 25 mm, con estos es capaza de soportar todos los esfuerzos, y cumplir con los requisitos

- Eje C

Se dispone de una disposición con los engranajes y la rueda como en la figura 61. Una vez se tiene la disposición se procede a calcular los esfuerzos que afectan al eje.

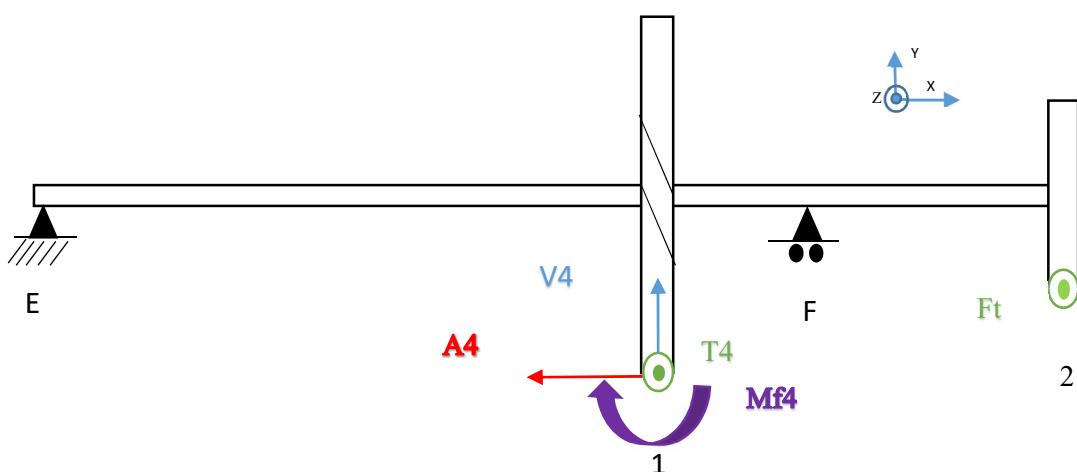


Fig.61-Diagrama de fuerzas en el eje C

El primer paso será definir las medidas en el eje, las cuáles se encuentran en la tabla 71. Los apoyos se ha decidido que el apoyo C no se pueda desplazar en el eje x, por tanto este recibirá las fuerzas horizontales. El apoyo D se podrá desplazar en el eje x.

Tabla 71

Líneas	Medidas (mm)
E1	480
1F	120
F2	200

El segundo paso será el cálculo de las fuerzas en el engranaje 4 y en la rueda. En el engranaje 4 se encuentran tres fuerzas que serán de igual valor que en el engranaje 3 pero de sentido contrario: Una fuerza tangencial T4, en el eje z; una fuerza axial A4,

en el eje x; y una fuerza radial V4, en el eje y. A su vez la fuerza axial genera un momento, Mf4 que es transmitida al eje. En la rueda se encuentra una fuerza de tracción en el eje z.

Una vez se tienen estas fuerzas, se calculan las reacciones en los apoyos, y los diagramas de esfuerzos. En estos diagramas de esfuerzos, se busca el punto de mayor momento flector, que será en este punto donde se calculará el diámetro mínimo, a partir del coeficiente de seguridad y el material, un acero C60.

Este eje se fabricara en un diámetro único, por tanto no será necesario calcular concentradores de tensión. El diámetro calculado será redondeado, hacia un diámetro comercial para poder colocar los rodamientos correspondientes en los apoyos. Todo el proceso del cálculo se puede ver en el anexo II, en el apartado 5.5.

Los cálculos nos dan un eje de diámetro 35 mm, con esto es capaz de soportar todos los esfuerzos, y cumplir con los requisitos.

7.2.4 Uniones

Se necesita un medio para unir tanto los engranajes y las poleas a los ejes para que puedan transmitir el momento necesario. Para ello se puede realizar por unión a presión en primera opción. En caso que no sea posible la unión por presión se realizará por chaveta.

Para asegurar las uniones se usarán coeficientes de seguridad. Un coeficiente de seguridad de la unión mayor o igual que 1.5 para uniones a presión y un coeficiente de seguridad de 2 tanto para los ejes como los engranajes.

- Engranaje 1 con el eje A

El primer paso a la hora de calcular la unión será definir el juego de tolerancias necesarias para permitir la unión entre ambos. Se ha decidido usar un juego de tolerancias de H7-m6 que para los diámetros de eje y cubo nos da unas medidas de

$$d_{eje} = 15_{-7}^{+1} \quad d_{cubo} = 15_0^{+18}$$

Por tanto ahora se calcularán las interferencias eje-cubo para poder calcular la presión en la entercara y con ello el momento a transmitir máximo.

$$\delta_{max} = \frac{d_{ejemax} - d_{cubomax}}{2} = \frac{18 - 0}{2} = 9\mu m = 9 * 10^{-3} mm$$

$$\delta_{min} = \frac{d_{cubomax} - d_{ejemax}}{2} = \frac{18 - 7}{2} = 5.5\mu m = 5.5 * 10^{-3} mm$$

Con la interferencia mínima se calculará la presión mínima que es la que dará lugar a la transmisión de momento. Para ello es necesario el radio exterior del engranaje r_0 , el radio del eje r , y si fuese hueco el eje su radio interior r_i . En este caso $r_0 = 16.56 mm$ y $r = 7.5 mm$.

$$\begin{aligned}
 p_{min} &= \frac{E * \delta_{min}}{r} * \left[\frac{(r_0^2 - r^2) * (r^2 - r_i^2)}{2 * r^2(r_0^2 - r_i^2)} \right] \\
 &= \frac{210 * 10^3 * 5.5 * 10^{-3}}{7.5} * \left[\frac{(16.56^2 - 7.5^2) * (7.5^2 - 0^2)}{2 * 7.5^2(16.56^2 - 0^2)} \right] \\
 &= 61.21 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Por tanto para calcular el coeficiente de seguridad, necesitamos el par que se quiere trasmisir en este caso $M=11173.46 \text{ Nmm}$. Y calcular el par máximo trasmisible M_{rx} . Para esto es necesario la presión mínima calculada anteriormente, el factor f que depende del tipo de ajuste, el diámetro del eje, y la longitud de contacto. En este caso f tiene un valor de 0.14 al tratarse de un ajuste transversal, que se unirían las piezas con una diferencia de temperaturas entre el eje y el cubo a unir.

$$C_s = \frac{M_{rx}}{M}$$

$$M_{rx} = p_{min} f \pi d L \frac{d}{2} = 61.21 * 0.14 * \pi * 15 * 30 * \frac{15}{2} = 90854.32 \text{ Nmm}$$

$$C_s = \frac{M_{rx}}{M} = \frac{90854.32}{11173.46} = 8.13$$

Una vez calculado que es posible trasmisir el momento, ahora es necesario comprobar la resistencia del cubo. Habrá que analizar las tensiones existentes en el cubo. Para ello utilizaremos la teoría de pared gruesa ya que $e > \frac{d}{40}$. Para calcular las tensiones necesitamos la p_{max} , que se calcula con la interferencia máxima.

$$\begin{aligned}
 p_{max} &= \frac{E * \delta_{max}}{r} * \left[\frac{(r_0^2 - r^2) * (r^2 - r_i^2)}{2 * r^2(r_0^2 - r_i^2)} \right] \\
 &= \frac{210 * 10^3 * 9 * 10^{-3}}{7.5} * \left[\frac{(16.56^2 - 7.5^2) * (7.5^2 - 0^2)}{2 * 7.5^2(16.56^2 - 0^2)} \right] \\
 &= 100.16 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Con esta p_{max} y la teoría de pared gruesa se calcularían las tensiones en los ejes con la referencia cilíndrica. En este caso $p_i = p_{max}$:

$$\sigma_z = \frac{p_i * r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{100.16 * 7.5^2}{16.56^2 - 7.5^2} = 25.85 \text{ MPa}$$

$$\sigma_\theta = \frac{p_i * (r_i^2 + r_0^2)}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{100.16 * (7.5^2 + 16.56^2)}{16.56^2 - 7.5^2} = 151.85 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = -p_i = -100.16 \text{ MPa}$$

Se necesita ordenar las tensiones en $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$.

$$\sigma_1 = 151.85 \text{ MPa} \quad \sigma_2 = 25.85 \text{ MPa} \quad \sigma_3 = -100.16$$

Con estos valores se puede calcular τ_{max} , y con ello el coeficiente de seguridad a cortante máximo, en este caso el límite de rotura del material del eje.

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{151.86 - (-100.16)}{2} = 126 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{\sigma_r}{2 * \tau_{max}} = \frac{825}{2 * 126} = 3.27$$

Como se ve cumple tanto como con el coeficiente de seguridad a cortante, como con el del trasmisión del momento. Por tanto se hará una unión a presión con un juego de tolerancias H7-m6.

- Engranaje 2 con eje B

El primer paso a la hora de calcular la unión será definir el juego de tolerancias necesarias para permitir la unión entre ambos. Se ha decidido usar un juego de tolerancias de H7-m6 que para los diámetros de eje y cubo nos da unas medidas de

$$d_{eje} = 25^{+21}_{+8} \quad d_{cubo} = 25^{+21}_0$$

Por tanto ahora se calcularán las interferencias eje-cubo para poder calcular la presión en la entercara y con ello el momento a trasmisir máximo.

$$\delta_{max} = \frac{d_{ejemax} - d_{cubomax}}{2} = \frac{21 - 0}{2} = 10.5 \mu m = 10.5 * 10^{-3} mm$$

$$\delta_{min} = \frac{d_{cubomax} - d_{ejemax}}{2} = \frac{21 - 8}{2} = 6.5 \mu m = 6.5 * 10^{-3} mm$$

Con la interferencia mínima se calculará la presión mínima que es la que dará lugar a la trasmisión de momento. Para ello es necesario el radio exterior del engranaje r_0 , el radio del eje r , y si fuese hueco el eje su radio interior r_i . En este caso $r_0 = 165.64 \text{ mm}$ y $r = 12.5 \text{ mm}$.

$$\begin{aligned} p_{min} &= \frac{E * \delta_{min}}{r} * \left[\frac{(r_0^2 - r^2) * (r^2 - r_i^2)}{2 * r^2(r_0^2 - r_i^2)} \right] \\ &= \frac{210 * 10^3 * 6.5 * 10^{-3}}{12.5} * \left[\frac{(165.64^2 - 12.5^2) * (12.5^2 - 0^2)}{2 * 12.5^2(165.64^2 - 0^2)} \right] \\ &= 54.28 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Por tanto para calcular el coeficiente de seguridad, necesitamos el par que se quiere trasmisir en este caso $M=111734.6 \text{ Nmm}$. Y calcular el par máximo trasmisible M_{rx} . Para este es necesario la presión mínima calculada anteriormente, el factor f que depende del tipo de ajuste, el diámetro del eje, y la longitud de contacto. En este caso f tiene un valor de 0.14 al tratarse de un ajuste transversal, que se unirán las piezas con una diferencia de temperaturas entre el eje y el cubo a unir.

$$C_s = \frac{M_{rx}}{M}$$

$$M_{rx} = p_{min} f \pi d L \frac{d}{2} = 54.28 * 0.14 * \pi * 25 * 30 * \frac{25}{2} = 223852.26 \text{ Nmm}$$

$$C_s = \frac{M_{rx}}{M} = \frac{223852.26}{111734.6} = 2$$

Una vez calculado que es posible trasmitir el momento, ahora es necesario comprobar la resistencia del cubo. Habrá que analizar las tensiones existentes en el cubo. Para ello utilizaremos la teoría de pared gruesa ya que $e > \frac{d}{40}$. Para calcular las tensiones necesitamos la p_{max} , que se calcula con la interferencia máxima.

$$\begin{aligned} p_{max} &= \frac{E * \delta_{max}}{r} * \left[\frac{(r_0^2 - r^2) * (r^2 - r_i^2)}{2 * r^2(r_0^2 - r_i^2)} \right] \\ &= \frac{210 * 10^3 * 10.5 * 10^{-3}}{12.5} * \left[\frac{(165.64^2 - 12.5^2) * (12.5^2 - 0^2)}{2 * 12.5^2(165.64^2 - 0^2)} \right] \\ &= 87.7 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Con esta p_{max} y la teoría de pared gruesa se calcularían las tensiones en los ejes con la referencia cilíndrica. En este caso $p_i = p_{max}$:

$$\sigma_z = \frac{p_i * r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{87.7 * 12.5^2}{165.64^2 - 12.5^2} = 0.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_\theta = \frac{p_i * (r_i^2 + r_0^2)}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{87.74 * (12.5^2 + 165.64^2)}{165.64^2 - 12.5^2} = 88.70 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = -p_i = -87.7 \text{ MPa}$$

Se necesita ordenar las tensiones en $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$.

$$\sigma_1 = 88.7 \text{ MPa} \quad \sigma_2 = 0.5 \text{ MPa} \quad \sigma_3 = -87.7$$

Con estos valores se puede calcular τ_{max} , y con ello el coeficiente de seguridad a cortante máximo, en este caso en el material del eje.

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{88.7 - (-87.74)}{2} = 88.22 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{\sigma_r}{2 * \tau_{max}} = \frac{825}{2 * 88.22} = 4.68$$

Como se ve cumple tanto como con el coeficiente de seguridad a cortante, como con el del trasmisión del momento. Por tanto se hará una unión a presión con un juego de tolerancias H7-m6

- Engranaje 3 con eje B

El primer paso a la hora de calcular la unión será definir el juego de tolerancias necesarias para permitir la unión entre ambos. Se ha decidido usar un juego de tolerancias de H7-m6 que para los diámetros de eje y cubo nos da unas medidas de



$$d_{eje} = 25_{+8}^{+21} \quad d_{cubo} = 25_0^{+2}$$

Por tanto ahora se calcularán las interferencias eje-cubo para poder calcular la presión en la entercara y con ello el momento a trasmisir máximo.

$$\delta_{max} = \frac{d_{ejemax} - d_{cubomax}}{2} = \frac{21 - 0}{2} = 10.5 \mu m = 10.5 * 10^{-3} mm$$

$$\delta_{min} = \frac{d_{cubomax} - d_{ejemax}}{2} = \frac{21 - 8}{2} = 6.5 \mu m = 6.5 * 10^{-3} mm$$

Con la interferencia mínima se calculará la presión mínima que es la que dará lugar a la trasmisión de momento. Para ello es necesario el radio exterior del engranaje r_0 , el radio del eje r , y si fuese hueco el eje su radio interior r_i . En este caso $r_0 = 21.74 mm$ y $r = 12.5 mm$.

$$\begin{aligned} p_{min} &= \frac{E * \delta_{min}}{r} * \left[\frac{(r_0^2 - r^2) * (r^2 - r_i^2)}{2 * r^2(r_0^2 - r_i^2)} \right] \\ &= \frac{210 * 10^3 * 6.5 * 10^{-3}}{12.5} * \left[\frac{(21.74^2 - 12.5^2) * (12.5^2 - 0^2)}{2 * 12.5^2(21.74^2 - 0^2)} \right] \\ &= 36.55 MPa \end{aligned}$$

Por tanto para calcular el coeficiente de seguridad, necesitamos el par que se quiere trasmisir en este caso $M=111734.6 Nmm$. Y calcular el par máximo trasmisible M_{rx} . Para este es necesario la presión mínima calculada anteriormente, el factor f que depende del tipo de ajuste, el diámetro del eje, y la longitud de contacto. En este caso f tiene un valor de 0.14 al tratarse de un ajuste transversal, que se unirían las piezas con una diferencia de temperaturas entre el eje y el cubo a unir.

$$C_s = \frac{M_{rx}}{M}$$

$$M_{rx} = p_{min} f \pi d L \frac{d}{2} = 36.56 * 0.14 * \pi * 25 * 60 * \frac{25}{2} = 301498.65 Nmm$$

$$C_s = \frac{M_{rx}}{M} = \frac{301498.65}{111734.6} = 2.7$$

Una vez calculado que es posible trasmisir el momento, ahora es necesario comprobar la resistencia del cubo. Habrá que analizar las tensiones existentes en el cubo. Para ello utilizaremos la teoría de pared gruesa ya que $e > \frac{d}{40}$. Para calcular las tensiones necesitamos la p_{max} , que se calcula con la interferencia máxima.

$$\begin{aligned} p_{max} &= \frac{E * \delta_{max}}{r} * \left[\frac{(r_0^2 - r^2) * (r^2 - r_i^2)}{2 * r^2(r_0^2 - r_i^2)} \right] \\ &= \frac{210 * 10^3 * 10.5 * 10^{-3}}{12.5} * \left[\frac{(21.74^2 - 12.5^2) * (12.5^2 - 0^2)}{2 * 12.5^2(21.74^2 - 0^2)} \right] \\ &= 59.04 MPa \end{aligned}$$

Con esta p_{max} y la teoría de pared gruesa se calcularían las tensiones en los ejes con la referencia cilíndrica. En este caso $p_i = p_{max}$:

$$\sigma_z = \frac{p_i * r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{59.04 * 12.5^2}{21.74^2 - 12.5^2} = 29.16 \text{ MPa}$$

$$\sigma_\theta = \frac{p_i * (r_i^2 + r_0^2)}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{59.04 * (12.5^2 + 21.74^2)}{21.74^2 - 12.5^2} = 117.36 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = -p_i = -59.04 \text{ MPa}$$

Se necesita ordenar las tensiones en $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$.

$$\sigma_1 = 117.36 \text{ MPa} \quad \sigma_2 = 29.16 \text{ MPa} \quad \sigma_3 = -59.04$$

Con estos valores se puede calcular τ_{max} , y con ello el coeficiente de seguridad a cortante máximo, en este caso con el material del eje.

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{117.36 - (-59.04)}{2} = 88.2 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{\sigma_r}{2 * \tau_{max}} = \frac{825}{2 * 88.2} = 4.68$$

Como se ve cumple tanto como con el coeficiente de seguridad a cortante, como con el del trasmisión del momento. Por tanto se hará una unión a presión con un juego de tolerancias H7-m6

- Engranaje 4 con eje C

En un primer paso se probó la unión por presión, pero se vio que esto no era posible, ya que el fallo se producía por rotura del eje.

Esta unión se probó también con chaveta, ya que así lo permite el material tanto del eje como del engranaje. Se vio que esto no era posible sin recoger el engranaje. Por tanto se optó por esta solución con una unión a chaveta.

Se usarán chavetas planas según la norma DIN 6885. Las uniones tendrán un coeficiente de seguridad de 2 a cortadura. Las chavetas se buscan en función del diámetro del eje, en este caso D=35mm, por tanto la chaveta será de 10x8mm. Se buscará el largo de la chaveta que cumpla la unión.

El primer cálculo a realizar, es la fuerza que se encuentra en la chaveta. Esta será el momento partido por el radio del engranaje.

$$F = \frac{M_a}{r} = \frac{838010}{17.5} = 47886.29 \text{ N}$$

Y los materiales empleados se encuentran en la tabla 72.

Tabla 72

	Material	Límite de rotura (MPa)
Eje	Acero C60	825
Chaveta	Acero C45	600
Engranaje	Acero F-114	765

En este caso se calculará con el material de la chaveta, al ser el más débil de los tres, y por donde se supone que comenzaría el fallo. El fallo es posible por tres modos: a cortadura, aplastamiento entre eje y chaveta o aplastamiento entre cubo y chaveta. Se realizará los tres cálculos, y se seleccionará la longitud de chaveta que cumpla con los tres tipos de fallo.

- Cálculo a cortadura

$$C_s = \frac{\sigma_r}{2 * \tau_{max}}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_r}{2 * C_s} = \frac{600}{2 * 2} = 150 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{F}{A} \quad A = \frac{F}{\tau_{max}} = \frac{47886.29}{150} = 319.24 \text{ mm}^2$$

$$A = b * l \quad l = \frac{A}{b} = \frac{319.24}{10} = 32 \text{ mm}$$

- Cálculo aplastamiento eje-chaveta

Para hacer el cálculo tanto del aplastamiento eje-chaveta, como del cubo-chaveta, se necesitan las medidas. Estas se encuentran en la figura 62. Siendo $t_1=5 \text{ mm}$ y $t_2=2.4$

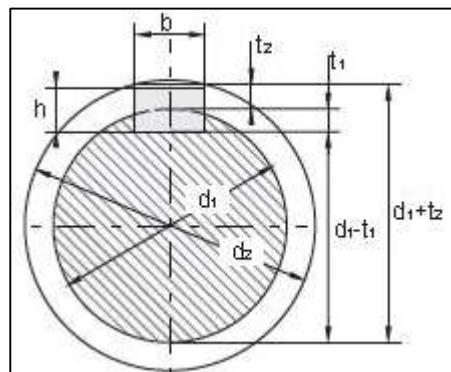


Fig.62-Esquema del chavetero

Para el cálculo del aplastamiento eje-chaveta, se usará la medida t_1 , del esquema de la figura 62.

$$\tau_{max} = 150 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

$$\sigma = \frac{F}{t_1 * l}$$

$$150 = \frac{47886.29}{2 * 5 * l} \quad l = 31.92 \text{ mm}$$

- Cálculo aplastamiento chaveta-cubo

En este caso se usará la medida t_2 del esquema de la figura 62.

$$\tau_{max} = 150 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

$$\sigma = \frac{F}{t_2 * l}$$

$$150 = \frac{47886.29}{2 * 2.4 * l} \quad l = 66.51 \text{ mm}$$

Una vez calculadas las tres longitudes, se busca en el catálogo comercial las longitudes disponibles. En este caso se va a usar la empresa Opac, el catálogo se encuentra en el apartado 12 del anexo III, y la longitud seleccionada es de $l=70\text{mm}$.

Por tanto el engranaje tiene una anchura de $b = \delta * M = 20 * 3 = 60 \text{ mm}$. El engranaje se recogerá en anchura hasta los 70 mm, para poder albergar a la chaveta.

- Rueda con el eje C

Esta unión se realizará por presión, ya que el material de la polea es fundición. Este material es muy débil, y es por la polea donde fallaría. Para realizar la unión por presión necesitamos un juego de tolerancias eje-cubo. Estos valores se encuentran normalizados como ajustes. Se ha seleccionado un ajuste fino para transmisión de momentos, que en este caso es de H7-m6. Los valores de tolerancias para el eje de diámetro 55 son

$$\text{Eje } d = 35_{+9}^{+2} \quad \text{Cubo } d = 35_0^{+25}$$

Para poder calcular el par trasmisible, hay que calcular la interferencia del eje con el cubo tanto la máxima como la mínima

$$\delta_{max} = \frac{d_{ejemax} - d_{cubomin}}{2} = \frac{25 - 0}{2} = 12.5 \mu\text{m} = 12.5 * 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\delta_{min} = \frac{d_{cubomax} - d_{ejemin}}{2} = \frac{25 - 9}{2} = 8 \mu\text{m} = 8 * 10^{-3} \text{ mm}$$

Para calcular el par trasmisible usaremos el valor de interferencia mínima. Para esto también se necesitan los valores de los dos materiales. Los datos se pueden ver en las tablas 73 y 74.

Tabla 73

Acero C60	
Módulo de Young (MPa)	E=210*10 ³
Coeficiente de Poisson	v=0.28
Límite de rotura (MPa)	σ=925

Tabla 74

Fundición EN-GJS-700	
Módulo de Young (MPa)	E=120*10 ³
Coeficiente de Poisson	v=0.26
Límite de fluencia (MPa)	σ=420

Con la interferencia mínima se calculará la presión mínima que es la que dará lugar a la trasmisión de momento. Para ello es necesario el radio exterior del engranaje r_0 , el radio del eje r , y si fuese hueco el eje su radio interior r_i . En este caso $r_0 = 315 \text{ mm}$ y $r = 17.5 \text{ mm}$.

$$p_{min} = \frac{\delta_{min}}{r \left[\left(\frac{1}{E_{cubo}} \left(\frac{r_0^2 + r^2}{r_0^2 - r^2} + v_{cubo} \right) \right) + \left(\frac{1}{E_{eje}} \left(\frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} - v_{eje} \right) \right) \right]}$$

En este caso $r_0=250 \text{ mm}$ $r=17.5 \text{ mm}$ $r_i=0 \text{ mm}$, nos queda

$$\begin{aligned} p_{min} &= \frac{8 * 10^{-3}}{17.5 \left[\left(\frac{1}{120 * 10^3} \left(\frac{315^2 + 17.5^2}{315^2 - 17.5^2} + 0.26 \right) \right) + \left(\frac{1}{210 * 10^3} \left(\frac{17.5^2 + 0^2}{17.5^2 - 0^2} - 0.28 \right) \right) \right]} \\ &= 32.69 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Por tanto para calcular el coeficiente de seguridad, necesitamos el par que se quiere trasmisir en este caso $M=838010 \text{ Nmm}$. Y calcular el par máximo trasmisible M_{rx} . Para este es necesario la presión mínima calculada anteriormente, el factor f que depende del tipo de ajuste, el diámetro del eje, y la longitud de contacto. En este caso f tiene un valor de 0.14 al tratarse de un ajuste transversal, que se unirían las piezas con una diferencia de temperaturas entre el eje y el cubo a unir.

$$C_s = \frac{M_{rx}}{M}$$

$$\begin{aligned} M_{rx} &= p_{min} * f * \pi * d * L * \frac{d}{2} = 32.69 * 0.14 * \pi * 35 * 350 * \frac{35}{2} \\ &= 3082243.65 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$C_s = \frac{3082243.65}{838010} = 3.67$$

Una vez calculado que es posible trasmitir el momento, ahora es necesario comprobar la resistencia del cubo. Habrá que analizar las tensiones existentes en el cubo. Para ello utilizaremos la teoría de pared gruesa ya que $e > \frac{d}{40}$. Para calcular las tensiones necesitamos la P_{max} , que se calcula con la interferencia máxima.

$$\begin{aligned} p_{max} &= \frac{12.5 * 10^{-3}}{17.5 \left[\left(\frac{1}{120 * 10^3} \left(\frac{315^2 + 17.5^2}{315^2 - 17.5^2} + 0.26 \right) \right) + \left(\frac{1}{210 * 10^3} \left(\frac{17.5^2 + 0^2}{17.5^2 - 0^2} - 0.28 \right) \right) \right]} \\ &= 51.09 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Con esta p_{max} y la teoría de pared gruesa se calcularían las tensiones en los ejes con la referencia cilíndrica. En este caso $p_i = p_{max}$:

$$\begin{aligned} \sigma_z &= \frac{p_i * r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{51.09 * 17.5^2}{315^2 - 17.5^2} = 0.16 \text{ MPa} \\ \sigma_\theta &= \frac{p_i * (r_i^2 + r_0^2)}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{32.51 * (17.5^2 + 315^2)}{315^2 - 17.5^2} = 51.41 \text{ MPa} \\ \sigma_r &= -p_i = -51.09 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Se necesita ordenar las tensiones en $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$.

$$\sigma_1 = 51.41 \text{ MPa} \quad \sigma_2 = 0.16 \text{ MPa} \quad \sigma_3 = -51.09$$

Con estos valores se puede calcular τ_{max} , y con ello el coeficiente de seguridad a cortante máximo.

$$\begin{aligned} \tau_{max} &= \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{51.41 - (-51.09)}{2} = 51.25 \text{ MPa} \\ C_s &= \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{max}} = \frac{440}{2 * 32.61} = 4.29 \end{aligned}$$

Como se ve cumple tanto como con el coeficiente de seguridad a cortante, como con el del trasmisión del momento. Por tanto se hará una unión a presión con un juego de tolerancias H7-u6.

7.2.5 Comprobación del motor

Hay que comprobar si el tiempo de arranque es suficiente para que el motor pueda arrancar. Se calcula en este momento, ya que se conocen todos los engranajes y ejes, y es posible el cálculo de las inercias.

Este valor de tiempo de arranque del motor tiene que ser menor que 40s, el valor nos lo marca el fabricante, y se puede ver en el apartado 2 del anexo IV. Para poder calcular se necesitan los datos del motor, el catálogo se encuentra en el apartado 9 del anexo III. Se puede ver una simplificación de los datos en la tabla 75.

Tabla 75

Tipo de motor	M3BP 112M 8
Potencia nominal (kW)	1.5
Momento nominal (Nm)	15.1
Momento de arranque (Nm)	24.16
Inercia del motor (kgm^2)	0.00871
Velocidad nominal (rpm)	695

Lo primero a calcular es la inercia reducida al eje del motor para ello, se calculará las inercias reducidas de todos los ejes. Se empieza desde el eje c hacia el eje a. Todos los cálculos de inercias se pueden ver en el apartado 5.7 del anexo II.

$$I_{bt} = I_b + \frac{I_c}{i_{bc}^2} = 51.96 * 10^{-3} + \frac{15.9}{7.5^2} = 0.335 \text{ kgm}^2$$

$$I_{at} = I_a + I_F + \frac{I_{bt}}{i_{ab}^2} = 46.85 * 10^{-6} + 0.1 + \frac{0.335}{10^2} = 0.103 \text{ kgm}^2$$

Una vez se tiene las inercias, es necesario calcular el momento de arranque, a partir del momento motor y del momento de inercia. El momento motor es el momento útil en la rueda, el momento de arranque lo da el fabricante, y se busca el momento de inercia.

$$M_a = \left[\frac{M_m + M_i}{\eta} \right]$$

$$M_i = (M_a * \eta) - M_m = (24.16 * 0.9) - 11.07 = 10.674 \text{ Nm}$$

Con el momento de inercia ya obtenido, y la inercia se puede calcular la aceleración angular.

$$M_i = I_t * \alpha \quad \alpha = \frac{M_i}{I_t} = \frac{10.674}{0.103} = 103.24 \text{ rad/s}^2$$

Y con esta aceleración calcular el tiempo de arranque, que tiene que ser inferior a 40 segundos para que sea correcto.

$$t_{arranque} = \frac{\omega_m}{\alpha} = \frac{72.78}{103.24} = 0.70 \text{ s}$$

El motor es correcto ya que consigue arrancar antes del tiempo máximo que es un $t_{max}=40\text{s}$.



7.2.7 Rodamientos

Se va a proceder al cálculo de los rodamientos necesarios en los apoyos de los ejes. Para ellos se va estimar una vida mínima de 6300 horas de funcionamiento. También se ha buscado una empresa de rodamientos, en este caso SKF ya que dispone de un gran catálogo online para la consulta de ello. Todas las características de los rodamientos se encuentran en el apartado 10 del anexo III.

Para el cálculo se tomarán los valores de las reacciones en los ejes, ya que es en los apoyos donde se colocarían estos.

- Rodamiento en A

Este rodamiento soporta tanto fuerzas axiales como fuerzas radiales. Se buscará en primer lugar un rodamiento de rígido de una hilera de bolas puede cumplir con las especificaciones, ya que estos rodamientos son los más comunes y por tanto la solución más económica.

$$F_r = \sqrt{(R_{ay})^2 + (R_{az})^2} = \sqrt{206.87^2 + 562.25^2} = 599.1 \text{ N}$$

$$F_a = R_{ax} = 180.78 \text{ N}$$

Para calcular el rodamiento se necesita calcular la carga equivalente P.

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Los valores de X e Y se encuentran en tablas del apartado 3 del anexo IV, y para ello se necesita calcular

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{180.78}{599.1} = 0.30$$

Para una primera estimación con ese valor, los valores de

$$X = 1 \quad Y = 0 \quad P = 1 * 599.1 + 0 * 180.78 = 599.1 \text{ N}$$

Ahora hay que introducir el valor de la duración del rodamiento, a partir de las revoluciones del eje y sus horas de duración

$$L = \frac{H * n_a * 60}{10^6} = \frac{6300 * 750 * 60}{10^6} = 283.5 \text{ millones de vueltas}$$

Para seleccionar el rodamiento se busca un rodamiento con capacidad de carga(C) igual o superior a la calculada

$$C = \sqrt[3]{L * P} = \sqrt[3]{283.5 * 599.1} = 3935.65 \text{ N} = 3.9 \text{ kN}$$

En el catálogo se encuentra un rodamiento de bolas con una capacidad de carga parecida, que es en este caso el rodamiento 61902 con C=4.36 kN y C0=2.24 kN. Por tanto ahora habrá que comprobar la capacidad estática del rodamiento.

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{180.78}{2240} = 0.080$$

Si $\frac{F_a}{C_0}$ es mayor que 0.276, habría que recalcular la carga equivalente ya que cambiarían los valores de X e Y. En este caso, sería

$$X = 0.56 \quad Y = 1.56 \quad P = 0.56 * 599.1 + 1.56 * 180.78 = 617.51 \text{ N}$$

Por tanto ahora

$$C = \sqrt[3]{L} * P = \sqrt[3]{283.5} * 617.51 = 4056.62 \text{ N} = 4.1 \text{ kN}$$

Por tanto el rodamiento seleccionado sería válido

- Rodamiento en B

Este rodamiento soporta solamente fuerzas axiales. Se buscará en primer lugar un rodamiento de rígido de una hilera de bolas puede cumplir con las especificaciones, ya que estos rodamientos son los más comunes y por tanto la solución más económica.

$$F_r = \sqrt{(R_{by})^2 + (R_{bz})^2} = \sqrt{47.36^2 + 112.45^2} = 122.02 \text{ N}$$

Para calcular el rodamiento se necesita calcular la carga equivalente P.

$$P = F_r$$

Ahora hay que introducir el valor de la duración del rodamiento, a partir de las revoluciones del eje y sus horas de duración

$$L = \frac{H * n_a * 60}{10^6} = \frac{6300 * 750 * 60}{10^6} = 283.5 \text{ millones de vueltas}$$

Para seleccionar el rodamiento se busca un rodamiento con capacidad de carga(C) igual o superior a la calculada

$$C = \sqrt[3]{L} * P = \sqrt[3]{283.5} * 122.02 = 801.56 \text{ N} = 0.8 \text{ kN}$$

En el catálogo se encuentra un rodamiento de bolas con capacidad de carga superior, en este caso es el rodamiento rígido de una hilera de bolas W61802, con un C=1.65 kN

- Rodamiento en C

Este rodamiento soporta tanto fuerzas axiales como fuerzas radiales. Se buscará en primer lugar un rodamiento de rígido de una hilera de bolas puede cumplir con las especificaciones, ya que estos rodamientos son los más comunes y por tanto la solución más económica.

$$F_r = \sqrt{(R_{cy})^2 + (R_{cz})^2} = \sqrt{75.65^2 + 1606.8^2} = 1608.58 \text{ N}$$

$$F_a = R_{cx} = 1330.7 \text{ N}$$

Para calcular el rodamiento se necesita calcular la carga equivalente P.

$$P = X * F_R + Y * F_a$$

Los valores de X e Y se encuentran en tablas del apartado 3 del anexo IV, y para ello se necesita calcular

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1196.4}{1608.58} = 0.74$$

Para una primera estimación con ese valor, los valores de

$$X = 0.56 \quad Y = 1 \quad P = 0.56 * 1196.4 + 1 * 1608.58 = 2278.56 \text{ N}$$

Ahora hay que introducir el valor de la duración del rodamiento, a partir de las revoluciones del eje y sus horas de duración

$$L = \frac{H * n_a * 60}{10^6} = \frac{6300 * 75 * 60}{10^6} = 28.35 \text{ millones de vueltas}$$

Para seleccionar el rodamiento se busca un rodamiento con capacidad de carga(C) igual o superior a la calculada

$$C = \sqrt[3]{L * P} = \sqrt[3]{28.35 * 2278.56} = 6947.76 \text{ N} = 6.95 \text{ kN}$$

En el catálogo se encuentra un rodamiento rígido de una hilera de bolas que cumple, es el 61905 con un C=7.02 y C0=4.3 kN

- Rodamiento en D

Este rodamiento soporta solamente fuerzas axiales. Se buscará en primer lugar un rodamiento de rígido de una hilera de bolas puede cumplir con las especificaciones, ya que estos rodamientos son los más comunes y por tanto la solución más económica.

$$F_r = \sqrt{(R_{dy})^2 + (R_{dz})^2} = \sqrt{1125.3^2 + 2986.3^2} = 4526.73 \text{ N}$$

Para calcular el rodamiento necesitamos calcular la carga equivalente P.

$$P = F_R$$

Ahora hay que introducir el valor de la duración del rodamiento, a partir de las revoluciones del eje y sus horas de duración

$$L = \frac{H * n_a * 60}{10^6} = \frac{6300 * 75 * 60}{10^6} = 28.35 \text{ millones de vueltas}$$

Para seleccionar el rodamiento se busca un rodamiento con capacidad de carga(C) igual o superior a la calculada

$$C = \sqrt[3]{L * P} = \sqrt[3]{28.35 * 4526.73} = 13802.86 \text{ N} = 13.8 \text{ kN}$$

En el catálogo se encuentra un rodamiento de bolas con capacidad de carga superior, es el rodamiento 6205 con C=14.8 kN

- Rodamiento en E

Este rodamiento soporta tanto fuerzas axiales como fuerzas radiales. Se buscará en primer lugar un rodamiento de rígido de una hilera de bolas puede cumplir con las especificaciones, ya que estos rodamientos son los más comunes y por tanto la solución más económica.

$$F_r = \sqrt{(R_{ey})^2 + (R_{ez})^2} = \sqrt{913.65^2 + 1916.7^2} = 2123.32 \text{ N}$$

$$F_a = R_{ex} = 1377.2 \text{ N}$$

Para calcular el rodamiento se necesita calcular la carga equivalente P.

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Los valores de X e Y se encuentran en tablas, y para ello se necesita calcular

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1377.2}{2123.32} = 0.65$$

Para una primera estimación con ese valor, los valores de

$$X = 0.56 \quad Y = 1 \quad P = 0.56 * 2123.32 + 1 * 1377.2 = 2566.26 \text{ N}$$

Ahora hay que introducir el valor de la duración del rodamiento, a partir de las revoluciones del eje y sus horas de duración

$$L = \frac{H * n_a * 60}{10^6} = \frac{6300 * 10 * 60}{10^6} = 3.78 \text{ millones de vueltas}$$

Para seleccionar el rodamiento se busca un rodamiento con capacidad de carga(C) igual o superior a la calculada

$$C = \sqrt[3]{L * P} = \sqrt[3]{3.78 * 2566.26} = 3997.59 \text{ N} = 4 \text{ kN}$$

En el catálogo se encuentra un rodamiento de bolas alta capacidad de carga, que es el rodamiento W61907 de C=9.36 kN

- Rodamiento en F

Este rodamiento soporta solamente fuerzas axiales. Se buscará en primer lugar un rodamiento de rígido de una hilera de bolas puede cumplir con las especificaciones, ya que estos rodamientos son los más comunes y por tanto la solución más económica.

$$F_r = \sqrt{(R_{fy})^2 + (R_{fz})^2} = \sqrt{1916.7^2 + 556.55^2} = 1995.87 \text{ N}$$

Para calcular el rodamiento se necesita calcular la carga equivalente P.

$$P = F_R$$

Ahora hay que introducir el valor de la duración del rodamiento, a partir de las revoluciones del eje y sus horas de duración

$$L = \frac{H * n_a * 60}{10^6} = \frac{6300 * 10 * 60}{10^6} = 3.78 \text{ millones de vueltas}$$

Para seleccionar el rodamiento se buscará un rodamiento con capacidad de carga(C) igual o superior a la calculada

$$C = \sqrt[3]{L} * P = \sqrt[3]{3.78} * 1955.87 = 3109.06N = 3.1 kN$$

En el catálogo se encuentra un rodamiento de bolas con capacidad de carga superior, que es el rodamiento W61907 de C=9.36 kN.

7.3 Cálculo del freno

Se necesita un freno para poder frenar todo el conjunto. Este sistema de seguridad es esencial para poder detener la carga, y el correcto uso del aparato. Se exige que el freno debe frenar todo el conjunto en un tiempo máximo de 0.5 segundos.

Para el freno se usará un freno electrohidráulico de zapata externa comercial. Este freno es necesario que este activo aun cuando no esté en uso, por ello se buscará un freno que actué aun cuando no haya energía disponible.

Para calcular el freno se usará las ecuaciones de la energía. Para el freno se ha seleccionado un freno comercial en este caso de la empresa Antec. Y el freno se ha seleccionado el que sigue la norma DIN 15435. El catálogo completo se encuentra en el apartado 6 del anexo III.

$$W_{freno} = \sum E_c + \sum E_p$$

$$W_{freno} = T_{fren} * \theta_{frenado}$$

Por tanto habrá que calcular todos los aportes de energía cinética y potencial, además del ángulo girado por el freno en el tiempo de frenado. El cálculo de inercias se puede ver en el apartado del anexo II

$$\sum E_c = \left(\frac{1}{2} * I_a * n_a^2 \right) + \left(\frac{1}{2} * I_b * n_b^2 \right) + \left(\frac{1}{2} * I_c * n_c^2 \right) + \left(\frac{1}{2} * m * v^2 \right)$$

Los datos para el cálculo se muestran en la tabla 76.

Tabla 76

Eje	N(rad/s)	I(Kgm ²)
A	78.54	46.85*10 ⁻⁶
B	7.854	51.96*10 ⁻³
C	1.05	15.90

Los datos del peso se pueden ver como se toman del apartado 7.1 más la suma de los dos reductores calculados en el apartado 5.7 del anexo II. Los datos que se van a usar se tienen en la tabla 77.

Tabla 77

Carga	Masa (kg)	Velocidad (m/s)
	57857.58	0.34

Por tanto la suma de energía cinética es de:

$$\sum E_c = \left(\frac{1}{2} * 46.85 * 10^{-6} * 78.54^2 \right) + \left(\frac{1}{2} * 51.96 * 10^{-3} * 7.854^2 \right) + \left(\frac{1}{2} * 15.90 * 1.05^2 \right) + \left(\frac{1}{2} * 57857.58 * 0.34^2 \right) = 3354.68 J$$

Y la suma de energía potencial es 0, debido a que no hay movimiento vertical.

$$\sum E_p = mgh = 57857.58 * 9.81 * 0 = 0 J$$

Ahora se necesita calcular el ángulo girado por el freno en el tiempo de frenado máximo.

$$t_f = 0.5s \quad \omega_f = \omega_0 + \alpha t \quad \theta_f = \theta_0 + \omega_0 t + \frac{1}{2} \alpha t^2$$

$$\text{Se obtiene } \alpha = -157 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad \theta_f = 19.65 \text{ rad}$$

$$W_{freno} = 3429.7 J$$

Una vez se tiene el ángulo de frenado, y con la energía necesaria se puede calcular el par de frenado mínimo.

$$T_{freno} = \frac{W_{freno}}{\theta_f} = \frac{3354.68}{19.65} = 170.62 Nm$$

Se ha buscado en el catálogo de frenos, y el seleccionado se puede ver el catálogo en el anexo III. Los datos más representativos se tienen en la tabla 78.

Tabla 78

Tipo de freno	NDT 200 I 356
Par de frenado mínimo (Nm)	178
Par de frenado máximo (Nm)	355
Peso (Kg)	20

7.4 Carril

Es necesario colocar un carril para que el carro pueda desplazarse. Este carril irá fijado en la estructura principal. El carril irá apoyado en tramos de 2000 mm. Se calculará para el caso más desfavorable, de que la carga apoye solamente sobre una de las ruedas en un carril. Existen carriles comerciales denominados Bubarch, pero si estos no pueden cumplir con las especificaciones, es posible usar un perfil comercial con un llantón encima.

El carril deberá cumplir dos condiciones: que la flecha mayor producida sea menor que la longitud apoyada partida de mil, y que el coeficiente de seguridad a fluencia sea mayor o igual que 3. El material elegido será el mismo que para toda la estructura, acero S450J0.

Para calcular la carga, se calculará el peso de la carga mayorada por el factor dinámico, como marca la norma UNE 58132-2.

El coeficiente dinámico debido a los movimientos de la carga y las inercias que la masa tiene al moverse. Este coeficiente ψ , se calcula

$$\psi = 1 + \xi v_l$$

Siendo $\xi = 0.6$ para puentes grúas y v_l la velocidad de subida en m/s. Este coeficiente siempre tiene que ser mayor o igual que 1.15 para tener seguridad. Se tiene un $v_l = 0.34 \text{ m/s}$

$$\psi = 1 + (0.6 * 0.34) = 1.204$$

$$\text{Peso de la carga} = Q * 1.15 = 25500 * 1.204 = 30702 \text{ Kg}$$

Y el peso propio será aumentado un 15%. El cálculo del peso propio es la suma de todos los pesos, ya calculados a lo largo de esta memoria.

$$\text{Peso propio} = Pp * 1.15 = 22447.77 * 1.15 = 25814.94 \text{ Kg}$$

La carga en cada rueda será

$$Q_r = \frac{\text{Peso de la carga}}{2} + \frac{\text{Peso propio}}{4} = \frac{30702}{2} + \frac{25814.94}{4} = 21804.74 \text{ Kg}$$

$$= 213.90 * 10^3 \text{ N}$$

El primer paso a cumplir es la flecha máxima:

$$f \leq \frac{L}{1000} \leq \frac{2000}{1000} \leq 2 \text{ mm}$$

Quedará una disposición como el de la figura 63, que la flecha máxima se producirá en el centro de la viga.

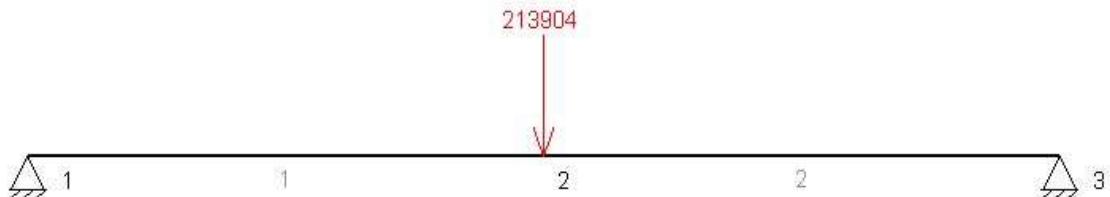


Fig.63-Diagrama de fuerzas

La flecha máxima se calculará como

$$f = \frac{Q * l^3}{48 * E * I_x}$$

De aquí se despejara la inercia mínima para cumplir con la flecha

$$I_x = \frac{Q * l^3}{48 * E * f} = \frac{213904 * 2000^3}{48 * 210 * 10^3 * 2} = 84.88 * 10^6 \text{ mm}^4$$

No se ha encontrado un carril tipo Burbach con tan alta inercia, por tanto se optara por un perfil IPE mas un llantón encima como la figura 63.

Se han seleccionado dos perfiles comerciales, cuyo prontuario se encuentran en el apartado 7 del anexo III. En este caso se ha seleccionado para un primer cálculo un viga HEB200 y un llantón de 75X50 mm. Los datos de ambos se presentan en las tablas 79 y 80.

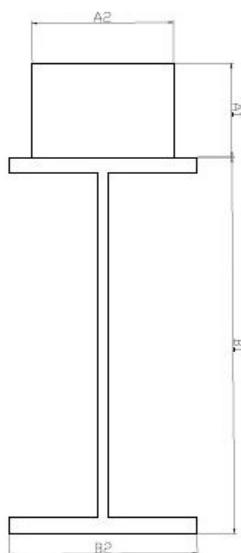


Fig.63-Esquema del carril

Tabla 79

Perfil	HEB 200
Área (mm ²)	7810
Inercia (mm ⁴)	56.96*10 ⁶
Centro de gravedad respecto de la base (mm)	100

Tabla 80

Perfil	Rectangular 75X50
Área (mm ²)	3750
Inercia (mm ⁴)	781.25*10 ³
Centro de gravedad respecto de la base (mm)	225

El primer cálculo es el del centro de gravedad conjunto

$$c.d.g = \frac{(c.d.g_1 * A_1) + (c.d.g_2 * A_2)}{A_1 + A_2} = \frac{(100 * 7810) + (225 * 3750)}{7810 + 3750} = 140.55 \text{ mm}$$

Una vez calculado el c.d.g conjunto, se procede a calcular el momento de inercia conjunto aplicando el teorema de Steiner

$$\begin{aligned} I &= (I_1 + (A_1 * c.d.g_1^2)) + (I_2 + (A_2 * c.d.g_2^2)) \\ &= (56.96 * 10^6 + (7810 * 40.55^2)) \\ &\quad + (781.25 * 10^3 + (3750 * 84.55^2)) = 97.39 * 10^6 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Por tanto cumple que la inercia es mayor que la mínima. Ahora el siguiente paso es calcular la resistencia del carril. Supondremos el carril biajado cada 2000 mm y la carga centrada en el medio. Por tanto quedará una disposición como la de la figura 55

Habrá que calcular las reacciones en ambos apoyos, para poder calcular los diagramas de esfuerzos.

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 & R_1 + R_2 &= Q \\ \sum M_2 &= 0 & - (R_1 * l) + \left(Q * \frac{l}{2} \right) &= 0 \\ R_1 &= 106950 \text{ N} & R_2 &= 106950 \text{ N} \end{aligned}$$

Se calculan los diagramas de esfuerzos, que se muestran en las figuras 64 y 65.

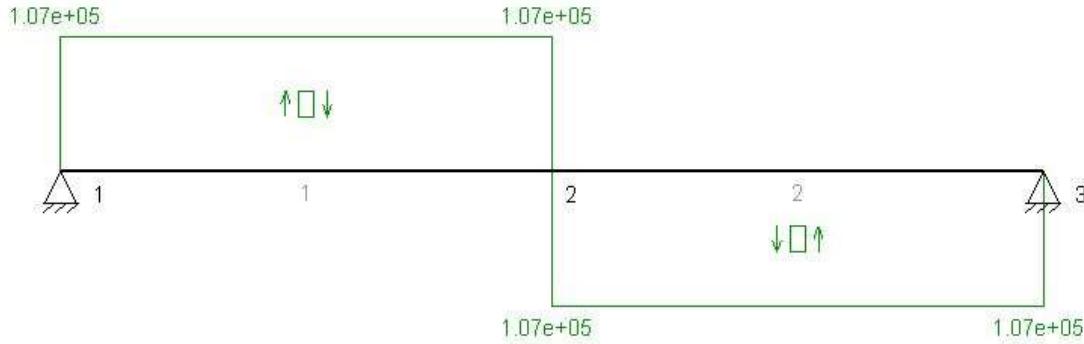


Fig.64-Diagrama de cortantes

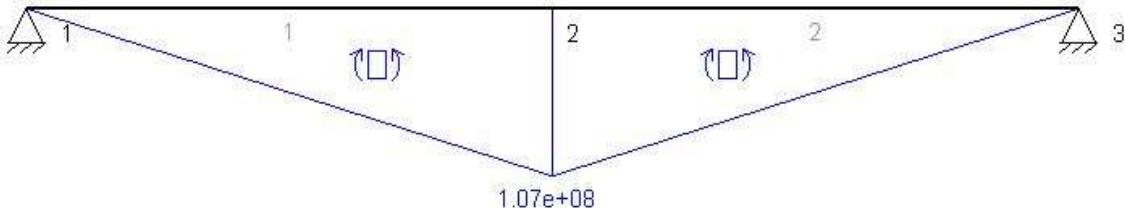


Fig.65-Diagrama de flectores

El peor esfuerzo se produce en el centro de la viga, es ahí donde se calculará el coeficiente de seguridad que tiene que ser mayor o igual a 3.

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{max}}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

$$\sigma = \frac{M_x}{Wf}$$

Para ello se calculará el momento resistente a partir de la inercia ya calculada y el centro de gravedad anteriormente calculado

$$Wf = \frac{I}{y_{max}} = \frac{97.3 * 10^6}{140.55} = 692.92 * 10^3 \text{ mm}^3$$

Con el momento resistente ya calculado, se calculan las tensiones con el momento flector obtenido en el diagrama de esfuerzos de la figura 60.

$$\sigma = \frac{1.07 * 10^8}{692.92 * 10^3} = 154.42 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{154.42}{2} = 77.21 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{450}{2 * 77.21} = 2.92$$

Por lo tanto no es válido. Se probara viga HEB220 y un llanton de 75X50 mm. Los datos de ambos se presentan en la tablas 81 y 82.

Tabla 81

Perfil	HEB 220
Área (mm ²)	9100
Inercia (mm ⁴)	80.91*10 ⁶
Centro de gravedad respecto de la base (mm)	110

Tabla 82

Perfil	Rectangular 75X50
Área (mm ²)	3750
Inercia (mm ⁴)	781.25*10 ³
Centro de gravedad respecto de la base (mm)	245

Se procede de igual forma que con los dos perfiles anteriores, calculando el centro de gravedad conjunto respecto de la base del perfil IPE, y calculando la inercia conjunta. Obtinedo un $c.d.g = 145.75 \text{ mm}$ y una $I = 121.54 * 10^6 \text{ mm}^4$

Por tanto cumple que la inercia es mayor que la mínima necesaria. Ahora el siguiente paso es calcular a resistencia del carril.

Por tanto cumple que la inercia es mayor que la mínima. Ahora el siguiente paso es calcular a resistencia el carril.

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{max}}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

$$\sigma = \frac{M_x}{Wf}$$

Para ello es necesario calcular el momento resistente del perfil compuesto, usando la inercia mínima calculada y el centro de gravedad como y_{max} .

$$Wf = \frac{I}{y_{max}} = \frac{121.54 * 10^6}{145.75} = 833.91 * 10^3 \text{ mm}^3$$

Con el momento resistente ya calcualdo, se procede a calcular la tension. Para ello se extraer el valor máximo de momento de la figura 65. Con la tension normal se calcularia la tension tangencial, y a partir de ahí el coeficiente de seguridad del perfil.

$$\sigma = \frac{1.07 * 10^8}{833.91 * 10^3} = 128.31 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{128.31}{2} = 64.16 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{450}{2 * 64.16} = 3.51$$

Este perfil si que seria valido, cumple tanto con la flecha máxima como el coeficiente de seguridad.

8. Simulaciones Solidworks

Se va a realizar la modelización y simulación para comprobar el diseño y si es posible optimizarlo. El primer paso para la simulación será su diseño en Solidworks. Una vez realizadas todas las piezas se realizará un ensamblaje, y de ese ensamblaje se realizará la simulación con elementos finitos.

Se va a realizar la simulación de todas las partes estructurales, es decir:

- Estructura del carro
- Estructura general
- Carries interiores
- Carries exteriores

8.1 Estructura del carro

La siguiente piezas simular es la estructura del carro, que soporta el reductor del mecanismo de subida de la carga. Está formada por dos largueros de un perfil IPE 330, reforzados por dos travesaños rectangulares de 80x60x3.

Los perfiles extruidos en Solidworks son los de las figuras 66 y 67, los cuales serán usados para realizar el ensamblaje.

Y una vez todo esamblado el conjunto, quedaría como en la figura 68.Tambien se ha introducido en el esamblaje una chapa superior, aunque esta no este en el carro. Esta chapa se ha dispuesto a la hora de facilitar los posibles ensayos, que se van a realizar.

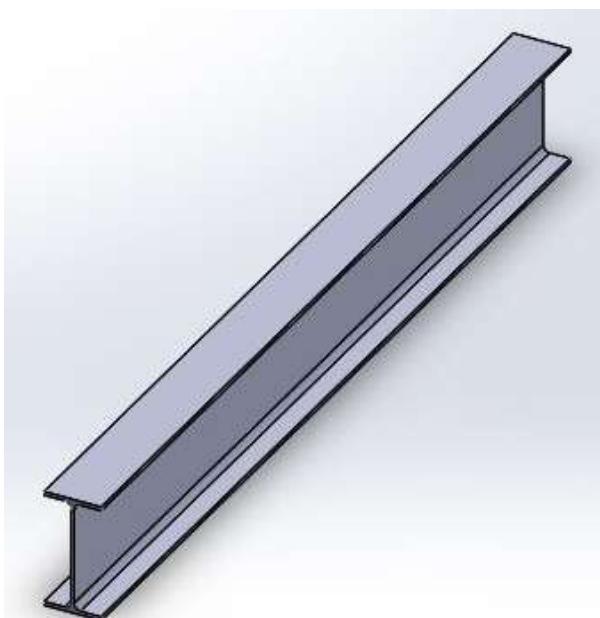


Fig.66-Viga IPE330

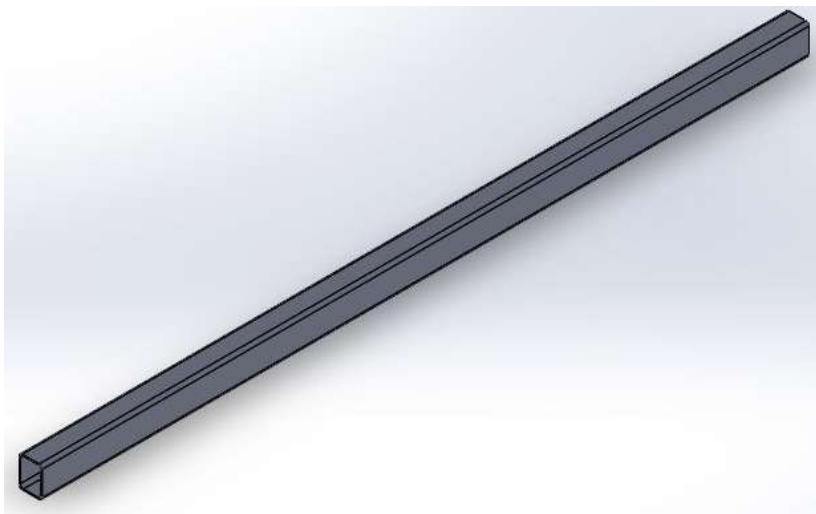


Fig.67-Perfil 80x60x3

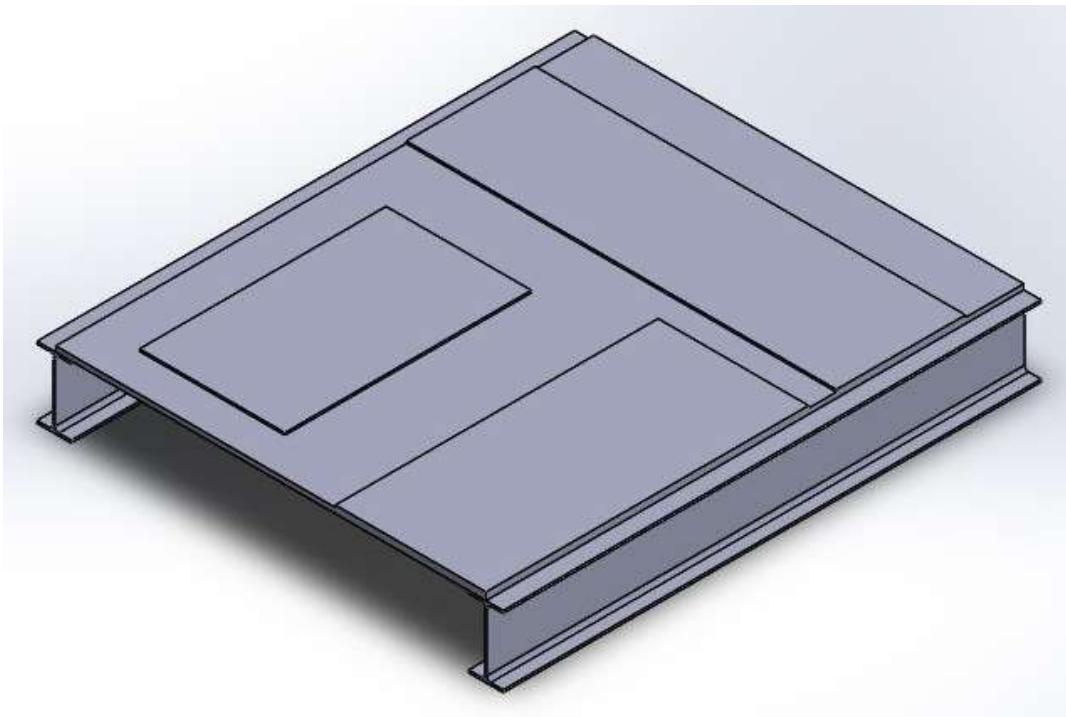


Fig.68-Estructura del carro

Se va a proceder a realizar las simulaciones, en este caso se han dispuestos 3 simulaciones: una primera donde se tienen las hipótesis de los cálculos analíticos; una segunda donde se distribuye toda la carga en la chapa superior; y una tercera donde se disponen los pesos tal cual los encontrariamos en el carro.

Se van a comprobar la rigidez, si las flechas producidas nos son excesivas. También se buscará posibles concentradores de tensiones, que no hayan sido contemplados en los cálculos analíticos. Y por último intentar optimizar el diseño.

Para los tres casos se ha definido el acero, ya que este no se econtraba en la lsita de materiles del programa. Las carateriticas definidas se pueden ver en la tabla 83.

Tabla 83.

Módulo elástico (MPa)	210000
Coeficiente de Poisson	0.3
Módulo cortante (MPa)	81000
Densidad de masa (Kg/m ³)	7800
Límite de tracción (MPa)	550
Límite elástico (MPa)	450

En el caso de las sujetaciones se ha supuesto fijo en la parte baja de los dos perfiles IPE para los tres casos. Se ha creado una malla basada en curvatura para los tres casos identicos, con un tamaño de elemento de 50 mm.

8.1.1 Caso 1

Para este caso se ha supuesto la carga Q, supuesta en el apartado 5.2.1.2, que es $Q=31950.42$ Kg, repartida entre los dos perfiles IPE. Y sobre un larguero se ha supuesto la masa distribuida sobre el travesaño, la masa es de 1450.27 kg.

Tras el análisis de tensiones, se observa que las mayores tensiones se dan en el larguero, especialmente en el rendondeo del perfil rectangular, y la union de este con el perfil IPE. Esto podia ser debido a los fallos que pudiera cometer el programa a la hora de realizar la union. Se puede observar en las figuras 69 y 70. LA tensiones se ecuentran entre 360.45 MPa y 0 MPa.

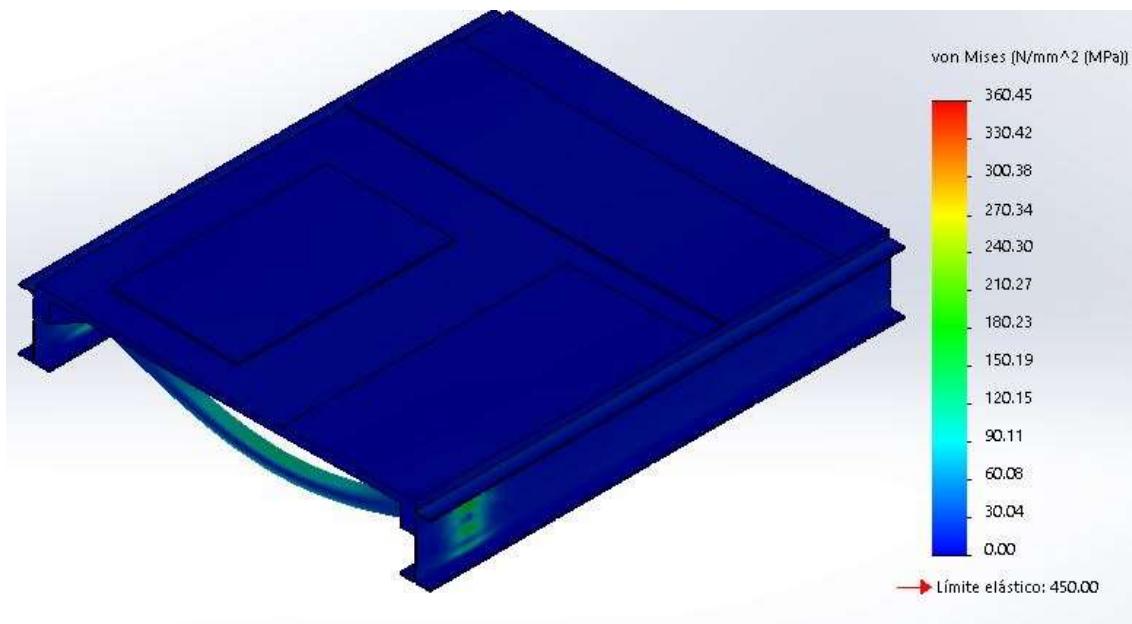


Fig.69-Visión general de tensiones del carro

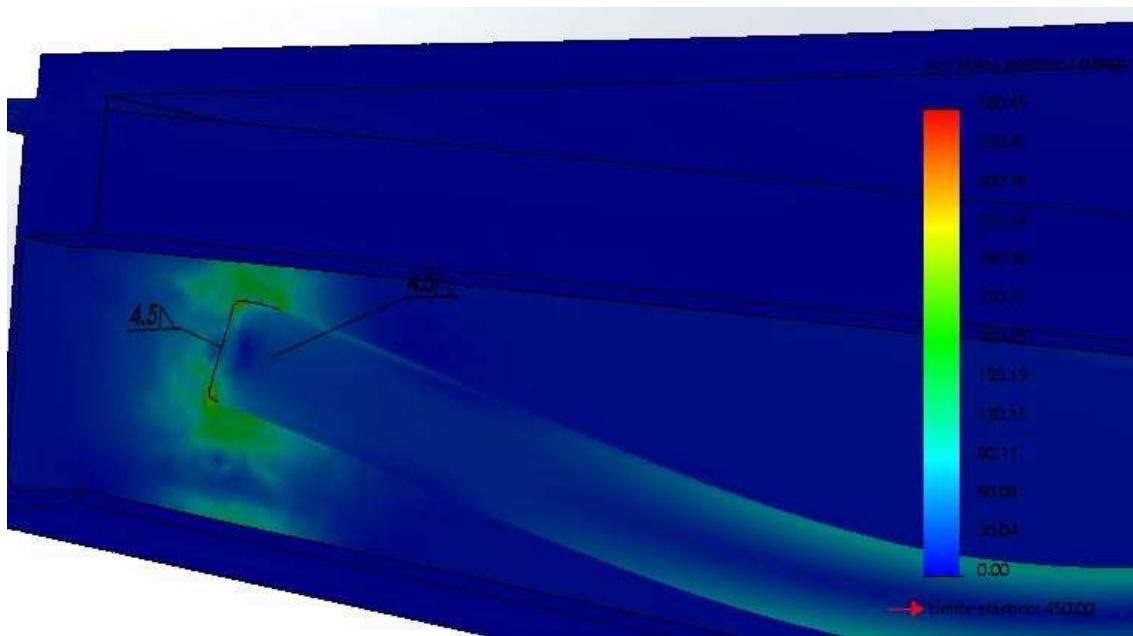


Fig.70-Unión entre el perfil IPE y el perfil rectangular

Se realiza el trazado del factor de seguridad, para comprobar que toda la estructura tiene un coeficiente de seguridad de tres. Para ello las zonas que no cumplen con esto estarian marcadas en rojo. Nos sucede al igual que con el análisis de tensiones, el modelo falla en las uniones entre el perfil cuadrado y el perfil IPE. Esto se puede observar en las figuras 71 y 72.

Factor de seguridad1

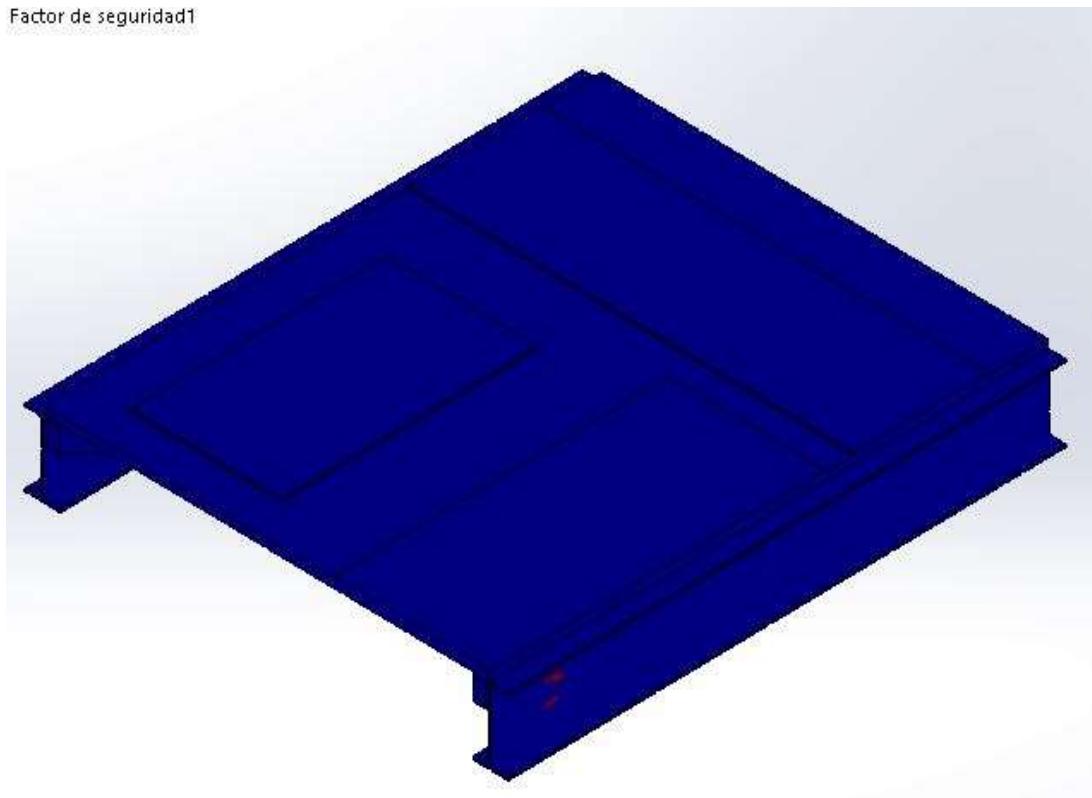


Fig.71-Análisis del coeficiente de seguridad general

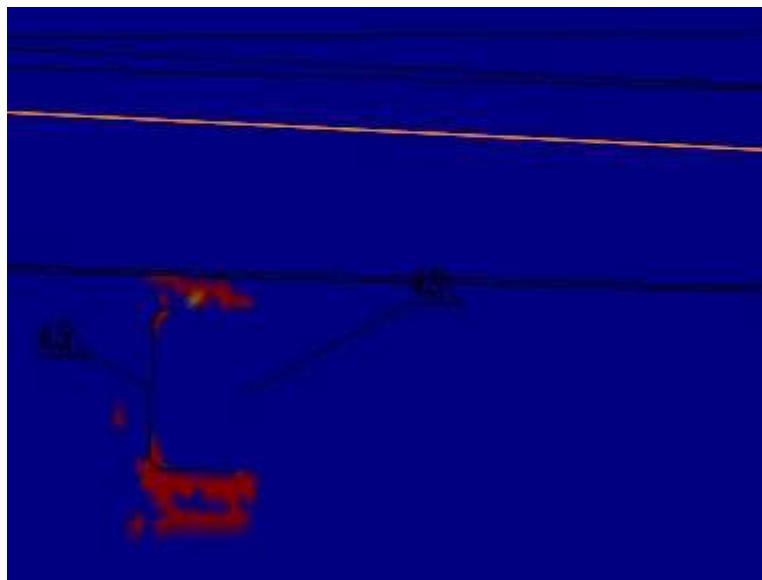


Fig.72-Coeficiente de seguridad en la unión

Y por último se comprobara las flechas producidas que no deben ser excesivas, en todas las piezas tiene que ser menor que su longitud partida de cien. Como se comprueba en la figura 73, la máxima flecha es de 5.14 mm, y se produce en el travesaño, que su máxima flecha permitida es de 20 mm.

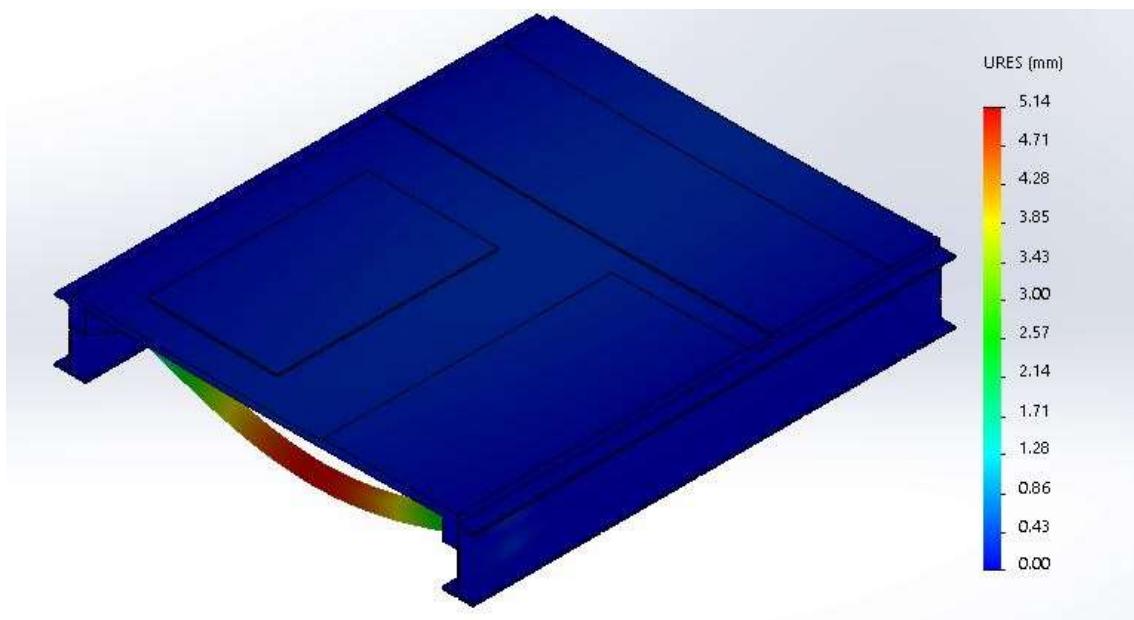


Fig.73-Desplazamiento en el carro.

8.1.2 Caso 2

Para este caso se ha supuesto la carga Q, supuesta en el apartado 5.2.1.2, que es $Q=31950.42 \text{ kg}$, y la masa del reductor de 1450.27 kg , sobre toda la chapa superior.

Tras el análisis de tensiones, se observa que las mayores tensiones se dan en los largueros, especialmente en el rendondeo del perfil. Esto podía ser debido al concentrador de tensión presente en él. Se puede observar en las figuras 74 y 75.

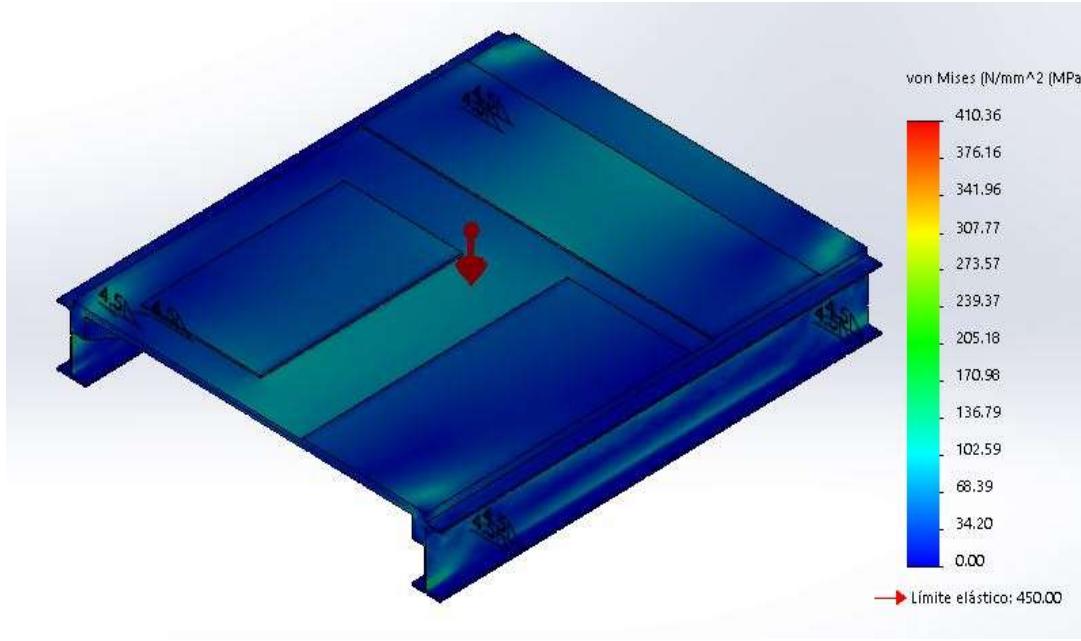


Fig.74-Tensiones

generales.

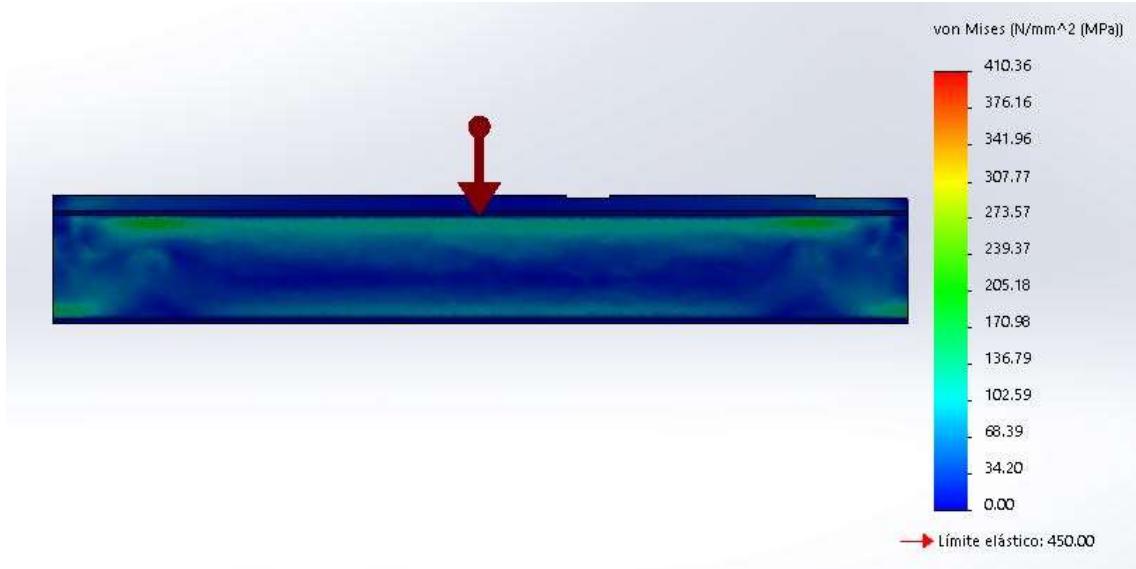


Fig.75-Tensiones en el larguero

La flecha máxima tanto en los largueros como en los travesaños y la chapa superior cumple con el requisitos de que sea menor que su longitud partido por cien. Todo esto se puede ver en la figura 75. El desplazamiento máximo que calcula es de 7.45 mm.

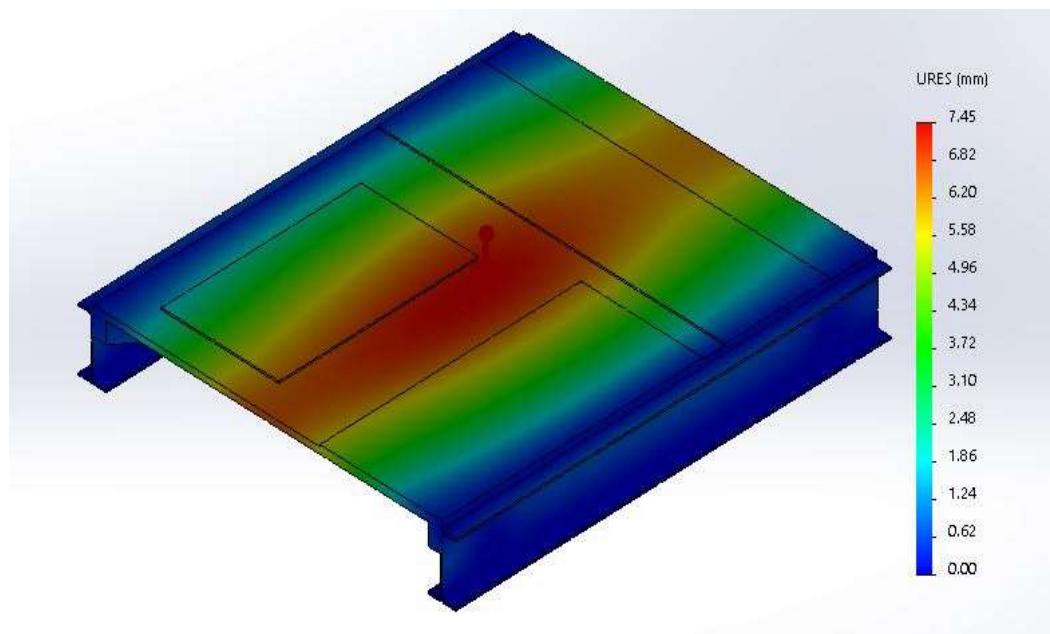


Fig.75-Desplazamientos

Y el ultimo el trazado seria el del factor de seguridad. Como sucedia con las tensiones, el fallo se produce en la zona de los extremos, ya que la zona marcada en rojo tiene un coeficiente de seguridad inferior a 3, pero esta zona es muy pequeña. Esto se puede ver en la figura 76.

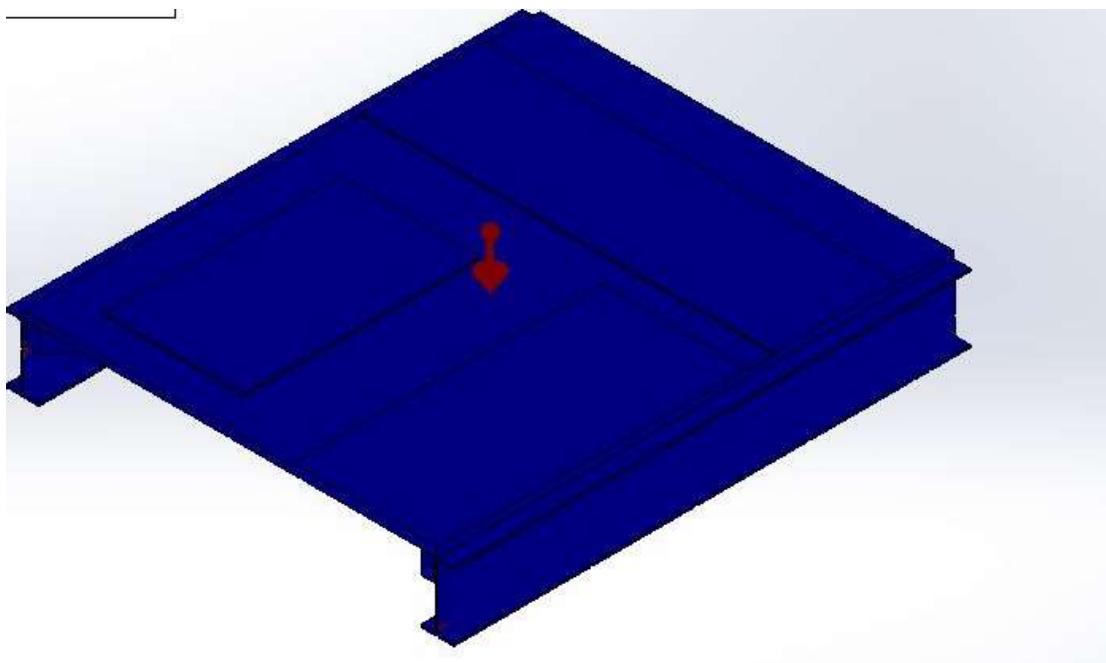


Fig.76- Trazado del factor de seguridad.

8.1.3 Caso 3

En este caso de cargas se distribuirán los pesos tal cual los encontrariamos en el reductor. Tres masas: la carga de servicio de 25000 kg, la masa del reductor de 1400 kg, y la masa del motor y el freno de 770 kg.

Tras el análisis de tensiones, se observa que las mayores tensiones se dan en el travesaños, especialmente en el rendondeo del perfil, igual que en el caso anterior. Esto podía ser debido al concentrador de tensión presente en el. Se puede observar en las figuras 77 y 78.

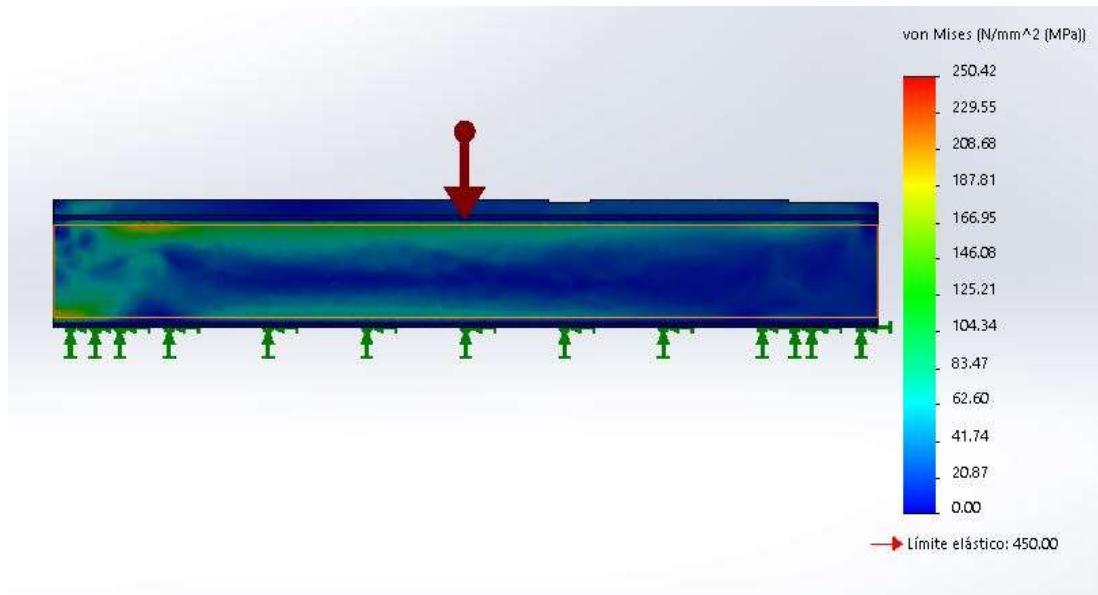


Fig.77-Tensiones en el larguero.

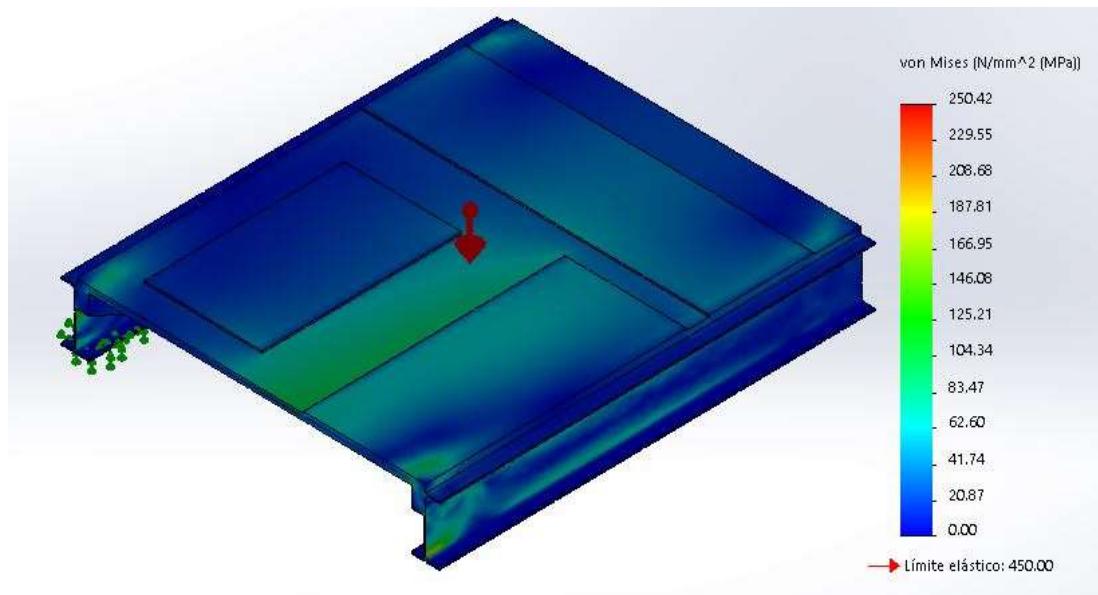


Fig.78- Tensiones generales.

La flecha máxima tanto en los largueros como en los travesaños, como en el chapa superior cumple con el requisito de que sea menor que su longitud partida por cien.

Ademas se observa que el mayor desplazamiento se produce en la zona donde se encuentra la carga de servicio. Una posible solución seria una chapa mas gruesa, aunque el desplazamiento tampoco es excesivo. Todo esto se puede ver en la figura 79.

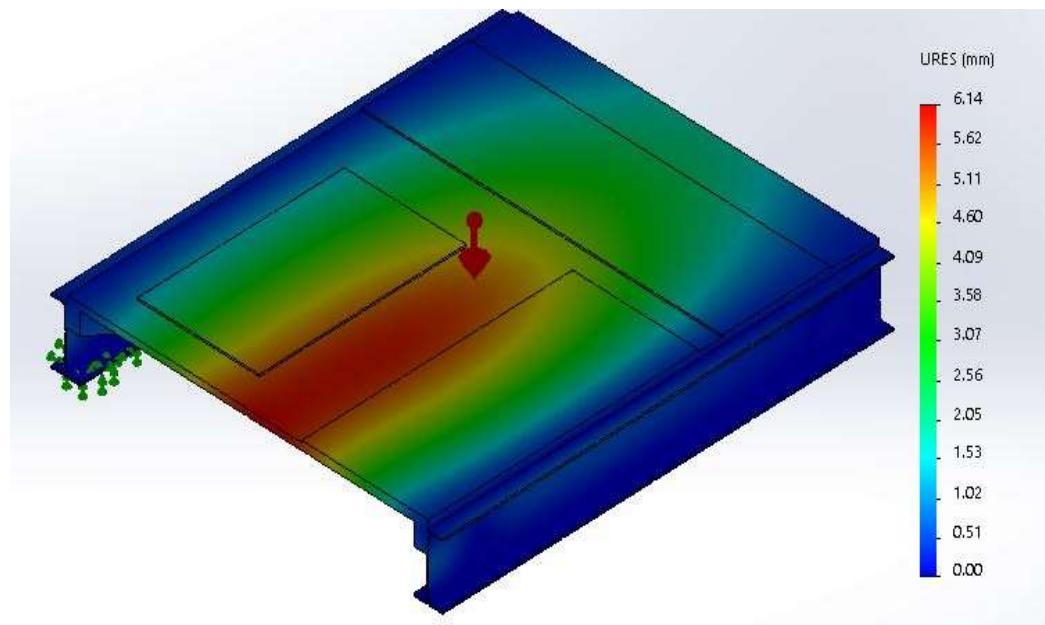


Fig.79-Deformaciones

Y el ultimo trazado seria el del factor de seguridad. Como sucedia con las tensiones, el fallo se produce en los redondeos del perfil en los extremos, ya que la zona marcada en rojo tiene un coeficiente de seguridad inferior a 3, aunque se ha reducido en comparación con el caso 2. Esto se puede ver en la figura 80.

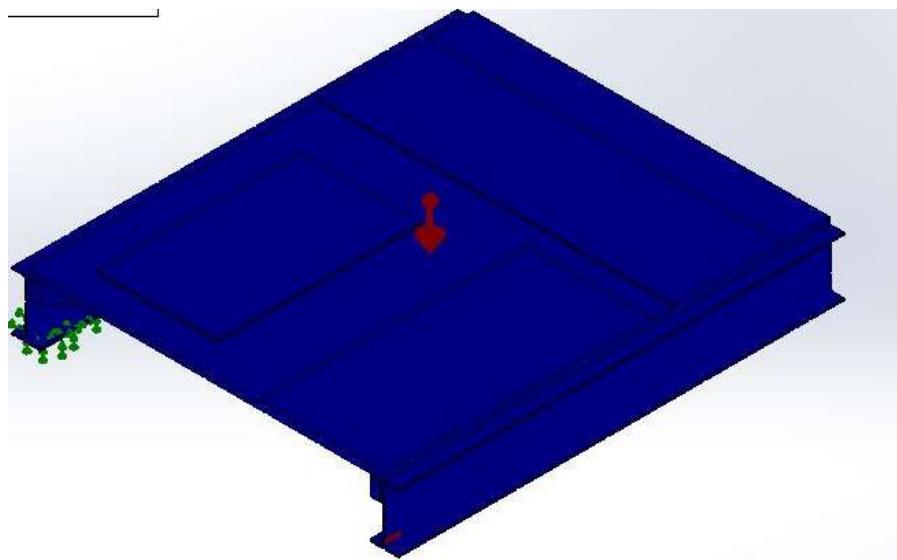


Fig.80 Trazado del factor de seguridad.

8.2 Estructura general

La siguiente pieza a simular es la estructura del carro, general. Está formada por dos perfiles rectangulares huecos de 325x280 y espesor de 72.5 mm, que se reparten a mitad la carga. Se asimulado solo uno de los perfiles, con las hipótesis de cálculo del apartado 6 de esta memoria.

El perfil extruido en Solidworks es el de la figura 81.



Fig.81-Perfil estructura general

Se va proceder a realizar las simulaciones, en este caso se ha dispuesto una fuerza vertical en el centro del perfil simulando la carga de servicio. Una fuerza horizontal también en el centro simulando la aceleración, y por ultimo el peso repartido del carro y todo sus componentes.

Se van a comprobar la rigidez, si las flechas producidas nos son excesivas. También se buscará posibles concentradores de tensiones, que no hayan sido contemplados en los cálculos analíticos. Y por último intentar optimizar el diseño.

Se ha usado el acero S450J0, que es el acero usado en el diseño. Las características definidas se pueden ver en la tabla 84.

Tabla 84

Módulo elástico (MPa)	210000
Coeficiente de Poisson	0.3
Módulo cortante (MPa)	81000
Densidad de masa (Kg/m ³)	7800
Límite de tracción (MPa)	550
Límite elástico (MPa)	450

En el caso de las sujeciones se ha supuesto en los dos extremos. Se ha creado una malla basada en curvatura para los tres casos identicos, con un tamaño de elemento de 100 mm.

Para calcular la estructura se ha usado la carga usada en el apartado 6 de esta memoria. Se ha usado una carga vertical $Q=282037.5$ N, una masas repartida de 6891.57 kg y un fuerza horizontal de 9255.18 N.

Pimero se analizarán las tensiones. En general tiene unas tensiones de entorno a unos 100 MPa, a excepción de las sujeciones que esta se incrementan. Puede ser debido al concentrador de tensiones en la esquina, o al fallo en la sujeción. Esto se puede ver en la figuras 81 y 82.

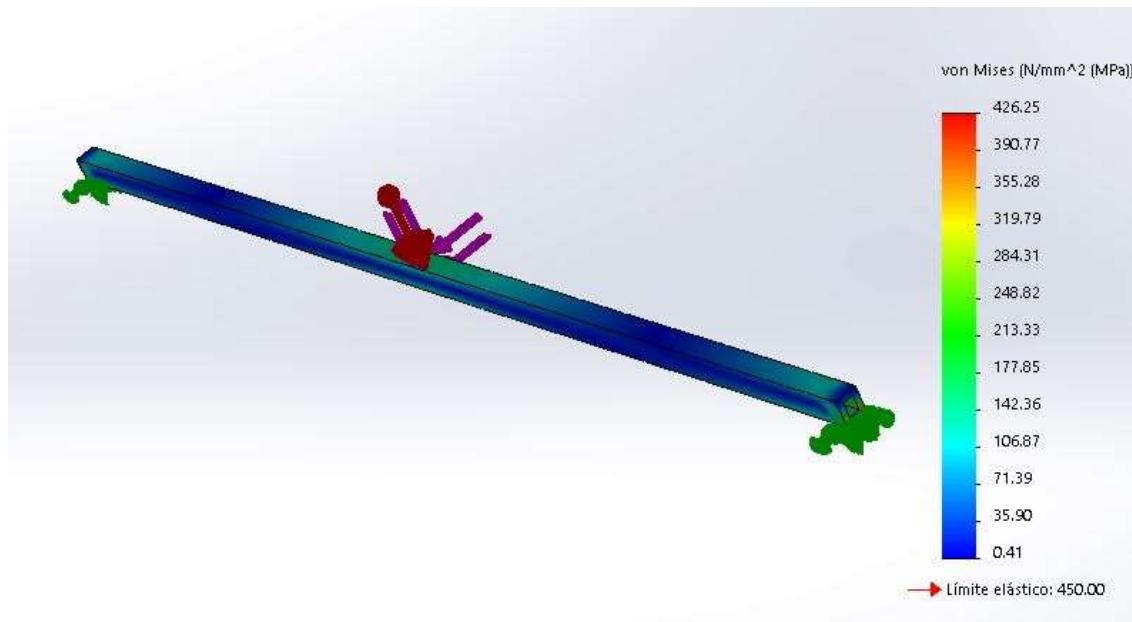


Fig.81-Análisis general estructura

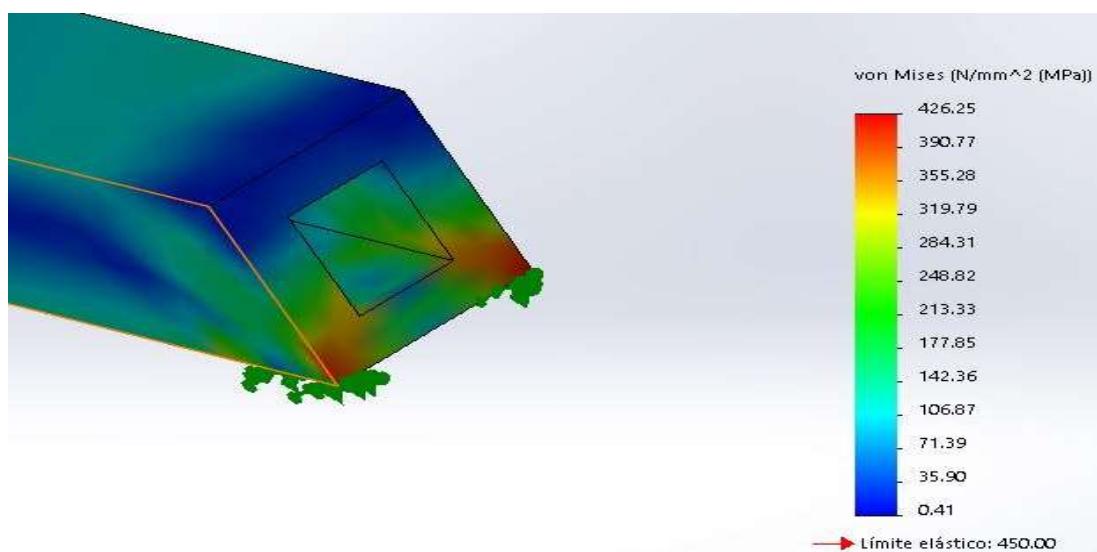


Fig.82-Análisis extremos.

La flecha máxima cumple con el requisito de que sea menor que su longitud partido por 250, en este caso 60 mm. La flecha máxima que calcula solidworks es de 46.93 mm, con lo que cumpliría con este requisito. Todo esto se puede ver en la figura 83.

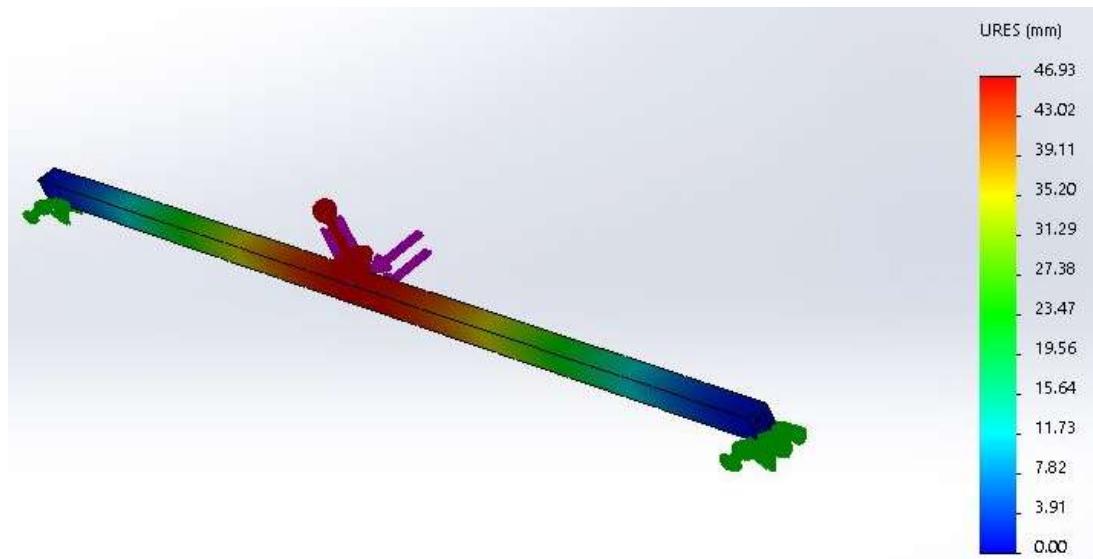


Fig.83-Flecha producida.

Y el ultimo trazado seria el del factor de seguridad. Como sucedia con las tensiones, el fallo se produce en los extremos en las sujetaciones y en las esquinas inferiores del perfil, ya que la zona marcada en rojo tiene un coeficiente de seguridad inferior a 3. Esto se puede ver en la figura 84.

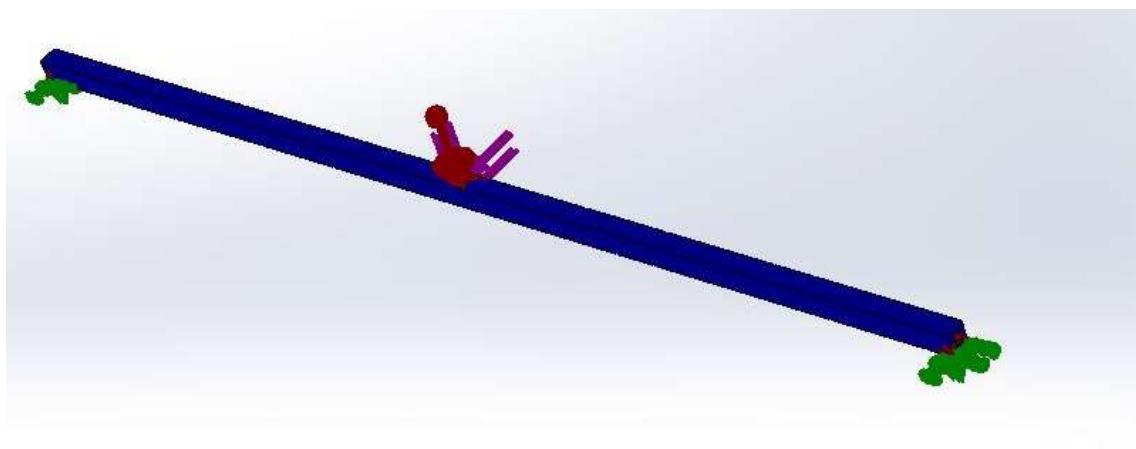


Fig.84- Factor de seguridad

8.3 Carril Interior

La siguiente pieza a simular es el carril interior. Este está formado por dos perfiles juntos, y en tramos de 1500. Está formado por un perfil IPE240 y un llantón de 75X50 mm. La pieza antes de simulación es como la de la figura 85.

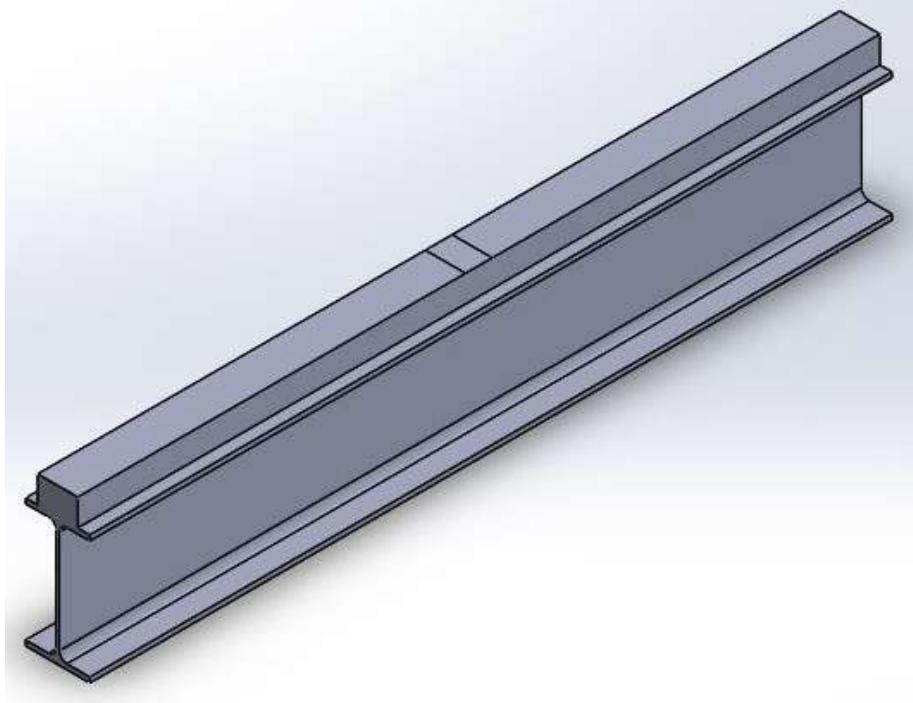


Fig.85- Carril interior

Se va proceder a realizar las simulaciones, en este caso se comprueban dos parámetros en la simulación: el primero es el coeficiente de seguridad ; y el segundo donde se comprueba la deformación en el centro del perfil es correcta.

Se ha definido el acero, ya que este no se encontraba en la lista de materiales del programa. Las características definidas se pueden ver en la tabla 85.

Tabla 85

Módulo elástico (MPa)	211000
Coeficiente de Poisson	0.28
Módulo cortante (MPa)	79000
Densidad de masa (Kg/m ³)	7850
Límite de tracción (MPa)	1000
Límite elástico (MPa)	700

En el caso de las sujeciones se ha supuesto fijo en la parte baja en dos zonas de los extremos. Se ha creado una malla basada en curvatura para los tres casos idénticos, con un tamaño de elemento de 15 mm.

Para este caso se ha supuesto la carga Q, supuesta en el apartado 5.3.4, que es $Q=153251.23$ N en el centro.

Se observa en la simulación, que las tensiones son correctas, ya que el valor esta en todo el carril entorno a los 80 MPa, como se puede observar en la figura 86.

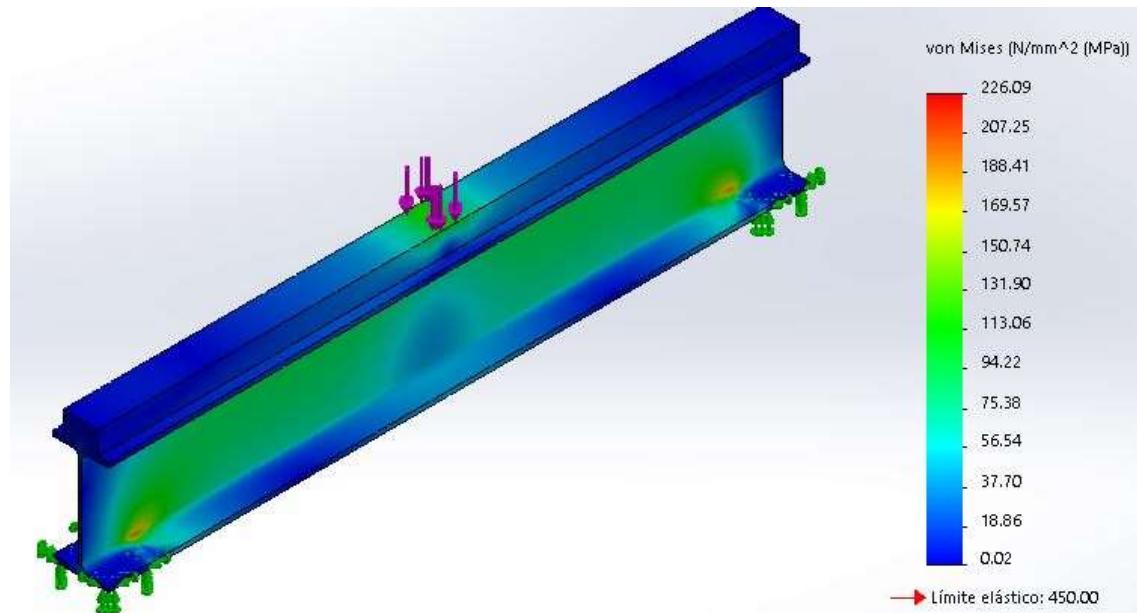


Fig.86-Tensiones generales

Tambien se comprueba que la flecha es menor que 1.5 mm, ya que según el análisis estático de Solidworks, el desplazamiento mayor es de 0.57 mm y se produce en el centro del carril como se puede observar en la figura 87.

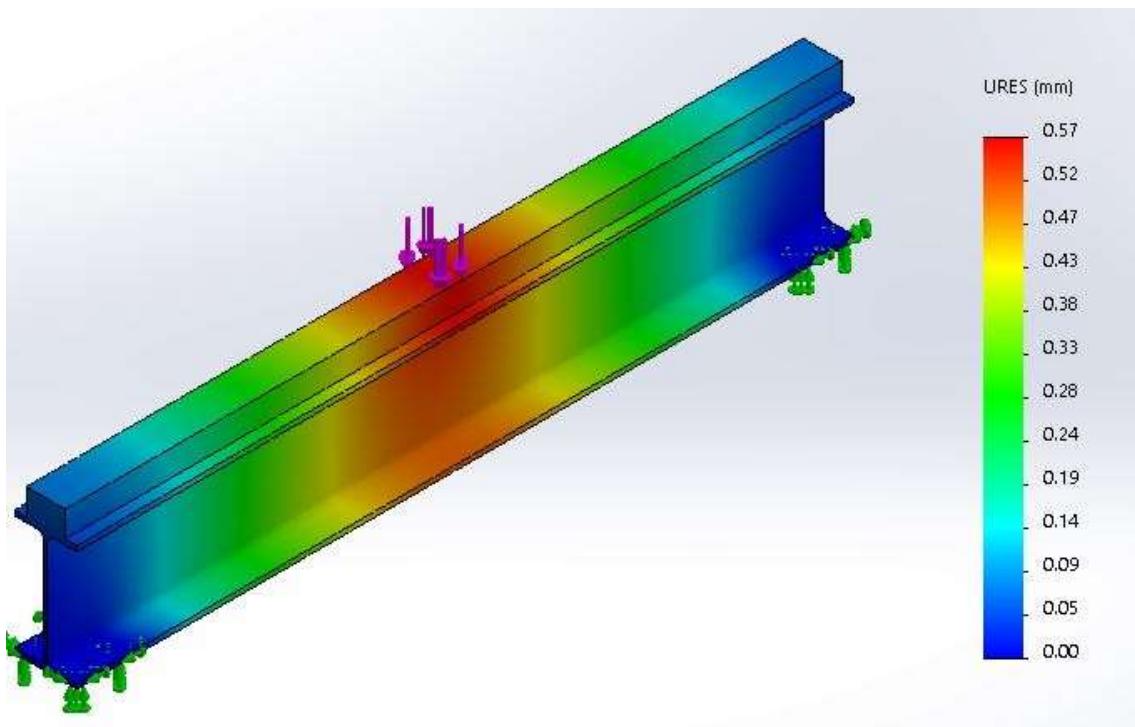


Fig.87 Análisis del desplazamiento

Y por ultimo se realiza el trazado del factor de seguridad, para comprobar que toda la estructura tiene un coeficiente de seguridad igual o mayor que tres en toda

la pieza. Se ve que toda la pieza presenta el color azul, indicativo de que el coeficiente es mayor que 3, como se observa en la figura 88.

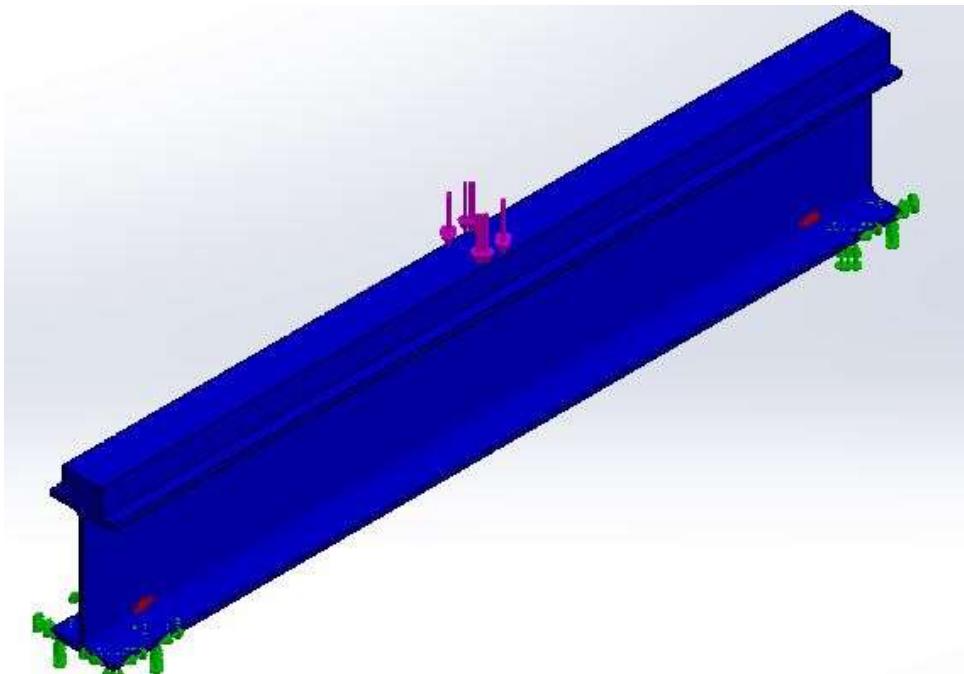


Fig.88 Análisis del coeficiente de seguridad

8.4 Carril Exterior

La última pieza a simular es el carril exterior. Este está formado por dos perfiles juntos, y en tramos de 2000. Está formado por un perfil HEB220 y un llantón de 75X50 mm. La pieza antes de la simulación es como la de la figura 89.

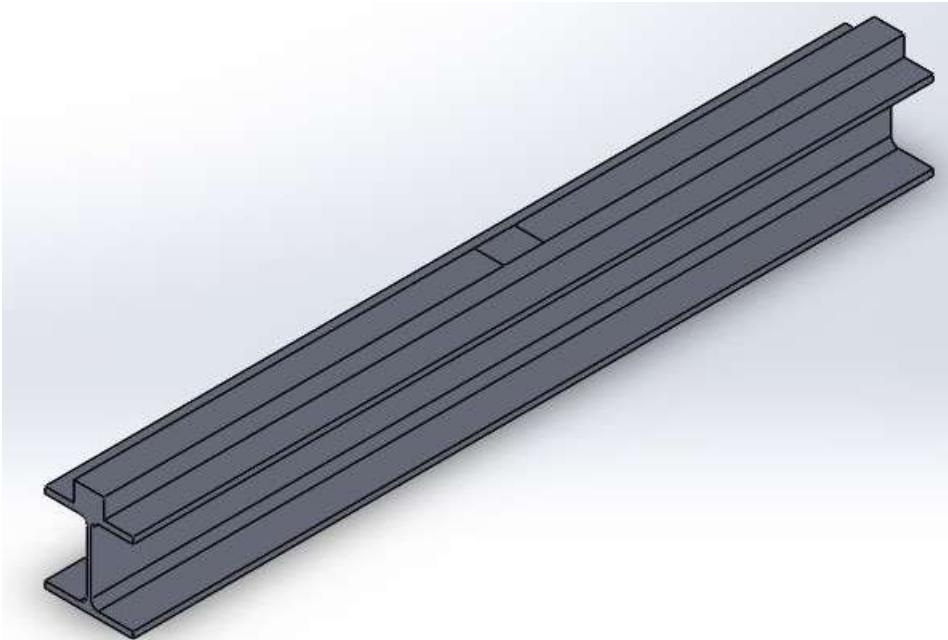


Fig.89- Carril exterior

Se va proceder a realizar las simulaciones, en este caso se comprueban dos parámetros en la simulación: el primero es el coeficiente de seguridad ; y el segundo donde se comprueba que la deformación en el centro del perfil es correcta.

Se ha definido el acero, ya que este no se encontraba en la lista de materiales del programa. Las características definidas se pueden ver en la tabla 86.

Tabla 86

Módulo elástico (MPa)	211000
Coeficiente de Poisson	0.28
Módulo cortante (MPa)	79000
Densidad de masa (Kg/m ³)	7850
Límite de tracción (MPa)	1000
Límite elástico (MPa)	700

En el caso de las sujeciones se ha supuesto fijo en la parte baja en dos zonas de los extremos. Se ha creado una malla basada en curvatura con un tamaño de elemento de 30 mm.

Para este caso se ha supuesto la carga Q, supuesta en el apartado 7.4, que es $Q=213904.5$ N en el centro.

Se observa en la simulación, que las tensiones son correctas, ya que el valor esta en todo el carril entorno a los 100 MPa, como se puede observar en la figura 90.

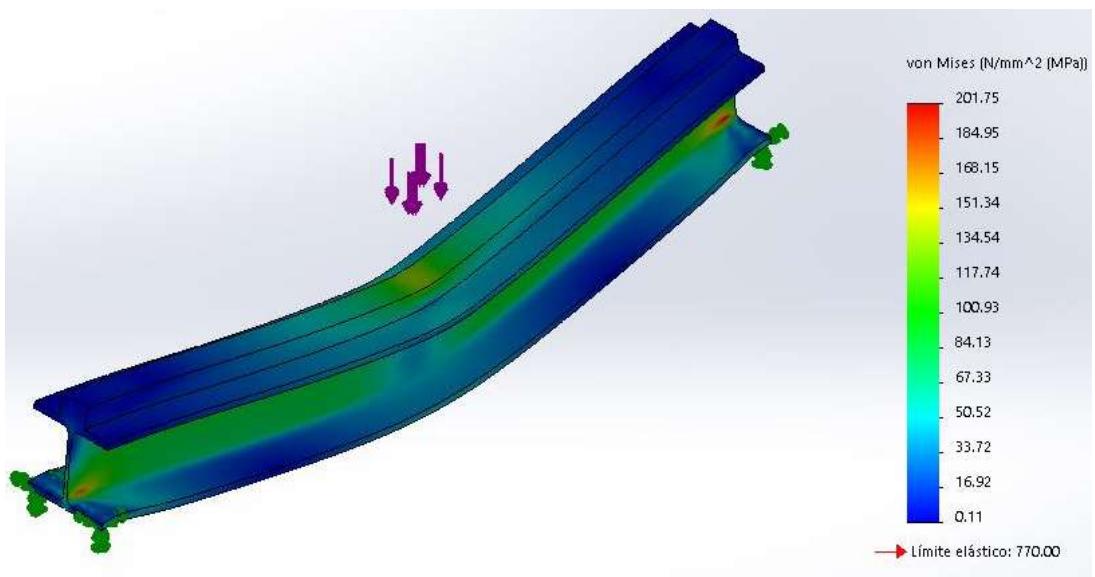


Fig.90-Análisis de tensiones

Tambien se comprueba que la flecha es menor que 2 mm, ya que según el análisis estático de Solidworks, el desplazamiento mayor es de 1.17 mm y se produce en el centro del carril como se puede observar en la figura 89.

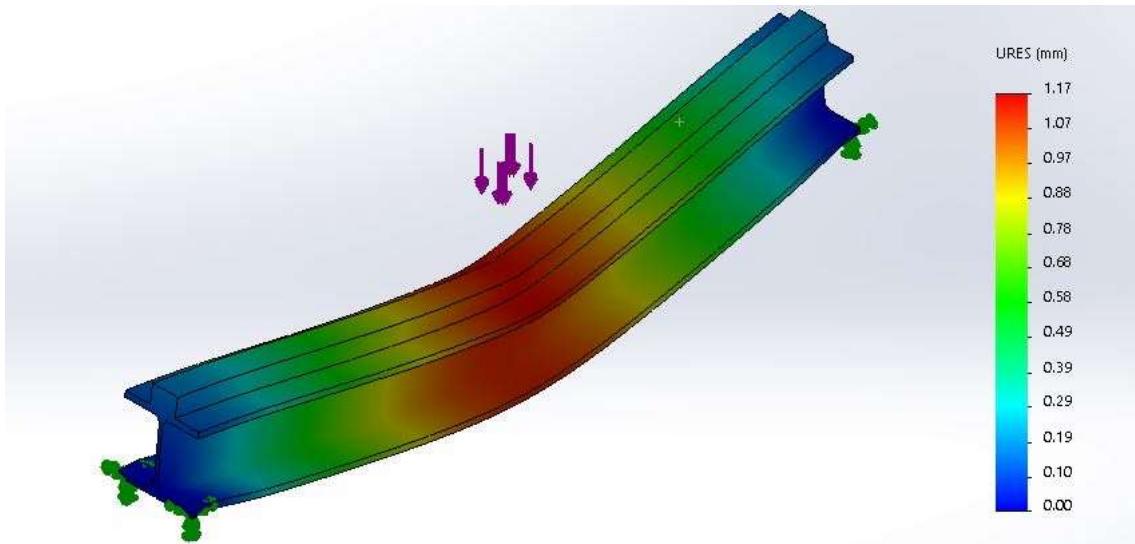


Fig.91- Análisis del desplazamiento

Y por ultimo se realiza el trazado del factor de seguridad, para comprobar que toda la estructura tiene un coeficiente de seguridad igual o mayor que tres en toda la pieza. Se ve que toda la pieza presenta el color azul, indicativo de que el coeficiente es mayor que 3, como se observa en la figura 90.

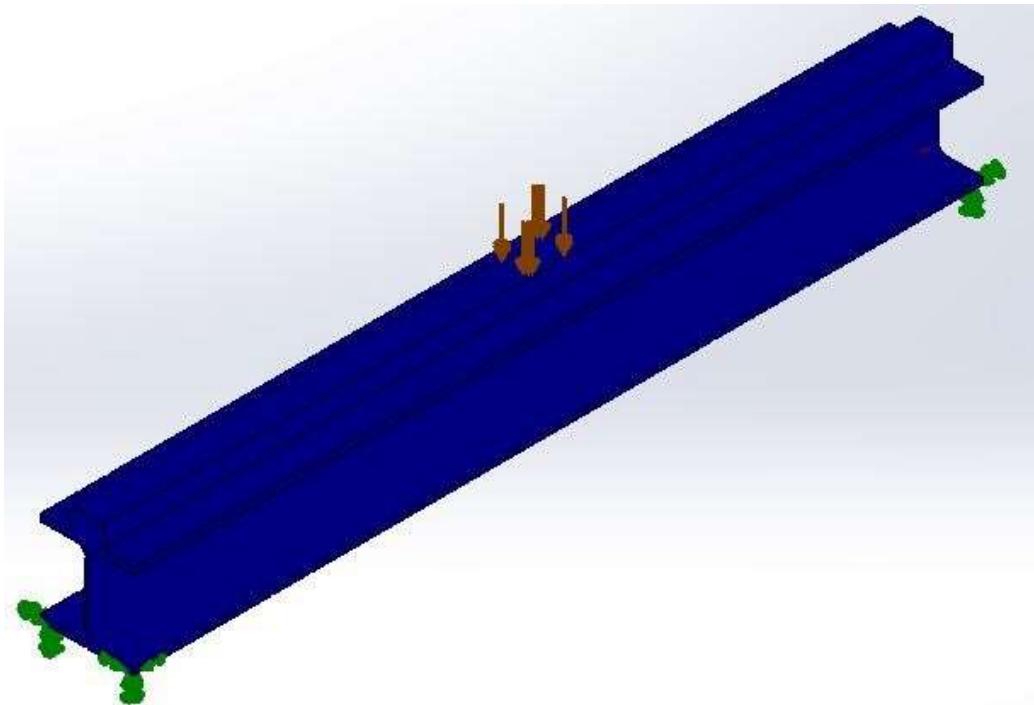


Fig.92- Análisis del coeficiente de seguridad.

9. Conclusiones

El objeto de este proyecto es la descripción, el cálculo de todos sus componentes y análisis de las partes principales de un puente grúa. Este trabajo se ha centrado en el cálculo de los accionamientos necesarios para el puente grúa.

Partiendo de máquinas ya existentes en el mercado, se han elegido un modelo concreto. Se ha realizado unos cálculos analíticos para conocer el diseño final de la grúa. Una vez conocida el diseño, y la carga más desfavorable se ha comprobado que las hipótesis fijadas cumplen con el mínimo coeficiente de seguridad y se ha dimensionado las piezas.

Se ha partido de las especificaciones que se han querido obtener se han diseñado todos los componentes que se ven en la figura. El primer paso fue la definición del mecanismo de elevación, para posteriormente calcular la estructura necesaria para soportar el mecanismo de elevación. A partir de los pesos de estas dos partes se calculó el sistema de translación del carro. Con todo esto se pasó a analizar la estructura general necesaria. Y por último con el peso de todo el conjunto se calculó el último sistema de translación. Se puede ver en la figura 93.

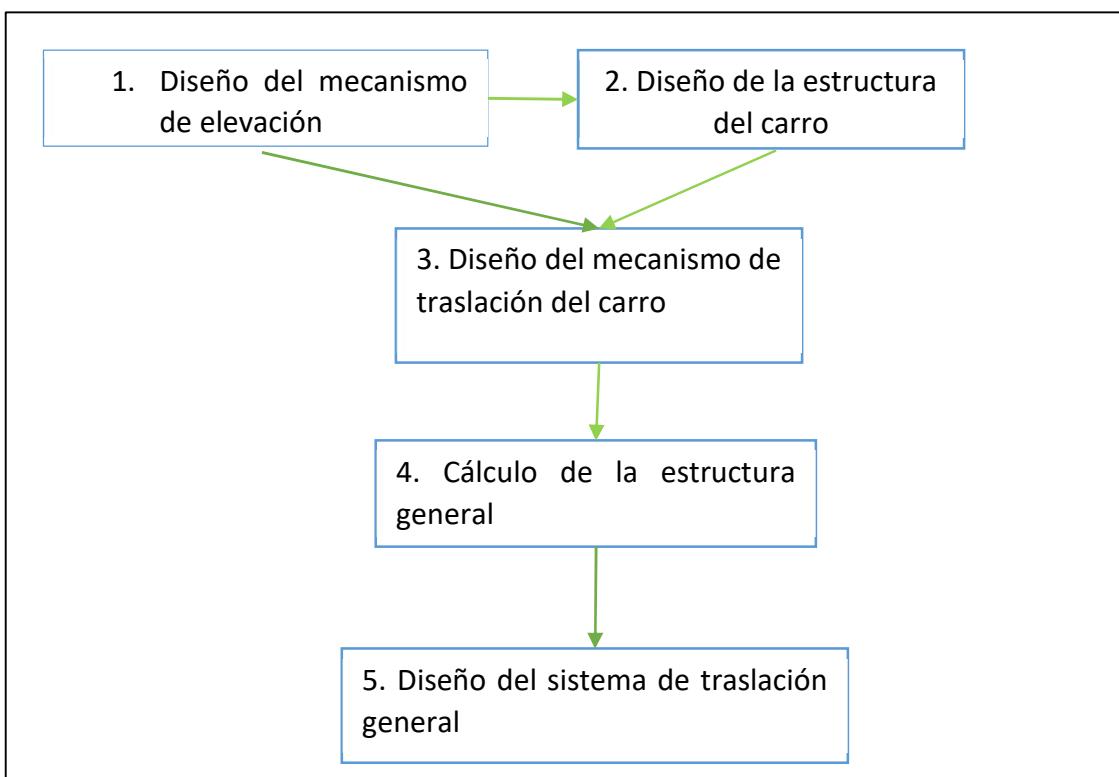


Fig.93-Esquema del proceso.

Y en la figura 94 se pueden ver las diferentes partes marcadas en la figura 91, que han sido diseñadas.

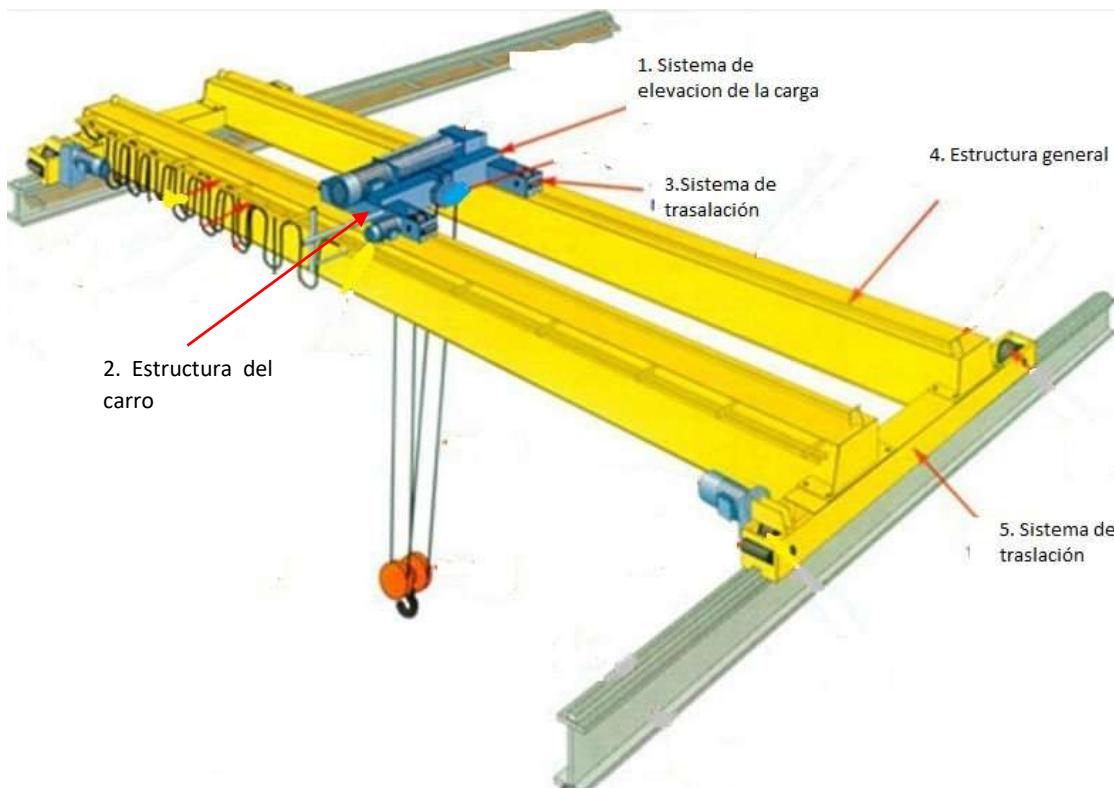


Fig.94 Esquema de partes calculadas. (Fuente original: <http://manttodepuentegruas.blogspot.com.es/>)

Una vez finalizado el estudio analítico y con ayuda de Solidworks se ha modelado alguna de las piezas del diseño a partir de las dimensiones obtenidas o las hipótesis fijadas anteriormente.

Se puede llegar a la conclusión que el trabajo se han cumplido con el objetivo primordial del trabajo, el diseño completo cumpliendo con las hipótesis propuestas, y pudiendo garantizar que si algún día se presentara la oportunidad, sería un posible punto de partida para una futura construcción del proyecto.

El proyecto de fin de grado ha sido totalmente un reto pero a su vez una grata experiencia. El hecho de poder plasmar unas ideas propias en el diseño, analizarlas y comprobar si eran correctas ha sido algo satisfactorio.

Gracias al trabajo y la constancia ha sido posible obtener resultados útiles y solventar los problemas encontrados en el día a día. Tanto de manera individual mediante la consulta de fuentes como por la colaboración de mi tutora, que me ha ayudado a llevar el proyecto a buen término.

En resumen, la realización de este proyecto me ha aportado una gran experiencia en el campo del diseño de maquinaria de elevación y me ha descubierto un mundo que desconocía muy interesante. Me ha ayudado a evolucionar y a adquirir la preparación para cumplir las exigencias que se requieren de un ingeniero en el mundo laboral.

10. Bibliografía

- Abad Blasco, J. (2017). Apuntes de la asignatura “Sistemas mecánicos en máquinas y vehículos”. Zaragoza: Escuela de ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza.
- Abad Blasco, J., Canalís Martínez, P. (2017). Apuntes de la asignatura “Criterios de diseño de máquinas”. Zaragoza: Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza
- Canalís Martínez, P y Malón Litago, H. (2017). Apuntes de la asignatura “Cálculos y selección de elementos de máquinas”. Zaragoza: Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza.
- Larrodé, E., Miravete, A. (1996). Grúas. Zaragoza. Servicio de Publicaciones, Centro Politécnico Superior, Universidad de Zaragoza
- Budynas, R.G; Nisbett, J.k; (2012) Diseño en ingeniería mecánica Shigley, 8º edición, Mexico, Mc Graw Hill
- NTP 736: Grúas Tipo Puente (I): Generalidades; INHST; Madrid
- <http://www.fem-aem.org/>
- https://www.aenor.es.robles.unizar.es:9443/aenor/suscripciones/personal/página_per_busador.asp
- <http://www.demagcranes.es/>

Anexo I Normativas

Se han seguido una serie de normas UNE de la asociación española de normalización (AENOR) para este trabajo. Todas ellas han sido consultadas en la biblioteca de la Universidad de Zaragoza, a través de su página web y el servicio "NORWEB".

En este anexo, se realizará un resumen de las normas y las tablas consultadas para la realización del trabajo.

1 Norma UNE 58112-1:1992

Esta norma contempla la clasificación en las condiciones de utilización que no dependen del tipo de aparato ni del modo de accionamiento. Establece una clasificación sobre el número de ciclos de utilización del aparato durante su vida prevista y unos coeficientes del espectro de cargas durante su utilización.

Esta norma tiene dos aplicaciones: al aparato completo y a sus mecanismos. La clasificación del aparato completo sirve de base para el acuerdo en las condiciones del aparato entre el comprador y el vendedor. La de mecanismo sirve al diseñador para tener una base a la hora de realizar su estudio.

Esta norma tiene el equivalente ISO 4301/1 1986, y sustituye a la norma UNE 58112 de abril de 1982.

1.1 Aparato completo

Para realizar la clasificación completa se deben tener en cuenta dos parámetros la clase de utilización y el estado de carga.

La clase de utilización marca un número de ciclos de vidas que el aparato debe aguantar. Para ello es preciso tomar en cuenta aspectos económicos, técnicos y de ambiente. Para ello se ha dividido el espectro de cargas en diez clases presentes en la tabla 1 de la norma, que se puede ver en la figura 95.

Y el estado de carga, que determina el número de veces que es levantada una carga de un determinado orden de magnitud. Para estimarlo existen dos formas: si se conocen los datos exactos se puede calcular; y si no se pueden llegar a un acuerdo entre el comprador y el vendedor. Una vez se tiene, este dato se acude a la tabla 2 de la norma, que se puede ver en la figura 96.

Una vez determinado estos dos parámetros, se determina el grupo de clasificación del aparato según la tabla 3 de la norma, que esta se puede ver en la figura 97.

Clase de utilización	Número máximo de ciclos de maniobra	Observaciones
U ₀	1,6 × 10 ⁴	Utilización ocasional
U ₁	3,2 × 10 ⁴	
U ₂	6,3 × 10 ⁴	
U ₃	1,25 × 10 ⁵	
U ₄	2,5 × 10 ⁵	Utilización regular en servicio ligero
U ₅	5 × 10 ⁵	Utilización regular en servicio intermitente
U ₆	1 × 10 ⁶	Utilización regular en servicio intensivo
U ₇	2 × 10 ⁶	Utilización intensiva
U ₈	4 × 10 ⁶	
U ₉	Más de 4 × 10 ⁶	

Fig.95- Tabla 1 (Fuente: Norma UNE 58112-1, Aenor, Madrid (1991))

Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro de las cargas K _p	Observaciones
Q1 – Ligero	0,125	Aparato que levanta raramente la carga máxima de servicio y corrientemente cargas muy pequeñas
Q2 – Moderado	0,25	Aparato que levanta con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas pequeñas
Q3 – Pesado	0,50	Aparato que levanta con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas medianas
Q4 – Muy pesado	1,00	Aparato que corrientemente maneja cargas próximas a la carga máxima de servicio

Fig.96-Tabla 2 (Fuente: Norma UNE 58112-1, Aenor, Madrid (1991))

Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro de las cargas K _p	Clases de utilización y número máximo de ciclos de maniobra del aparato									
		U ₀	U ₁	U ₂	U ₃	U ₄	U ₅	U ₆	U ₇	U ₈	U ₉
Q1 – Ligero	0,125	A1	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2 – Moderado	0,25	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
Q3 – Pesado	0,5	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8
Q4 – Muy pesado	1,0	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8	A8

Fig.97-Tabla 3 (Fuente: Norma UNE 58112-1, Aenor, Madrid (1991))



1.2 Mecanismo completo

Para esta clasificación también se siguen los mismos parámetros que la clasificación general, la clase de utilización y el espectro de cargas.

La clase de utilización marca un número de horas de vidas que el aparato debe aguantar. Para ello se puede calcular teniendo el servicio diario medio, el número de días laborales y el número de años. Par ello se tiene un número de horas teóricas en la tabla 4 de la norma, que se puede ver en la figura 98.

Clase de utilización	Duración total de servicio h	Observaciones
T ₀	200	Utilización ocasional
T ₁	400	
T ₂	800	
T ₃	1600	
T ₄	3200	Utilización regular en servicio ligero
T ₅	6 300	Utilización regular en servicio intermitente
T ₆	12 000	Utilización regular en servicio intensivo
T ₇	25 000	Utilización intensiva
T ₈	50 000	
T ₉	100 000	

Fig.98-Tabla 4 (Fuente: Norma UNE 58112-1, Aenor, Madrid (1991))

Y el estado de carga, que determina el número de veces que es levantada una carga de un determinado orden de magnitud. Para estimarlo existen dos formas: si se conocen los datos exactos se puede calcular; y si no se pueden llegar a un acuerdo entre el comprador y el vendedor. Una vez se tiene, este dato se acude a la tabla 5 de la norma, que se puede ver en la figura 99.

Una vez determinado estos dos parámetros, se determina el grupo de clasificación del aparato según la tabla 6 de la norma, que esta se puede ver en la figura 100.



Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro de cargas K_m	Observaciones
L1 – Ligero	0,125	Mecanismo sometido excepcionalmente a la carga máxima de servicio y normalmente a cargas muy pequeñas
L2 – Moderado	0,25	Mecanismo sometido con bastante frecuencia a la carga máxima de servicio y corrientemente a cargas pequeñas
L3 – Pesado	0,50	Mecanismo sometido con bastante frecuencia a su carga máxima de servicio y corrientemente a cargas medias
L4 – Muy pesado	1,00	Mecanismo corrientemente sometido a su carga máxima de servicio

Fig.99-Tabla 5 (Fuente: Norma UNE 58112-1, Aenor, Madrid (1991))

Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro en cargas K_m	Clases de utilización del mecanismo									
		T ₀	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	T ₉
L1 – Ligero	0,125	M1	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2 – Moderado	0,25	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
L3 – Pesado	0,5	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8
L4 – Muy pesado	1,0	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8	M8

Fig.100-Tabla 6 (Fuente: Norma UNE 58112-1, Aenor, Madrid (1991))

2 Norma UNE 58112-5:1992

Esta norma es específica para clasificar grúas puentes y pórticos, sobre la base de clase de utilización y estado de cargas. Esta clasificación debe hacerse según la norma UNE 58112-1. Esta es equivalente a ISO/DIS4301-5:1987.

La tabla de la norma da unas indicaciones en cuanto a lo que respecta a puente grúa y pórticos. Esta clasificación debe tomarse como un mínimo.

En la tabla se ve las indicaciones, respecto a donde va a ser utilizado, sus condiciones de utilización y la clasificación mínima. Esta tabla se puede ver en la figura 101.

Nº	Tipo de aparato	Condiciones de utilización	Grupo de clasificación del aparato en su conjunto	Grupo de clasificación del mecanismo en su conjunto		
				Elevación	Traslación del carro	Traslación
1	Aparato accionado manualmente		A1	M1	M1	M1
2	Aparato de montaje y desmontaje		A1	M2	M1	M2
3 a)	Aparato de control		A1	M2	M1	M3
3 b)	Aparato de mantenimiento		A1	M3	M1	M2
4 a)	Aparato de taller	Utilización regular en servicio ligero	A2	M3	M2	M3
4 b)	Aparato de taller	Utilización general en servicio intermitente	A3	M4	M3	M4
4 c)	Aparato de taller	Utilización intensiva	A4	M5	M3	M5
5 a)	Aparato de almacén	Utilización regular en servicio ligero al gancho	A3	M3	M2	M4
5 b)	Aparato de almacén	Servicio intensivo, cuchara o electroimán	A6	M6	M6	M6
6 a)	Aparato para almacén de chatarra de hierro	Utilización regular en servicio ligero al gancho	A3	M4	M3	M4
6 b)	Aparato para almacén de chatarra de hierro	Utilización regular intermitente, cuchara o electroimán	A6	M6	M5	M6
7	Aparato de descarga de navíos		A7	M8	M6	M7
8 a)	Aparato de manutención de contenedores.		A5	M6	M6	M6
8 b)	Aparato de manutención de contenedores en la interfase navío-muelle de puerto		A5	M6	M6	M4
9	Aparato de acería		A2	M4	M3	M4
9 a)	Aparato de carga del laminador					
9 b)	Aparato de colada		A7	M8	M6	M7
9 c)	Aparato de horno		A7	M8	M7	M7
9 d)	Aparato de desmoldar		A8	M8	M8	M8
9 e)	Aparato de carga		A8	M8	M8	M8
10	Aparato de fundición		A5	M5	M4	M5

Fig.101-Tabla (Fuente: Norma UNE 58112-5, Aenor, Madrid (1991))

3 Norma UNE-ISO 4308-1:2007

Esta norma especifica dos métodos para la selección de los cables de aparatos de elevación. Establece los criterios mínimos para los niveles aceptables de resistencia y comportamiento de los cables, también establece los diámetros mínimos de poleas y tambores de acuerdo con el cable seleccionado.

Esta norma es equivalente a ISO 4308-1:2001, y sustituye a la norma UNE 58120-1:1991.

También establece que el cable utilizado debe seguir la norma ISO 2408:1995 de cables de acero de uso general. La clase de aparato debe seguir la norma ISO 4301, que en este caso es equivalente a UNE 58112-1:1992.

3.1 Selección del cable

Para la selección del cable debe calcularse en primer lugar el factor de utilización, para ello se seguirá la siguiente fórmula

$$C = \sqrt{\frac{Zp}{K' * Ro}}$$

Donde:

- Zp: depende de la clase de utilización del mecanismo, a cumplir con la norma ISO 4308. Este valor se obtiene de la tabla 1 de la norma UNE-ISO 4308-1, que se puede ver en la figura 102.

Clasificación del mecanismo	Valor de Z _p	Valor de C
M1	3,15	0,071
M2	3,35	0,073
M3	3,55	0,075
M4	4,0	0,080
M5	4,5	0,085
M6	5,6	0,094
M7	7,1	0,106
M8	9,0	0,120

Fig.102-Tabla 1 (Fuente: Norma UNE-ISO 4308-1, Aenor, Madrid (2007))

- K': es el factor empírico para la carga mínima de rotura de un cable de la clase constructiva escogida. Se puede tomar de la tabla 3 de la norma ISO 2408:1985 o del fabricante.
- Ro: es la resistencia mínima a tracción del cable en MPa,

Los valores de C de la tabla 1, son para un tipo de cable específico en el caso de la norma es 6x36 WS-1WRC

Y el diámetro mínimo del cable se calculará con la siguiente fórmula

$$d_{min} = C\sqrt{S}$$

Siendo C el factor antes calculado, y S la tensión máxima del cable en N, teniendo en cuenta la carga nominal, el peso del aparejo, la desmultiplicación del aparejo, el rendimiento del mecanismo. Así mismo el diámetro debe estar entre d_{min} y $1.25 * d_{min}$.

Y el cable también debe tener un valor de carga de rotura superior al mínimo, que se calcula

$$F_{min} = S * Zp$$

3.2 Cálculo del diámetro mínimo del tambor

Este diámetro mínimo es función de la clase de mecanismo, y el diámetro mínimo del cable. Para ello se usará la siguiente fórmula

$$D_1 \geq h_1 * t * d_{min}$$

Donde

- D_1 : es el diámetro del tambor
- h_1 : factor de selección del tambor obtenido de la tabla 2 de la norma, que se puede ver en la figura 103.

Clasificación del mecanismo	Tambores h_1	Poleas h_2
M1	11,2	12,5
M2	12,5	14,0
M3	14,0	16,0
M4	16,0	18,0
M5	18,0	20,0
M6	20,0	22,4
M7	22,4	25,0
M8	25,0	28,0

Fig.103-Tabla 2 (Fuente: Norma UNE-ISO 4308-1, Aenor, Madrid (2007))

- t : es el factor tipo del cable de acuerdo con la tabla 3, que se puede ver en la figura 104. Este tiene en cuenta la posible fatiga de las diferentes clases de cables existentes en el mercado.

Número de cordones exteriores en el cable	Factor del tipo de cable t
3 a 5	1,25
6 a 10	1,00
8 a 10 impregnación de plástico	0,95
≥ 10 RR*	1,00

* Cable antigiratorio.

Fig.104-Tabla 3 (Fuente: Norma UNE-ISO 4308-1, Aenor, Madrid (2007))

4 Norma UNE 58132-2

Esta norma proporciona los principios para definir las solicitudes en el cálculo de la estructura de mecanismos y aparatos de elevación en general.

Para el cálculo de la estructura se debe tener en cuenta:

- Las solicitudes principales en el estado más desfavorable, con el aparato supuesto inmóvil
- Solicitudes debidas a movimientos verticales y horizontales
- Solicitudes debidas a efectos climáticos.

La norma define dos tipos de solicitudes principales:

- Carga de servicio: S_g
- Peso propio: S_l

Define las siguientes solicitudes verticales y horizontales

- Verticales debido al levantamiento de la carga
- Horizontales debido al movimiento y el roce con los carriles, y un posible choque con los topes finales.

Y define los siguientes efectos climáticos

- Sobrecargas de viento
- Sobrecargas de nieve
- Variación de temperaturas

Para el caso de solicitudes verticales se deben tener en cuenta las oscilaciones provocadas por la elevación de la carga, multiplicando la carga de servicio por un factor dinámico ψ . Para calcular este factor se puede usar una fórmula o seguir una gráfica dispuesta en la norma.

La fórmula es la siguiente

$$\psi = 1 + \xi v_l$$

Siendo

- v_l velocidad de elevación en m/s
- ξ coeficiente experimental, obtenido de diversas mediciones efectuadas en numerosos aparatos. Siendo
 - $\xi = 0.6$ para grúas puentes y pórticos
 - $\xi = 0.3$ para grúas de pluma

La velocidad máxima de elevación se considerada de 1m/s, siendo el coeficiente constante para velocidades mayores. También el coeficiente no podrá ser menor a $\psi = 1.15$.

También se puede extraer el valor de la gráfica de la figura 105.

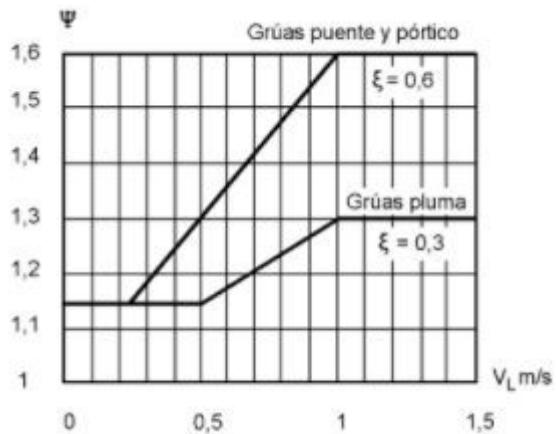


Fig.105-Tabla (Fuente: Norma UNE 58132-2, Aenor, Madrid (2005))

El resto de solicitudes no se han tenido en cuenta para el cálculo del trabajo.

Anexo II Cálculos

1. Tambor

Para el diseño se dispone de un sistema de esfuerzos como los marcados en la figura 106. Serían las dos fuerzas puntuales en los puntos donde apoyaría el cable. También se ha supuesto que el tambor esta biapoyado.



Fig. 106- Esquema de fuerzas en el tambor

Se calculan las reacciones en ambos apoyos, para posteriormente calcular los diagramas de esfuerzos del tambor.

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \quad R_1 + R_2 = 255000 \\ \sum M_a &= 0 \quad (-R_1 * 1500) + (127500 * 1200) + (127500 * 300) = 0 \\ R_1 &= 127500 \text{ N} \quad R_2 = 127500 \text{ N}\end{aligned}$$

Se obtienen unos diagramas de esfuerzos como los de las figura 107, que es el diagrama de cortantes, y la figura 108, que es el diagrama de momentos flectores. Y en la 109 que es la de momentos torsores.

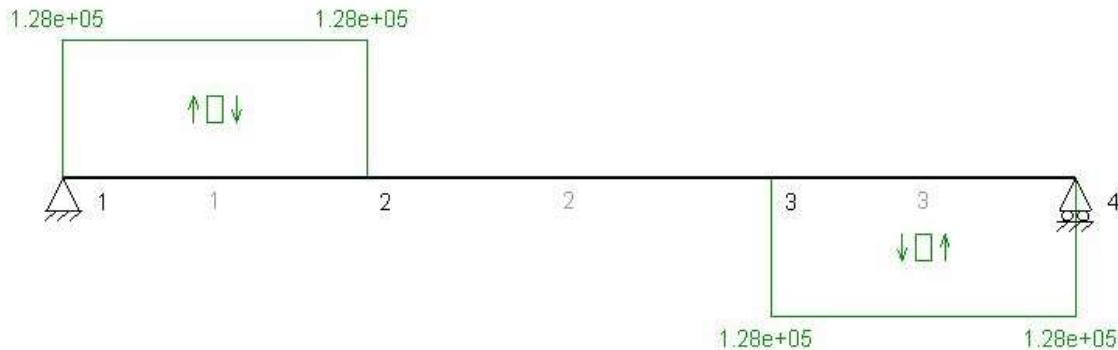


Fig.107-Diagrama de cortantes

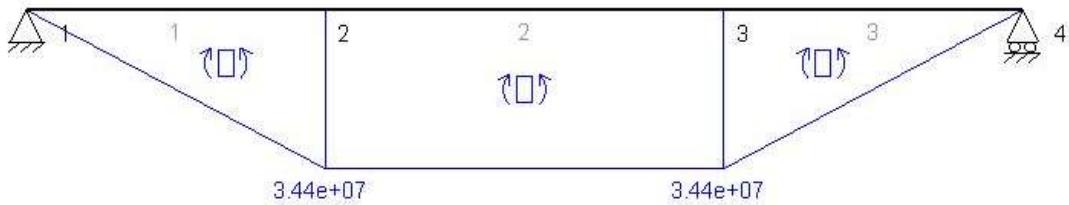


Fig.108-Diagrama de momentos flectores

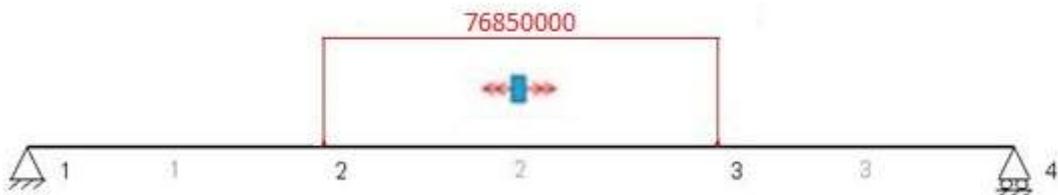


Fig.109-Diagrama de momentos torsores

Para calcular el tambor se tienen los siguientes datos tomados en el punto de mayor valor de momento flector que sería el punto 2 de la figura 108, representados en la tabla 87.

Tabla 87

Tipo de esfuerzo	
Momento flector (Nmm)	$M_{R2}=3.44*10^7$
Momento torsor (Nmm)	$M_{T2}=76.85*10^6$

Se calculará según un coeficiente de seguridad escogido, y con la teoría de cortante máximo. Para ello se seguirán las siguientes fórmulas.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_{R2}}{Wf}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{T2}}{Wo}$$

Se puede hacer la siguiente simplificación en el cálculo del módulo resistente del tambor.

$$Wf = \frac{\pi D^3}{32} \quad Wo = \frac{\pi D^3}{16} \quad Wo = 2 * Wf$$

El material tiene un límite elástico de 355 MPa. Con la teoría de cortante máximo, podemos obtener el límite de fluencia.

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{adim}} \quad \tau_{adim} = \frac{350}{2 * 4} = 44.375 \text{ MPa} \quad \tau_{max} = \tau_{adim}$$

Se calcula la tensión máxima a cortante, y se obtiene el módulo resistente. Para posteriormente calcular el espesor del tambor.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{M_{R2}}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{M_{T2}}{2 * Wf}\right)^2}$$

$$44.375 = \sqrt{\left(\frac{3.44 * 10^7}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{76.85 * 10^6}{2 * Wf}\right)^2}$$

$$Wf = 948708.47 \text{ mm}^3$$

Con el módulo resistente a flexión obtenido, se puede obtener el diámetro interior, y con ello el espesor de la pared del tambor.

$$948708.47 = \frac{\pi(D^3 - D_{int}^3)}{32}$$

$$D_{int} = 596.07 \approx 596 \text{ mm}$$

$$e = \frac{D - D_{int}}{2} = \frac{605 - 596}{2} = 4.5 \text{ mm}$$

Por tanto tendremos un tambor de diámetro 605 mm, con un espesor de 4.5 mm, que con ello es capaz de soportar todos los esfuerzos.

2. Reductor 5.1.4

2.1 Engranajes 3-4

Para calcular los engranajes se va a realizar un proceso iterativo, hasta conseguir las especificaciones deseadas. En el primer cálculo se supone un módulo de 6, para poder calcular el diámetro, con este la velocidad, y así el factor de servicio.

$$Mn = \frac{D_{p3}}{Z_3} * \cos \mu$$

$$D_{p3} = \frac{Mn * Z_3}{\cos \mu} = \frac{6 * 10}{\cos 15} = 62.12 \text{ mm}$$

$$V = n_a * \frac{2\pi}{60} * \frac{D_{p3}}{2} = 168 * \frac{2\pi}{60} * \frac{62.12}{2} = 546.64 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 32.78 \text{ m/min}$$

$$fd = 1 + \frac{V}{360} = 1 + \frac{32.78}{360} = 1.09 \approx 1.10$$

$$M_{ac} = M_a * fd * fs = 1.37 * 10^6 * 1.25 * 1.10 = 1.88 * 10^6 \text{ Nmm}$$

Para calcular el módulo del engranaje necesarios disponemos de la siguiente fórmula

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{M_{ac}}{\delta Z y \sigma_{adim}}} * \frac{\cos \mu}{1.5}$$

Siendo

- $\delta = \frac{b}{M}$ es el coeficiente de rigidez, relación entre la anchura del diente y el módulo. En el primer cálculo se supone $\delta = 15$

- Z , el número de dientes del engranaje. En este caso es $Z = 10$
- y , factor de forma de diente o coeficiente de Lewis. Existe una tabla con los valores ya calculados para un número de dientes determinados. Esta tabla está en el anexo IV, en el apartado 4. Para calcularlo en engranajes helicoidales, se usa la misma tabla que para dientes rectos, pero el número de dientes es $Z' = \frac{Z}{(\cos \mu)^3} = \frac{10}{(\cos 15)^3} = 11.09$. Por tanto $y(Z') = 0.072$
- σ_{adim} , es la tensión admisible del material en MPa. En este caso es de 330 MPa

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{1.88 * 10^6}{15 * 10 * 0.072 * 330} * \frac{\cos 15}{1.5}} = 6$$

Una vez calculado a resistencia, se pasara a comprobar el módulo necesario para cumplir con los parámetros de desgaste. Para ello se usará la siguiente fórmula

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{\delta Z^2} * \frac{4M_{ac}(\cos \mu)^3}{K_r \sin 2\alpha} * \frac{1 + i_{ab}}{i_{ab}}}$$

Repitiendo tanto los mismo valores de δ y Z . Y siendo:

- K_r , el coeficiente de presión de rodadura, y representa la resistencia a desgate del diente.

$$K_r = 0.677 * \frac{HB^2}{EW^{\frac{1}{3}}}$$

De esta fórmula los parámetros son los siguientes:

- HB, es la dureza del material. Para este caso 310 HB, que se cambia de unidades a MPa. 1 HB ≈ 10 MPa.
- E, el módulo de Young del material. Para este caso $E=210*10^3$ MPa
- W, siendo las millones de vueltas que da el engranaje, y se calcula como

$$W = \frac{L_h * n * 60}{10^6}$$

Siendo

- L_h , la duración mínima en horas requeridas. Para este caso $L_h=6300$ horas
- n , el número de revoluciones del eje en rpm. En este caso $n=168$ rpm.

Por tanto con todos los parámetros ya definidos, se pasa a calcularlo para comprobar el módulo mínimo necesario.

$$W = \frac{6300 * 168 * 60}{10^6} = 63.51$$

$$K_r = 0.677 * \frac{3100^2}{210 * 10^3 * 63.51^{\frac{1}{3}}} = 7.765$$

Por tanto quedará la siguiente fórmula

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{15 * 10^2} * \frac{4 * 1.88 * 10^6 (\cos 15)^3}{7.765 \sin 40} * \frac{1+8}{8}} = 10.06$$

Habrá que tomar un módulo normalizado de 11, pero como no cumple uno de nuestros requisitos, habrá que cambiar algún parámetro. Se ha decidido cambiar el material por uno más duro, ya que la parte que falla es el desgaste. Se propone el siguiente material en la tabla 88.

Tabla 88

Designación	Tipo de acero	Resistencia a rotura (MPa)	Resistencia a fluencia (MPa)	Dureza (HRC)
F-154	Acero al Cr-Ni tenaza	900-950	310	58

En el cálculo a desgaste, cambia el valor de K_r , al cambiar el valor de dureza. En este caso $58\text{HRC}= 601 \text{HB} \approx 6010 \text{ MPa}$

$$K_r = 0.677 * \frac{6010^2}{210 * 10^3 * 63.5^{\frac{1}{3}}} = 29.18$$

Se recalcula el módulo

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{15 * 10^2} * \frac{4 * 1.88 * 10^6 (\cos 15)^3}{29.18 \sin 40} * \frac{1+8}{8}} = 6.47$$

Habrá que buscar un módulo normalizado superior, que se le acercara, que sería en este caso el de 6.5. Con este módulo, se volvería a calcular el factor de esfuerzos dinámicos ya que cambia el diámetro, por tanto.

$$D_{p3} = \frac{Mn * Z_3}{\cos \mu} = \frac{6.5 * 10}{\cos 15} = 67.3 \text{ mm}$$

$$V = n_a * \frac{2\pi}{60} * \frac{D_{p3}}{2} = 168 * \frac{2\pi}{60} * \frac{67.3}{2} = 591.93 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 35.52 \text{ m/min}$$

$$fd = 1 + \frac{V}{360} = 1 + \frac{35.52}{360} = 1.09 \approx 1.10$$

$$M_{ac} = M_a * fd * fs = 1.37 * 10^6 * 1.25 * 1.10 = 1.88 * 10^6 \text{ Nmm}$$

Se ha comprobado que el factor de esfuerzos dinámicos no cambia. Por tanto sería valido el módulo calculado a desgaste. Solo faltaría volver a comprobar a resistencia el módulo mínimo necesario.

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{1.88 * 10^6}{15 * 10 * 0.072 * 310} * \frac{\cos 15}{1.5}} = 6.12$$

Como se ve en el resultado con un módulo de 6.5 cumpliría tanto a desgaste como a resistencia.

2.2 Engranajes 5-6

Para calcular los engranajes se va realizando un proceso iterativo, hasta conseguir las especificaciones deseadas. En el primer cálculo se supone un módulo de 6 para poder calcular el diámetro, a su vez la velocidad, y con este el factor de esfuerzos dinámicos.

$$Mn = \frac{D_{p5}}{Z_5} * \cos \mu$$

$$D_{p5} = \frac{Mn * Z_5}{\cos \mu} = \frac{6 * 10}{\cos 15} = 62.12 \text{ mm}$$

$$V = n_b * \frac{2\pi}{60} * \frac{D_{p5}}{2} = 21 * \frac{2\pi}{60} * \frac{62.12}{2} = 68.29 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 4.1 \text{ m/min}$$

$$fd = 1 + \frac{V}{360} = 1 + \frac{4.1}{360} = 1.01$$

$$M_{bc} = M_b * fd * fs = 10.98 * 10^6 * 1.25 * 1.01 = 13.86 * 10^6 \text{ Nmm}$$

Para calcular el módulo necesarios se dispone de la siguiente fórmula

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{M_{bc}}{\delta Z y \sigma_{adim}} * \frac{\cos \mu}{1.5}}$$

Siendo

- $\delta = \frac{b}{M}$ es el coeficiente de rigidez, relación entre la anchura del diente y el módulo. En el primer cálculo se supone $\delta = 15$
- Z , el número de dientes del engranaje. En este caso es $Z = 10$
- y , factor de forma de diente o coeficiente de Lewis. Existe una tabla con los valores ya calculados para un número de dientes determinados, esta tabla se encuentra en el apartado 4 del anexo IV. Para calcularlo en engranajes helicoidales, se usa la misma tabla que para dientes rectos, pero el número de dientes es $Z' = \frac{Z}{(\cos \mu)^3} = \frac{10}{(\cos 15)^3} = 11.09$. Por tanto $y(Z') = 0.072$
- σ_{adim} , es la tensión admisible del material en MPa. En este caso es de 310 MPa

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{13.86 * 10^6}{15 * 10 * 0.072 * 310} * \frac{\cos 15}{1.5}} = 11.92$$

Como el módulo resistente es demasiado alto (no cumple la condición de que el módulo sea menor que 10), se propone un cambio de material, a un acero más resistente. Se ha propuesto el acero F-126, cuyos datos se encuentran en la tabla 89 y se recalcula el módulo.

Tabla 89

Designación	Tipo de acero	Resistencia a rotura (MPa)	Resistencia a fluencia (MPa)	Dureza (HB)
F-126	Acero al Cr-Ni-Mo duro	1200-1400	430	376

Con este nuevo material se vuelve a introducir en la fórmula sustituyendo la sigma del material.

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{13.86 * 10^6}{15 * 10 * 0.072 * 430} * \frac{\cos 15}{1.5}} = 10.69$$

Como el módulo resistente sigue siendo demasiado alto (no cumple la condición de que el módulo sea menor que 10), se seguirá con el mismo acero F-126. Pero se propone un cambio en las características del engranaje, mostrado en la tabla 90.

Tabla 90

Engranaje	Nº dientes (Z_i)	Angulo helicoidal (μ)	Angulo de presión (α)	Coeficiente de rigidez (δ)
5	12	15º	20º	25
6	84	15º	20º	25

Por tanto ahora al cambiar el número de dientes, el coeficiente de Lewis cambiará. Se seguirá usando la tabla del apartado 4 del anexo IV.

$$Z' = \frac{Z}{(\cos \mu)^3} = \frac{12}{(\cos 15)^3} = 13.32$$

$$y(Z') = 0.083$$

Y también cambiará el factor dinámico

$$D_{p5} = \frac{Mn * Z_5}{\cos \mu} = \frac{6 * 12}{\cos 15} = 74.54 \text{ mm}$$

$$V = n_b * \frac{2\pi}{60} * \frac{D_{p5}}{2} = 21 * \frac{2\pi}{60} * \frac{74.54}{2} = 81.96 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 4.92 \text{ m/min}$$

$$fd = 1 + \frac{V}{360} = 1 + \frac{4.92}{360} = 1.01$$

$$M_{bc} = M_b * fd * fs = 10.98 * 10^6 * 1.25 * 1.01 = 13.86 * 10^6 Nmm$$

Y ahora se volverá a calcular el módulo mínimo necesario para cumplir con las especificaciones, cambiando los parámetros por los de la tabla 86.

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{13.86 * 10^6}{25 * 12 * 0.083 * 430} * \frac{\cos 15}{1.5}} = 8.09$$

El módulo de engranaje que se tomaría, sería el siguiente que existiese normalizado. En este caso sería el valor de módulo 9. Con este se recalcularía el factor de servicio, para poder calcularlo a desgaste.

$$D_{p5} = \frac{Mn * Z_5}{\cos \mu} = \frac{9 * 12}{\cos 15} = 111.81 mm$$

$$V = n_b * \frac{2\pi}{60} * \frac{D_{p5}}{2} = 21 * \frac{2\pi}{60} * \frac{111.81}{2} = 122.94 \frac{mm}{s} = 7.38 m/min$$

$$fd = 1 + \frac{V}{360} = 1 + \frac{7.38}{360} = 1.02$$

$$M_{bc} = M_b * fd * fs = 10.98 * 10^6 * 1.25 * 1.02 = 13.99 * 10^6 Nmm$$

Una vez calculado a resistencia, se pasara a comprobar el módulo necesario para cumplir con los parámetros de desgaste. Para ello se usará la siguiente fórmula

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{\delta Z^2} * \frac{4M_{bc}(\cos \mu)^3}{K_r \sin 2\alpha} * \frac{1 + i_{bc}}{i_{bc}}}$$

Repitiendo tanto los mismo valores de δ y Z que en el caso anterior. Y siendo:

- K_r , el coeficiente de presión de rodadura, y representa la resistencia a desgaste del diente.

$$K_r = 0.677 * \frac{HB^2}{EW^{\frac{1}{3}}}$$

Y de esta formulas los parámetros son los siguientes:

- HB, es la dureza del material. Para este caso 310 HB, que se cambia de unidades a MPa. $1 HB \approx 10$ MPa.
- E, el módulo de Young del material. Para este caso $E=210*10^3$ MPa
- W, siendo las millones de vueltas que da el engranaje, y se calcula como

$$W = \frac{L_h * n * 60}{10^6}$$

Siendo

- Lh, la duración mínima en horas requeridas. Para este caso Lh=6300 horas
- n, el número de revoluciones del eje en rpm. En este caso n=168 rpm.

Con los parámetros ya definidos se pasa a calcular las fórmulas para desgaste:

$$W = \frac{6300 * 21 * 60}{10^6} = 7.94$$

$$K_r = 0.677 * \frac{3760^2}{210 * 10^3 * 63.5^{\frac{1}{3}}} = 22.84$$

Por tanto quedará lo siguiente:

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{25 * 12^2} * \frac{4 * 13.99 * 10^6 (\cos 15)^3}{22.84 \sin 40} * \frac{1+7}{7}} = 10.29$$

Habrá que tomar un módulo normalizado de 11, pero como no cumple uno de nuestros requisitos, habrá que cambiar algún parámetro. Se ha decidido cambiar el material por uno más duro, ya que ahora la parte que falla es el desgaste. Se propone el siguiente material, en la tabla 91.

Tabla 91

Designación	Tipo de acero	Resistencia a rotura (MPa)	Resistencia a fluencia (MPa)	Dureza (HRC)
F-153	Acero al Cr-Ni duro	1100-1250	390	58

En el cálculo a desgaste, cambia el valor de Kr, al cambiar el valor de dureza. En este caso 58HRC= 601 HB≈ 6010 MPa

$$K_r = 0.677 * \frac{6010^2}{210 * 10^3 * 22.84^{\frac{1}{3}}} = 41.04$$

Recalculando el módulo

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{25 * 12^2} * \frac{4 * 13.99 * 10^6 (\cos 15)^3}{41.04 \sin 40} * \frac{1+7}{7}} = 8.47$$

Habrá que buscar un módulo normalizado superior, que se le acercara, que sería el de 9.

Se ha comprobado el módulo a desgaste, se vuelve a comprobar a resistencia ya que hemos cambiado el material. Por tanto sería válido el módulo calculado a desgaste. Solo faltaría volver a comprobar a resistencia el módulo mínimo necesario.

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{13.99 * 10^6}{25 * 12 * 0.083 * 390} * \frac{\cos 15}{1.5}} = 8.38$$

Como se ve en el resultado con un módulo de 9 cumpliría tanto a desgaste como a resistencia.

2.3 Eje A

Se tiene el eje A con las fuerzas en la figura 110, y cuyas medidas se encuentran definidas en la tabla 92.



Fig.110- Esquema de fuerzas en el eje A.

Tabla 92

Líneas	Medidas (mm)
A1	140
12	280
2B	180

Se procede a calcular las fuerzas dispuestas en la figura 110. La primera será la fuerza en la polea. Para la polea se tienen unas fuerzas 1 y 2 como las de la figura 111.

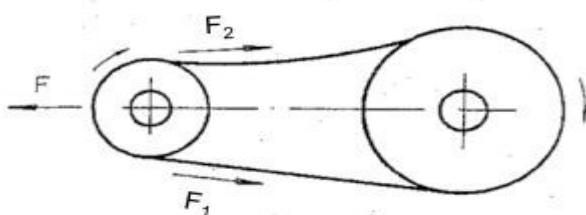


Fig.111-Esquema de fuerzas poleas (Fuente: Apuntes "Sistemas mecánicos en máquinas y vehículos")

Para calcular estas fuerzas, es necesario calcular la fuerza de tracción a partir del momento que se transmite en la polea de diámetro menor.

$$F_t = \frac{M_a * 2}{Dpc} = \frac{1.37 * 10^6 * 2}{630} = 4349.21 N$$

$$\alpha_1 = 180 - 2\beta = 180 - (2 * 20.26) = 139.47^\circ$$

$$F_t = F_1 - F_2$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f * \alpha_1} = e^{0.4 * 139.47}$$

$$F_1 = 3967.93 N \quad F_2 = 381.28 N$$

Una vez se tiene estas dos fuerzas es necesario calcular las fuerzas en los ejes y e z, con el ángulo α_1 . Se puede ver un esquema en la figura 112

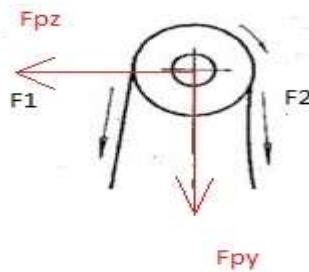


Fig.112-Esquema de fuerzas en la polea.

$$F_{py} = (F_2 * \cos \alpha_1) + (F_1 * \cos \alpha_1) = -3305.69 N$$

$$F_{pz} = (F_1 * \sin \alpha_1) - (F_2 * \sin \alpha_1) = 2330.77 N$$

Una vez calculadas las fuerzas en la polea, se calculan las fuerzas en el engranaje 3

$$T_3 = \frac{M_a * 2}{Dp3} = \frac{1.37 * 10^6 * 2}{67.3} = 40717.49 N$$

$$A_3 = T_3 * \tan \mu = 40717.49 * \tan 15 = 10910.22$$

$$V_3 = \frac{T_3}{\cos \mu} * \tan \alpha = \frac{40717.49}{\cos 15} * \tan 20 = 15342.75 N$$

$$M_{f3} = A_3 * \frac{Dp3}{2} = 10910.22 * \frac{67.3}{2} = 367128.9 Nmm$$

Quedaría una disposición del eje, en el plano xy como el de la figura 113.



Fig.113- Esquema de fuerzas en el plano xy

Se procede a calcular las reacciones en los apoyos, para posteriormente calcular los diagramas de esfuerzos.

$$\sum F_x = 0 \quad R_{ax} = A_3 = 10910.22N$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_{ay} + R_{by} = V_3 + F_{py}$$

$$\sum M_b = 0 \quad \sum M_b = (R_{ay} * 600) + M_3 - (V_3 * 460) - (F_{py} * 180)$$

$$R_{ax} = 10910.22 N \quad R_{ay} = 10159 N \quad R_{by} = 1877.9 N$$

Con las reacciones se procede a calcular los diagramas de esfuerzos del eje en el plano xy, representados en la figuras 114,115 y 116.



Fig.114-Diagrama de axiles

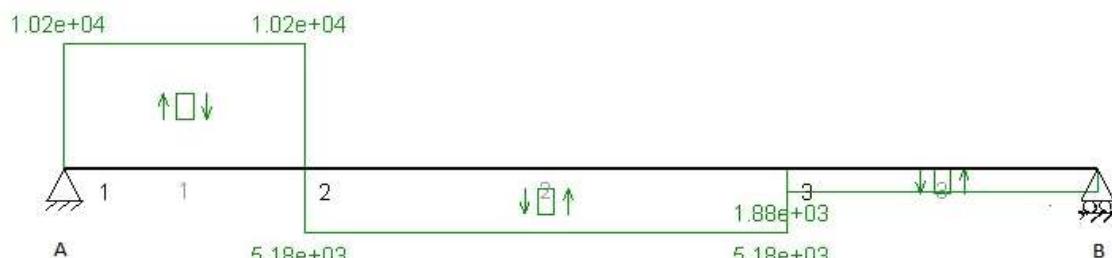


Fig.115- Diagrama de cortantes

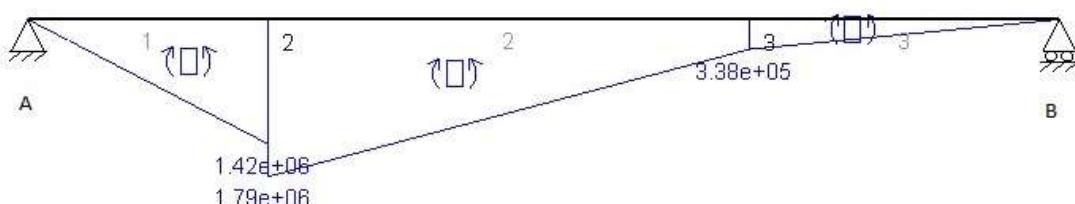


Fig.116-Diagrama de momentos flectores

Quedaría una disposición del eje, en el plano xz como el de la figura 117.

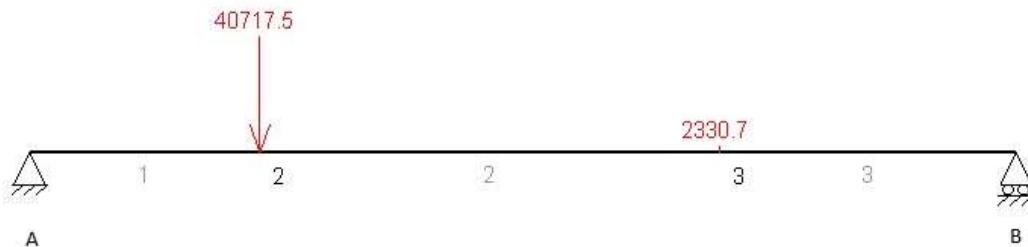


Fig.117- Disposición de fuerzas en el plano XZ

Se procede a calcular las reacciones en los apoyos, para posteriormente calcular los diagramas de esfuerzos.

$$\sum F_z = 0 \quad R_{az} + R_{bz} = T_3 + F_{pz}$$

$$\sum M_b = 0 \quad \sum M_b = (R_{az} * 600) - (T_3 * 460) - (F_{pz} * 180)$$

$$R_{az} = 30518 \text{ N} \quad R_{bz} = 7869.3 \text{ N}$$

Con las reacciones se procede a calcular los diagramas de esfuerzos del eje en el plano xy, representados en la figuras 118, 119 y 120.

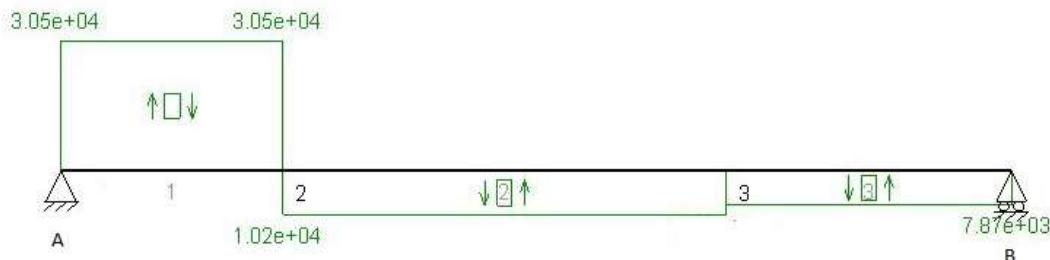


Fig.118-Diagrama de cortantes

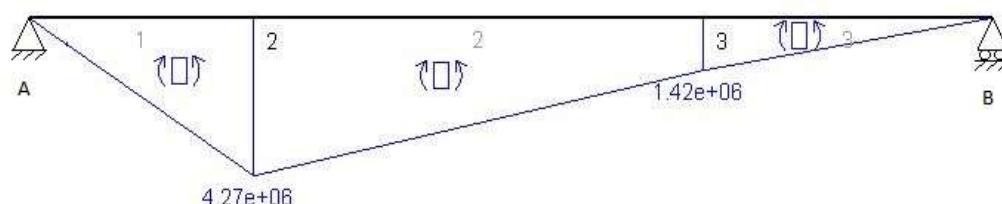


Fig.119- Diagrama de momento flectores

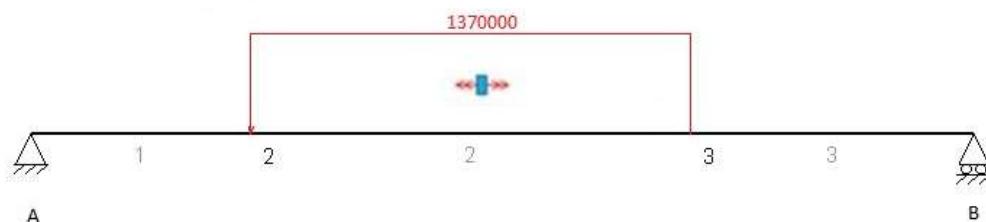


Fig.120-Diagrama de momento torsor



Una vez calculados los diagramas, se busca el punto mas desfavorable, que es aquel donde se encuentra el valor de mayor momento flector. Ese punto es 2 tanto de la figura 116 como de la figura 119. Se puede calcular el momento flector máximo como la combinación en el plano xy e xz, tomando los valores anteriormente dichos.

$$M_{R2} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = \sqrt{(1.79 * 10^6)^2 + (4.27 * 10^6)^2} = 4.63 * 10^6 \text{ Nmm}$$

Para calcular el eje se tienen los siguientes datos en la tabla 93.

Tabla 93

Tipo de esfuerzo	
Momento flector (Nmm)	$M_{R2}=4.63*10^6$
Momento torsor (Nmm)	$M_{T2}=1.37*10^6$
Axil (N)	$N_2=1.09*10^4$

Para calcular el eje, se usará la teoría de cortante máximo, y el coeficiente de seguridad.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_{R2}}{Wf} + \frac{N_2}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{T2}}{Wo}$$

Para el primer cálculo se despreciará el valor del axil. También se puede hacer la siguiente simplificación en el cálculo del módulo resistente del eje.

$$Wf = \frac{\pi D^3}{32} \quad Wo = \frac{\pi D^3}{16} \quad Wo = 2 * Wf$$

Aquí se está buscando el tamaño del eje, a partir del material y el coeficiente de seguridad. Para ello se usa la teoría de cortante máximo.

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{adim}} \quad \tau_{adim} = \frac{660}{2 * 2} = 165 \text{ MPa} \quad \tau_{max} = \tau_{adim}$$

Para un primer cálculo se deprecia el axil.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{M_{R2}}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{M_{T2}}{2 * Wf}\right)^2}$$

$$165 = \sqrt{\left(\frac{4.63 * 10^6}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{1.37 * 10^6}{2 * Wf}\right)^2}$$

$$Wf = 14631.63 \text{ mm}^3$$

Con el módulo resistente a flexión obtenido, se puede obtener el diámetro necesario.

$$14631.63 = \frac{\pi D^3}{32} \quad D = 53.01 \text{ mm}$$

Como se necesita colocar dos rodamientos, se buscará en el proveedor de rodamientos, un diámetro de eje normalizado, en este caso es D=55 mm. Con este valor se vuelve a calcular el coeficiente de seguridad introduciendo el valor del Axil, que antes no se había considerado.

$$Wf = 16333.83 \text{ mm}^3 \quad Wo = 32667.65 \text{ mm}^3 \quad A = 2375.83 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{4.63 * 10^6}{16333.83} + \frac{1.09 * 10^4}{2375.83} = 288.05 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{1.37 * 10^6}{32667.65} = 41.94 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{288.05}{2}\right)^2 + 41.94^2} = 150 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{660}{2 * 150} = 2.2$$

Por tanto se fabricara un eje completo de D=55 mm, ya que con este diámetro cumple con los requisitos.

2.4 Eje B

Se tiene una disposición de fuerzas en el eje B como la de la figura 121, y cuyas cotas están en la tabla 94.



Fig.121-Esquema del eje B

Tabla 94

Líneas	Medidas (mm)
C1	140
12	260
2D	200

Una vez se tiene la disposición se procede a calcular los esfuerzos que afectan al eje. Primero se calcularán las fuerzas en el engranaje 4, que serán de igual valor que en el engranaje 3 pero se sentido opuesto, a excepción del momento que depende del diámetro del engranajes

Estas serían las fuerzas que se encuentran en el engranaje 4.

$$T_3 = T_4 = 40717.49 \text{ N}$$

$$A_3 = A_4 = 10910.22$$

$$V_3 = V_4 = 15342.75 \text{ N}$$

$$M_{f4} = A_4 * \frac{Dp4}{2} = 10910.22 * \frac{538.35}{2} = 2.93 * 10^6 \text{ Nm}$$

Y ahora se calcularían las fuerzas en el engranaje 5, al igual que en el apartado 2.3 con el engranaje 3.

$$T_5 = \frac{M_b * 2}{Dp5} = \frac{10.98 * 10^6 * 2}{111.81} = 196404.92 \text{ N}$$

$$A_5 = T_5 * \tan \mu = 196404.92 * \tan 15 = 52626.54$$

$$V_5 = \frac{T_5}{\cos \mu} * \tan \alpha = \frac{196404.92}{\cos 15} * \tan 20 = 74007.28 \text{ N}$$

$$M_{f5} = A_5 * \frac{Dp5}{2} = 52626.54 * \frac{111.81}{2} = 2.94 * 10^6 \text{ Nmm}$$

Quedaría una disposición del eje, en el plano xy como el de la figura 122.

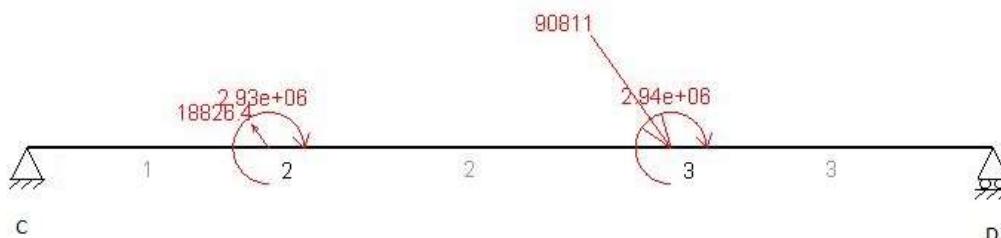


Fig.122-Disposición de fuerzas en el plano xy.

Se procede a calcular las reacciones en los apoyos, para posteriormente calcular los diagramas de esfuerzos.

$$\sum F_x = 0 \quad R_{cx} + A_4 = A_5 \quad R_{cx} = 41716N$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_{cy} + R_{dy} = V_5 - V_4$$

$$\sum M_d = 0 \quad \sum M_d = (R_{cy} * 600) + M_4 + (V_4 * 460) - (V_5 * 200) + M_5$$

$$R_{cx} = 41716 N \quad R_{cy} = 3123 N \quad R_{dy} = 55542 N$$

Con las reacciones se procede a calcular los diagramas de esfuerzos del eje en el plano xy, representados en la figuras 123, 124 y 125.

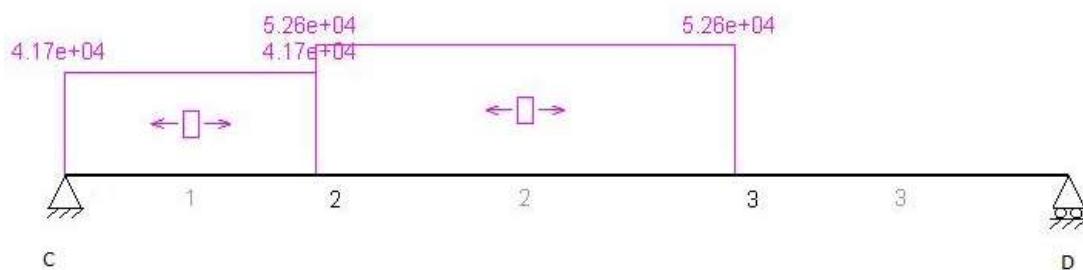


Fig.123- Diagrama de axiles

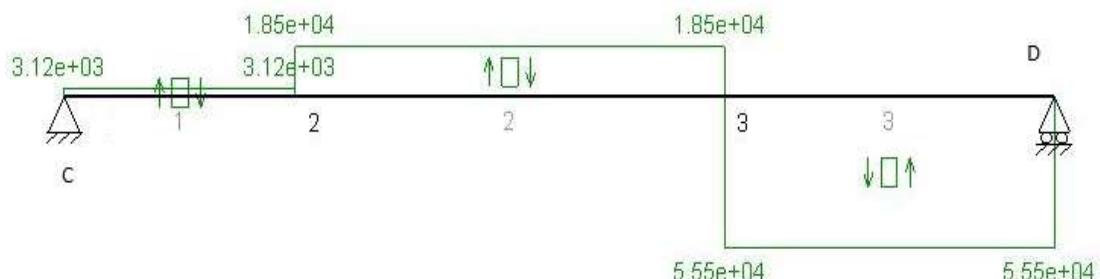


Fig.124-Diagramas de Cortantes

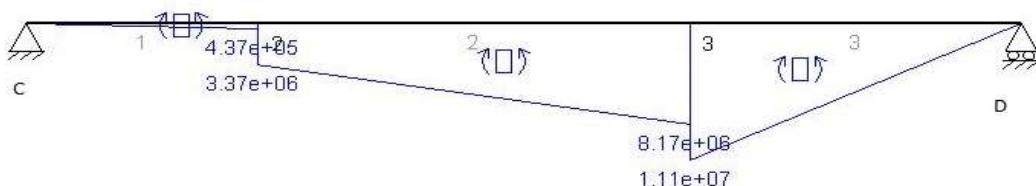


Fig.125-Diagrama de Momentos Flectores

Quedaría una disposición del eje, en el plano xz como el de la figura 126.

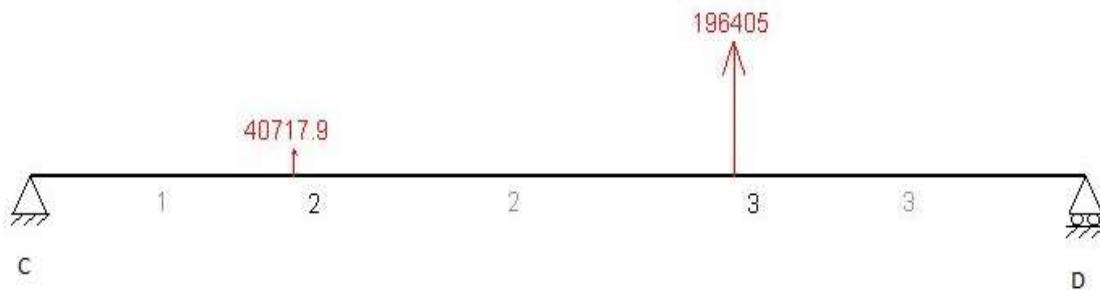


Fig.126-Disposición de fuerzas plano xz

Se procede a calcular las reacciones en los apoyos, para poder calcular los diagramas de esfuerzos.

$$\sum F_z = 0 \quad R_{cz} + R_{dz} = T_4 + T_5$$

$$\sum M_d = 0 \quad \sum M_d = (R_{cz} * 600) - (T_4 * 460) - (T_5 * 200)$$

$$R_{cz} = 96685 \text{ N} \quad R_{dz} = 140440 \text{ N}$$

Con las reacciones se procede a calcular los diagramas de esfuerzos del eje en el plano xy, representados en la figuras 127, 128 y 129.

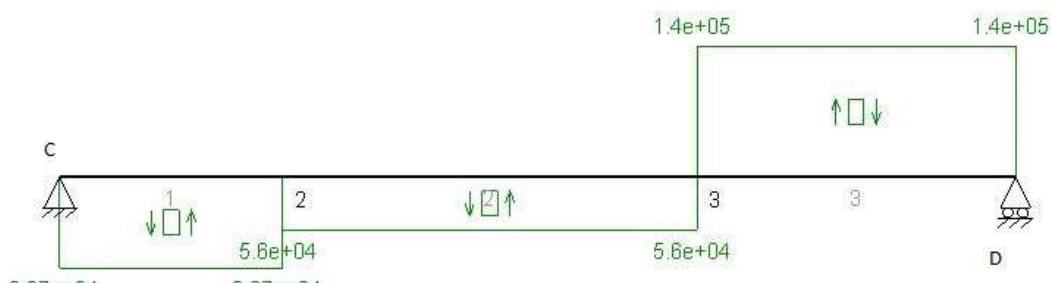


Fig.127-Diagrama de cortantes

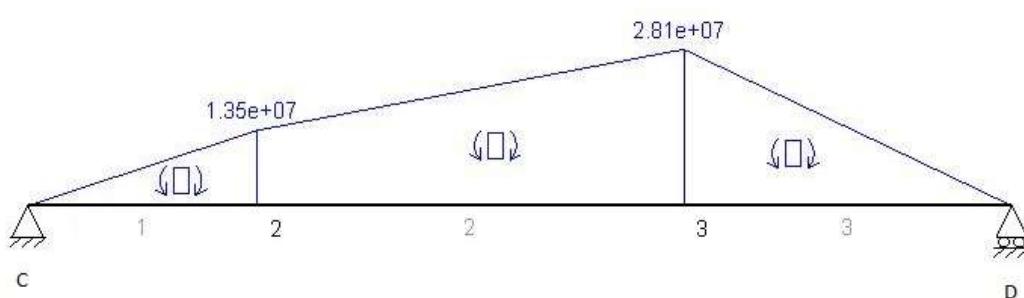


Fig.128-Diagrama de momentos flectores

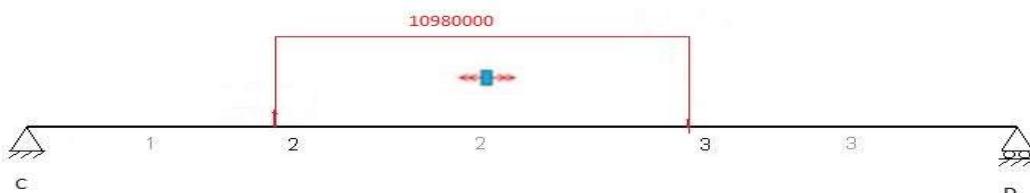


Fig.129-Diagrama de torsor

Una vez calculados los diagramas, se busca el punto mas desfavorable, que es aquel donde se encuentra el valor mayor de momento flector, que en este caso es el punto 3 tanto en la figura 125 como en la figura 128. Se puede calcular el momento flector máximo como la combinación de los esfuerzos en el plano xy e xz.

$$M_{R3} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = \sqrt{(1.11 * 10^7)^2 + (2.81 * 10^7)^2} = 30.21 * 10^6 \text{ Nmm}$$

Para calcular el eje se tienen los datos en la tabla 95.

Tabla 95

Tipo de esfuerzo	
Momento flector (Nmm)	$M_{R3}=30.21*10^6$
Momento torsor (Nmm)	$M_{T3}=10.98*10^6$
Axil (N)	$N_3=5.26*10^4$

Para calcular se seguirá la teoría de cortante máximo, con el coeficiente de seguridad.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_{R3}}{Wf} + \frac{N_3}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{T3}}{Wo}$$

Para el primer cálculo se despreciara el valor del axil. También se puede hacer la siguiente simplificación con el módulo resistente.

$$Wf = \frac{\pi D^3}{32} \quad Wo = \frac{\pi D^3}{16} \quad Wo = 2 * Wf$$

Aquí se está buscando el tamaño del eje, a partir del material y el coeficiente de seguridad. Para ello se usa la teoría de cortante máximo.

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{adim}} \quad \tau_{adim} = \frac{660}{2 * 2} = 165 \text{ MPa} \quad \tau_{max} = \tau_{adim}$$

Para un primer cálculo se desprecia el axil.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{M_{R3}}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{M_{T3}}{2 * Wf}\right)^2}$$

$$165 = \sqrt{\left(\frac{30.21 * 10^6}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{10.98 * 10^6}{2 * Wf}\right)^2}$$

$$Wf = 97412.83 \text{ mm}^3$$

Con el módulo resistente a flexión obtenido, se puede obtener el diámetro necesario.

$$97412.83 = \frac{\pi D^3}{32} \quad D = 99.74 \text{ mm}$$

Como se necesita colocar el rodamiento, se buscará en el proveedor de rodamientos, un diámetro de eje normalizado, en este caso es D=105 mm. Con este valor se vuelve a calcular el coeficiente de seguridad introduciendo el valor del axil.

$$Wf = 113649.59 \text{ mm}^3 \quad Wo = 227299.14 \text{ mm}^3 \quad A = 8659.01 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{30.21 * 10^6}{113649.59} + \frac{5.26 * 10^4}{8659.01} = 271.89 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{10.98 * 10^6}{227299.14} = 48.3 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{271.89}{2}\right)^2 + 48.3^2} = 144.27 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{660}{2 * 144.27} = 2.29$$

Al ser el diámetro del eje muy grande, para intentar aligerar peso se va a dividir el eje en dos zonas según los esfuerzos. Esta zona que ya se han calculado sería la zona 2. Se puede ver un esquema en la figura 130, y los datos de medidas en la tabla 96.

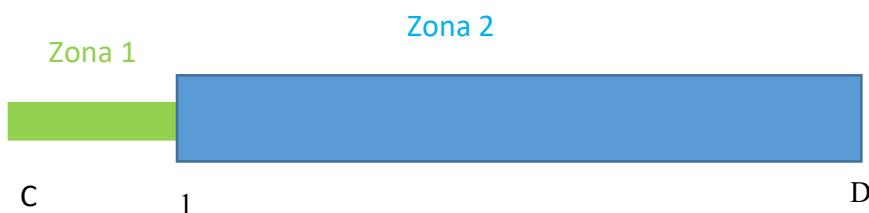


Fig. 130-Esquema de zonas del eje

Tabla 96

Líneas	Medidas (mm)
C1	130
1D	470

La zona 1, sería la zona en color verde de la figura 130. Se puede calcular el momento flector máximo como, obteniendo los dato de los diagramas de esfuerzos.

$$M_{R1} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = \sqrt{(4.06 * 10^5)^2 + (1.25 * 10^7)^2} = 12.50 * 10^6 \text{ Nmm}$$

Para calcular el eje se tienen los datos en la tabla 97.

Tabla 97

Tipo de esfuerzo	
Momento flector (Nmm)	$M_{R1}=12.50*10^6$
Axil (N)	$N_1=4.25*10^4$

Se calcularía con la teoría de cortante máximo, y el coeficiente de seguridad.

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_x}{2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_{R1}}{Wf} + \frac{N_1}{A}$$

Para el primer cálculo se despreciara el valor del axil.

$$Wf = \frac{\pi D^3}{32}$$

Aquí se está buscando el tamaño del eje, a partir del material y el coeficiente de seguridad. Para ello se usa la teoría de cortante máximo.

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{adim}} \quad \tau_{adim} = \frac{660}{2 * 2} = 165 \text{ MPa} \quad \tau_{max} = \tau_{adim}$$

Para un primer cálculo

$$\tau_{max} = \frac{M_{R1}}{2 * Wf}$$

$$165 = \frac{12.50 * 10^6}{2 * Wf}$$

$$Wf = 37898.74 \text{ mm}^3$$

Con el módulo resistente a flexión obtenido, se puede obtener el diámetro necesario.

$$37898.74 = \frac{\pi D^3}{32} \quad D = 72.81 \text{ mm}$$

Como se necesita colocar el rodamiento, se buscará en proveedor de rodamientos, un diámetro de eje normalizado, en este caso es D=80 mm. Con este valor se vuelve a calcular el coeficiente de seguridad introduciendo el valor del Axil.

$$Wf = 50265.48 \text{ mm}^3 \quad A = 5026.55 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{12.50 * 10^6}{50265.48} + \frac{4.25 * 10^4}{5026.55} = 257.13 \text{ MPa}$$



$$\tau_{max} = \frac{257.13}{2} = 128.56 MPa$$

$$C_s = \frac{660}{2 * 128.56} = 2.57$$

Ahora será necesario calcular los concentradores de tensiones para ver si es posible realizar el eje en dos tramos. El radio máximo de acuerdo se calculará como

$$r_{max} = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{105 - 80}{2} = 12.5 mm$$

Hay que comprobarlo tanto con el axil como con el flector, ya que estos tienen diferente valor del concentrador de tensión. Para calcular la tensión

$$\sigma = \left(K_a * \frac{M}{W_f} \right) + \left(K_b * \frac{N}{A} \right)$$

El valor de K_a depende de

$$\frac{d_2}{d_1} = 1.32 \quad \frac{r}{d_1} = 0.16$$

Y el valor de K_a se encuentra en graficas introduciéndose con estos valores se encuentran en el apartado 5 del anexo IV.

$$K_a = 1.6$$

El valor de K_b depende de

$$\frac{d_2}{d_1} = 1.32 \quad \frac{r}{d_1} = 0.16$$

Y el valor se encuentra en gráficas, que se encuentran en al apartado 5 del anexo IV, introduciéndose con estos valores.

$$K_b = 1.5$$

Por tanto

$$\sigma = \left(1.6 * \frac{12.5 * 10^6}{50265.48} \right) + \left(1.5 * \frac{41700}{5026.55} \right) = 410 MPa$$

$$\tau = \frac{\sigma}{2} = 205 MPa$$

$$C_s = \frac{660}{2 * 205} = 1.61$$

Por tanto ese radio no sería válido. Se probaría con un diámetro mayor, $d_2=90$. En este caso $r=7.5$

El valor de K_a depende de

$$\frac{d_2}{d_1} = 1.16 \quad \frac{r}{d_1} = 0.08$$

Y el valor se encuentra en graficas introduciéndose con estos valores

$$K_a = 1.4$$

El valor de Kb depende de

$$\frac{d_2}{d_1} = 1.16 \quad \frac{r}{d_1} = 0.08$$

Y el valor se encuentra en graficas introduciéndose con estos valores

$$K_b = 1.5$$

Por tanto

$$\sigma = \left(1.4 * \frac{12.49 * 10^6}{71569.41} \right) + \left(1.4 * \frac{41700}{6361.73} \right) = 253.5 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{\sigma}{2} = 126.75 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{660}{2 * 126.75} = 2.60$$

Por tanto se ve que cumple con los requisitos. Se fabricará un eje de dos zonas, una de D=90 mm y otra zona de D=105 mm, con un radio de acuerdo de 7.5.

2.5 Eje C

Se dispone de una disposición de fuerzas en el eje c como la de la figura 131, y cuyas medidas se encuentran en la tabla 98.

Tabla 98

Líneas	Medidas (mm)
E1	400
12	480
23	900
3F	220

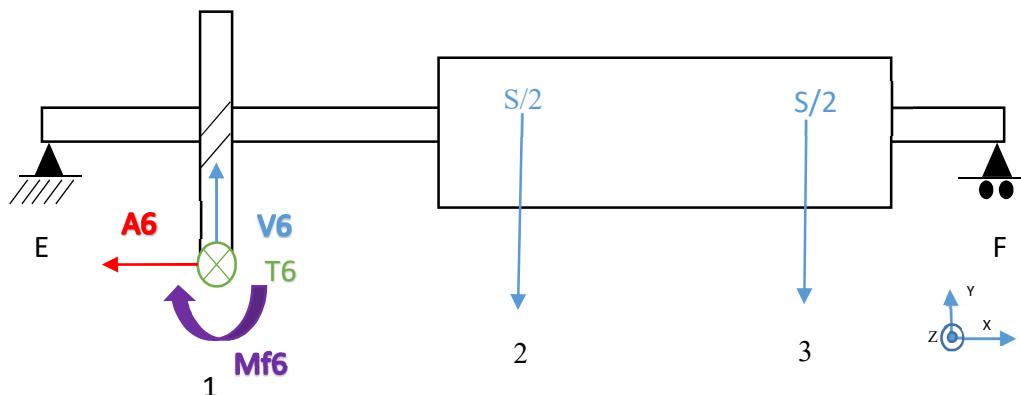


Fig.131-Esquema del eje.

Una vez se tiene la disposición se procede a calcular los esfuerzos que afectan al eje. Primero se calcularán las fuerzas en el engranaje 6, que serán de igual valor que en el engranaje 5 pero en sentido opuesto.

$$T_6 = T_5 = 196404.92N$$

$$A_6 = A_5 = 52626.54$$

$$V_6 = V_5 = 74007.28N$$

$$M_{f6} = A_6 * \frac{Dp6}{2} = 52626.54 * \frac{782.67}{2} = 20.59 * 10^6 Nmm$$

Y ahora se dispondrían las fuerzas en el tambor, que en este caso se repartirían en dos $S = 255000 N$, que esta sería la carga de servicio.

Quedaría una disposición del eje, en el plano xy como el de la figura 132.

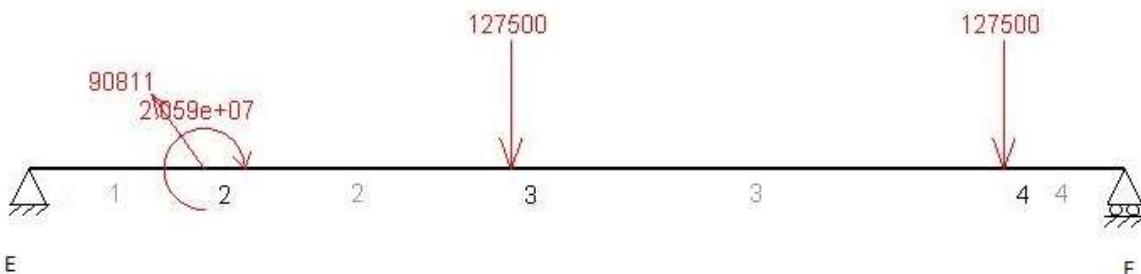


Fig.132-Disposición de fuerzas en el plano xy

Se procede a calcular las reacciones en los apoyos, para posteriormente calcular los diagramas de esfuerzos.

$$\sum F_x = 0 \quad R_{ex} = A_6 \quad R_{ex} = 52627 N$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_{ey} + R_{fy} + V_6 = S$$

$$\sum M_f = 0 \quad \sum M_f = (R_{ey} * 2000) + M_6 + (V_6 * 1680) - \left(\frac{s}{2} * 1120\right) + \left(\frac{s}{2} * 220\right)$$

$$R_{ex} = 52627 N \quad R_{ey} = 12964 N \quad R_{fy} = 168030 N$$

Con las reacciones calculadas se procede a calcular los diagramas de esfuerzo del eje en el plano xy, representados en la figuras 133, 134 y 135.

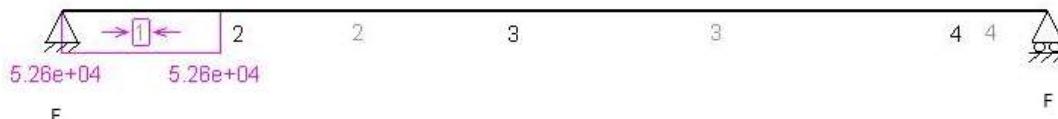


Fig.133-Diagrama de axil

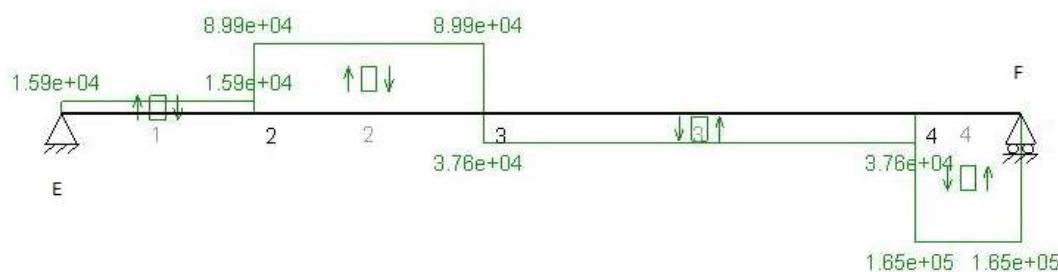


Fig.134-Diagrama de cortantes

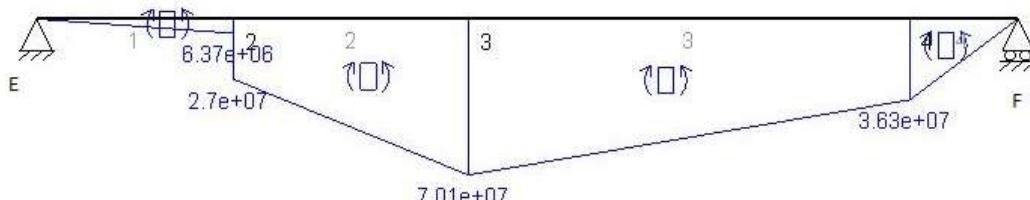


Fig.135-Diagrama de flectores

Quedaría una disposición del eje, en el plano xz como el de la figura 136.

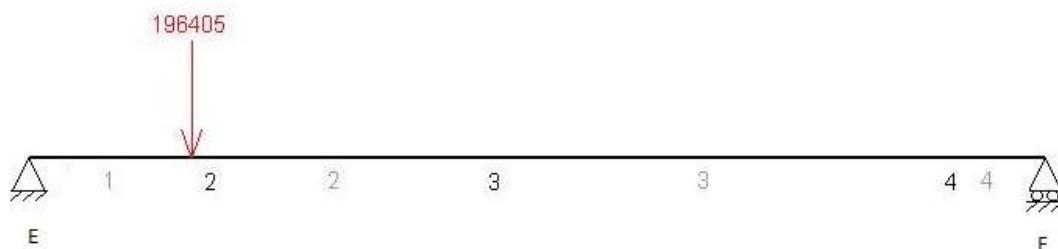


Fig.136-Disposición de fuerzas en el plano xz

Se procede a calcular las reacciones en los apoyos, para posteriormente calcular los diagramas de esfuerzos.

$$\sum F_z = 0 \quad R_{ez} + R_{fz} = T_6$$

$$\sum M_f = 0 \quad \sum M_f = (R_{ez} * 600) - (T_6 * 460)$$

$$R_{ez} = 164980 \text{ N} \quad R_{fz} = 31425 \text{ N}$$

Con las reacciones calculadas se procede a calcular los diagramas de esfuerzo del eje en el plano xy, representados en la figuras 137,138 y 139.

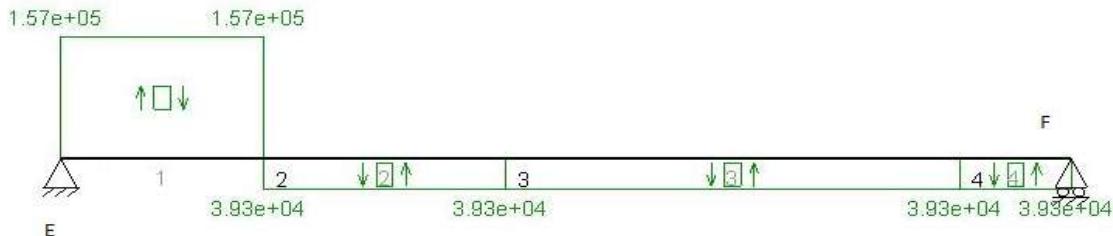


Fig.137-Diagramas de cortantes

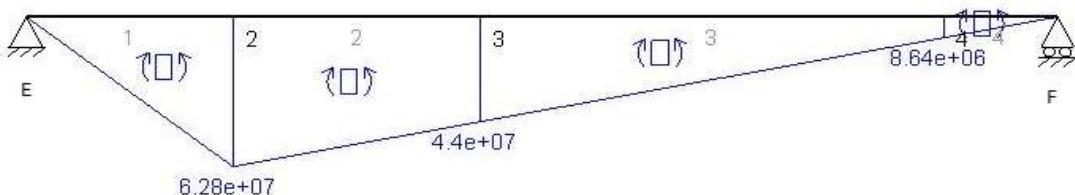


Fig.138-Diagrama de momentos flectores

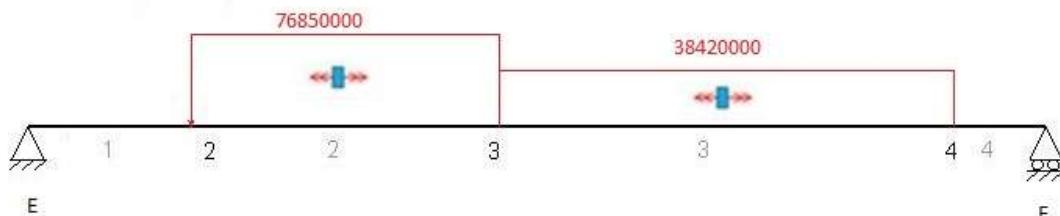


Fig.139-Diagrama de momentos torsores.

Una vez calculados los diagramas, se busca el punto más desfavorable, que es aquel donde se encuentra el mayor valor de momento flector, que en este caso es el punto 3 de la figura 135. Habría que buscar el flector máximo, para poder calcular la sección más desfavorable

$$M_{R3} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = \sqrt{(7.01 * 10^7)^2 + (4.4 * 10^7)^2} = 82.76 * 10^6 \text{ Nmm}$$

Para calcular el eje se tienen los datos en la tabla 99.

Tabla 99

Tipo de esfuerzo	
Momento flector (Nmm)	$M_{R3}=82.76*10^6$
Momento torsor (Nmm)	$M_{T3}=76.85*10^6$

Se procede a calcular el diámetro mínimo necesario, siguiendo la teoría de cortante máximo y el coeficiente de seguridad.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_{R3}}{Wf}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{T3}}{Wo}$$

Se puede hacer la siguiente simplificación en el cálculo del módulo resistente del eje.

$$Wf = \frac{\pi D^3}{32} \quad Wo = \frac{\pi D^3}{16} \quad Wo = 2 * Wf$$

Aquí se está buscando el tamaño del eje, a partir del material y el coeficiente de seguridad. Para ello se usa la teoría de cortante máximo.

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{adim}} \quad \tau_{adim} = \frac{660}{2 * 2} = 165 \text{ MPa} \quad \tau_{max} = \tau_{adim}$$

Para un primer cálculo se toman los siguientes datos:

$$\begin{aligned} \tau_{max} &= \sqrt{\left(\frac{M_{R3}}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{M_{T3}}{2 * Wf}\right)^2} \\ 165 &= \sqrt{\left(\frac{82.76 * 10^6}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{76.85 * 10^6}{2 * Wf}\right)^2} \\ Wf &= 342248.98 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

Con el módulo resistente a flexión obtenido, se puede obtener el diámetro necesario.

$$342248.98 = \frac{\pi D^3}{32} \quad D = 151.62 \text{ mm}$$

Se buscará un diámetro de eje superior en este caso es D=152 mm.

Al ser el tamaño del eje muy grande, para intentar aligerar peso se va a dividir el eje en tres zonas según los esfuerzos. Esta zona que ya se ha calculado sería la zona 2. Se puede ver un esquema en la figura 140, y las medidas en la tabla 100.

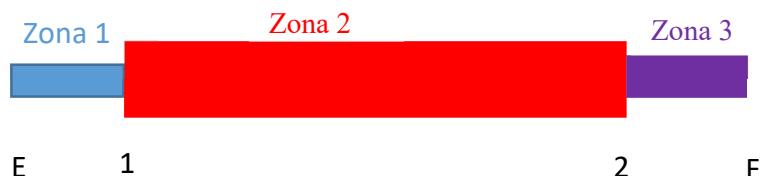


Fig.140-Esquema del eje

Tabla 100

Líneas	Medidas (mm)
E1	280
12	1520
2F	200

La zona 1, es la que se ve en azul en la figura 140.

Se puede calcular el momento flector máximo, obteniendo los datos de los diagramas de momentos flectores.

$$M_{R1} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = \sqrt{(4.46 * 10^6)^2 + (4.4 * 10^7)^2} = 44.23 * 10^6 \text{ Nmm}$$

Para calcular el eje se tienen los datos en la tabla 10.

Tabla 101

Tipo de esfuerzo	
Momento flector (Nmm)	$M_{R1}=44.23*10^6$
Momento torsor (Nmm)	$M_{T1}=76.85*10^6$
Axil (N)	$N_1=5.26*10^4$

Se procede a calcular el diámetro mínimo necesario, siguiendo la teoría de cortante máximo y el coeficiente de seguridad.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_{R1}}{Wf} + \frac{N_1}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{T1}}{Wo}$$

Para el primer cálculo se despreciara el valor del axil. También se puede hacer la siguiente simplificación.

$$Wf = \frac{\pi D^3}{32} \quad Wo = \frac{\pi D^3}{16} \quad Wo = 2 * Wf$$

Aquí se está buscando el tamaño del eje, a partir del material y el coeficiente de seguridad. Para ello se usa la teoría de cortante máximo.

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2*\tau_{adim}} \quad \tau_{adim} = \frac{660}{2*2} = 165 \text{ MPa} \quad \tau_{max} = \tau_{adim}$$

Para un primer cálculo se desprecia el valor del axil en el eje.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{M_{R1}}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{M_{T1}}{2 * Wf}\right)^2}$$

$$165 = \sqrt{\left(\frac{44.23 * 10^6}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{78.65 * 10^6}{2 * Wf}\right)^2}$$

$$Wf = 273428.63 \text{ mm}^3$$

Con el módulo resistente a flexión obtenido, se puede obtener el diámetro necesario.

$$273428.63 = \frac{\pi D^3}{32} \quad D = 140.69 \text{ mm}$$

Como se necesita colocar el rodamiento, se buscará en el proveedor de rodamientos un diámetro de eje normalizado, que el más próximo es D=150 mm. Con este valor se vuelve a calcular el coeficiente de seguridad introduciendo el valor del Axil.

$$Wf = 331339.85 \text{ mm}^3 \quad Wo = 662679.70 \text{ mm}^3 \quad A = 17671.46 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{44.23 * 10^6}{331339.85} + \frac{5.26 * 10^4}{17671.46} = 136.46 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{76.85 * 10^6}{662679.70} = 115.7 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{136.46}{2}\right)^2 + 115.7^2} = 134.32 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{660}{2 * 134.32} = 2.2$$

Como se ve con un diámetro de 150 mm cumplirías con los requisitos impuestos para el cálculo.

La zona 3, es la zona en color morado de la figura 140.

Se puede calcular el momento flector máximo como, obteniendo los datos de los diagramas de momentos flectores.

$$M_{R3} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = \sqrt{(3.3 * 10^7)^2 + (7.85 * 10^6)^2} = 33.92 * 10^6 \text{ Nmm}$$

Para calcular el eje se tienen los datos en la tabla 102.

Tabla 102

Tipo de esfuerzo	
Momento flector (Nmm)	$M_{R3}=33.92*10^6$

Se procede a calcular el diámetro mínimo necesario, siguiendo la teoría de cortante máximo y el coeficiente de seguridad.

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_x}{2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_{R3}}{Wf}$$

$$Wf = \frac{\pi D^3}{32}$$

Aquí se está buscando el tamaño del eje, a partir del material y el coeficiente de seguridad. Para ello se usa la teoría de cortante máximo.

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{adim}} \quad \tau_{adim} = \frac{660}{2 * 2} = 165 \text{ MPa} \quad \tau_{max} = \tau_{adim}$$

Para un primer cálculo

$$\tau_{max} = \frac{M_{R3}}{2 * Wf}$$

$$165 = \frac{33.92 * 10^6}{2 * Wf}$$

$$Wf = 102790.38 \text{ mm}^3$$

Con el módulo resistente a flexión obtenido, se puede obtener el diámetro necesario.

$$102790.38 = \frac{\pi D^3}{32} \quad D = 101.54 \text{ mm}$$

Como se necesita colocar el rodamiento, se buscará en el proveedor de rodamientos, el diámetro de eje normalizado más próximo que en este caso es D=110 mm.

Ahora será necesario calcular los concentradores de tensiones para ver si es posible realizar el eje en dos tramos. El primero que se va a calcular esta entre la zona 1 y 2. El radio máximo de acuerdo se calculará como

$$r_{max} = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{152 - 150}{2} = 1 \text{ mm}$$

Hay que comprobarlo tanto con el axil como con el flector y con el torsor, ya que estos tienen diferente valor del concentrador de tensión. Para calcular la tensión

$$\sigma = \left(K_a * \frac{M_f}{W_f} \right) + \left(K_b * \frac{N}{A} \right)$$

$$\tau = \left(K_c * \frac{M_t}{W_0} \right)$$

El valor de K_a depende de

$$\frac{d_2}{d_1} = 1.01 \quad \frac{r}{d_1} = 0.007$$

Y el valor se encuentra en gráficas, que se encuentran en el apartado 5 del anexo IV, introduciéndose con estos valores

$$K_a = 1.9$$

El valor de Kb depende de

$$\frac{d_2}{d_1} = 1.01 \quad \frac{r}{d_1} = 0.007$$

Y el valor se encuentra en graficas introduciéndose con estos valores

$$K_b = 1.6$$

El valor de Kc depende de

$$\frac{d_2}{d_1} = 1.01 \quad \frac{r}{d_1} = 0.007$$

Y el valor se encuentra en graficas introduciéndose con estos valores

$$K_c = 1.1$$

Por tanto quedará una disposición de esfuerzos

$$\sigma = \left(1.9 * \frac{44.26 * 10^6}{331339.85} \right) + \left(1.6 * \frac{5.26 * 10^4}{17671.46} \right) = 285.56 \text{ MPa}$$

$$\tau = \left(1.1 * \frac{76.85 * 10^6}{662679.70} \right) = 127.56 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{285.56}{2}\right)^2 + 127.56^2} = 191.47 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{660}{2 * 191.47} = 1.72$$

Por tanto ese radio no sería válido. Se probaría con un diámetro mayor, d1=160.
En este caso r=4

El valor de Ka depende de

$$\frac{d_2}{d_1} = 1.05 \quad \frac{r}{d_1} = 0.02$$

Y el valor se encuentra en graficas introduciéndose con estos valores

$$K_a = 1.8$$

El valor de Kb depende de

$$\frac{d_2}{d_1} = 1.05 \quad \frac{r}{d_1} = 0.02$$

Y el valor se encuentra en graficas introduciéndose con estos valores

$$K_b = 1.5$$

El valor de Kc depende de

$$\frac{d_2}{d_1} = 1.05 \quad \frac{r}{d_1} = 0.02$$

Y el valor se encuentra en graficas introduciéndose con estos valores

$$K_b = 1.1$$

Por tanto

$$\sigma = \left(1.8 * \frac{44.26 * 10^6}{402123.86} \right) + \left(1.5 * \frac{5.26 * 10^4}{2513.27} \right) = 229.52 \text{ MPa}$$

$$\tau = \left(1.1 * \frac{76.85 * 10^6}{804247.72} \right) = 105.1 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{229.52}{2}\right)^2 + 105.1^2} = 155.62 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{660}{2 * 155.62} = 2.12$$

Por tanto en la zona 1 se encontraría un diámetro de 160 y en la zona 2 un diámetro de 152

Ahora será necesario calcular los concentradores de tensiones para ver si es posible realizar el eje en dos tramos. El primero que se va a calcular esta entre la zona 2 y 3. El radio máximo de acuerdo se calculará como

$$r_{max} = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{152 - 110}{2} = 21 \text{ mm}$$

Se propone un radio de acuerdo de 10mm

Hay que comprobarlo tanto con el axil como con el flector y con el torsor, ya que estos tienen diferente valor del concentrador de tensión. Para calcular la tensión

$$\sigma = \left(K_a * \frac{M_f}{W_f} \right) + \left(K_b * \frac{N}{A} \right)$$

$$\tau = \left(K_c * \frac{M_t}{W_0} \right)$$

El valor de Ka depende de

$$\frac{d_2}{d_1} = 1.39 \quad \frac{r}{d_1} = 0.07$$

Y el valor se encuentra en gráficas, se encuentran en el apartado 5 del anexo IV, introduciéndose con estos valores

$$K_a = 1.6$$

Por tanto

$$\sigma = \left(1.6 * \frac{33.92 * 10^6}{130670.62} \right) = 415.33 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{\sigma}{2} = \frac{415.33}{2} = 207.67$$

$$C_s = \frac{660}{2 * 207.67} = 1.59$$

Por tanto ese radio no sería válido. Se probaría con un diámetro mayor, d1=120. En este caso r=10

El valor de Ka depende de

$$\frac{d_2}{d_1} = 1.27 \quad \frac{r}{d_1} = 0.08$$

Y el valor se encuentra en graficas introduciéndose con estos valores

$$K_a = 1.5$$

Por tanto

$$\sigma = \left(1.5 * \frac{33.92 * 10^6}{169646} \right) = 299.92 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{\sigma}{2} = \frac{299.92}{2} = 149.96$$

$$C_s = \frac{660}{2 * 149.96} = 2.20$$

Por tanto se fabricara un eje de tres zonas, una de D=160 mm y otra zona de D=152 mm, y otra de D=120 mm.

2.6 Cálculo de pesos del reductor

En este apartado se calcularán los pesos de los tres ejes, con sus correspondientes elementos. Se tomará una densidad de acero de 7850 kg/m^3 para todas las piezas.

- **Eje A**

En el eje A se encuentran la polea 2, el engranaje 3 y el propio eje. El peso de la polea 2 ya se encuentra en los catálogos, ya que es un elemento comercial. Y el peso del engranaje, se calculará como si el engranaje fuese un disco sólido.

En primer lugar se calculará el peso del eje,

$$V_{eje} = A * l = \frac{\pi * 55^2}{4} * 600 = 1.43 * 10^6 \text{ mm}^3 = 1.43 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$P_{eje} = 1.43 * 10^{-3} * 7850 = 11.19 \text{ kg}$$

El siguiente es el engranaje 3

$$V_{engranaje} = A * b = \frac{\pi * 67.29^2}{4} * 97.5 = 3467333.3 \text{ mm}^3 = 346.74 * 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$P_{engranaje3} = 346.74 * 10^{-6} * 7850 = 2.72 \text{ kg}$$

Los resultados se ven en la tabla 103.

Tabla 103

Masa eje (kg)	11.19
Masa engranaje 3 (kg)	2.72
Masa polea (kg)	72

- **Eje B**

En el eje B se encuentran el engranaje 4, el engranaje 5 y el propio eje. Y el peso del engranaje, se calculará como si el engranaje fuese un disco sólido. Y el eje se calculará como si fuera de diámetro único del diámetro mayor.

En primer lugar se calculará el peso del eje,

$$V_{eje} = A * l = \frac{\pi * 105^2}{4} * 600 = 5.2 * 10^6 \text{ mm}^3 = 5.2 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$P_{eje} = 5.2 * 10^{-3} * 7850 = 40.78 \text{ kg}$$

El siguiente es el engranaje 4

$$V_{engranaje4} = A * b = \frac{\pi * 538.34^2}{4} * 97.5 = 22.19 * 10^6 \text{ mm}^3 = 22.19 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$P_{engranaje4} = 22.19 * 10^{-3} * 7850 = 174.21 \text{ kg}$$

El siguiente es el engranaje 5

$$V_{engranaje5} = A * b = \frac{\pi * 111.8^2}{4} * 225 = 2.21 * 10^6 mm^3 = 2.21 * 10^{-3} m^3$$

$$P_{engranaje5} = 2.21 * 10^{-3} * 7850 = 17.34 kg$$

Los resultados se ven en la tabla 104.

Tabla 104

Masa eje (kg)	40.78
Masa engranaje 4 (kg)	174.21
Masa engranaje 5 (kg)	17.34

- Eje C

En el eje c se encuentran el engranaje 6, el tambor y el propio eje. Y el peso del engranaje, se calculará como si el engranaje fuese un disco sólido. Y el eje se calculará como si fuera de diámetro único del diámetro de la zona 2, ya que es la que más superficie ocupa.

En primer lugar se calculará el peso del eje,

$$V_{eje} = A * l = \frac{\pi * 152^2}{4} * 2000 = 36.29 * 10^6 mm^3 = 36.29 * 10^{-3} m^3$$

$$P_{eje} = 36.29 * 10^{-3} * 7850 = 284.89 kg$$

El siguiente es el engranaje 6

$$V_{engranaje} = A * b = \frac{\pi * 782.69^2}{4} * 225 = 108.25 * 10^6 mm^3$$

$$= 108.25 * 10^{-3} m^3$$

$$P_{engranaje6} = 108.25 * 10^{-3} * 7850 = 849.76 kg$$

El siguiente es el tambor

$$V_{tambor} = A * b = \frac{\pi * (605^2 - 596^2)}{4} * 900 = 7.64 * 10^6 mm^3 = 7.64 * 10^{-3} m^3$$

$$P_{tambor} = 7.64 * 10^{-3} * 7850 = 59.98 kg$$

Los resultados se ven en la tabla 105.

Tabla 105

Masa eje (kg)	284.89
Masa engranaje 6 (kg)	849.76
Masa tambor (kg)	59.98

Por tanto la masa total del reductor será la suma de todas las masas parciales, y se obtendrá un peso total de M=1512.97 Kg.

2.7 Cálculo de inercias

Se van a calcular todas las inercias, para poder aplicarlas en el apartado tanto del freno como del motor. En primer lugar se calcularán las inercias de cada componente y en segundo lugar la inercia final de todo el eje.

- Eje A

En este apartado hay que tener en cuenta la polea y su correspondiente correa, así como la inercia del propio eje y la del engranaje

 - Polea

$$I_{polea} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 72 * 0.315^2 = 3.57 \text{ kgm}^2$$

 - Engranaje 3

$$I_{engranaje3} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 17.34 * (33.64 * 10^{-3})^2 = 1.54 * 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

 - Eje

$$I_{eje} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 11.19 * (76 * 10^{-3})^2 = 4.23 * 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

Por tanto ahora se calcularía la inercia total del eje, como la suma de todas las inercias parciales

$$I_{totalA} = I_{polea} + I_{engranaje3} + I_{eje} = 3.57$$

- Eje B

En este apartado hay que tener en cuenta la polea y su correspondiente correa, así como la inercia del propio eje y la del engranaje

 - Engranaje 4

$$I_{engranaje4} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 174.21 * 0.27^2 = 6.31 \text{ kgm}^2$$

 - Engranaje 5

$$I_{engranaje5} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 17.34 * (55.9 * 10^{-3})^2 = 27.09 * 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

 - Eje

$$I_{eje} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 40.27 * (52.5 * 10^{-3})^2 = 0.055 \text{ kgm}^2$$

Por tanto ahora se calcularía la inercia total del eje, como la suma de todas las inercias parciales.

$$I_{totalB} = I_{engranaje4} + I_{engranaje5} + I_{eje} = 6.39 \text{ kgm}^2$$

- Eje C

En este apartado hay que tener en cuenta la polea y su correspondiente correa, así como la inercia del propio eje y la del engranaje

- Engranaje 6

$$I_{engranaje} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 849.76 * 0.39^2 = 68.51 \text{ kgm}^2$$

- Tambor

$$I_{tambor} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 59.97 * (0.3025^2 + 0.298^2) = 5.40 \text{ kgm}^2$$

- Eje

$$I_{eje} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 284.89 * (76 * 10^{-3})^2 = 0.82 \text{ kgm}^2$$

Por tanto ahora se calcularía la inercia total del eje, como la suma de las inercias parciales.

$$I_{totalc} = I_{engranaje6} + I_{tambor} + I_{eje} = 74.73 \text{ kgm}^2$$

3 Cálculo del peso de la estructura

Para calcular el peso de los perfiles de la estructura se tienen los valores peso por metro lineal en el prontuario que se encuentra en el anexo III.

Para el TRAVESAÑO

$$Peso_{TRAVESAÑO} = 2 * 6.54 = 13.08 \text{ kg}$$

Y para el larguero

$$Peso_{languero} = 2.6 * 49.10 = 127.66 \text{ kg}$$

Por tanto el peso total del carro será

$$\begin{aligned} Peso &= (2 * Peso_{TRAVESAÑO}) + (2 * Peso_{languero}) + Peso_{reductor} + Peso_{motor1} \\ &\quad + Peso_{freno} = 2564.45 \text{ kg} \end{aligned}$$

4. Reductor 5.3.2

4.1 Engranajes 1-2

Para calcular los engranajes se va a realizar un proceso iterativo, hasta conseguir las especificaciones deseadas. En el primer cálculo se supone un módulo de 5, para poder calcular el diámetro, con este la velocidad, y así el factor de servicio.

$$Mn = \frac{D_{p1}}{Z_1} * \cos \mu$$

$$D_{p1} = \frac{Mn * Z_1}{\cos \mu} = \frac{5 * 12}{\cos 15} = 62.12 \text{ mm}$$

$$V = n_a * \frac{2\pi}{60} * \frac{D_{p1}}{2} = 750 * \frac{2\pi}{60} * \frac{62.12}{2} = 2439.45 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 146.35 \text{ m/min}$$

$$fd = 1 + \frac{V}{360} = 1 + \frac{146.35}{360} = 1.4$$

$$M_{ac} = M_a * fd * fs = 15458.13 * 1.25 * 1.4 = 27051.73 \text{ Nmm}$$

Para calcular el módulo a resistencia necesario disponemos de la siguiente fórmula.

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{M_{ac}}{\delta Z y \sigma_{adim}}} * \frac{\cos \mu}{1.5}$$

Siendo

- $\delta = \frac{b}{M}$ es el coeficiente de rigidez, relación entre la anchura del diente y el módulo. En el primer cálculo se supone $\delta = 15$
- Z , el número de dientes del engranaje. En este caso es $Z = 12$
- y , factor de forma de diente o coeficiente de Lewis. Existe una tabla con los valores, esta tabla se encuentran en el apartado 4 del anexo IV. Con los valores ya calculados para un número de dientes determinados. Para calcularlo en engranajes helicoidales, se usa la misma tabla que para dientes rectos, pero el número de dientes es $Z' = \frac{Z}{(\cos \mu)^3} = \frac{12}{(\cos 15)^3} = 13.32$. Por tanto $y(Z') = 0.0841$
- σ_{adim} , es la tensión admisible del material en MPa. En este caso es de 330 MPa

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{27051.73}{15 * 12 * 0.0841 * 330}} * \frac{\cos 15}{1.5} = 1.30 \approx 1.5$$

Como se ve el módulo supuesto es mucho mayor que el obtenido, por lo tanto se volverá a calcular el momento corregido.

$$D_{p1} = \frac{Mn * Z_1}{\cos \mu} = \frac{1.5 * 12}{\cos 15} = 18.64 \text{ mm}$$

$$V = n_a * \frac{2\pi}{60} * \frac{D_{p1}}{2} = 750 * \frac{2\pi}{60} * \frac{18.64}{2} = 731.8 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 43.09 \text{ m/min}$$

$$fd = 1 + \frac{V}{360} = 1 + \frac{43.09}{360} = 1.12$$

$$M_{ac} = M_a * fd * fs = 15458.13 * 1.25 * 1.12 = 21679.36 \text{ Nmm}$$

Una vez calculado a resistencia, se pasara a comprobar el módulo necesario para cumplir con los parámetros de desgaste. Para ello se usará la siguiente fórmula, con el momento ya corregido anteriormente

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{\delta Z^2} * \frac{4M_{ac}(\cos \mu)^3}{K_r \sin 2\alpha} * \frac{1 + i_{ab}}{i_{ab}}}$$

Repetiendo tanto los mismo valores de δ y Z . Y siendo:

- K_r , el coeficiente de presión de rodadura, y representa la resistencia a desgaste del diente.

$$K_r = 0.677 * \frac{HB^2}{EW^{\frac{1}{3}}}$$

- HB, es la dureza del material. Para este caso 310 HB, que se cambia de unidades a MPa. 1 HB ≈ 10 MPa.
- E, el módulo de Young del material. Para este caso $E=210*10^3$ MPa
- W, siendo las millones de vueltas que da el engranaje, y se calcula como

$$W = \frac{L_h * n * 60}{10^6}$$

Siendo

- L_h , la duración mínima en horas requeridas. Para este caso $L_h=6300$ horas
- n, el número de revoluciones del eje en rpm. En este caso $n=750$ rpm.

$$W = \frac{6300 * 750 * 60}{10^6} = 283.5$$

$$K_r = 0.677 * \frac{3100^2}{210 * 10^3 * 283.5^{\frac{1}{3}}} = 4.7$$

Por tanto para calcular a desgaste.

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{15 * 12^2} * \frac{4 * 21679.36 * (\cos 15)^3}{4.72 \sin 40} * \frac{1 + 7}{7}} = 2.39$$

Habría que buscar un módulo normalizado superior, que se le aproxima, que sería el de 2.5. Con este módulo, se volvería a calcular el factor de esfuerzos dinámicos ya que cambia el diámetro, y la velocidad. Por tanto quedará

$$D_{p1} = \frac{Mn * Z_1}{\cos \mu} = \frac{2.5 * 12}{\cos 15} = 31.05 \text{ mm}$$

$$V = n_a * \frac{2\pi}{60} * \frac{D_{p1}}{2} = 750 * \frac{2\pi}{60} * \frac{31.05}{2} = 1219.33 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 73.16 \text{ m/min}$$

$$fd = 1 + \frac{V}{360} = 1 + \frac{73.16}{360} = 1.20$$

$$M_{ac} = M_a * fd * fs = 15458.13 * 1.25 * 1.20 = 23187.2 \text{ Nmm}$$

Habría que volver a comprobar a resistencia y a desgaste el módulo mínimo necesario.

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{23187.2}{15 * 12 * 0.0841 * 330} * \frac{\cos 15}{1.5}} = 1.24$$

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{15 * 12^2} * \frac{4 * 23187.2 * (\cos 15)^3}{4.72 \sin 40} * \frac{1+7}{7}} = 2.4$$

Como se ve en el resultado con un módulo de 2.5 cumpliría tanto a desgaste como a resistencia.

4.2 Engranajes 3-4

Para calcular los engranajes se va a realizar un proceso iterativo, hasta conseguir las especificaciones deseadas. En el primer cálculo se supone un módulo de 5, para poder calcular el diámetro, con este la velocidad, y así el factor de servicio.

$$Mn = \frac{D_{p3}}{Z_3} * \cos \mu$$

$$D_{p3} = \frac{Mn * Z_3}{\cos \mu} = \frac{5 * 14}{\cos 15} = 72.47 \text{ mm}$$

$$V = n_b * \frac{2\pi}{60} * \frac{D_{p3}}{2} = 107.44 * \frac{2\pi}{60} * \frac{72.47}{2} = 406.54 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 24.39 \text{ m/min}$$

$$fd = 1 + \frac{V}{360} = 1 + \frac{24.39}{360} = 1.07$$

$$M_{bc} = M_b * fd * fs = 108206.92 * 1.25 * 1.07 = 144726.76 \text{ Nmm}$$

Para calcular el módulo necesarios se dispone de la siguiente fórmula

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{M_{bc}}{\delta Z y \sigma_{adim}}} * \frac{\cos \mu}{1.5}$$

Siendo

- $\delta = \frac{b}{M}$ es el coeficiente de rigidez, relación entre la anchura del diente y el módulo. En el primer cálculo se supone $\delta = 15$
- Z , el número de dientes del engranaje. En este caso es $Z = 14$
- y , factor de forma de diente o coeficiente de Lewis. Existe una tabla con los valores ya calculados para un número de dientes determinados, esta se encuentra en el apartado 4 del anexo IV. Para calcularlo en engranajes helicoidales, se usa la misma tabla que para dientes rectos, pero el número de dientes es $Z' = \frac{Z}{(\cos \mu)^3} = \frac{14}{(\cos 15)^3} = 15.53$. Por tanto $y(Z') = 0.093$
- σ_{adim} , es la tensión admisible del material en MPa. En este caso es de 260 MPa

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{144726.76}{15 * 14 * 0.093 * 260}} * \frac{\cos 15}{1.5} = 2.26$$

Como el módulo obtenido es muy diferente al supuesto, habrá que cambiar el factor dinámico, con un módulo normalizado superior. En este caso de 2.5. Recalculando queda.

$$D_{p3} = \frac{Mn * Z_3}{\cos \mu} = \frac{2.5 * 14}{\cos 15} = 36.23 \text{ mm}$$

$$V = n_b * \frac{2\pi}{60} * \frac{D_{p3}}{2} = 107.14 * \frac{2\pi}{60} * \frac{36.23}{2} = 203.27 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 12.2 \text{ m/min}$$

$$fd = 1 + \frac{V}{360} = 1 + \frac{12.2}{360} = 1.04$$

$$M_{bc} = M_b * fd * fs = 108206.92 * 1.25 * 1.04 = 140669 \text{ Nmm}$$

Y ahora se volverá a calcular a resistencia.

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{140669}{15 * 14 * 0.093 * 260}} * \frac{\cos 15}{1.5} = 2.24$$

Una vez calculado que con un módulo de 2.5 cumpliría a resistencia, se pasara a comprobar el módulo necesario para cumplir con los parámetros de desgaste. Para ello se usará la siguiente fórmula

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{\delta Z^2} * \frac{4M_{bc}(\cos \mu)^3}{K_r \sin 2\alpha} * \frac{1 + i_{bc}}{i_{bc}}}$$

Repetiendo tanto los mismo valores de δ y Z .

Y siendo:

- K_r , el coeficiente de presión de rodadura, y representa la resistencia a desgaste del diente.

$$K_r = 0.677 * \frac{HB^2}{EW^{\frac{1}{3}}}$$

- HB, es la dureza del material. Para este caso 310 HB, que se cambia de unidades a MPa. 1 HB≈10 MPa.
- E, el módulo de Young del material. Para este caso E=210*10³ MPa
- W, siendo las millones de vueltas que da el engranaje, y se calcula como

$$W = \frac{L_h * n * 60}{10^6}$$

Siendo

- L_h , la duración mínima en horas requeridas. Para este caso $L_h=6300$ horas
- n, el número de revoluciones del eje en rpm. En este caso n=168 rpm.

$$W = \frac{6300 * 107.14 * 60}{10^6} = 40.49$$

$$K_r = 0.677 * \frac{2620^2}{210 * 10^3 * 40.49^{\frac{1}{3}}} = 6.44$$

Por tanto quedará la siguiente fórmula.

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{15 * 14^2} * \frac{4 * 140669(\cos 15)^3}{6.44 \sin 40} * \frac{1 + 6.5}{6.5}} = 3.64$$

Habrá que buscar un módulo normalizado superior, que se le aproxima, que sería el de 3.75. Se volvería recalcular el factor dinámico y se recalcularía tanto a desgaste como a resistencia.

$$D_{p3} = \frac{Mn * Z_3}{\cos \mu} = \frac{3.75 * 14}{\cos 15} = 54.35 \text{ mm}$$

$$V = n_b * \frac{2\pi}{60} * \frac{D_{p3}}{2} = 107.14 * \frac{2\pi}{60} * \frac{54.35}{2} = 304.91 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 18.29 \text{ m/min}$$

$$fd = 1 + \frac{V}{360} = 1 + \frac{18.29}{360} = 1.05$$

$$M_{bc} = M_b * fd * fs = 108206.92 * 1.25 * 1.05 = 142021.58 \text{ Nmm}$$

Recalcando el módulo tanto a desgaste como a resistencia, se obtendría la siguiente fórmula.

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{15 * 14^2} * \frac{4 * 142021.58(\cos 15)^3}{6.44 \sin 40} * \frac{1 + 6.5}{6.5}} = 3.64$$

$$M_n = 0.86 \sqrt[3]{\frac{142021}{15 * 14 * 0.093 * 260} * \frac{\cos 15}{1.5}} = 2.25$$

Por tanto sería correcto el módulo de 3.75, porque cumple tanto a desgaste como a resistencia, y con los requisitos impuestos.

4.3 Eje A

Se tiene una disposición de fuerzas como la de la figura 141 y se tienen las medidas en la tabla 106.

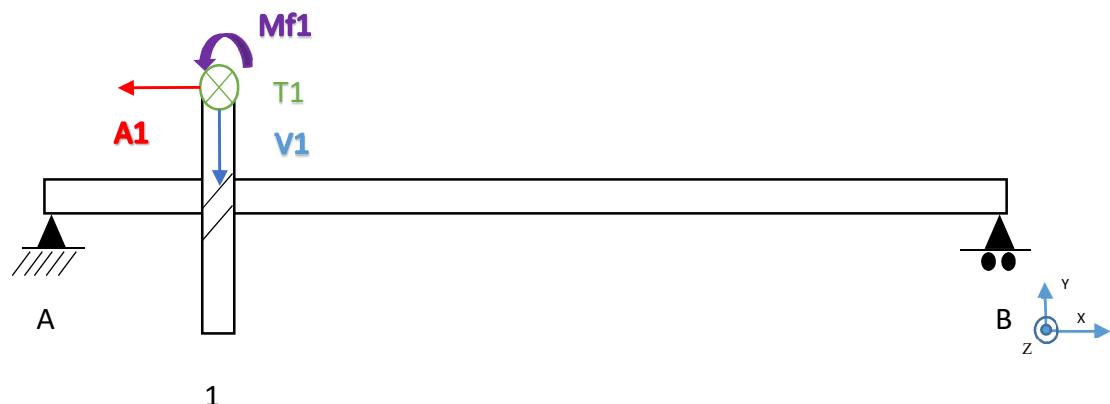


Fig.141-Esquema del eje A

Tabla 106

Líneas	Medidas (mm)
A1	100
1B	400

Una vez se tiene la disposición se procede a calcular los esfuerzos que afectan al eje. Primero se calcularán las fuerzas que se encuentran en el engranaje 1

$$T_1 = \frac{M_a * 2}{Dp1} = \frac{15458.12 * 2}{31.05} = 995.69 N$$

$$A_1 = T_1 * \tan \mu = 995.69 * \tan 15 = 266.79 N$$

$$V_1 = \frac{T_1}{\cos \mu} * \tan \alpha = \frac{995.69}{\cos 15} * \tan 20 = 375.19 N$$

$$M_{f1} = A_1 * \frac{Dp1}{2} = 266.79 * \frac{31.05}{2} = 3520.91 Nmm$$

Quedaría una disposición del eje, en el plano xy como el de la figura 142.

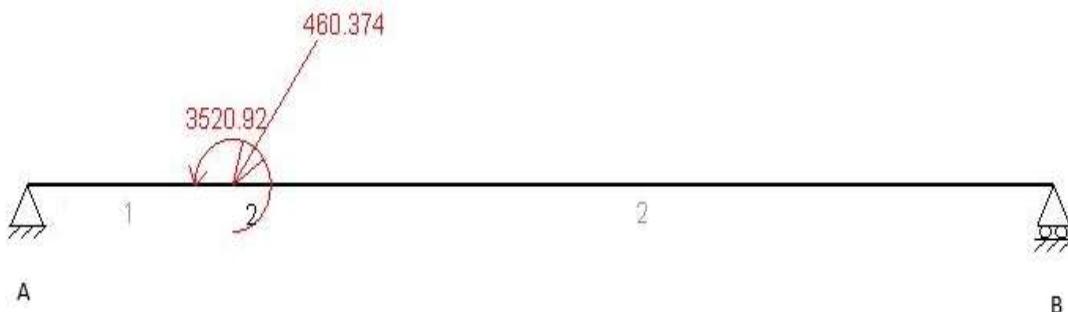


Fig.142-Disposición de fuerzas en el plano xy

Se procede a calcular las reacciones en los apoyos, para posteriormente calcular los diagramas de esfuerzos.

$$\sum F_x = 0 \quad R_{ax} = A_1 = 266.79N$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_{ay} + R_{by} = V_1$$

$$\sum M_b = 0 \quad \sum M_b = (R_{ay} * 500) + M_{f1} - (V_1 * 400)$$

$$R_{ax} = 266.79 N \quad R_{ay} = 307.19 N \quad R_{by} = -67.96 N$$

Con las reacciones se procede a calcular los diagramas de esfuerzo del eje en el plano xy, representados en la figuras 143, 144 y 145.



Fig.143-Diagrama de axil

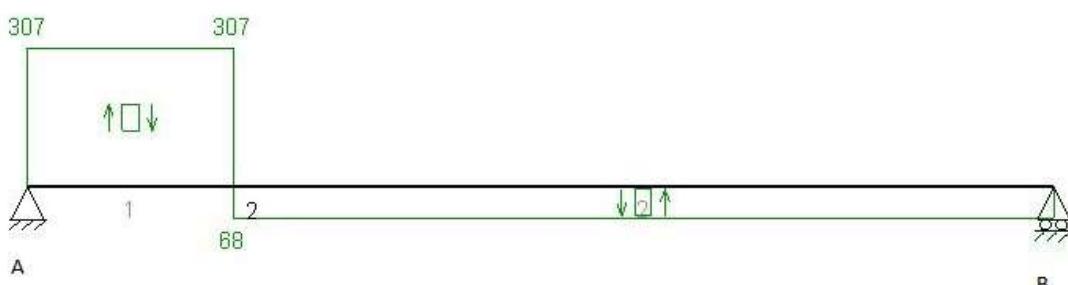


Fig.144-Diagrama de cortantes

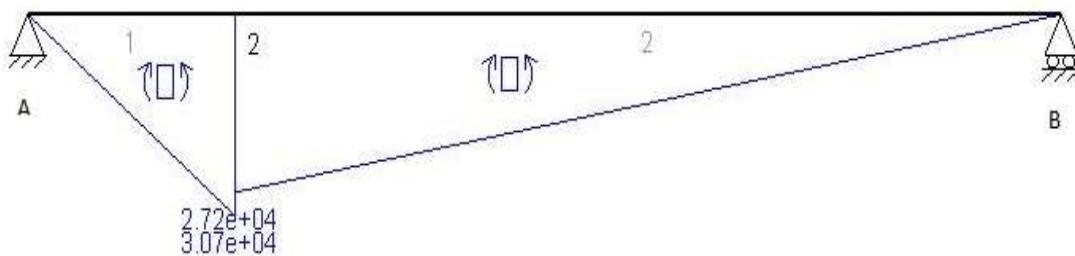


Fig.145-Diagrama de momentos flectores

Quedaría una disposición del eje, en el plano xz como el de la figura 146.



Fig.146- Fuerzas en el plano xz

Se procede a calcular las reacciones en los apoyos

$$\sum F_z = 0 \quad R_{az} + R_{bz} = T_1$$

$$\sum M_b = 0 \quad \sum M_b = (R_{az} * 600) - (T_1 * 450)$$

$$R_{az} = 796.55 \text{ N} \quad R_{bz} = 199.14 \text{ N}$$

Con los apoyos se procede a calcular los diagramas de esfuerzo del eje en el plano xy, representados en las figuras 147, 148 y 149.

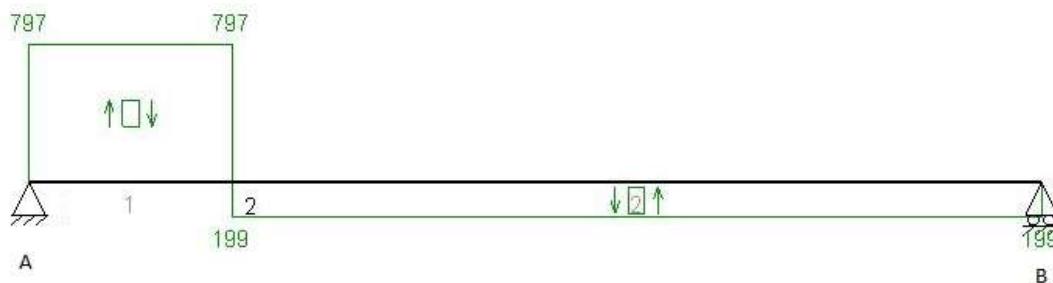


Fig.147-Diagrama de cortantes

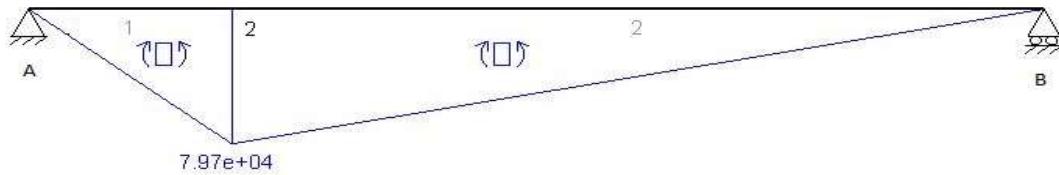


Fig.148-Diagrama de momentos flectores

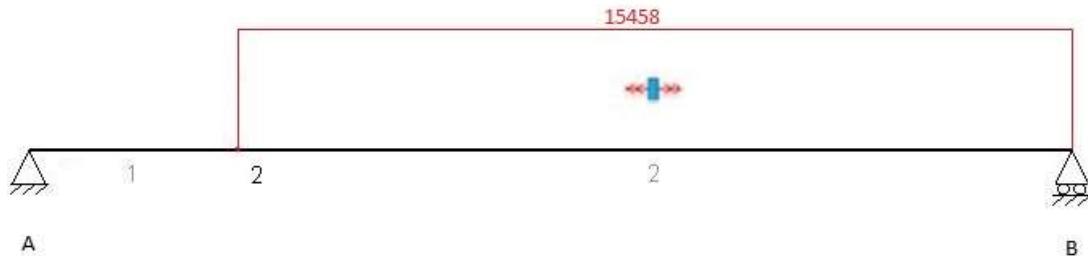


Fig.149-Diagrama de torsor

Una vez calculados los diagramas, se busca el punto más desfavorable, que es aquel donde se encuentra el valor mayor de momento flector. En este caso es el punto 2 tanto en la figura 145 como en la 148. Se puede calcular el momento flector máximo como la combinación en el palno xy y en el plano xz.

$$M_{R2} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = \sqrt{(3.07 * 10^4)^2 + (7.97 * 10^4)^2} = 85408.32 \text{ Nmm}$$

Para calcular el eje se tienen los siguientes datos presentes en la tabla 107.

Tabla 107

Tipo de esfuerzo	
Momento flector (Nmm)	$M_{R2}=85408.32$
Momento torsor (Nmm)	$M_{T2}=15458$
Axil (N)	$N_2=307$

Para calcular el eje, se usará la teoría de cortante máximo, y el coeficiente de seguridad.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_{R2}}{Wf} + \frac{N_2}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{T2}}{Wo}$$



Para el primer cálculo se despreciara el valor del axil. También se puede hacer la siguiente simplificación

$$Wf = \frac{\pi D^3}{32} \quad Wo = \frac{\pi D^3}{16} \quad Wo = 2 * Wf$$

Aquí se está buscando el tamaño del eje, a partir del material y el coeficiente de seguridad. Para ello se usa la teoría de cortante máximo.

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{adim}} \quad \tau_{adim} = \frac{580}{2 * 2} = 145 \text{ MPa} \quad \tau_{max} = \tau_{adim}$$

Para un primer cálculo

$$\begin{aligned} \tau_{max} &= \sqrt{\left(\frac{M_{R2}}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{M_{T2}}{2 * Wf}\right)^2} \\ 145 &= \sqrt{\left(\frac{85408.32}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{15458}{2 * Wf}\right)^2} \\ Wf &= 299.3 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

Con el módulo resistente a flexión obtenido, se puede obtener el diámetro necesario.

$$299.3 = \frac{\pi D^3}{32} \quad D = 14.49 \text{ mm}$$

Como se necesita colocar dos rodamientos, se buscará en el proveedor de rodamientos, un diámetro de eje normalizado, en este caso es D=15 mm. Con este valor se vuelve a calcular el coeficiente de seguridad introduciendo el valor del Axil.

$$Wf = 331.34 \text{ mm}^3 \quad Wo = 662.68 \text{ mm}^3 \quad A = 176.72 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{85408.32}{331.34} + \frac{307}{176.72} = 259.50 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{15458}{662.68} = 23.32 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{259.50}{2}\right)^2 + 23.32^2} = 131.83 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{580}{2 * 131.83} = 2.2$$

Por tanto se fabricara un eje completo de D=15 mm.

4.4 Eje B

Se tiene una disposición de fuerzas en los engranajes como la figura 150. Se tienen las medidas en la tabla 108. Una vez se tiene la disposición se procede a calcular los esfuerzos que afectan al eje.

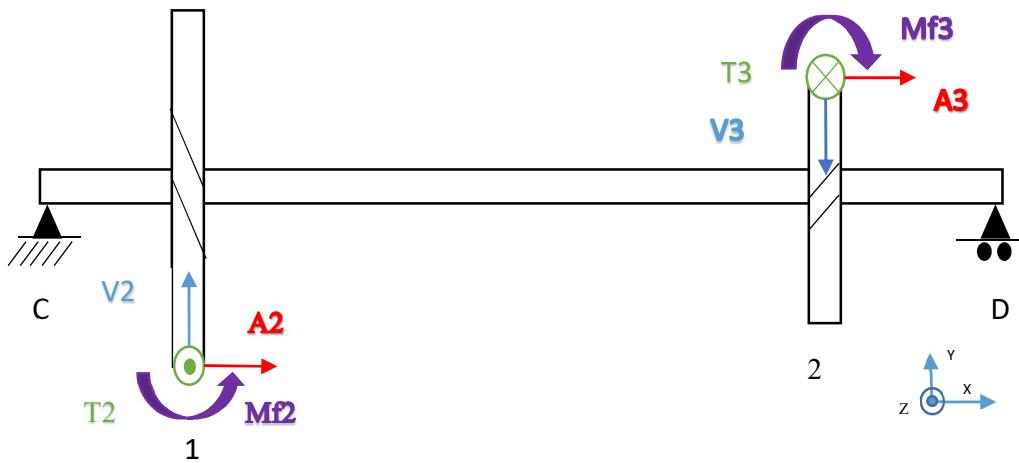


Fig.150-Esquema de fuerzas en el eje B

Tabla 108

Líneas	Medidas (mm)
C1	100
12	300
2D	100

Primero se calcularán las fuerzas en el engranaje 2, que serán de igual valor que en el engranaje 1 pero se sentido opuesto.

$$T_1 = T_2 = 995.69 \text{ N}$$

$$A_1 = A_2 = 266.79 \text{ N}$$

$$V_1 = V_2 = 375.19 \text{ N}$$

$$M_{f2} = A_2 * \frac{Dp2}{2} = 266.79 * \frac{217.4}{2} = 29001.14 \text{ Nmm}$$

Y ahora se calcularían las fuerzas en el engranaje 3, de igual modo que se han calculado las del engranaje 1 en el apartado anterior.

$$T_3 = \frac{M_b * 2}{Dp3} = \frac{108206.92 * 2}{54.35} = 3981.86 \text{ N}$$

$$A_3 = T_3 * \tan \mu = 3981.86 * \tan 15 = 1066.93 \text{ N}$$

$$V_3 = \frac{T_3}{\cos \mu} * \tan \alpha = \frac{3981.86}{\cos 15} * \tan 20 = 1500.40 N$$

$$M_{f3} = A_3 * \frac{Dp3}{2} = 1066.93 * \frac{54.35}{2} = 28993.82 Nm$$

Quedaría una disposición del eje, en el plano xy como el de la figura 151.

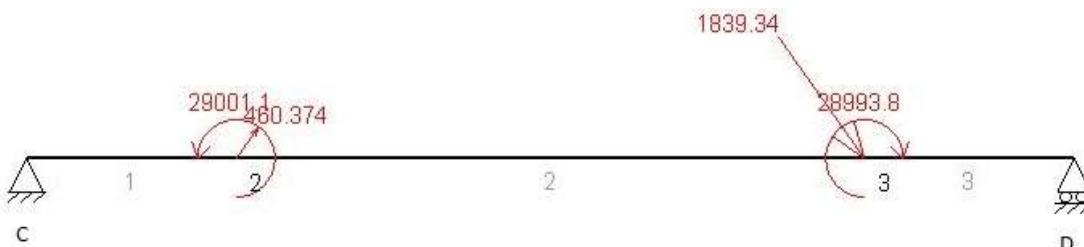


Fig.151-Esquema de fuerzas en el plano xy

Se procede a calcular las reacciones en los apoyos, para posteriormente calcular los diagramas de esfuerzos.

$$\sum F_x = 0 \quad R_{cx} = A_2 + A_3 \quad R_{cx} = 1330.7 N$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_{cy} + R_{dy} = V_3 - V_2$$

$$\sum M_d = 0 \quad \sum M_d = (-R_{cy} * 500) + M_2 - (V_2 * 400) + (V_3 * 100) + M_{f3}$$

$$R_{cx} = 1330.7 N \quad R_{cy} = 0 N \quad R_{dy} = 1125.3 N$$

Con las reacciones se procede a calcular los diagramas de esfuerzo del eje en el plano xy, representados en la figuras 152, 153 y 154.

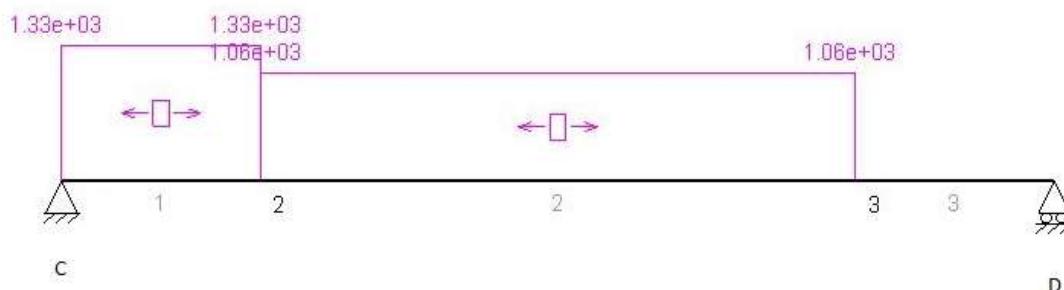


Fig.152-Diagrama de axiles

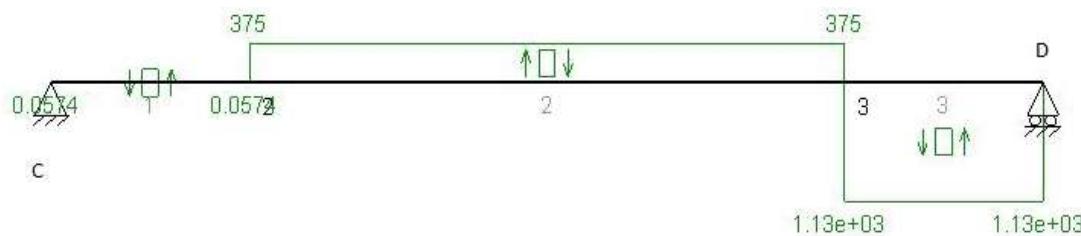


Fig.153-Diagrama de cortantes

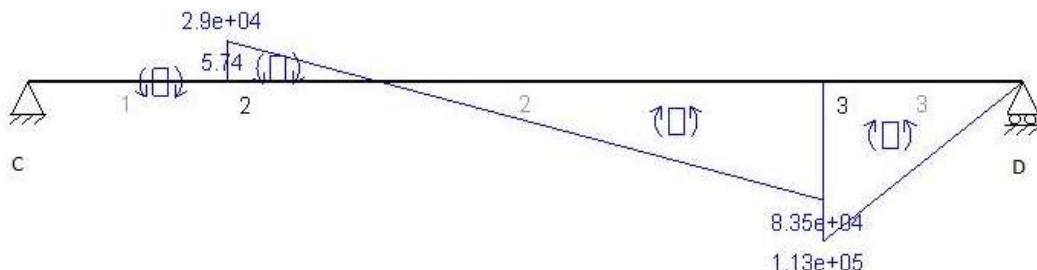


Fig.154-Diagrama de flectores

Quedaría una disposición del eje, en el plano xz como el de la figura 155.

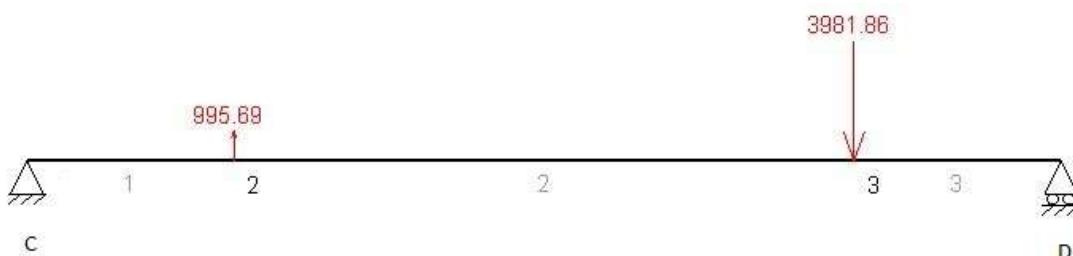


Fig.155-Diagrama de fuerzas planos xz

Se procede a calcular las reacciones en los apoyos, para posteriormente calcular los diagramas de esfuerzo.

$$\sum F_y = 0 \quad R_{cz} + T_3 = T_2 + R_{dz}$$

$$\sum M_d = 0 \quad \sum M_d = (R_{cz} * 500) - (T_2 * 400) + (T_3 * 100)$$

$$R_{cz} = 0.18 \text{ N} \quad R_{dz} = 2986.3 \text{ N}$$

Con las reacciones se procede a calcular los diagramas de esfuerzo del eje en el plano xy, representados en la figuras 156, 157 y 158.

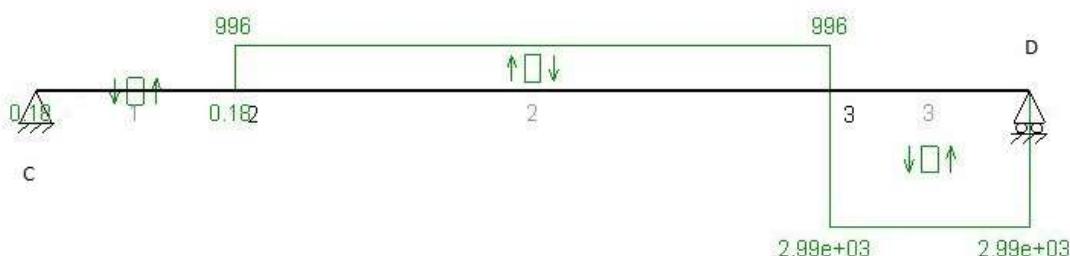


Fig.156- Diagrama de cortantes

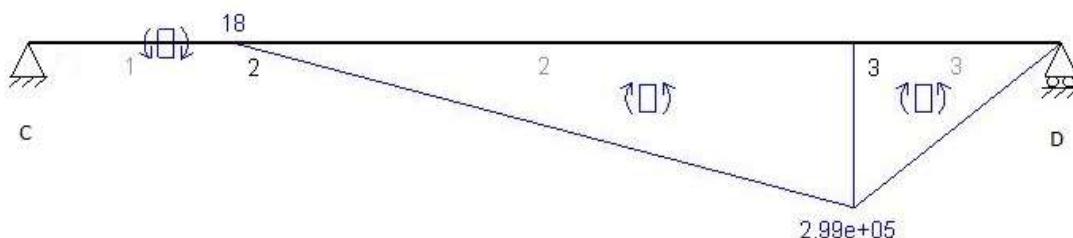


Fig.157-Diagrama de momentos flectores

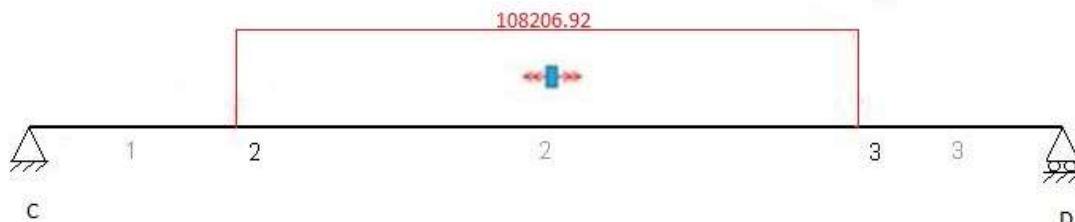


Fig.158-Diagrama de momentos torsores

Una vez calculados los diagramas, se busca el punto más desfavorable, que es aquel donde se encuentra el mayor valor de momento flector. En este caso es el punto 3 tanto en la figura 154 como en la figura 157. Se puede calcular el momento flector máximo como la combinación de los esfuerzos en el plano xy e xz.

$$M_{R3} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = \sqrt{(1.13 * 10^5)^2 + (2.99 * 10^5)^2} = 319.64 * 10^3 \text{ Nmm}$$

Para calcular el eje se tienen los siguientes datos, presentes en la tabla 109.

Tabla 109

Tipo de esfuerzo	
Momento flector (Nmm)	$M_{R3}=319.64*10^3$
Momento torsor (Nmm)	$M_{T3}=108206$
Axil (N)	$N_3=1060$

Para calcular el eje, se usará la teoría de cortante máximo, y el coeficiente de seguridad.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_{R3}}{Wf}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{T3}}{Wo}$$

Para el primer cálculo se despreciara el valor del axil. También se puede hacer la siguiente simplificación

$$Wf = \frac{\pi D^3}{32} \quad Wo = \frac{\pi D^3}{16} \quad Wo = 2 * Wf$$

Aquí se está buscando el tamaño del eje, a partir del material y el coeficiente de seguridad. Para ello se usa la teoría de cortante máximo.

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{adim}} \quad \tau_{adim} = \frac{580}{2 * 2} = 145 \text{ MPa} \quad \tau_{max} = \tau_{adim}$$

Para un primer cálculo, despreciando el axil.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{M_{R3}}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{M_{T3}}{2 * Wf}\right)^2}$$

$$145 = \sqrt{\left(\frac{319.64 * 10^3}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{108206}{2 * Wf}\right)^2}$$

$$Wf = 1163.65 \text{ mm}^3$$

Con el módulo resistente a flexión obtenido, se puede obtener el diámetro necesario.

$$1163.65 = \frac{\pi D^3}{32} \quad D = 22.8 \text{ mm}$$

Como se necesita colocar el rodamiento, se buscará en el proveedor de rodamientos, un diámetro de eje normalizado, que en este caso es D=25 mm. Con este valor se vuelve a calcular el módulo resistente y el área.

$$Wf = 1533.98 \text{ mm}^3 \quad Wo = 3067.96 \text{ mm}^3 \quad A = 490.87 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{319640}{1533.98} + \frac{1060}{490.87} = 210.53 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{108206}{3067.96} = 35.27 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{210.53}{2}\right)^2 + 35.27^2} = 111.01 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{580}{2 * 111.01} = 2.61$$

Por tanto el eje de diámetro 25 cumple con todos los requisitos, y el eje será completo de diámetro 25.

4.5 Eje C

Se tiene un disposición de fuerzas en los engranajes en el eje C como en la figura 159 y cuyas medidas están en la tabla 110.

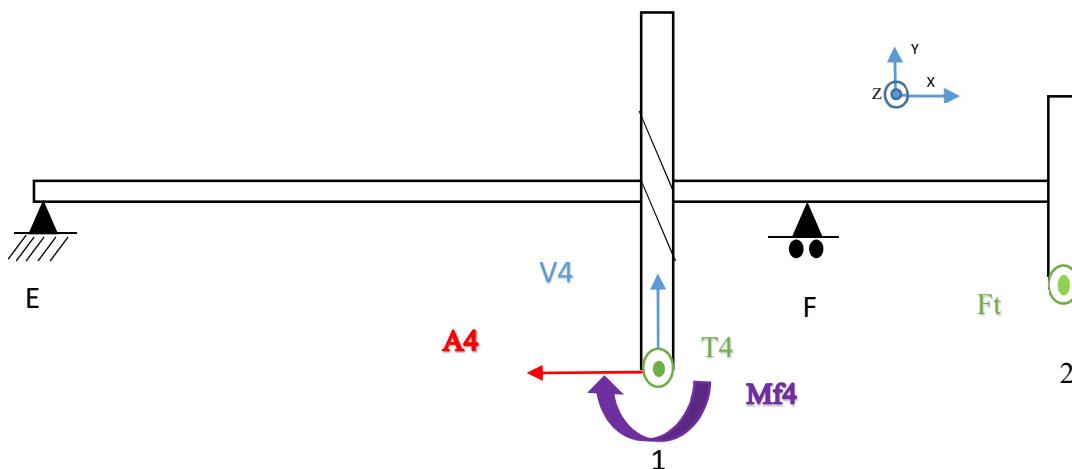


Fig.159-Diagrama de fuerzas en el eje C

Tabla 110.

Líneas	Medidas (mm)
E1	400
1F	100
F2	200

Una vez se tiene la disposición se procede a calcular los esfuerzos que afectan al eje. Primero se calcularán las fuerzas en el engranaje 4, que serán de igual valor que en el engranaje 3 pero de sentido opuesto.

$$T_3 = T_4 = 391.86 \text{ N}$$

$$A_3 = A_4 = 1063.94 \text{ N}$$

$$V_3 = V_4 = 1500.40 \text{ N}$$

$$M_{f4} = A_4 * \frac{Dp4}{2} = 1063.94 * \frac{353.29}{2} = 187939.69 \text{ Nmm}$$

Y ahora se dispondrían las fuerzas en la rueda, que en este caso $F_t = 2813.38 \text{ N}$, que es la fuerza calculada en el apartado 5.3.2.1 de la memoria.

Quedaría una disposición del eje, en el plano xy como la figura 160.

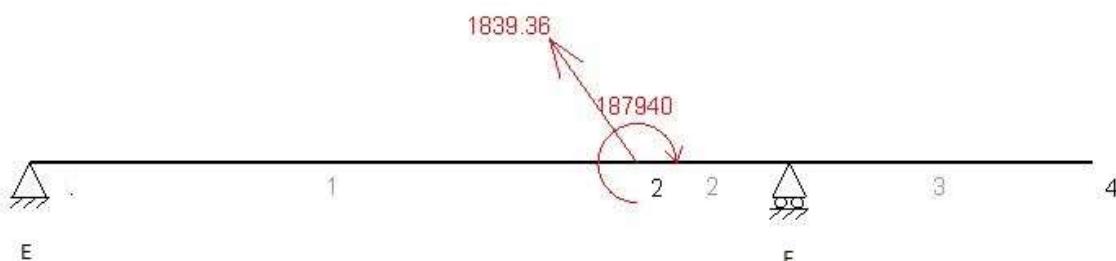


Fig.158-Esquema de fuerzas en el plano xy

Se procede a calcular las reacciones en los apoyos, para posteriormente calcular los diagramas de esfuerzos.

$$\sum F_x = 0 \quad R_{ex} = A_4 \quad R_{ex} = 1063.94 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_{ey} + R_{fy} = V_4$$

$$\sum M_f = 0 \quad \sum M_f = (R_{ey} * 500) + M_4 - (V_4 * 100)$$

$$R_{ex} = 1063.94 \text{ N} \quad R_{ey} = 675.97 \text{ N} \quad R_{fy} = 824.46 \text{ N}$$

Con las reacciones se procede a calcular los diagramas de esfuerzo del eje en el plano xy, representados en la figuras 161, 162 y 163.

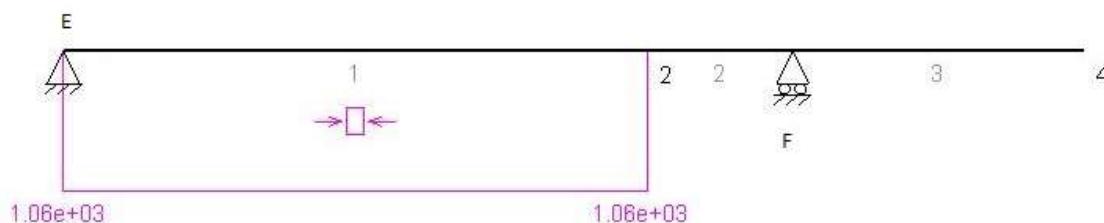


Fig.161-Diagrama de axil

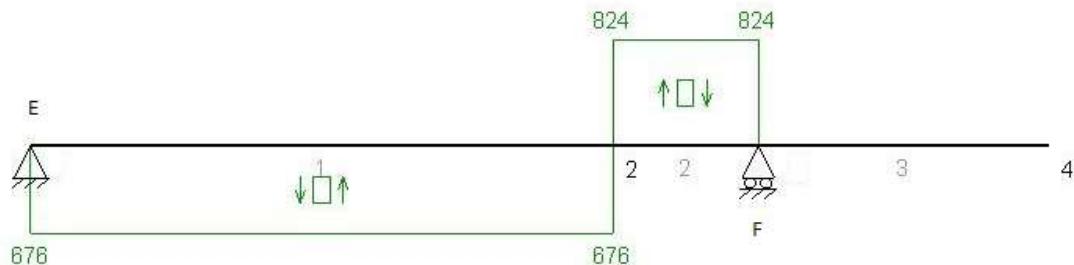


Fig.162-Diagrama de cortantes

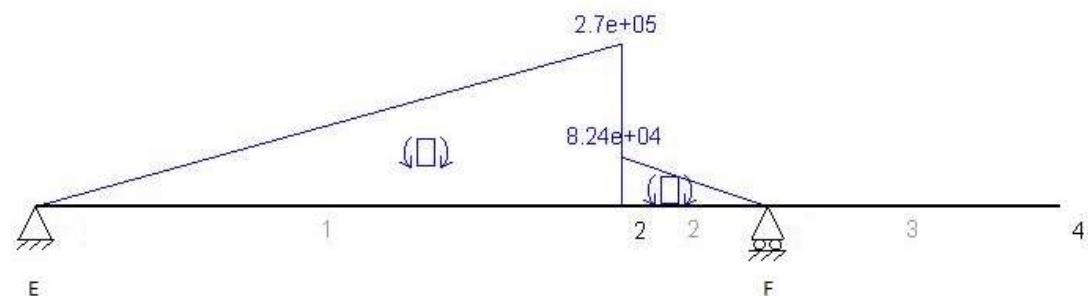


Fig.163-Diagrama de momentos flectores.

Quedaría una disposición del eje, en el plano xz como el de la figura 164.

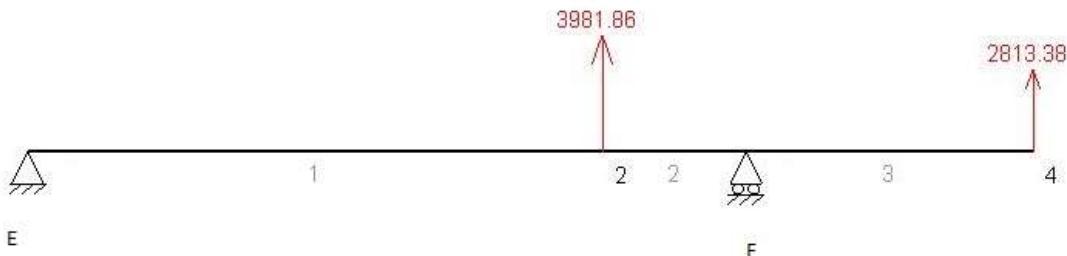


Fig.164-Diagrama de fuerzas en el plano xz

Se procede a calcular las reacciones en los apoyos, y con ellas los diagramas de esfuerzo posteriormente.

$$\sum F_z = 0 \quad R_{ez} + R_{fz} = T_4 + F_t$$

$$\sum M_f = 0 \quad \sum M_f = (R_{ez} * 500) - (T_4 * 100) + (F_t * 200)$$

$$R_{ez} = -328.98 \text{ N} \quad R_{fz} = 7124.2 \text{ N}$$

Con las reacciones se procede a calcular los diagramas de esfuerzo del eje en el plano xy, representados en la figuras 165, 166 y 167.

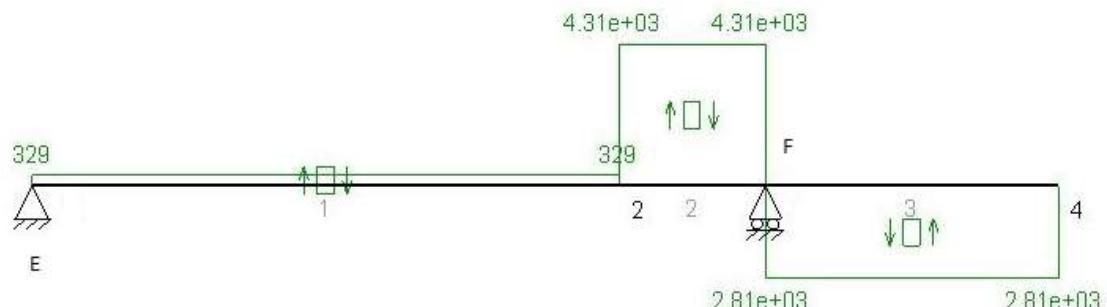


Fig.165-Diagrama de cortantes

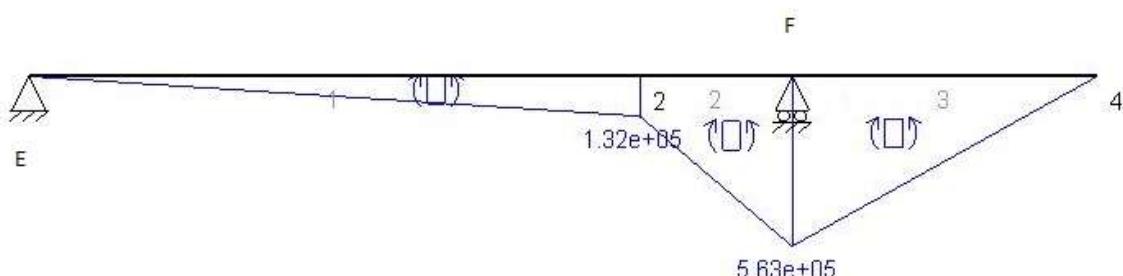


Fig.166-Diagrama de momentos flectores

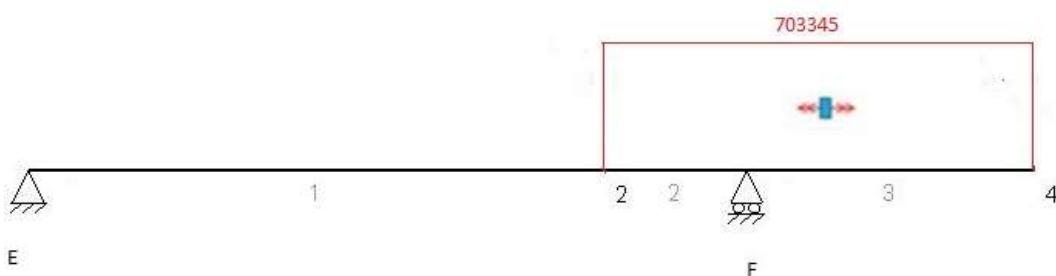


Fig.167-Diagrama de torsor

Una vez calculados los diagramas, se busca el punto mas desfavorable, que es aquel donde se encuentran el mayor valor de momento flector. En el caso de la figura 161 es el punto 2, y en el de la figura 164 es el punto F. Habría que buscar el momento flector máximo, para poder calcular la sección mas desfavorable, con la combinación de esfuerzo en el plano xy e xz.

$$M_{R2} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = \sqrt{(2.7 * 10^5)^2 + (1.32 * 10^5)^2} = 300539 Nm$$

$$M_{Rf} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = \sqrt{(0)^2 + (5.63 * 10^5)^2} = 563000 Nmm$$

Para calcular el eje se tienen los siguientes datos, calculando en el punto F. Los datos se presentan en la tabla 111.

Tabla 111

Tipo de esfuerzo	
Momento flector (Nmm)	$M_{Rf}=563000$
Momento torsor (Nmm)	$M_{Tf}=703345$

Para calcular el eje, se usará la teoría de cortante máximo, y el coeficiente de seguridad.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_{R3}}{Wf}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{T3}}{Wo}$$

Se puede hacer la siguiente simplificación en el cálculo del módulo resistente.

$$Wf = \frac{\pi D^3}{32} \quad Wo = \frac{\pi D^3}{16} \quad Wo = 2 * Wf$$

Aquí se está buscando el tamaño del eje, a partir del material y el coeficiente de seguridad. Para ello se usa la teoría de cortante máximo.

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{adim}} \quad \tau_{adim} = \frac{580}{2 * 2} = 145 MPa \quad \tau_{max} = \tau_{adim}$$

Para un primer cálculo

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{M_{Rf}}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{M_{Tf}}{2 * Wf}\right)^2}$$



$$145 = \sqrt{\left(\frac{563000}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{703345}{2 * Wf}\right)^2}$$

$$Wf = 3106.63 \text{ mm}^3$$

Con el módulo resistente a flexión obtenido, se puede obtener el diámetro necesario.

$$3106.63 = \frac{\pi D^3}{32} \quad D = 31.62 \text{ mm}$$

Por tanto se buscara un tamaño de eje normalizado, en consideración de los rodamientos. En este caso el más próximo es el de D=35 mm.

4.6 Cálculo del peso del reductor

En este apartado se calcularán los pesos de los tres ejes, con sus correspondientes elementos. Se tomará una densidad de acero de 7850 kg/m³ para todas las piezas.

- Eje A

En el eje A se encuentran el engranaje 1 y el propio eje. El peso de la polea 2 ya se encuentra en los catálogos, ya que es un elemento comercial. Y el peso del engranaje, se calculará como si el engranaje fuese un disco sólido.

En primer lugar se calculará el peso del eje,

$$V_{eje} = A * l = \frac{\pi * 15^2}{4} * 500 = 88.36 * 10^3 \text{ mm}^3 = 88.36 * 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$P_{eje} = 88.36 * 10^{-6} * 7850 = 0.69 \text{ kg}$$

El siguiente es el engranaje 1

$$V_{engranaje1} = A * b = \frac{\pi * 31.06^2}{4} * 37.5 = 28413.46 \text{ mm}^3 = 28.41 * 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$P_{engranaje1} = 28.41 * 10^{-6} * 7850 = 0.22 \text{ kg}$$

Los resultados se ven en la tabla 112.

Tabla 112

Masa eje (kg)	0.69
Masa engranaje 1 (kg)	0.22

- Eje B

En el eje B se encuentran el engranaje 2, el engranaje 3 y el propio eje. Y el peso del engranaje, se calculará como si el engranaje fuese un disco sólido.

En primer lugar se calculará el peso del eje,

$$V_{eje} = A * l = \frac{\pi * 25^2}{4} * 500 = 245.44 * 10^3 \text{ mm}^3 = 245.44 * 10^{-6} \text{ m}^3$$



$$P_{eje} = 245.44 * 10^{-6} * 7850 = 1.93 \text{ kg}$$

El siguiente es el engranaje 2

$$V_{engranaje2} = A * b = \frac{\pi * 217.41^2}{4} * 37.5 = 1.39 * 10^6 \text{ mm}^3 = 1.39 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$P_{engranaje2} = 1.39 * 10^{-3} * 7850 = 10.93 \text{ kg}$$

El siguiente es el engranaje 3

$$V_{engranaje3} = A * b = \frac{\pi * 54.36^2}{4} * 56.25 = 130.54 * 10^3 \text{ mm}^3 \\ = 130.54 * 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$P_{engranaje3} = 130.54 * 10^{-6} * 7850 = 1.02 \text{ kg}$$

Los resultados se ven en la tabla 113.

Tabla 113

Masa eje (kg)	1.93
Masa engranaje 2 (kg)	10.93
Masa engranaje 3 (kg)	1.02

- Eje C

En el eje c se encuentran el engranaje 4, la rueda y el propio eje. Y el peso del engranaje, se calculará como si el engranaje fuese un disco sólido. LA rueda al ser un elemento comercial disponemos de su peso.

En primer lugar se calculará el peso del eje,

$$V_{eje} = A * l = \frac{\pi * 35^2}{4} * 700 = 673.48 * 10^3 \text{ mm}^3 = 673.48 * 10^{-6} \text{ m}^3 \\ P_{eje} = 673.48 * 10^{-6} * 7850 = 5.29 \text{ kg}$$

El siguiente es el engranaje 4

$$V_{engranaje} = A * b = \frac{\pi * 353.29^2}{4} * 56.25 = 5.51 * 10^6 \text{ mm}^3 = 5.51 * 10^{-3} \text{ m}^3 \\ P_{engranaje4} = 5.51 * 10^{-3} * 7850 = 43.28 \text{ kg}$$

Los resultados se ven en la tabla 114.

Tabla 114

Masa eje (kg)	5.29
Masa engranaje 4 (kg)	43.28
Masa rueda (kg)	142

Por tanto la masa total del reductor será la suma de todas las masas parciales, teniendo en cuenta que son dos ruedas por reductor. M=347.36 Kg

4.7 Cálculo de inercias

Se van a calcular todas las inercias, para poder aplicarlas en el apartado tanto del freno como del motor. En primer lugar se calcularán las inercias de cada componente y en segundo lugar la inercia final de todo el eje.

- Eje A

En este apartado hay que tener en cuenta la polea y su correspondiente correa, así como la inercia del propio eje y la del engranaje

 - Engranaje 1

$$I_{engranaje1} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 0.22 * (15.53 * 10^{-3})^2 = 26.53 * 10^{-6} \text{ kgm}^2$$

 - Eje

$$I_{eje} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 0.69 * (7.5 * 10^{-3})^2 = 19.41 * 10^{-6} \text{ kgm}^2$$

Por tanto ahora se calcularía la inercia total del eje, como la suma de las inercias parciales.

$$I_{totalA} = I_{engranaje1} + I_{eje} = 45.93 * 10^{-6} \text{ kgm}^2$$

- Eje B

En este apartado hay que tener en cuenta la polea y su correspondiente correa, así como la inercia del propio eje y la del engranaje

 - Engranaje 2

$$I_{engranaje2} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 10.93 * 0.108^2 = 64.57 * 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

 - Engranaje 3

$$I_{engranaje3} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 1.02 * (27.18 * 10^{-3})^2 = 376.76 * 10^{-6} \text{ kgm}^2$$

 - Eje

$$I_{eje} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 1.93 * (12.5 * 10^{-3})^2 = 150.78 * 10^{-6} \text{ kgm}^2$$

Por tanto ahora se calcularía la inercia total del eje como la suma de las inercias parciales

$$I_{totalB} = I_{engranaje2} + I_{engranaje3} + I_{eje} = 65.09 * 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

- Eje C

En este apartado hay que tener en cuenta la polea y su correspondiente correa, así como la inercia del propio eje y la del engranaje

- Engranaje 4

$$I_{engranaje4} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 5.29 * 0.176^2 = 82.53 * 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

- Rueda

$$I_{rueda} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 142 * 0.25^2 = 4.44 \text{ kgm}^2$$

- Eje

$$I_{eje} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 5.29 * (17.5 * 10^{-3})^2 = 810.03 * 10^{-6} \text{ kgm}^2$$

Por tanto ahora se calcularía la inercia total del eje como la suma de las inercias parciales

$$I_{totalC} = I_{engranaje4} + I_{rueda} + I_{eje} = 4.52 \text{ kgm}^2$$

4.8 Cálculo del peso del carril

Se va a proceder a calcular el peso del carril. El carril está dividido en tramos de 1500 mm. Se tienen 10 tramos de carril, en cada estructura, por tanto se tienen 20 tramos de carril. El peso del perfil IPE240 se encuentra en el prontuario, y es de 30.70 kg/m. El del llantón de 75X50, habrá que calcularlo

Cálculo del peso del llantón en un tramo

$$V = A * l = 75 * 50 * 1500 = 5.625 * 10^6 \text{ mm}^3 = 5.625 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$\text{Peso}_{tramollant} = 5.625 * 10^{-3} * 7850 = 44.15 \text{ kg}$$

Cálculo del peso de perfil IPE en un tramo

$$\text{Peso}_{tramoIPE} = 30.70 * 1.5 = 46.12 \text{ kg}$$

Por tanto el peso de los carriles es de

$$\text{Peso}_{total} = 20 * (\text{Peso}_{tramollanton} + \text{Peso}_{tramoIPE}) = 1805.5 \text{ kg}$$

5. Reductor 7.2

5.1 Engranajes 1-2

Para calcular los engranajes se va a realizar un proceso iterativo, hasta conseguir las especificaciones deseadas. En el primer cálculo se supone un módulo de 5, para poder calcular el diámetro, con este la velocidad, y así el factor de servicio.

$$Mn = \frac{D_{p1}}{Z_1} * \cos \mu$$

$$D_{p1} = \frac{Mn * Z_1}{\cos \mu} = \frac{5 * 16}{\cos 15} = 82.82 \text{ mm}$$

$$V = n_a * \frac{2\pi}{60} * \frac{D_{p1}}{2} = 750 * \frac{2\pi}{60} * \frac{82.82}{2} = 3252.42 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 195.15 \text{ m/min}$$

$$fd = 1 + \frac{V}{360} = 1 + \frac{195.15}{360} = 1.54$$

$$M_{ac} = M_a * fd * fs = 11173.46 * 1.25 * 1.54 = 21508.92 \text{ Nmm}$$

Para calcular el módulo necesario se dispone de la siguiente fórmula.

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{M_{ac}}{\delta Z y \sigma_{adim}}} * \frac{\cos \mu}{1.5}$$

Siendo

- $\delta = \frac{b}{M}$ es el coeficiente de rigidez, relación entre la anchura del diente y el módulo. En el primer cálculo se supone $\delta = 15$
- Z , el número de dientes del engranaje. En este caso es $Z = 16$
- y , factor de forma de diente o coeficiente de Lewis. Existe una tabla con los valores ya calculados para un número de dientes determinados, esta tabla se encuentra en el apartado 4 del anexo IV. Para calcularlo en engranajes helicoidales, se usa la misma tabla que para dientes rectos, pero el número de dientes es $Z' = \frac{Z}{(\cos \mu)^3} = \frac{16}{(\cos 15)^3} = 17.75$ Por tanto $y(Z') = 0.0975$
- σ_{adim} , es la tensión admisible del material en MPa. En este caso es de 330 MPa

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{21508.92}{15 * 16 * 0.0975 * 330}} * \frac{\cos 15}{1.5} = 1.05 \approx 1.25$$

Como se ve el módulo supuesto es mucho mayor que el obtenido, por lo tanto se volverá a calcular, el diámetro, a su vez la velocidad y por tanto el factor dinámico y con ello, el momento corregido.



$$D_{p1} = \frac{Mn * Z_1}{\cos \mu} = \frac{1.5 * 16}{\cos 15} = 20.70 \text{ mm}$$

$$V = n_a * \frac{2\pi}{60} * \frac{D_{p1}}{2} = 750 * \frac{2\pi}{60} * \frac{20.70}{2} = 812.89 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 48.78 \text{ m/min}$$

$$fd = 1 + \frac{V}{360} = 1 + \frac{48.78}{360} = 1.13$$

$$M_{ac} = M_a * fd * fs = 11173.46 * 1.25 * 1.13 = 15782.51 \text{ Nmm}$$

Una vez calculado a resistencia, se pasara a comprobar el módulo necesario para cumplir con los parámetros de desgaste. Para ello se usará la siguiente fórmula, con el momento ya corregido calculado anteriormente.

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{\delta Z^2} * \frac{4M_{ac}(\cos \mu)^3}{K_r \sin 2\alpha} * \frac{1+i_{ab}}{i_{ab}}}$$

Repetiendo tanto los mismo valores de δ y Z . Y siendo:

- K_r , el coeficiente de presión de rodadura, y representa la resistencia a desgaste del diente.

$$K_r = 0.677 * \frac{HB^2}{EW^{\frac{1}{3}}}$$

- HB, es la dureza del material. Para este caso 310 HB, que se cambia de unidades a MPa. 1 HB≈10 MPa.
- E, el módulo de Young del material. Para este caso $E=210*10^3$ MPa
- W, siendo las millones de vueltas que da el engranaje, y se calcula como

$$W = \frac{L_h * n * 60}{10^6}$$

Siendo:

- L_h , la duración mínima en horas requeridas. Para este caso $L_h=6300$ horas
- n, el número de revoluciones del eje en rpm. En este caso $n=750$ rpm.

$$W = \frac{6300 * 750 * 60}{10^6} = 283.5$$

$$K_r = 0.677 * \frac{3100^2}{210 * 10^3 * 283.5^{\frac{1}{3}}} = 4.7$$

Por tanto queda la formula así.

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{15 * 16^2} * \frac{4 * 15782.51 * (\cos 15)^3}{4.72 \sin 40} * \frac{1+10}{10}} = 1.75$$

Habría que buscar un módulo normalizado superior, que se le acercara, que sería el de 2. Con este módulo, se volvería a calcular el factor de esfuerzos dinámicos ya que cambia el diámetro y con ello el factor de esfuerzo, por tanto queda lo siguiente.

$$D_{p1} = \frac{Mn * Z_1}{\cos \mu} = \frac{2 * 16}{\cos 15} = 33.12 \text{ mm}$$

$$V = n_a * \frac{2\pi}{60} * \frac{D_{p1}}{2} = 750 * \frac{2\pi}{60} * \frac{33.12}{2} = 1300.62 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 78.05 \text{ m/min}$$

$$fd = 1 + \frac{V}{360} = 1 + \frac{78.05}{360} = 1.21$$

$$M_{ac} = M_a * fd * fs = 11173.46 * 1.25 * 1.21 = 16899.86 \text{ Nmm}$$

Habría que volver a comprobar a resistencia y a desgaste el módulo mínimo necesario.

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{16899.86}{15 * 16 * 0.0975 * 330} * \frac{\cos 15}{1.5}} = 0.96$$

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{15 * 16^2} * \frac{4 * 16899.86 * (\cos 15)^3}{4.72 \sin 40} * \frac{1+10}{10}} = 1.79$$

Como se ve en el resultado con un módulo de 2 cumpliría tanto a desgaste como a resistencia.

5.2 Engranajes 3-4

Para calcular los engranajes se va a realizar un proceso iterativo, hasta conseguir las especificaciones deseadas. En el primer cálculo se supone un módulo de 5, para poder calcular el diámetro, con este la velocidad, y así el factor de servicio.

$$D_{p3} = \frac{Mn * Z_3}{\cos \mu} = \frac{5 * 14}{\cos 15} = 72.47 \text{ mm}$$

$$V = n_b * \frac{2\pi}{60} * \frac{D_{p3}}{2} = 75 * \frac{2\pi}{60} * \frac{72.47}{2} = 284.59 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 17.05 \text{ m/min}$$

$$fd = 1 + \frac{V}{360} = 1 + \frac{17.05}{360} = 1.05$$

$$M_{bc} = M_b * fd * fs = 111734.6 * 1.25 * 1.05 = 146651.66 \text{ Nmm}$$

Para calcular el módulo necesario se dispone de la siguiente fórmula

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{M_{bc}}{\delta Z y \sigma_{adim}} * \frac{\cos \mu}{1.5}}$$

Siendo :

- $\delta = \frac{b}{M}$ es el coeficiente de rigidez, relación entre la anchura del diente y el módulo. En el primer cálculo se supone $\delta = 20$
- Z , el número de dientes del engranaje. En este caso es $Z = 14$
- y , factor de forma de diente o coeficiente de Lewis. Existe una tabla con los valores ya calculados para un número de dientes determinados, esta tabla se encuentra en el apartado 4 del anexo IV. Para calcularlo en engranajes helicoidales, se usa la misma tabla que para dientes rectos, pero el número de dientes es $Z' = \frac{Z}{(\cos \mu)^3} = \frac{14}{(\cos 15)^3} = 15.53$. Por tanto $y(Z') = 0.093$
- σ_{adim} , es la tensión admisible del material en MPa. En este caso es de 260 MPa

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{146651.66}{20 * 14 * 0.093 * 260} * \frac{\cos 15}{1.5}} = 2.07$$

Como el módulo obtenido es muy diferente al supuesto, habrá que cambiar el factor dinámico, para ello se calculará el diámetro con un módulo de 2.5, y con ello la nueva velocidad.

$$D_{p3} = \frac{Mn * Z_3}{\cos \mu} = \frac{2.5 * 14}{\cos 15} = 36.23 \text{ mm}$$

$$V = n_b * \frac{2\pi}{60} * \frac{D_{p3}}{2} = 75 * \frac{2\pi}{60} * \frac{36.23}{2} = 142.27 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 8.54 \text{ m/min}$$

$$fd = 1 + \frac{V}{360} = 1 + \frac{8.54}{360} = 1.02$$

$$M_{bc} = M_b * fd * fs = 111734.6 * 1.25 * 1.02 = 142461.615 \text{ Nmm}$$

Y ahora se volverá a calcular a resistencia.

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{142461.615}{20 * 14 * 0.093 * 260} * \frac{\cos 15}{1.5}} = 2.05$$

Una vez calculado a resistencia, se pasará a comprobar el módulo necesario para cumplir con los parámetros de desgaste. Para ello se usará la siguiente fórmula.

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{\delta Z^2} * \frac{4M_{bc}(\cos \mu)^3}{K_r \sin 2\alpha} * \frac{1 + i_{bc}}{i_{bc}}}$$

Repetiendo tanto los mismo valores de δ y Z . Y siendo:

- K_r , el coeficiente de presión de rodadura, y representa la resistencia a desgaste del diente.

$$K_r = 0.677 * \frac{HB^2}{EW^{\frac{1}{3}}}$$

- HB, es la dureza del material. Para este caso 210 HB, que se cambia de unidades a MPa. $1 \text{ HB} \approx 10 \text{ MPa}$.
- E, el módulo de Young del material. Para este caso $E = 210 * 10^3 \text{ MPa}$
- W, siendo las millones de vueltas que da el engranaje, y se calcula como

$$W = \frac{L_h * n * 60}{10^6}$$

Siendo:

- L_h , la duración mínima en horas requeridas. Para este caso $L_h = 6300$ horas
- n, el número de revoluciones del eje en rpm. En este caso $n = 75$ rpm.

$$W = \frac{6300 * 75 * 60}{10^6} = 28.35$$

$$K_r = 0.677 * \frac{3100^2}{210 * 10^3 * 28.35^3} = 10.16$$

Por tanto quedará la siguiente formula.

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{20 * 14^2} * \frac{4 * 142461.615(\cos 15)^3}{10.16 \sin 40} * \frac{1 + 7.5}{7.5}} = 2.83$$

Habrá que buscar un módulo normalizado superior, que se le acercara, que sería el de 3. Se volvería recalcular el factor dinámico y se recalcularía tanto a desgaste como a resistencia.

$$D_{p3} = \frac{Mn * Z_3}{\cos \mu} = \frac{3 * 14}{\cos 15} = 43.48 \text{ mm}$$

$$V = n_b * \frac{2\pi}{60} * \frac{D_{p3}}{2} = 75 * \frac{2\pi}{60} * \frac{43.48}{2} = 170.75 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 10.24 \text{ m/min}$$

$$fd = 1 + \frac{V}{360} = 1 + \frac{10.24}{360} = 1.03$$

$$M_{bc} = M_b * fd * fs = 111734.6 * 1.25 * 1.03 = 143858.3 \text{ Nmm}$$

Por tanto las formulas tanto de desgaste como de resistencia.

$$Mn = \sqrt[3]{\frac{1}{20 * 14^2} * \frac{4 * 143858.3(\cos 15)^3}{10.16 \sin 40} * \frac{1 + 7.5}{7.5}} = 2.84$$

$$Mn = 0.86 \sqrt[3]{\frac{143858.3}{20 * 14 * 0.093 * 260} * \frac{\cos 15}{1.5}} = 1.89$$

Por tanto sería correcto el módulo de 3, porque cumple tanto a desgaste como a resistencia.

5.3 Eje A

Se tiene una disposición de fuerzas en el eje A como la de la figura 168, y cuyas medidas están en la tabla 115.

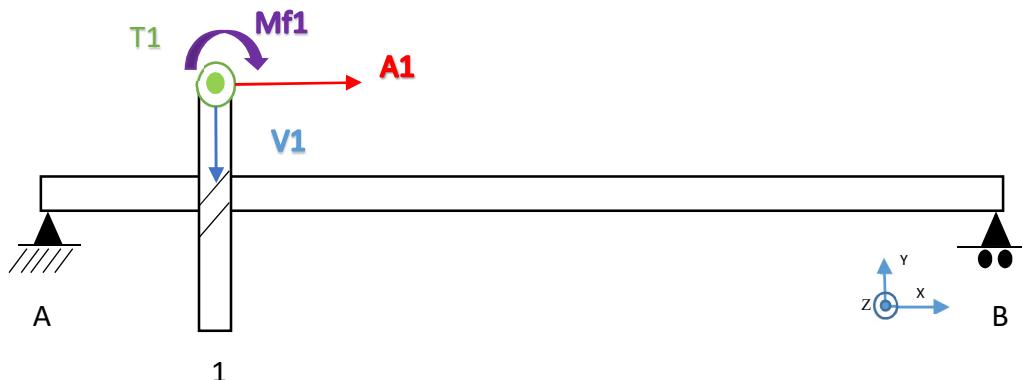


Fig.168-Esquema de fuerzas en el eje A

Tabla 115

Líneas	Medidas (mm)
A1	100
1B	400

Una vez se tiene la disposición se procede a calcular los esfuerzos que afectan al eje. Primero se calcularán las fuerzas que afectan en el engranaje 1

$$T_1 = \frac{M_a * 2}{Dp1} = \frac{11173 * 2}{33.12} = 674.7 \text{ N}$$

$$A_1 = T_1 * \tan \mu = 674.7 * \tan 15 = 180.78 \text{ N}$$

$$V_1 = \frac{T_1}{\cos \mu} * \tan \alpha = \frac{674.7}{\cos 15} * \tan 20 = 254.33 \text{ N}$$

$$M_{f1} = A_1 * \frac{Dp1}{2} = 180.78 * \frac{33.12}{2} = 2993.72 \text{ Nmm}$$

Quedaría una disposición del eje, en el plano xy como el de la figura 169.

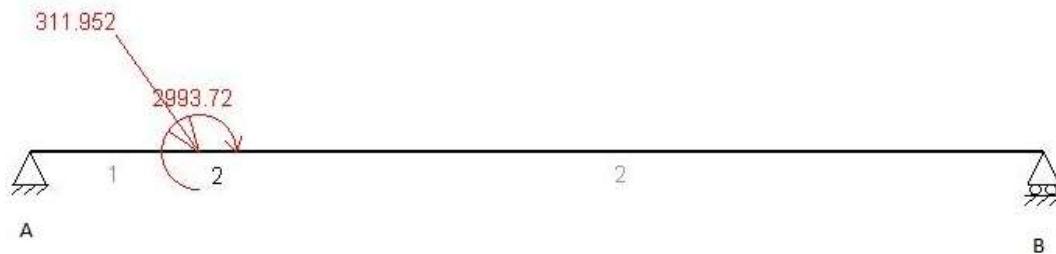


Fig.169-Esquema de fuerzas en el plano xy.

Se procede a calcular las reacciones en los apoyos, para posteriormente calcular y dibujar los diagramas de esfuerzos.

$$\sum F_x = 0 \quad R_{ax} = A_1 = 180.78 N$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_{ay} + R_{by} = V_1$$

$$\sum M_b = 0 \quad \sum M_b = (R_{ay} * 600) + M_1 - (V_1 * 500)$$

$$R_{ax} = 180.78 N \quad R_{ay} = 206.87 N \quad R_{by} = 47.36 N$$

Con las reacciones se procede a calcular los diagramas de esfuerzo del eje en el plano xy, representados en la figuras 170, 171 y 172.



Fig.170-Diagrama de axiles

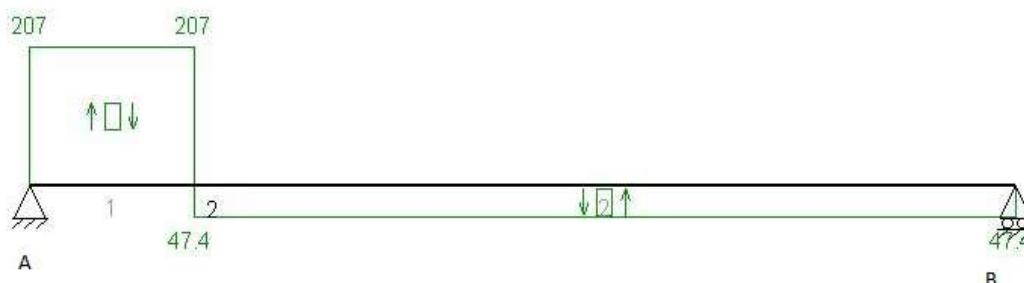


Fig.171-Diagrama de cortantes

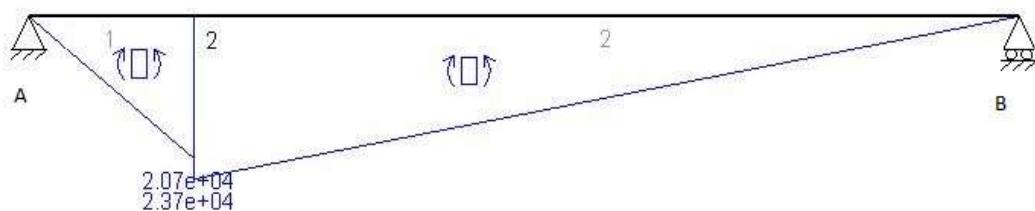


Fig.172-Diagrama de momentos flectores

Quedaría una disposición del eje, en el plano xz como el de la figura 173.

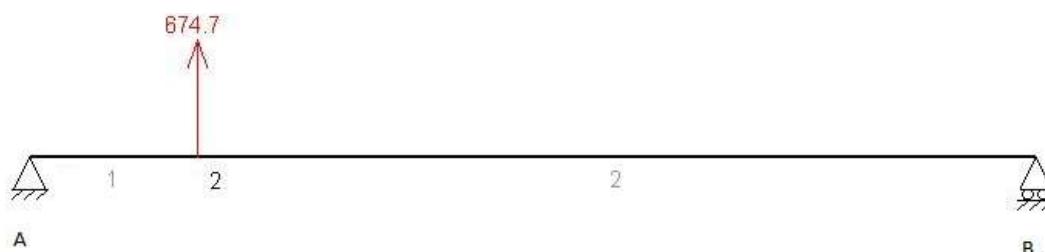


Fig.173-Diagrama de fuerzas en el plano xz

Se procede a calcular las reacciones en los apoyos, para posteriormente calcular los diagramas de esfuerzos del eje.

$$\sum F_z = 0 \quad R_{az} + R_{bz} = T_1$$

$$\sum M_b = 0 \quad \sum M_b = (-R_{az} * 600) + (T_1 * 500)$$

$$R_{az} = 526.25 \text{ N} \quad R_{bz} = 112.45 \text{ N}$$

Con las reacciones ya calculadas se procede a calcular los diagramas de esfuerzo del eje en el plano xy, representados en la figuras 174, 175 y 176.

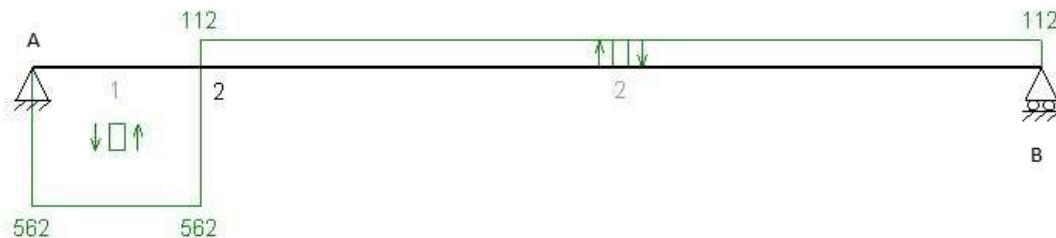


Fig.174-Diagrama de cortantes

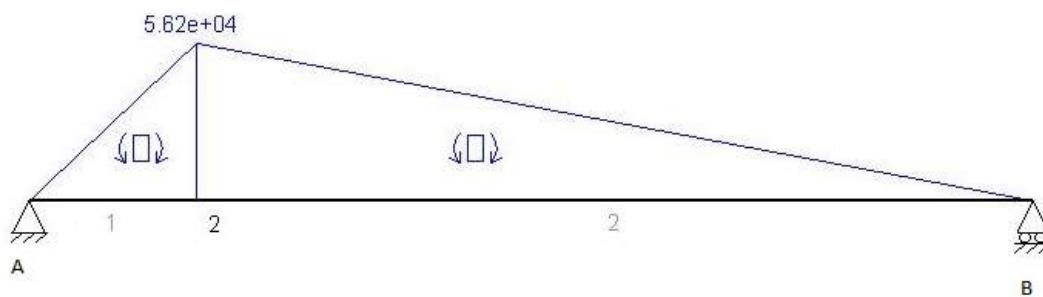


Fig.175-Diagrama de flectores

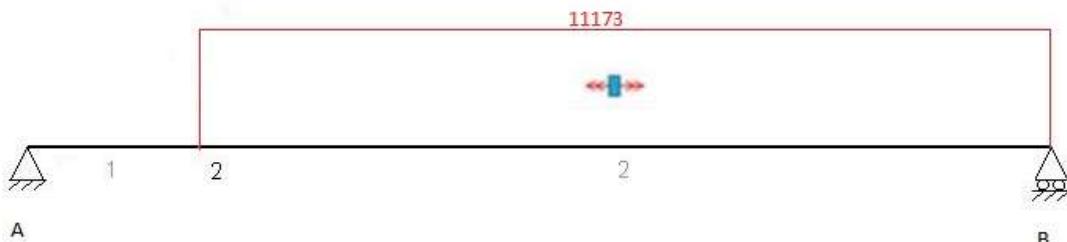


Fig.176-Diagrama de torsor

Una vez calculados los diagramas, se busca el punto más desfavorable, que es aquel donde se encuentre el mayor valor de momento flector, que en este caso es el punto 2 tanto en la figura 172 como en la figura 175. Se puede calcular el momento flector máximo como la combinación de los momentos en el plano xy e xz.

$$M_{R2} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = \sqrt{(2.37 * 10^4)^2 + (5.62 * 10^4)^2} = 60992.87 \text{ Nmm}$$

Para calcular el eje se tienen los siguientes datos presentes en la tabla 116 extraídos de los diagramas de esfuerzo en el punto en el que el momento flector es máximo.

Tabla 116

Tipo de esfuerzo	
Momento flector (Nmm)	$M_{R2}=60992.87$
Momento torsor (Nmm)	$M_{T2}=11173$
Axil (N)	$N_2=181$

Para calcular el eje, se usará la teoría de cortante máximo, y el coeficiente de seguridad.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_{R2}}{Wf} + \frac{N_2}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{T2}}{Wo}$$

Para el primer cálculo se despreciara el valor del axil. También se puede hacer la siguiente simplificación en el cálculo del módulo resistente.

$$Wf = \frac{\pi D^3}{32} \quad Wo = \frac{\pi D^3}{16} \quad Wo = 2 * Wf$$

Aquí se está buscando el tamaño del eje, a partir del material y el coeficiente de seguridad. Para ello se usa la teoría de cortante máximo.

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{adim}} \quad \tau_{adim} = \frac{660}{2 * 2} = 165 \text{ MPa} \quad \tau_{max} = \tau_{adim}$$

Para un primer cálculo, despreciando el valor del axil.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{M_{R2}}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{M_{T2}}{2 * Wf}\right)^2}$$

$$165 = \sqrt{\left(\frac{60992.87}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{11173}{2 * Wf}\right)^2}$$

$$Wf = 187.9 \text{ mm}^3$$

Con el módulo resistente a flexión obtenido, se puede obtener el diámetro necesario.

$$187.9 = \frac{\pi D^3}{32} \quad D = 12.42 \text{ mm}$$

Como se necesita colocar dos rodamientos, se buscará en el proveedor de rodamientos, un diámetro de eje normalizado, que en este caso es D=15 mm. Con este valor se vuelve a calcular el coeficiente de seguridad introduciendo el valor del Axil.

$$Wf = 331.34 \text{ mm}^3 \quad Wo = 662.68 \text{ mm}^3 \quad A = 176.72 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{60992.87}{331.34} + \frac{181}{176.72} = 185.10 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{11173}{662.68} = 16.86 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{185.10}{2}\right)^2 + 16.86^2} = 94.04 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{660}{2 * 94.07} = 3.51$$

Por tanto se fabricara un eje completo de D=15 mm, ya que cumple con el requisito del coeficiente de seguridad.

5.4 Eje B

Se tiene una disposición de fuerzas en los engranajes en el eje B como la figura 177, y cuyas medidas se encuentran en la tabla 117.



Fig.177-Diagrama de fuerzas en el eje B

Tabla 117

Líneas	Medidas (mm)
C1	100
12	380
2D	120

Una vez se tiene la disposición se procede a calcular los esfuerzos que afectan al eje.

Primero se calculará las fuerzas en el engranaje 2, que serán de igual valor que en el engranaje 1 pero de sentido opuesto.

$$T_1 = T_2 = 674.7 \text{ N}$$

$$A_1 = A_2 = 180.78 \text{ N}$$

$$V_1 = V_2 = 254.23 \text{ N}$$

$$M_{f2} = A_2 * \frac{Dp2}{2} = 180.78 * \frac{331.28}{2} = 29944.4 \text{ Nmm}$$

Y ahora se calcularían las fuerzas en el engranaje 3, al igual que se han calculado para el engranaje 1 en el apartado 5.3 de este anexo.

$$T_3 = \frac{M_b * 2}{Dp3} = \frac{111734.6 * 2}{43.48} = 5139.59 \text{ N}$$

$$A_3 = T_3 * \tan \mu = 5139.59 * \tan 15 = 1377.15 \text{ N}$$

$$V_3 = \frac{T_3}{\cos \mu} * \tan \alpha = \frac{5139.59}{\cos 15} * \tan 20 = 1936.65 \text{ N}$$

$$M_{f3} = A_3 * \frac{Dp3}{2} = 1377.15 * \frac{43.48}{2} = 29947.94 \text{ Nmm}$$

Quedaría una disposición del eje, en el plano xy como el de la figura 178.

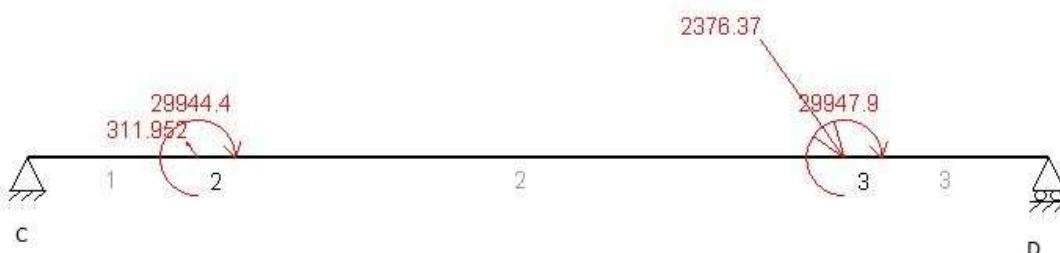


Fig.178-Diagrama de fuerzas en el plano xy

Se procede a calcular las reacciones en los apoyos, para posteriormente calcular los diagramas de esfuerzos.

$$\sum F_x = 0 \quad R_{cx} = A_3 - A_2 \quad R_{cx} = 1196.4 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_{cy} + V_3 = V_2 + R_{dy}$$

$$\sum M_d = 0 \quad \sum M_d = (-R_{cy} * 600) + M_2 + (V_2 * 500) - (V_3 * 120) + M_3$$

$$R_{cx} = 1196.4 \text{ N} \quad R_{cy} = 75.65 \text{ N} \quad R_{dy} = 1606.8 \text{ N}$$

Con las reacciones ya calculadas se procede a calcular los diagramas de esfuerzo del eje en el plano xy, representados en las figuras 179, 180 y 181.

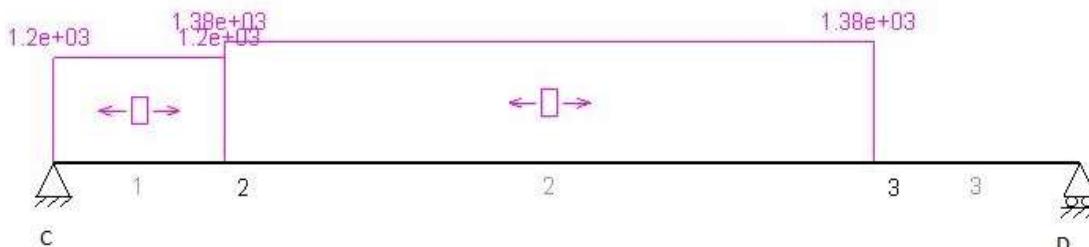


Fig.179-Diagrama de Axiles

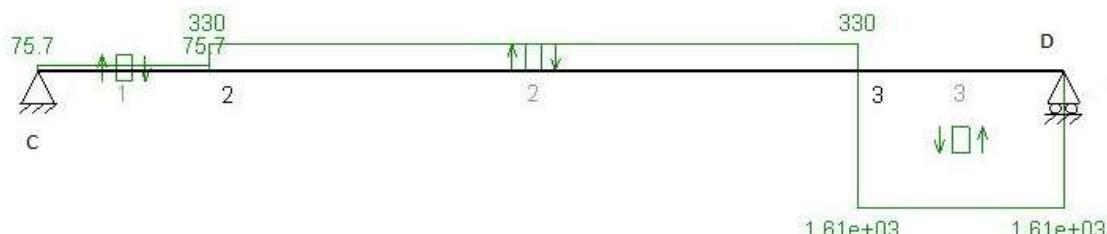


Fig.180-Diagrama de cortantes

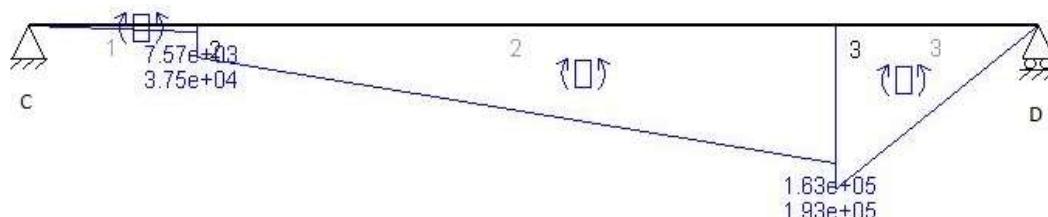


Fig.181-Diagrama de momentos flectores

Quedaría una disposición del eje, en el plano xz como la de la figura 182.

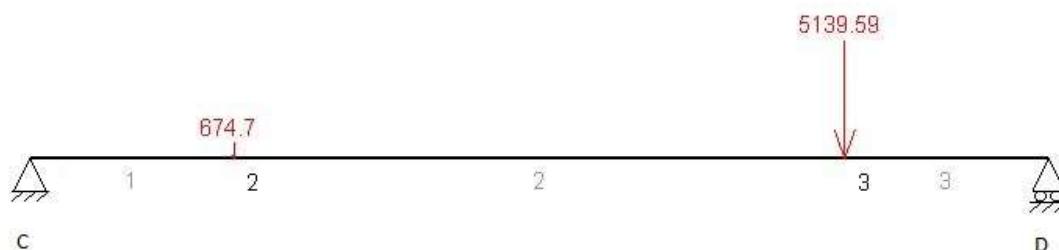


Fig.182-Diagrama de fuerzas en el plano xz

Se procede a calcular las reacciones en los apoyos, para posteriormente calcular los diagramas de esfuerzos.

$$\sum F_z = 0 \quad R_{cz} + R_{dz} = T_2 - T_3$$

$$\sum M_d = 0 \quad \sum M_d = (R_{cz} * 600) - (T_2 * 500) - (T_3 * 120)$$

$$R_{cz} = 1567.7 \text{ N} \quad R_{dz} = 4246.6 \text{ N}$$

Con las reacciones ya calculadas se procede a calcular los diagramas de esfuerzo del eje en el plano xy, representados en la figuras 183, 184 y 185.

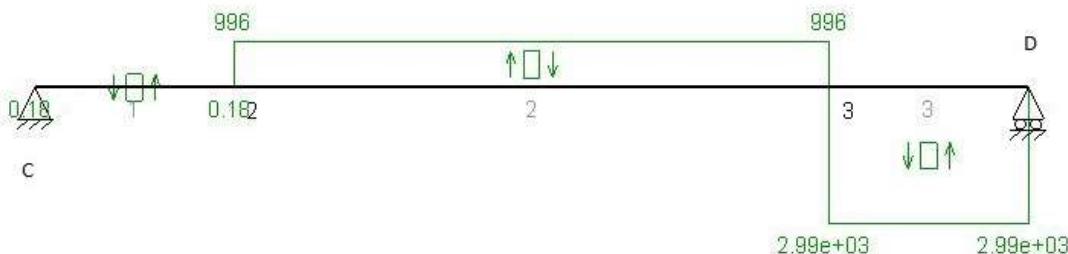


Fig.183-Diagrama de cortantes

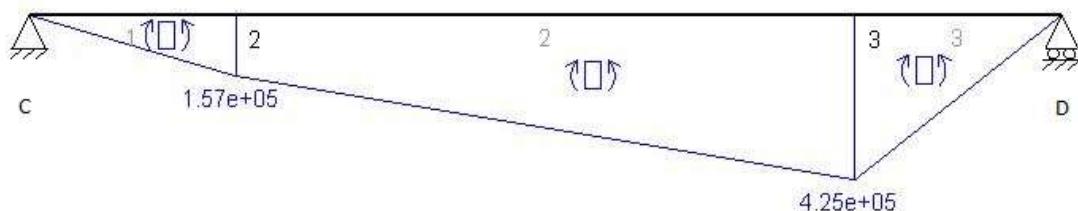


Fig.184-Diagrama de momentos flectores

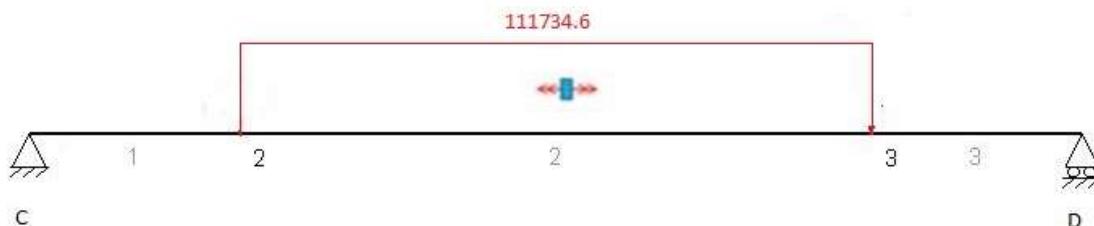


Fig.185-Diagrama de torsor

Una vez calculados los diagramas, se busca el punto mas desfavorable, que es aquel donde esta el valor mayor de momento flector, que en este caso es el punto 3 tanto de la figura 181 como de la figura 184. Se puede calcular el momento flector máximo como la combinación de esfuerzso en el eje xy e xz.

$$M_{R3} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = \sqrt{(4.25 * 10^5)^2 + (1.93 * 10^5)^2} = 466769 \text{ Nmm}$$

Para calcular el eje se tienen los siguientes datos en la tabla 118, extraidos de los diagramas de esfuerzso en el punto donde el valor del momento flector es máximo.

Tabla 118

Tipo de esfuerzo	
Momento flector (Nmm)	$M_{R3}=466769$
Momento torsor (Nmm)	$M_{T3}=111734.6$
Axil (N)	$N_3=1380$

Para calcular el eje, se usará la teoría de cortante máximo, y el coeficiente de seguridad.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_{R3}}{Wf} + \frac{N_3}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{T3}}{Wo}$$

Para el primer cálculo se despreciara el valor del axil. También se puede hacer la siguiente simplificación en el cálculo del módulo resistente.

$$Wf = \frac{\pi D^3}{32} \quad Wo = \frac{\pi D^3}{16} \quad Wo = 2 * Wf$$

Aquí se está buscando el tamaño del eje, a partir del material y el coeficiente de seguridad. Para ello se usa la teoría de cortante máximo.

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{adim}} \quad \tau_{adim} = \frac{660}{2 * 2} = 165 \text{ MPa} \quad \tau_{max} = \tau_{adim}$$

Para un primer cálculo, despreciando el valor del axil.

$$\begin{aligned} \tau_{max} &= \sqrt{\left(\frac{M_{R3}}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{M_{T3}}{2 * Wf}\right)^2} \\ 165 &= \sqrt{\left(\frac{466769.75}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{111734.6}{2 * Wf}\right)^2} \\ Wf &= 1454.41 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

Con el módulo resistente a flexión obtenido, se puede obtener el diámetro necesario.

$$1454.41 = \frac{\pi D^3}{32} \quad D = 24.56 \text{ mm}$$

Como se necesita colocar el rodamiento, se buscará en el proveedor de rodamientos, un diámetro de eje normalizado, que en este caso es D=25 mm. Con este diámetro se calcula el área, y con ello se introduce el valor del axil.

$$Wf = 1533.98 \text{ mm}^3 \quad Wo = 3067.96 \text{ mm}^3 \quad A = 490.87 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{466769.75}{1533.98} + \frac{1380}{490.87} = 307.09 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{111734.6}{3067.96} = 36.42 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{307.09}{2}\right)^2 + 36.42^2} = 157.81 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{660}{2 * 157.81} = 2.09$$

Por tanto con un diámetro de 25 mm, cumpliría con los requisitos y el eje sería valido.

5.5 Eje C

Se tiene un disposición de fuerzas en los engranajes como en la figura 186, y las Medidas en la tabla 119.

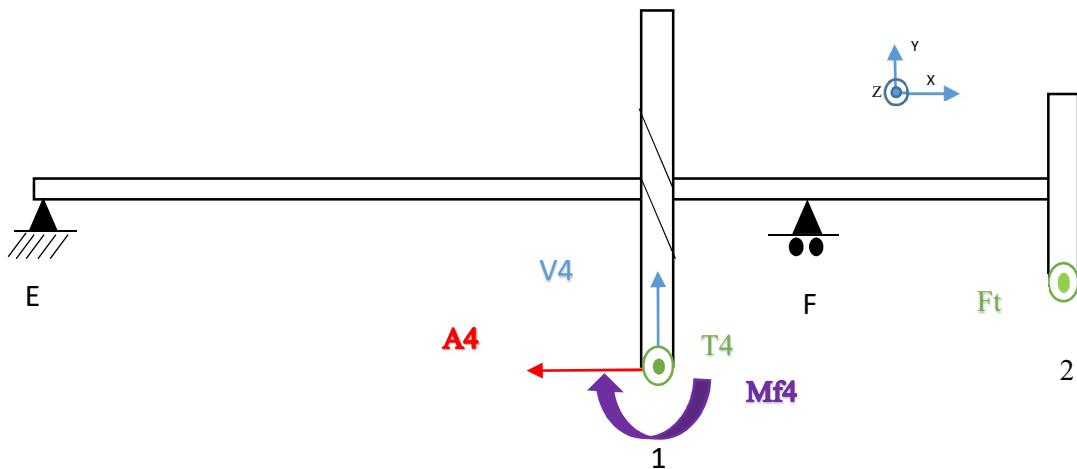


Fig.186-Dispocion de fuerzas en el eje C

Tabla 119

Líneas	Medidas (mm)
C1	100
12	380
2D	120

Una vez se tiene la disposición se procede a calcular los esfuerzos que afectan al eje.

Primero se calcularan las fuerzas en el engranaje 4, que serán de igual valor que en el engranaje 3 pero de sentido opuesto.

$$\begin{aligned} T_3 &= T_4 = 5139.59 \\ A_3 &= A_4 = 1377.15 \text{ N} \\ V_3 &= V_4 = 1936.65 \text{ N} \\ M_{f4} &= A_4 * \frac{Dp4}{2} = 1936.65 * \frac{326.12}{2} = 315790.15 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Y ahora se dispondrán las fuerzas en la rueda, que en este caso $F_t = 2666.34 \text{ N}$, calculada en el apartado 7.2.1

Quedaría una disposición del eje, en el plano xy como el de la figura 187.

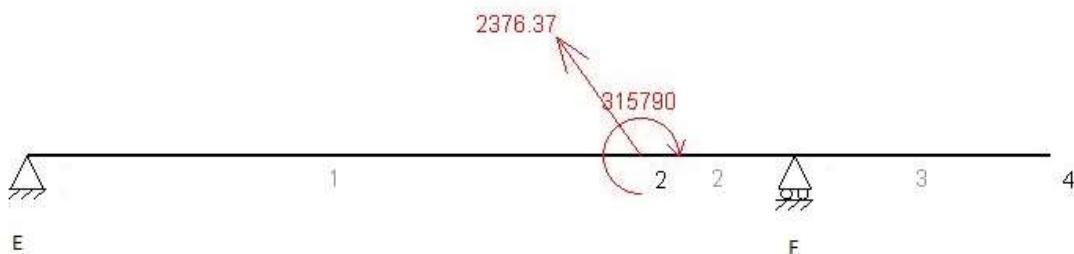


Fig.187-Diagrama de fuerzas en el plano xy

Se procede a calcular las reacciones en los apoyos, para posteriormente calcular los diagramas de esfuerzos.

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 & R_{ex} &= A_4 & R_{ex} &= 1063.94 \text{ N} \\ \sum F_y &= 0 & R_{ey} - R_{fy} &= V_4 \\ \sum M_f &= 0 & \sum M_f &= (R_{ey} * 600) - M_4 - (V_4 * 100) \\ R_{ex} &= 1377.2 \text{ N} & R_{ey} &= 913.65 \text{ N} & R_{fy} &= 1023 \text{ N} \end{aligned}$$

Con las reacciones ya calculadas se procede a calcular los diagramas de esfuerzo del eje en el plano xy, representados en la figuras 188, 189 y 190.

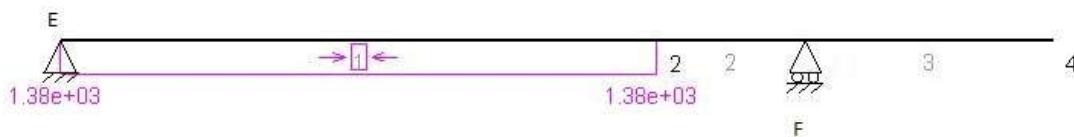


Fig.188-Diagrama de axiles

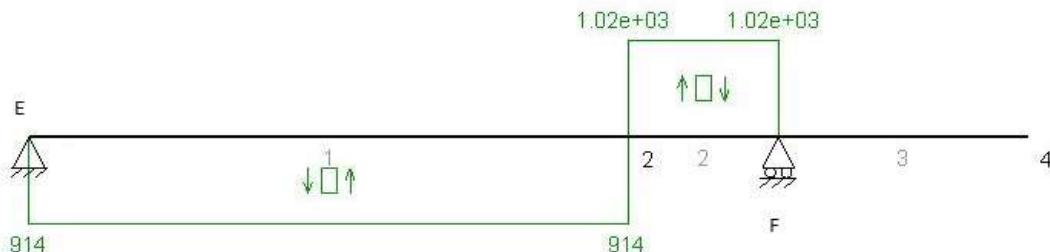


Fig.189-Diagrama de cortantes

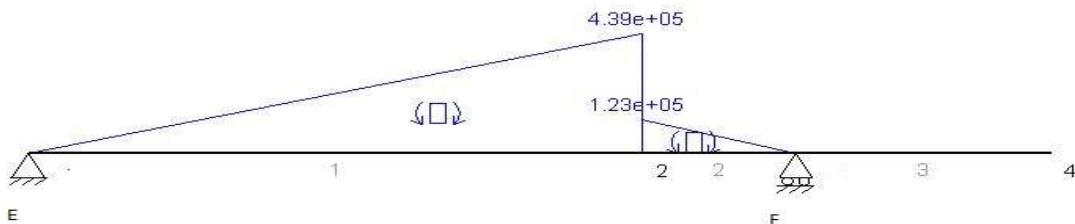


Fig.190-Diagrama de momentos flectores

Quedaría una disposición del eje, en el plano xz como el de la figura 191.

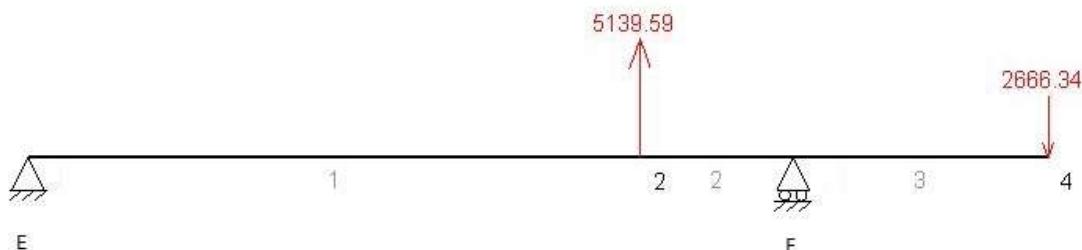


Fig.191-Diagrama de fuerzas en el plano xz

Se procede a calcular las reacciones en los apoyos, para posteriormente calcular los diagramas de esfuerzos.

$$\sum F_z = 0 \quad R_{ez} + F_t = T_4 + R_{fz}$$

$$\sum M_f = 0 \quad \sum M_f = (R_{ez} * 600) - (T_4 * 120) - (F_t * 200)$$

$$R_{ez} = 1916.7 \text{ N} \quad R_{fz} = -556.55 \text{ N}$$

Con los apoyos se prodece a calcular los diagramas de esfuerzo del eje en el plano xy, representados en la figuras 192, 193 y 194.

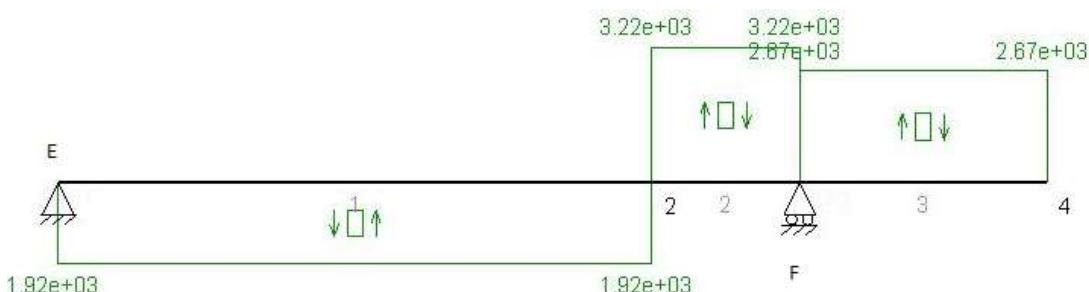


Fig. 192-Diagrama de cortantes

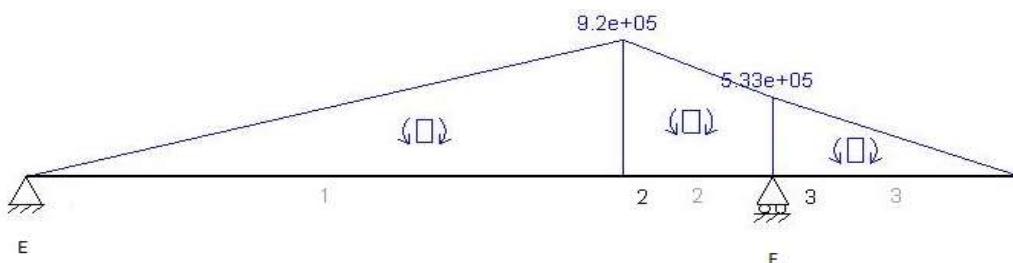


Fig.193-Diagrama de momentos flectores

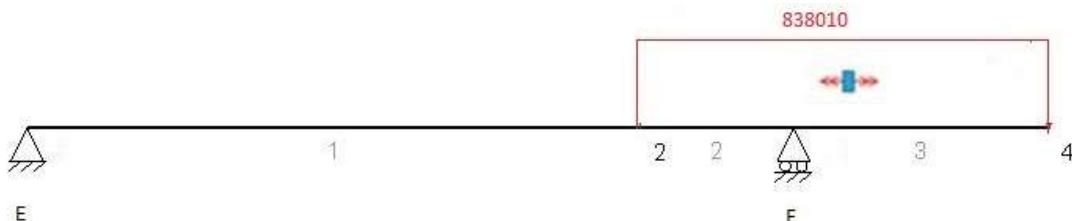


Fig.194-Diagrama de momentos torsores

Una vez calculados los diagramas, se busca el punto mas desfavorable, que es aquel donde se encuentra el mayor momento flector, en este caso es el punto 2 tanto de la figura 188 como de la figura 191. Al ser una sección circular se puede calcular como la combinación de esfuerzos en el plano xy e xz.

$$\begin{aligned} M_{R2} &= \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = \sqrt{(4.39 * 10^5)^2 + (9.2 * 10^5)^2} \\ &= 1.02 * 10^6 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Para calcular el eje se tienen los siguientes datos, calculando en el punto 2, y los datos se pueden ver en la tabla 120.

Tabla 120

Tipo de esfuerzo	
Momento flector (Nmm)	$M_{R2}=2.9*10^6$
Momento torsor (Nmm)	$M_{T2}=838010$
Axil(N)	$N_2=1380$

Para calcular el eje, se usará la teoría de cortante máximo, y el coeficiente de seguridad.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_{R2}}{Wf} + \frac{N_2}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{T2}}{Wo}$$

Se puede hacer la siguiente simplificación en el cálculo de los módulos resistentes, y para el primer cálculo se desprecia el valor del axil.

$$Wf = \frac{\pi D^3}{32} \quad Wo = \frac{\pi D^3}{16} \quad Wo = 2 * Wf$$

Aquí se está buscando el tamaño del eje, a partir del material y el coeficiente de seguridad. Para ello se usa la teoría de cortante máximo.

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{adim}} \quad \tau_{adim} = \frac{660}{2 * 2} = 165 \text{ MPa} \quad \tau_{max} = \tau_{adim}$$

Para un primer cálculo, despreciando el valor del axil.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{M_{R2}}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{M_{T2}}{2 * Wf}\right)^2}$$

$$165 = \sqrt{\left(\frac{1.02 * 10^6}{2 * Wf}\right)^2 + \left(\frac{838010}{2 * Wf}\right)^2}$$

$$Wf = 3998.83 \text{ mm}^3$$

Con el módulo resistente a flexión obtenido, se puede obtener el diámetro necesario.

$$3998.83 = \frac{\pi D^3}{32} \quad D = 34.40 \text{ mm}$$

Por tanto se buscará un valor normalizado de eje superior al obtenido, en este caso tiene un valor D=35 mm y se comprueba si cumple añadiendo el valor del axil.

$$Wf = \frac{\pi D^3}{32} = \frac{\pi 35^3}{32} = 4209.24 \text{ mm}^3$$

$$Wo = \frac{\pi D^3}{16} = \frac{\pi 35^3}{16} = 8418.49 \text{ mm}^3$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = 962.11 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{M_{R2}}{Wf} + \frac{N_2}{A} = \frac{1.02 * 10^6}{4209.24} + \frac{1380}{962.11} = 243.76 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{T2}}{Wo} = \frac{838010}{8418.49} = 99.54$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{243.76}{2}\right)^2 + 99.54^2} = 157.36$$

$$C_s = \frac{660}{2 * 157.36} = 2.1$$

Por tanto se fabricara un eje de D=35 mm, ya que con este valor cumple con los requisitos.

5.6 Cálculo del peso del reductor

En este apartado se calcularán los pesos de los tres ejes, con sus correspondientes elementos. Se tomará una densidad de acero de 7850 kg/m³ para todas las piezas.

- Eje A

En el eje A se encuentran el engranaje 1 y el propio eje. El peso de la polea 2 ya se encuentra en los catálogos, ya que es un elemento comercial. Y el peso del engranaje, se calculará como si el engranaje fuese un disco sólido.

En primer lugar se calculará el peso del eje,

$$V_{eje} = A * l = \frac{\pi * 15^2}{4} * 500 = 88.36 * 10^3 mm^3 = 88.36 * 10^{-6} m^3$$

$$P_{eje} = 88.36 * 10^{-6} * 7850 = 0.69 kg$$

El siguiente es el engranaje 1.

$$V_{engranaje} = A * b = \frac{\pi * 33.13^2}{4} * 30 = 25861.52 mm^3 = 25.86 * 10^{-6} m^3$$

$$P_{engranaje} = 25.86 * 10^{-6} * 7850 = 0.20 kg$$

Los resultados se ven en la tabla 121.

Tabla 121

Masa eje (kg)	0.69
Masa engranaje 1 (kg)	0.20

- Eje B

En el eje B se encuentran el engranaje 2, el engranaje 3 y el propio eje. Y el peso del engranaje, se calculará como si el engranaje fuese un disco sólido.

En primer lugar se calculará el peso del eje,

$$V_{eje} = A * l = \frac{\pi * 25^2}{4} * 500 = 245.44 * 10^3 mm^3 = 245.44 * 10^{-6} m^3$$

$$P_{eje} = 245.44 * 10^{-6} * 7850 = 1.93 kg$$

El siguiente es el engranaje 2.

$$V_{engranaje2} = A * b = \frac{\pi * 217.41^2}{4} * 30 = 1.12 * 10^6 mm^3 = 1.12 * 10^{-3} m^3$$

$$P_{engranaje2} = 1.12 * 10^{-3} * 7850 = 8.74 kg$$

El siguiente es el engranaje 3.

$$V_{engranaje3} = A * b = \frac{\pi * 43.48^2}{4} * 60 = 89.08 * 10^3 mm^3 = 89.08 * 10^{-6} m^3$$

$$P_{engranaje3} = 89.08 * 10^{-6} * 7850 = 0.7 kg$$

Los resultados se ven en la tabla 122.

Tabla 122

Masa eje (kg)	1.93
Masa engranaje 2 (kg)	8.74
Masa engranaje 3 (kg)	0.7

- Eje C

En el eje c se encuentran el engranaje 4, la rueda y el propio eje. Y el peso del engranaje, se calculará como si el engranaje fuese un disco sólido. La rueda al ser un elemento comercial disponemos de su peso.

En primer lugar se calculará el peso del eje,

$$V_{eje} = A * l = \frac{\pi * 35^2}{4} * 700 = 673.48 * 10^3 mm^3 = 673.48 * 10^{-6} m^3$$

$$P_{eje} = 673.48 * 10^{-6} * 7850 = 5.29 kg$$

El siguiente es el engranaje 4.

$$V_{engranaje4} = A * b = \frac{\pi * 326.11^2}{4} * 60 = 5.01 * 10^6 mm^3 = 5.01 * 10^{-3} m^3$$

$$P_{engranaje4} = 5.01 * 10^{-3} * 7850 = 39.34 k$$

Los resultados se ven en la tabla 123.

Tabla 123

Masa eje (kg)	5.29
Masa engranaje 4 (kg)	39.34
Masa rueda (kg)	310

Por tanto la masa total del reductor será la suma de todas las masas parciales, teniendo en cuenta que son dos ruedas por reductor M=676.89 Kg

5.6 Cálculo de inercias

Se van a calcular todas las inercias, para poder aplicarlas en el apartado tanto del freno como del motor. En primer lugar se calcularán las inercias de cada componente y en segundo lugar la inercia final de todo el eje.

- Eje A

En este apartado hay que tener en cuenta la polea y su correspondiente correa, así como la inercia del propio eje y la del engranaje

- Engranaje 1

$$I_{engranaje1} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 0.2 * (16.57 * 10^{-3})^2 = 27.44 * 10^{-6} \text{ kgm}^2$$

- Eje

$$I_{eje} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 0.69 * (7.5 * 10^{-3})^2 = 19.41 * 10^{-6} \text{ kgm}^2$$

Por tanto ahora se calcularía la inercia total del eje, como la suma de las inercias parciales

$$I_{totalA} = I_{engranaje1} + I_{eje} = 46.85 * 10^{-6} \text{ kgm}^2$$

- Eje B

En este apartado hay que tener en cuenta la polea y su correspondiente correa, así como la inercia del propio eje y la del engranaje

- Engranaje 2

$$I_{engranaje2} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 8.74 * 0.108^2 = 51.64 * 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

- Engranaje 3

$$I_{engranaje3} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 0.7 * (21.74 * 10^{-3})^2 = 165.42 * 10^{-6} \text{ kgm}^2$$

- Eje

$$I_{eje} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 1.93 * (12.5 * 10^{-3})^2 = 150.78 * 10^{-6} \text{ kgm}^2$$

Por tanto ahora se calcularía la inercia total del eje, como las suma de las inercias parciales.

$$I_{totalB} = I_{engranaje2} + I_{engranaje3} + I_{eje} = 51.96 * 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

- Eje C

En este apartado hay que tener en cuenta la polea y su correspondiente correa, así como la inercia del propio eje y la del engranaje

- Engranaje 4

$$I_{engranaje4} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 39.34 * 0.163^2 = 0.523 \text{ kgm}^2$$

- Rueda

$$I_{rueda} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 310 * 0.315^2 = 15.38 \text{ kgm}^2$$

- Eje

$$I_{eje} = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} * 5.29 * (17.5 * 10^{-3})^2 = 810.03 * 10^{-6} \text{ kgm}^2$$

Por tanto ahora se calcularía la inercia total del eje, como la suma de las inercias parciales

$$I_{totalC} = I_{engranaje4} + I_{rueda} + I_{eje} = 15.90 \text{ kgm}^2$$

Anexo III Catálogos

1 Aparejos

Para el aparejo se ha buscado un fabricante que posibilite un aparato comercial, en este caso se ha encontrado a "GOSAN S.A" fabricante de poleas, situada en el Polígono Industrial Granada, Parcela C-1,48530 Ortuella (Vizcaya), cuya página web http://www.gosan.net/index_cas.html, y el catálogo se encuentra en http://www.gosan.net/pdfs/castellano/aparejos/carro%20abierto/aparejos_carro_abierto_2_poleas.pdf. Se pude en la figura 195, el esquema del aparejo y las características se encuentran en su página web.



Fig.195-Aparejo (Fuente: Catálogo de Gosan)

2 Cable

Se ha buscado un fabricante de cables que posibilite su uso, en este caso se ha encontrado la empresa "Cargo Flet Blasant", suministrador de productos de manutención, situada en C/Mare de Déu de Nuria,4, Polígono Industrial Salas, Sant Boi de Llobregat Barcelona, cuya página web <http://cfblasant.com/>, y el catálogo se encuentra <http://cfblasant.com/cable-de-acero/>. Se muestra el cable seleccionado en la figura 196.

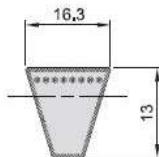
HDHP 6							
ALMA METÁLICA							
Tolerancia sobre diámetro -1 + 4%							
Alma metálica independiente							
Alambres compactados							
Cableado cruzado							
Sentido de cableado derecha o izquierda.							
Acero galvanizado 2160 N/mm ² (NF clase B)							
Engrasado especial							
Ø 10 a 28 mm. 6 x 31 FWR 186 hilos portantes							
Ø 30 a 36 mm. 6 x 36 WSR 216 hilos portantes							
6x31 WSR							
Derecha	Izquierda	Referencia		Diámetro del cable (mm.)	Diámetro hilo exterior (mm.)	Peso (Kg/m)	Carga de rotura mínima(kN)
-	-	Derecha	Izquierda				
962100	-	312077	-	10,00	0,66	0,448	90,30
962110	-	312078	-	11,00	0,72	0,540	110,80
962120	-	312079	-	12,00	0,78	0,636	130,80
962130	-	312081	-	13,00	0,85	0,753	154,00
962140	-	312082	-	14,00	0,92	0,885	179,00
962150	-	312083	-	15,00	0,98	1,000	204,00
962160	-	311811	-	16,00	1,05	1,144	230,50
962180	-	312084	-	18,00	1,18	1,461	296,20
962190	-	312085	-	19,00	1,25	1,616	325,00
962200	-	311813	-	20,00	1,30	1,776	360,00
962220	-	312092	-	22,00	1,45	2,180	440,00
962240	9622401	312094	312095	24,00	1,57	2,600	528,00
962260	9622601	312096	312097	26,00	1,70	3,041	610,50
962280	-	312098	-	28,00	1,83	3,600	720,00
6x36 WSR							
962300	-	312099	-	30,00	1,73	4,079	820,00
962320	9623201	312100	319069	32,00	1,83	4,690	936,00
962340	-	312101	-	34,00	1,95	5,148	1.069,00
962360	-	312102	-	36,00	2,07	5,775	1.200,00

Fig. 196-Catálogo Cable (Fuente: Catálogo de Cargo Flet Blasant)

3 Poleas y correas

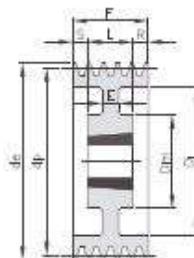
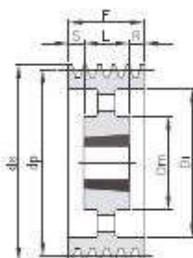
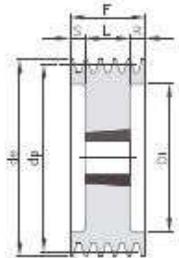
Se ha buscado un fabricante de poleas y cables que posibilite su uso, en este caso se ha encontrado la empresa "Bea Trasmisiones 98 S.L.", suministrador de productos de trasmisión, situada Polígono Industrial de Itziar, Sector F-2, Naves 2-3, ITZIAR-DEBA (GUIPUZCOA), cuya página web <http://www.beatransmision.com/es/>, y el catálogo se encuentra <http://www.beatransmision.com/es/catalogoindustrial/categoria,transmision-polea-correa>. Se muestra las correas seleccionado en la figura, y las poleas en las figuras 197 y 198.

CORREAS TRAPEZIALES DE SECCION "ESTRECHA"
NARROW V-BELTS




SPB	SPB		
descripción	codigo	desarrollo mm	Kg.
SPB 1250	SPB01250	1250	0,25
SPB 1280	SPB01280	1280	0,26
SPB 1320	SPB01320	1320	0,27
SPB 1360	SPB01360	1360	0,28
SPB 1400	SPB01400	1400	0,28
SPB 1450	SPB01450	1450	0,29
SPB 1500	SPB01500	1500	0,30
SPB 1600	SPB01600	1600	0,32
SPB 1650	SPB01650	1650	0,33
SPB 1700	SPB01700	1700	0,34
SPB 1750	SPB01750	1750	0,35
SPB 1757	SPB01757	1757	0,35
SPB 1800	SPB01800	1800	0,36
SPB 1850	SPB01850	1850	0,37
SPB 1860	SPB01860	1860	0,38
SPB 1900	SPB01900	1900	0,38
SPB 1950	SPB01950	1950	0,39
SPB 2000	SPB02000	2000	0,40
SPB 2020	SPB02020	2020	0,41
SPB 2060	SPB02060	2060	0,42
SPB 2110	SPB02110	2110	0,43
SPB 2120	SPB02120	2120	0,43
SPB 2180	SPB02180	2180	0,44
SPB 2240	SPB02240	2240	0,45
SPB 2246	SPB02246	2246	0,45
SPB 2264	SPB02264	2264	0,46
SPB 2300	SPB02300	2300	0,46
SPB 2320	SPB02320	2320	0,47
SPB 2360	SPB02360	2360	0,48
SPB 2391	SPB02391	2391	0,48
SPB 2410	SPB02410	2410	0,49
SPB 2430	SPB02430	2430	0,49
SPB 2500	SPB02500	2500	0,50
SPB 2580	SPB02580	2580	0,52
SPB 2650	SPB02650	2650	0,53

Fig.196- Catálogo de correas (Fuente: Catálogo de BEA Trasmisiones)


POLEAS TRAPEZIALES PARA CASQUILLO CONICO
V-BELTS PULLEYS FOR TAPER BUSH
SPB - 10

3

5

6

Material Fundición EN-GJL-200

descripción	canal.	dp	de	tipo	taper	eje MAX	Dm	D I	E	F	L	R	S	Kg.
SPB 224 10	10	224	231	3	3535	90		181	196	89	53,5	53,5	22,50	
SPB 236 10	10	236	243	3	3535	90		193	196	89	53,5	53,5	25,00	
SPB 250 10	10	250	257	3	3535	90		207	196	89	53,5	53,5	29,00	
SPB 280 10	10	280	287	6	3535	90	175	237	30	196	89	53,5	53,5	31,50
SPB 315 10	10	315	322	6	3535	90	175	272	30	196	89	53,5	53,5	35,00
SPB 335 10	10	335	342	5	4040	100	210	292		196	102	47	47	37,00
SPB 355 10	10	355	362	5	4040	100	210	312		196	102	47	47	38,50
SPB 400 10	10	400	407	5	4040	100	210	357		196	102	47	47	40,50
SPB 450 10	10	450	457	5	4545	110	242	407		196	114	41	41	53,50
SPB 500 10	10	500	507	5	4545	110	242	457		196	114	41	41	58,00
SPB 560 10	10	560	567	5	4545	110	242	517		196	114	41	41	64,70
SPB 630 10	10	630	637	5	4545	110	242	587		196	114	41	41	72,00
SPB 710 10	10	710	717	5	4545	110	242	664		196	114	41	41	82,40
SPB 800 10	10	800	807	5	4545	110	242	754		196	114	41	41	103,00
SPB 900 10	10	900	907	5	5050	125	267	854		196	127	34,5	34,5	131,50
SPB1000 10	10	1000	1007	5	5050	125	267	954		196	127	34,5	34,5	153,00
SPB1250 10	10	1250	1257	5	5050	125	267	1204		196	127	34,5	34,5	218,00

Fig.197- Catálogo de poleas (Fuente: Catálogo de BEA Trasmisiones)

4 Motor reductor 5.1.4

Se ha buscado un fabricante de motores eléctricos, en este caso se ha encontrado la empresa “ABB”, empresa internacional suiza cuyo mayores negocios se dedica a la generación eléctrica y automatización industrial. Su página web es <http://new.abb.com/es>, y el catálogo se encuentra en <http://new.abb.com/motors-generators/iec-low-voltage-motors/standard-induction-motors>.

En la figura 198 se ve los motores de 500 rpm seleccionados para este reductor, con sus características

Output kW	Motor type	Product code	Speed r/min	Efficiency IEC 60034-30-1; 2014			Current I _A			Torque T _N Nm			Moment of inertia J=1/4; GD ² kgm ²	Weight kg	Sound pressure Level L _{PA} dB
				Full load 100%	3/4 load 75%	1/2 load 50%	Power factor Cosφ	I _A	I _A /I _N	T _N	T _r /T _N	T _b /T _N			
				400 V 50 Hz	CEN ELEC-design										
30	M3BP 280SMB 12	3GBP286220-**G	493	90,2	89,5	86,9	0,59	81,3	5,8	581	1,9	3,0	2,20	645	71
37	M3BP 280SMC 12	3GBP286230-**G	493	90,6	89,8	87,2	0,58	101	6,3	716	2,0	3,2	2,85	725	71
45	M3BP 315SMB 12	3GBP316220-**G	494	92,8	92,9	92,0	0,76	92,0	6,5	889	1,6	2,6	4,10	930	71
55	M3BP 315SMC 12	3GBP316230-**G	493	93,0	93,2	92,4	0,77	110	6,5	1065	1,6	2,6	4,90	1000	71
75	M3BP 315MLA 12	3GBP316410-**G	493	93,2	93,4	92,8	0,76	152	6,3	1452	1,5	2,5	5,80	1150	71
90	M3BP 355SMA 12	3GBP356210-**G	495	93,5	93,5	92,5	0,72	192	5,7	1736	1,3	2,4	7,90	1520	75
110	M3BP 355SMB 12	3GBP356220-**G	495	93,8	93,8	92,7	0,71	238	6,0	2122	1,4	2,5	9,70	1680	75
132	M3BP 355SMC 12	3GBP356230-**G	495	93,9	93,9	92,9	0,71	285	6,0	2546	1,4	2,5	11,3	1820	77
160	M3BP 355MLB 12	3GBP356420-**G	494	93,8	94,0	93,3	0,74	332	5,7	3092	1,3	2,4	13,5	2180	77
200	" M3BP 355LK 12	3GBP356820-**G	494	93,9	94,1	93,4	0,73	421	5,8	3886	1,4	2,4	16,5	2600	79
200	M3BP 400LB 12	3GBP406520-**G	495	95,0	95,0	94,3	0,79	384	5,4	3858	1,1	2,2	20,0	3100	82
250	M3BP 400LC 12	3GBP406530-**G	495	95,2	95,2	94,5	0,79	479	5,7	4822	1,1	2,2	24,0	3400	82
315	M3BP 450LB 12	3GBP456520-**G	496	95,6	95,6	94,8	0,76	625	5,5	6064	1,0	2,1	34,0	4300	82
355	M3BP 450LC 12	3GBP456530-**G	495	95,6	95,6	95,0	0,76	705	5,3	6848	1,0	2,0	38,0	4550	82
400	" M3BP 450LD 12	3GBP456540-**G	495	95,7	95,8	95,2	0,77	783	5,3	7716	1,0	2,0	42,0	4800	82

Fig.198- Catálogo de motores (Fuente: Catálogo de ABB)

5 Rodamientos 5.14

Todos los rodamientos se ha buscado en la empresa “SKF”, especialista en rodamientos que tiene un extenso catálogo online.

5.1 Eje A

En el eje A se encuentra dos rodamientos en los apoyos A y B

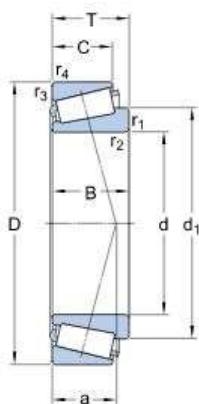
- Apoyo A

El rodamiento es el 30311 J2/Q, cuyas características se ven en las figuras 199.

30311 J2/Q

SKF Explorer

Dimensiones



d	55	mm
D	120	mm
T	31.5	mm
d ₁	≈ 84	mm
B	29	mm
C	25	mm
r _{1,2}	min. 2.5	mm
r _{3,4}	min. 2	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	166	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	163	kN
Carga límite de fatiga	P _u	19.3	kN
Velocidad de referencia		4800	r/min
Velocidad límite		5600	r/min
Factor de cálculo	e	0.35	
Factor de cálculo	Y	1.7	
Factor de cálculo	Y ₀	0.9	

Masa

Rodamiento de masa	1.57	kg
--------------------	------	----

Fig.199 - Rodamiento 30311 J2/Q (Fuente: Catálogo online SKF)

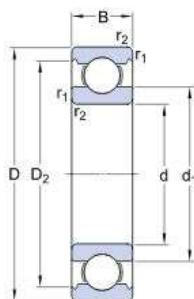
- Apoyo B

El rodamiento es el 6211, cuyas características se ven en las figuras 200.

6211

SKF Explorer

Dimensiones



d	55	mm
D	100	mm
B	21	mm
d ₁	≈ 69.06	mm
D ₂	≈ 89.4	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	46.2	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	29	kN
Carga límite de fatiga	P _u	1.25	kN
Velocidad de referencia		14000	r/min
Velocidad límite		9000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.025	
Factor de cálculo	f ₀	14.3	

Masa

Rodamiento de masa	0.61	kg
--------------------	------	----

Fig.200 - Rodamiento 6211 (Fuente: Catálogo online SKF)

5.2 Eje B

En el eje B se encuentran dos rodamientos en los apoyos C y D

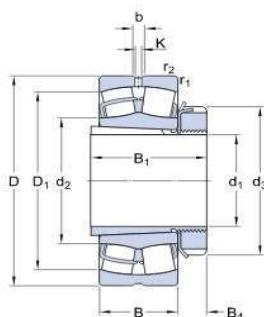
- Apoyo C

El rodamiento es el 23220, cuyas características se ven en las figura 201.

23220 CCK/W33 + H 2320

SKF Explorer

Dimensiones



d ₁	90	mm	
D	180	mm	
B	60.3	mm	
d ₂	≈ 117	mm	
d ₃	130	mm	
D ₁	≈ 153	mm	
B ₁	97	mm	
B ₄	20	mm	
b	8.3	mm	
K	4.5	mm	
r _{1,2}	min.	2.1	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	498	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	600	kN
Carga límite de fatiga	P_u	63	kN
Velocidad de referencia		2400	r/min
Velocidad límite		3400	r/min
Factor de cálculo	e	0.33	
Factor de cálculo	Y_1	2	
Factor de cálculo	Y_2	3	
Factor de cálculo	Y_0	2	

Masa

Rodamiento incl. manguito 8.75 kg

Fig.201 - Rodamiento 23220 (Fuente: Catálogo online SKF)

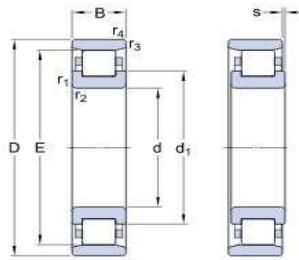
- Apoyo D

El rodamiento es el N221ECP, cuyas características se ven en la figura 202.

N 221 ECP

SKF Explorer

Dimensiones



d	105	mm
D	190	mm
B	36	mm
d ₁	≈ 134	mm
E	173	mm
r _{1,2}	min. 2.1	mm
r _{3,4}	min. 2.1	mm
s	ma x. 2	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	300	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	315	kN
Carga límite de fatiga	P _u	36.5	kN
Velocidad de referencia		3800	r/min
Velocidad límite		4300	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.12	

Calculation data

Cálculo de carga: Valor límite	e	0.2
Cálculo de carga: Factor de cálculo	Y	0.6

Masa

Rodamiento de masa	3.88	kg
--------------------	------	----

Fig.202- Rodamiento N221ECP (Fuente: Catálogo online SKF)

5.3 Eje C

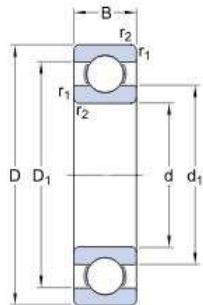
En el eje C se encuentran dos rodamientos en los apoyos E y F

- Apoyo E

El rodamiento es el 6232, cuyas características se ven en la figura 203.

6232

Dimensiones



d	160	mm
D	290	mm
B	48	mm
d ₁	≈ 205.65	mm
D ₁	≈ 242.35	mm
r _{1,2}	min.: 3	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	186	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	186	kN
Carga límite de fatiga	P _u	5.3	kN
Velocidad de referencia		4500	r/min
Velocidad límite		3000	r/min
Factor de cálculo	k _f	0.025	
Factor de cálculo	f ₀	15	

Masa

Rodamiento de masa	12.9	kg
--------------------	------	----

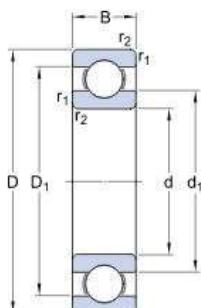
Fig.203 - Rodamiento 6232 (Fuente: Catálogo online SKF)

- Apoyo F

El rodamiento es el 6324, cuyas características se ven en las figuras 204 y 205.

6324

Dimensiones



d	120	mm
D	260	mm
B	55	mm
d ₁	≈ 164.6	mm
D ₁	≈ 214.7	mm
r _{1,2}	min.: 3	mm

Fig.204 - Rodamiento 6324 (Fuente: Catálogo online SKF)

**Datos del cálculo**

Capacidad de carga dinámica básica	C	208	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	186	kN
Carga límite de fatiga	P_u	5.7	kN
Velocidad de referencia		5600	r/min
Velocidad límite		3400	r/min
Factor de cálculo	k_f	0.03	
Factor de cálculo	f_0	13.5	

Masa

Rodamiento de masa	12.7	kg
--------------------	------	----

Fig.205 - Rodamiento 6324 (Fuente: Catálogo online SKF)

6 Freno

Se ha buscado un fabricante de freno electrohidráulicos, en este caso se ha encontrado la empresa "Antec S.A", empresa española situada en la calle Ramón y Cajal, 74 en Portugalete, Vizcaya. Su página web es <http://www.antecsa.com/>, y el catálogo se encuentra en <http://www.antecsa.com/productos/antec-industrial/frenos-electrohidraulicos-de-polea/>

El tipo de freno seleccionado es el NDT, que sigue la norma DIN 15435, y sus características se pueden ver en la figura 206 y 207.

En la figura 206 se puede ver el esquema del freno y en la figura 207 las dimensiones del freno.

> Dimensions and characteristics / Dimensiones y características

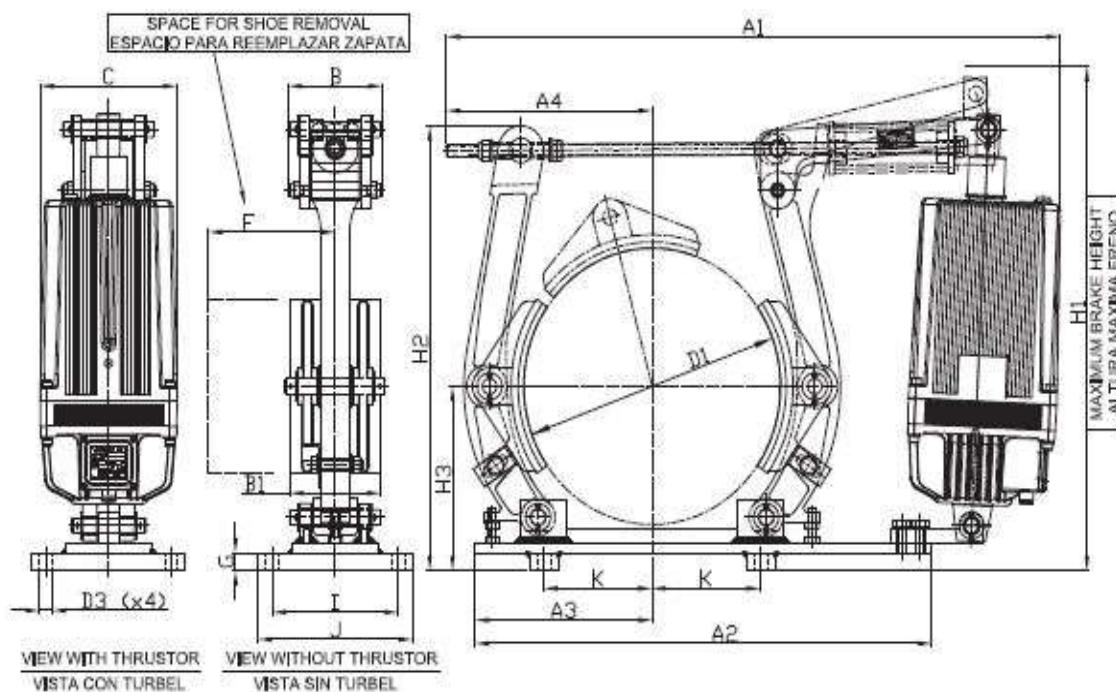


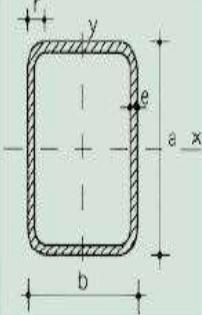
Fig.206- Frenos (Fuente: Catálogo ANTEC)

BRAKE TYPE FRENOS TIPO	THURSTOR TYPE TURBEL TIPO	TORQUE / Nm PAR / Nm		WEIGHT Kg PESO Kg	DRUM WIDTH ANCHO POLIA	SHOE WIDTH ANCHO ZAPATA	DIMENSIONS / DIMENSIONES																
		B2	B1				D1	D3	H3	I	K	A1	A2	A3	A4	B	C	F	G	H1	H2	J	
		min.	max.																				
160	I-256	70	140	28	80	65	160	11	125	55	108	574	410	130	208	62	160	70	20	405	295	80	
200	I-256	138	275	29	75	70	200	14	160	55	145	674	510	185	197	202	116	160	125	19	404	355	90
	I-356	178	355	34								685			497								
250	I-256	165	330	35	95	90	250	18	190	65	180	760	580	220	210	107	160	130	13	423	413	100	
	I-356	243	485	40								770			226	598							
315	I-356	320	640	59	118	110	315	18	290	80	220	805	690	260	216	159	195	180	18	619	588	120	
	II-506	475	950	62								846			229	633							
400	II-506	725	1450	63	150	140	400	22	280	100	270	976	800	310	295	165	195	210	18	708	704	150	
	III-1306	1225	2450	107								1017			329	779							
500	II-806	850	1700	125	190	180	500	22	340	130	325	1065	940	365	337	190	240	250	23	816	803	180	
	III-1306	1350	2700	145								1070			334	824							
630	III-2006	1600	3200	240	236	225	630	27	420	170	400	1214	1150	460	410	290	240	305	23	955	940	220	
	III-2006	2500	5000	242								1254			450	955							
710	III-3006	3350	6700	244	265	255	710	27	470	190	450	1198	1280	510	394	440	440	340	27	960	970	250	
	III-3012	4400	8800	258								1367			1353	1061							
710	III-2006	2900	5800	323	265	255	710	27	470	190	450	1491			1491	1082							
	III-3006	3850	7700	324								1353			468	1061							
710	III-3012	5250	10500	338								1491			1491	1061							

Fig.207- Frenos (Fuente: Catálogo ANTEC)

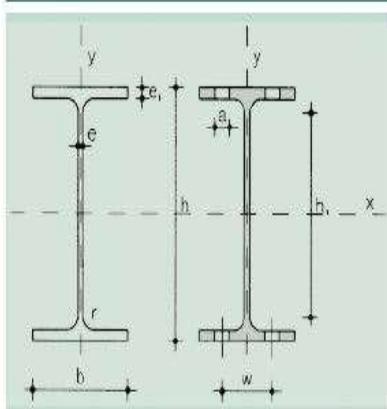
7 Perfiles Carro

Se tienen dos tipos de perfiles rectangulares e IPE. Se puede ver las características en las figuras 208 y 209.

	r = Radio exterior de redondeo u = Perímetro A = Área de la sección S_y = Momento estático de media sección, respecto al eje Y I_x = Momento de inercia de la sección, respecto al eje X W_y = $2I_x/b$; a. Módulo resistente de la sección, respecto al eje Y $i_y = \sqrt{I_x/A}$. Radio de giro de la sección, respecto al eje Y J_t = Módulo de torsión de la sección	S_y = Momento estático de media sección, respecto al eje Y I_y = Momento de inercia de la sección, respecto al eje Y $W_y = 2I_y/b$; b. Módulo resistente de la sección, respecto al eje Y $i_x = \sqrt{I_y/A}$. Radio de giro de la sección, respecto al eje X J_t = Módulo de torsión de la sección
---	--	---

Perfil	Dimensiones					Términos de sección								Peso		
	a mm	b mm	e mm	r mm	u mm	A cm ²	S _y cm ³	I _x cm ⁴	W _y cm ³	i _y cm	S _y cm ³	I _y cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	J _t cm ⁴	p kg/m
X 60. 40.2	60	40	2	5	191	3,70	3,70	18,1	6,03	2,21	2,80	9,69	4,85	1,62	20,7	2,91 P
X 60. 40.3	60	40	3	8	187	5,33	5,18	24,7	8,23	2,15	3,91	13,10	6,56	1,57	29,2	4,18 P
X 60. 40.4	60	40	4	10	183	6,81	6,42	29,7	9,91	2,09	4,84	15,70	7,86	1,52	36,1	5,35 P
X 70. 40.2	70	40	2	5	211	4,10	4,57	26,4	7,55	2,54	3,18	11,10	5,57	1,65	25,8	3,22 C
X 70. 40.3	70	40	3	8	207	5,93	6,58	36,4	10,40	2,48	4,47	15,20	7,59	1,60	36,4	4,66 C
X 70. 40.4	70	40	4	10	203	7,61	8,23	44,3	12,60	2,41	5,56	18,30	9,16	1,55	45,3	5,97 C
X 70. 50.2	70	50	2	5	231	4,50	5,35	31,1	8,87	2,63	4,26	18,50	7,42	2,03	37,5	3,53 C
X 70. 50.3	70	50	3	8	227	6,53	7,58	43,1	12,30	2,57	6,03	25,60	10,30	1,98	53,6	5,13 C
X 70. 50.4	70	50	4	10	223	8,41	9,55	53,0	15,10	2,51	7,57	31,40	12,50	1,93	67,6	6,60 C
X 80. 40.3	80	40	3	8	227	6,53	8,15	51,0	12,80	2,79	5,02	17,20	8,62	1,62	43,8	5,13 P
X 80. 40.4	80	40	4	10	223	8,41	10,20	62,6	15,60	2,73	6,28	20,90	10,50	1,58	54,7	6,60 P
X 80. 40.5	80	40	5	13	219	10,14	12,00	71,6	17,90	2,66	7,33	23,70	11,90	1,53	63,6	7,96 C
X 80. 60.3	80	60	3	8	287	7,73	10,50	68,8	17,20	2,98	8,60	44,20	14,70	2,39	88,5	6,07 P
X 80. 60.4	80	60	4	10	263	10,00	13,30	86,7	21,40	2,93	10,90	54,90	18,30	2,34	113,0	7,86 P
X 80. 60.5	80	60	5	13	259	12,10	15,80	99,8	25,00	2,87	12,90	63,70	21,20	2,29	134,0	9,53 P
X100. 50.3	100	50	3	8	287	8,33	13,10	105,0	20,90	3,54	8,13	35,80	14,20	2,07	88,6	6,54 P
X100. 50.4	100	50	4	10	283	10,80	16,80	131,0	26,10	3,48	10,30	44,10	17,60	2,02	113,0	8,49 P
X100. 50.5	100	50	5	13	279	13,10	20,00	153,0	30,80	3,41	12,20	51,10	20,40	1,97	134,0	10,31 P
X100. 50.6	100	50	6	15	274	15,30	22,90	171,0	34,20	3,34	13,90	56,70	22,70	1,92	151,0	12,03 C

Fig.208- Características perfil rectangular (Fuente: Catálogo de la asignatura “Resistencia de Materiales”)



A = Área de la sección	I_t = Módulo de torsión de la sección
S_x = Momento estático de media sección, respecto a X	I_c = Módulo de alabeo de la sección
I_x = Momento de inercia de la sección, respecto a X	u = Perímetro de la sección
$W_x = 2I_x : h$. Módulo resistente de la sección, respecto a X	a = Diámetro del agujero del rodillo normal
$i_x = \sqrt{I_x : A}$. Radio de giro de la sección, respecto a X	w = Gramil, distancia entre ejes de agujeros
I_y = Momento de inercia de la sección, respecto a Y	h_p = Altura de la parte plana del alma
$W_y = 2I_y : b$. Módulo resistente de la sección, respecto a Y	p = Peso por m.
$i_y = \sqrt{I_y : A}$. Radio de giro de la sección, respecto a Y	

Perfil	Dimensiones								Términos de sección								Agujeros			Peso	
	h	b	e	e_1	r_f	h_1	u	A	S_x	I_x	W_x	i_x	I_y	W_y	i_y	I_t	T_c	w	a	e_2	p
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm ²	cm ³	cm ⁴	cm ⁵	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ⁴	mm	mm	mm	kg/m
IPE 80	80	46	3,8	5,2	5	60	328	7,64	11,6	80,1	20,0	3,24	8,49	3,69	105	0,721	118	—	—	3,8	6,00 C
IPE 100	100	55	4,1	5,7	7	75	400	10,30	19,7	171,0	342	4,07	15,90	5,79	124	1,140	351	—	—	4,1	8,10 C
IPE 120	120	64	4,4	6,3	7	93	475	13,20	30,4	318,0	53,0	4,90	27,70	8,65	145	1,770	890	35	—	4,4	10,40 C
IPE 140	140	73	4,7	6,9	7	112	551	16,40	44,2	541,0	77,3	5,74	44,90	12,30	165	2,630	1.981	40	11	4,7	12,90 C
IPE 160	160	82	5,0	7,4	9	127	623	20,10	61,9	869,0	109,0	6,58	68,30	16,70	184	3,640	3.959	44	13	5,0	15,80 P
IPE 180	180	91	5,3	8,0	9	146	698	23,90	83,2	1.320,0	146,0	7,42	101,00	22,20	205	5,060	7.431	48	13	5,3	18,80 P
IPE 200	200	100	5,6	8,5	12	159	788	28,50	110,0	1.940,0	194,0	8,26	142,00	28,50	224	6,670	12.990	52	13	5,6	22,40 P
IPE 220	220	110	5,9	9,2	12	178	848	33,40	143	2.770	252	9,11	205	37,3	248	9,15	22.670	58	17	5,9	26,20 P
IPE 240	240	120	6,2	9,8	15	190	922	39,10	183	3.890	324	9,97	284	47,3	269	12,00	37.390	65	17	6,2	30,70 P
IPE 270	270	135	6,6	10,2	15	220	1.040	45,90	242	5.790	429	11,20	420	62,2	302	15,40	70.580	72	21	6,6	36,10 P
IPE 300	300	150	7,1	10,7	15	249	1.160	53,80	314	8.360	557	12,50	604	80,5	335	20,10	125.900	80	23	7,1	42,20 P
IPE 330	330	160	7,5	11,5	18	271	1.250	62,60	402	11.770	718	13,70	788	98,5	355	26,50	199.100	85	25	7,5	49,10 P
IPE 360	360	170	8,0	12,7	18	299	1.350	72,70	510	16.270	904	15,00	1.040	123,0	379	37,30	313.600	90	25	8,0	57,10 P
IPE 400	400	180	8,6	13,5	21	331	1.470	84,50	654	23.130	1.160	16,50	1.320	146,0	395	48,30	490.000	95	28	8,6	66,30 P
IPE 450	450	190	9,4	14,6	21	379	1.610	98,80	851	33.740	1.500	18,50	1.680	176,0	412	65,90	791.000	100	28	9,4	77,60 P

Fig.209- Características perfil IPE (Fuente: Catálogo de la asignatura “Resistencia de Materiales”)

8 Ruedas

Se ha buscado un fabricante de ruedas para grúas, en este caso se ha encontrado la empresa “DEMAG”, empresa especialista en grúas. Su página web es <http://www.demagcranes.es/> y el catálogo se encuentra en <http://www.demagcranes.es/Sistema-tecnico-de-accinoamiento/Motores/Gama-de-ruedas;jsessionid=252FB338A0ADB4CF6636072A65E1C01A.nodea>

El tipo de ruedas se pueden ver en la figura 210.

Dimensiones

Tamaño	Capacidad de carga máx. [t]	Rueda Ø d1 [mm]	Peso [kg]	(mm)				
				l5	l6	d2	b1*	b2
DWS 400	28	400	105	280	362	437	80 90	125 140
DWS 500	40	500	142	320	402	537	90 110	140 170
DWS 630	60	630	310	350	456	680	75 110	140 170

* Gargantas especiales bajo pedido

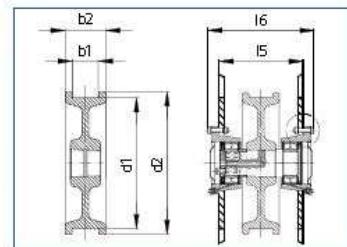


Fig.210- Ruedas (Fuente: Catálogo DEMAG)

9 Motor 5.3.2 y 7.2

Al igual que el motor del reductor 5.1.4 se usará motores de la empresa ABB. En este caso se han seleccionado motores de 750 rpm, se puede ver en la figura 211.

Output kW	Motor type	Product code	Speed n/min	Efficiency IEC 60034-30-1; 2014			Power factor Cosφ	Current I_N A			Torque T_N Nm			Moment of inertia $J = 1/4$ $GD^2 \text{kgm}^2$	Weight kg	Sound pressure Level L_{PA} dB
				Full load 100%	3/4 load 75%	1/2 load 50%		I_s/I_N	T_s/T_N	T_b/T_N						
				400 V 50 Hz												
750 n/min = 8 poles																
0.09	M GBP 71MA 8	3GBP074101..•B	660	49,4	46,4	39,7	0,60	0,4	2,7	1,3	2,0	2,5	0,000890	11	40	
0.12	M GBP 71MB 8	3GBP074102..•B	670	51,5	47,6	40,0	0,58	0,6	2,7	1,7	2,0	2,5	0,00110	12	43	
0.18	M GBP 80MA 8	3GBP084101..•B	700	57,4	53,7	46,1	0,62	0,8	3,2	2,5	2,1	2,8	0,00187	15	45	
0.25	M GBP 80MB 8	3GBP084102..•B	680	61,5	61,3	53,5	0,65	0,9	3,1	3,5	1,9	2,6	0,00239	17	50	
0.37	M GBP 90SLB 8	3GBP094102..•B	705	66,3	64,0	57,0	0,54	1,4	2,8	5,0	1,9	2,5	0,00444	24	50	
0.55	M GBP 90SLC 8	3GBP094103..•B	655	61,8	65,6	65,2	0,67	1,9	2,6	8,0	1,4	1,9	0,00491	25	53	
0.75	M GBP 100LA 8	3GBP104101..•B	710	74,0	72,3	67,1	0,61	2,5	3,7	10,1	1,8	2,6	0,00720	30	46	
1.1	M GBP 100LB 8	3GBP104102..•B	695	78,0	76,4	74,5	0,66	3,1	3,6	15,1	1,6	2,3	0,00871	30	53	
1.5	M GBP 112M 8	3GBP114101..•B	690	74,4	75,9	74,1	0,74	4,1	3,5	20,9	1,9	2,6	0,0106	39	55	
2.2	M GBP 132SMA 8	3GBP134101..•B	715	79,7	79,5	77,1	0,66	6,5	4,7	29,2	1,6	2,8	0,0334	70	58	
3	M GBP 132SMB 8	3GBP134102..•B	715	79,9	79,7	76,8	0,64	8,5	4,7	39,7	1,7	2,8	0,040	75	58	
4	M GBP 160MLA 8	3GBP164410..•G	728	84,0	85,1	83,8	0,67	10,2	5,4	52,4	1,5	2,6	0,068	120	59	
5.5	M GBP 160MLB 8	3GBP164420..••G	726	84,6	85,9	84,8	0,67	13,9	5,6	72,3	1,4	2,6	0,085	134	59	
7.5	M GBP 160MLC 8	3GBP164430..•G	727	86,0	87,3	86,5	0,65	19,3	4,7	98,5	1,5	2,8	0,132	184	59	
11	M GBP 180MLA 8	3GBP184410..•G	731	86,7	88,3	87,8	0,67	27,3	4,4	143	1,8	2,6	0,214	233	59	
15	" M GBP 200MLA 8	3GBP204410..•G	737	89,5	90,8	90,3	0,74	32,4	5,3	194	2,0	2,4	0,450	290	60	
18.5	M GBP 225SMA 8	3GBP224210..•G	739	90,0	91,1	90,8	0,73	40,1	5,2	239	2,0	2,3	0,669	350	63	
22	M GBP 225SMB 8	3GBP224220..•G	738	90,5	91,4	91,0	0,74	46,8	5,5	284	2,0	2,3	0,722	363	63	
30	M GBP 250SMA 8	3GBP254210..•G	742	91,2	91,8	91,1	0,71	66,0	5,8	386	2,6	2,4	1,40	440	63	
37	M GBP 280SMA 8	3GBP284210..•G	742	92,7	92,9	92,2	0,79	72,6	7,3	476	1,7	3,0	1,85	605	65	
45	M GBP 280SMB 8	3GBP284220..•G	741	93,2	93,4	92,8	0,78	89,2	7,6	579	1,8	3,1	2,20	645	65	
55	M GBP 315SMA 8	3GBP314210..•G	742	93,4	93,9	93,4	0,79	106	7,1	707	1,6	2,7	3,20	830	62	
75	M GBP 315SMB 8	3GBP314220..•G	741	93,7	93,8	93,7	0,82	146	7,1	966	1,7	2,7	4,10	930	62	
90	M GBP 315SMC 8	3GBP314230..•G	741	94,0	94,3	94,0	0,82	170	7,4	1159	1,8	2,7	4,90	1000	64	
110	M GBP 315MLA 8	3GBP314410..•G	740	94,0	94,2	94,3	0,83	211	7,3	1419	1,8	2,7	5,80	1150	72	
132	M GBP 355SMA 8	3GBP354210..•G	744	94,7	94,6	94,2	0,80	256	7,5	1694	1,5	2,6	7,90	1520	69	
160	M GBP 355SMB 8	3GBP354220..•G	744	95,2	95,2	94,8	0,77	293	7,6	1926	1,6	2,6	9,70	1680	69	
200	M GBP 355SMC 8	3GBP354230..•G	742	95,3	95,7	95,5	0,79	385	7,4	2576	1,6	2,6	11,3	1820	69	
250	M GBP 355MLB 8	3GBP354420..•G	743	95,4	95,5	95,0	0,80	472	7,5	3213	1,6	2,7	13,5	2180	72	

Fig.211- Catálogo Motores 750 (Fuente: Catálogo ABB)

10 Rodamientos 5.3.2

Todos los rodamientos se ha buscado en la empresa “SKF”, especialista en rodamientos Tiene un extenso catálogo online

10.1 Eje A

En el eje A se encuentran dos rodamientos en los apoyos A y B.

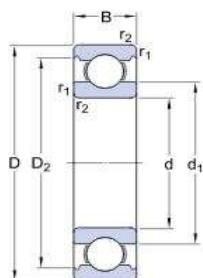
- Apoyo A

El rodamiento es el 6002, cuyas características se ven en la figura 212.

6002

SKF Explorer

Dimensiones



d	15	mm
D	32	mm
B	9	mm
d ₁	≈ 20.5	mm
D ₂	≈ 28.2	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	5.85	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	2.85	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.12	kN
Velocidad de referencia		50000	r/min
Velocidad límite		32000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.025	
Factor de cálculo	f ₀	14	

Masa

Rodamiento de masa	0.03	kg
--------------------	------	----

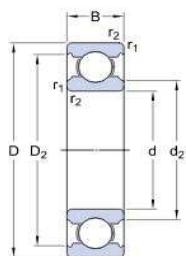
Fig.212- Rodamiento 6002(Fuente: Catálogo online SKF)

- Apoyo B

El rodamiento es el W61802, cuyas características se ven en las figuras 213 y 214.

W 61802

Dimensiones



d	15	mm
D	24	mm
B	5	mm
d ₂	≈ 16.8	mm
D ₂	≈ 22.15	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm

Fig.213- Rodamiento W61802 (Fuente: Catálogo online SKF)

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	1.65	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	1.08	kN
Carga límite de fatiga	P_u	0.048	kN
Velocidad de referencia		60000	r/min
Velocidad límite		38000	r/min
Factor de cálculo	k_f	0.02	
Factor de cálculo	f_0	13.8	

Masa

Rodamiento de masa	0.0064	kg
--------------------	--------	----

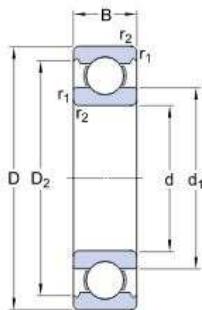
Fig. 214- Rodamiento W61802 (Fuente: Catálogo online SKF)

10.2 Eje B

En el eje B se encuentran dos rodamientos en los apoyos C y D

- Apoyo C

El rodamiento es el 61905, cuyas características se ven en la figura 215.

61905**Dimensiones**

d	25	mm
D	42	mm
B	9	mm
d_1	≈ 30.25	mm
D_2	≈ 37.7	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	7.02	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	4.3	kN
Carga límite de fatiga	P_u	0.193	kN
Velocidad de referencia		36000	r/min
Velocidad límite		22000	r/min
Factor de cálculo	k_f	0.02	
Factor de cálculo	f_0	14.7	

Masa

Rodamiento de masa	0.045	kg
--------------------	-------	----

Fig.215- Rodamiento 61905 (Fuente: Catálogo online SKF)

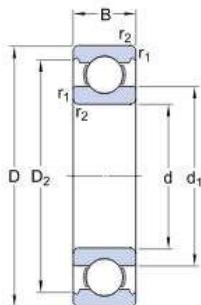
- Apoyo D

El rodamiento es el 6005, cuyas características se ven en la figura 216.

6005

SKF Explorer

Dimensiones



d	25	mm
D	47	mm
B	12	mm
d ₁	≈ 32	mm
D ₂	≈ 42.2	mm
r _{1,2}	min. 0.6	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	11.9	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	6.55	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.275	kN
Velocidad de referencia		32000	r/min
Velocidad límite		20000	r/min
Factor de cálculo	k _f	0.025	
Factor de cálculo	f ₀	14	

Masa

Rodamiento de masa	0.078	kg
--------------------	-------	----

Fig.216- Rodamiento 6005 (Fuente: Catálogo online SKF)

10.3 Eje C

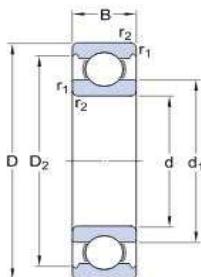
En el eje C se encuentran dos rodamientos en los apoyos E y F

- Apoyo E

El rodamiento es el W61807, cuyas características se ven en las figuras 217 y 218.

W 61807

Dimensiones



d	35	mm
D	47	mm
B	7	mm
d ₁	≈ 38.21	mm
D ₂	≈ 43.69	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm

Fig.217- Rodamiento W61807 (Fuente: Catálogo online SKF)

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	3.71	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	3.35	kN
Carga límite de fatiga	P_u	0.14	kN
Velocidad de referencia		30000	r/min
Velocidad límite		18000	r/min
Factor de cálculo	k_f	0.02	
Factor de cálculo	f_0	14.3	

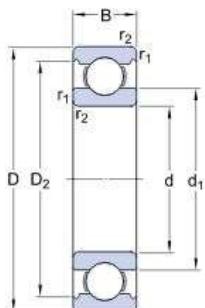
Masa

Rodamiento de masa	0.027	kg
--------------------	-------	----

Fig.218- Rodamiento W61807 (Fuente: Catálogo online SKF)

- Apoyo F

El rodamiento es el W6007, cuyas características se ven en la figura 219.

W 6007**Dimensiones**

d	35	mm
D	62	mm
B	14	mm
d_1	≈ 44	mm
D_2	≈ 57.05	mm
$r_{1,2}$	min. 1	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	13.8	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	10.2	kN
Carga límite de fatiga	P_u	0.44	kN
Velocidad de referencia		24000	r/min
Velocidad límite		15000	r/min
Factor de cálculo	k_f	0.03	
Factor de cálculo	f_0	14.9	

Masa

Rodamiento de masa	0.14	kg
--------------------	------	----

Fig.219- Rodamiento W6007 (Fuente: Catálogo online SKF)

11 Rodamientos 7.2

Todos los rodamientos se ha buscado en la empresa “SKF”, especialista en rodamientos Tiene un extenso catálogo online

11.1 Eje A

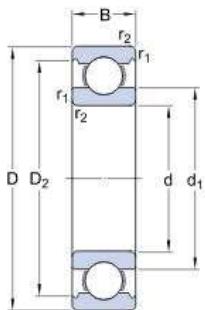
En el eje A se encuentran dos rodamientos en los apoyos A y B

- Apoyo A

El rodamiento es el 61902, cuyas características se ven en la figura 220.

61902

Dimensiones



d	15	mm
D	28	mm
B	7	mm
d ₁	≈ 18.8	mm
D ₂	≈ 25.3	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	4.36	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	2.24	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.095	kN
Velocidad de referencia		56000	r/min
Velocidad límite		34000	r/min
Factor de cálculo	k _f	0.02	
Factor de cálculo	f ₀	14.3	

Masa

Rodamiento de masa	0.016	kg
--------------------	-------	----

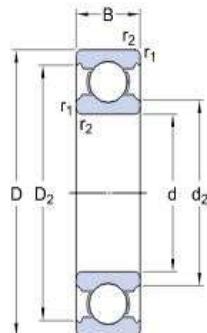
Fig.220- Rodamiento 6002(Fuente: Catálogo online SKF)

- Apoyo B

El rodamiento es el W61802, cuyas características se ven en la figura 221.

W 61802

Dimensiones



d	15	mm
D	24	mm
B	5	mm
d ₂	≈ 16.8	mm
D ₂	≈ 22.15	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	1.65	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	1.08	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.048	kN
Velocidad de referencia		60000	r/min
Velocidad límite		38000	r/min
Factor de cálculo	k _f	0.02	
Factor de cálculo	f ₀	13.8	

Masa

Rodamiento de masa	0.0064	kg
--------------------	--------	----

Fig.221- Rodamiento W61802 (Fuente: Catálogo online SKF)

11.2 Eje B

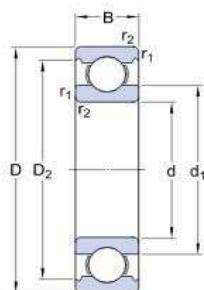
En el eje B se encuentran dos rodamientos en los apoyos C y D

- Apoyo C

El rodamiento es el 61905, cuyas características se ven en las figuras 222.

61905

Dimensiones



d	25	mm
D	42	mm
B	9	mm
d ₁	≈ 30.25	mm
D ₂	≈ 37.7	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	7.02	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	4.3	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.193	kN
Velocidad de referencia		36000	r/min
Velocidad límite		22000	r/min
Factor de cálculo	k _f	0.02	
Factor de cálculo	f ₀	14.7	

Masa

Rodamiento de masa	0.045	kg
--------------------	-------	----

Fig.222- Rodamiento 61905 (Fuente: Catálogo online SKF)

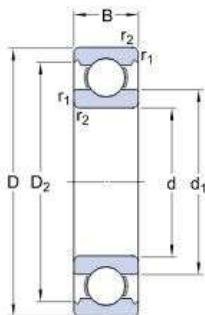
- Apoyo D

El rodamiento es el 6205, cuyas características se ven en la figura 223.

6205

SKF Explorer

Dimensiones



d	25	mm
D	52	mm
B	15	mm
d ₁	≈ 34.35	mm
D ₂	≈ 46.21	mm
r _{1,2}	min. 1	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	14.8	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	7.8	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.335	kN
Velocidad de referencia		28000	r/min
Velocidad límite		18000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.025	
Factor de cálculo	f ₀	14	

Masa

Rodamiento de masa	0.13	kg
--------------------	------	----

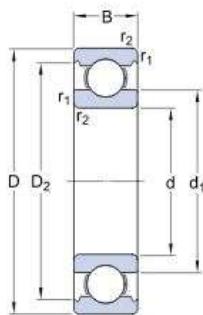
Fig.223- Rodamiento 6205 (Fuente: Catálogo online SKF)

11.3 Eje C

En el eje C se encuentran dos rodamientos en los apoyos E y F, siendo el mismo rodamiento en los dos poyos el W61907 que se puede ver en la figura 224.

W 61907

Dimensiones



d	35	mm
D	55	mm
B	10	mm
d ₁	≈ 42.2	mm
D ₂	≈ 52.15	mm
r _{1,2}	min: 0.6	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	9.36	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	7.65	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.325	kN
Velocidad de referencia		26000	r/min
Velocidad límite		16000	r/min
Factor de cálculo	k _f	0.025	
Factor de cálculo	f ₀	15.7	

Masa

Rodamiento de masa	0.068	kg
--------------------	-------	----

Fig.224- Rodamiento W61907 (Fuente: Catálogo online SKF)

12 Chavetas

Se ha buscado un fabricante de elementos normalizados, en este caso se ha encontrado la empresa “OPAC S.A”. Su página web es <http://www.opac.net/> y el catálogo se encuentra en <http://www.opac.net/pdf/catalog/03.pdf>.

Las Medidas de las chavetas en función del diámetro de ven en la figura 225.

Fig.225- Catálogo Chavetas (Fuente: Catálogo OPAC)

Y las longitudes se pueden ver en las figura 226.

b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22										
h	2	3	4	3	5	4	6	5	7	6	8	6	9										
	06	06	08	12	10	14	• 10	18	• 12	22	• 14	28	• 20	36	• 25	45	• 30	50	• 45	56	• 55	63	• 60
	08	08	10	14	12	16	• 12	20	• 14	25	• 15	32	• 22	40	• 28	50	• 32	56	• 50	63	• 56	70	• 63
	10	10	12	16	14	18	14	22	• 15	28	• 16	36	• 25	45	• 30	56	• 35	63	• 55	70	• 60	80	• 65
	12	12	14	18	• 15	20	• 15	25	• 16	32	• 18	40	28	50	• 32	63	• 36	70	• 56	80	• 63	90	• 70
	14	14	• 15	20	16	22	16	28	18	36	• 20	45	• 30	56	• 35	70	• 40	80	• 60	90	• 65	100	• 75
	• 15	• 15	16	22	18	25	18	32	20	40	22	50	32	63	36	80	45	90	63	100	70	110	80
	16	16	18	25	20	28	20	36	22	45	25	56	• 35	70	40	90	50	100	• 65	110	• 75	125	• 85
	18	18	20	28	22	32	22	40	25	50	28	63	36	80	45	100	• 55	110	70	125	80	140	90
	20	20	22	32	25	36	25	45	28	56	• 30	70	40	90	50	110	56	125	• 75	140	• 85	160	• 95
	• 22	22	25	36	28	40	28	50	• 30	63	32	80	45	100	• 55	125	• 60	140	80	160	90	180	100
	• 25	25	28	40	• 30	45	• 30	56	32	70	• 35	90	50	110	56	140	63	160	• 85	180	• 95	200	110
	• 28	28	• 30	45	32	50	32	63	• 35	80	36	100	• 55	125	• 60	160	• 65	180	90	200	100	220	• 120
	• 30	• 30	32	50	• 35	56	• 35	70	36	90	40	110	56	140	63	180	70	200	• 95	220	110	250	• 125
	• 32	32	• 35	56	36	63	36	80	40	100	45	125	• 60	160	• 65		• 75	100	• 120		• 130		• 130
	• 35	• 35	36	40	70	40	90	45	110	50	140	63	70		80	110		125		140			
	• 36	36	40		45		45		50		• 55		• 65		• 75		• 85	• 120		• 130		• 150	
				45		50		50		• 55		56	70	80	90	125		140		160			
					• 50		• 55		• 55		56	• 60	• 75	• 85	• 95	• 130	• 150	• 170					
						56		56		• 60		63	80	90	100	100	140	160	180				
							• 60		• 60		63	• 65	• 85	• 95	110	• 150	• 170	200					
							• 63		63		• 65		70	90	100	• 120	160	180	220				
								• 65		70		• 75		• 95	110	125	• 170	200					
									70		• 75		80	100	• 120	• 130	180	220					
										• 75		80	• 85	110	125	140	200						
											• 85		90	• 95	125	140	160						
												• 90		• 120	• 130	• 150							

b h	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
	9	14	10	16	11	18	12	20	22	26	32	40	50
	70	• 65	80	• 75	90	• 85	100	• 95	110	• 120	140	160	180
	80	70	90	80	100	90	110	100	• 120	125	160	180	200
	90	• 75	100	• 85	110	• 95	125	110	125	• 130	180	200	220
	100	80	110	90	125	100	140	• 120	• 130	140	200	220	250
	110	• 85	125	• 95	140	110	160	125	140	• 150	220	250	280
	125	90	140	100	160	• 120	180	• 130	• 150	160	250	280	320
	140	• 95	160	110	180	125	200	140	160	• 170	280	320	360
	160	100	180	• 120	200	140	220	• 150	• 170	180	320	360	400
	180	110	200	125	220	• 150	250	160	180	200	360	400	
	200	• 120	220	• 130	250	160	280	• 170	200	220	400		
	220	125	250	140	280	• 170	315	180	220	250			
	250	• 130	280	• 150	315	180	355	200	250	280			
	280	140	315	160	355	200	400	220	280	• 320			
		• 150		• 170		220		250	• 320	• 360			
		160		180		250		280	• 360	400			
		• 170		200		280		320	400				
		180		220		320		360					
		200		250		360		400					
		220		280									
		250		320									
		280											

Fig.226- Catálogo Chavetas (Fuente: Catálogo OPAC)

13 Acoplamiento de barrilete

Para el acoplamiento entre el eje y el tambor se ha buscado un acoplamiento. Para ello se ha buscado un fabricante que posibilite un aparato comercial, en este caso se ha encontrado a "GOSAN S.A" fabricante de poleas, situada en el Polígono Industrial Granada, Parcela C-1,48530 Ortueña (Vizcaya), cuya página web http://www.gosan.net/index_cas.html, y el catálogo se encuentra en <http://www.gosan.net/pdfs/castellano/acoplamientos/AGBS.pdf>. Se puede en la figura 227, el esquema del acoplamiento y las características se encuentran en su página web.

HOJA DE DIMENSIONES DE ACOPLAMIENTOS AGBS:

Diam. Ø	Tam. Ø	Máx. daNm Fr dahl	Carga radial Fr dahl	Ø d H7 min. (mm)	Ø d H7 max. (mm)	D	L max.	L min.	A	B h6	F	G h9	a	b	e	f	g	x	r	Despl. Axial. max	Peso kg. (kg)	J kgm2 (kg)
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	65	640	1750	40	65	250	95	85	159	160	220	220	42	12	31	44	1/8	15	2,5	3	10	0,06
	75	800	1950	50	75	280	100	85	179	180	250	250	42	12	31	44	1/8	15	2,5	3	13	0,09
	85	950	2100	60	85	320	110	95	199	200	280	280	45	15	32	46	1/8	19	2,5	4	18	0,18
	95	1600	2600	60	95	340	125	95	219	220	300	300	45	15	32	46	1/8	19	2,5	4	24	0,25
	105	2050	3700	80	110	360	130	95	239	240	320	320	45	15	34	47	1/8	19	2,5	4	28	0,33
	120	2550	4050	80	125	380	145	95	259	260	340	340	45	15	34	47	1/8	19	2,5	4	33	0,45
	135	3000	4400	100	140	400	170	95	279	280	360	360	45	15	34	47	1/8	19	2,5	4	42	0,65
	145	4050	5150	100	155	420	175	95	309	310	380	380	45	15	34	47	1/8	19	2,5	4	54	0,89
	175	5300	7350	100	180	450	185	120	339	340	400	400	60	20	40	61	1/4	24	2,5	4	72	1,5
	190	7700	11500	120	210	510	220	125	399	400	460	460	60	20	48	65	1/4	24	2,5	6	112	3,1
	205	11700	12600	120	215	550	240	125	419	420	500	500	60	20	48	65	1/4	24	2,5	6	139	4
	230	17250	14700	140	245	580	260	130	449	450	530	530	60	20	48	65	1/4	24	2,5	6	158	5,6
	280	23950	17850	160	290	650	315	140	529	530	600	580	65	25	48	67,5	1/4	24	2,5	6	270	11,8
	290	32250	26600	170	300	665	330	145	542	545	615	590	65	25	61	74	1/4	24	4	6	291	14,3
	300	40660	31500	170	310	680	350	145	559	560	630	600	65	25	61	74	1/4	24	4	6	320	16,8
	315	52000	35700	200	330	710	380	165	599	600	660	640	81	35	64	87,5	1/4	28	4	8	424	24,3
	355	66000	39900	230	370	780	410	165	669	670	730	700	81	35	64	87,5	1/4	28	4	8	542	39,8
	400	76750	46600	260	420	850	450	165	729	730	800	760	81	35	64	87,5	1/4	28	4	8	717	61,4

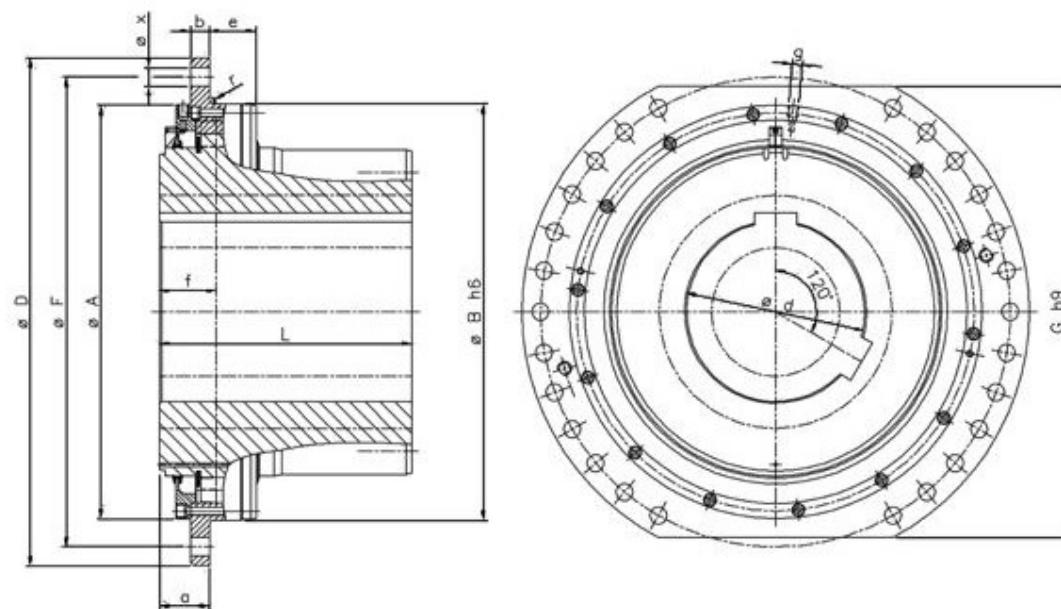


Fig.227-Aparejo (Fuente: Catálogo de Gosan)

Anexo IV Prontuarios y tablas utilizadas

1 Selección de correas

Se ha usado un prontuario de selección de correas, en este anexo se colocaran las tablas usadas. Este prontuario ha sido proporcionado en la asignatura de "Sistemas mecánicos en máquinas y vehículos".

La figura 228 son los factores de servicio usados para mayorar la potencia inicial.

TABLA 1. FACTORES DE SERVICIO

CLASE DE TRABAJO	EJEMPLOS DE MAQUINAS ACCIONADAS	TIPOS DE MAQUINAS MOTRICES					
		Horas de servicio diarias			Horas de servicio diarias		
		Menos de 10	De 10 a 16	Más de 16	Menos de 10	De 10 a 16	Más de 16
LIGERO	Agitadores para líquidos. Aspiradores. Bombas y compresores centrífugos. Transportadores de cinta para cargas ligeras. Ventiladores y bombas hasta 7,5 kW.	1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
MEDIANO	Amasadoras. Cizallas y prensas. Cribas rotativas y vibrantes. Generadores y excitadoras. Máquinas herramientas. Maquinaria para artes gráficas. Maquinaria para lavanderías. Transportadores de cinta para carga pesada. Ventiladores y bombas a partir de 7,5 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
PESADO	Ascensores. Bombas de desplazamiento positivo. Centrifugadoras. Compresores de pistón. Maquinaria para labrar la madera. Maquinaria para cerámicas. Maquinaria para papeleras. Maquinaria textil. Molinos de martillos. Sierras alternativas. Elevadores de cangilones, transportadores de tomillo.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
EXTRA PESADO	Grúas y montacargas. Machacadoras y molinos (mandíbulas, conos, bolas, barras etc.). Maquinaria para caucho y plásticos.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Fig.228- Tabla de factores de servicio (Fuente: Prontuario)

La figura 229 es la selección del tipo de correa, es un grafica donde hay que entrar con las revoluciones por minuto de la polea conductora y la potencia a transmitir, para poder escoger la clase de correa a utilizar en la trasmisión.

GRÁFICA 2. ELECCIÓN DE LA SECCIÓN DE LAS CORREAS ESTRECHAS

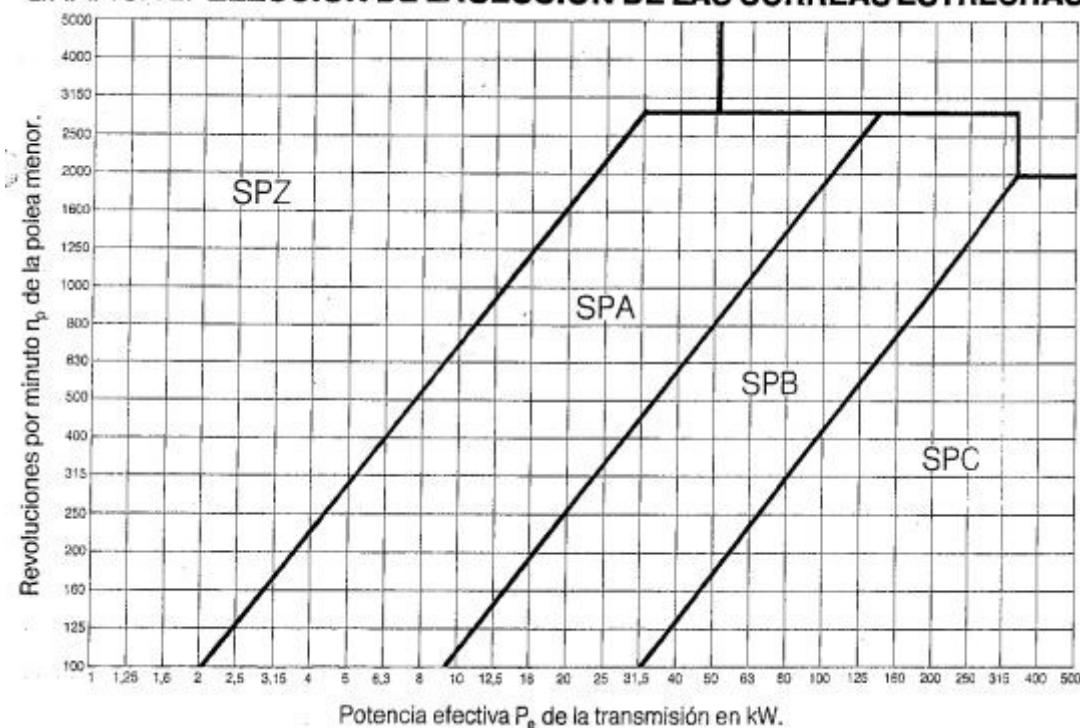


Fig.229- Selección de correas (Fuente: Prontuario)

La figura 230 es la tabla de factores correctores C_A para un ángulo determinado

TABLA 25. FACTOR DE LONGITUD c_L PARA SECCION SPB

L_{PK}	1250	1400	1600	1800	2000	2240	2500	2800	3150	3550
c_L	0,82	0,84	0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	1,00
L_{PK}	4000	4500	5000	5600	6300	7100	8000			
c_L	1,02	1,04	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14			

Fig.230- Factores correctores CA (Fuente: Prontuario)

La figura 231 es la tabla de factores correctores C_l para longitudes

TABLA 5. FACTORES DE CORRECCION c_A PARA ARCOS DE CONTACTO CON UN ANGULO INFERIOR A 180°

θ		180°	175°	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	115°	110°	105°	100°	90°
c_A	Transmisiones V-V	1	0,99	0,98	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69
	Transmisiones V-Plana	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69

Fig.231- Factores correctores CL (Fuente: Prontuario)

La figura 232 es la potencia nominal trasmisible por correa, en este tipo de correas. Para cada tipo de correa existe una tabla como esta.

Sección SPB

TABLA 24. POTENCIA NOMINAL P_n (kW) PARA $L_{pe} = 3550$ mm Y $\beta = 180^\circ$

d _{pe} mm	R	Revoluciones por minuto n _p de la polea menor														
		200	400	700	800	950	1200	1450	1600	2000	2400	2850	3200	3600	4000	4500
140	1,00	1,20	2,16	3,43	3,82	4,38	5,25	6,04	6,48	7,52	8,35	9,02	9,32	9,43	9,25	8,58
	1,05	1,22	2,20	3,51	3,91	4,49	5,39	6,21	6,66	7,74	8,62	9,34	9,66	9,83	9,69	9,08
	1,20	1,29	2,33	3,73	4,17	4,79	5,77	6,67	7,18	8,39	9,39	10,26	10,72	11,00	10,99	10,54
	1,50	1,33	2,43	3,90	4,36	5,02	6,06	7,02	7,56	8,86	9,96	10,93	11,48	11,85	11,94	11,81
	≥ 3,00	1,36	2,49	4,01	4,48	5,17	6,25	7,25	7,81	9,18	10,34	11,38	11,98	12,41	12,56	12,31
160	1,00	1,56	2,65	4,58	5,12	5,89	7,10	8,21	8,83	10,30	11,48	12,44	12,88	13,03	12,77	11,80
	1,05	1,58	2,89	4,66	5,21	6,00	7,23	8,37	9,01	10,52	11,75	12,76	13,24	13,43	13,22	12,31
	1,20	1,65	3,02	4,88	5,46	6,30	7,62	8,84	9,53	11,17	12,53	13,88	14,27	14,60	14,51	13,76
	1,50	1,69	3,12	5,05	5,65	6,53	7,91	9,19	9,91	11,64	13,10	14,36	15,03	15,45	15,46	14,83
	≥ 3,00	1,73	3,18	5,16	5,78	6,68	8,10	9,41	10,16	11,96	13,47	14,80	15,53	16,02	16,09	15,53
180	1,00	1,92	3,53	5,71	6,39	7,38	8,91	10,33	11,11	12,97	14,44	15,58	16,06	16,11	15,59	14,04
	1,05	1,94	3,57	5,79	6,48	7,48	9,05	10,49	11,29	13,19	14,71	15,90	16,42	16,51	16,04	14,54
	1,20	2,01	3,70	6,02	6,74	7,79	9,44	10,96	11,81	13,84	15,48	16,82	17,45	17,68	17,33	16,00
	1,50	2,05	3,80	6,18	6,93	8,02	9,72	11,30	12,19	14,31	16,05	17,50	18,21	18,53	18,28	17,07
	≥ 3,00	2,08	3,86	6,29	7,06	8,16	9,91	11,53	12,44	14,62	16,43	17,95	18,71	19,10	18,90	17,77
200	1,00	2,27	4,20	6,83	7,65	8,84	10,69	12,39	13,33	15,52	17,21	18,43	18,83	18,62	17,63	
	1,05	2,30	4,25	6,91	7,74	8,95	10,63	12,55	13,51	15,74	17,47	18,75	19,18	19,02	18,02	
	1,20	2,38	4,38	7,14	8,00	9,25	11,22	13,02	14,02	16,39	18,25	19,67	20,22	20,18	19,37	
	1,50	2,41	4,47	7,30	8,19	9,48	11,50	13,36	14,40	16,88	18,82	20,35	20,98	21,04	20,32	
	≥ 3,00	2,44	4,53	7,41	8,32	9,63	11,69	13,69	14,65	17,17	19,20	20,79	21,46	21,60	20,95	
224	1,00	2,70	5,01	8,16	9,15	10,57	12,78	14,79	15,89	18,41	20,26	21,41	21,55	20,79		
	1,05	2,72	5,05	8,24	9,24	10,57	12,91	14,85	16,07	18,63	20,53	21,73	21,96	21,19		
	1,20	2,78	5,16	8,47	9,50	10,96	13,30	15,42	16,59	19,28	21,30	22,65	22,94	22,35		
	1,50	2,83	5,27	8,63	9,69	11,21	13,59	15,76	16,97	19,76	21,87	23,33	23,70	23,21		
	≥ 3,00	2,86	5,34	8,74	9,81	11,36	13,77	15,99	17,22	20,07	22,25	23,78	24,20	23,77		
250	1,00	3,15	5,87	9,58	10,74	12,40	14,98	17,29	18,54	21,33	23,20	24,06	23,68			
	1,05	3,17	5,91	9,66	10,83	12,51	15,11	17,45	18,72	21,55	23,47	24,38	24,04			
	1,20	3,24	6,04	9,88	11,09	12,82	15,50	17,92	19,24	22,20	24,25	25,30	25,08			
	1,50	3,29	6,14	10,05	11,28	13,04	15,79	18,27	19,62	22,67	24,82	25,96	25,84			
	≥ 3,00	3,32	6,20	10,16	11,40	13,19	15,97	18,49	19,87	22,99	25,20	26,43	26,34			
280	1,00	3,67	6,85	11,19	12,54	14,47	17,44	20,05	21,44	24,39	26,10	26,30				
	1,05	3,70	6,89	11,27	12,63	14,58	17,57	20,21	21,62	24,61	26,37	26,61				
	1,20	3,76	7,02	11,50	12,89	14,89	17,96	20,68	22,14	25,26	27,14	27,54				
	1,50	3,81	7,12	11,66	13,08	15,11	18,24	21,03	22,51	25,73	27,71	28,21				
	≥ 3,00	3,84	7,18	11,77	13,20	15,26	18,43	21,25	22,77	26,05	28,09	28,66				

Fig.232- Potencia nominal por correa (Fuente: Prontuario)

2 Tabla tiempo de arranque motores

El fabricante de motores proporciona una tabla con los tiempos de arranque máximos permitidos para todos los tamaños de motores. Estos se han extraído de la página web de ABB. Se puede ver en la figura 233.

Tamaño del motor	Método de arranque	Número de polos			
		2	4	6	8
66	DOL	26	40	NA	NA
63	DOL	26	40	NA	NA
71	DOL	20	20	40	40
80	DOL	16	20	40	40
90	DOL	10	20	36	40
100	DOL	10	16	30	40
112	DOL	20	16	26	60
	Y/D	60	46	76	160
132	DOL	16	10	10	60
	Y/D	46	30	30	20
160	DOL	16	16	20	20
	Y/D	46	46	60	60
180	DOL	16	16	20	20
	Y/D	46	46	60	60
200	DOL	16	16	20	20
	Y/D	46	46	60	60
225	DOL	16	16	20	20
	Y/D	46	46	60	60
260	DOL	16	16	20	20
	Y/D	46	46	60	60
280	DOL	16	18	17	16
	Y/D	46	64	61	46
315	DOL	16	18	16	12
	Y/D	46	64	48	36
366	DOL	16	20	18	30
	Y/D	46	60	64	90
400	DOL	16	20	18	30
	Y/D	46	60	64	90
460	DOL	16	20	18	30
	Y/D	46	60	64	90

Fig.233- Tiempo de arranque máximo (Fuente: Guía de motores de baja tensión ABB)

3 Tablas para el cálculo de rodamientos

Se han usado una serie de tablas para poder calcular los rodamientos, todas ellas están presentes en este anexo, diferenciados por el tipo de rodamiento.

La figura 234 es la usada para rodamientos de bolas.

Coefficientes X e Y

Tipos de rodamientos	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
Rodamientos rígidos de bolas					
Series EL, R, 160, 60, 62, 63, 64					
$\frac{F_a}{C_0} = 0,025$			2	0,22	
$= 0,04$			1,8	0,24	
$= 0,07$	1	0	1,6	0,27	
$= 0,13$			1,4	0,31	
$= 0,25$			1,2	0,37	
$= 0,5$			1	0,44	

Fig.234-Tabla coeficientes X e Y rodamientos de bolas (Fuente: Apuntes Asignatura “Cálculo y selección de elementos de máquinas”)

La figura 235 es la usada para rodamientos de rodillos cónicos

Rodamientos de rodillos cónicos					
30203 – 30204				1,75	0,34
05 – 08	1	0	0,4	1,6	0,37
09 – 22				1,45	0,41
24 – 30				1,35	0,44
32206 – 32208				1,6	0,37
09 – 22	1	0	0,4	1,45	0,41
24 – 30				1,35	0,44
30302 – 30303				2,1	0,28
04 – 07	1	0	0,4	1,95	0,31
08 – 24				1,75	0,34
31305 – 31318				0,73	0,82
32303				2,1	0,28
32304 – 32307	1	0	0,4	1,95	0,31
08 – 24				1,75	0,34

Fig.235-Tabla coeficientes X e Y rodamientos de rodillos cónicos (Fuente: Apuntes Asignatura “Cálculo y selección de elementos de máquinas”)

La figura 236 es la usada para rodamientos de rodillos a rotula.

Coeficientes X e Y

Tipos de rodamientos	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
Rodamientos de rodillos a rótula					
23944 – 239/670	1	3,7	0,67	5,5	0,18
239/710 – 239/950	4	4	6	0,17	
23024 C – 23068 CA	1	2,9	0,67	4,4	0,23
23072 CA – 230/500 CA	1	3,3	0,67	4,9	0,21
24024 C – 24080 CA	1	2,3	0,67	3,5	0,29
24084 CA – 240/500 CA	1	2,4	0,67	3,6	0,28
23120 C – 23128 C	1	2,4	0,67	3,6	0,28
23130 C – 231/500 CA	1	2,3	0,67	3,5	0,29
24122 C – 24128 C		1,9		2,9	0,35
24130 C – 24172 CA	1	1,8	0,67	2,7	0,37
24176 CA – 241/500 CA		1,9		2,9	0,35
22205 C – 22207 C		2,1		3,1	0,32
08 C – 09 C		2,5		3,7	0,27
10 C – 20 C	1	2,9	0,67	4,4	0,23
22 C – 44 C		2,6		3,9	0,26
48 – 64		2,4		3,6	0,28
23218 C – 23220 C	1	2,2	0,67	3,3	0,31
22 C – 64 CA	2	2		3	0,34
21304 – 21305		2,8		4,2	0,24
06 – 10	1	3,2	0,67	4,8	0,21
11 – 19		3,4		5	0,2
20 – 22		3,7		5,5	0,18
22308 C – 22310 C		1,8		2,7	0,37
11 C – 15 C	1	1,9	0,67	2,9	0,35
16 C – 40 C	2	2	0,67	3	0,34
44 – 56		1,9		2,9	0,35

Fig.236 Tabla coeficientes X e Y rodamientos de rodillos a rotula (Fuente: Apuntes Asignatura “Cálculo y selección de elementos de máquinas”)

4. Coeficiente de Lewis

El coeficiente de Lewis es usado para calcular los engranajes, es un factor corrector. En este caso es el factor de Lewis para engranajes de dientes rectos, se puede ver en la figura 237.

FACTOR DE FORMA DEL DIENTE "y"							
Nº de dientes	Altura normal 20°	Altura normal 14,5° o 15°	Diente corto 20°	Nº de dientes	Altura normal 20°	Altura normal 14,5° o 15°	Diente corto 20°
10	0,064	0,056	0,083	25	0,108	0,097	0,133
11	0,072	0,061	0,092	27	0,111	0,099	0,136
12	0,078	0,067	0,099	30	0,114	0,101	0,139
13	0,083	0,071	0,103	34	0,118	0,104	0,142
14	0,088	0,075	0,108	38	0,122	0,106	0,145
15	0,092	0,078	0,111	43	0,126	0,108	0,147
16	0,094	0,081	0,115	50	0,130	0,110	0,151
17	0,096	0,084	0,117	60	0,134	0,113	0,154
18	0,098	0,086	0,120	75	0,138	0,115	0,158
19	0,100	0,088	0,123	100	0,142	0,117	0,161
20	0,102	0,090	0,125	150	0,146	0,119	0,165
21	0,104	0,092	0,127	300	0,150	0,122	0,170
23	0,106	0,094	0,130	Cremallera	0,154	0,124	0,175

Fig.237-Factor de forma Lewis (Fuente: Apuntes asignatura “Cálculo de elementos de máquinas”)

5. Valores de concentradores de tensiones.

Se disponen de varias graficas que posibilitan calcular los diferentes concentradores de tensiones que se pueden encontrar en los ejes. Todas ellas han sido extraídas del libro "Diseño en ingeniería mecánica Shigley".

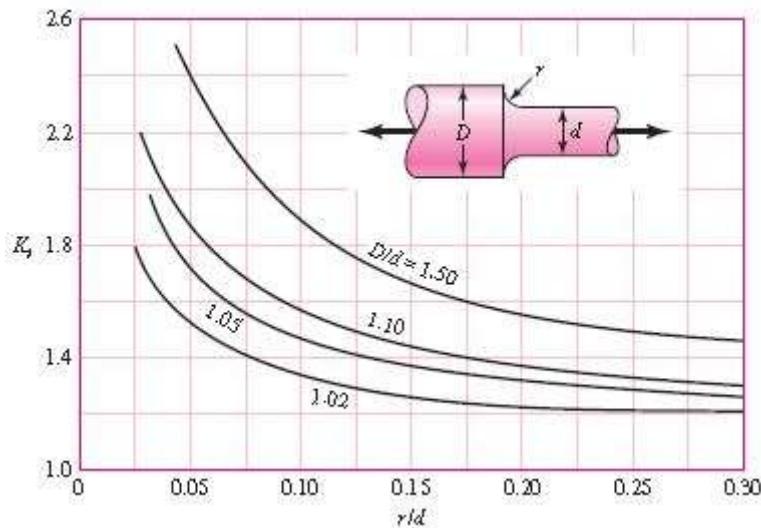


Fig.238- Factor de concentrador de tensiones en ejes, con esfuerzo axial. (Fuente: Budynas, R.G; Nisbett, J.k; (2012) Diseño en ingeniería mecánica Shigley, 8º edición, Mexico, Mc Graw Hill)

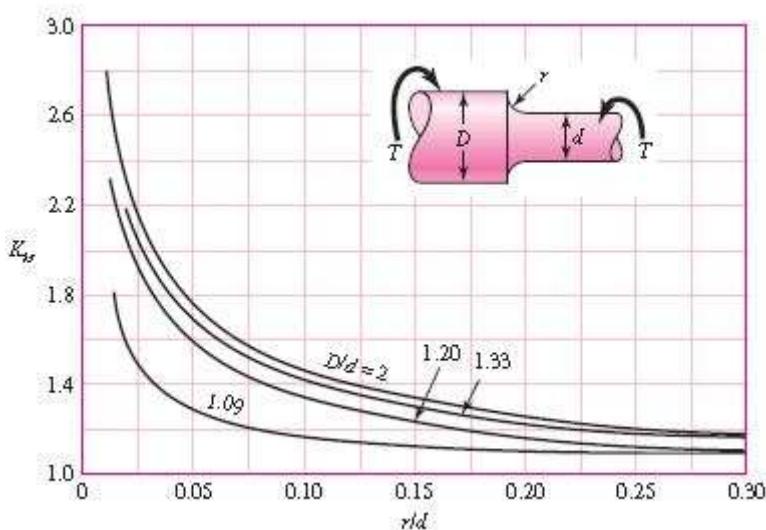


Fig.239- Factor de concentrador de tensiones en ejes, con esfuerzo torsor. (Fuente: Budynas, R.G; Nisbett, J.k; (2012) Diseño en ingeniería mecánica Shigley, 8º edición, Mexico, Mc Graw Hill)

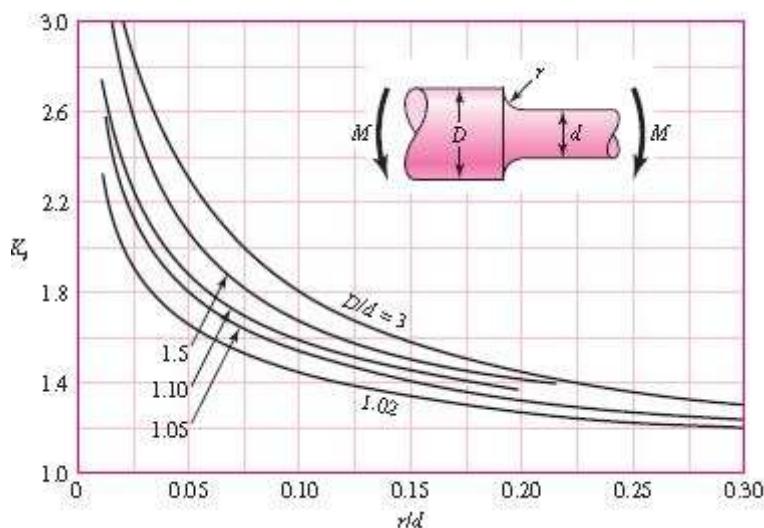


Fig.240- Factor de concentrador de tensiones en ejes, con esfuerzo momento flector. (Fuente: Budynas, R.G; Nisbett, J.k; (2012) Diseño en ingeniería mecánica Shigley, 8º edición, Mexico, Mc Graw Hill)