

PROYECTO FINAL DE CARRERA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO

**“DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE
VELOCIDAD PARA UNA ESCALERA
MECÁNICA”**

MEMORIA

Autor: **FERNANDO REIG OLCINA**

Director: **FRANCISCO D. DENIA GUZMÁN**

Especialidad: **MECÁNICA**

Fecha de Presentación del Proyecto: **SEPTIEMBRE 2015**

ÍNDICE

1. OBJETO DEL PROYECTO	1
2. ANTECEDENTES	1
3. FACTORES A CONSIDERAR	2
3.1. POTENCIA Y REDUCCIÓN DE VELOCIDAD	2
3.2. CONDICIONES AMBIENTALES	2
3.3. CONDICIONES DE DISEÑO	2
4. SOLUCIONES ALTERNATIVAS	2
4.1. TRANSMISIONES POR ARRASTRE DE CONTACTO DIRECTO	3
4.1.1. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CILÍNDRICOS	3
4.1.2. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CÓNICOS	4
4.1.3. TRANSMISIONES POR TORNILLO SIN FIN	4
4.1.4. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CILÍNDRICOS HELICOIDALES CRUZADOS	4
4.2. TRANSMISIÓN POR CONTACTOS FLEXIBLES	4
4.2.1. CADENAS	4
4.2.2. CORREA DENTADA	5
4.3. TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO DE CONTACTO DIRECTO	5
4.4. TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO DE CONTACTO FLEXIBLE	5
5. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA	6
6. DESCRIPCIÓN DEL REDUCTOR	7
6.1. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	7
6.2. DESCRIPCIÓN DE LOS ENGRANAJES	7
6.2.1. MATERIAL A UTILIZAR	8
6.2.2. ETAPAS ENGRANAJES	9
6.3. DESCRIPCIÓN DE LOS ÁRBOLES	10
6.3.1. ÁRBOL DE ENTRADA	10
6.3.2. ÁRBOL INTERMEDIO	11
6.3.3. ÁRBOL DE SALIDA	11
6.3.4. MATERIAL A UTILIZAR	11
6.4. DESCRIPCIÓN DE LOS RODAMIENTOS	12
6.5. DESCRIPCIÓN DE LAS ARANDELAS ELÁSTICAS	15
6.6. DESCRIPCIÓN DE LAS CHAVETAS	16
6.6.1. ÁRBOL DE ENTRADA	17

6.6.2. ÁRBOL INTERMEDIO	18
6.6.3. ÁRBOL DE SALIDA	19
6.6.4. DESCRIPCIÓN DE LOS CASQUILLOS ESPACIADORES	20
6.6.5. RETENES	21
6.7. LUBRICACIÓN	22
6.8. CARCASA DEL REDUCTOR	23
6.8.1. TAPONES DE LLENADO Y VACIADO	24

1. OBJETO DEL PROYECTO

El proyecto realizado tiene por objeto el diseño y cálculo de un reductor de velocidad de dos etapas con la finalidad de ser aplicado al mecanismo de una escalera mecánica situada en una zona de oficinas con una baja a media densidad de uso.

El reductor en cuestión será utilizado para mover la rueda de accionamiento de una escalera mecánica. La potencia a transmitir es de 10000W a una velocidad de 80,12 rpm. Este reductor deberá funcionar de forma continua durante la jornada de trabajo. Se utilizarán engranajes cilíndricos de dientes rectos y ejes paralelos.

El motor eléctrico que accionará el sistema de cadena posee una velocidad nominal de 1400 rpm, obteniendo una relación total de transmisión a conseguir $i = 17,50$.

$$\omega_e: \quad i = \frac{\omega_e}{\omega_s} = \frac{1400}{80,12} = 17,50 \quad \begin{array}{l} \text{velocidad de entrada} = 1400 \text{ rpm} \\ \omega_s: \text{velocidad de salida} = 80,12 \text{ rpm} \end{array}$$

La función del reductor de velocidad es la transmisión de potencia que ofrece el eje del motor eléctrico hasta el eje motriz de la escalera mecánica, ya que el motor eléctrico no podrá ser aplicado directamente, debido al escaso par que proporciona y su excesiva velocidad de giro. Debe disminuir la velocidad de giro y aumentar el par.

La finalidad de este proyecto es la de ser presentado en la Escuela Técnica Superior de Ingeniería del diseño como proyecto final de carrera para la obtención del título de Ingeniero Técnico Industrial especializado en Mecánica.

2. ANTECEDENTES

La necesidad a satisfacer por el reductor en esta aplicación se debe a dos razones fundamentales:

- Aumentar el par de entrada en la escalera mecánica o lo que es lo mismo aumentar el par de salida del reductor. Esto hace imposible el accionamiento directo del motor eléctrico a la rueda de la escalera, siendo necesaria la utilización del reductor entre el motor y la escalera.
- La velocidad de giro nominal de cualquier motor eléctrico es excesiva para aplicarla directamente sobre la escalera mecánica, ya que la función de la escalera mecánica es la de transportar personas a una velocidad lenta y segura.

3. FACTORES A CONSIDERAR

3.1. POTENCIA Y REDUCCIÓN DE VELOCIDAD.

Como ya se ha dicho anteriormente, la potencia a transmitir es de **10000 W**, mediante un motor eléctrico trifásico con una velocidad uniforme y constante en su eje de salida de **1400 rpm**.

El eje de salida del reductor, por condiciones de la máquina debe girar a **80,12 rpm** aproximadamente, por lo que se necesitará una reducción de velocidad de **$i = 4,19$** en cada etapa.

3.2. CONDICIONES AMBIENTALES

Este reductor se instalará en una zona de oficinas en la que consideraremos una temperatura ambiente de entre 21 °C y 25°C dependiendo de la época del año en que nos encontremos.

El reductor de velocidad ira situado en el compartimento que hay en la parte superior de la escalera mecánica protegido por una carcasa estanca para evitar que se introduzca suciedad con lo que evitaremos realizar más cambios de lubricante de los necesarios.

3.3. CONDICIONES DE DISEÑO

Las principales condiciones que se han considerado para este proyecto son:

- Dimensiones: el tamaño no es una condición de diseño crítica ya que disponemos de espacio suficiente.
- Montaje: el montaje y el desmontaje podrán hacerse de forma sencilla, es decir, los beneficios que obtenemos de compactar el sistema nunca deben obtenerse en detrimento de unas malas condiciones de montaje y mantenimiento.
- Mantenimiento: los materiales empleados aseguran una alta fiabilidad al sistema, ya que se ha calculado un coeficiente de seguridad apropiado, $X=2,5$. Estos materiales aseguran una fiabilidad elevada de tal forma que garantizan un mínimo mantenimiento.
- Precio: debe ser lo más reducido posible dentro de unos varemos de calidad, no se debe descuidar la fiabilidad del mecanismo.

4. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Para transmitir movimiento desde el engranaje motriz al engranaje conducido tenemos las alternativas que se exponen en los siguientes apartados.

4.1. TRANSMISIONES POR ARRASTRE DE CONTACTO DIRECTO

Este tipo de transmisión es el más utilizado comúnmente. Para árboles paralelos como entre árboles cruzados o que se corten, y sirven para una amplia gama de potencias, velocidades y relaciones de transmisión; cubren prácticamente todas las aplicaciones donde se precise una transmisión mecánica.

Entre sus principales ventajas se encuentran las siguientes:

- El diente del engranaje tiene un perfil que permite obtener una relación de transmisión constante, independiente de la velocidad y de la carga.
- Son precisos y su bajo desgaste alarga su vida útil. Ocupan dimensiones reducidas.
- Tienen un elevado rendimiento (cerca del 99%) ya que sus pérdidas de energía por fricción son despreciables.
- Necesitan un mantenimiento sencillo y reducido, consistente en una correcta lubricación por baño de aceite.
- Tiene una capacidad apreciable de soportar sobrecargas por encima de lo permitido.

Entre sus principales inconvenientes se encuentran los siguientes:

- Elevado coste de fabricación.
- Son mecanismos algo más ruidosos debido al contacto meta-metal.
- Transmisión muy rígida.

A continuación detallamos los diferentes tipos de transmisión de engrane por contacto directo:

4.1.1. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CILÍNDRICOS:

Consiste en la combinación de un mínimo de 2 ejes paralelos con engranajes que pueden ser de dientes rectos o helicoidales.

La relación de transmisión en cada etapa es de hasta $i = 8$ (llegando en situaciones especiales hasta valores de 20), aunque lo común es una relación de transmisión de 5. El rendimiento en cada etapa de transmisión es del 96 al 99% siendo las pérdidas despreciables.

En el caso de los engranajes cilíndricos de dientes rectos el problema reside en que no es posible conseguir con ellos una transmisión progresiva del movimiento, es decir, no se pueden evitar los golpes entre dientes y consecuentemente las vibraciones durante el funcionamiento de la transmisión.

Como contrapartida este tipo de dentado es mucho más simple y económico en su construcción que el helicoidal, así como de mayor simplicidad en los cálculos.

Para obtener un funcionamiento más silencioso se recurre a los engranajes de dentado helicoidal. La ventaja de los engranajes de dentado helicoidal es que el movimiento se transmite de modo más suave y prácticamente en ausencia de vibraciones.

Como desventaja, en este tipo de dentado además de las fuerzas radiales que aparecen en los ejes debidas a la transmisión del par, aparecen también fuerzas axiales. Estas fuerzas axiales no son muy importantes con respecto a las radiales, pero dignas de considerar a la hora del cálculo de los árboles y rodamientos.

4.1.2. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CÓNICOS:

Los ejes de estos engranajes ya no son paralelos sino que se cortan, y su relación de transmisión es de hasta 6. Para exigencias elevadas se utilizan con dentado espiral. Utilizaremos engranajes cónicos desplazados cuando tenemos árboles que se cruzan y la distancia entre ellos es pequeña, con el fin de reducir los ruidos y tener posibilidad de prolongar los árboles de transmisión. El rendimiento es menor a los del tipo cónico normal debido a que el deslizamiento es mayor.

4.1.3. TRANSMISIONES POR TORNILLO SIN FIN:

Se utiliza para árboles cruzados, con relaciones de transmisión de 1 a más de 100 por etapa y en general tienen un rendimiento entre el 97 y 45 % (disminuye al aumentar la relación de transmisión).

Son silenciosos y amortiguan mejor las vibraciones que cualquier otro tipo de engranajes. Pueden hacerse no reversibles, lo cual es una ventaja en sistemas de elevación.

4.1.4. TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES CILÍNDRICOS HELICOIDALES CRUZADOS

En este tipo de engranajes el contacto se efectúa en un solo punto, por lo que debemos aplicar cargas pequeñas si no queremos que la excesiva presión en el punto de contacto provoque microsoldaduras que gripen el mecanismo. Por ello su campo de aplicación se reduce a relaciones de transmisión de 5.

4.2. TRANSMISIÓN DEL MOVIMIENTO POR CONTACTOS FLEXIBLES

4.2.1. CADENAS:

Consiste en la unión de dos o más ruedas o piñones por medio de una cadena. Se utilizan en árboles paralelos cuando la distancia entre sus ejes es excesiva. La relación de transmisión que puede llegar a alcanzar es de 6, con rendimientos comprendidos entre 97 -98%.

Sus principales ventajas son:

- Coste reducido de fabricación.
- Mantienen la relación de transmisión constante.
- Se puede utilizar en ambientes agresivos sin necesidad de cárter de aceite.
- Se pueden accionar varias ruedas con una sola cadena.

Sus principales *inconvenientes* son:

- Duración limitada.
- Limitaciones de potencia y velocidad máxima de funcionamiento.
- Requerimientos de espacio elevados (mayor distancia entre ejes).
- Necesidad de lubricación y necesidad de protección frente el polvo.
- No trabajan elásticamente.
- Son más caras que las correas correspondientes.
- Funcionamiento ruidoso.
- Sólo se pueden utilizar con ejes paralelos.

En este caso no resultan útiles pues resultan excesivamente voluminosos y no tienen la fiabilidad ni la durabilidad suficiente.

4.2.2. CORREA DENTADA:

La correa dentada es un elemento con el que se pueden conseguir unas *ventajas* similares a las de las cadenas, pero eliminando los problemas de lubricación y permitiendo trabajar a velocidades superiores.

No obstante presentan el inconveniente de necesitar mayor espacio para trabajar en las mismas condiciones de carga que una cadena y el no poder utilizarla en ambientes agresivos debido al material del cual están fabricadas las correas.

Por lo tanto este tipo de transmisión queda descartado por los mismos motivos que la transmisión por cadena.

4.3. TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO DE CONTACTO DIRECTO

Es la transmisión de un par entre dos ruedas por medio de un contacto directo, con la característica de que, para su correcto funcionamiento, deben situarse los ejes de las ruedas a una distancia correcta y precisa.

A este tipo de transmisión le afecta la humedad y la temperatura del ambiente. También podemos comentar que ocupan grandes dimensiones y que su relación de transmisión puede llegar hasta 6.

4.4. TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO DE CONTACTO FLEXIBLE

En este caso, la transmisión se produce por la fricción de una correa de goma entre dos o más poleas, obteniéndose un rendimiento que oscila entre el 95% y el 98%.

Ventajas:

- Tienen un bajo coste de fabricación.
- Son altamente silenciosos, salvo que se produzca un deslizamiento de la correa.
- Admiten ciertos choques, ya que no tiene un movimiento excesivamente rígido.

Inconvenientes:

- La relación de transmisión no llega a ser constante ya que existe cierto deslizamiento entre la correa y las poleas.
- Es necesaria una sobrecarga en los cojinetes de los árboles para mantener tensa la correa, lo que limita la vida de éstos, así como de la misma correa.
- Tiene gran sensibilidad frente a las adversidades del ambiente de trabajo.
- Requerimiento de espacio elevado.

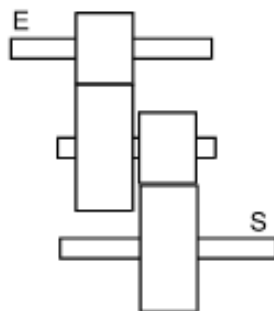
5.JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA

De todos los sistemas anteriormente detallados, la solución adoptada finalmente para la reducción de velocidad ha sido la transmisión del movimiento por engrane de contacto directo mediante engranajes cilíndricos de dientes rectos.

La adopción de esta solución se enmarca dentro de la consecución de nuestras necesidades, que a continuación exponemos:

- Elevado rendimiento.
- Máxima duración del mecanismo.
- Alta fiabilidad.
- Bajo mantenimiento.
- Obtención de una relación de transmisión constante
- Capacidad de soportar cargas.
- Tamaño reducido.

La disposición de los ejes será la que podemos ver en la siguiente figura:



Se ha elegido dentado recto en vez de helicoidal debido a la sencillez constructiva de los primeros, lo cual repercute en un menor coste de fabricación. Del mismo modo el dentado recto puede transmitir mayor potencia con un mismo tamaño. Además carecen de esfuerzos axiales en los ejes, y el ruido queda semiamortiguado por la carcasa envolvente.

6. DESCARIPCIÓN DEL PRODUCTO

6.1. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

La reducción de velocidad se efectuará en dos etapas ya que la relación de transmisión es $i = 17.5$, superior a 8, por lo que con una reducción no bastará, necesitaremos que la reducción sea en dos etapas. La relación de transmisión en cada una de las etapas será un número no entero, con el fin de que un posible fallo en uno de los dientes de una rueda no incida siempre en el mismo diente de su rueda homóloga. Se intentará que la reducción sea lo más parecida posible sino igual en las dos etapas.

6.2. DESCRIPCIÓN DE LOS ENGRANAJES

Se denomina engranaje a la rueda dentada destinada a la transmisión del movimiento giratorio. La rueda motriz o conductora es denominada piñón y la rueda accionada o conducida se denomina rueda.

Su utilización implica una rigidez muy elevada en la transmisión así como relación de velocidades constante e independiente de la carga, unidos a un rendimiento y fiabilidad elevados.

El deterioro que se puede presentar en el dentado de los engranajes es fundamentalmente de dos tipos:

- Rotura del diente

Se manifiesta como una fractura del diente y se debe a las tensiones ocasionadas por las fuerzas que se transmiten entre los engranajes. Es un fallo catastrófico, ya que a partir del momento en que se produce la primera fractura, las condiciones de funcionamiento empeoran considerablemente, ya que habría más posibilidad de más roturas en los otros dientes debido a que los choques serían muchos mayores.

- Fallos superficiales

Se manifiestan en forma de desgastes, picado, exfoliación y/o gripado. Los problemas de desgaste y gripado son debidos a una lubricación defectuosa, mientras que el picado y exfoliación se deben a las tensiones de contacto que aparecen durante el engrane. Este fallo es progresivo, por lo que es posible su detección antes de que se vean afectados el resto de componentes del mecanismo.

El objetivo del dimensionado es la obtención de coeficientes de seguridad que sean superiores al mínimo exigido y, a la vez, similares frente a ambos problemas para así poder obtener un funcionamiento equilibrado de los engranajes sin que exista un problema concreto frente al otro.

Como la igualdad no se puede conseguir con exactitud, de los dos apartados anteriores deducimos que siempre debemos trabajar con un mayor coeficiente de seguridad a flexión.

En todo caso, como vemos en el anexo de cálculos se debe cumplir que la anchura (**b**) de los dientes del piñón esté comprendida entre 0,5 y 2 veces el diámetro primitivo del mismo:

$$0,5 \cdot d \leq b \leq 2 \cdot d$$

El cálculo de los engranajes consta de 2 procesos:

- Cálculo geométrico. Se establece el módulo **m**, ángulo de presión **α** , diámetro primitivo **d** y número de dientes **z**.
- Selección del material. Se selecciona el material a emplear en la fabricación de los engranajes y se dimensiona la anchura necesaria **b**.

Para valorar el tipo de lubricante a utilizar es necesario conocer las dimensiones de los engranajes. Sin embargo para evaluar las dimensiones del engranaje resulta necesario conocer el lubricante utilizado. Por tanto, para dimensionar el engranaje se supondrá inicialmente un lubricante, el de mejor calidad o cercano, y una vez finalizado el dimensionado del engranaje, se determinará el lubricante necesario comprobando que el seleccionado inicialmente es el correcto o que al menos es de mejores características que el necesario.

A continuación se enumeran las definiciones fundamentales:

1. **Circunferencia de cabeza**. Es la que limita la parte exterior del diente.
2. **Circunferencia base**. Es la que limita la base del diente.
3. **Paso circunferencial**. Es la longitud, medida sobre la circunferencia primitiva y limitada por los ejes de simetría de dos dientes consecutivos.
4. **Paso de ataque**. Es la distancia entre dos flancos consecutivos homólogos, medidas en la dirección de las tangentes a la circunferencia primitiva o a otra concéntrica a ésta.
5. **Cabeza del diente o adendum**. Es la parte de este comprendida entre la circunferencia primitiva y la de cabeza.
6. **Pie del diente o dedendum**. Es la parte de éste comprendida entre la circunferencia primitiva y la de base.
7. **Altura de cabeza, altura de pie y altura total**. Son las longitudes correspondientes, medidas sobre el eje de simetría del diente.
8. **Espesor**. Se mide sobre la circunferencia primitiva y vale medio paso, de modo muy aproximado.
9. **Anchura**. Es la dimensión medida según la generatriz del flanco (paralela al eje en los cilindros).
10. **Módulo**. Es la relación entre la medida del diámetro primitivo y el número de dientes.

6.2.1. MATERIAL A UTILIZAR

El material elegido para los engranajes de las dos etapas ha sido una fundición de grafito esferoidal FGE-60 con las siguientes características:

Propiedades mecánicas:

Dureza Brinell	HBr – 230
Límite de resistencia nominal	$S_{FL} = 49 \text{ daN/mm}^2$
Tensión de contacto	$S_{HL} = 17 \text{ daN/mm}^2$
Límite de rotura a tracción	$S_u = 60 \text{ daN/mm}^2$
Módulo de Young	$E = 1,10 \cdot 10^{11}$

Propiedades tecnológicas:

- Muy buena colabilidad.
- Muy buena maquinabilidad.
- Buena resistencia al desgaste.
- Regular resistencia a la corrosión.
- Excelente capacidad de amortiguamiento.

6.2.2. ETAPAS ENGRANAJES:

Los engranajes irán acoplados al árbol mediante una chaveta, y sujetos axialmente mediante aumentos del diámetro del eje, arandelas elásticas y casquillos espaciadores.

PRIMERA ETAPA:

• Módulo del engrane	$m = 2$
• Relación de transmisión	$i = 4,19$
• Anchura del engranaje	$b = 50 \text{ mm.}$
• Número de dientes de piñón	$z_1 = 29 \text{ dientes.}$
• Número de dientes de la rueda	$z_2 = 122 \text{ dientes.}$
• Diámetro primitivo del piñón	$d_p = 58 \text{ mm.}$
• Diámetro primitivo de la rueda	$d_R = 244 \text{ mm.}$
• Distancia entre centros	$D_C = 218 \text{ mm.}$

SEGUNDA ETAPA:

- Módulo del engrane $m = 4$
- Relación de transmisión $i = 4,19$
- Anchura del engranaje $b = 100 \text{ mm.}$
- Número de dientes de piñón $z_1 = 21 \text{ dientes.}$
- Número de dientes de la rueda $z_2 = 84 \text{ dientes.}$
- Diámetro primitivo del piñón $d_p = 84 \text{ mm.}$
- Diámetro primitivo de la rueda $d_R = 352 \text{ mm.}$
- Distancia entre centros $D_C = 218 \text{ mm.}$

6.3. DESCRIPCIÓN DE LOS ÁRBOLES

La diferencia principal entre un árbol y un eje, es que mientras el árbol transmite momentos torsores, el eje carece de ellos.

En el diseño de los árboles deben tenerse en cuenta las siguientes consideraciones de diseño:

- **Deformación:** Es necesario limitar las deformaciones laterales por flexión que se producen debido a las cargas de servicio y evitar posibles vibraciones. También, en general, los puntos de soporte de los árboles exigen unas ciertas limitaciones en cuanto a deformaciones transversales angulares para su correcto funcionamiento.
- **Resistencia:** En cuanto a resistencia, en general la causa de fallo más común es la fatiga. Ésta se produce, por lo general en los puntos más desfavorables denominados concentradores de tensiones. Los concentradores de tensiones pueden producirse por cambios de diámetro, ajustes a presión, roscas, incluso grietas de temple o muescas de mecanizado.

Este reductor en cuestión dispone de tres árboles que son: el árbol de entrada, árbol intermedio y árbol de salida.

6.3.1. ÁRBOL DE ENTRADA

Este árbol tiene una velocidad de rotación de **1400 rpm** suministrada por el motor eléctrico y según los cálculos realizados teniendo en cuenta la rigidez torsional, las deformaciones laterales por flexión y la resistencia a fatiga, el diámetro del árbol es de **40 mm.**

El árbol de entrada está soportado por dos rodamientos de bolas de una sola hilera situados uno en cada extremo.

El árbol lleva mecanizado un chavetero para su unión con el motor eléctrico y otro chavetero para fijar el piñón al árbol.

6.3.2 ÁRBOL INTERMEDIO

Este árbol tiene una velocidad de rotación de **334,93 rpm** debido a la reducción de la primera etapa. Según los cálculos realizados teniendo en cuenta la rigidez torsional, las deformaciones laterales por flexión y la resistencia a fatiga, el diámetro del árbol es de **55 mm**.

Este árbol se encuentra soportado por dos rodamientos de bolas de una sola hilera situados uno a cada lado.

El árbol lleva mecanizado un chavetero para su unión con la rueda que engrana con el piñón del árbol de entrada y otro chavetero para fijar el segundo piñón al árbol.

6.3.3. ÁRBOL DE SALIDA

Este árbol tiene una velocidad de rotación de **80,12 rpm** debido a la reducción de la segunda etapa y según los cálculos realizados teniendo en cuenta la rigidez torsional, las deformaciones laterales por flexión y la resistencia a fatiga, el diámetro del árbol es de **67 mm**.

El árbol de salida, igual que los anteriores, se encuentra soportado por dos rodamientos de bolas de una sola hilera situados en los extremos.

El árbol lleva mecanizado un chavetero para su unión de la rueda con el piñón del árbol intermedio y otro chavetero para su unión con el volante de accionamiento de la escalera mecánica.

6.3.4. MATERIAL A UTILIZAR

El material elegido para los árboles es un *acero al carbono F-1140 templado a 830°C y revenido a 550°C*.

Sus características *mecánicas* son:

Dureza Brinell	HBr = 235
Límite de resistencia nominal	$S_{FL} = 22 \text{ daN/mm}^2$
Tensión de contacto	$S_{HL} = 17 \text{ daN/mm}^2$
Límite de fluencia	$S_y = 70 \text{ daN/mm}^2$
Límite de rotura a tracción	$S_u = 90 \text{ daN/mm}^2$
Módulo de Young	$E = 1,10 \cdot 10^{+11}$

6.4. DESCRIPCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Los rodamientos deben de calcularse para que transmitan a la carcasa las reacciones que aparecen sobre el eje en las posiciones donde éstos van colocados.

Los rodamientos utilizan el movimiento de rodadura de cierto número de bolas y otros elementos entre los anillos, a fin de reducir la fricción y prolongar sus vidas.

Seleccionaremos aquellos rodamientos que tengan una capacidad de carga dinámica **C** mayor o igual a la requerida por condiciones de vida, confiabilidad y temperatura de trabajo.



Las características del rodamiento son:

VENTAJAS:

- Su par torsor de fricción de arranque es pequeño, por lo que la diferencia entre el par torsor inicial y operativo es también pequeño.
- Son sencillos, intercambiables, tienen fácil mantenimiento y bajo grado de lubricación.
- Son capaces de soportar cargas radiales y axiales simultáneamente o independientemente, dependiendo del tipo utilizado.
- El tamaño axial de los rodamientos es menor que el de los cojinetes.

INCONVENIENTES:

- Son ruidosos en operación normal
- Las partículas metálicas o la suciedad pueden limitar su vida, causando fallo prematuro (en los cojinetes de deslizamiento, dichas partículas son generalmente repelidas por el lubricante).
- No se pueden construir partidos.
- Tiene vida finita debido a que se produce fallo por fatiga superficial.

Existen distintos tipos de rodamientos entre los cuales destacamos:

RODAMIENTOS DE BOLAS:

- Rígidos de bolas.
- De bolas de tipo máximo. De magneto.
- De contacto angular. De auto alineación.

RODAMIENTOS DE RODILLOS:

- Rodamientos de rodillos cilíndricos
- Rodamientos de rodillos cónicos
- Rodamientos de rodillos esféricos

En nuestro caso utilizaremos **rodamientos rígidos de bolas de una sola hilera**.

Rodamientos de bolas:

- Pueden absorber carga radial y axial en ambas direcciones.
- El par torsor de fricción es muy bajo, lo que lo hace muy apropiado en aplicaciones en que se requiera alta velocidad de funcionamiento y rendimiento.
- Se puede alcanzar gran precisión geométrica al fabricar las bolas, lo cual hace que el nivel de ruido y vibraciones que produce sea muy bajo.

Para que se pueda montar el rodamiento sobre el eje, el radio de acuerdo del eje en el cambio de sección ha de ser igual o inferior al radio del borde del rodamiento.

En el eje de entrada (parte del motor eléctrico) y en el eje de salida (parte de la polea de arrastre) se utilizarán retenes para que el lubricante no se salga del reductor, ya que los rodamientos que utilizamos no son sellados.

Todos los rodamientos son de una hilera de bolas y pertenecen al catálogo interactivo de SKF. Sus dimensiones y características, de cada árbol, son:

▪ **ÁRBOL DE ENTRADA**

Primer rodamiento	
Diámetro interior	d = 40mm
Diámetro exterior	D = 80mm
Ancho	b = 18mm
Capacidad de carga dinámica	C = 32,5 kN
Denominación	SKF 6208-2RS1

Segundo rodamiento	
Diámetro interior	d = 40mm
Diámetro exterior	D = 68mm
Ancho	b = 21mm
Capacidad de carga dinámica	C = 16,8 kN
Denominación	SKF 63008-2RS1

- **ÁRBOL INTERMEDIO**

Primer rodamiento	
Diámetro interior	d = 55mm
Diámetro exterior	D = 120mm
Ancho	b = 29mm
Capacidad de carga dinámica	C = 74,1 kN
Denominación	SKF 6311-Z

Segundo rodamiento	
Diámetro interior	d = 55mm
Diámetro exterior	D = 120mm
Ancho	b = 29mm
Capacidad de carga dinámica	C = 74,1 kN
Denominación	SKF 6311-Z

- **ÁRBOL DE SALIDA**

Primer rodamiento	
Diámetro interior	d = 60mm
Diámetro exterior	D = 95mm
Ancho	b = 18mm
Capacidad de carga dinámica	C = 30,7 kN
Denominación	SKF 6012

Segundo rodamiento	
Diámetro interior	d = 80mm
Diámetro exterior	D = 125mm
Ancho	b = 22mm
Capacidad de carga dinámica	C = 49,1 kN
Denominación	SKF 6016-Z

6.5. DESCRIPCIÓN DE LAS ARANDELAS ELÁSTICAS

Las arandelas elásticas aseguran los rodamientos y engranajes contra deslizamientos longitudinales sobre el eje en el cual están montados.

Se ha de tener en cuenta que la creación de la ranura supone un concentrador de tensiones sobre el eje.



Las dimensiones de las arandelas elásticas para cada uno de los tres ejes son las siguientes:

▪ ÁRBOL DE ENTRADA

Arandela 1	
Diámetro del eje	d = 40mm
Diámetro interior (rebaje en el eje)	g = 37,5mm
Espesor del anillo (h11)	e = 1,25mm

Arandela 2	
Diámetro del eje	d = 25mm
Diámetro interior (rebaje en el eje)	g = 23mm
Espesor del anillo (h11)	e = 1mm

- **ÁRBOL INTERMEDIO**

Arandela 1	
Diámetro del eje	d = 55mm
Diámetro interior (rebaje en el eje)	g = 52mm
Espesor del anillo (h11)	e = 2mm

Arandela 2	
Diámetro del eje	d = 55mm
Diámetro interior (rebaje en el eje)	g = 52mm
Espesor del anillo (h11)	e = 2mm

- **ÁRBOL DE SALIDA**

Arandela 1	
Diámetro del eje	d = 60mm
Diámetro interior (rebaje en el eje)	g = 57mm
Espesor del anillo (h11)	e = 2mm

Arandela 2	
Diámetro del eje	d = 80mm
Diámetro interior (rebaje en el eje)	g = 76,5mm
Espesor del anillo (h11)	e = 2,5mm

6.6. DESCRIPCIÓN DE LAS CHAVETAS

Entre los sistemas de unión a torsión, el más frecuente por su sencillez y efectividad es la unión por chaveta. Las dimensiones de las chavetas están normalizadas, la longitud de la chaveta que nos hace falta, es aproximadamente 1,25 el diámetro del eje.

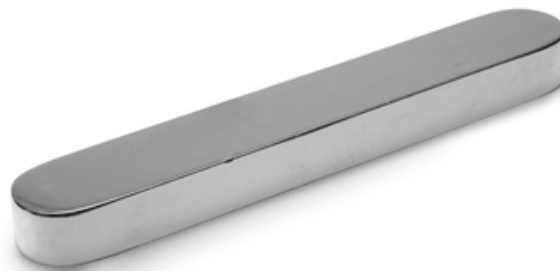
Los chaveteros se realizan tallando una pequeña ranura, tanto en el árbol como en la pieza que se desea quede fijada en él. Después se introduce una pequeña pieza llamada chaveta en el hueco dejado en ambas ranuras, con lo que, al intentar

producirse un desplazamiento relativo entre el árbol y la rueda, la chaveta produce una interferencia que arrastra las dos piezas.

Uno de sus inconvenientes es el concentrador de tensiones que se crea en el árbol al hacerle la ranura y que nos obliga a sobredimensionar dicho árbol, utilizando más cantidad de material. Aun así, el coste sigue siendo menor que con los otros métodos al ahorrar en horas de trabajo y coste de fabricación o de montaje.

El método de cálculo de chavetas está normalizado según UNE 1710 mediante tablas, sabiendo exactamente la medida que nos hace falta y no sobredimensionarlas excesivamente ya que el diámetro de ejes es muy grande, y esto nos traería como consecuencia seguramente el tener que ampliar la anchura de los engranajes, para poder colocar la chaveta.

El material utilizado para este componente será un acero más blando que el usado para los ejes, así en caso de rotura romperá antes que éstos. Elegiremos el acero **F1130**, que tiene como límite de fluencia y de rotura del material $S_y=600$ MPa; $S_u=800$ Mpa respectivamente.



6.6.1. ÁRBOL DE ENTRADA

Primera chaveta – Eje con motor	
Diámetro eje de entrada	D = 40 mm
Longitud de la chaveta	$l_{chaveta} = 50$ mm
Sección	12 x 8 mm

Segunda chaveta – Piñón	
Diámetro eje de entrada	D = 40 mm
Longitud de la chaveta	$l_{chaveta} = 50$ mm
Sección	12 x 8 mm

6.6.2. ÁRBOL INTERMEDIO

En este eje se distinguirán dos chavetas diferentes, ya que la chaveta que une el árbol con la rueda deberá ser más pequeña de lo habitual, debido a que el ancho del engranaje es menor que el diámetro del eje. Para ello realizaremos las operaciones pertinentes que constan de calcular:

- La cortante en la superficie central: ζ_{\max}^c
- La tensión de aplastamiento: $\sigma_{\text{aplastamiento}}$

Primera chaveta	
Diámetro eje de entrada	D = 55 mm
Longitud de la chaveta	l _{chaveta} = 68,75 mm
Sección	16 x 10 mm

La rueda tiene de ancho 50mm, comprobemos si nos sirve una chaveta de longitud **45mm**.

Fuerza ejercida en la sección central de la chaveta: Fc

El torsor que actúa es de 285,79 N.

$$F_c = \frac{T}{d_{\text{eje}}/2} = \frac{285,79}{0,055/2} = 10392,57 \text{ N}$$

Tensión de cortadura:

$$\zeta_{\max}^c = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_c}{\text{Área}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{7174,89}{0,045 \cdot 0,016} = 21,65 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

Comparamos con S_{Sy} :

$$S_{Sy} = \frac{S_y}{2} = \frac{600 \cdot 10^6}{2} = 300 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 > \zeta_{\max}^c \quad \text{OK!}$$

Veamos que ocurre con el *aplastamiento*:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F_c}{l \cdot \frac{h}{2}} \quad \text{Siendo,} \quad \begin{array}{l} l = \text{longitud de la chaveta (m)} \\ h = \text{altura del chavetero} \end{array}$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{7174,89}{0,045 \cdot \frac{0,0105}{2}} = 30,37 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

Lo comparamos con el límite de fluencia del material:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} < S_y = 600 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 \quad \text{OK!}$$

Las dos condiciones se han verificado por lo que una chaveta más corta, de longitud 45 mm cumplirá las condiciones requeridas.

Primera chaveta	
Diámetro eje de entrada	D = 55 mm
Longitud de la chaveta	l _{chaveta} = 45 mm
Sección	16 x 10 mm

Segunda chaveta	
Diámetro eje de entrada	D = 55 mm
Longitud de la chaveta	l _{chaveta} = 68,75 mm
Sección	16 x 10 mm

6.6.3. ÁRBOL DE SALIDA

Primera chaveta	
Diámetro eje de entrada	D = 80 mm
Longitud de la chaveta	l _{chaveta} = 100 mm
Sección	22 x 14 mm

Como el ancho de la rueda es de 120mm y la longitud de la chaveta 100mm no se saldrá de la anchura de este engranaje y esta chaveta será válida con esa longitud y sección cumpliendo las condiciones requeridas.

Segunda chaveta	
Diámetro eje de entrada	D = 80 mm
Longitud de la chaveta	l _{chaveta} = 100 mm
Sección	22 x 14 mm

6.6.4. DESCRIPCIÓN DE LOS CASQUILLOS ESPACIADORES

Son elementos destinados a garantizar el posicionamiento axial de los distintos elementos montados en los árboles.

Las dimensiones adoptadas para los casquillos espaciadores para cada uno de los ejes son las siguientes:



1. *Árbol de entrada*

Está situado entre el rodamiento de la parte izquierda (entrada del motor) y el engranaje.

Casquillo - Árbol de entrada	
Longitud	L = 38mm
Diámetro Interior	d = 40mm
Diámetro exterior	D = 44mm

2. *Árbol intermedio*

En este caso, los casquillos se sitúan, uno entre rodamiento izquierdo y la rueda de la primera etapa, otro entre los engranajes (rueda primera etapa y piñón segunda etapa) y el tercero entre el piñón y el rodamiento, todos con las mismas dimensiones.

Casquillo - Árbol intermedio	
Longitud	L = 15mm
Diámetro Interior	d = 55mm
Diámetro exterior	D = 59mm

3. *Árbol de salida*

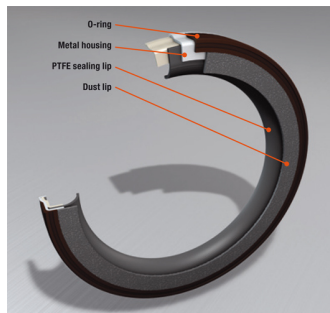
El primer casquillo se sitúa a la derecha del primer rodamiento y el segundo entre el engranaje y el rodamiento de la parte derecha (salida del reductor).

Primer casquillo – Árbol de salida	
Longitud	L = 15mm
Diámetro Interior	d = 55mm
Diámetro exterior	D = 59mm

Segundo casquillo – Árbol de salida	
Longitud	L = 15mm
Diámetro Interior	d = 55mm
Diámetro exterior	D = 59mm

6.6.5. RETENES

Los *retenes* tienen la misión de impedir que el aceite de lubricación se salga fuera del reductor. Actúan por la tensión radial de un resorte. El labio de cierre se opone a la fuga de aceite. El material de los retenes es goma sintética resistente al aceite.



Las dimensiones de los retenes seleccionados para el árbol de entrada y el de salida son los siguientes:

Retén árbol de entrada	
Diámetro del eje	$d_{int} = 40 \text{ mm}$
Diámetro de la carcasa	$d_{ext} = 47 \text{ mm}$
Anchura	$e = 4 \text{ mm}$

Retén árbol de salida	
Diámetro del eje	$d_{int} = 80 \text{ mm}$
Diámetro de la carcasa	$d_{ext} = 95 \text{ mm}$
Anchura	$e = 10 \text{ mm}$

6.7. LUBRICACIÓN

La lubricación es un elemento muy importante en toda máquina en la que existan movimientos relativos entre varias piezas en contacto unas con las otras. De una buena lubricación depende el desgaste de dichas piezas y, por tanto, la vida de la máquina en general, y también el rendimiento de la máquina, ya que una buena lubricación disminuye en gran medida las pérdidas por rozamiento en dicha máquina. Por su importancia, consideramos necesario un estudio detallado de sus características.

Los lubricantes tienen las siguientes funciones:

- Mojar las zonas de deslizamiento.
- Adherirse a los componentes mecánicos.
- Separar las superficies rugosas en contacto.
- Proteger a los materiales contra la corrosión.
- Refrigerar los componentes mecánicos.
- Cerrar y preservar el interior del reductor contra la entrada de suciedad y agua del exterior.

Para la lubricación de una máquina se puede optar por dos grupos distintos de lubricantes. Estos son la lubricación mediante grasa y la lubricación mediante aceite. La diferencia más importante entre ambos grupos es la viscosidad, mucho mayor en las grasas que en los aceites, ya que las primeras se encuentran en estado sólido y los segundos en estado líquido.

La utilización de grasa para la lubricación de las piezas es más apropiada cuando la velocidad de dichas piezas es pequeña. Por el contrario, la lubricación mediante aceite será más apropiada en piezas que se muevan a mayor velocidad. Con lo que la elección del tipo de lubricante a utilizar dependerá básicamente de la velocidad con que se muevan las piezas a lubricar.

Por lo tanto el tipo de lubricante escogido para los engranajes será aceite. Según los cálculos realizados el aceite utilizado será un **SAE 60**, cuya viscosidad a 40 °C será de 400 mm²/s.

Todos los rodamientos del reductor se lubrican con el mismo aceite que los engranajes ya que de esta forma no será necesario disponer de alojamientos sellados para los rodamientos, o la utilización de rodamientos sellados prelubricados.

Además del tipo de lubricante, también se debe escoger la forma en que se consigue que dicho lubricante esté continuamente en contacto con las piezas que debe lubricar, ya que de lo contrario la lubricación de las mismas sería deficiente.

Para ello se puede optar desde el sencillo método del baño de aceite hasta el mucho más complicado y caro de la inyección a presión del mismo sobre las piezas a lubricar. Para la elección del método de lubricación se deben considerar las condiciones en que se encuentran las piezas a lubricar. El tipo de lubricación más apropiado para ruedas dentadas depende de la velocidad periférica de los dientes, siendo suficiente en nuestro caso una lubricación en **baño de aceite**.

Este método nos facilita mucho las cosas y además es el más económico y con mayor rendimiento de todos.

Para la lubricación de nuestros rodamientos aprovecharemos la lubricación de piezas vecinas, en nuestro caso, los engranajes.

Para evitar la pérdida de aceite en los ejes de salida y entrada se utilizan retenes.

6.8. CARCASA DEL REDUCTOR

La carcasa es el elemento envolvente del reductor y a su vez es el soporte estructural para el resto de componentes descritos. Cumple las funciones de elemento resistente, que contiene el lubricante y aísla a los elementos internos del exterior. Este aislamiento permite trabajar a los componentes en un ambiente limpio y protegido de agentes corrosivos, consiguiendo así una mayor duración de los mismos.

La carcasa debe de ser una estructura lo bastante rígida para evitar deformaciones debidas a las cargas aplicadas, que podrían producir deformaciones que introducirían desalineamientos perjudiciales en ejes, engranajes y rodamientos. También ha de absorber las vibraciones que se producen fruto de la rotación de los ejes.

El cárter del reductor está compuesto por dos piezas principales, el cuerpo y la tapa. Con el fin de facilitar el montaje y desmontaje de ambos elementos, éstos serán unidos por medio de tornillos de rosca M6 Además según la norma UNE 17052, para asegurar que no existirán fugas de aceite y facilidad de montaje se colocará una junta como elemento sellador entre ambas piezas. Para el acabado exterior se le da una capa de pintura al exterior del cárter de la tapa para que tenga una mayor protección frente a la corrosión y a su vez dotar al reductor de una buena presentación comercial.

En el cárter de dos mitades se fijan los rodamientos de los ejes mediante cambios de diámetro y topes con la carcasa.

Los tornillos que unen las dos mitades de carcasa serán de rosca M6, con un total de 23 tornillos para fijarlas entre sí.

Además se conseguirá la estanqueidad del conjunto mediante retenes que van ubicados entre las 2 mitades de carcasas y sujetos por una chapa por el exterior atornillada con tornillos M2 cuatro por chapa para que no se salgan y además esto permitirá cambiarlos fácilmente sin necesidad de desmontar todo el reductor ya que los retenes suelen ser susceptibles de desgaste con el paso del tiempo y producir perdidas de aceite. La misión es la de retener aceite, ya que lo que se pretende con el retén es impedir fugas de aceite.

El material a utilizar será fundición gris, ya que presenta buenas características:

- Bajo precio.
- Buena disponibilidad para el moldeo.
- Buena colabilidad.
- Facilidad de obtención.
- Buena maquinabilidad.

El tipo de fundición a emplear será la **fundición gris FG-20**. Este tipo de fundición tiene las siguientes características mecánicas:

Tensión de rotura	$\sigma_R = 20 \text{ Kp/mm}^2$
Dureza Brinell	HBr = 175 – 235
Porcentaje de carbono	C = 3%
Porcentaje de silicio	Si = 1,6 %

La conformación de la carcasa se realiza por **moldeo**.

El tipo de moldeo más adecuado es el moldeo en molde de arena. El espesor mínimo de la carcasa será de 8 mm, ensanchándose en las zonas donde sea necesario bien o por asentamiento de rodamientos o bien por otras consideraciones de diseño.

6.8.1. TAPONES DE LLENADO Y VACIADO

Se ha decidido dotar a la carcasa de dos tapones. Uno de llenado y otro de vaciado. En la parte superior está situado el tapón de llenado, el cual tiene dos funciones: tapón de la varilla medidora del aceite y tapón de llenado. En la parte inferior se aloja el tapón para el vaciado del aceite, que tendrá incorporado un imán para atraer todas las impurezas que pueda contener el aceite.

Tanto el tapón de llenado como el de vaciado son de acero, y tienen una rosca M10. Con una longitud de roscado que va en la propia carcasa.

Para asegurar su estanqueidad con la carcasa van dotados de una junta de cobre. Por último colocaremos en la parte lateral un visor de control de nivel.

Las características de los tapones son las siguientes:

Rosca	M10
Longitud de la rosca	L = 8 mm
Material	Acero

Para llevar a cabo el cambio de aceite se hará de la siguiente forma:

1. Se abre el tapón inferior
2. Por gravedad cae el lubricante (que se recoge para reciclar).
3. Se limpia el imán que recoge las partículas metálicas.
4. Se cierra el tapón de vaciado.
5. Se abre el tapón de llenado y se rellena de lubricante.

PROYECTO FINAL DE CARRERA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO

**“DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE
VELOCIDAD PARA UNA ESCALERA
MECÁNICA”**

PLIEGO DE CONDICIONES

Autor: **FERNANDO REIG OLCINA**

Director: **FRANCISCO D. DENIA GUZMÁN**

Especialidad: **MECÁNICA**

Presentación del Proyecto: **SEPTIEMBRE 2015**

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	1
2. PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS	
1	
2.1. OBLIGACIONES Y FACULTADES DE LA DIRECCIÓN TÉCNICA	1
2.2. OBLIGACIONES Y DERECHOS DEL CONTRATISTA	2
2.2.1. REPRESENTACIÓN DEL CONTRATISTA	2
2.2.2. PRESENCIA DEL CONTRATISTA EN LA FABRICACIÓN	3
2.3. ACLARACIONES Y MODIFICACIONES DE LOS DOCUMENTOS	3
2.4. RECLAMACIONES CONTRA LAS ÓRDENES DE LA DIRECCIÓN FACULTATIVA	3
2.5. RECUSACIÓN POR EL CONTRATISTA DEL PERSONAL NOMBRADO POR EL INGENIERO TÉCNICO DIRECTOR	4
2.6. PREPARACIÓN DE LOS TRABAJOS	4
2.7. COMIENZO Y RITMO DE LOS TRABAJOS	4
2.8. TRABAJOS DEFECTUOSOS	4
2.9. TRABAJOS NO ESTIPULADOS EXPRESAMENTE	5
2.10. AMPLIACIÓN DEL PROYECTO POR CAUSAS DE FUERZA MAYOR	5
2.11. PRÓRROGA POR CAUSA DE FUERZA MAYOR	5
2.12. RESPONSABILIDAD DE LA DIRECCIÓN FACULTATIVA EN EL RETRASO DE LAS TAREAS	6
2.13. TRABAJOS SIN PRESCRIPCIONES	6
2.14. PERIODO DE PRUEBA O GARANTÍA	6
2.15. RECEPCIÓN DEFINITIVA	6
3. CONDICIONES ECONÓMICAS	6
3.1. FIANZA	7
3.2. COMPOSICIÓN DE PRECIOS	7
3.3. PRECIOS CONTRADICTORIOS	7
3.4. REVISIÓN DE PRECIOS	7
3.5. ACOPIO DE MATERIALES	8
3.6. VALORACIÓN Y ABONO DE LOS TRABAJOS	8
3.6.1. ABONOS DE TRABAJOS EJECUTADOS DURANTE EL PERIODO DE GARANTÍA	8
3.7. PENALIZACIONES	8
3.8. SEGUROS	9
3.9. CONDICIONES DE PAGO	9
4. CONDICIONES LEGALES	9
4.1. EL CONTRATISTA	9
4.2. EL CONTRATO	10
4.3. SUBCONTRATACIONES	11
5. CONDICIONES PARTICULARES	11
5.1. CONDICIONES TÉCNICAS	11
5.1.1. ESPECIFICACIONES DE LOS MATERIALES	12
5.1.2. CONDICIONES DE SUMINISTRO, RECEPCION Y ALMACENAJE DE LAS MATERIAS PRIMAS	12
5.1.3. ENGRANAJES	13
5.1.3.1. MATERIALES UTILIZADOS	13

5.1.3.2. AJUSTES Y TOLERANCIAS	13
5.1.3.3. PROCESO DE FABRICACIÓN	14
5.1.4. ÁRBOLES	14
5.1.4.1. MATERIALES UTILIZADOS	14
5.1.4.2. AJUSTES Y TOLERANCIAS	14
5.1.4.3. PROCESO DE FABRICACIÓN	15
5.1.5. CARCASA	15
5.1.5.1. MATERIALES UTILIZADOS	15
5.1.5.2. PROCESO DE FABRICACIÓN	16
5.1.6. ELEMENTOS NORMALIZADOS	16
5.1.6.1. RODAMIENTOS	16
5.1.6.2. CHAVETAS, CHAVETEROS Y CASQUILLOS ESPACIADORES	17
5.1.6.2.1. MATERIAL UTILIZADO	17
5.1.6.2.2. PROCESO DE CONFORMACION DE CHAVETAS	17
5.1.6.2.3. PROCESO DE CONFORMACION DE LOS CASQUILLOS ESPACIADORES	17
5.1.6.2.4. AJUSTES Y TOLERANCIAS	17
5.1.6.3. RETENES	18
5.1.6.4. LUBRICANTE	18
5.1.7. CONTROL DE CALIDAD	18
5.1.7.1. CONTROL DE CALIDAD DE LOS ÁRBOLES	18
5.1.7.2. CONTROL DE CALIDAD DE LOS ENGRANAJES	19
5.1.7.3. CONTROL DE CALIDAD DE LA CARCASA	19
5.1.8. CONDICIONES DE EJECUCIÓN Y MONTAJE	19
5.2. CONDICIONES DE ENTREGA, SEGURIDAD Y GARANTÍA	20
5.2.1. FUEGO O EXPLOSIÓN	20
5.2.2. PROTECTORES	20
5.2.3. LUBRICANTES	20
5.2.4. EQUIPO ELÉCTRICO	20
5.2.5. INSTALACIÓN, MANTENIMIENTO Y ALMACENAJE	20
5.2.6. SUPERFICIES CALIENTES Y LUBRICANTES	21
5.2.7 DISEÑO	21

El presente documento pretende establecer las especificaciones de índole técnica, facultativa y legal que fijan las normas a seguir para la ejecución del presente proyecto y una vez aceptado por las partes contratantes, obliga a su cumplimiento sin discusión o modificación y con arreglo al mismo han de decidirse y resolverse todas las cuestiones, tanto de ejecución como rescisión de contrato que pueda surgir en la ejecución de material del proyecto.

En caso de duda o algún detalle omitido o no suficientemente especificado en el presente Pliego de Condiciones ni en la documentación gráfica y escrita del presente proyecto, bien sea esto por su obviedad o por su poca importancia, se aceptarán en la ejecución de las distintas unidades del proceso, las normas de la buena práctica teniendo siempre en cuenta la calidad como máxima.

Se expone por tanto, la documentación necesaria que regirá toda la elaboración y fabricación del reductor de velocidad.

Tiene como objetivo fijar las condiciones de los materiales, de su ejecución, de su modificación y ejecución de tolerancias, de su montaje, pruebas y las condiciones que debe de tener a la hora de ensayar, comprobación de que las fases de montaje son realizables, etc. que serán necesarias para la materialización del proyecto y a su vez serán un complemento a la memoria para la realización del reductor de velocidad.

En el caso de que exista una contradicción, como se ha mencionado con anterioridad, entre lo definido en los planos, memoria y pliego de condiciones, prevalecerá el texto de estos dos últimos documentos, y en caso de ser estos dos últimos, prevalecerá la memoria si la incompatibilidad se refiere a los cálculos y el pliego de condiciones si se refiere a cualquier otra causa.

2. PLIEGO DE CONDICIONES

2.1. OBLIGACIONES Y FACULTADES DE LA DIRECCIÓN TÉCNICA

Corresponde al ingeniero técnico director:

- Comprobar la adecuación del reductor con su motor correspondiente.
- Redactar los complementos o rectificaciones del proyecto que se precisen.
- Asistir a la fabricación, cuantas veces lo requiera su naturaleza y complejidad, a fin de resolver las contingencias que se produzcan e impartir las instrucciones complementarias que sean precisas para conseguir la correcta solución mecánica.
- Coordinar la intervención en la fabricación de otros técnicos que, en su caso, concurren a la dirección con función propia en sus aspectos parciales de su especialidad.
- Aprobar las certificaciones parciales, la liquidación final y asesorar al promotor en el acto de la recepción.
- Planificar el control de calidad y económico de la fabricación.
- Redactar, cuando se requiera, el estudio de los sistemas adecuados a los

riesgos del trabajo en la fabricación y aprobar el plan de seguridad e higiene para la aplicación del mismo.

- Ordenar y dirigir la ejecución material con arreglo al proyecto, a las normas técnicas y a las reglas de la buena construcción.

- Realizar o disponer las pruebas y ensayos de materiales, instalaciones y demás unidades de fabricación. Así como efectuar las demás comprobaciones que resulten necesarias para asegurar la calidad de fabricación de acuerdo con el proyecto y la normativa técnica aplicable. De los resultados informará puntualmente al fabricante o Contratista, impartándole, en su caso, las órdenes oportunas.

2.2. OBLIGACIONES Y DERECHOS DEL CONTRATISTA

Corresponde al Contratista:

- Conocer la normativa aplicable.

- Conocer el proyecto.

- Habilitar un local para la consulta del proyecto.

- Organizar los trabajos, redactando los planos de fabricación que se precisen.

- Disponer de los medios auxiliares necesarios.

- Ostentar la jefatura de todo el personal que intervenga en la fabricación y coordinar las intervenciones de los subcontratistas.

- Asegurar la idoneidad de todos y cada uno de los materiales y elementos constructivos que se utilicen, comprobando los preparados durante la fabricación y rechazando, por iniciativa propia o por prescripción del Ingeniero Técnico Director los suministros o prefabricados que no cuenten con las garantías o documentos de idoneidad requeridos por las normas de aplicación.

- Custodiar el libro de órdenes y seguimiento, y dar el enterado a las anotaciones que se practiquen en el mismo.

- Facilitar al Ingeniero Técnico Director, con la antelación suficiente, los materiales precisos para el cumplimiento de su cometido.

- Suscribir con el promotor las actas de recepción provisional y definitiva.

2.2.1. REPRESENTACIÓN DEL CONTRATISTA

El fabricante está obligado a comunicar a la propiedad la persona designada como delegado suyo durante la fabricación, que tendrá carácter de jefe de la misma, con dedicación plena y facultades para representarle y adoptar en todo momento cuantas decisiones competan a la contrata. Cuando la importancia lo requiera y así se consigne en el pliego de "Condiciones Facultativas", el delegado del Contratista será un facultativo superior o de grado medio, según los casos. El pliego de condiciones particulares determinará el personal facultativo o especialista que el constructor se obligue a mantener como mínimo, y el tiempo de dedicación comprometido. El incumplimiento de esta obligación o, en general, la falta de cualificación suficiente por

parte del personal según la naturaleza de los trabajos, facultará al Ingeniero para detener la fabricación, sin derecho a reclamación alguna, hasta que se subsane la deficiencia.

2.2.2. PRESENCIA DEL CONTRATISTA EN LA FABRICACIÓN

El jefe de taller, por sí, o por medio de sus técnicos o encargados, estará presente durante la jornada legal de trabajo y acompañará al Ingeniero Técnico Director, en las visitas a que hagan al taller, poniéndose a su disposición para la práctica de los reconocimientos que se consideren necesarios y suministrándoles los datos precisos para la comprobación de mediciones y liquidaciones.

2.3. ACLARACIONES Y MODIFICACIONES DE LOS DOCUMENTOS

Cuando se trate de aclarar, interpretar o modificar preceptos de los pliegos de condiciones o indicaciones de los planos o croquis, las órdenes e instrucciones correspondientes se comunicarán precisamente por escrito al Contratista, estando éste obligado a devolver los originales o las copias suscribiendo con su firma el enterado, que figurará al pie de todas las órdenes, avisos o instrucciones que reciba por parte del Ingeniero Técnico Director. Cualquier reclamación que en contra de las disposiciones tomadas por éste crea oportuno hacer el fabricante, habrá de dirigirla dentro precisamente del plazo de tres días y el Facultativo dará al Contratista el correspondiente recibido, si éste lo solicitase.

El Contratista podrá requerir del Ingeniero Técnico Director, según sus cometidos, las instrucciones o aclaraciones que se precisen para la correcta interpretación y ejecución de lo proyectado.

2.4. RECLAMACIONES CONTRA LAS ÓRDENES DE LA DIRECCIÓN FACULTATIVA

Las reclamaciones que el Contratista quiera hacer contra las órdenes o instrucciones originadas por la Dirección Facultativa, solo podrá presentarlas, a través del Ingeniero Técnico Director, ante la propiedad, si son de orden económico y de acuerdo con las condiciones estipuladas en el pliego de "Condiciones Económicas". Contra disposiciones de orden técnico del Ingeniero Técnico Director no se admitirá reclamación alguna, pudiendo el Contratista salvar su responsabilidad, si lo estima oportuno, mediante exposición razonada dirigida al Ingeniero Técnico Director, el cual podrá limitar su contestación al acuse de recibo, que en todo caso será obligatorio para este tipo de reclamaciones.

2.5. RECUSACIÓN POR EL CONTRATISTA DEL PERSONAL NOMBRADO POR EL INGENIERO TÉCNICO DIRECTOR

El constructor no podrá recusar al Ingeniero Técnico Director o el personal encargado por éste para la vigilancia de las operaciones de fabricación, ni pedir por parte de la propiedad se designen otros facultativos para los reconocimientos y mediciones. Cuando se crea perjudicado por la labor de éstos, procederá de acuerdo con lo estipulado en el artículo precedente, pero sin que por esta causa puedan interrumpirse ni perturbarse la marcha de los trabajos.

2.6. PREPARACIÓN DE LOS TRABAJOS

Con anterioridad al comienzo de los trabajos se dispondrán las máquinas y herramientas empleadas en el proceso, se realizará una comprobación de las mismas y se ajustarán los utillajes con el propósito de cumplir las especificaciones y tolerancias de los planos.

Además se asegurará de la existencia o aprovisionamiento de las materias primas necesarias para la ejecución de los trabajos. Se tendrán en cuenta las normas de seguridad e higiene.

2.7. COMIENZO Y RITMO DE LOS TRABAJOS

El fabricante dará comienzo a la elaboración de los trabajos en el plazo marcado, desarrollándolas de forma necesaria para que dentro de los periodos parciales queden ejecutados los trabajos correspondientes y, en consecuencia, la ejecución total se lleve a efecto dentro del plazo exigido en el contrato.

Las fases a llevar a cabo serán las siguientes:

- Taller de mecanizado: se realizarán los ejes, engranajes y la carcasa del reductor. Para ello se precisarán 10 días.

- Hornos: se efectuarán los tratamientos térmicos necesarios. Se llevará a cabo en 4 días.

- Montaje y verificación: se ensamblará todo el conjunto y se comprobará el funcionamiento correcto del motor-reductor. Se realizarán en 3 días.

Obligatoriamente y por escrito, deberá el Contratista dar cuenta al Ingeniero Técnico Director del comienzo de los trabajos al menos con tres días de antelación.

2.8. TRABAJOS DEFECTUOSOS

El Contratista debe emplear las materiales que cumplan las condiciones exigidas en las "Condiciones Generales y Particulares de índole Técnica" del pliego de condiciones y realizará todos y cada uno de los trabajos contratados de acuerdo con lo especificado. Por ello, y hasta que tenga lugar la recepción definitiva del reductor, es

responsable de la ejecución de los trabajos que ha contratado y de las faltas y defectos que en éstos puedan existir por su mala ejecución o por la deficiente calidad de los materiales empleados o aparatos utilizados, sin que le exonere de responsabilidad el control que compete al Ingeniero Técnico Director. Como consecuencia de lo anteriormente expresado, cuando el Ingeniero Técnico Director advierta vicios o defectos en los trabajos ejecutados, o que los materiales empleados o los aparatos utilizados no reúnen las condiciones preceptuadas, ya sea en el curso de la ejecución de los trabajos, o finalizados éstos, y antes de verificarse la recepción definitiva del reductor, podrá disponer que las partes defectuosas sean destruidas y construidas de acuerdo con lo contratado, y todo ello a expensas de la contrata. Si ésta no estimase justa la decisión, y se negase se planteará la cuestión ante el Ingeniero Técnico Director, quien resolverá.

2.9. TRABAJOS NO ESTIPULADOS EXPRESAMENTE

Es obligación de la contrata el ejecutar cuando sea necesario para la buena fabricación de los componentes, aún cuando no se halle expresamente determinado en los documentos de proyecto, siempre que, sin separarse de su espíritu y recta interpretación, lo disponga el Ingeniero Técnico Director dentro de los límites de posibilidades que los presupuestos habiliten para cada unidad de fabricación y tipo de ejecución. Se entenderá que se requiere una reforma de proyecto con consentimiento expreso de la propiedad, toda variación que suponga incremento de precios de alguna unidad de fabricación en más del 20% o del total en más de un 10%.

2.10. AMPLIACIÓN DEL PROYECTO POR CAUSAS DE FUERZA MAYOR

Cuando sea preciso por motivo imprevisto o por cualquier accidente, ampliar el proyecto, no se interrumpirán los trabajos, continuándose según las instrucciones dadas por el Ingeniero Técnico Director en tanto se formula el proyecto reformado.

2.11. PRÓRROGA POR CAUSA DE FUERZA MAYOR

Si por causa de fuerza mayor o independiente de la voluntad del fabricante, éste no pudiese comenzar las tareas, o tuviese que suspenderlas, o no le fuera posible terminarlas en los plazos prefijados, se le otorgará una prórroga proporcionada para el cumplimiento de la contrata previo informe favorable del Ingeniero Técnico Director. Para ello, el Contratista expondrá, en escrito dirigido al Ingeniero Técnico Director, la causa que impide la ejecución o la marcha de los trabajos y el retraso que por ello se originaría en los plazos acordados, razonando debidamente la prórroga que por dicha causa solicita.

2.12. RESPONSABILIDAD DE LA DIRECCIÓN FACULTATIVA EN EL RETRASO DE LAS TAREAS

El Contratista no podrá excusarse de no haber cumplido los plazos de obras estipulados, alegando como causa la carencia de planos u órdenes de la dirección facultativa, a excepción del caso en que habiéndolo solicitado por escrito no se lo hubiesen proporcionado.

2.13. TRABAJOS SIN PRESCRIPCIONES

En la ejecución de los trabajos que entran en la fabricación y para los cuales no existan prescripciones consignadas explícitamente en este pliego ni en la restante documentación del proyecto, el Contratista se atenderá en primer término, a las instrucciones que dicte la dirección facultativa, y en segundo lugar, a las reglas y normas de la buena práctica.

2.14. PERIODO DE PRUEBA O GARANTÍA

Es el plazo de tiempo que se reserva la propiedad para detectar la existencia de deficiencias en el funcionamiento del reductor o por algún tipo de defecto de ámbito constructivo que limite su vida funcional.

Los defectos observados, si los hubiera, se repararan por parte del contratista durante dicho plazo. Este periodo será de 90 días.

Para que se cumpla la garantía, el reductor no puede sufrir ningún tipo de modificación y se deben respetar todas las instrucciones y especificaciones proporcionadas por el fabricante. De lo contrario, la garantía quedará anulada y el contratista declinará cualquier tipo de responsabilidad.

2.15. RECEPCIÓN DEFINITIVA

Una vez finalizado el periodo de prueba o garantía sin que se hayan detectado deficiencias o reparadas aquellas que hayan surgido, se procederá por parte de la dirección técnica a extender el acta de recepción definitiva, devolviendo a la contrata la fianza retenida.

3. CONDICIONES ECONOMICAS

Todos los que intervienen en el proceso de fabricación tienen derecho a recibir puntualmente las cantidades devengadas por su correcta actuación con arreglo a las condiciones contractualmente establecidas.

La propiedad, el Contratista y, en su caso, los técnicos pueden exigirse recíprocamente las garantías adecuadas al cumplimiento puntual de sus obligaciones de pago.

3.1. FIANZA

La fianza es el porcentaje sobre el valor de los trabajos que deposita la contrata como garantía a la firma del contrato.

Se realizará mediante un aval a la firma del contrato, con el pago anticipado del 6% del coste total del reductor.

La fianza será devuelta al Contratista en un plazo que no excederá de 30 días una vez firmada el acta de recepción de los productos finales. La Propiedad podrá exigir que el contratista le acredite la liquidación y finiquito de sus deudas causadas por la ejecución de la contrata, tales como salarios, suministros, subcontratos...

Si la Propiedad, con la conformidad del Ingeniero Técnico Director, accediera a hacer recepciones parciales, tendrá derecho el Contratista a que se le devuelva la parte proporcional de la fianza.

3.2. COMPOSICIÓN DE PRECIOS

En el caso de que los trabajos a realizar se contratasen a riesgo y ventura, se entiende por precio de contrata el que importa el coste total de la unidad de fabricación, es decir, el precio de ejecución material, más el porcentaje sobre este último precio en concepto de beneficio industrial del contratista. El beneficio se estima normalmente en el 23% salvo que las condiciones particulares establezcan otro distinto.

3.3. PRECIOS CONTRADICTORIOS

Se producirán precios contradictorios sólo cuando la Propiedad por medio del Ingeniero Técnico Director decida introducir unidades o cambios de calidad en alguna de las previstas, o cuando sea necesario afrontar alguna circunstancia imprevista. El Contratista estará obligado a efectuar los cambios.

En el caso de aparición de precios contradictorios, éstos no deben superar en más de un 1,5% la cantidad presupuestada, siempre bajo la aprobación de la Dirección Técnica, que deben de garantizar la ejecución de dichos precios contradictorios.

3.4. REVISIÓN DE PRECIOS

Contratándose los trabajos a riesgo y ventura, no se admitirá la revisión de los precios en tanto que el incremento no alcance, en la suma de las unidades que falten por realizar de acuerdo con el calendario, un montante superior al 3% del importe total del presupuesto de contrato. En caso de producirse variaciones en alza superiores a este porcentaje, se efectuará la correspondiente revisión de acuerdo con la fórmula establecida en el BOE 311 29Dic1970 que corresponda. Recibiendo el contratista la diferencia en más que resulte por variación del IPC superior al 3%.

3.5. ACOPIO DE MATERIALES

El Contratista queda obligado a ejecutar los acopios de materiales o aparatos de obra que la propiedad ordene por escrito. Los materiales acopiados, una vez abonados

por el Propietario son, de la exclusiva propiedad de éste; de su guarda y conservación será responsable el Contratista.

3.6. VALORACIÓN Y ABONO DE LOS TRABAJOS

Los pagos se efectuarán por el Propietario en los plazos previamente establecidos, y su importe corresponderá precisamente al de las certificaciones de trabajo efectuadas por el Ingeniero Técnico Director, en virtud de las cuales se verifican aquellos.

3.6.1. ABONOS DE TRABAJOS EJECUTADOS DURANTE EL PERIODO DE GARANTÍA

Efectuada la recepción provisional y si durante el plazo de garantía se hubieran efectuado trabajos cualesquiera, para su abono procederá de la siguiente manera:

Si los trabajos que se realicen estuvieran especificados en el Proyecto, y sin causa justificada no se hubieran realizado por el Contratista a su debido tiempo, y el Ingeniero Técnico Director exigiera su realización durante el plazo de garantía, serán valorados a los precios que figuren en el Presupuesto.

Si se han ejecutado trabajos precisos para la reparación de desperfectos ocasionados por el uso, por haber sido éste utilizado durante dicho plazo por el Propietario, se valorarán y abonarán a los precios del día, previamente acordados.

Si se han ejecutado trabajos para la reparación de desperfectos ocasionados por deficiencias de la fabricación o de la calidad de los materiales, nada se abonará por ellos al Contratista.

3.7. PENALIZACIONES

Las penalizaciones pueden ser de dos tipos:

- Por incumplimiento del contrato
- Por demora de los pagos

Si el Propietario no efectuase el pago de los trabajos ejecutados, dentro del mes siguiente al que corresponda el plazo convenido, el Contratista tendrá además el derecho de percibir el abono de un cuatro y medio por cien (4,5%) anual, en concepto de intereses de demora, durante el espacio de tiempo de retraso y sobre el importe de la mencionada certificación. Si aún transcurrieran dos meses a partir del término de dicho plazo de un mes sin realizarse dicho pago, tendrá derecho el Contratista a la resolución del contrato, procediéndose a la liquidación correspondiente de las obras ejecutadas y de los materiales acopiados, siempre que éstos reúnan las condiciones preestablecidas y que su cantidad no exceda de la necesaria para la terminación de la obra contratada o adjudicada.

En caso de incumplimiento del contrato, la penalización será la rescisión del mismo.

3.8. SEGUROS

La contrata tiene la obligación de asegurarse para garantizar los posibles daños del personal, maquinaria e instalaciones durante el proceso de ejecución del proyecto.

Se exige a la contrata estar en posesión de un Seguro de Responsabilidad Civil. Asimismo, la contrata deberá establecer los precintos y sistemas de vigilancia necesarios para evitar robos llevados a cabo por terceras personas o daños sufridos por ellas.

3.9. CONDICIONES DE PAGO

Se abonará un 25% al inicio de los trabajos, un 30% en una primera certificación y otro 55% en una segunda certificación una vez incluidos los trabajos, quedando totalmente cerrado el pago con la devolución de la fianza del 15% después del periodo de prueba y garantía.

Las liquidaciones y pagos se harán puntualmente en la fecha y lugar pactados. La morosidad o retraso en los pagos no debe exceder de 15 días.

4. CONDICIONES LEGALES

Ambas partes se comprometen, en sus diferencias, al arbitrio de amigables componedores, designado uno de ellos por el Propietario, otro por el Contratista y tres ingenieros técnicos, uno de ellos será forzosamente el Director de fabricación.

4.1. EL CONTRATISTA

El Contratista es responsable de la ejecución de los trabajos en condiciones establecidas en el contrato y en los documentos que componen el proyecto, excluida la memoria. Como consecuencia de ello, vendrá obligado a la nueva elaboración de todo lo mal ejecutado durante la fabricación, aunque estas partidas hayan sido abonadas en liquidaciones anteriores.

El Contratista se obliga a lo establecido en la Ley de Contratos de Trabajo y, además, a lo dispuesto por la de Accidentes de Trabajo, Subsidio Familiar y Seguros Sociales.

En caso de accidentes ocurridos a los operarios con motivo y en el ejercicio de los trabajos para la ejecución del proyecto, el Contratista se atenderá a lo dispuesto, a estos efectos, en la legislación vigente, siendo, en todo caso, único responsable de su incumplimiento y sin que por ningún concepto pueda quedar afectada la Propiedad por responsabilidad en cualquier aspecto. El Contratista está obligado a adoptar todas las medidas de seguridad que las disposiciones presentes regulen para evitar, en lo posible, accidentes a los operarios o a terceros. De los accidentes o perjuicios de todo género que, por no cumplir el Contratista lo legislado sobre la materia, pudiera acaecer o sobrevenir, será éste el único responsable ya que se considera que en los precios

contratados están incluidos todos los gastos precisos para cumplimentar, debidamente, dichas disposiciones generales.

El Contratista será responsable de todos los accidentes que, por inexperiencia o descuido, sobrevinieran durante la fabricación, tanto en el taller propio como en uno ajeno. Será por tanto de su cuenta, el abono de las indemnizaciones a quien corresponda y cuando a ello hubiere lugar.

El Contratista tiene derecho a sacar copias, a su costa, de los planos, presupuestos, pliego de condiciones y demás documentos del proyecto. El Ingeniero Técnico Director, si el Contratista lo solicita, autorizará estas copias con su firma, una vez confrontadas.

Se considerarán causas suficientes de rescisión las que a continuación se señalan:

- La muerte o incapacidad del Contratista.
- La quiebra del Contratista. En los casos anteriores, si los herederos o síndicos ofrecieran llevar a cabo las tareas bajo las mismas condiciones estipuladas en el contrato, el Propietario puede admitir o rechazar el ofrecimiento sin que, en este último caso, tengan aquellos derechos a indemnización alguna.

4.2. EL CONTRATO

Con este tipo de contrato, el precio será por unidad de obra, siendo una valoración con arreglo a las unidades indicadas en las medidas. El precio será el establecido en el presupuesto.

El contrato puede elaborarse por escrito o verbalmente. Cualquiera de las partes podrá exigir que el contrato se establezca por escrito.

Si resulta revocada una parte del contrato permanecerá válido lo restante. Las alteraciones del contrato pueden ser por las causas siguientes:

- La modificación del proyecto en forma tal que represente alteraciones fundamentales al mismo a juicio del Ingeniero Técnico Director, y en cualquier caso, siempre que la variación del presupuesto de ejecución como consecuencia de estas modificaciones represente, más o menos, el 40%, como mínimo, de alguna de las unidades del proyecto modificadas.

- La modificación de unidades de obra, siempre que estas modificaciones representen variaciones, en más o en menos, del 40%, como mínimo, de alguna de las unidades del proyecto modificadas.

- La suspensión de la fabricación comenzada y, en todo caso, siempre que por causas ajena a la Contrata, no se dé comienzo a la fabricación en el plazo de tres meses a partir de la adjudicación. En este caso la devolución de la fianza será automática.

- La suspensión de la fabricación comenzada, siempre que el plazo de suspensión haya excedido de seis meses.

- El no dar comienzo a la Contrata a los trabajos dentro del plazo señalado en las condiciones particulares del proyecto.

- El incumplimiento de las condiciones del contrato cuando lo implique descuido

o mala fe, con perjuicio a los intereses del producto final.

- La terminación del plazo de ejecución del proyecto sin haberlo logrado.
- El abandono de la fabricación sin causa justificada.
- La mala fe en la ejecución de los trabajos.

4.3. SUBCONTRATACIONES

El subcontratista es el responsable de la conformidad de su producción por los documentos remitidos por el contratista. La normativa y pliego de condiciones a que los planos hagan referencia deberán respetarse igualmente, además de las instrucciones de control que se unirán a los planos cuando sean necesarias.

El subcontratista que tenga intención de subcontratar a un tercero una o varias operaciones debe obligatoriamente informar de ello al contratista. El subcontratista deberá aplicar, con respecto al segundo subcontratista, las prescripciones anteriores.

El subcontratista es el responsable de los útiles de fabricación y su control, que pueden ser suministrados por el contratista después de previa verificación y de asegurarse de que permiten obtener las piezas conformes al plano.

Todos los retoques necesarios para corregir un exceso de material deben realizarse por el subcontratista. En los demás casos el subcontratista debe ponerse de acuerdo con el contratista.

El subcontratista debe denunciar cualquier anomalía que será objeto de examen con la finalidad de encontrar una posible solución.

La no conformidad aceptada por derogación circunstancial deberá señalarse sobre la factura de envío.

Corresponde al subcontratista asegurar la protección contra cualquier alteración (choques, oxidación,...), de forma que las piezas no se deterioren al ser enviadas o transportadas.

Cualquier inspección del contratista donde se detecte una disconformidad será objeto de rechazo notificado mediante un informe de inspección.

5. CONDICIONES PARTICULARES

5.1. CONDICIONES TÉCNICAS

El pliego de condiciones técnicas es un documento que sirve para completar, rectificar o mejorar los datos que aparecen en la memoria, anexos de cálculos y planos, con datos que no pueden incluirse en ellos.

Se van a determinar:

- Las condiciones de los materiales.
- Condiciones de ejecución y montaje.

- Medición y verificación de tolerancias.
- Condiciones de ensayos y pruebas.
- Las condiciones de entrega, seguridad y garantía necesarias para la construcción y almacenamiento del proyecto.

5.1.1. ESPECIFICACIONES DE LOS MATERIALES

Las condiciones técnicas generales referidas a indicaciones técnicas del pedido, control y certificación de los productos, derechos y deberes del receptor, número de ensayos y obtención de muestras, criterios de ensayo, análisis químicos, defectos superficiales e internos, tolerancia sobre las dimensiones, sobre la forma y sobre la masa, reclamaciones, interpretación de los resultados de los controles y documentación, vienen especificados por la norma UNE 36007.

Los aceros que se utilicen para la fabricación del reductor deberán cumplir lo especificado en la norma UNE 36076, referida a condiciones de suministro para productos calibrados de acero.

Los aceros aleados para temple y revenido deberán cumplir lo especificado en la norma UNE 36012, que está referida a los mismos.

Las medidas y tolerancias de los redondos de acero, utilizados en este proyecto, para la fabricación de los árboles de transmisión, así como las ruedas dentadas, vienen dadas por la norma UNE 36541.

La descripción de los distintos tipos de tratamientos térmicos a que deberán ser sometidos los materiales, se encuentra en la norma UNE 36006.

Para la toma y preparación de muestras y probetas de productos de acero laminado y forjado que se lleven a cabo en los ensayos, se cumplirá lo estipulado en la norma UNE 7018.

5.1.2. CONDICIONES DE SUMINISTRO, RECEPCIÓN Y ALMACENAJE DE LAS MATERIAS PRIMAS

Todas las materias primas serán transportadas por los suministradores hasta el almacén donde serán examinadas por el ingeniero técnico o persona delegada por él, comprobando que sus propiedades y características son las acordadas.

Las características físicas, químicas y mecánicas deberán ser garantizadas por escrito por los suministradores, y en caso de duda, deberán realizarse ensayos de acuerdo con las normas mencionadas en el apartado correspondiente a las condiciones legales.

Además deberá contener una declaración donde sea reflejada, como mínimo, la siguiente información:

1. El nombre y el domicilio del suministrador que emite la declaración.
2. La identificación del producto (nombre, modelo, número del lote, número de muestra o de serie, procedencia, número de ejemplares, clase, categoría, etc....).

3. La referencia a las normas o a otros documentos normativos de una manera precisa, completa y bien definida.
4. La fecha de emisión de la declaración.
5. Firma o marca equivalente y cargo de la persona autorizada.
6. La contrastación de que la declaración se emite bajo la exclusiva responsabilidad del suministrador.

5.1.3. ENGRANAJES

5.1.3.1. MATERIALES UTILIZADOS

En la fabricación de los engranajes hemos optado por utilizar los mismos materiales en ambas etapas de reducción. Se ha utilizado fundición gris **FGB-60** que ahora pasamos a detallar.

▪ Características mecánicas:

E	HB	ν	S_{FL}	S_{HL}
2,10E+11 N/m ²	250	0,25	17 daN/mm ²	49 daN/mm ²

▪ Propiedades tecnológicas:

- Muy buena colabilidad.
- Muy buena maquinabilidad.
- Buena resistencia al desgaste.
- Regular resistencia a la corrosión.

▪ Aplicaciones:

- Engranajes en general.
- Tapas de registro.
- Decoración.
- Bases y cuerpos de maquinaria pesada.

5.1.3.2. AJUSTES Y TOLERANCIAS

Para la calidad de las ruedas dentadas seguiremos el método ISO. La calidad de las dos etapas corresponde a QISO 5 lo que corresponde una tolerancia IT7. Para evitar interferencias en el funcionamiento de los engranajes, elegiremos la posición h para las tolerancias. Por lo tanto para los diámetros exteriores de todas las ruedas dentadas, se tomará la tolerancia h7 (fino deslizante).

Para el montaje de las ruedas sobre los árboles se necesita una tolerancia estrecha con un mínimo juego, dado que errores en el posicionamiento de las mismas

podrían ocasionar un rápido deterioro de éstas. Además el montaje se realizará sobre la misma máquina, con lo que debe existir la posibilidad de movimiento axial. Por ello se elegirá una tolerancia H7 para los diámetros interiores.

5.1.3.3. PROCESO DE FABRICACIÓN

En la fabricación de los engranajes, la parte contratada tendrá total libertad de acciones para la fabricación del producto final, siempre y cuando se garantice la calidad y las condiciones de funcionamiento especificadas en los planos y el anexo de cálculos, si bien deberán estar abiertos a sugerencias y ayudas por parte de la parte contratante.

5.1.4. ÁRBOLES

5.1.4.1. MATERIALES UTILIZADOS

Para la elección del material de todos los árboles tenemos que tener en cuenta que deben resistir los esfuerzos a flexión y a torsión, siendo este último el más restrictivo. Para que cumpla con todas las necesidades que le pedimos de funcionamiento, durabilidad y resistencia, hemos optado por un acero **F1140**.

▪ Características mecánicas:

E	HB	v	S _U	S _Y
2,10E+11 N/m ²	235	0,3	900 N/mm ²	700 N/mm ²

▪ Aplicaciones:

- Elementos de maquinaria de gran tenacidad.
- Deformación en frío.
- Embutición.
- Herrajes.
- Piezas de resistencia media de gran tenacidad.

5.1.4.2. AJUSTES Y TOLERANCIAS

Las tolerancias de fabricación de los alojamientos de las ruedas dentadas se expresan en la Norma UNE 18048.

En este reductor se ha empleado una calidad ISO 5 para ambas etapas.

Alojamiento rueda en árbol para forzado ligero IT-7 j7

Las tolerancias para nuestro proyecto están expresadas en los planos, ver para cada tolerancia su correspondiente plano.

5.1.4.3. PROCESO DE FABRICACIÓN

Para la obtención de la pieza se parte de un redondo comercial de mayor diámetro y de una longitud también mayor a la necesaria.

Se parte de un diámetro superior al diámetro máximo, para poder subsanar a través del mecanizado posibles defectos superficiales y eliminar el ovalamiento existente en las barras comerciales.

Las fases del proceso serán:

- Colocación.
- Torneado.
- Fresado (tallado del chavetero).
- Templado.
- Revenido.
- Rectificado.
- Limpieza y verificación.

Los diámetros establecidos serán:

Eje de entrada: 40mm

Eje intermedio: 55mm

Eje de salida: 80mm

Se deberá tener en cuenta los cambios de diámetro provocados en cada árbol según las medidas de los planos.

5.1.5. CARCASA

5.1.5.1. MATERIALES UTILIZADOS

Para la construcción de la carcasa hemos escogido una fundición gris **FG-20**.

- Características mecánicas:

Tensión de rotura $\rightarrow \sigma_R = 20 \text{ Kp/mm}^2$

Dureza Brinell $\rightarrow \text{HBr} = 175 - 235$

Porcentaje de Carbono $\rightarrow \% \text{C} = 3 \%$

Porcentaje de Silicio $\rightarrow \% \text{Si} = 1,6 \%$

- Aplicaciones:

-Herramientas.

-Bloques de cilindros.

-Bastidores para maquinaria pesada.

Este material cumple con las necesidades requeridas para nuestro reductor.

5.1.5.2. PROCESO DE FABRICACIÓN

La fabricación de la carcasa se efectuará en dos piezas por moldeo en arena. Las fases serán las siguientes:

- Calentar el molde a 200°C.
- Pulverizar agente de desmoldado.
- Colocación de la placa sobre la mezcla de arena y resina.
- Cerrar el molde.
- Invertir depósito (unos 26 segundos).
- Girar de nuevo a la posición inicial.
- Calentar a unos 300°C durante 2 minutos.
- Limpieza y verificación.

Además habrá que realizar un tratamiento de temple y revenido para poder obtener las propiedades mecánicas que se desean y una buena tenacidad.

Temple: Con este proceso se endurece el acero en profundidad. Se fundamenta en producir un calentamiento superficial muy rápido, de forma que solo una delgada capa pueda alcanzar la temperatura de austenización, seguido de un enfriamiento también rápido. Así se logra una capa superficial de martensita (lo que produce un aumento de la dureza) sin que el núcleo experimente transformación.

Duración: 1 minuto por milímetro, con 26 minutos mínimo.

Revenido: Es un proceso a realizar inmediatamente después del temple ya que si después del temple se enfría rápidamente obtenemos una gran resistencia a tracción aunque disminuye la dureza.

Duración: 2 minutos por milímetro, con 45 minutos mínimo.

5.1.6. ELEMENTOS NORMALIZADOS

El que ciertas piezas sean adquiridas a través de otras empresas, se debe a que es mucho más apropiado y económico que si las tuviéramos que fabricar. Para el cálculo y dimensionado del reductor se han utilizado varios catálogos comerciales, aunque esto no obliga a adquirir los productos a estas empresas, siendo posible cambiarlos por otros si son geoméricamente idénticos y las características mecánicas son iguales o superiores.

En la recepción de éstos, sólo se aceptarán en sus embalajes originales cerrados e intactos. Se pondrá especial cuidado en comprobar que los embalajes no muestren señal de un mal almacenamiento, que pueda haber afectado las condiciones o características originales de los elementos.

5.1.6.1. RODAMIENTOS

Los rodamientos han sido elegidos mediante el catálogo electrónico de SKF. A continuación detallamos sus características:

Denominación	d (mm)	D (mm)	b (mm)	Capacidad de carga dinámica C
6208-2RS1	40	80	18	32,5 kN
63008-2RS1	25	68	21	16,8 kN
6311-Z	55	120	29	45,0 kN
6012	60	95	18	30,7 kN
6016	80	125	22	49,4 kN

Los rodamientos irán alojados en los árboles mediante un ajuste forzado medio K7. Del mismo modo el alojamiento en la carcasa será un ajuste J7 que nos permite pequeños desplazamientos axiales en caso de dilatación.

5.1.6.2. CHAVETAS, CHAVETEROS Y CASQUILLOS ESPACIADORES

5.1.6.2.1. MATERIAL UTILIZADO

El material empleado para la fabricación de las chavetas y los casquillos espaciadores será el mismo que el de los ejes, es decir, acero al carbono templado F1140. Se ha buscado homogeneizar el producto.

5.1.6.2.2. PROCESO DE CONFORMACIÓN DE LAS CHAVETAS

Se trata del mismo material que el de los árboles. Para la obtención de las mismas, en primer lugar, se aplicará un cortado, un refrentado y la forma de las chavetas se obtendrá por fresado.

5.1.6.2.3. PROCESO DE CONFORMACIÓN DE LOS CASQUILLOS ESPACIADORES

Al igual que en el caso de las chavetas, se trata del mismo material que el de los árboles. Se pedirá tubo hueco de las medidas adecuadas y se procederá al cortado de los mismos a la medida necesaria.

5.1.6.2.4. AJUSTES Y TOLERANCIA

Las chavetas de este reductor se han calculado según la Norma UNE 17102, los cálculos se detallan en el anejo de cálculos.

Los ajustes entre eje y cubo del engranaje se realizarán mediante un ajuste normal para todas las uniones, es decir, eje N9, cubo Js9.

5.1.6.3. RETENES

Los retenes adquiridos serán con un solo labio y goma exterior.

5.1.6.4. LUBRICANTE

El aceite utilizado será de un grado SAE 60 cuya viscosidad a 40°C será de 400 mm²/s.

5.1.7. CONTROL DE CALIDAD

El control de calidad se llevará a cabo por medio del departamento de calidad, mediante el muestreo de cada una de las operaciones de mecanizado que se realizan durante la fabricación, con el fin de detectar posibles errores en las máquinas herramienta y corregirlos.

Se citan a continuación los controles en las operaciones más relevantes que se llevan a cabo en la fabricación del reductor.

5.1.7.1. CONTROL DE CALIDAD DE LOS ÁRBOLES

Para la verificación de las dimensiones de los diámetros de los árboles mecanizados en el torno, si no se ha indicado tolerancia se verificará con el compás, si se especifica la tolerancia se usará el calibre de herradura adecuado.

Los errores de conicidad, abombamiento, concavidad, u otra forma curva producida en el mecanizado con el torno, se verificarán con el comparador.

Para la verificación de las medidas, se deben tener en cuenta las siguientes reglas para el manejo de los calibres de precisión:

- Se deben manejar con cuidado, evitando golpes, ya que es un mecanismo muy delicado y puede estropearse con ellos.
- El operario encargado de realizar las medidas debe conocer el aparato, su funcionamiento y el alcance de la medida del mismo.
- La exactitud del instrumento debe guardar proporción con el propósito de medición. Los calibres de precisión no deben usarse más que cuando resulta necesario.
- Deben estar fijados a sus soportes, pero sin forzarlos.
- Antes de fijar el calibre de medición habrá que limpiar cuidadosamente las superficies de apoyo y la limpieza del patrón.
- Se evitarán los errores de medida, como el paralelaje, y los de posicionamiento del calibre.
- Se debe tener en cuenta la temperatura, verificando que entre la pieza patrón y la que se desea verificar no haya diferencia de temperaturas.

5.1.7.2. CONTROL DE CALIDAD DE LOS ENGRANAJES

Los mecanismos de engranajes defectuosos producen fuertes ruidos al funcionar, trabajando a golpes y se desgastan prematuramente. Las partes a verificar para comprobar la correcta fabricación son:

- Espesor del diente.
- El paso.
- La dirección de los flancos.
- La marcha concéntrica.

En el mecanizado del chavetero en el cubo de los engranajes, se pueden cometer varios errores:

- Anchura y profundidad fuera de tolerancias.
- Caras no paralelas al eje de taladrado.
- Ranura no diametral.

5.1.7.3. CONTROL DE CALIDAD DE LA CARCASA

Es importante que la carcasa no sea defectuosa, una mala fabricación podría llevar a la existencia de grietas, y debido a esto se producirían fugas del lubricante. Y una mala lubricación provocará un desgaste excesivo, reduciendo la vida de la máquina en general, y también el rendimiento de la misma.

Se comprobaba mediante escuadra que las caras de la carcasa conformen un ángulo de 90º, y que las opuestas sean paralelas.

Para la verificación del diámetro interior del cubo donde se alojaron los rodamientos, se han utilizado calibres de interiores.

5.1.8. CONDICIONES DE EJECUCIÓN Y MONTAJE

El método de montaje del reductor proyectado, debe ser el más sencillo y práctico posible, aquí expongo un método como otro cualquiera que nos debe servir de referencia para montarlo, no obstante no es el único método que hay.

Durante el montaje es necesario tener en cuenta dos factores sumamente importantes:

- Seguridad del operario encargado del montaje.
- El ensamble debe hacerse con la garantía de que ninguna de las partes del aparato va a ser dañada durante el mismo. Además todas las piezas deben estar adecuadamente colocadas.

5.2. CONDICIONES DE ENTREGA, SEGURIDAD Y GARANTÍA

La siguiente información es importante para salvaguardar la seguridad. Se deberá concienciar al personal a cargo de la selección del equipo reductor, a aquellos responsables del diseño de la maquinaria, y a aquellos a cargo de su instalación, uso y mantenimiento.

El reductor de velocidades trabajará con seguridad siempre que sea instalado, usado y mantenido de forma apropiada. Como cualquier mecanismo de transmisión de potencia, deben tomarse ciertas precauciones, como se indican a continuación, para poder preservar la seguridad.

5.2.1. FUEGO O EXPLOSIÓN

Riesgo de explosión: es peligroso utilizar elementos incandescentes en las proximidades del reductor, ya que en su interior se pueden generar nieblas de aceite y vapores.

En el caso de fuego o sobrecalentamiento ciertos materiales pueden descomponerse y generar humos. Se ha de prevenir la inhalación de esos humos y los restos de materiales, como pueden ser gomas o plásticos, que se encuentren quemados deben manipularse con guantes.

5.2.2. PROTECTORES

Ejes y acoplamientos giratorios deben de ser protegidos para eliminar el riesgo de contacto físico o atrapamiento. Serán de construcción rígida y quedarán sólidamente sujetos.

5.2.3. LUBRICANTES

Se deberán seguir las instrucciones del lubricante para el manejo de los mismos, debido a que el contacto prolongado del lubricante con la piel puede ser dañino.

Se deben leer y respetar todas las indicaciones acerca del lubricante y de las instrucciones de instalación y de mantenimiento. Se prestará especial atención a los componentes que contengan etiquetas de peligro. El no hacerlo puede provocar avería mecánica y, en casos extremos, peligro de accidente al personal.

5.2.4. EQUIPO ELÉCTRICO

Obsérvese los avisos de peligro en el equipo eléctrico y aíslese la corriente antes de trabajar en el reductor.

5.2.5. INSTALACIÓN, MANTENIMIENTO Y ALMACENAJE

Cuando el equipo deba ser almacenado por un plazo superior a 6 meses con anterioridad a su instalación o puesta en marcha, se debe consultar con el fabricante para así conocer las necesidades de conservación.

Los componentes externos del reductor deben suministrarse con el envoltorio adecuado para preservar los materiales. Corresponde el uso de guantes cuando se quiera manipular esos materiales.

La instalación debe de llevarse a cabo de acuerdo con las instrucciones del fabricante y ser asumida por el personal cualificado.

Se debe asegurar un mantenimiento adecuado del reductor. Utilícese únicamente herramientas correctas y repuestos aprobados por el fabricante para las reparaciones de mantenimiento. Consúltese el manual de mantenimiento antes de desmontar o comenzar cualquier trabajo de mantenimiento.

5.2.6. SUPERFICIES CALIENTES Y LUBRICANTES

Durante su uso, los reductores se pueden calentar lo suficiente como para provocar quemaduras en la piel. Debe prestarse atención para eliminar el contacto de forma accidental.

Después de un tiempo de trabajo, el lubricante del reductor y el sistema de lubricación puede alcanzar temperaturas suficientemente. Permítase que se enfríe el equipo antes de efectuar operaciones de servicio.

5.2.7. DISEÑO

Dado que se están introduciendo continuamente mejoras en el diseño el contenido de este proyecto no debe ser asumido como definitivo, como resultado, puede sufrir variaciones sin previo aviso para el consumidor.

En caso de duda o algún detalle omitido o no suficientemente especificado en el presente Pliego de Condiciones ni en la documentación gráfica y escrita del presente proyecto, bien sea esto por su obviedad o por su poca importancia, se aceptarán en la ejecución de las distintas unidades del proceso, las normas de la buena práctica teniendo siempre en cuenta la calidad como máxima.

Se expone por tanto, la documentación necesaria que regirá toda la elaboración y fabricación del reductor de velocidad.

Tiene como objetivo fijar las condiciones de los materiales, de su ejecución, de su modificación y ejecución de tolerancias, de su montaje, pruebas y las condiciones que debe de tener a la hora de ensayar, comprobación de que las fases de montaje son realizables, etc. que serán necesarias para la materialización del proyecto y a su vez serán un complemento a la memoria para la realización del reductor de velocidad.

En el caso de que exista una contradicción, como se ha mencionado con anterioridad, entre lo definido en los planos, memoria y pliego de condiciones, prevalecerá el texto de estos dos últimos documentos, y en caso de ser estos dos últimos, prevalecerá la memoria si la incompatibilidad se refiere a los cálculos y el pliego de condiciones si se refiere a cualquier otra causa.

PROYECTO FINAL DE CARRERA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO

“DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA UNA ESCALERA MECÁNICA”

PRESUPUESTO

Autor: **FERNANDO REIG OLCINA**

Director: **FRANCISCO D. DENIA GUZMÁN**

Especialidad: **MECÁNICA**

Presentación del Proyecto: **SEPTIEMBRE 2015**

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	1
2. CUADRO DE PRECIOS DE MANO DE OBRA	2
3. CUADRO DE PRECIOS DE MAQUINARIA	2
4. CUADRO DE PRECIOS DE MATERIALES	2
5. CUADRO DE PRECIOS AUXILIARES	4
6. CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTOS DE LOS ENGRANAJES	4
6.1. PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA	4
6.2. RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA	5
6.3. PIÑÓN DE LA SEGUNDA ETAPA	5
6.4. RUEDA DE LA SEGUNDA ETAPA	6
7. CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTOS DE LOS EJES	6
7.1. EJE DE ENTRADA	6
7.2. EJE INTERMEDIO	7
7.3. EJE DE SALIDA	7
8. CARCASA	8
9. ELEMENTOS NORMALIZADOS	9
10. MONTAJE	10
11. RESUMEN DEL PRESUPUESTO	11

1. INTRODUCCIÓN

El presupuesto es el documento del proyecto que consiste en la valoración “a priori” de un producto o servicio, en este caso de un reductor de velocidad.

Esta valoración se basa en la previsión total de los costes involucrados incrementados con el margen de beneficio previsto.

El coste del proyecto está compuesto de:

- Coste de ejecución material: incluye mano de obra, materiales, maquinarias, herramientas y medios auxiliares.
- Gastos y servicios generales en la ejecución del proyecto.
- Gastos fiscales y tasas de la administración.
- Honorarios del ingeniero.

El tiempo empleado es un factor de gran importancia para la obtención de los costes de la ejecución material y otros gastos que se pudieran generar.

Los tiempos que se desglosan son:

- Tiempo de mano de obra directa: comprende el estudio de los planos, fijación, centrado de piezas, toma de medidas, etc.
- Tiempos de mecanizado: comprende los tiempos empleados en mecanizar.
- Tiempo de mano de obra indirecta: comprende los tiempos de desplazamiento de material, almacenaje, etc.

El precio del proceso de fundición ha sido calculado en función del volumen en metros cúbicos de la pieza a obtener.

Los precios de los tratamientos térmicos en los hornos industriales (revenido, templado), han sido calculados en función de las horas de proceso de la pieza a tratar, encargándose ellos mismos de todas las operaciones e incluyendo el precio de la mano de obra directa e indirecta.

2. CUADRO DE PRECIOS DE MANO DE OBRA

Mano de obra			
Referencia	ud.	Descripción	Precio/ud.
M.O,01	h	Oficial de 1ª taller mecanizado	25,00 €/h
M.O,02	h	Oficial de 2ª taller mecanizado	20,00 €/h

3. CUADRO DE PRECIOS DE MAQUINARIA

Maquinaria			
Referencia	ud.	Descripción	Precio/ud.
MAQ,01	h	Torno	25,00 €/h
MAQ,02	h	Fresadora	30,00 €/h

4. CUADRO DE PRECIOS DE MATERIALES

Materiales			
Referencia	ud.	Descripción	Precio/ud.
MAT,01	kg	Fundición gris FG-20	4,00 €/kg
MAT,02	kg	Fundición de graffito esteroideal	5,50 €/kg
MAT,03	kg	F1140	6,40 €/kg

MAT,04	ud.	Rodamiento SKF 6208-2RS1	15,00	€/ud
MAT,05	ud.	Rodamiento SKF 63008-2RS1	17,00	€/ud
MAT,06	ud.	Rodamiento SKF 6311-Z	20,00	€/ud
MAT,07	ud.	Rodamiento SKF 6012	20,00	€/ud
MAT,08	ud.	Rodamiento SKF 6016-Z	25,00	€/ud
MAT,09	ud.	Arandela elástica para eje 40 mm	0,45	€/ud
MAT,10	ud.	Arandela elástica para eje 25mm	0,30	€/ud
MAT,11	ud.	Arandela elástica para eje 55 mm	0,60	€/ud
MAT,12	ud.	Arandela elástica para eje 60mm	0,60	€/ud
MAT,13	ud.	Arandela elástica para eje 80 mm	0,75	€/ud
MAT,14	ud.	Tapones	0,50	€/ud
MAT,15	ud.	Chaveta 12x8x50	7,50	€/ud
MAT,16	ud.	Chaveta 12x8x50	7,50	€/ud
MAT,17	ud.	Chaveta 16X10X68,75	8,60	€/ud
MAT,18	ud.	Chaveta 16X10X68,75	8,60	€/ud
MAT,19	ud.	Chaveta 22X14X100	11,50	€/ud
MAT,20	ud.	Chaveta 22X14X100	11,50	€/ud
MAT,21	ud	Retenes	5,00	€/ud
MAT,22	ud.	Junta estanqueidad cárter	6,00	€/ud
MAT,23	ud.	Tornillos M6	0,30	€/ud
MAT,24	ud.	Tapon roscado M10	1,2	€/ud
MAT,25	l	Aceite SAE 60	3,50	€/l
MAT,26	kg	Pintura para acero	8,00	€/kg

5. CUADRO DE PRECIOS AUXILIARES

Precios auxiliares				
Referencia	ud.	Descripción	Precio/ud.	
AUX,01	h	Temple	23,50	€/h
AUX,02	h	Revenido	17,00	€/h
AUX,03	ud.	Modelo y molde de la carcasa	45,00	€/ud
AUX,04	h	Desmolde y desbarbado	25,00	€/h

6. CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTOS DE LOS ENGRANAJES

Piñón 1ª etapa					
Referencia	ud.	Cantidad	Descripción	Precio/ud	Parcial
M.O,01	h	2,50	Oficial de 1ª taller mecanizado	14,00	35,00
MAQ,01	h	1,00	Torno	17,00	17,00
MAQ,02	h	1,50	Fresadora	20,00	30,00
MAT,02	kg	4,20	Fundición graffito esferoïdal FGE-60	5,40	18,48
%		2,00%	Costes directos complementarios	97,32	1,95
%		3,00%	Costes indirectos	97,27	2,98
				Total:	105,41 €

6.1 RUEDA DE LA 1ª ETAPA

Rueda 1ª etapa					
Referencia	ud.	Cantidad	Descripción	Precio/ud	Parcial
M.O,01	h	4,70	Oficial de 1ª taller mecanizado	14,00	65,80
MAQ,01	h	1,75	Torno	17,00	29,75
MAQ,02	h	3,00	Fresadora	20,00	60,00
MAT,02	kg	14,00	Fundición graffito esferoideal FGE-60	5,40	63,00
%		2,00%	Costes directos complementarios	228,90	4,58
%		3,00%	Costes indirectos	233,48	7,01
				Total:	230,14 €

6.2 PIÑÓN DE LA 2ª ETAPA

Piñón 2ª etapa					
Referencia	ud.	Cantidad	Descripción	Precio/ud	Parcial
M.O,01	h	3,55	Oficial de 1ª taller mecanizado	14,00	49,70
MAQ,01	h	1,50	Torno	17,00	25,50
MAQ,02	h	2,05	Fresadora	20,00	41,00
MAT,02	kg	4,00	Fundición graffito esferoideal FGE-60	5,40	21,60
%		2,00%	Costes directos complementarios	236,75	4,73
%		3,00%	Costes indirectos	244,18	7,32
				Total:	149,85€

6.3 RUEDA DE LA 2ª ETAPA

Rueda 2ª etapa					
Referencia	ud.	Cantidad	Descripción	Precio/ud	Parcial
M.O,01	h	5,45	Oficial de 1ª taller mecanizado	14,00	76,03
MAQ,01	h	2,25	Torno	17,00	38,25
MAQ,02	h	3,20	Fresadora	20,00	64,00
MAT,02	kg	55,00	Fundición gris FG-35	5,40	297,00
%		2,00%	Costes directos complementarios	436,00	8,72
%		3,00%	Costes indirectos	446,72	13,40
Total:					497,40 €

7. CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTOS DE LOS EJES

7.1 EJE DE ENTRADA

Eje de entrada					
Referencia	ud.	Cantidad	Descripción	Precio/ud	Parcial
M.O,01	h	2,00	Oficial de 1ª taller mecanizado	14,00	28,00
MAQ,01	h	1,25	Torno	17,00	21,25
MAQ,02	h	0,75	Fresadora	20,00	15,00
MAT,04	kg	9,00	F1140	6,40	57,60
AUX,01	h	0,50	Temple	23,50	11,75
AUX,02	h	0,50	Revenido	17,00	8,50
%		2,00%	Costes directos complementarios	181,60	3,63

%		3,00%	Costes indirectos	185,23	5,55
				Total:	151,28 €

7.2 EJE INTERMEDIO

Eje intermedio					
Referencia	ud.	Cantidad	Descripción	Precio/ud	Parcial
M.O,01	h	3,00	Oficial de 1ª taller mecanizado	14,00	42,00
MAQ,01	h	1,50	Torno	17,00	25,50
MAQ,02	h	1,50	Fresadora	20,00	30,00
MAT,04	kg	16,00	F1140	6,40	102,40
AUX,01	h	0,50	Temple	23,50	11,75
AUX,02	h	0,50	Revenido	17,00	8,50
%		2,00%	Costes directos complementarios	280,15	5,60
%		3,00%	Costes indirectos	285,75	8,57
				Total:	234,32 €

7.3 EJE DE SALIDA

Eje de salida					
Referencia	ud.	Cantidad	Descripción	Precio/ud	Parcial
M.O,01	h	2,00	Oficial de 1ª taller mecanizado	14,00	28,00
MAQ,01	h	1,25	Torno	17,00	21,25
MAQ,02	h	0,75	Fresadora	20,00	15,00
MAT,04	kg	40,00	F1140	6,40	256
AUX,01	h	0,50	Temple	23,50	11,75

AUX,02	h	0,50	Revenido	17,00	8,50
%		2,00%	Costes directos complementarios	380	7,60
%		3,00%	Costes indirectos	387,60	11,62
				Total:	369,72 €

8. CARCASA

Mitad de la Carcasa					
Referencia	ud.	Cantidad	Descripción	Precio/ud	Parcial
M.O,02	h	2,75	Oficial de 2ª taller mecanizado	12,00	33,00
MAQ,02	h	2,55	Fresadora	20,00	51,00
MAT,01	kg	20,00	Fundición gris FG-20	4,00	80,00
AUX,03	ud.	1,00	Modelo y molde de una carcasa	45,00	45,00
AUX,04	h	0,30	Desmolde y desbarbado	25,00	7,50
%		2,00%	Costes directos complementarios	264,00	5,28
%		3,00%	Costes indirectos	269,28	8,07
				Total:	229,85 €

9. ELEMENTOS NORMALIZADOS

Precio de los elementos normalizados empleados:

Elementos normalizados					
Referencia	ud.	Cantidad	Descripción	Precio/ud	Parcial
MAT,04	ud.	1	Rodamiento SKF 6208-2RS1	15,00	15,00
MAT,05	ud.	1	Rodamiento SKF 63008-2RS1	17,00	17,00
MAT,06	ud.	2	Rodamiento SKF 6311-Z	20,00	40,00
MAT,07	ud.	1	Rodamiento SKF 6012	20,00	20,00
MAT,08	ud.	1	Rodamiento SKF 6016-Z	25,00	25,00
MAT,09	ud.	1	Arandela elástica para eje 40 mm	0,45	0,45
MAT,10	ud.	1	Arandela elástica para eje 25 mm	0,30	0,30
MAT,11	ud.	2	Arandela elástica para eje 55 mm	0,60	1,20
MAT,12	ud.	1	Arandela elástica para eje 60 mm	0,60	0,60
MAT,13	ud.	1	Arandela elástica para eje 80 mm	0,75	0,75
MAT,14	ud.	2	Tapones	0,50	1,00
MAT,15	ud.	1	Chaveta 12x8x50	7,50	7,50
MAT,16	ud.	1	Chaveta 12x8x50	7,50	7,50
MAT,17	ud.	1	Chaveta 16x10x68,75	8,60	8,60
MAT,18	ud.	1	Chaveta 16x10x68,75	8,60	8,60
MAT,19	ud.	1	Chaveta 22x14x100	11,50	11,50
MAT,20	ud.	1	Chaveta 22x14x100	11,50	11,50
MAT,21	ud.	2	Retenes	5,00	10,00
MAT,22	ud.	1	Junta estanqueidad cárter	6,00	6,00

MAT,23	ud.	36	Tornillos M 6	0,30	10,30
MAT,24	ud.	1	Tapon roscado M10	1,20	1,20
MAT,25	l	8	Aceite SAE 60	3,50	25,60
%		2,00%	Costes directos complementarios	223,35	4,46
%		3,00%	Costes indirectos	227,81	6,83
				Total:	240,89

10. MONTAJE

A todos los precios del reductor falta añadirle los precios correspondientes al montaje y al pintado de la carcasa.

Montaje					
Referencia	ud.	Cantidad	Descripción	Precio/ud	Parcial
M.O,01	h	2,5	Oficial de 1ª taller mecanizado	17,00	42,50
MAT,30	kg	1	Pintura para acero	8,00	8,00
				Total:	50,50€

11. RESUMEN DEL PRESUPUESTO

Piñón de la 1ª etapa	105,41
Rueda de la 1ª etapa	230,14
Piñón de la 2ª etapa	149,85
Rueda de la 2ª etapa	497,40
Eje de entrada	151,28
Eje intermedio	234,32
Eje de salida	369,72
Carcasa	229,35
Elementos Normalizados	240,89
Montaje	50,50
Presupuesto de Ejecución Material (PEM)	2258,86 €
13% Gastos Generales	293,65
6% Beneficio Industrial	135,53
Presupuesto de Contrata	2688,04€
21% I.V.A.	564,49
Presupuesto Total	3252,53 €

El precio final del presupuesto del reductor de velocidad después de calcular cada elemento, añadirle los medios auxiliares, el beneficio industrial, los gastos generales y el IVA, asciende a **tres mil quinientos cincuenta y dos con cincuenta y tres euros**.

PROYECTO FINAL DE CARRERA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO

**“DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE
VELOCIDAD PARA UNA ESCALERA
MECÁNICA”**

ANEXO DE CÁLCULOS

Autor: **FERNANDO REIG OLCINA**

Director: **FRANCISCO D. DENIA GUZMÁN**

Especialidad: **MECÁNICA**

Presentación del Proyecto: **SEPTIEMBRE 2015**

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	4
1.1 POTENCIA NECESARIA	4
2. DESCRIPCIÓN DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD	4
3. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES	5
3.1. DETERMINACIÓN DE LA RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	5
3.2. VELOCIDAD Y PAR TORSOR EN CADA UNO DE LOS EJES	5
3.3. DIÁMETRO DEL EJE POR RIGIDEZ TORSIONAL	6
3.4. ESTIMACIÓN DE DIÁMETROS PRIMITIVOS DE ENGRANAJES. SELECCIÓN DE MÓDULOS.	7
3.5. LUBRICANTE A UTILIZAR	10
3.6. ANCHURA DE LOS ENGRANJES	11
3.6.1. ETAPA 1	12
3.6.2. ETAPA 2	20
3.7. COMPROBACIÓN DE LA VALIDEZ DEL LUBRICANTE	28
4. DISEÑO DE LOS EJES	30
4.1. EJE DE ENTRADA	31
4.1.1. DATOS	31
4.1.2. DETERMINACIÓN DE ESFUERZOS	31
4.1.3. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE SEGURIDAD A FATIGA	32
4.2. EJE INTERMEDIO	36
4.2.1. DATOS	36
4.2.2. DETERMINACIÓN DE ESFUERZOS	37
4.2.3. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE SEGURIDAD A FATIGA	39
4.3. EJE DE SALIDA	43
4.3.1. DATOS	43
4.3.2. DETERMINACIÓN DE ESFUERZOS	43
4.3.3. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE SEGURIDAD A FATIGA	44
5. DEFORMACIÓN LATERAL Y ANGULAR EN EJES	48
5.1. EJE DE ENTRADA	49
5.2. EJE INTERMEDIO	49
5.2.1. PLANO XY	49
5.2.2. PLANO ZY	50
5.3. EJE DE SALIDA	51
6. ELECCIÓN DE RODAMIENTOS	51
6.1. RODAMIENTOS EJE ENTRADA	53
6.1.1. PRIMER RODAMIENTO	53
6.1.2. SEGUNDO RODAMIENTO	54
6.2. RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO	54

6.2.1. PRIMER RODAMIENTO	54
6.2.2. SEGUNDO RODAMIENTO	55
6.3. RODAMIENTOS EJE SALIDA	55
6.3.1. PRIMER RODAMIENTO	55
6.3.2. SEGUNDO RODAMIENTO	56
6.4. CARACTERÍSTICAS DE LOS RODAMIENTOS	56
6.4.1. EJE DE ENTRADA	56
6.4.1.1. PRIMER RODAMIENTO	56
6.4.1.2. SEGUNDO RODAMIENTO	57
6.4.2. EJE INTERMEDIO	57
6.4.2.1. PRIMER RODAMIENTO	57
6.4.2.2. SEGUNDO RODAMIENTO	58
6.4.3. EJE DE SALIDA	58
6.4.3.1. PRIMER RODAMIENTO	58
6.4.3.2. SEGUNDO RODAMIENTO	59
7. OTROS ELEMENTOS	59
7.1. EJE ENTRADA	59
7.1.1. CHAVETAS	59
7.1.2. ARANDELAS	60
7.1.3. RETENES	60
7.1.4. CASQUILLOS ESPACIADORES	60
7.2. EJE INTERMEDIO	61
7.2.1. CHAVETAS	61
7.2.2. ARANDELAS	62
7.2.3. CASQUILLOS ESPACIADORES	63
7.3. EJE SALIDA	63
7.3.1. CHAVETAS	63
7.3.2. ARANDELAS	64
7.3.3. RETENES	64
7.3.4. CASQUILLOS ESPACIADORES	64

1. INTRODUCCIÓN

En este anexo se exponen los cálculos realizados para el diseño del reductor de velocidad encargado de mover una escalera mecánica a una velocidad de 0,5 m/s teniendo en cuenta una reducción posterior que se realizará mediante una transmisión por cadena, que no se calculará en este proyecto.

La velocidad angular de partida del motor es de 1400 rpm y la reducción que tiene lugar en el reductor es de $i = 17,5$ repartida en dos etapas.

1.1 POTENCIA NECESARIA

Para calcular la potencia del motor hemos de tener en cuenta que se trata de una escalera mecánica de 5 metros de altura con una inclinación de 30° . La capacidad de carga máxima es de 40 personas, con una masa media de 70 kg, y su velocidad lineal deberá ser de 0,5 m/s.

Además tendremos en cuenta una eficiencia del sistema del 95%, que es un valor normal para engranajes cilíndricos de dientes rectos, y unas pérdidas por fricción del 15%, así podemos calcular la potencia con la siguiente expresión:

$$P_{motor} = \frac{n \cdot m \cdot g \cdot v \cdot \sin \alpha}{\eta_{reductor} \cdot \eta_{mecánico}} = \frac{40 \cdot 70 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot \sin 30}{0,95 \cdot 0,85} = 8504,025 \text{ W}$$

Por lo tanto escogemos un motor de 10kW con una velocidad de 1400 rpm.

En el proceso de diseño aparecen condicionantes que dependen de las características de funcionamiento reales de la aplicación, ya sean estos por razones de durabilidad de los elementos, proceso de producción, limitaciones constructivas o de materiales que se pueden utilizar, coeficientes de seguridad, fiabilidad, economía, y un largo sin fin de requerimientos que surgen en cada una de las posibles aplicaciones.

2. DESCRIPCIÓN DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD

Las características del reductor a diseñar que se requieren, serán:

- Potencia a transmitir = 10000 W
- Velocidad del eje de entrada =1400 rpm
- Relación de transmisión: $i = 17$
- Velocidad del eje de salida = 82,12 rpm

$$i = \frac{\omega_e}{\omega_s} \rightarrow \omega_s = \frac{\omega_e}{i} = \frac{1400}{17} = 82,12 \text{ rpm}$$

La velocidad angular real de entrada, no varía, ya que es la velocidad que nos proporciona el motor eléctrico, pero la velocidad de salida no será exacta debido a que el número de dientes es un número entero y además existen pérdidas mecánicas de fricción en engranajes y rodamientos. Por ello, la relación de transmisión final obtenida podrá variar entre un $\pm 5\%$ de la especificada.

3. DISEÑO DE LOS ENGRAAJES

3.1. DETERMINACIÓN DE LA RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

El número de etapas de un reductor viene determinado por el valor de la relación de transmisión i en cada una de las etapas. Si este valor es muy elevado necesitamos poner más etapas, mientras que si es muy pequeño debemos poner menos etapas.

La reducción la vamos a llevar a cabo en dos etapas.

$$i_1 = i_2 = \sqrt{i}$$

$$1^{\text{a}} \quad i_1 = 4,18$$

$$2^{\text{a}} \quad i_2 = 4,18$$

Debemos destacar que la relación de transmisión en cada una de las etapas debe ser un número no entero, con el fin de que un posible fallo en uno de los dientes de una rueda no incida siempre en los mismos dientes de su rueda homóloga.

Una transmisión por engranajes cilíndricos de dientes rectos admite una relación de transmisión de $i \leq 8$, por lo que un diseño de dos etapas para este reductor es perfectamente válido y diseñar un reductor de tres etapas encarecería considerablemente el proyecto.

3.2. VELOCIDAD Y PAR TORSOR EN CADA UNO DE LOS EJES

A partir de la relación de transmisión i en cada una de las etapas, la potencia P y velocidad de giro ω estableceremos el par torsor T en cada uno de los ejes de transmisión mediante la siguiente relación:

$$T = \frac{P}{\omega}$$

- Eje de entrada:

$$P = 10000 \text{ W}$$

$$\omega = 1400 \text{ rpm} = 146,608 \text{ rad/s}$$

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{10000}{1400 \cdot \frac{2\pi}{60}} = 68,21 \text{ Nm}$$

- Eje intermedio:

$$P = 10000 \text{ W}$$

$$\omega = 334,91 \text{ rpm} = 35,074 \text{ rad/s}$$

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{10000}{334,91 \cdot \frac{2\pi}{60}} = \mathbf{285,15 \text{ Nm}}$$

- Eje de salida:

$$P = 10000 \text{ W}$$

$$\omega = 82,12 \text{ rpm} = 8,59 \text{ rad/s}$$

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{10000}{82,12 \cdot \frac{2\pi}{60}} = \mathbf{1193,66 \text{ Nm}}$$

3.3. DIÁMETRO DEL EJE POR RIGIDEZ TORSIONAL

El factor más influyente para dimensionar los ejes es el momento torsor, debido a que tiene mucha más repercusión que el momento flector.

Después este diámetro se puede rebajar en aquellas partes del eje en las que el momento torsor no es tan elevado o incluso no existe.

El momento torsor tiene tanta importancia porque la potencia debe transmitirse de manera uniforme y una rigidez torsional baja puede plantear problemas de vibraciones torsionales y afectar al buen funcionamiento de los engranajes.

El giro se ha limitado a **0,25º/m** de longitud en los árboles.

Para ello emplearemos la fórmula que determina el giro por unidad de longitud

debido a la Rigidez Torsional:
$$\frac{\Theta}{L} = \frac{32 \cdot T}{\pi \cdot d^4 \cdot G}$$

Siendo:

θ = Giro producido en el eje (rad.)

T = Par torsor (N·m)

d = diámetro del eje (m)

G = Módulo de rigidez torsional, para el acero $G = 8,1 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$

En función de cada Par torsor podremos determinar un diámetro mínimo (d) para cada eje. Así que despejamos el diámetro de la fórmula:

$$d_{\min} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T}{\pi \cdot G \cdot \Theta / L}}$$

A continuación se redondearán los diámetros para conseguir ejes normalizados, para proceder a su fabricación y, en algunos casos, para poder acomodar los rodamientos en los ejes.

- Eje de entrada:

Para T = 68,21 Nm

$$d_{\min} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T}{\pi \cdot G \cdot \Theta / L}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 68,21}{8,1 \cdot 10^{10} \cdot 0,01371}} \cdot 1000 = 37,44 \text{ mm} \rightarrow \text{Estimaremos } \mathbf{d = 40 \text{ mm}}$$

- Eje intermedio:

Para T = 285,15 Nm

$$d_{\min} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T}{\pi \cdot G \cdot \Theta / L}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 285,15}{\pi \cdot 8,1 \cdot 10^{10} \cdot 0,01371}} \cdot 1000 = 53,54 \text{ mm} \rightarrow \text{Estimaremos } \mathbf{d = 55 \text{ mm}}$$

- Eje de salida:

Para T = 1193,66 Nm

$$d_{\min} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T}{\pi \cdot G \cdot \Theta / L}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 1193,66}{\pi \cdot 8,1 \cdot 10^{10} \cdot 0,01371}} \cdot 1000 = 76,58 \text{ mm} \rightarrow \text{Estimaremos } \mathbf{d = 80 \text{ mm}}$$

3.4. ESTIMACIÓN DE DIÁMETROS PRIMITIVOS DE ENGRANAJES. SELECCIÓN DE MÓDULOS.

Una vez obtenido el diámetro de los ejes por rigidez torsional en las distintas secciones sometidas a torsión se procederá a determinar el diámetro de los engranajes. Para ello se estimará primero el diámetro de la circunferencia primitiva de los piñones y después se multiplica por el valor de la relación de transmisión (**i**) de cada etapa, de esta forma se obtendrá el diámetro de cada una de las ruedas. A continuación se volverá a calcular la relación de transmisión, ya definitiva, del reductor.

En todo el diseño del reductor se debe tener en cuenta que sea del menor tamaño posible. Sin embargo el diámetro del piñón no puede ser excesivamente pequeño, ya que al emplear chavetas para realizar la unión a torsión, si la circunferencia primitiva es demasiado pequeña existe peligro de que la circunferencia base quede muy próxima al fondo del chavetero mecanizado en el engranaje. Esto debilitaría excesivamente el engranaje. Para ello dejaremos por encima de la chaveta

una distancia mínima (el doble de la profundidad) para que la chaveta y la base del diente no estén pegadas y se produzca una rotura.

Conviene, por tanto, determinar un diámetro para cada uno de los piñones de manera que no se produzca este problema. Utilizaremos la siguiente fórmula para el cálculo:

$$d_p = d_{eje} + 2 \cdot \text{profundidad chavetero} + 2 \cdot \text{distancia inventada} + 2 \cdot 1,25 \cdot m$$

Donde:

- d_{eje} : es el diámetro calculado por rigidez torsional
- Profundidad chavetero: viene definida por tablas en función del diámetro
- m: módulo

Tabla Chaveteros:

TABLA MEDIDAS CHAVETEROS

Ø eje d mm desde- hasta	Medidas chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas del chavetero en el eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886 y 6887		t ₁ m/m	Tol. admisible (en altura)m/m	Ø m/m desde- hasta	Tol. H-7 m/m
		d + t ₂ m/m	Tol. admisible (en altura)m/m	d + t ₂ m/m	Tol. admisible (en altura)m/m				
17-22	6x6	d+2,6	+0,1	d+2,1	+0,1	3,5	+0,2	10-18	+0,018 0
22-30	8x7	d+3,0		d+2,4		4,1			
30-38	10x8	d+3,4	+0,2	d+2,8	+0,2	4,7	+0,3	30-50	+0,025 0
38-44	12x8	d+3,2		d+2,6		4,9			
44-50	14x9	d+3,6		d+2,9		5,5			
50-58	16x10	d+3,9		d+3,2		6,2			
58-65	18x11	d+4,3		d+3,5		6,8			
65-75	20x12	d+4,7		d+3,9		7,4			
75-85	22x14	d+5,6		d+4,8		8,5			
85-95	25x14	d+5,4		d+4,6		8,7			
95-110	28x16	d+6,2		d+5,4		9,9			
110-130	32x18	d+7,1		d+6,1		11,1			
130-150	36x20	d+7,9	d+6,9	12,3					
150-170	40x22	d+8,7	d+7,7	13,5					
170-200	45x25	d+9,9	d+8,9	15,3					
200-230	51x28	d+11,2	d+10,1	17					
230-260	56x32	d+12,9	d+11,8	19,3					
260-290	63x32	d+12,6	+0,3	d+11,5	+0,3	19,6		400-500	+0,063 0

Zonas de tolerancia
en el ancho de los chaveteros

Tipo de ajuste	chavetero eje	chavetero rueda
A presión (forzado) <i>forced</i>	p9	p9
Ligero	N9	J9
Deslizante	H8	D10

La chaveta deberá dimensionarse de manera que pueda transmitir el mismo momento o par de torsión que el eje correspondiente. Por ello, la longitud de dicha chaveta deberá ser, como mínimo, igual a 1,5 veces el diámetro del eje.

Los chaveteros de eje y rueda deberán tener bordes redondeados (en todos los sentidos) para evitar la formación de grietas y porteriores roturas.

	Diámetro eje(mm)	Tamaño chaveta (mm)	Profundidad chavetero
Eje de entrada	40	12x8	3,3
Eje intermedio	55	16x10	4,3
Eje de salida	80	22x14	5,4

(Medidas en mm)

Los posibles módulos a utilizar serán aquellos que permitan la construcción de los engranajes sin interferencia. La tabla siguiente muestra los números de dientes máximos en la rueda para que no se produzca interferencia en función de los dientes del piñón:

$Z_{\text{piñón}}$	$Z_{\text{rueda máximo}}$
12	12
13	16
14	26
15	45
16	101
17	1309
18	∞

Además de la limitación del módulo impuesta por la interferencia de los dientes, impondremos un límite máximo de 150 dientes que pueda tener la rueda. También se procurará que el número de dientes del engranaje y del piñón no tengan divisores comunes a fin de evitar problemas de desgastes no uniformes sobre todos los dientes.

TABLA DE POSIBLES MÓDULOS:

m: módulo

Diámetro piñón:

$$d_p = d_{\text{eje}} + (2 \cdot \text{profundidad chavetero}) \cdot 2 + (2 \cdot 1,25 \cdot m)$$

$$z = d_p / m$$

z^* : diámetro piñón redondeado.

$$d_p^* = z^* \cdot m$$

d_r^* : diámetro rueda

dc: distancia entre centros

i_{real} : relación de transmisión definitiva.

Estudiamos la validez de los módulos, teniendo en cuenta las condiciones mencionadas anteriormente de interferencia, número máximo de dientes en la rueda y que no existan divisores comunes entre los dientes del engranaje y de la rueda.

-Primera Etapa: $h_2= 3,3 \text{ mm}$

m	d*	Z1*	Z1	d piñon	Z2*	Z2	d rueda	i	d centros
0,5	54,85	109,7	110	55	459,8	460	230	4,18	142,5
0,6	55,1	91,83	92	55,2	384,56	385	231	4,18	143,1
0,8	55,6	69,5	70	56	292,6	293	234,4	4,19	145,2
1	56,1	56,1	56	56	234,08	234	234	4,18	145
1,25	56,73	45,38	45	56,25	188,1	188	235	4,18	145,63
1,5	57,35	38,23	38	57	158,84	159	238,5	4,18	147,75
2	58,6	29,3	29	58	121,22	121	242	4,17	150
2,5	59,85	23,94	24	60	100,32	100	250	4,17	155
3	61,1	20,37	20	60	83,6	84	252	4,20	156
4	63,6	15,9	16	64	66,88	67	268	4,19	166
5	66,1	13,22	13	65	54,34	54	270	4,15	167,5
6	68,6	11,43	11	66	45,98	46	276	4,18	171
8	73,6	9,2	9	72	37,62	38	304	4,22	188
10	78,6	7,86	8	80	33,44	33	330	4,13	205
12	83,6	6,97	7	84	29,26	29	348	4,14	216
16	93,6	5,85	6	96	25,08	25	400	4,17	248
20	103,6	5,18	5	100	20,9	21	420	4,2	260
25	116,1	4,644	5	125	20,9	21	525	4,2	325

Se ha elegido el módulo 2 ya que se ajusta a las condiciones requeridas.

-Segunda Etapa: $h_2= 4,3 \text{ mm}$

m	d*	Z1*	Z1	d piñon	Z2*	Z2	d rueda	i	d centros
0,5	73,85	147,7	148	74	618,64	619	309,5	4,18	191,75
0,6	74,1	123,50	124	74,4	518,32	518	310,8	4,18	192,6
0,8	74,6	93,25	93	74,4	388,74	389	311,2	4,18	192,8
1	75,1	75,1	75	75	313,5	314	314	4,19	194,5
1,25	75,73	60,58	61	76,25	254,98	255	318,75	4,18	197,5
1,5	76,35	50,90	51	76,5	213,18	213	319,5	4,18	198
2	77,6	38,8	39	78	163,02	163	326	4,18	202
2,5	78,85	31,54	32	80	133,76	134	335	4,19	207,5
3	80,1	26,70	27	81	112,86	113	339	4,19	210
4	82,6	20,65	21	84	87,78	88	352	4,19	218
5	85,1	17,02	17	85	71,06	71	355	4,18	220
6	87,6	14,60	15	90	62,7	63	378	4,20	234
8	92,6	11,575	12	96	50,16	50	400	4,17	248
10	97,6	9,76	10	100	41,8	42	420	4,20	260
12	102,6	8,55	9	108	37,62	38	456	4,22	282
16	112,6	7,0375	7	112	29,26	29	464	4,14	288
20	122,6	6,13	6	120	25,08	25	500	4,17	310
25	135,1	5,404	5	125	20,9	21	525	4,2	325

Se ha elegido el módulo 4 ya que se ajusta a las condiciones requeridas.

3.5 LUBRICANTE A UTILIZAR

Para evaluar el tipo de lubricante a utilizar es necesario conocer las dimensiones de los engranajes. Sin embargo, para evaluar las dimensiones del engranaje resulta necesario conocer bien la viscosidad del lubricante.

Este problema lo afrontaremos suponiendo inicialmente un lubricante y una vez tengamos el engranaje dimensionado, se comprobará que el seleccionado inicialmente es correcto o de mejores características que el necesario.

Para determinar la anchura del engranaje, debemos conocer la viscosidad cinemática (ν) del lubricante a una media de 40 °C durante el uso que se haga del reductor.

Se seleccionará inicialmente un aceite SAE 60, cuya viscosidad absoluta (μ) a una temperatura de 40 °C es de 320 mPa·s. Estimando una densidad del aceite (ρ) en aproximadamente unos 800 kg/m³.

$$\text{Por lo tanto, la viscosidad cinemática será } \nu = \frac{\mu}{\rho} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$$

3.6 ANCHURA DE LOS ENGRANJES

La anchura de los engranajes viene influida principalmente por dos factores:

- La resistencia del diente del engranaje a flexión
- La resistencia superficial de contacto del diente

Lo ideal sería que ante estos dos factores, el coeficiente de seguridad obtenido fuera el mismo para ambos casos. Pero esto es muy difícil de conseguir, así que la solución será tal que el coeficiente de seguridad a flexión sea superior al coeficiente de seguridad por fallo superficial. En el caso de que la transmisión fallara por rotura de un diente (fallo a flexión), los resultados podrían ser catastróficos, ya que las condiciones de funcionamiento empeoran rápidamente, poniendo en peligro otros componentes. En cambio si el fallo es superficial, las condiciones de funcionamiento no empeoran drásticamente, sino que el desgaste va evolucionando progresivamente, dando facilidades para su detección y solución antes de que afecte a otros componentes. Por todo ello se debe tener en cuenta que el ancho mínimo requerido para el fallo por flexión debe ser menor o igual que el requerido por fallo superficial.

$$b \geq b_H \geq b_F$$

Además, se realizará la siguiente comprobación:

$$0,5 \cdot d \leq b \leq 2 \cdot d$$

Se va a emplear es el método ISO, que establece que para calcular la tensión normal (σ_{FO}) se escogerá la componente tangencial de la carga, aplicado al extremo del diente y una serie de coeficientes correctores que nos permiten tener una mejor aproximación a la tensión real en la base del diente (modelo corregido de Lewis) . Con todo ello se obtiene el ancho por flexión (b_F).

En cuanto a la presión superficial que aparece en los dientes debido a la elasticidad de los materiales, el contacto entre los dientes de los engranajes, se asimila el contacto entre cilindros de ejes paralelos, de modo que se pueden aplicar las tensiones de Hertz, al caso de engranajes. Con todo ello se obtiene el ancho por presión superficial (b_H).

A continuación se procederá a detallar los coeficientes para el cálculo de la anchura de los engranajes tanto por flexión como por fallo superficial.

- ANCHO NECESARIO POR FLEXIÓN:

$$X = \frac{S_{fp}}{\sigma_F} = \frac{S_{FL} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta RT} \cdot Y_{RfT} \cdot Y_X}{\sigma_{FO} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FA}} = \frac{S_{FL} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta RT} \cdot Y_{RfT} \cdot Y_X}{\frac{Ft}{b \cdot m} \cdot Y_{SA} \cdot Y_{FA} \cdot Y_\epsilon \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FA}}$$

$$b = \frac{X \cdot Ft \cdot Y_{SA} \cdot Y_{FA} \cdot Y_\epsilon \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FA}}{m \cdot S_{FL} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta RT} \cdot Y_{RfT} \cdot Y_X}$$

Y_{SA}: COEFICIENTE DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES EN LA BASE DEL DIENTE

Para dentados normales con ángulos de presión de 20° se usa la expresión:

$$Y_{SA} = 2,58282 \cdot 10^{-7} \cdot Z_1^3 - 9,97662 \cdot 10^{-5} \cdot Z_1^2 + 0,01319 \cdot Z_1 + 1,43766 = \mathbf{1,743}$$

En nuestro caso $Z_1 = 29$

Y_{FA}: COEFICIENTE DE FORMA PARA LA CARGA APLICADA EN EL EXTREMO

Depende de la geometría del diente. Para dentados normales con un ángulo de presión de 20° su valor se obtendrá mediante la fórmula:

$$Y_{FA} = 3,02709 \cdot 10^{-9} \cdot Z_1^4 - 2,27098 \cdot 10^{-6} \cdot Z_1^3 + 5,32734 \cdot 10^{-4} \cdot Z_1^2 - 0,04735 \cdot Z_1 + 3,63291 = \mathbf{2,65}$$

En nuestro caso $Z_1 = 29$

Y_ε: COEFICIENTE DE CONDUCCIÓN

Permite considerar la influencia de la relación de contacto frente al trabajo de flexión en el diente del engranaje.

$$Y_\epsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_a} = 0,25 + \frac{0,75}{1,69} = \mathbf{0,676}$$

$$\epsilon_a = \frac{1}{\pi \cdot \cos \alpha} \cdot \left[\sqrt{\frac{z_1^2}{4} \cdot \sin^2 \alpha + y_1^2 + z_1 \cdot y_1} + \sqrt{\frac{z_2^2}{4} \cdot \sin^2 \alpha + y_2^2 + z_2 \cdot y_2} - \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) \cdot \sin \alpha \right] = \mathbf{1,76}$$

$$y_1 = \frac{h_{a1}}{m} = 1$$

$$y_2 = \frac{h_{a2}}{m} = 1$$

ϵ_a : relación de conducción

h_1 : altura adendum del piñón

h_2 : altura adendum de la rueda

En nuestro caso $Z_1 = 29$

En nuestro caso $Z_2 = 122$

K_A: COEFICIENTE DE APLICACIÓN

Tiene en cuenta las sobrecargas dinámicas que pueden producir factores externos al engranaje. Se tiene en cuenta la naturaleza de la máquina motriz y de la máquina arrastrada.

Que en nuestro caso, la máquina motriz es un motor eléctrico y se considera que tiene un movimiento uniforme. Para la máquina arrastrada, se supondrán choques moderados.

Por ello se estima la K_A en: **$K_A = 1,25$**

K_V: COEFICIENTE DINÁMICO

Este coeficiente se usa para representar las cargas dinámicas internas debidas a la vibración del piñón o la rueda sobre el árbol. Los factores que más afectan a estos coeficientes son:

- Los errores en el dentado de los engranajes
- Los momentos de inercia polares de la rueda y el piñón
- La rigidez de los dientes de los engranajes
- La carga transmitida

Para determinar este coeficiente hay que fijar la calidad **Qiso** de los engranajes. Cuanto menor es el número que identifica la calidad, mayor es ésta. Nuestro engranajes serán **Qiso = 5**

$$K_V = 1 + B \cdot \frac{v \cdot Z_1}{100} = \mathbf{1,049}$$

v : Velocidad tangencial en m/s, en nuestro caso $v = 4,25$ m/s.

Z_1 : Número de dientes del piñón, en nuestro caso $Z_1 = 29$

B : Coeficiente función de la calidad ISO (*Qiso*) del engranaje, en nuestro caso $B = 0,04$

K_{Fβ}: COEFICIENTE DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA LONGITUDINAL

En este coeficiente se consideran los problemas debidos a una distribución de carga diferente a la supuesta en el cálculo de la tensión sobre los dientes de los engranajes.

Los factores que más influyen en este coeficiente son:

- Errores de fabricación de los dentados
- Errores de paralelismo entre los árboles
- Rigidez de los distintos elementos que componen el sistema
- Deformaciones térmicas

En este caso se va a introducir una especificación de fabricación y control. Los engranajes tienen que tener previsto un rodaje en el proceso de fabricación.

$$K_{F\beta} = F_1 + (F_2 \cdot b) + F_3 \left(\frac{b}{d} \right)$$

Como se puede observar, este coeficiente depende directamente de **b**, por lo que deberemos realizar una iteración, tal y como se muestra en la tabla del inicio de este apartado.

K_{Fα}: COEFICIENTE DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA TRANSVERSAL

La distribución de la carga entre los distintos pares de dientes en contacto depende de las dimensiones de los engranajes, de la precisión de tallado, de la rigidez de los dientes y del valor de la carga tangencial transmitida.

Para dientes rectos de índice de calidad ISO 7 o mejor:

$$K_{F\alpha} = 1$$

S_{FL}: RESISTENCIA LÍMITE NOMINAL A FLEXIÓN DEL ENGRANAJE DE REFERENCIA

Este valor está obtenido para una duración de 3 millones de ciclos de carga.

$$S_{FL} = 17 \text{ daN/mm}^2$$

Y_{ST}: COEFICIENTE DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES DEL ENGRANAJE DE REFERENCIA

$$Y_{ST} = 2,1$$

Y_{NT}: COEFICIENTE DE DURACIÓN POR FLEXIÓN

Este coeficiente establece el hecho de que sometiendo al engranaje a un número de ciclos de carga reducido, se puede trabajar con un nivel de tensiones superior.

$$Y_{NT} = 1$$

Y_{δrT}: COEFICIENTE DE SENSIBILIDAD RELATIVO A LA ENTALLA

Este coeficiente controla las posibles diferencias existentes entre el engranaje de prueba y el estudiado en lo referente al concentrador de tensiones en la base del diente.

Su valor depende del coeficiente de concentración de tensiones Y_{SA} , que ya se conoce y cuyo valor es 1,74.

$$Y_{\delta rT} = 0,4559 + 0,2941 \cdot Y_{SA} = \mathbf{0,97}$$

Y_{RrT}: COEFICIENTE DE RUGOSIDAD RELATIVA

Considera el efecto de la diferencia de rugosidad entre el engranaje de ensayo ($R_{tmT} = 10 \mu m$) y el de cálculo ($R_{tmT} = 1,4 \mu m$).

$$Y_{RrT} = 4,299 - 3,259 \cdot (R_{tm} + 1)^{\frac{1}{200}} = 4,299 - 3,259 \cdot (2,4 + 1)^{\frac{1}{200}} = \mathbf{1,026}$$

Y_X: COEFICIENTE DE TAMAÑO

Tiene en cuenta la disminución de resistencia asociada al aumento del tamaño. Es función del módulo, que en este caso será 3.

$$Y_X = 1$$

Con todos los datos anteriores, la anchura necesaria por **flexión** será de:

$$\mathbf{bF = 39,73 \text{ mm}}$$

-ANCHO NECESARIO POR FALLO SUPERFICIAL:

$$b = \frac{X \cdot (Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon)^2 \cdot F_T \cdot \frac{1+i}{i} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}{d_1 \cdot (S_{HL} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W)^2}$$

Z_H: COEFICIENTE GEOMÉTRICO QUE DEPENDE DEL ÁNGULO DE PRESIÓN

Para un ángulo de presión de 20° y engranajes cilíndricos de dientes rectos:

$$\mathbf{Z_H = 2,5}$$

Z_E: COEFICIENTE ELÁSTICO

En el caso de fundición gris: **Z_E = 43,21**

Z_ε: COEFICIENTE DE CONDUCCIÓN

Permite considerar el efecto producido por el reparto de carga entre varios dientes del engranaje. En el caso del dentado recto la norma *ISO* propone la siguiente expresión:

$$z_{\epsilon} = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_{\alpha}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,76}{3}} = 0,86$$

K_A: COEFICIENTE DE APLICACIÓN

Tiene en cuenta las sobrecargas dinámicas que pueden producir factores externos al engranaje. Se tiene en cuenta la naturaleza de la máquina motriz y de la máquina arrastrada.

Que en nuestro caso, la máquina motriz es un motor eléctrico y se considera que tiene un movimiento uniforme. Para la máquina arrastrada, se supondrán choques moderados.

Por ello se estima: **K_A = 1,25**

K_V: COEFICIENTE DINÁMICO

Este coeficiente se usa para representar las cargas dinámicas internas debidas a la vibración del piñón o la rueda sobre el árbol. Los factores que más afectan a estos coeficientes son:

- Los errores en el dentado de los engranajes
- Los momentos de inercia polares de la rueda y el piñón
- La rigidez de los dientes de los engranajes
- La carga transmitida

Para determinar este coeficiente hay que fijar la calidad **Qiso** de los engranajes. Nuestros engranajes serán **Qiso = 5**.

$$K_v = 1 + B \cdot \frac{v \cdot Z_1}{100} = 1,056$$

v : Velocidad tangencial en m/s, en este caso 4,252 m/s.

Z₁: Número de dientes del piñón: 29

B: Coeficiente función de la calidad ISO (*Qiso*) del engranaje, en nuestro caso 0,04

K_{Hβ}: COEFICIENTE DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA LONGITUDINAL

Al igual que K_{Fβ} en este coeficiente se consideran los problemas debidos a una distribución de carga sobre los dientes de los engranajes diferentes a los supuestos en el cálculo de la tensión.

$$K_{H\beta} = H_1 + H_2 \cdot b + H_3 \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2$$

Como se puede observar, este coeficiente depende directamente de b, por lo que deberemos realizar una iteración, tal y como se muestra en la tabla del principio de este apartado.

K_{Hα}: COEFICIENTE DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA TRANSVERSAL

$$K_{H\alpha} = 1$$

S_{HL}: TENSIÓN DE CONTACTO ADMISIBLE DEL MATERIAL

Este factor está calculado para 50 millones de ciclos de carga, es característico del material y se obtiene mediante ensayos de engranajes de referencia.

$$S_{HL} = 49 \text{ daN/mm}^2$$

Z_N: COEFICIENTE DE DURACIÓN

Este coeficiente modifica el límite del material cuando la duración del mismo debe ser reducida. En él influyen el número de ciclos de carga al que se desea someter a los dientes del engranaje y el tipo de material con los tratamientos a los que se ha visto sometido.

$$Z_N = 1$$

Z_L: COEFICIENTE DE VISCOSIDAD

Considera la influencia de la viscosidad en el comportamiento de la película de aceite de lubricante.

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{80}{v_{40}}\right)^2} = 0,83 + \frac{4 \cdot (1 - 0,83)}{\left(1,2 + \frac{80}{337}\right)^2} = \mathbf{1,119}$$

Z_R: COEFICIENTE DE RUGOSIDAD

Este coeficiente considera la influencia de la rugosidad superficial en la formación y comportamiento de la película de lubricante. Se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{tm100}}\right)^{C_{ZR}}$$

Definimos la rugosidad media como:

$$R_{tm100} = \frac{(R_{tm1} + R_{tm2})}{2} \cdot \sqrt{\frac{100}{Dc}} = \mathbf{1,4}$$

Siendo R_{tm1} y R_{tm2} las rugosidades medias del piñón y de la rueda respectivamente, que son iguales para una calidad ISO 5 y valen $1,4 \mu\text{m}$ y Dc es la distancia entre centros que es igual 151 mm

Para obtener c_{ZR} tenemos:

$$S_{HL} \leq 85 \rightarrow c_{ZR} = 0,12 + (100 - 85)/500 = 0,15$$

Por lo tanto, sustituimos y queda:

$$Z_R = \mathbf{1,157}$$

Z_V: COEFICIENTE DE VELOCIDAD

Considera el efecto de la velocidad tangencial sobre la formación de la película de lubricante.

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\left(0,8 + \frac{32}{v}\right)^2} = \mathbf{0,855}$$

Z_W: COEFICIENTE DE RELACION DE DUREZAS

Considera el posible deterioro que puede ocasionar sobre la rueda la mayor dureza del piñón, siendo HBr la dureza Brinell de la rueda.

$$Z_W = 1,2 - \frac{HBr - 130}{1700}$$

Siendo $H_{Br} = 230$. $Z_W = 1,141$

Con todos los datos anteriores, la anchura necesaria por **fallo superficial** será de:

$$b_H = 47,06 \text{ mm}$$

Se ha seleccionado un ancho de **50 mm** ya que es el mínimo requerido, estando b en el siguiente rango: $0,5 \cdot d_p \leq b \leq 2 \cdot d_p \rightarrow 30 \leq b \leq 120$

3.6.2. ETAPA: 2

Material elegido: fundición gris FGB-60

Datos generales	Resultados árbol por Torsión	Datos generales
X: 2,5 Pot: 10000 W i: 4,19 Ø piñón: 334,93 rpm 35,07 rad/s m: 4 mm d1: 84 mm Ø: 20 ° 0,3491 rad	G: 8,08E+10 N/m ² T: 285,113 N·m d: 53,58 mm	z1: 21 dientes d1 real: 84 mm z2: 88 dientes d2: 352 mm Par (T): 285,11 N/m Dc: 218,00 mm F tang: 6788,41 N Vtang piñ: 1,47 m/s i real=: 4,19047619
Datos árbol E árbol: 2,10E+11 N/m ² Ø árbol: 0,3 Ø/L max: 0,25 °/m 0,0044 rad/m		
Datos Engranajes E1: 1,10E+11 N/m ² E2: 1,10E+11 N/m ² Ø1: 0,25 Ø2: 0,25 SHL: 49 hbar=daN/mm ² SFL: 17 hbar=daN/mm ² HBr: 250 Ø40: 400 mm ² /s Qiso: 5 Biso: 0,04 Rtm: 1,4 Øm Ka: 1,25	Cálculo de Flexión Coef de tension Yfa: 2,85 Øa: 1,70 YØ: 0,69 Ysa: 1,67 Cálculos previos material SHL(85-120): 85 CZL: 0,83 CZV: 0,85 CZR: 0,15 Rm100: 0,95 Material YNT: 1,000 YST: 2,100 YØT: 0,948 YRT: 1,026 YX: 1,000 SFP: 34,711	Cálculo a Fallo superf Coef de tension Coef de funcionamiento ZH: 2,5 Kv: 1,01 ZE: 43,21 KHØ: 1,00 ZØ: 0,87 KFØ: 1,00 Material ZN: 1,000 Vida infinita ZL: 1,119 ZV: 0,851 ZR: 1,189 ZW: 1,129 SHP: 62,586
Datos para KHØ, KFØ b,c H1: 1,11024 H2: 4,84048E-05 H3: 0,17350 F1: 1,09429 F2: 5,38323E-05 F3: 0,15221	bF= 50,96567661 · KFØ bH= 72,2360674 · KHØ	
Otros coeficientes Coef YØT A: 0,4559 B: 0,2941 Coef YRT A: 4,299 B: -3,259 exp: 0,005 Coef Yx A: 1,03 B: -0,006 Cte: 0,85		
b ini: 40 mm bmin: 42 bmax: 168		

bf0	KFØ	bf	bH0	KHØ	bH
40,00	1,1310	57,64	40,00	1,1515	83,18
57,64	1,1691	59,58	83,18	1,2844	92,78
59,58	1,1741	59,84	92,78	1,3264	95,81
59,84	1,1747	59,87	95,81	1,3406	96,84
59,87	1,1748	59,88	96,84	1,3455	97,20
59,88	1,1749	59,88	97,20	1,3472	97,32
59,88	1,1749	59,88	97,32	1,3478	97,36
59,88	1,1749	59,88	97,36	1,3480	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38
59,88	1,1749	59,88	97,38	1,3481	97,38

A continuación se procederá a entrar en detalle con los coeficientes para el cálculo de la anchura de los engranajes tanto por flexión como por fallo superficial.

- ANCHO NECESARIO POR FLEXIÓN:

$$\chi = \frac{S_{fp}}{\sigma_F} = \frac{S_{FL} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta RT} \cdot Y_{RfT} \cdot Y_X}{\sigma_{FO} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FA}} = \frac{S_{FL} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta RT} \cdot Y_{RfT} \cdot Y_X}{\frac{Ft}{b \cdot m} \cdot Y_{SA} \cdot Y_{FA} \cdot Y_\epsilon \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FA}}$$

$$b = \frac{X \cdot Ft \cdot Y_{SA} \cdot Y_{FA} \cdot Y_\epsilon \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FA}}{m \cdot S_{FL} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta RT} \cdot Y_{RfT} \cdot Y_X}$$

Y_{SA}: COEFICIENTE DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES EN LA BASE DEL DIENTE

Para dentados normales con ángulos de presión de 20° se usa la expresión:

$$Y_{SA} = 2,58282 \cdot 10^{-7} \cdot Z_1^3 - 9,97662 \cdot 10^{-5} \cdot Z_1^2 + 0,01319 \cdot Z_1 + 1,43766 = \mathbf{1,67}$$

En nuestro caso $Z_1 = 21$

Y_{FA}: COEFICIENTE DE FORMA PARA LA CARGA APLICADA EN EL EXTREMO

Depende de la geometría del diente. Para dentados normales con un ángulo de presión de 20° su valor se obtiene mediante la fórmula:

$$Y_{FA} = 3,02709 \cdot 10^{-9} \cdot Z_1^4 - 2,27098 \cdot 10^{-6} \cdot Z_1^3 + 5,32734 \cdot 10^{-4} \cdot Z_1^2 - 0,04735 \cdot Z_1 + 3,63291 = \mathbf{2,85}$$

En nuestro caso $Z_1 = 21$

Y_ε: COEFICIENTE DE CONDUCCIÓN

Permite considerar la influencia de la relación de contacto frente al trabajo de flexión en el diente del engranaje.

$$Y_\epsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_a} = 0,25 + \frac{0,75}{1,70} = \mathbf{0,69}$$

$$\epsilon_\alpha = \frac{1}{\pi \cdot \cos \alpha} \cdot \left[\sqrt{\frac{z_1^2}{4} \cdot \sin^2 \alpha + y_1^2 + z_1 \cdot y_1} + \sqrt{\frac{z_2^2}{4} \cdot \sin^2 \alpha + y_2^2 + z_2 \cdot y_2} - \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) \cdot \sin \alpha \right] = \mathbf{1,69}$$

Siendo: $y_1 = \frac{h_{a1}}{m} = 1$

$$y_2 = \frac{h_{a2}}{m} = 1$$

ϵ_α : relación de conducción
 h_1 : altura adendum del piñón
 h_2 : altura adendum de la rueda

En nuestro caso $Z_1 = 21$ y $Z_2 = 88$

K_A : COEFICIENTE DE APLICACIÓN

Tiene en cuenta las sobrecargas dinámicas que pueden producir factores externos al engranaje. Se tiene en cuenta la naturaleza de la máquina motriz y de la máquina arrastrada.

En nuestro caso, la máquina motriz es un motor eléctrico y se considera que tiene un movimiento uniforme. Para la máquina arrastrada, se supondrán choques moderados.

Por ello se estima la K_A en:

$$K_A = 1,25$$

K_V : COEFICIENTE DINÁMICO

Este coeficiente se usa para representar las cargas dinámicas internas debidas a la vibración del piñón o la rueda sobre el árbol. Los factores que más afectan a estos coeficientes son:

- Los errores en el dentado de los engranajes
- Los momentos de inercia polares de la rueda y el piñón
- La rigidez de los dientes de los engranajes
- La carga transmitida

Para determinar este coeficiente hay que fijar la calidad **Qiso** de los engranajes. Cuanto menor es el número que identifica la calidad, mayor es ésta. Nuestro engranajes serán **Qiso = 5**

$$K_V = 1 + B \cdot \frac{v \cdot Z_1}{100} = 1,01$$

v : Velocidad tangencial en m/s, en nuestro caso $v = 1,473$ m/s.

Z_1 : Número de dientes del piñón, en nuestro caso $Z_1 = 21$

B : Coeficiente función de la calidad ISO (*Qiso*) del engranaje

$K_{F\beta}$: COEFICIENTE DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA LONGITUDINAL

En este coeficiente se consideran los problemas debidos a una distribución de carga diferente a la supuesta en el cálculo de la tensión sobre los dientes de los engranajes.

Los factores que más influyen en este coeficiente son:

- Errores de fabricación de los dentados
- Errores de paralelismo entre los árboles

- Rigidez de los distintos elementos que componen el sistema
- Deformaciones térmicas

En este caso vamos a introducir una especificación de fabricación y control. Los engranajes tienen que tener previsto un rodaje en el proceso de fabricación.

$$K_{F\beta} = F_1 + (F_2 \cdot b) + F_3 \left(\frac{b}{d} \right)^2$$

Como se puede observar, este coeficiente depende directamente de **b**, por lo que deberemos realizar una iteración, tal y como se muestra en la tabla del inicio de este apartado.

K_{Fα}: COEFICIENTE DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA TRANSVERSAL

La distribución de la carga entre los distintos pares de dientes en contacto depende de las dimensiones de los engranajes, de la precisión de tallado, de la rigidez de los dientes y del valor de la carga tangencial transmitida.

Para dientes rectos de índice de calidad ISO 7 o mejor:

$$K_{F\alpha} = 1$$

S_{FL}: RESISTENCIA LÍMITE NOMINAL A FLEXIÓN DEL ENGRANAJE DE REFERENCIA

Este valor está obtenido para una duración de 3 millones de ciclos de carga.

$$S_{FL} = 17 \text{ daN/mm}^2$$

Y_{ST}: COEFICIENTE DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES DEL ENGRANAJE DE REFERENCIA

$$Y_{ST} = 2,1$$

Y_{NT}: COEFICIENTE DE DURACIÓN POR FLEXIÓN

Este coeficiente establece el hecho de que sometiendo al engranaje a un número de ciclos de carga reducido, se puede trabajar con un nivel de tensiones superior.

$$Y_{NT} = 1$$

Y_{δT}: COEFICIENTE DE SENSIBILIDAD RELATIVO A LA ENTALLA

Este coeficiente controla las posibles diferencias existentes entre el engranaje de prueba y el estudiado en lo referente al concentrador de tensiones en la base del diente.

Su valor depende del coeficiente de concentración de tensiones Y_{SA} , que ya se conoce y cuyo valor es 1,66.

$$Y_{\delta rT} = 0,4559 + 0,2941 \cdot Y_{SA} = \mathbf{0,948}$$

Y_{RrT}: COEFICIENTE DE RUGOSIDAD RELATIVA

Considera el efecto de la diferencia de rugosidad entre el engranaje de ensayo ($R_{tmT} = 10 \mu\text{m}$) y el de cálculo ($R_{tmT} = 1,4 \mu\text{m}$).

$$Y_{RrT} = 4,299 - 3,259 \cdot (R_{tm} + 1)^{\frac{1}{200}} = 4,299 - 3,259 \cdot (2,4 + 1)^{\frac{1}{200}} = \mathbf{1,026}$$

Y_X: COEFICIENTE DE TAMAÑO

Tiene en cuenta la disminución de resistencia asociada al aumento del tamaño. Es función del módulo, en nuestro caso para $m \leq 5$:

$$Y_X = \mathbf{1}$$

Con todos los datos anteriores, la anchura necesaria por **flexión** será de:

$$\mathbf{bF = 59,88 \text{ mm}}$$

-ANCHO NECESARIO POR FALLO SUPERFICIAL:

$$b = \frac{X \cdot (Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon)^2 \cdot F_T \cdot \frac{1+i}{i} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}{d_1 \cdot (S_{HL} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W)^2}$$

Z_H: COEFICIENTE GEOMÉTRICO QUE DEPENDE DEL ÁNGULO DE PRESIÓN

Para un ángulo de presión de 20° y engranajes cilíndricos de dientes rectos:

$$Z_H = \mathbf{2,5}$$

Z_E: COEFICIENTE ELÁSTICO

En el caso de fundición gris:

$$Z_E = \mathbf{43,21}$$

Z_ε: COEFICIENTE DE CONDUCCIÓN

Permite considerar el efecto producido por el reparto de carga entre varios dientes del engranaje. En el caso del dentado recto la norma ISO propone la siguiente expresión:

$$z_{\epsilon} = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_{\alpha}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,7}{3}} = 0,83$$

K_A: COEFICIENTE DE APLICACIÓN

Tiene en cuenta las sobrecargas dinámicas que pueden producir factores externos al engranaje. Se tiene en cuenta la naturaleza de la máquina motriz y de la máquina arrastrada.

Que en nuestro caso, la máquina motriz es un motor eléctrico y se considera que tiene un movimiento uniforme. Para la máquina arrastrada, se supondrán choques moderados.

Por ello se estima: **K_A = 1,25**

K_V: COEFICIENTE DINÁMICO

Este coeficiente se usa para representar las cargas dinámicas internas debidas a la vibración del piñón o la rueda sobre el árbol. Los factores que más afectan a estos coeficientes son:

- Los errores en el dentado de los engranajes
- Los momentos de inercia polares de la rueda y el piñón
- La rigidez de los dientes de los engranajes
- La carga transmitida

Para determinar este coeficiente hay que fijar la calidad **Qiso** de los engranajes. Nuestros engranajes serán **Qiso = 5**.

$$K_V = 1 + B \cdot \frac{v \cdot Z_1}{100} = \mathbf{1,01}$$

v : Velocidad tangencial en m/s, en este caso: 1,47 m/s.

Z₁: Número de dientes del piñón: 21.

B: Coeficiente función de la calidad ISO (*Qiso*) del engranaje

K_{Hβ}: COEFICIENTE DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA LONGITUDINAL

Al igual que K_{Fβ} en este coeficiente se consideran los problemas debidos a una distribución de carga sobre los dientes de los engranajes diferentes a los supuestos en el cálculo de la tensión.

$$K_{H\beta} = H_1 + H_2 \cdot b + H_3 \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2$$

Como se puede observar, este coeficiente depende directamente de b, por lo que deberemos realizar una iteración, tal y como se muestra en la tabla del principio de este apartado.

K_{Hα}: COEFICIENTE DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA TRANSVERSAL

$$K_{H\alpha} = 1$$

S_{HL}: TENSIÓN DE CONTACTO ADMISIBLE DEL MATERIAL

Este factor está calculado para 50 millones de ciclos de carga, es característico del material y se obtiene mediante ensayos de engranajes de referencia.

$$S_{HL} = 49 \text{ daN/mm}^2$$

Z_N: COEFICIENTE DE DURACIÓN

Este coeficiente modifica el límite del material cuando la duración del mismo debe ser reducida. En él influyen el número de ciclos de carga al que se desea someter a los dientes del engranaje y el tipo de material con los tratamientos a los que se ha visto sometido.

$$Z_N = 1$$

Z_L : COEFICIENTE DE VISCOSIDAD

Considera la influencia de la viscosidad en el comportamiento de la película de aceite de lubricante.

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{134}{\nu_{40}}\right)^2} = 0,83 + \frac{4 \cdot (1 - 0,83)}{\left(1,2 + \frac{134}{337}\right)^2} = \mathbf{1,119}$$

Z_R: COEFICIENTE DE RUGOSIDAD

Este coeficiente considera la influencia de la rugosidad superficial en la formación y comportamiento de la película de lubricante. Se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{tm100}} \right)^{C_{ZR}}$$

Definimos la rugosidad media como:

$$R_{tm100} = \frac{(R_{rm1} + R_{tm2})}{2} \cdot \sqrt{\frac{100}{Dc}} = \mathbf{0,95}$$

Siendo R_{tm1} y R_{tm2} las rugosidades medias del piñón y de la rueda respectivamente, que son iguales para una calidad ISO 6 y valen $1,4 \mu\text{m}$ y D_c es la distancia entre centros que es igual a 204 mm

Para obtener c_{zr} tenemos:

$$S_{HL} \leq 85 \rightarrow c_{zr} = 0,12 + (100-85)/500 = 0,15$$

Por lo tanto, sustituimos y queda:

$$\mathbf{Z_R = 1,189}$$

Z_V : COEFICIENTE DE VELOCIDAD

Considera el efecto de la velocidad tangencial sobre la formación de la película de lubricante.

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\left(0,8 + \frac{32}{v}\right)^2} = \mathbf{0,85}$$

Z_W : COEFICIENTE DE RELACION DE DUREZAS

Considera el posible deterioro que puede ocasionar sobre la rueda la mayor dureza del piñón, siendo HBr la dureza Brinell de la rueda.

$$Z_W = 1,2 - \frac{HBr - 130}{1700}$$

Siendo $HBr = 250$. $\mathbf{Z_W = 1,13}$

Con todos los datos anteriores, la anchura necesaria por fallo superficial será de:

$$\mathbf{b_H = 97,39 \text{ mm}}$$

Se ha seleccionado un ancho de 100 mm que es un valor óptimo, ya que $0,5 \cdot d_p \leq b \leq 2 \cdot d_p \rightarrow 40 \leq b \leq 160$

Veamos un resumen en la siguiente tabla:

ETAPA	1	2	UDS.
m	2	4	
Z ₁	29	21	dientes
Z ₂	122	88	dientes
i	4,19	4,19	
d _{piñón}	58	84	mm
d _{rueda}	244	352	mm
Distancia Centros	151	218	mm
Material	FGB 60	FGB 60	
S _{HL}	49	49	hbar=daN/mm ²
S _{FL}	17	17	hbar=daN/mm ²
b _{fl}	39,73	59,88	mm
b _h	47,06	97,39	mm
bmín	29	42	mm
bmáx	116	168	mm
b	50	100	mm

3.7 COMPROBACIÓN DE LA VALIDEZ DEL LUBRICANTE

El lubricante debe ser comprobado una vez calculados los engranajes, tal y como dijimos anteriormente en el apartado 3,5 sobre el lubricante.

La lubricación tiene una gran importancia en el contacto entre engranajes. Una mala lubricación crea problemas en las superficies del dentado del engranaje. Estos problemas pueden ser:

El *desgaste superficial* aparece cuando el espesor de la película de aceite es inferior a la rugosidad del material. Esto se suele dar en engranajes que funcionan a baja velocidad y están sometidos a cargas elevadas. Para estas aplicaciones se usan lubricantes de gran viscosidad.

El fenómeno de *pitting* (picado superficial) aparece a velocidades medias y cargas elevadas, y es debido principalmente a la presión de contacto que aparece entre las superficies. Se suele identificar por la aparición de pequeños cráteres superficiales. Se soluciona aumentando la viscosidad del lubricante.

El *gripado* aparece cuando la combinación de la velocidad de deslizamiento y presión superficial hace que aumente la temperatura de contacto de manera importante. Este aumento de temperatura provoca la rotura de la película de lubricante. Al producirse el contacto metal contra metal acompañado de una presión elevada aparece una tendencia a la soldadura de las superficies. Este problema también disminuye al aumentar la viscosidad.

Para determinar nuestro lubricante vamos a usar el método **UNITED** ya que nuestro reductor presenta velocidades medias y cargas medias.

ETAPA 1:

-Coeficiente K:

$$K = \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i} = \frac{235,2}{50 \cdot 58} \cdot \frac{4,19+1}{4,19} = 0,1004$$

Siendo:

F_t (Fuerza Tangencial en **daN**)

b (Anchura del Engranaje en mm)

d_1 (Diámetro del piñón en mm)

-Velocidad Tangencial

$$v_t = \omega \cdot r = 1400 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{58 \cdot 10^{-3}}{2} = 4,25 \text{ m/s}$$

Si $0,00025 \leq K/v_t \leq 2$ y $v_t \leq 20 \rightarrow$ Se verifica la viscosidad del lubricante adecuado mediante su viscosidad a 38 °C (v_{38}) con la siguiente fórmula:

$$\log(v_{38}) = -0,02767 \cdot \left[\log\left(\frac{K}{v_t}\right) \right]^3 - 0,10865 \cdot \left[\log\left(\frac{K}{v_t}\right) \right]^2 + 0,3263 \cdot \log\left(\frac{K}{v_t}\right) + 3,00079$$

Tenemos que:

$$\frac{K}{v_t} = \frac{0,1004}{4,25} = 0,0236 ; \quad 0,00025 \leq 0,01822 \leq 2 \quad \text{y} \quad 4,39 \leq 20$$

Sustituimos en la fórmula:

$$v_{38} = 201,15 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Verificamos que la viscosidad que se requiere es menor que la que habíamos supuesto:

$$v_{\text{requerida}} = 201,15 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$v_{\text{SAE60}} = 400 \text{ mm}^2/\text{s} \quad \rightarrow \text{lubricante OK}$$

ETAPA 2:

-Coeficiente K:

$$K = \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i} = \frac{678,8}{100 \cdot 84} \cdot \frac{4,19+1}{4,19} = 0,1001$$

Siendo:

F_t (Fuerza Tangencial en **daN**)

b (Anchura del Engranaje en mm)

d_1 (Diámetro del piñón en mm)

-Velocidad Tangencial

$$v_t = \omega \cdot r = 334,93 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{84 \cdot 10^{-3}}{2} = 1,473 \text{ m/s}$$

Si $0,00025 \leq K/v_t \leq 2$ y $v_t \leq 20 \rightarrow$ Se verifica la viscosidad del lubricante adecuado mediante su viscosidad a 38°C (v_{38}) con la siguiente fórmula:

$$\log(v_{38}) = -0,02767 \cdot \left[\log\left(\frac{K}{v_t}\right) \right]^3 - 0,10865 \cdot \left[\log\left(\frac{K}{v_t}\right) \right]^2 + 0,3263 \cdot \log\left(\frac{K}{v_t}\right) + 3,00079$$

Tenemos que:

$$\frac{K}{v_t} = \frac{0,1001}{1,473} = 0,06795 ; \quad 0,00025 \leq 0,05476 \leq 2 \quad \text{y} \quad 1,4230 \leq 20$$

Sustituimos en la fórmula:

$$v_{38} = 321,758 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Verificamos que la viscosidad que se requiere es menor que la que habíamos supuesto:

$$\begin{aligned} v_{\text{requerida}} &= 321,758 \text{ mm}^2/\text{s} \\ v_{\text{SAE60}} &= 400 \text{ mm}^2/\text{s} \quad \rightarrow \text{lubricante OK} \end{aligned}$$

El lubricante elegido es correcto para ambas etapas, lo que era una especificación para todo el conjunto. Lubricante SAE 60.

4. DISEÑO DE LOS EJES

El diámetro de los ejes ya está estimado basándonos en la rigidez torsional. En este apartado vamos a comprobar que el diámetro de cada uno de los ejes cumple también a fatiga. Además se intentará rebajar en lo posible el diámetro en aquellas

zonas en las que el eje no esté sometido a tracción, aunque teniendo siempre en cuenta el criterio de economía en la fabricación, ya que demasiados procesos encarecen este apartado. El acero elegido es **F1140**, que tiene como límite de fluencia y de rotura del material $S_y=700$ MPa; $S_u=900$ Mpa respectivamente.

4.1 EJE DE ENTRADA

4.1.1 DATOS

Los datos iniciales de la primera rueda son:

$$P = 10000 \text{ W}$$

$$\omega = 1400 \text{ rpm}$$

$$D = 58 \text{ mm}$$

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{10000}{1400 \cdot \frac{2\pi}{60}} = 68,21 \text{ Nm}$$

Para calcular F_t y F_r :

$$F_t = \frac{T}{D/2} = \frac{68,21}{0,029} = 2352,07 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \text{tg } 20^\circ = 2352,07 \cdot \text{tg } 20^\circ = 856,08 \text{ N}$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{2352,07^2 + 856,08^2} = 2503,02 \text{ N}$$

4.1.2. DETERMINACIÓN DE ESFUERZOS

Calculamos las Reacciones:

$$\sum F_i = 0$$

$$R_1 + R_2 = F = 2503,02 \text{ N}$$

$$\sum M_i = 0$$

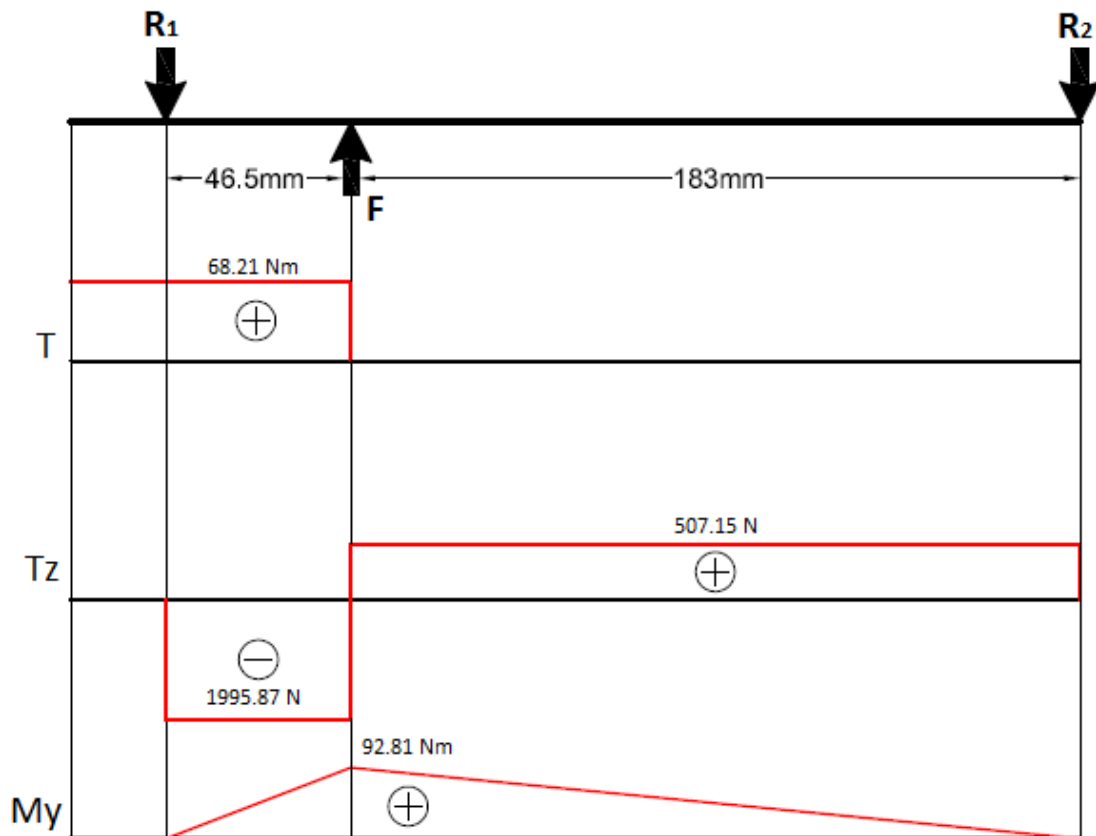
$$0,0465 \cdot F = 0,2295 \cdot R_2 \rightarrow R_2 = 507,15 \text{ N}$$

$$R_1 = 2503,02 - R_2 \rightarrow R_1 = 1995,87 \text{ N}$$

Par que actúa desde el motor hasta la mitad del piñón:

$$T = 68,21 \text{ Nm}$$

Los diagramas de esfuerzos serán:



4.1.3. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE SEGURIDAD A FATIGA

El fallo por fatiga es el más común cuando se trata de resistencia de árboles. Éste normalmente comienza en el punto más desfavorable, en un concentrador de tensiones. Los árboles utilizados en este proyecto no son componentes lisos sino que incluyen diferentes tipos de concentradores de tensiones. Los elementos soportados (engranajes, rodamientos, etc.) deben posicionarse axialmente con precisión, para ello se utilizan cambios de diámetro o anillos elásticos de retención. También deben transmitir momentos torsores, lo que se realiza mediante chavetas. Todos estos casos pueden favorecer el fallo por fatiga.

Debido a las dimensiones reducidas y características poco críticas el proceso de cálculo se limita a comprobar que el coeficiente de seguridad para cada sección con las dimensiones prefijadas es superior a 4.

En el cálculo a fatiga de ejes consideraremos en todos los cálculos el **criterio de máxima tensión tangencial**. Debemos tener en cuenta que solamente tenemos momento flector alternante ($\sigma_m = 0$) y momento torsor medio ($\tau_a = 0$).

$$\frac{S_y}{X} = \sqrt{\left(\sigma_m + \frac{S_y}{S_N} \sigma_a\right)^2 + \left(\tau_m + \frac{S_{sy}}{S_{sn}} \tau_a\right)^2} = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{\left(\frac{S_y}{S_e} M_a\right)^2 + (T_m)^2}$$

Siendo:

S_y: límite de fluencia del material

X: coeficiente de seguridad

S_N = S_e: límite de fatiga

M_a: momento flector alternante

T_m: momento torsor medio

d: diámetro de la sección

S_e': LIMITE DE FATIGA

Se destaca que la estimación del límite de fatiga de la probeta (S_e') que se puede realizar a partir del límite de rotura del material (S_u) puede diferir notablemente del resultado de los ensayos de fatiga realizados sobre el material. Esto deberá tenerse en cuenta al considerar el coeficiente de seguridad a aplicar en el diseño.

$$\text{Para } S_u < 1400: S_e' = \frac{S_u}{2}$$

En los ensayos de laboratorio encaminados a la obtención de características a fatiga se utilizan probetas de material normalizadas en cuanto a dimensiones y calidades de acabado superficial, sometidas a estados tensionales concretos. En un punto de un componente o de una estructura no existirán las mismas condiciones y por lo tanto es de esperar que el límite de fatiga correspondiente S_e difiera del obtenido en el ensayo del material.

Existen multitud de factores que pueden modificar el límite de fatiga, y en general los más importantes pueden considerarse mediante factores de corrección. De esta forma para estimar el límite de fatiga de un punto concreto de una pieza puede utilizarse la siguiente expresión:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot \frac{S_e'}{K_f}$$

K_a: FACTOR DE SUPERFICIE

Las probetas para ensayo de fatiga están cuidadosamente controladas para conseguir gran precisión dimensional y tienen usualmente un acabado de pulido. Este acabado se realiza en dirección axial para evitar la generación de defectos superficiales circunferenciales.

En la práctica, un componente de una máquina o estructura tiene un acabado superficial muy diferente del de la probeta de ensayo, y es de suponer que esto afectará al límite de fatiga. El acabado superficial de un componente depende de su método de producción.

El factor de modificación del límite de fatiga depende, por tanto, de la calidad de acabado y del límite de rotura del material.

ACABADO SUPERFICIAL	Factor a (MPa)	Exponente b
Rectificado	1,58	-0,085
Mecanizado o laminado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Tal y como incluye la especificación técnica el acabado superficial de los ejes es un *mecanizado*, por lo tanto para este reductor:

$$K_a = a \cdot S_u^{-b} = 4,51 \cdot S_u^{-0,265}$$

K_b: FACTOR DE TAMAÑO

El límite de fatiga de los materiales bajo condiciones de flexión y torsión varía con el tamaño del componente. El factor de tamaño, obtenido de datos experimentales sobre probetas de sección circular, para flexión rotativa y torsión, puede estimarse mediante las siguientes ecuaciones en función del diámetro:

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} \quad \text{para} \quad 2,79 \leq d \leq 51\text{mm} \quad \mathbf{K_b = 0,8453}$$

$$K_b = 0,859 - 0,000837 \cdot d \quad \text{para} \quad 51 \leq d \leq 254\text{mm}$$

K_c: FACTOR DE TIPO DE CARGA

En función del tipo de carga con el que se este trabajando:

Carga Axial	0,8
Flexión	1
Torsión y cortante	0,577

Para flexión tenemos que:

$$\mathbf{K_c = 1}$$

K_d: FACTOR DE TEMPERATURA

T (°C)	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
K _d	1	1,01	1,02	1,03	1,02	1	0,98	0,93	0,92	0,84	0,77	0,67	0,55

El limitado número de datos de ensayos disponible indica que, en el caso del acero, el límite de fatiga se incrementa ligeramente a medida que la temperatura aumenta y que decrece en el rango de 200 a 350°C. Este comportamiento no es exactamente igual que el correspondiente al límite de rotura. Sin embargo, si no disponemos de más información, puede ser razonable estimar el límite de fatiga a partir del límite de rotura obtenido para la temperatura de funcionamiento, en este caso se debe utilizar un factor:

$$\mathbf{K_d = 1}$$

K_e : OTRAS INFLUENCIAS

Confiabilidad	0,5	0,9	0,95	0,99	0,999
Factor de corrección	1	0,897	0,868	0,814	0,753

El factor K_e tiene en cuenta otros factores como puede ser la confiabilidad del diseño. Si realizamos múltiples ensayos de fatiga sobre un mismo nivel de tensiones de un material, siempre existe una dispersión estadística importante de su vida a fatiga. La curva de fatiga intrínseca del material está obtenida generalmente para una confiabilidad del 50%, pero en ocasiones será necesario diseñar un componente con una confiabilidad mayor, en nuestro caso será del 99%, y es posible que no se disponga de la curva $S-N$ para dicha confiabilidad, en este caso se puede establecer un coeficiente de corrección del límite de fatiga por confiabilidad:

$$K_e = 0,814$$

K_f : EFECTO DEL CONCENTRADOR DE TENSIONES

Las discontinuidades en los componentes mecánicos como agujeros, cambios de sección, chaveteros, etc., producen una elevación local de las tensiones y se llaman concentradores de tensión, o entallas.

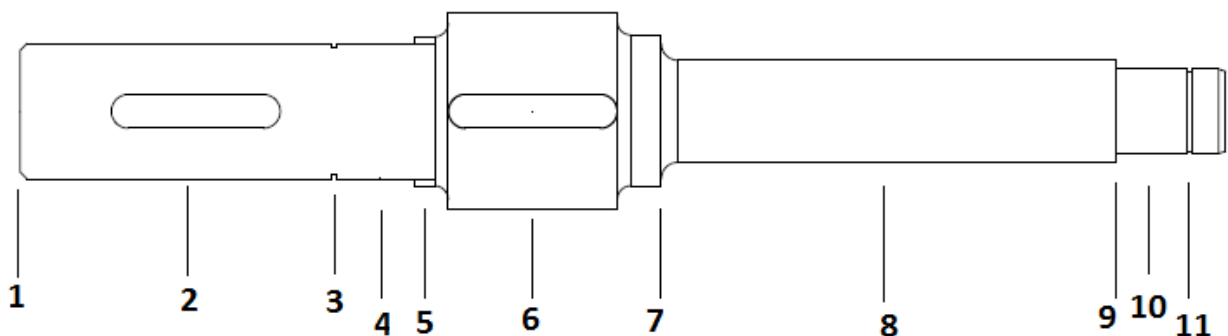
Por otra parte, debido a que estamos calculando para vida infinita,

$$S_n = S_e$$

Estudiaremos el coeficiente de seguridad a fatiga en diferentes secciones del eje, debido a que existen distintos concentradores de tensión que varían K_f en cada sección, al igual que distintos valores del momento flector y la existencia o no del momento torsor.

Los valores de las tensiones están en Mpa y en valor de los momentos están en Nm.

A continuación se muestra un esquema mostrando las secciones que se van a someter a estudio:



	Sección 3	Sección 5	Sección 6	Sección 7	Sección 8	Sección 9
Ø	36.5	40	40	44.5	30	25
K_a	0.7435	0.7435	0.7435	0.7435	0.7435	0.7435
K_b	0.8457	0.8374	0.8374	0.8279	0.8636	0.8806
K_c	1	1	1	1	1	1
K_d	1.007	1.007	1.007	1.007	1.007	1.007
K_e	0.814	0.814	0.814	0.814	0.814	0.814
K_f	2.2	2	2	1.474	1	2.012
S_u	900	900	900	900	900	900
S_y	700	700	700	700	700	700
S_{e'}	450	450	450	450	450	450
S_e	105.42	114.83	114.83	154.04	236.84	120.03
T_m	68.21	68.21	68.21	0	0	0
M_a	0	28.89	93.15	73.76	38.28	5.36
X	49	23.29	7.69	18.07	16.4	34.35

4.2 EJE INTERMEDIO

En el eje intermedio nos encontramos con que la dirección de transmisión de cargas entre este eje y el eje de salida presenta un ángulo diferente al que presenta la dirección de transmisión de cargas entre el eje primario y el eje intermedio. Esto nos lleva a analizar las cargas en dos planos diferentes.

4.2.1 DATOS

Las fuerzas que actúan en la rueda F_{t1} y F_{r1} las tenemos del apartado anterior, ya que son las mismas que las del Piñón 1, pero en sentido contrario. Por lo tanto:

$$F_{t1} = 2354,04 \text{ N}$$

$$F_{r1} = 856,07 \text{ N}$$

Cálculos para F_{t2} y F_{r2} :

$$P = 10000 \text{ W}$$

$$\omega = 1400/4,19 = 334,13 \text{ rpm}$$

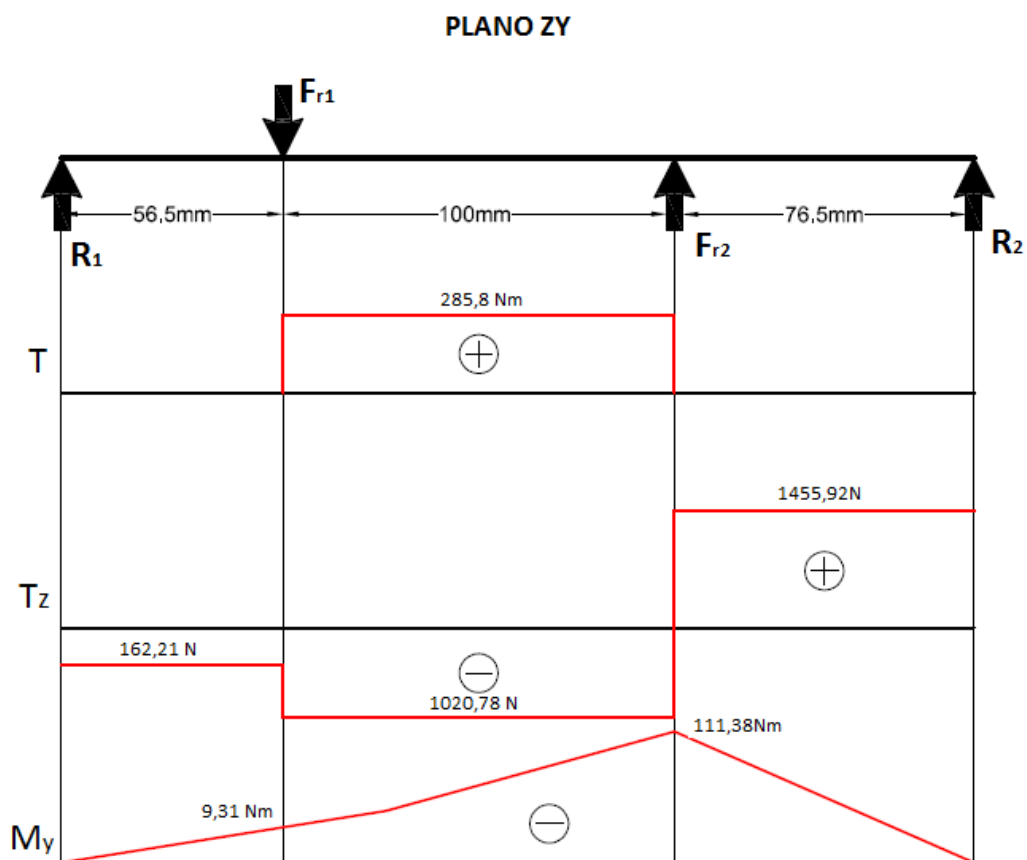
$$d = 84 \text{ mm} = 0.084 \text{ m}$$

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{10000}{334,13 \cdot \frac{2\pi}{60}} = 285,8 \text{ Nm}$$

$$F_{t2} = T / (d/2) = 6788,41 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \text{tg } 20^\circ = 2476,7 \text{ N}$$

4.2.2 DETERMINACIÓN DE ESFUERZOS



PLANO ZY:

Calculemos las Reacciones:

$$\sum F_i = 0$$

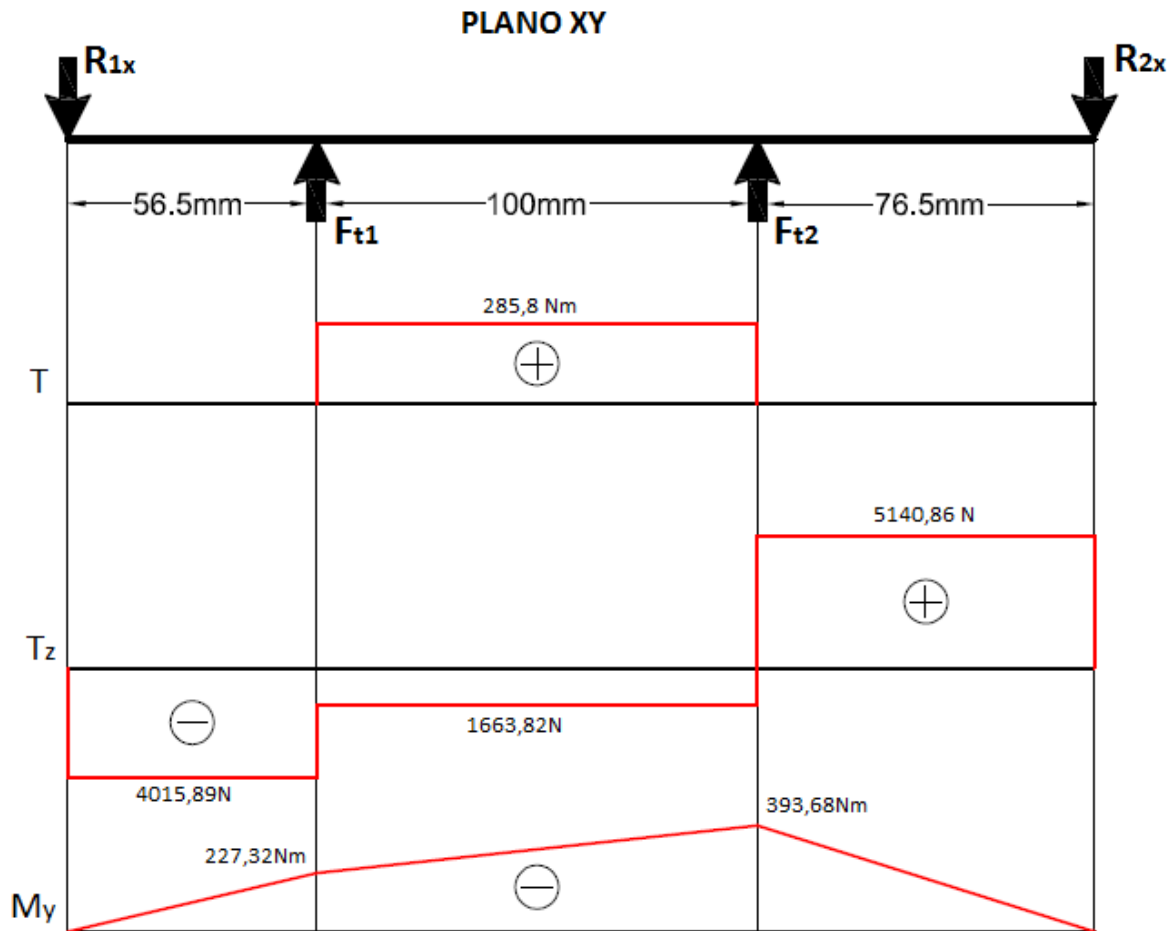
$$R_{1z} + R_{2z} = F_{r2} - F_{r1} = -1614,7 \text{ N}$$

$$\sum M_i = 0$$

$$-0,056 \cdot F_{r1} + 0,1565 \cdot F_{r2} + 0,233 \cdot R_{2z} = 0 \rightarrow R_{2z} = -1459,7 \text{ N}$$

$$R_{1z} = -164,71 \text{ N}$$

Par que actúa: $T = 168,613 \text{ Nm}$



Calculemos las Reacciones:

$$\sum F_i = 0$$

$$R_{1x} + R_{2x} = F_{t1} + F_{t2} = 2352,04 + 6788,41$$

$$\sum M_i = 0$$

$$0,0565 \cdot F_{t1} + 0,1565 \cdot F_{t2} = 0,233 \cdot R_{2x} \rightarrow R_{2x} = -5143,28 \text{ N}$$

$$R_{1x} = 5143,28 - R_{2x} = \rightarrow R_{1x} = -4023,38 \text{ N}$$

Par que actúa: $T = 168.61 \text{ Nm}$

Reacción total en cada apoyo:

$$R_1 = \sqrt{R_{1z}^2 + R_{1x}^2} = \sqrt{164,68^2 + 5143,28^2} = 5145,91 \text{ N}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2z}^2 + R_{2x}^2} = \sqrt{1455,95^2 + 5143,28^2} = 5345,38 \text{ N}$$

4.2.3. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE SEGURIDAD A FATIGA

El fallo por fatiga es el más común cuando se trata de resistencia de árboles. Éste normalmente comienza en el punto más desfavorable, en un concentrador de tensiones. Los árboles utilizados en este proyecto no son componentes lisos sino que incluyen diferentes tipos de concentradores de tensiones. Los elementos soportados (engranajes, rodamientos, etc.) deben posicionarse axialmente con precisión, para ello se utilizan cambios de diámetro o anillos elásticos de retención. También deben transmitir momentos torsores, lo que se realiza mediante chavetas. Todos estos casos pueden favorecer el fallo por fatiga.

Debido a las dimensiones reducidas y características poco críticas el proceso de cálculo se limita a comprobar que el coeficiente de seguridad para cada sección con las dimensiones prefijadas es superior a 4.

En el cálculo a fatiga de ejes consideraremos en todos los cálculos el **criterio de máxima tensión tangencial**. Debemos tener en cuenta que solamente tenemos momento flector alternante ($\sigma_m = 0$) y momento torsor medio ($\tau_a = 0$).

$$\frac{S_y}{X} = \sqrt{\left(\sigma_m + \frac{S_y}{S_N} \sigma_a\right)^2 + \left(\tau_m + \frac{S_{sy}}{S_{sn}} \tau_a\right)^2} = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{\left(\frac{S_y}{S_e} M_a\right)^2 + (T_m)^2}$$

Siendo:

- Sy: límite de fluencia del material
- X: coeficiente de seguridad
- $S_N = S_e$: límite de fatiga
- Ma: momento flector alternante
- Tm: momento torsor medio
- d: diámetro de la sección

S_e' : LIMITE DE FATIGA

Se destaca que la estimación del límite de fatiga de la probeta (S_e') que se puede realizar a partir del límite de rotura del material (S_u) puede diferir notablemente del resultado de los ensayos de fatiga realizados sobre el material. Esto deberá tenerse en cuenta al considerar el coeficiente de seguridad a aplicar en el diseño.

$$\text{Para } S_u < 1400: S_e' = \frac{S_u}{2}$$

En los ensayos de laboratorio encaminados a la obtención de características a fatiga se utilizan probetas de material normalizadas en cuanto a dimensiones y calidades de acabado superficial, sometidas a estados tensionales concretos. En un punto de un componente o de una estructura no existirán las mismas condiciones y por lo tanto es de esperar que el límite de fatiga correspondiente S_e difiera del obtenido en el ensayo del material.

Existen multitud de factores que pueden modificar el límite de fatiga, y en general los más importantes pueden considerarse mediante factores de corrección. De esta forma para estimar el límite de fatiga de un punto concreto de una pieza puede utilizarse la siguiente expresión:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot \frac{S_e'}{K_f}$$

K_a: FACTOR DE SUPERFICIE

Las probetas para ensayo de fatiga están cuidadosamente controladas para conseguir gran precisión dimensional y tienen usualmente un acabado de pulido. Este acabado se realiza en dirección axial para evitar la generación de defectos superficiales circunferenciales.

En la práctica, un componente de una máquina o estructura tiene un acabado superficial muy diferente del de la probeta de ensayo, y es de suponer que esto afectará al límite de fatiga. El acabado superficial de un componente depende de su método de producción.

El factor de modificación del límite de fatiga depende, por tanto, de la calidad de acabado y del límite de rotura del material.

ACABADO SUPERFICIAL	Factor a (MPa)	Exponente b
Rectificado	1,58	-0,085
Mecanizado o laminado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Tal y como incluye la especificación técnica el acabado superficial de los ejes es un *mecanizado*, por lo tanto para este reductor:

$$K_a = a \cdot S_u^{-b} = 4,51 \cdot S_u^{-0,265}$$

K_b: FACTOR DE TAMAÑO

El límite de fatiga de los materiales bajo condiciones de flexión y torsión varía con el tamaño del componente. El factor de tamaño, obtenido de datos experimentales sobre probetas de sección circular, para flexión rotativa y torsión, puede estimarse mediante las siguientes ecuaciones en función del diámetro:

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} \quad \text{para} \quad 2,79 \leq d \leq 51\text{mm} \quad \mathbf{K_b=0,8589}$$

$$K_b = 0,859 - 0,000837 \cdot d \quad \text{para} \quad 51 \leq d \leq 254\text{mm}$$

K_c: FACTOR DE TIPO DE CARGA

En función del tipo de carga con el que se este trabajando:

Carga Axial	0,8
Flexión	1
Torsión y cortante	0,577

Para flexión tenemos que:

$$K_c = 1$$

K_d: FACTOR DE TEMPERATURA

T (°C)	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
K_d	1	1,01	1,02	1,03	1,02	1	0,98	0,93	0,92	0,84	0,77	0,67	0,55

El limitado número de datos de ensayos disponible indica que, en el caso del acero, el límite de fatiga se incrementa ligeramente a medida que la temperatura aumenta y que decrece en el rango de 200 a 350°C. Este comportamiento no es exactamente igual que el correspondiente al límite de rotura. Sin embargo, si no disponemos de más información, puede ser razonable estimar el límite de fatiga a partir del límite de rotura obtenido para la temperatura de funcionamiento, en este caso se debe utilizar un factor:

$$K_d = 1$$

K_e: OTRAS INFLUENCIAS

Confiabilidad	0,5	0,9	0,95	0,99	0,999
Factor de corrección	1	0,897	0,868	0,814	0,753

El factor **K_e** tiene en cuenta otros factores como puede ser la confiabilidad del diseño. Si realizamos múltiples ensayos de fatiga sobre un mismo nivel de tensiones de un material, siempre existe una dispersión estadística importante de su vida a fatiga. La curva de fatiga intrínseca del material está obtenida generalmente para una confiabilidad del 50%, pero en ocasiones será necesario diseñar un componente con una confiabilidad mayor, en nuestro caso será del 99%, y es posible que no se disponga de la curva *S-N* para dicha confiabilidad, en este caso se puede establecer un coeficiente de corrección del límite de fatiga por confiabilidad:

$$K_e = 0,814$$

K_f: EFECTO DEL CONCENTRADOR DE TENSIONES

Las discontinuidades en los componentes mecánicos como agujeros, cambios de sección, chaveteros, etc., producen una elevación local de las tensiones y se llaman concentradores de tensión, o entallas.

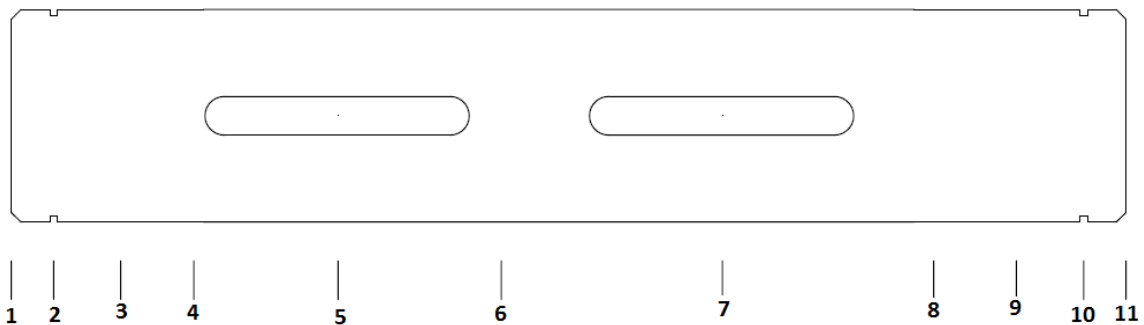
Por otra parte, debido a que estamos calculando para vida infinita,

$$S_n = S_e$$

Estudiaremos el coeficiente de seguridad a fatiga en diferentes secciones del eje, debido a que existen distintos concentradores de tensión que varían K_f en cada sección, al igual que distintos valores del momento flector y la existencia o no del momento torsor.

Los valores de las tensiones están en Mpa y en valor de los momentos están en Nm.

A continuación se muestra un esquema mostrando las secciones que se van a someter a estudio:



	Sección 3	Sección 4	Sección 5	Sección 6	Sección 7	Sección 8	Sección 9
\emptyset	55	55	55	55	55	55	55
K_a	0.7435	0.7435	0.7435	0.7435	0.7435	0.7435	0.7435
K_b	0.85895	0.85895	0.85895	0.85895	0.85895	0.85895	0.85895
K_c	1	1	1	1	1	1	1
K_d	1.007	1.007	1.007	1.007	1.007	1.007	1.007
K_e	0.814	0.814	0.814	0.814	0.814	0.814	0.814
K_f	1	1	2	1	2	1	1
S_u	900	900	900	900	900	900	900
S_y	700	700	700	700	700	700	700
S_e'	450	450	450	450	450	450	450
S_e	235.57	235.57	117.784	235.57	117.784	235.57	235.57
T_m	0	0	285.8	285.8	285.8	0	0
M_a	0	76.50	227.088	302.54	408.75	114.87	0
X	∞	50.3	8.29	12.12	4.68	33.49	∞

4.3 EJE DE SALIDA

4.3.1 DATOS

Los datos de la última rueda son:

$$P = 10000 \text{ W}$$

$$\omega = \left(\frac{334,93}{4,19} \right) = 80,12 \text{ rpm}$$

$$d = 352 \text{ mm} = 0,352 \text{ m}$$

$$T = \frac{T}{\omega} = \frac{10000}{80,12 \cdot \frac{2\pi}{60}} = 1191,78 \text{ Nm}$$

Para calcular F_t y F_r :

$$F_t = \frac{T}{d/2} = \frac{1191,87}{1,76} = 6788,41 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \text{tg } 20^\circ = 6788,41 \cdot \text{tg } 20^\circ = 2470,78 \text{ N}$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{6788,41^2 + 2470,78^2} = 7224,07 \text{ N}$$

4.3.2 DETERMINACIÓN DE ESFUERZOS

Calculamos las Reacciones:

$$\sum F_i = 0$$

$$R_1 + R_2 = F = 7224,07 \text{ N}$$

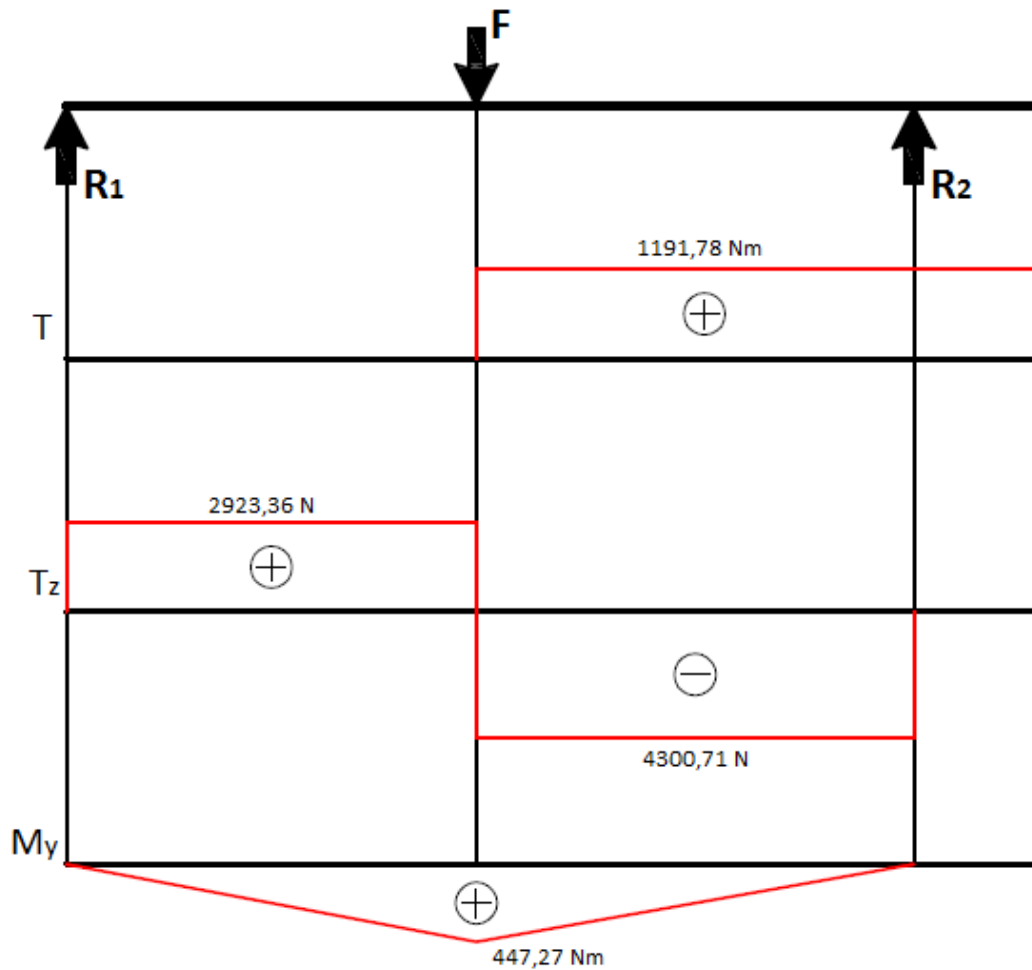
$$\sum M_i = 0$$

$$0,0975 \cdot F = 0,2015 \cdot R_2 \rightarrow R_2 = 4300,71 \text{ N}$$

$$R_1 = 7224,07 - R_2 \rightarrow R_1 = 2923,36 \text{ N}$$

Par que actúa: $T = 1191,78 \text{ Nm}$

Los diagramas de esfuerzos serán:



4.3.3. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE SEGURIDAD A FATIGA

El fallo por fatiga es el más común cuando se trata de resistencia de árboles. Éste normalmente comienza en el punto más desfavorable, en un concentrador de tensiones. Los árboles utilizados en este proyecto no son componentes lisos sino que incluyen diferentes tipos de concentradores de tensiones. Los elementos soportados (engranajes, rodamientos, etc.) deben posicionarse axialmente con precisión, para ello se utilizan cambios de diámetro o anillos elásticos de retención. También deben transmitir momentos torsores, lo que se realiza mediante chavetas. Todos estos casos pueden favorecer el fallo por fatiga.

Debido a las dimensiones reducidas y características poco críticas el proceso de cálculo se limita a comprobar que el coeficiente de seguridad para cada sección con las dimensiones prefijadas es superior a 4.

En el cálculo a fatiga de ejes consideraremos en todos los cálculos el **criterio de máxima tensión tangencial**. Debemos tener en cuenta que solamente tenemos momento flector alternante ($\sigma_m = 0$) y momento torsor medio ($\tau_a = 0$).

$$\frac{S_y}{X} = \sqrt{\left(\sigma_m + \frac{S_y}{S_N} \sigma_a\right)^2 + \left(\tau_m + \frac{S_{sy}}{S_{sn}} \tau_a\right)^2} = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{\left(\frac{S_y}{S_e} M_a\right)^2 + (T_m)^2}$$

Siendo:

Sy: límite de fluencia del material

X: coeficiente de seguridad

S_N = S_e: límite de fatiga

Ma: momento flector alternante

Tm: momento torsor medio

d: diámetro de la sección

S_e': LIMITE DE FATIGA

Se destaca que la estimación del límite de fatiga de la probeta (S_e') que se puede realizar a partir del límite de rotura del material (S_u) puede diferir notablemente del resultado de los ensayos de fatiga realizados sobre el material. Esto deberá tenerse en cuenta al considerar el coeficiente de seguridad a aplicar en el diseño.

$$\text{Para } S_u < 1400: S_e' = \frac{S_u}{2}$$

En los ensayos de laboratorio encaminados a la obtención de características a fatiga se utilizan probetas de material normalizadas en cuanto a dimensiones y calidades de acabado superficial, sometidas a estados tensionales concretos. En un punto de un componente o de una estructura no existirán las mismas condiciones y por lo tanto es de esperar que el límite de fatiga correspondiente S_e difiera del obtenido en el ensayo del material.

Existen multitud de factores que pueden modificar el límite de fatiga, y en general los más importantes pueden considerarse mediante factores de corrección. De esta forma para estimar el límite de fatiga de un punto concreto de una pieza puede utilizarse la siguiente expresión:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot \frac{S_e'}{K_f}$$

K_a: FACTOR DE SUPERFICIE

Las probetas para ensayo de fatiga están cuidadosamente controladas para conseguir gran precisión dimensional y tienen usualmente un acabado de pulido. Este acabado se realiza en dirección axial para evitar la generación de defectos superficiales circunferenciales.

En la práctica, un componente de una máquina o estructura tiene un acabado superficial muy diferente del de la probeta de ensayo, y es de suponer que esto afectará al límite de fatiga. El acabado superficial de un componente depende de su método de producción.

El factor de modificación del límite de fatiga depende, por tanto, de la calidad de acabado y del límite de rotura del material.

ACABADO SUPERFICIAL	Factor a (MPa)	Exponente b
Rectificado	1,58	-0,085
Mecanizado o laminado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Tal y como incluye la especificación técnica el acabado superficial de los ejes es un *mecanizado*, por lo tanto para este reductor:

$$K_a = a \cdot S_u^{-b} = 4,51 \cdot S_u^{-0,265}$$

K_b: FACTOR DE TAMAÑO

El límite de fatiga de los materiales bajo condiciones de flexión y torsión varía con el tamaño del componente. El factor de tamaño, obtenido de datos experimentales sobre probetas de sección circular, para flexión rotativa y torsión, puede estimarse mediante las siguientes ecuaciones en función del diámetro:

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} \quad \text{para} \quad 2,79 \leq d \leq 51\text{mm}$$

$$K_b = 0,859 - 0,000837 \cdot d \quad \text{para} \quad 51 \leq d \leq 254\text{mm}$$

K_c: FACTOR DE TIPO DE CARGA

En función del tipo de carga con el que se este trabajando:

Carga Axial	0,8
Flexión	1
Torsión y cortante	0,577

Para flexión tenemos que:

$$K_c = 1$$

K_d: FACTOR DE TEMPERATURA

(°C)	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
K_d	1	1,01	1,02	1,03	1,02	1	0,98	0,93	0,92	0,84	0,77	0,67	0,55

El limitado número de datos de ensayos disponible indica que, en el caso del acero, el límite de fatiga se incrementa ligeramente a medida que la temperatura

aumenta y que decrece en el rango de 200 a 350°C. Este comportamiento no es exactamente igual que el correspondiente al límite de rotura. Sin embargo, si no disponemos de más información, puede ser razonable estimar el límite de fatiga a partir del límite de rotura obtenido para la temperatura de funcionamiento, en este caso se debe utilizar un factor:

$$K_d = 1$$

K_e: OTRAS INFLUENCIAS

Confiabilidad	0,5	0,9	0,95	0,99	0,999
Factor de corrección	1	0,897	0,868	0,814	0,753

El factor **K_e** tiene en cuenta otros factores como puede ser la confiabilidad del diseño. Si realizamos múltiples ensayos de fatiga sobre un mismo nivel de tensiones de un material, siempre existe una dispersión estadística importante de su vida a fatiga. La curva de fatiga intrínseca del material está obtenida generalmente para una confiabilidad del 50%, pero en ocasiones será necesario diseñar un componente con una confiabilidad mayor, en nuestro caso será del 99%, y es posible que no se disponga de la curva *S-N* para dicha confiabilidad, en este caso se puede establecer un coeficiente de corrección del límite de fatiga por confiabilidad:

$$K_e = 0,814$$

K_f: EFECTO DEL CONCENTRADOR DE TENSIONES

Las discontinuidades en los componentes mecánicos como agujeros, cambios de sección, chaveteros, etc., producen una elevación local de las tensiones y se llaman concentradores de tensión, o entallas.

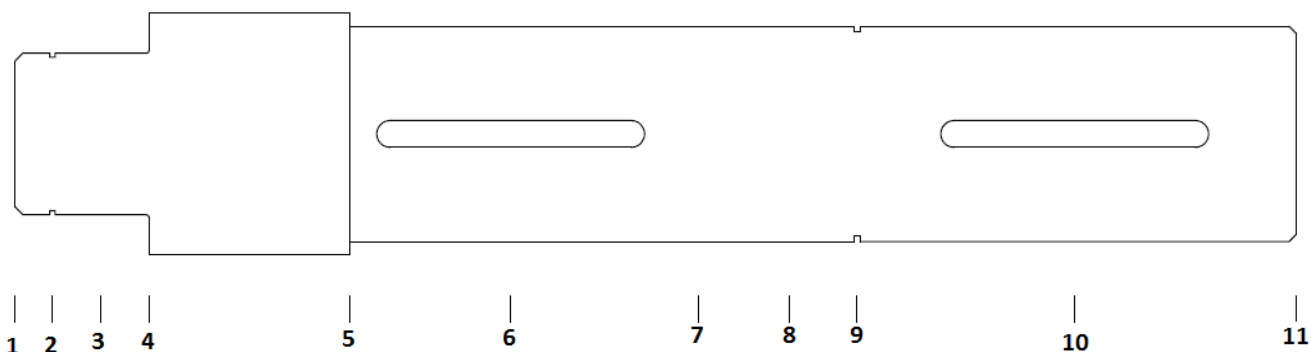
Por otra parte, debido a que estamos calculando para vida infinita,

$$S_n = S_e$$

Estudiaremos el coeficiente de seguridad a fatiga en diferentes secciones del eje, debido a que existen distintos concentradores de tensión que varían **K_f** en cada sección, al igual que distintos valores del momento flector y la existencia o no del momento torsor.

Los valores de las tensiones están en Mpa y en valor de los momentos están en Nm.

A continuación se muestra un esquema mostrando las secciones que se van a someter a estudio:



	Sección 3	Sección 4	Sección 5	Sección 6	Sección 7	Sección 8
\varnothing	60	90	90	80	80	80
K_a	0.7435	0.7435	0.7435	0.7435	0.7435	0.7435
K_b	0.80878	0.78367	0.78367	0.792	0.792	0.792
K_c	1	1	1	1	1	1
K_d	1.007	1.007	1.007	1.007	1.007	1.007
K_e	0.814	0.814	0.814	0.814	0.814	0.814
K_f	1	1.79	1	2.2	1	2.2
S_u	900	900	900	900	900	900
S_y	700	700	700	700	700	700
$S_{e'}$	450	450	450	450	450	450
S_e	221.51	77.87	214.92	98.73	217.21	98.73
T_m	0	0	0	1191.78	1191.78	1191.78
M_a	0	52.62	271.87	447.27	146.22	0
X	∞	74.38	39.73	10.38	27.45	29.52

5. DEFORMACIÓN LATERAL Y ANGULAR EN EJES

La rigidez lateral es un factor importante en el diseño de ejes y árboles. Una rigidez insuficiente, deformaciones laterales por flexión excesivas, puede dar lugar a un mal funcionamiento, y en consecuencia a una reducción de vida. Si la deformación en la posición donde está montado un engranaje es grande, aumentará el juego entre dientes induciendo mayores cargas de impacto en el engrane y reduciendo su vida. Para ejes de transmisión la deformación lateral debe ser inferior a **1 mm/m de longitud**; en engranajes es conveniente una separación menor de 0,1 mm y una **pendiente menor que 0,03 radianes**.

Para el cálculo de las deformaciones laterales por flexión se ha utilizado la ayuda de un programa informático donde han introducido los valores geométricos, constantes de material y esfuerzos a los que está expuesto el eje.

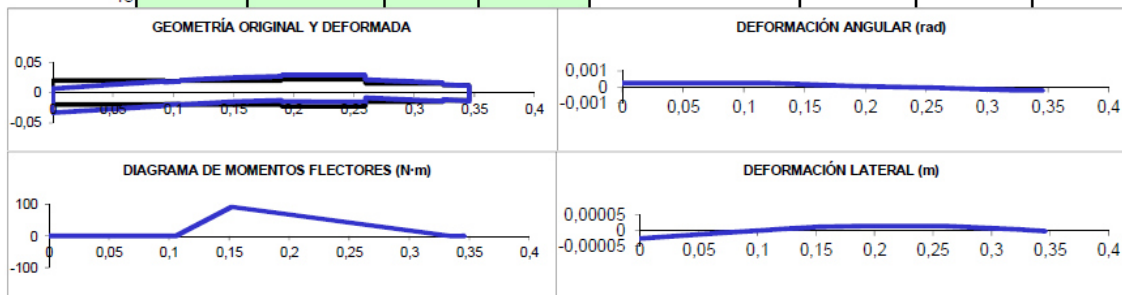
5.1 EJE ENTRADA

E(N/m ²)	2,1000E+11	
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)
Num Secciones	11	
Secc Rod A	4	Reacc en A(N) -1992,59
Secc Rod B	10	Reacc en B(N) -510,43

Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.
2.- Pulsar **Ctrl+R**. Los resultados más significativos en texto rojo

Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos anterior (N·m)	Diagrama de momentos posterior (N·m)	Deformación angular (rad)	Deformación lateral (m)
1	0,00000	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,43E-04	-2,554E-05
2	0,05325	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,43E-04	-1,262E-05
3	0,09278	0,03750	0,00	0,00	0,00	0,00	2,43E-04	-3,026E-06
4	0,10525	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,43E-04	0,000E+00
5	0,11975	0,04000	0,00	0,00	28,89	28,89	2,35E-04	3,480E-06
6	0,15200	0,04000	2503,02	0,00	93,15	93,15	1,60E-04	1,006E-05
7	0,19000	0,04450	0,00	0,00	73,76	73,76	4,00E-05	1,377E-05
8	0,25950	0,03000	0,00	0,00	38,28	38,28	-5,64E-05	1,285E-05
9	0,32400	0,02500	0,00	0,00	5,36	5,36	-2,25E-04	2,411E-06
10	0,33450	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,32E-04	0,000E+00
11	0,34600	0,02360	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,32E-04	-2,66689E-06
12								
13								



5.2 EJE INTERMEDIO

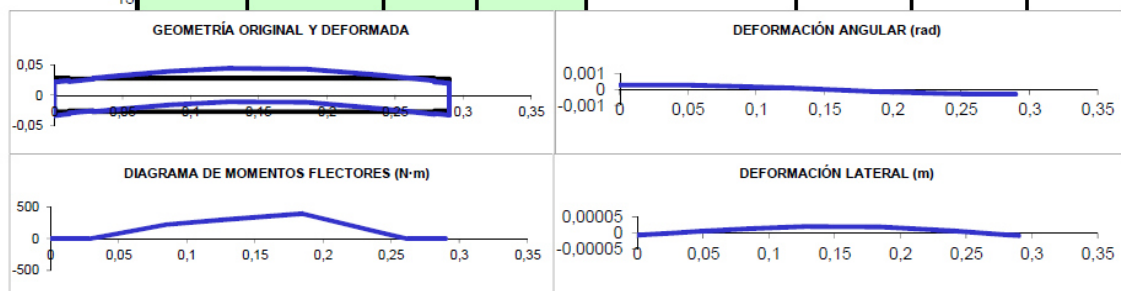
5.2.1 PLANO XY

E(N/m ²)	2,1000E+11	
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)
Num Secciones	11	
Secc Rod A	3	Reacc en A(N) -4023,38
Secc Rod B	9	Reacc en B(N) -5143,28

Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.
2.- Pulsar **Ctrl+R**. Los resultados más significativos en texto rojo

Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos anterior (N·m)	Diagrama de momentos posterior (N·m)	Deformación angular (rad)	Deformación lateral (m)
1	0,00000	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,64E-04	-7,534E-06
2	0,01100	0,05200	0,00	0,00	0,00	0,00	2,64E-04	-4,626E-06
3	0,02850	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,64E-04	0,000E+00
4	0,04750	0,05500	0,00	0,00	76,44	76,44	2,57E-04	4,974E-06
5	0,08500	0,05500	2361,98	0,00	227,32	227,32	1,96E-04	1,365E-05
6	0,12750	0,05500	0,00	0,00	297,93	297,93	7,79E-05	1,959E-05
7	0,18500	0,05500	6804,68	0,00	393,46	393,46	-1,33E-04	1,830E-05
8	0,24000	0,05500	0,00	0,00	110,58	110,58	-2,80E-04	6,195E-06
9	0,26150	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,92E-04	0,000E+00
10	0,27900	0,05200	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,92E-04	-5,116E-06
11	0,29000	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,92E-04	-8,33158E-06
12								
13								



5.2.2 PLANO ZY

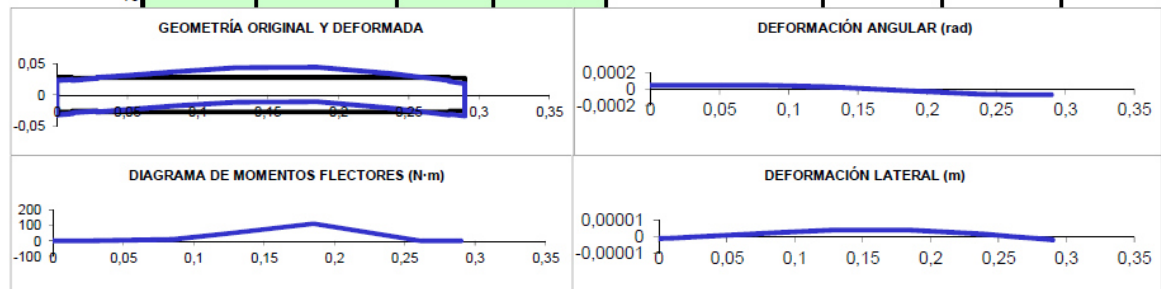
E(N/m²) 2,1000E+11
 Factor Def -1,00 (Negativo => automático)
 Num Secciones 11
 Secc Rod A 3
 Secc Rod B 9

Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.
 2.- Pulsar **Ctrl+R**. Los resultados más significativos en texto rojo

Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba
 Momentos positivos en sentido horario

Reacc en A(N) -164,68
 Reacc en B(N) -1455,95

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos anterior (N·m)	Diagrama de momentos posterior (N·m)	Deformación angular (rad)	Deformación lateral (m)
1	0,00000	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	4,31E-05	-1,228E-06
2	0,01100	0,05200	0,00	0,00	0,00	0,00	4,31E-05	-7,539E-07
3	0,02850	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	4,31E-05	0,000E+00
4	0,04750	0,05500	0,00	0,00	3,13	3,13	4,28E-05	8,166E-07
5	0,08500	0,05500	-856,07	0,00	9,30	9,30	4,03E-05	2,382E-06
6	0,12750	0,05500	0,00	0,00	52,69	52,69	2,63E-05	3,867E-06
7	0,18500	0,05500	2476,70	0,00	111,38	111,38	-2,37E-05	4,115E-06
8	0,24000	0,05500	0,00	0,00	31,30	31,30	-6,53E-05	1,454E-06
9	0,26150	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,88E-05	0,000E+00
10	0,27900	0,05200	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,88E-05	-1,205E-06
11	0,29000	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,88E-05	-1,96192E-06
12								
13								



En el eje intermedio tenemos que calcular deflexiones en dos planos diferentes debido a las dos direcciones de transmisión de cargas. El primero es el diagrama de deformaciones con las fuerzas radiales y el segundo con las fuerzas tangenciales.

El valor de deflexión en el eje será:

$$y = \sqrt{(-8,33158 \cdot 10^{-6})^2 + (8,166 \cdot 10^{-7})^2} = 8,371 \cdot 10^{-6} \text{ mm} \leq 0,198 \text{ mm}$$

$$8,371 \cdot 10^{-6} \text{ mm} \leq 0,198 \text{ mm}$$

Haciendo la misma operación para la deflexión angular se comprueba que es inferior a 0,03 rad.

El valor de deflexión angular en el eje será:

$$y = \sqrt{(-6,88 \cdot 10^{-5})^2 + (7,79 \cdot 10^{-5})^2} = 1,0393 \cdot 10^{-4} \text{ rad} \leq 0,3 \text{ rad}$$

$$1,0393 \cdot 10^{-4} \leq 0,3 \text{ rad}$$

5.3 EJE SALIDA

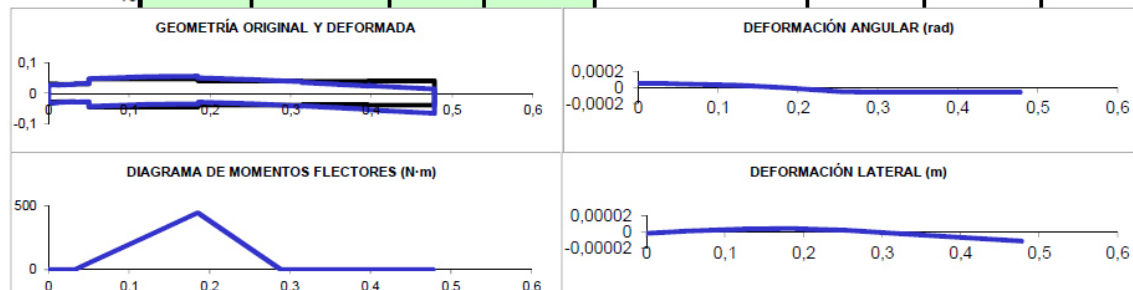
E(N/m²) 2.1000E+11
 Factor Def -1,00 (Negativo => automático)
 Num Secciones 11
 Sec Rod A 3
 Sec Rod B 8

Reacc en A(N) -2923,36
 Reacc en B(N) -4300,71

Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.
 2.- Pulsar **Ctrl+R**. Los resultados más significativos en texto rojo

Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba
 Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos anterior (N·m)	Diagrama de momentos posterior (N·m)	Deformación angular (rad)	Deformación lateral (m)
1	0,00000	0,06000	0,00	0,00	0,00	0,00	4,81E-05	-1,539E-06
2	0,01100	0,05700	0,00	0,00	0,00	0,00	4,81E-05	-1,010E-06
3	0,03200	0,06000	0,00	0,00	0,00	0,00	4,81E-05	0,000E+00
4	0,05000	0,09000	0,00	0,00	52,62	52,62	4,45E-05	8,443E-07
5	0,12500	0,09000	0,00	0,00	271,87	271,87	2,65E-05	3,662E-06
6	0,18500	0,08000	7224,07	0,00	447,27	447,27	-5,35E-06	4,376E-06
7	0,25500	0,08000	0,00	0,00	146,22	146,22	-5,45E-05	1,988E-06
8	0,28900	0,08000	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,04E-05	0,000E+00
9	0,31425	0,07650	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,04E-05	-1,526E-06
10	0,39550	0,08000	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,04E-05	-6,436E-06
11	0,47800	0,08000	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,04E-05	-1,14223E-05
12								
13								



6. ELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Para seleccionar los rodamientos del eje hemos tenido en cuenta que un extremo sea fijo y otro libre. Al ser los engranajes cilíndricos de dientes rectos, normalmente los rodamientos sólo tendrán que transmitir esfuerzos radiales.

El hecho de que uno de los extremos sea fijo (limitado el movimiento en la dirección axial) y el otro libre (para soportar posibles esfuerzos axiales sobre los ejes que se pudiesen producir durante el transporte del reductor, en su montaje, etc.) es para asegurar la isoestaticidad del eje y evitar que aparezcan esfuerzos en dirección axial a causa de dilataciones térmicas.

Se han elegido rodamientos de bolas para todos los ejes y se seleccionarán aquellos rodamientos que tengan una capacidad de carga dinámica mayor o igual a la requerida por condiciones de vida, confiabilidad y temperatura de trabajo, para una sección con cierta fuerza equivalente que deberán ser capaces de transmitir, a la cual denominaremos C^* .

Los rodamientos se calculan en función de la carga que deben soportar y de la vida útil que deben garantizar.

Para todos los rodamientos, vamos a tomar una vida en horas de 15000 horas, ya que de esta forma, cuando haya que sustituir los rodamientos, se sustituyan todos a la vez.

Para calcular los rodamientos vamos a usar el catálogo online de SKF.
La expresión utilizada es la siguiente:

$$C^* = F_{eq} \cdot \left(\frac{L}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6} \right)^{1/q}$$

Donde:

C* = Capacidad de carga dinámica. Relaciona la fuerza transmitida equivalente con la vida en revoluciones del rodamiento.

F_{eq} = Fuerza transmitida equivalente. En caso de tener engranajes de dientes rectos, no hay fuerza axial, por lo que toda la fuerza que recibe el rodamiento coincidirá con la reacción que hemos calculado en apartados anteriores de este documento.

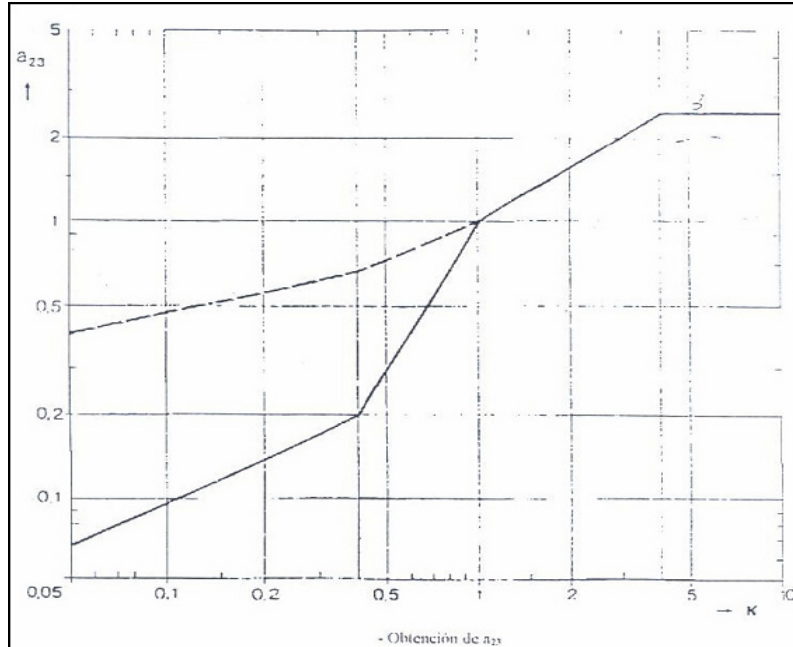
L = Vida del rodamiento en ciclos, el número de ciclos para una misma vida en horas (15.000) depende del número de revoluciones a las que gire el eje y se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$L = \omega(\text{rpm}) \cdot 15000 \cdot 60$$

a₁ = Coeficiente de fiabilidad. Por defecto ($a_1 = 1$) sería una fiabilidad del 90 %, para fiabilidades mayores, habría que recurrir a una gráfica de la que se puede obtener el valor de a_1 en función de la fiabilidad que escojamos. En nuestro caso, para una fiabilidad del 98% tiene un valor de: $a_1 = 0,37$

Fiabilidad %	a ₁
90	1,0
95	0,64
96	0,55
97	0,47
98	0,37
99	0,25
99,2	0,22
99,4	0,19
99,6	0,16
99,8	0,12
99,9	0,093
99,92	0,087
99,94	0,080
99,95	0,077

a_{23} = Coeficiente en función del tipo de material y condiciones de trabajo. Dicho coeficiente irá en función del aceite que hemos escogido para lubricar los rodamientos y del régimen de giro a la que estarán sometidos los rodamientos.



q = Constante que va en función del tipo de rodamiento. Siendo $q = 3$ para rodamientos de bolas.

6.1 RODAMIENTOS EJE ENTRADA

6.1.1 PRIMER RODAMIENTO

F_{eq}	1,995	kN
L	$1260 \cdot 10^6$	Ciclos
Fiabilidad	99	%
a_1	0,25	
d_{eje}	40	mm
D_{ext}	80	mm
dm	60	mm
ν	30	mm^2/s
ν_1	18	mm^2/s
$K = \nu / \nu_1$	1,67	
a_{23}	1,5	
q	3	
C^*	29,89	kN
C	32,5	kN
Rodamiento de bolas	6208-2RS1	Ok

6.1.2 SEGUNDO RODAMIENTO

F_{eq}	0,507	kN
L	$1260 \cdot 10^6$	Ciclos
Fiabilidad	99	%
α_1	0,25	
d_{eje}	40	mm
D_{ext}	68	mm
dm	54	mm
ν	30	mm^2/s
ν_1	17	mm^2/s
$K = \nu / \nu_1$	1,76	
α_{23}	1.35	
q	3	
C*	7,866	kN
C	16,8	kN
Rodamiento de bolas	63008-2RS1	Ok

6.2 RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO

6.2.1 PRIMER RODAMIENTO

F_{eq}	4,436	kN
L	$300,717 \cdot 10^6$	Ciclos
Fiabilidad	99	%
α_1	0,25	
d_{eje}	55	mm
D_{ext}	120	mm
dm	87,5	mm
ν	30	mm^2/s
ν_1	37	mm^2/s
$K = \nu / \nu_1$	0,811	
α_{23}	0,88	
q	3	
C*	49,23	kN
C	74,1	kN
Rodamiento de bolas	6311-Z	Ok

6.2.2 SEGUNDO RODAMIENTO

F_{eq}	5,333	kN
L	300,717 · 10⁶	Ciclos
Fiabilidad	99	%
α_1	0,25	
d_{eje}	55	mm
D_{ext}	120	mm
dm	87,5	mm
ν	30	<i>mm² / s</i>
ν_1	37	<i>mm² / s</i>
K = ν / ν_1	0,811	
α_{23}	0,88	
q	3	
C*	59,19	kN
C	74,1	kN
Rodamiento de bolas	6311-Z	Ok

6.3 RODAMIENTOS EJE SALIDA

6.3.1 PRIMER RODAMIENTO

F_{eq}	2,923	kN
L	72,018 · 10⁶	Ciclos
Fiabilidad	99	%
α_1	0,25	
d_{eje}	60	mm
D_{ext}	95	mm
dm	77,5	mm
ν	30	<i>mm² / s</i>
ν_1	140	<i>mm² / s</i>
K = ν / ν_1	0,21	
α_{23}	0,57	
q	3	
C*	23,3	kN
C	30,7	kN
Rodamiento de bolas	6012	Ok

6.3.2 SEGUNDO RODAMIENTO

F_{eq}	4,3	kN
L	$72,018 \cdot 10^6$	Ciclos
Fiabilidad	99	%
α_1	0,25	
d_{eje}	80	mm
D_{ext}	125	mm
d_m	102,5	mm
ν	30	mm^2/s
ν_1	125	mm^2/s
$K = \nu / \nu_1$	0,24	
$\alpha_{2,3}$	0,6	
q	3	
C^*	33,67	kN
C	49,4	kN
Rodamiento de bolas	6616-Z	Ok

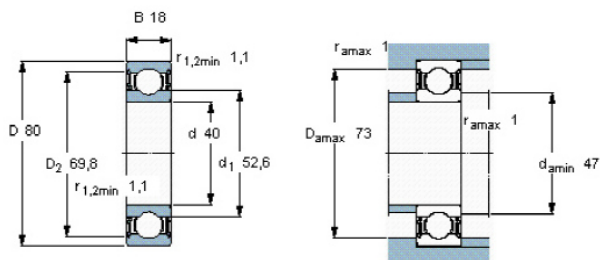
6.4 CARACTERÍSTICAS DE LOS RODAMIENTOS

A continuación se especifican las principales características de los rodamientos seleccionados, éstos están extraídos directamente de la página web del fabricante (SKF).

6.4.1 EJE DE ENTRADA

6.4.1.1. PRIMER RODAMIENTO

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	básica dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm			kN	C_0	rpm		* rodamiento SKF Explorer
40	80	18	32,5	19	-	5600	6208-2RS1 *

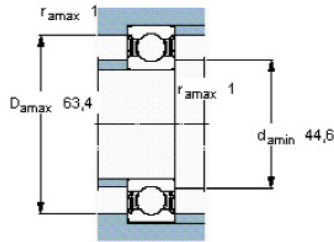
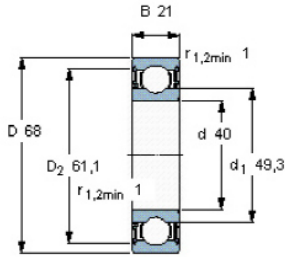


Factores de cálculo

k_f 0,025
 f_0 14

6.4.1.2. SEGUNDO RODAMIENTO

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm			kN		rpm		* rodamiento SKF Explorer
40	68	21	16,8	11,6	-	6300	63008-2RS1

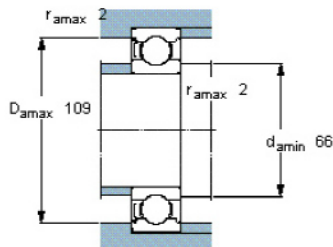
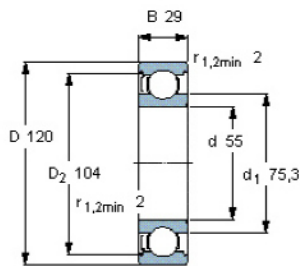


Factores de cálculo
 k_r 0,025
 f_0 15

6.4.2 EJE INTERMEDIO

6.4.2.1 PRIMER RODAMIENTO

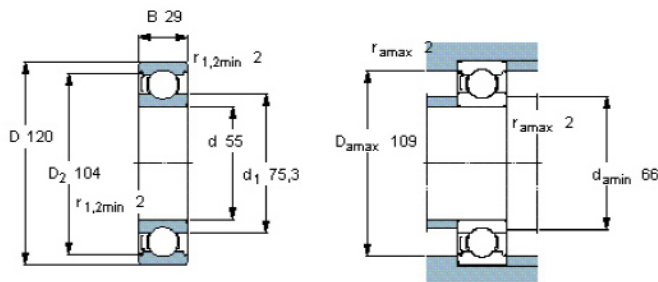
Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm			kN		rpm		* rodamiento SKF Explorer
55	120	29	74,1	45	12000	8000	6311-Z *



Factores de cálculo
 k_r 0,03
 f_0 13

6.4.2.2 SEGUNDO RODAMIENTO

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm			C	C_0	rpm		* rodamiento SKF Explorer
55	120	29	74,1	45	12000	8000	6311-Z *



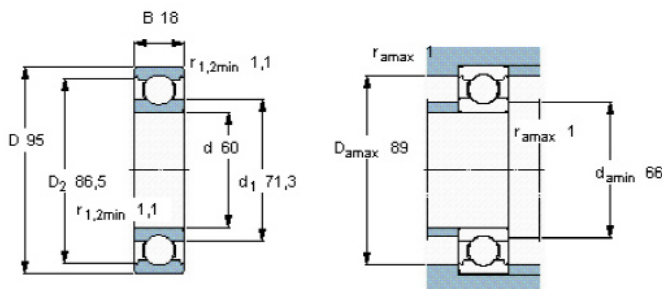
Factores de cálculo

k_r 0,03
 f_0 13

6.4.3 EJE DE SALIDA

6.4.3.1 PRIMER RODAMIENTO

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm			C	C_0	rpm		* rodamiento SKF Explorer
60	95	18	30,7	23,2	15000	9500	6012 *

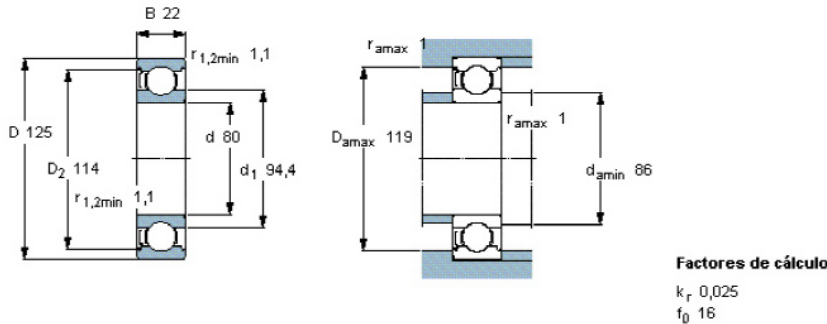


Factores de cálculo

k_r 0,025
 f_0 18

6.4.3.2 SEGUNDO RODAMIENTO

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
			C	C_0			* rodamiento SKF Explorer
mm			kN		rpm		-
80	125	22	49,4	40	11000	7000	6016-Z *



7. OTROS ELEMENTOS

En este apartado se detallan como van a ser las uniones a torsión de los engranajes con el eje y los elementos de fijación axial y separación de los engranajes a lo largo de los ejes.

El elemento de unión a torsión elegido es la chaveta, el material utilizado para este componente será un acero más blando que el usado para los ejes, así en caso de rotura romperá antes que éstos. Cogemos un acero **F-1130**, que tiene como límite de fluencia y de rotura del material $S_y=600$ MPa; $S_u=800$ MPa respectivamente.

Para fijar axialmente los rodamientos y engranajes se emplearán arandelas elásticas o los propios cambios de sección del eje y para separar axialmente se usarán casquillos separadores.

7.1 EJE ENTRADA

7.1.1 CHAVETAS

Las chavetas son los componentes que se empujan para unir a torsión los engranajes a sus respectivos árboles.

Primera chaveta: Eje con motor.

La longitud de la chaveta debe ser de al menos 1,25 veces el diámetro del eje. Por lo tanto tenemos que según la tabla de medidas de chavetas que aparece en la norma DIN 6885:

Deje_entrada: 40 mm
 $l_{chaveta} = 40 \cdot 1,25 = 50$ mm
Sección = 12 x 8 mm

Segunda chaveta: Piñón1

La longitud de la chaveta debe ser de al menos 1,25 veces el diámetro del eje. Por lo tanto según la tabla de medidas que aparece en la norma DIN 6885:

D_eje_entrada: 40mm
 $l_{chaveta} = 40 \cdot 1,25 = 50$ mm
Sección = 12x 8 mm

Como el ancho del piñón es de 58mm y la longitud de la chaveta 50mm no se saldrá de la anchura de este engranaje y esta chaveta será válida con esa longitud y sección cumpliendo las condiciones requeridas.

7.1.2. ARANDELAS

Para posicionar axialmente los componentes montados sobre los árboles y ejes se utilizan arandelas elásticas.

- **Arandela 1:** fija el extremo izquierdo del rodamiento1.

Diámetro del eje $\rightarrow d = 40$ mm (cogeremos la de 40 mm)
Diámetro interior (rebaje en el eje) $\rightarrow g = 37,5$ mm
Espesor del anillo (h11) $\rightarrow e = 1,25$ mm

- **Arandela 2:** fija el extremo derecho del rodamiento 2.

Diámetro del eje $\rightarrow d = 25$ mm (cogeremos la de 25 mm)
Diámetro interior (rebaje en el eje) $\rightarrow g = 23$ mm
Espesor del anillo (h11) $\rightarrow e = 1$ mm

7.1.3. RETENES

- **RETÉN 1:** asegura la estanqueidad en el eje de entrada.

Diámetro del eje $\rightarrow d = 40$ mm
Reten a colocar: 40x47x4

7.1.4. CASQUILLOS ESPACIADORES

1. *Árbol de entrada.*

Está situado entre el rodamiento de la parte izquierda (entrada del motor) y el engranaje.

Longitud $\rightarrow L = 38 \text{ mm}$
 Diámetro interior $\rightarrow d = 40 \text{ mm}$
 Diámetro exterior $\rightarrow D = 44 \text{ mm}$

7.2. EJE INTERMEDIO

7.2.1 CHAVETAS

Las chavetas son los componentes que se empelan para unir a torsión los engranajes a sus respectivos árboles.

Primera chaveta: Rueda 1

La longitud de la chaveta debe ser de al menos 1,25 veces el diámetro del eje. Por lo tanto tenemos que según la tabla de medidas de chavetas que aparece en la norma DIN 6885:

D_eje_intermedio: 55 mm
 $l_{\text{chaveta}} = 55 \cdot 1,25 = 68,75 \text{ mm}$
 Sección = 16 x 10 mm

Como nuestra rueda del eje intermedio mide un ancho de 50 mm, la chaveta se nos saldría por lo que realizaremos una serie de cálculos para disponer una chaveta más corta. Veamos para una chaveta de **longitud= 45 mm**.

Fuerza ejercida en la sección central de la chaveta: F_c

El torsor que actúa es de 285,79 N.

$$F_c = \frac{T}{d_{\text{eje}}/2} = \frac{285,79}{0,055/2} = 10392,57 \text{ N}$$

Tensión de cortadura:

$$\zeta_{\text{max}}^c = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_c}{\text{Área}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{7174,89}{0,045 \cdot 0,016} = 21,65 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

Comparamos con S_{Sy} :

$$S_{Sy} = \frac{S_y}{2} = \frac{600 \cdot 10^6}{2} = 300 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 > \zeta_{\text{max}}^c \quad \text{OK!}$$

Veamos que ocurre con el *aplastamiento*:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F_c}{l \cdot \frac{h}{2}} \quad \text{siendo,} \quad \begin{array}{l} l = \text{longitud de la chaveta (m)} \\ h = \text{altura del chavetero} \end{array}$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{7174,89}{0,045 \cdot \frac{0,0105}{2}} = 30,37 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

Lo comparamos con el límite de fluencia del material:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} < S_y = 600 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 \quad \text{OK!}$$

Las dos condiciones se han verificado por lo que una chaveta más corta, de longitud 45 mm cumplirá las condiciones requeridas.

Chaveta rueda eje intermedio:

Longitud=45 mm
Sección= 16 x 10 mm

Segunda chaveta: Piñón 2

La longitud de la chaveta debe ser de al menos 1,25 veces el diámetro del eje. Por lo tanto tenemos que según la tabla de medidas de chavetas que aparece en la norma DIN 6885:

D_eje_intermedio: 55mm
l_chaveta= 55 · 1,25= 68,75 mm
Sección = 16 x 10 mm

Como el ancho de la rueda es de 100mm y la longitud de la chaveta es 68,75mm, no se saldrá de la anchura de este engranaje y esta chaveta será válida con esa longitud y sección cumpliendo las condiciones requeridas.

7.2.2. ARANDELAS

Para posicionar axialmente los componentes montados sobre los árboles y ejes se utilizan arandelas elásticas.

- **Arandela 1:** fija el extremo izquierdo del primer rodamiento

Diámetro del eje → d = 55 mm (cogeremos la de 55 mm)
Diámetro interior (rebaje en el eje) → g = 52 mm
Espesor del anillo (h11) → e = 2mm

- **Arandela 2:** fija el extremo derecho del segundo rodamiento

Diámetro del eje → d = 55mm (cogeremos la de 55 mm)
Diámetro interior (rebaje en el eje) → g = 52 mm
Espesor del anillo (h11) → e = 2 mm

7.2.3. CASQUILLOS ESPACIADORES

Árbol intermedio.

En este caso, los casquillos se sitúan, uno entre rodamiento izquierdo y la rueda de la primera etapa, otro entre los engranajes (rueda primera etapa y piñón segunda etapa) y el tercero entre el piñón y el rodamiento.

Primer casquillo: Izquierda de la rueda

Longitud $\rightarrow L = 15 \text{ mm}$

Diámetro interior $\rightarrow d = 55 \text{ mm}$

Diámetro exterior $\rightarrow D = 59 \text{ mm}$

Segundo casquillo: Entre la rueda y el piñón

Longitud $\rightarrow L = 15 \text{ mm}$

Diámetro interior $\rightarrow d = 55 \text{ mm}$

Diámetro exterior $\rightarrow D = 59 \text{ mm}$

Tercer casquillo: Derecha del piñón

Longitud $\rightarrow L = 14 \text{ mm}$

Diámetro interior $\rightarrow d = 55 \text{ mm}$

Diámetro exterior $\rightarrow D = 59 \text{ mm}$

7.3. EJE DE SALIDA

7.3.1 CHAVETAS

Primera chaveta: Rueda 2

La longitud de la chaveta debe ser de al menos 1,25 veces el diámetro del eje. Por lo tanto tenemos que según la tabla de medidas de chavetas que aparece en la norma DIN 6885:

$D_{\text{eje_salida}} = 80 \text{ mm}$

$l_{\text{chaveta}} = 80 \cdot 1,25 = 100 \text{ mm}$

Sección = 22 x 14 mm

Como el ancho de la rueda es de 120mm y la longitud de la chaveta 100mm no se saldrá de la anchura de este engranaje y esta chaveta será válida con esa longitud y sección cumpliendo las condiciones requeridas.

Segunda chaveta: Eje con la máquina.

La longitud de la chaveta debe ser de al menos 1,25 veces el diámetro del eje. Por lo tanto tenemos que según la tabla de medidas de chavetas que aparece en la norma DIN 6885:

$l_{\text{chaveta}} = 100 \text{ mm}$
Sección = 22 x 14 mm

7.3.2. ARANDELAS

Para posicionar axialmente los componentes montados sobre los árboles y ejes se utilizan arandelas elásticas.

- **Arandela 1:** fija el extremo izquierdo del primer rodamiento.

Diámetro del eje $\rightarrow d = 60 \text{ mm}$ (cogeremos la de 60 mm)
Diámetro interior (rebaje en el eje) $\rightarrow g = 57 \text{ mm}$
Espesor del anillo (h11) $\rightarrow e = 2 \text{ mm}$

- **Arandela 2:** fija el extremo derecho del segundo rodamiento.

Diámetro del eje $\rightarrow d = 80 \text{ mm}$ (cogeremos la de 80 mm)
Diámetro interior (rebaje en el eje) $\rightarrow g = 76,5 \text{ mm}$
Espesor del anillo (h11) $\rightarrow e = 2,5 \text{ mm}$

7.3.3. RETENES

- **RETÉN 2:** asegura la estanqueidad en el eje de salida.

Diámetro del eje $\rightarrow d = 80 \text{ mm}$
Reten a colocar: 80x95x10

7.3.4. CASQUILLOS ESPACIADORES

Árbol de salida.

El primer casquillo se sitúa a la derecha del primer rodamiento y el segundo entre el engranaje y el rodamiento de la parte derecha (salida del reductor).

Primer casquillo:

Longitud $\rightarrow L = 17 \text{ mm}$
Diámetro interior $\rightarrow d = 60 \text{ mm}$
Diámetro exterior $\rightarrow D = 64 \text{ mm}$

Segundo casquillo:

Longitud $\rightarrow L = 54 \text{ mm}$
Diámetro interior $\rightarrow d = 80 \text{ mm}$
Diámetro exterior $\rightarrow D = 84 \text{ mm}$