



Diseño y cálculo resistente a fatiga y deformación de un reductor de dos etapas para una máquina elevadora de carga

DOCUMENTO:

Memoria

Autor: ÁLVARO PEREA CHAFÉ

Tutor: FRANCISCO DAVID DENIA GUZMÁN

Fecha: 07/09/2019

ÍNDICE MEMORIA

1. OBJETO	3
2. ANTECEDENTES	3
3. ESTUDIO DE NECESIDADES: FACTORES A CONSIDERAR	4
3.1 POTENCIA Y RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	4
3.2 CONDICIONES AMBIENTALES	4
3.3 MANTENIMIENTO Y DURACIÓN	5
3.4 GEOMETRÍA Y TAMAÑO	5
4. SOLUCIONES ALTERNATIVAS	5
4.1 TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO	5
4.1.1 TRANSMISIÓN POR CORREA PLANA	6
4.1.2 TRANSMISIÓN POR CORREA TRAPEZOIDAL	6
4.2 TRANSMISIONES POR ENGRANE DE CONTACTO FLEXIBLE	6
4.2.1 TRANSMISIÓN POR CADENA	6
4.2.2 TRANSMISIÓN POR CORREA DENTADA	7
4.3 TRANSMISIÓN POR ENGRANE DE CONTACTO DIRECTO	7
4.3.1 TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CILÍNDRICOS	7
4.3.2 TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CÓNICOS	8
4.3.3 TRANSMISIÓN POR TORNILLO SIN FIN-CORONA	9
5. SOLUCIÓN ADOPTADA: JUSTIFICACIÓN	9
5.1 TIPO DE TRANSMISIÓN	9
5.2 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	10
5.3 DISPOSICIÓN Y APOYO DE LOS ÁRBOLES	10
5.4 MONTAJE DE ELEMENTOS SOBRE EL EJE	11
5.5 SISTEMA DE LUBRICACIÓN	11
6. SOLUCIÓN ADOPTADA: DESCRIPCIÓN DETALLADA	12
6.1 ENGRANAJES	12
6.2 UNIONES A TORSIÓN: CHAVETAS	15
6.3 EJES	16
6.4 RODAMIENTOS	17
6.5 ANILLOS DE SEGURIDAD	18
6.6 CARCASA	20

1. OBJETO

El objetivo del presente proyecto es el cálculo y diseño de un reductor de velocidad de dos etapas, el cual forma parte del mecanismo de elevación de un puente-grúa.

El puente-grúa es un tipo de grúa muy utilizada en la industria, que permite desplazar cargas pesadas en dirección vertical y horizontal. La grúa en su conjunto se compone de dos rieles paralelos emplazados a una cierta altura -dependiendo de las necesidades de la fábrica- con un puente (viga) metálico apoyado y desplazable sobre estos.

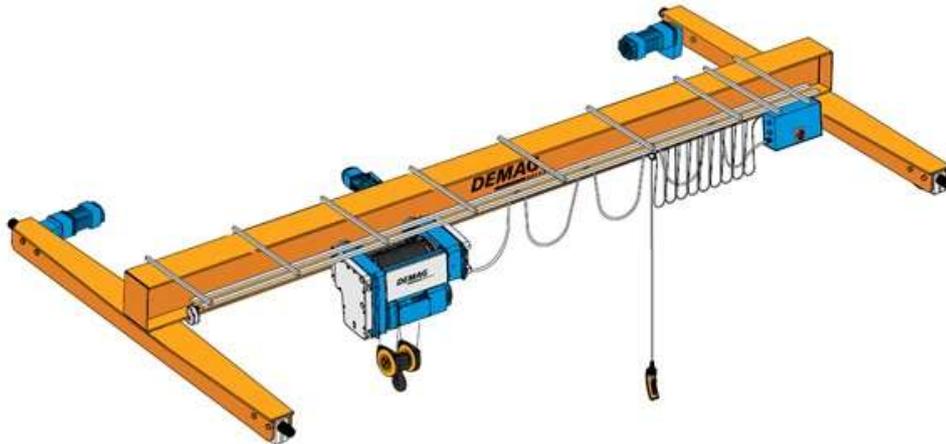


Figura 1 Representación de un puente-grúa.

El carro es el dispositivo de elevación del puente-grúa, el cual se ubica apoyado sobre los rieles del puente, permitiéndole trasladarse longitudinalmente sobre este a partir de ruedas movidas por pequeños motorreductores. Así pues, el puente-grúa en su conjunto posibilita el movimiento de la carga en tres ejes, dos horizontales -perpendiculares- y un tercero vertical, siendo la maniobra sobre este último el fundamento de este proyecto. El dispositivo elevador se compone principalmente de un motorreductor con un tambor acoplado en el eje de salida -que enrolla el cable del aparejo- y un chasis o estructura donde van montados los diferentes elementos, ejerciendo este último de componente estructural.

En los posteriores apartados del presente documento se detalla toda la información técnica y económica relativa a la solución adoptada -previamente justificada- del reductor de elevación.

2. ANTECEDENTES

El par necesario aplicado sobre el tambor, con el fin de elevar las 5 toneladas de carga para las cuales está diseñado el puente-grúa, es demasiado elevado para acoplar directamente el motor. Además, la velocidad lineal de elevación depende directamente del diámetro del tambor y su velocidad de rotación, siendo mucho menor -por medidas de seguridad- a la suministrada por la unidad de potencia.

Para ajustar la velocidad de giro del motor y elevar el par suministrado antes de su acoplamiento con el eje del tambor, es necesario la implementación de una transmisión mecánica que ejerza la función de reductor de velocidad entre el eje del motor y el eje del tambor.

3. ESTUDIO DE NECESIDADES: FACTORES A CONSIDERAR

3.1 POTENCIA Y RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

La potencia suministrada por el motor depende del peso de la carga y la velocidad de elevación requerida. Su cálculo excede el propósito del presente proyecto, siendo facilitados por el cliente los requerimientos de potencia y velocidad de giro del tambor:

Potencia útil del motor (P) 5500 W
Régimen del motor (w_e) 720 rpm
Régimen del tambor (w_s) 25'5-26 rpm

A continuación, se adjunta la ficha técnica del motor eléctrico de corriente alterna 400/690V con freno electromagnético incorporado:

TYPE	POWER		rpm	In 400 V A	Rend% Eff.%	Cosφ p.f.	Ia In	Ca Cn	Cmax Cn	Cn Nm	J kgm ²
	kw	hp									
AT160MB	5.50	7.50	720	13.80	85.2	0.68	3.8	1.6	2.0	72.60	0.0920

El cliente establece un pequeño intervalo en la velocidad de giro del tambor, dentro del cual la solución será válida. El régimen de giro a la salida del reductor empleado en el cálculo de la relación de transmisión se corresponde al punto medio del citado intervalo:

$$i_{total} = \frac{w_e}{w_s} = \frac{720}{25'75} = 27'96 \sim 28'00$$

Así pues, el intervalo dentro del cual la relación se considera válida representa una variación máxima del 1% respecto a la calculada:

$$i_{total} = [27'7, 28'24]$$

3.2 CONDICIONES AMBIENTALES

A continuación, se muestra una tabla con los aspectos ambientales más relevantes, bajo los cuales operará el reductor:

Localización de la nave	Ribarroja del Turia, Valencia, España
Temperatura anual media	20°C
Humedad relativa	< 70%
¿Atmosfera agresiva?	No

3.3 MANTENIMIENTO Y DURACIÓN

Los aspectos más destacados relativos al mantenimiento y duración son:

- El funcionamiento del dispositivo será intermitente y puntual, no superando la hora de uso diaria.
- El dispositivo debe ofrecer un funcionamiento fiable, soportando los choques derivados del arranque y parada del elevador en cada maniobra.
- El mantenimiento del dispositivo debe ser mínimo dada su ubicación en altura y la relativa baja accesibilidad derivada de ello.

3.4 GEOMETRÍA Y TAMAÑO

Los aspectos más destacados relativos a la geometría y tamaño del reductor son:

- La fabricación y montaje del dispositivo debe realizarse de la forma más sencilla posible para evitar costes elevados, descartando geometrías y disposiciones complejas de los componentes.
- El diseño del reductor debe asegurar la máxima compacidad debido a su ubicación en altura. Así pues, la disposición del eje de entrada y salida del mecanismo deberá evitar una distancia en voladizo que pueda someter a una tensión excesiva la estructura del polipasto.

4. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

En el siguiente apartado se presentan las diferentes soluciones o alternativas que pueden realizar la función de reductor de velocidad.

Según el principio básico de funcionamiento podemos clasificar las transmisiones mecánicas en: transmisiones por rozamiento y transmisiones por engrane. A su vez, las transmisiones por engrane dependen del tipo de contacto y se subdividen en: transmisiones por contacto flexible y transmisiones por contacto directo.

4.1 TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO

Ventajas:

- Coste reducido.
- Bajos requerimientos en la disposición de los árboles.
- Funcionamiento silencioso.
- Absorción elástica de choques y protección contra sobrecargas.

Inconvenientes:

- Duración limitada.
- Relación de transmisión inexacta; deslizamiento del 1-3%.
- Sensibilidad al ambiente.
- Sobrecarga de los cojinetes debido a la necesidad de tensión previa.

Atendiendo a la geometría de la correa, existen dos tipos de transmisión por rozamiento: transmisión por correa plana y transmisión por correa trapezoidal.

4.1.1 TRANSMISIÓN POR CORREA PLANA

Las correas planas son empleadas entre árboles paralelos y cruzados de accionamientos abiertos con relaciones de transmisión $i \leq 6$, pudiendo llegar a relaciones $i \leq 15$ para accionamientos con rodillos tensores. Se usan principalmente en aplicaciones con una elevada velocidad de operación o con poleas de radio reducido.

La tensión a la que está sometida la correa varía a su paso por la polea, variando también su longitud y provocando un pequeño resbalamiento. Si la fuerza de tracción supera a la de rozamiento, la correa desliza sobre la polea pequeña sin ser arrastrada, lo cual sirve de protección contra las sobrecargas. Debido al deslizamiento, el rendimiento es aproximadamente de un 85%.

4.1.2 TRANSMISIÓN POR CORREA TRAPEZOIDAL

Las correas trapezoidales son empleadas entre árboles paralelos con relaciones de velocidad $i \leq 10$. Tienen una capacidad de transmisión hasta tres veces superior a las correas planas para la misma fuerza de presión, sobrecargando en menor medida los cojinetes. Este tipo de transmisión no presenta apenas deslizamiento, alcanzando un 98% de rendimiento siempre que la tensión de la correa sea la correcta.

4.2 TRANSMISIONES POR ENGRANE DE CONTACTO FLEXIBLE

4.2.1 TRANSMISIÓN POR CADENA

Las cadenas son empleadas entre árboles paralelos con relaciones de transmisión generalmente $i \leq 7$, pudiendo llegar a relaciones $i \leq 15$ para bajas velocidades de operación. Con un menor ángulo de abrazamiento y distancia entre ejes, la cadena puede transmitir mayores fuerzas que las correas. El rendimiento aproximado de este tipo de transmisión es de un 97-98%.

Ventajas:

- Coste reducido frente a los engranajes.
- Relación de transmisión constante.
- Aptas en ambientes agresivos sin necesidad de cárter.
- Pueden accionar varias ruedas.

Inconvenientes:

- Coste mayor frente a las correas.
- Duración limitada.
- Limitación de potencia y velocidad.
- Limitación de espacio.
- Necesitan lubricación y protección frente al polvo.
- No trabajan elásticamente.

4.2.2 TRANSMISIÓN POR CORREA DENTADA

Las correas dentadas poseen ventajas similares a las cadenas y alcanzan rendimientos de hasta un 98%.

Ventajas:

- Menor mantenimiento que otros tipos de correas.
- Mayor velocidad de operación frente a las cadenas.
- Sin problemas de lubricación.
- Sobrecargan poco los cojinetes debido a la baja tensión previa.

Inconvenientes:

- Necesitan mayor espacio que las cadenas para la misma carga.
- Emiten mayor ruido frente a otros tipos de correas.
- Son menos adecuadas para cargas de impacto que otros tipos de correas.
- Transmiten las vibraciones entre los ejes.

4.3 TRANSMISIÓN POR ENGRANE DE CONTACTO DIRECTO

Las transmisiones por engrane de contacto directo o de engranajes son las más utilizadas debido a que pueden operar en un amplio rango de potencias, velocidades y relaciones de transmisión.

Ventajas:

- Relación de transmisión constante, independientemente de la carga.
- Dimensiones reducidas.
- Gran seguridad de funcionamiento y larga duración.
- Alto rendimiento.
- Mantenimiento reducido.
- Capacidad para soportar sobrecargas.

Inconvenientes:

- Coste más elevado que los otros tipos de transmisión.
- Generación de ruido.
- Transmisión muy rígida; necesidad de acoplamiento elástico en general.

4.3.1 TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CILÍNDRICOS

Las transmisiones por engranajes cilíndricos se emplean entre ejes paralelos y para relaciones de velocidad por etapa de $i \leq 8$. El rendimiento de cada etapa es del 96-99% dependiendo de la ejecución y del tamaño. Para un funcionamiento más silencioso se recurre a engranajes de dentado helicoidal, aunque el rendimiento es ligeramente inferior.

Para transmisiones de ejes cruzados, existe una alternativa mediante ruedas cilíndricas de dentado helicoidal. Tienen aplicación para transmisión de pares reducidos -debido al contacto puntual entre los flancos- y con relaciones $i \leq 5$.



Figura 2 Engranaje cilíndrico recto (i), helicoidal (m) y helicoidal cruzado (d).

4.3.2 TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CÓNICOS

Las transmisiones por engranajes cónicos se emplean entre ejes cruzados y para relaciones de velocidad por etapa de $i \leq 6$. Este tipo de transmisión puede tener el dentado recto, inclinado o en espiral -este último para exigencias elevadas- y su rendimiento es aproximadamente del 97%.



Figura 3 Engranaje cónico recto (i) y helicoidal (d).

Cuando la distancia entre árboles cruzados es reducida, se utilizan transmisiones por engranajes cónicos desplazados o hipoides. Debido al deslizamiento entre los flancos de los dientes el rendimiento disminuye al 94-96%, siendo necesaria una lubricación más cuidada ya que el calentamiento es superior.

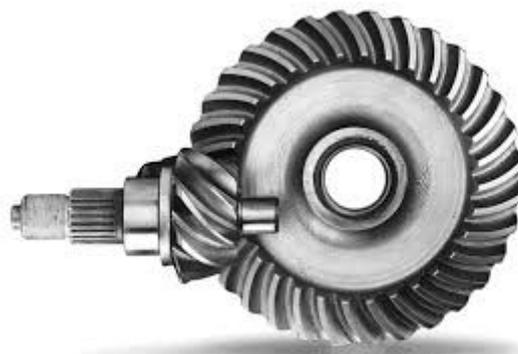


Figura 4 Transmisión de engranajes cónicos desplazados o hipoides.

4.3.3 TRANSMISIÓN POR TORNILLO SIN FIN-CORONA

Las transmisiones por tornillo sin fin se emplean entre árboles cruzados, permitiendo relaciones de velocidad $i \leq 100$ por etapa. Debido al alto deslizamiento entre flancos, proporciona una marcha suave -es la transmisión por engranajes más silenciosa- pero precisa de una cuidada lubricación para limitar la pérdida de potencia y desgaste. El rendimiento oscila entre el 45-97%, disminuyendo a medida que la relación de transmisión es mayor.



Figura 5 Transmisión sin fin-corona.

5. SOLUCIÓN ADOPTADA: JUSTIFICACIÓN

5.1 TIPO DE TRANSMISIÓN

Una vez estudiadas todas las alternativas anteriormente mostradas, se exponen los motivos de aceptación o rechazo de cada una de ellas en base a unos criterios de adecuación o idoneidad con la función a realizar.

La solución mediante rozamiento correa-polea ha sido desestimada por su limitación en la relación de transmisión, haciendo necesaria dos etapas de reducción que suponen una solución poco compacta. Además, su inexacta relación de transmisión para el alto par a transmitir y duración limitada, hace de esta opción una solución poco idónea. Así mismo, por la limitación en la relación de transmisión y optimización del espacio, ha sido desestimada la opción de engrane por contacto flexible.

La solución mediante engrane por contacto directo o engranajes supone la mejor opción desde el punto de vista de la compacidad, fiabilidad y mantenimiento, pese al mayor coste y la necesidad también de varias etapas de reducción en algunos supuestos. En este caso, la transmisión por tornillo sin fin ha sido desestimada por su bajo rendimiento y la necesidad de un mantenimiento cuidadoso de la lubricación dada su elevada fricción.

La solución adoptada para el presente proyecto consiste por lo tanto en la utilización de engranajes cilíndricos, prevaleciendo sobre los cónicos por la disposición más idónea de los ejes que más adelante se detallará. Además, la relación de transmisión constante y alto rendimiento supone la mejor solución respecto al resto de alternativas.

Los engranajes del reductor serán cilíndricos de dientes rectos. La elección de este tipo de dentado en detrimento del helicoidal radica en:

- Mayor rendimiento por etapa.
- La velocidad de operación no es demasiado alta, lo cual no supone un problema vibro-acústico considerable.
- El funcionamiento del reductor será puntual -no continuo- durante la jornada laboral, siendo el número de ciclos diarios relativamente bajo. Este hecho, sumado a la mayor rigidez provista en diseño de los ejes, no supone una menor amortización del dispositivo, pese a la mayor generación de vibraciones de los engranajes de dientes rectos y, por tanto, una menor duración relativa respecto a los de dientes helicoidales.
- La mayor emisión de ruido no supone un problema para el entorno industrial donde se ubica.

5.2 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

Dada la alta relación de transmisión requerida por el cliente ($i_{total} = 28$) y la limitación por etapa que tienen los engranajes, el reductor constará de dos etapas cuyos valores de relación se presentan a continuación:

$$i_{etapa1} = i_{etapa2} = \sqrt{i_{total}} = 5,29$$

El criterio adoptado para el cálculo permite obtener un tamaño de rueda de la segunda etapa no excesivamente grande, una diferencia de ancho de los engranajes entre ambas etapas menor y un tamaño del piñón sobre el eje de entrada moderado. Esto último tiene cierta importancia, dado que el eje es el de mayor régimen de giro y un tamaño elevado del piñón -mayor peso- supondría un problema de vibraciones.

5.3 DISPOSICIÓN Y APOYO DE LOS ÁRBOLES

La disposición de los ejes elegida es paralela de tipo *pendular*. Este tipo de reductor se caracteriza por su forma plana y fácil montaje. El acoplamiento con el motor será por la misma cara del reductor que el eje del tambor, permitiendo la unión o anclaje de la carcasa del motor con la estructura del carro.



Figura 6 Foto orientativa de la ubicación y disposición del reductor.

Para reducir la fricción de los ejes al girar sobre sus apoyos se utilizan cojinetes de rodadura o rodamientos, los cuales transmiten la carga a través de elementos que están en contacto de rodadura entre dos anillos. En comparación a los cojinetes de aceite, los rodamientos suponen una mejor solución porque:

- Las dimensiones de los rodamientos están normalizadas.
- El mantenimiento, repuesto e inspección es más sencillo.
- Los requerimientos de lubricación son menores.

5.4 MONTAJE DE ELEMENTOS SOBRE EL EJE

La unión a torsión engranaje-eje se realizará mediante chavetas de sección transversal normalizada, cuyas ventajas son:

- Facilita el montaje y desmontaje respecto a la unión por interferencia o soldadura y exige menores tolerancias.
- El efecto concentrador de tensiones es menor y supone una solución más resistente respecto a los pasadores o la soldadura.
- Tiene un menor coste respecto a otras alternativas, como el tallado de los engranajes en el eje, descartado por la considerable diferencia de diámetro entre ambos elementos y el elevado desperdicio de material que supondría.
- No modifica la estructura del material produciendo acritud ni existe la posibilidad de aparecer defectos ocultos tales como poros y grietas, típicos de la soldadura.

Para limitar el desplazamiento longitudinal del engranaje sobre el eje, se emplearán arandelas de seguridad y cambios de sección, cuyos efectos en la resistencia del árbol serán estudiados en apartados posteriores. A pesar de que la solución adoptada consta de engranajes cilíndricos de dientes rectos que no generan empuje axial durante la transmisión, los engranajes pueden tender a desplazarse longitudinalmente sobre el eje, debido a las vibraciones, la más mínima desalineación/deflexión del árbol o la combinación de ambas.

La unión eje-rodamiento se realizará mediante ajuste, con especial atención a las tolerancias necesarias en las secciones del eje donde vayan acoplados.

5.5 SISTEMA DE LUBRICACIÓN

La lubricación es un aspecto de vital importancia en el correcto funcionamiento de los árboles. Una lubricación defectuosa o insuficiente provocará un desgaste prematuro de los engranajes y rodamientos, debido al alto rozamiento que deriva en un aumento de la temperatura y una pérdida de rendimiento en la máquina.

Los rodamientos serán suministrados prelubricados con grasa y sellados. El empleo de grasa es posible al operar el rodamiento a temperaturas moderadas -inferiores a 100°C- y a un régimen de giro relativamente bajo. La grasa empleada tendrá la viscosidad óptima para el correcto funcionamiento de los rodamientos, pudiendo ser diferente al lubricante de los engranajes. En ese sentido, se ha desestimado utilizar la propia lubricación de los engranajes, pues el nivel de aceite no debe superar el centro del elemento rodante más bajo y, por la disposición de los árboles, los rodamientos del eje de entrada quedarían completamente sumergidos. Además, a priori el alto par

proporcionado por el reductor en el eje de salida puede derivar en el uso de un lubricante con alta viscosidad en comparación al utilizado en los rodamientos.

Los engranajes emplearán el sistema de lubricación por baño en aceite de la etapa inferior que alcanzará la etapa superior por barboteo o salpicadura, provocado por el propio movimiento de rotación de los engranajes. La lubricación defectuosa normalmente se manifestará en forma de problemas superficiales en el dentado tales como desgaste o picado. El desgaste superficial aparecerá cuando el espesor de la película de aceite sea inferior a la rugosidad del material, siendo un fenómeno característico de engranajes que funcionan a baja velocidad y están sometidos a cargas importantes como la rueda de la segunda etapa. En cambio, el picado suele aparecer en casos de velocidades medias y cargas elevadas, debido a la presión de contacto que aparece entre las superficies, manifestándose en forma de pequeños cráteres superficiales. Una mayor viscosidad en el lubricante combinada con un buen acabado superficial de los engranajes sirve para prevenir estos fallos. En este caso, el lubricante empleado será aceite y su viscosidad se obtendrá más adelante a partir de un método de cálculo específico.

El cambio de lubricante de los engranajes se realiza a través de dos tapones ubicados en la parte superior de la carcasa para el llenado e inferior para el vaciado.

6. SOLUCIÓN ADOPTADA: DESCRIPCIÓN DETALLADA

A continuación, se presenta una descripción detallada de todos los componentes de la solución adoptada en base a los aspectos técnicos del proyecto. El procedimiento de cálculo de los diferentes componentes del reductor, dada la gran extensión en algunos casos, queda detallado en el *Anexo de cálculos*.

6.1 ENGRANAJES

La obtención de las soluciones geométricas parte de la obtención del diámetro primitivo mínimo, el cual es función de los siguientes parámetros:

- Módulo normalizado
- Diámetro del eje obtenido por rigidez torsional.
- Dimensiones del chavetero.
- Distancia de seguridad entre el chavetero y la base del diente.

La solución adoptada en el cálculo de los engranajes para cada etapa depende de las características resistentes del material y el módulo seleccionado. Para un material determinado, la elección de un módulo mayor implica el aumento del diámetro de los engranajes – por tanto, de la distancia entre centros- y una reducción del ancho del diente. Normalmente, para no obtener piñones con una geometría descompensada, el intervalo de aceptación establecido en el ancho obtenido cumple la siguiente condición:

$$\frac{d_{p1}}{2} \leq b < 2 \cdot d_{p1} \quad [1]$$

En ese sentido, por la disposición de los ejes y la ubicación del reductor, interesan aquellas soluciones cuyo ancho del engranaje sea más próximo a la mitad del diámetro de paso del piñón, pues el ancho total del reductor será menor y también su distancia en voladizo.

ETAPA 1

Material	Fundición GJS-600-3
Módulo (m)	2,5
Ángulo de presión (α)	20°
Diámetro primitivo del piñón (d_{p1})	57,5 mm
Dientes del piñón (Z_1)	23
Diámetro primitivo de la rueda (d_{p2})	305,0 mm
Dientes de la rueda (Z_2)	122
Velocidad de giro del piñón (w_1)	720,0 rpm
Relación de transmisión (i_{etapa})	5,30
Ancho del engranaje (b)	32,3 mm
Acabado superficial (Q_{ISO})	5 ($R_z = 1,4 \mu m$)
Coefficiente de seguridad a fallo superficial (X_H)	1,3
Coefficiente de seguridad a fallo por flexión (X_F)	2,35

El material empleado en la fabricación de los engranajes de la primera etapa es un tipo de fundición dúctil o nodular. Este tipo de fundición posee en su estructura grafito con geometría esferoidal, el cual no ejerce de entallas concentradoras de tensiones que puedan reducir su resistencia a fatiga, además de una distribución más uniforme que la fundición gris. A continuación, se presentan algunas de sus ventajas:

- Elevada resistencia al desgaste.
- Elevada tenacidad y ductilidad, importante para aplicaciones con choques ligeros como la estudiada.
- Excelente maquinabilidad.
- Capacidad para amortiguar vibraciones
- Coste relativamente bajo respecto a los aceros.

La solución geométrica adoptada supone la segunda de menor módulo entre las alternativas válidas, bien por no producir interferencia o por tener la rueda un número de dientes inferior a 150 que no implique un coste de mecanización demasiado elevado. Además, la relación de transmisión obtenida difiere menos del 1% de la teórica ($i=5,29$) y el número de dientes del piñón-rueda no posee divisores comunes que implique un desgaste desigual.

m	$d'_{piñón}$	$Z'_{piñón}$	$Z_{piñón}$	$d_{p.piñón}$	Z'_{rueda}	Z_{rueda}	$d_{p.rueda}$	i_{etapa2}	Δi
2,00	52,4	26,2	27	54,0	142,9	143	286,0	5,30	0,1%
2,50	56,4	22,5	23	57,5	121,7	122	305,0	5,30	0,2%
3,00	60,3	20,1	21	63,0	111,1	112	336,0	5,33	0,8%
4,00	68,2	17,1	18	72,0	95,2	96	384,0	5,33	0,8%

El ancho obtenido con dicha solución cumple con la condición de la ecuación 1, siendo tan solo un 12% -aproximadamente- superior a la mitad del diámetro primitivo del piñón. El coeficiente de seguridad a fallo por flexión (X_F) es mayor que a fallo superficial (X_H), siendo este último equivalente al mínimo establecido, por tanto, el dentado fallará antes superficialmente.

ETAPA 2

Material	Acero 20MnCr5 templado y revenido
Módulo (m)	3
Ángulo de presión (α)	20°
Diámetro primitivo del piñón (d_{p1})	84,0 mm
Dientes del piñón (Z_1)	28
Diámetro primitivo de la rueda (d_{p2})	447,0 mm
Dientes de la rueda (Z_2)	149
Velocidad de giro del piñón (w_1)	135,7 rpm
Relación de transmisión (i_{etapa})	5,32
Ancho del engranaje (b)	52,0 mm
Acabado superficial (Q_{ISO})	5 ($R_z = 1,4 \mu m$)
Coefficiente de seguridad a fallo superficial (X_H)	1,3
Coefficiente de seguridad a fallo por flexión (X_F)	2,14

El material empleado en la fabricación de la segunda etapa es un tipo de acero aleado de alta resistencia. Este tipo de acero contiene cromo para aumentar su resistencia, convirtiéndolo en un material idóneo para engranajes sometidos a grandes cargas. A continuación, se presentan algunas de sus ventajas:

- Elevada dureza superficial que le provee de resistencia al desgaste.
- Núcleo tenaz, importante para aplicaciones con choques ligeros como la estudiada.
- Excelente maquinabilidad.

La solución geométrica adoptada supone la de menor módulo entre las alternativas válidas, bien por no producir interferencia o por tener la rueda un número de dientes inferior a 150 que no implique un coste de mecanización demasiado elevado. Además, la relación de transmisión obtenida también difiere menos del 1% de la teórica ($i=5,29$) y el número de dientes del piñón-rueda tampoco posee divisores comunes que implique un desgaste desigual.

m	$d'_{piñón}$	$Z'_{piñón}$	$Z_{piñón}$	$d_{p,piñón}$	Z'_{rueda}	Z_{rueda}	$d_{p,rueda}$	i_{etapa2}	Δi
3,00	81,3	27,1	28	84,0	148,2	149	447,0	5,32	265,5
4,00	89,2	22,3	23	92,0	121,7	122	488,0	5,30	290,0
5,00	97,1	19,4	20	100,0	105,8	106	530,0	5,30	315,0
6,00	105,0	17,5	18	108,0	95,2	96	576,0	5,33	342,0

El ancho obtenido con dicha solución cumple con la condición de la ecuación 1, siendo tan solo un 24% -aproximadamente- superior a la mitad del diámetro primitivo del piñón. El coeficiente de seguridad a fallo por flexión (X_F) es mayor que a fallo superficial (X_H), siendo este último equivalente al mínimo establecido, por tanto, el dentado fallará antes superficialmente.

La tensión límite del material a fallo superficial (S_{HL}) y a flexión (S_{FL}) se consideran normales y su valor se corresponde a una calidad media del material suministrado, para ser más conservadores en los cálculos.

Para disminuir la aparición de vibraciones y ruido que puedan afectar a la vida de los engranajes y aumentar su resistencia, serán rectificadas con el objetivo de mejorar el acabado superficial y reducir su rugosidad.

El lubricante empleado, obtenido mediante la aplicación del método UNITED, es un ISO VG 1000, apto para engranajes industriales con un grado de carga elevado.

6.2 UNIONES A TORSIÓN: CHAVETAS

El acoplamiento entre el engranaje y el eje se realiza mediante chaveta estandarizada según DIN-6885A, cuyas caras son paralelas y los bordes redondeados como en la siguiente figura:

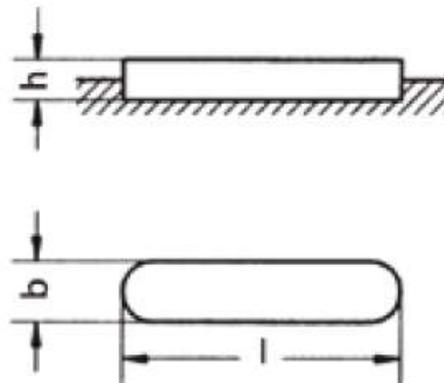


Figura 7 Dimensiones características de las chavetas según DIN 6885A

Este tipo de montaje es relativamente fácil y supone una solución económica en términos de fabricación. Pese a que ejerce de concentrador de tensiones -como más adelante veremos- es una de las alternativas que menos reduce el límite a fatiga.

El tallado del engranaje en el propio eje se ha descartado por la gran diferencia de diámetro entre ambos elementos, suponiendo este aspecto un desperdicio de material económicamente inviable.

Las dimensiones definitivas de las chavetas para cada eje se fundamentan en dos aspectos:

- Obtención de la sección transversal (bxh) a partir de la norma para un diámetro de eje dado.
- Obtención de la longitud (l) a partir del cálculo resistente a cizalladura y aplastamiento para un material de la chaveta dado.

A continuación, se muestran las dimensiones definitivas de las chavetas para cada eje:

D _{eje} [mm]		Engranaje	Chaveta				
			bxh [mm]	b [mm]	h [mm]		l [mm]
					Eje	Engranaje	
Entrada	30,0	Piñón 1	8x7	8	4	3,3	25
Intermedio	50,0	Rueda 1	14x9	14	5'5	3,8	25
		Piñón 2					40
Salida	65,0	Rueda 2	20x12	20	7'5	4'9	50

6.3 EJES

El dimensionado de los ejes entre sus apoyos parte del diámetro obtenido por rigidez torsional y una longitud total aproximada, teniendo en cuenta los diferentes elementos acoplados. La longitud depende de los siguientes parámetros:

- Ancho de los engranajes.
- Ancho de los rodamientos.
- Distancia de separación entre los elementos de un mismo árbol.

El ancho de los engranajes es conocido, pero no así el de los rodamientos y la separación entre elementos. Para iniciar el cálculo de los ejes, el cual será un proceso iterativo junto a la obtención del rodamiento idóneo para cada apoyo, se estima el ancho del rodamiento y la separación entre elementos mediante los siguientes criterios:

- Se selecciona un rodamiento del catálogo del proveedor con características medias para el diámetro de eje considerado.
- La separación entre elementos dentro de un mismo árbol debe ser:

$$L_{separación} \leq \frac{D_{eje}}{2} \quad [2]$$

El cálculo resistente de los ejes consiste en obtener el coeficiente de seguridad a fatiga en aquellas secciones donde el momento torsor aplica, empleando el diámetro obtenido por rigidez torsional. En aquellas secciones donde el torsor es nulo, se realiza una disminución del diámetro, siendo compatible con los valores estándares de los rodamientos en el caso de tener acoplado uno en dichas secciones. Por otra parte, una vez obtenido el dimensionado del eje a fatiga, se obtiene la deformación lateral y angular por flexión y se verifica que esté dentro de los límites establecidos.

A continuación, se adjuntan las características comunes en los tres ejes:

Material	Acero F-114 templado y revenido
Coefficiente de seguridad límite ($X_{\text{mín.}}$)	2,5
Deformación lateral por flexión límite ($\delta_{\text{límite}}$)	1mm/m
Deformación angular por flexión ($\theta_{\text{límite}}$)	0'0005 rad

El material empleado en la fabricación de los ejes es un tipo de acero al carbono con una buena maquinabilidad y tenacidad. El tratamiento térmico final de templado y revenido le dota de una alta resistencia a fatiga y desgaste.

A continuación, se adjunta los resultados obtenidos para cada eje:

EJE	Entrada	Intermedio	Salida
Régimen de giro (w_{eje}) [rpm]	720	135,7	25,7
Par transmitido (T) [N·m]	72,6	385,1	2049,3
Distancia entre apoyos (L_{A-B}) [mm]	75,3	174,3	173,3
Coefficiente de seguridad a fatiga mínimo ($X_{\text{mín}}$) [-]	5,31	2,82	4,91

El cálculo resistente se centra en las secciones críticas del eje donde esté ubicado un concentrador de tensiones, como cambios de sección, ranuras o chaveteros. Para reducir el efecto concentrador de tensiones, tanto los cambios de sección como ranuras tendrán un radio de acuerdo cuyo valor es:

- Para cambios de sección 1 mm, valor que ofrece la herramienta de corte del torno empleada en la operación de cilindrado.
- Para ranuras 0,6 mm, valor que ofrece la herramienta de corte del torno empleada en la operación de ranurado.

La geometría definitiva y el cálculo resistente de cada eje se detalla respectivamente en el documento de *Planos y Anexo de cálculos* del proyecto.

6.4 RODAMIENTOS

Los rodamientos rígidos de bolas serán suministrados prelubricados mediante grasa y obturados. Los rodamientos deben estar sellados dada la imposibilidad de utilizar el lubricante de los engranajes por su elevada viscosidad y la disposición del reductor que obliga a sumergir completamente el piñón de la primera etapa y por consiguiente los rodamientos de su eje.

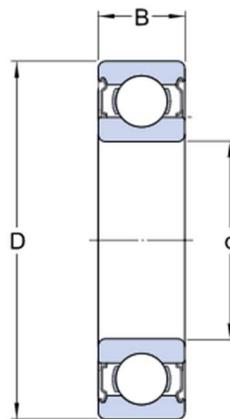


Figura 8 Dimensiones características del rodamiento.

El rodamiento utilizado en el presente proyecto es del tipo rígido de bolas. La elección de este tipo de rodamiento en detrimento del de rodillos cilíndricos se debe a:

- Mayor capacidad de transmitir carga radial y axial
- Rendimiento más elevado, pues los rodamientos de rodillos tienden a salirse de la pista de rodadura y el guiado de la jaula provoca un mayor rozamiento, pudiendo suponer un problema de temperatura -dada las grandes cargas transmitidas en este caso- o la obligación de emplear tamaños de rodamiento mayores.

A continuación, se detallan las características de los rodamientos para cada árbol y apoyo:

Árbol	Apoyo	d	D	B	C	C0	Pu	m	V ref	V lim
		mm	mm	mm	kN	kN	kN	kg	rpm	rpm
Entrada	A	30,0	55,0	13,0	13,8	8,30	0,36	0,12	28000	17000
	B	20,0	47,0	14,0	13,5	6,55	0,28	0,11	32000	20000
Intermedio	A	35,0	100,0	25,0	55,3	31,00	1,29	0,97	16000	10000
	B	35,0	100,0	25,0	55,3	31,00	1,29	0,97	16000	10000
Salida	A	65,0	120,0	23,0	58,5	40,50	1,73	1,00	12000	7500
	B	45,0	100,0	25,0	55,3	31,50	1,34	0,84	15000	9500

6.5 ANILLOS DE SEGURIDAD

Para fijar axialmente los diferentes elementos montados sobre el eje, se utilizan anillos de seguridad, los cuales irán acoplados en sus respectivas ranuras mecanizadas.

Además, para asegurar la isoestaticidad del eje y evitar que aparezcan esfuerzos en dirección axial a causa de dilataciones térmicas o defectos en el montaje, en la selección de los apoyos se ha de tener en cuenta que uno sea fijo y el otro libre.

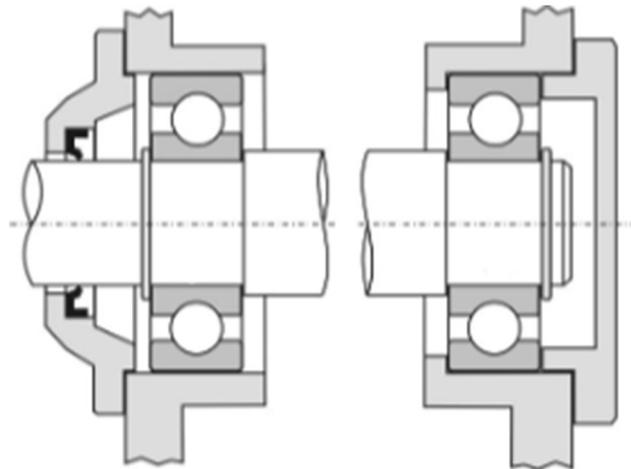


Figura 9 Apoyo libre (i) y apoyo fijo (d).

En la figura anterior se muestra el tipo de apoyo seleccionado en cada uno de los árboles que componen el reductor. Como el tipo de rodamientos empleado no es desmontable y ha de funcionar como extremo libre, es necesario dejar una distancia para el ajuste holgado del rodamiento -izquierda- y fijarlo al eje con un anillo de seguridad.

El anillo externo para ejes DIN 471 puede transmitir cargas axiales considerables entre el elemento de la máquina que ejerce la fuerza y la ranura sobre la cual va montado el anillo.

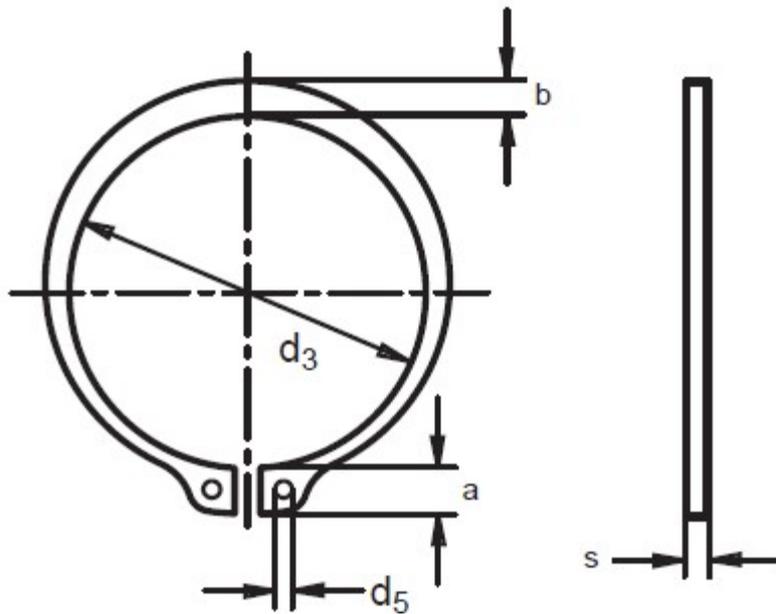


Figura 10 Dimensiones características de los anillos de seguridad DIN 471.

A continuación, se muestran los anillos de seguridad montados en cada eje para la fijación de los engranajes y rodamientos:

Árbol	Elemento fijado	d ₃	b	s	a	d ₅
		mm	mm	mm	mm	mm
Entrada	Rodamiento A	27,9	3,5	1,5	5	2
	Piñón 1	27,9	3,5	1,5	5	2
	Rodamiento B	18,5	2,6	1,2	4	2
Intermedio	Rodamiento A	32,2	3,9	1,5	5,6	2,5
	Rueda 1	45,8	5,1	2	6,9	2,5
	Piñón 2	45,8	5,1	2	6,9	2,5
	Rodamiento B	32,2	3,9	1,5	5,6	2,5
Salida	Rodamiento A	60,8	6,3	2,5	7,8	3
	Rueda 2	60,8	6,3	2,5	7,8	3
	Rodamiento B	41,5	4,7	1,75	6,7	2,5

6.6 CARCASA

La carcasa consta de dos partes fabricadas mediante colada de fundición gris GJL-200 en molde de arena seca. La unión de las dos partes se realiza mediante tornillería, colocando entre ambas secciones de contacto una fina junta de aluminio para mayor hermetismo.

Con el fin de evitar la fuga de lubricante al exterior a través de los orificios pasantes realizados sobre la carcasa para los ejes de entrada y salida, se colocan retenes de goma de nitrilo (NBR).

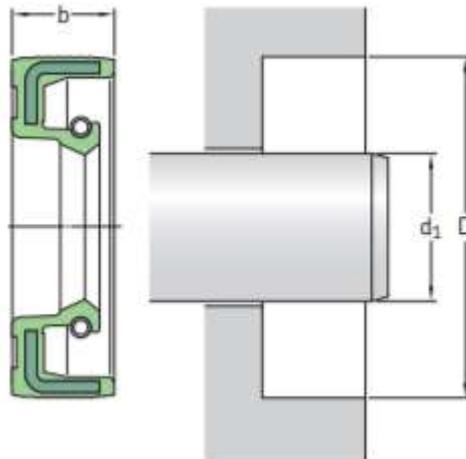


Figura 11 Dimensiones características de los retenes.

A continuación, se muestran los retenes montados entre el eje y la carcasa para el sellado de los orificios de los ejes de entrada y salida:

Eje	d_1	D	b
	mm	mm	mm
Entrada	30,0	45,0	10,0
Salida	65,0	100,0	12,0



Diseño y cálculo resistente a fatiga y deformación de un reductor de dos etapas para una máquina elevadora de carga

**DOCUMENTO:
Anexo de cálculos**

**Autor: ÁLVARO PEREA CHAFÉ
Tutor: FRANCISCO DAVID DENIA GUZMÁN
Fecha: 07/09/2019**

ÍNDICE ANEXO DE CÁLCULOS

1. INTRODUCCIÓN	3
2. DATOS INICIALES.....	3
3. DISEÑO Y CÁLCULO DE ENGRANAJES.....	4
3.1 SOLUCIONES GEOMÉTRICAS	4
3.1.1 PREDIMENSIONADO DEL DIÁMETRO PRIMITIVO.....	4
3.1.2 PARÁMETROS GEOMÉTRICOS	6
3.2 CÁLCULO RESISTENTE	9
3.2.1 TENSIONES GENERADAS EN EL DENTADO	9
3.2.2 SELECCIÓN DEL MATERIAL: CARACTERÍSTICAS RESISTENTES.....	15
3.2.3 DIMENSIONADO DE ENGRANAJES: PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO	19
3.3 VERIFICACIÓN DEL LUBRICANTE	25
4. UNIONES A TORSIÓN: CHAVETAS	27
4.1 TIPOS DE FALLO: CIZALLADURA Y APLASTAMIENTO.....	27
4.2 SELECCIÓN DE LA CHAVETA.....	28
4.2.1 EJE DE ENTRADA: RESULTADOS OBTENIDOS	28
4.2.2 EJE INTERMEDIO: RESULTADOS OBTENIDOS	28
4.2.3 EJE DE SALIDA: RESULTADOS OBTENIDOS	28
5. DISEÑO Y CÁLCULO DE EJES	29
5.1 DISPOSICIÓN DE LOS ÁRBOLES	29
5.2 CÁLCULO RESISTENTE	29
5.2.1 ESTADO TENSIONAL	29
5.2.2 FALLO POR FATIGA DEL MATERIAL	30
5.2.3 FALLO A DEFORMACIÓN LATERAL POR FLEXIÓN	36
5.2.4 DIMENSIONADO DE EJES: PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO.....	37
6. CÁLCULO DE RODAMIENTOS	48
6.1 PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS.....	48
6.1.1 CARGA DE LOS ELEMENTOS RODANTES.....	48
6.1.2 FALLO A FATIGA.....	49
6.1.3 FACTORES CORRECTORES DE VIDA.....	49
6.2 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO.....	53
6.2.1 ÁRBOL DE ENTRADA: RESULTADOS OBTENIDOS	55
6.2.2 ÁRBOL INTERMEDIO: RESULTADOS OBTENIDOS	56
6.2.3 ÁRBOL DE SALIDA: RESULTADOS OBTENIDOS	57
A. TABLAS AUXILIARES	58

1. INTRODUCCIÓN

En esta parte del proyecto se expone el procedimiento de diseño y cálculo del reductor de velocidad en base al formulario aplicado. Los valores obtenidos para cada uno de los parámetros que definen el reductor a diseñar son el resultado de métodos estandarizados -según normativa internacional vigente- o del criterio propio considerado por el ingeniero técnico encargado del proyecto.

2. DATOS INICIALES

El reductor propuesto consta de dos etapas debido a la alta relación de transmisión requerida. A continuación, se presentan los datos de partida del reductor que son conocidos:

Potencia (P)	5500 W
Velocidad de entrada (w_{entrada})	720 rpm
Relación teórica total (i'_{total})	28

La obtención de la relación de transmisión para cada etapa sigue el siguiente criterio:

$$i_{\text{etapa}} = \sqrt{i'_{\text{total}}} \quad [1]$$

$$\text{Relación teórica etapa 1 } (i'_{\text{etapa1}}) \quad 5,29$$

$$\text{Relación teórica etapa 2 } (i'_{\text{etapa2}}) \quad 5,29$$

El cliente establece como límite una variación del 1% de la relación de transmisión para cada etapa respecto al valor teórico. Por tanto, se considerará válido el reductor cuya relación de transmisión real por etapa se encuentre dentro del siguiente intervalo:

$$i_{\text{etapa min.}} = 5,29 * 0,99 = 5,24$$

$$i_{\text{etapa máx.}} = 5,29 * 1,01 = 5'34$$

3. DISEÑO Y CÁLCULO DE ENGRANAJES

En este apartado se aborda las diferentes fases que sigue el proceso de dimensionado de engranajes, cumpliendo con las diferentes restricciones que pueden ser de carácter geométrico o resistente.

3.1 SOLUCIONES GEOMÉTRICAS

En este subapartado se muestra el procedimiento de cálculo de parámetros geométricos relacionados con el diámetro y dentado de los engranajes según módulos normalizados. Finalmente se adjuntan los resultados y se realiza una clasificación dependiendo del cumplimiento de las diferentes restricciones geométricas planteadas.

3.1.1 PREDIMENSIONADO DEL DIÁMETRO PRIMITIVO

El punto de partida en el diseño y cálculo de los engranajes es la obtención del diámetro primitivo mínimo del piñón -engranaje de menor tamaño- cuyo valor se obtiene mediante el siguiente criterio:

$$d'_{primitivo} = d + 2 \cdot (h_{ch} + h_d) + h_{seg} \quad [2]$$

Donde:

- d es el diámetro normalizado del eje obtenido por rigidez torsional
- h_{ch} es la profundidad del chavetero en el cubo
- h_d es la altura del dedendo
- h_{seg} es la distancia de seguridad entre el chavetero y la base del diente

El primer parámetro que influye de manera directa en el tamaño es el diámetro del eje al que va acoplado el engranaje, limitando su diámetro mínimo en la base del diente. Pese a que el diseño y cálculo de los ejes se abordará más adelante, como paso previo procedemos a la obtención del diámetro por deformación torsional.

La rigidez torsional establece el giro (θ) producido por un momento torsor sobre una barra recta con una sección de determinado momento polar de inercia.

$$\theta = \frac{T \cdot L}{G \cdot J} \quad [3]$$

Donde:

- T es el momento torsor [N·m] aplicado.
- L es la longitud [m] de la barra.
- G es el módulo elástico transversal [Pa] del material.
- J es el momento polar de inercia [m⁴] de la sección transversal.

Para una barra de sección circular, el momento de inercia torsional es:

$$J = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^4 \quad [4]$$

Por tanto, la rigidez torsional de una barra de sección circular es:

$$\frac{\theta}{L} = \frac{32 \cdot T}{\pi \cdot d^4 \cdot G} = \frac{1}{2} \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^4 \quad [5]$$

Los árboles del reductor deben diseñarse para que sean capaces de transmitir potencia de manera uniforme. Una rigidez torsional baja puede suponer problemas de vibraciones y causar el fallo prematuro de los rodamientos o de los propios engranajes.

Para el cálculo del diámetro del eje es necesario conocer el par torsor aplicado:

$$T = \frac{P}{w} \quad [6]$$

Donde:

- P es la potencia [W] del motor
- w la velocidad de giro [rad/s] de cada eje

NOTA: La potencia transmitida por el reductor se considera constante para el cálculo del par, por tanto, se desprecian las pérdidas mecánicas.

Las dimensiones de la profundidad del chavetero en el cubo están estandarizadas según norma DIN 6885.

Diámetros del eje d		Sección de la chaveta $b \times h$	Chavetero											
			Ancho b					Profundidad				Chafilón r_f		
			Tolerancia					Eje h_1		Cubo h_2				
			Clase de ajuste del enchavetado					Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia	Mínimo	Máximo	
Libre		Normal		Ajustado										
más de	hasta		Nominal	Eje H 9	Cubo D 10	Eje N 9	Cubo Js 9	Eje y cubo P 9						
6	8	2 × 2	2	+ 0,025	+ 0,060	- 0,004	± 0,0125	- 0,006	1,2		1		0,08	0,16
8	10	3 × 3	3	0	+ 0,020	- 0,029		- 0,031	1,8		1,4		0,08	0,16
10	12	4 × 4	4							+ 0,1		+ 0,1	0,08	0,16
12	17	5 × 5	5	+ 0,030	+ 0,078	0	± 0,015	- 0,012	2,5		1,8		0,16	0,25
17	22	6 × 6	6	0	+ 0,030	- 0,030		- 0,042	3		2,3		0,16	0,25
22	30	8 × 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	± 0,018	- 0,015	3,5		2,8		0,16	0,25
30	38	10 × 8	10	0	+ 0,040	- 0,036		- 0,051	4		3,3		0,25	0,40
38	44	12 × 8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14 × 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	± 0,0215	0,018	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16 × 10	16	0	+ 0,050	- 0,043		- 0,061	6		4,3		0,25	0,40
58	65	18 × 11	18						7	+ 0,2	4,4	+ 0,2	0,25	0,40
65	75	20 × 12	20						7,5	0	4,9	0	0,40	0,60
75	85	22 × 14	22	+ 0,052	+ 0,149	0	± 0,026	- 0,022	9		5,4		0,40	0,60
85	95	25 × 14	25	0	+ 0,065	- 0,052		- 0,074	9		5,4		0,40	0,60
95	110	28 × 16	28						10		6,4		0,40	0,60
110	130	32 × 18	32						11		7,4		0,40	0,60
130	150	36 × 20	36						12		8,4		0,70	1,00
150	170	40 × 22	40	+ 0,062	+ 0,180	0	± 0,031	- 0,026	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45 × 25	45	0	+ 0,080	- 0,062		- 0,088	15		10,4		0,70	1,00
200	230	50 × 28	50						17		11,4		0,70	1,00
230	260	56 × 32	56						20	+ 0,3	12,3	+ 0,3	0,70	1,00
260	290	63 × 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0	± 0,037	- 0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60
290	330	70 × 36	70	0	- 0,100	- 0,074		- 0,106	22		14,4		1,20	1,60
330	380	80 × 40	80						25		15,4		2,00	2,50
380	440	90 × 45	90	+ 0,087	+ 0,260	0	± 0,0435	- 0,037	28		17,4		2,00	2,50
400	500	100 × 50	100	0	+ 0,120	- 0,087		- 0,124	31		19,5		2,00	2,50

Tabla 1 Dimensiones del chavetero según DIN 6885.

Para extremos de árboles de reductores de velocidad o en aquellas partes donde se monten rodamientos, acoplamiento u otros elementos afines, los diámetros recomendados son los correspondientes a los valores estipulados en la norma DIN 323. A continuación, se muestran los resultados obtenidos en el cálculo del diámetro de los ejes por rigidez torsional, con los valores estandarizados entre paréntesis:

Eje	w_{eje}	T_{eje}	$\theta/L_{m\acute{a}x}$	d_{eje}	h_{ch}
Entrada	720,0 rpm	72,6 N·m	1°/m	26,9 (30) mm	3,3 mm
Intermedio	136,1 rpm	384,2 N·m	0'5°/m	48,5 (50) mm	3,8 mm
Salida	25,7 rpm	2032,8 N·m	1°/m	61,9 (65) mm	4,9 mm

Aunque la obtención del diámetro por rigidez torsional generalmente es un método más restrictivo que el cálculo a fatiga, en este caso se opta por dotar de una mayor resistencia a torsión al eje intermedio, pues soporta un nivel de esfuerzos mayor.

La altura del dedendo (h_d) para dientes estándar es:

$$h_d = 1,25 \cdot m$$

La distancia de seguridad entre la base del diente y el chavetero (h_{seg}), también conocida como *espesor del aro*, es establecida a criterio del diseñador, siendo:

$$h_{seg} = 2,7 \cdot m$$

Este valor en función del módulo supone la distancia mínima para que el chavetero no influya en la resistencia del engranaje, como más adelante veremos.

3.1.2 PARÁMETROS GEOMÉTRICOS

La norma ISO 6336-1 establece una serie de módulos normalizados para el dimensionado de engranajes:

m	0,5	0,6	0,8	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
----------	-----	-----	-----	---	------	-----	---	-----	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----

A partir del diámetro primitivo mínimo obtenido mediante la fórmula 2 y los módulos aparentes, calculamos el número teórico de dientes del piñón:

$$Z'_{piñón} = \frac{d'_{p.piñón}}{m} \quad [7]$$

El número real de dientes del piñón será el número entero inmediatamente superior al obtenido con la fórmula 7:

$$Z_{piñón} = \text{entero superior}(Z'_{piñón}) \quad [8]$$

El diámetro primitivo real del piñón se obtiene a partir del número real de dientes y del módulo aparente:

$$d_{p.piñón} = Z_{piñón} \cdot m \quad [9]$$

Para el cálculo del número de dientes de la rueda basta con saber el número real de dientes del piñón y la relación de transmisión teórica de la etapa:

$$Z'_{rueda} = Z_{piñón} \cdot i'_{etapa} \quad [10]$$

El número real de dientes de la rueda será el número entero inmediatamente superior al obtenido con la fórmula 10:

$$Z_{rueda} = \text{entero superior}(Z'_{rueda}) \quad [11]$$

El diámetro primitivo real de la rueda se obtiene a partir de su número real de dientes y del módulo aparente:

$$d_{p.rueda} = Z_{rueda} \cdot m \quad [12]$$

La relación de transmisión real de cada etapa se obtiene a partir del número de dientes del piñón y la rueda para cada etapa:

$$i_{etapa} = \frac{Z_{rueda}}{Z_{piñón}} \quad [13]$$

El número mínimo de dientes para que no se produzca interferencia de generación en el tallado -mediante una cremallera de corte- se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$Z_{min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha} \quad [14]$$

Donde:

- α es el ángulo de presión del diente

En función del número de dientes del piñón y el ángulo de presión, existe un número límite de dientes de la rueda para que no se produzca interferencia:

Para $\alpha = 20^\circ$	$Z_{piñón}$	12	13	14	15	16	17	18
	Z_{rueda} máximo	12	16	26	45	101	1309	∞

Para evaluar la validez de la solución según el módulo empleado, se tienen en cuenta los siguientes criterios:

- No se puede producir el fenómeno de interferencia ($Z_{piñón} \geq 18$).
- La cantidad de dientes de la rueda no debe ser muy elevada para evitar altos costes de fabricación ($Z_{rueda} \leq 150$).
- La relación de transmisión real de cada etapa no puede variar más de un 1% de la teórica.
- El número de dientes del piñón y la rueda de cada etapa no debe tener divisores comunes para evitar el desgaste no uniforme.

A continuación, se presentan los resultados obtenidos para cada etapa:

$$i'_{etapa 1} = 5,29$$

ETAPA 1										
m	$d'_{piñón}$	$Z'_{piñón}$	$Z_{piñón}$	$d_{p.piñón}$	Z'_{rueda}	Z_{rueda}	$d_{p.rueda}$	i_{etapa1}	Δi	Validez
0,50	40,6	81,1	82	41,0	433,9	434	217,0	5,29	0,0%	$Z_{rueda} > 150$
0,60	41,3	68,9	69	41,4	365,1	366	219,6	5,30	0,2%	
0,80	42,9	53,7	54	43,2	285,7	286	228,8	5,30	0,1%	
1,00	44,5	44,5	45	45,0	238,1	239	239,0	5,31	0,4%	
1,25	46,5	37,2	38	47,5	201,1	202	252,5	5,32	0,5%	
1,50	48,5	32,3	33	49,5	174,6	175	262,5	5,30	0,2%	
2,00	52,4	26,2	27	54,0	142,9	143	286,0	5,30	0,1%	Si
2,50	56,4	22,5	23	57,5	121,7	122	305,0	5,30	0,2%	
3,00	60,3	20,1	21	63,0	111,1	112	336,0	5,33	0,8%	
4,00	68,2	17,1	18	72,0	95,2	96	384,0	5,33	0,8%	
5,00	76,1	15,2	16	80,0	84,7	85	425,0	5,31	0,4%	Interferencia $Z_{piñón} < 18$
6,00	84,0	14,0	14	84,0	74,1	75	450,0	5,36	1,2%	
8,00	99,8	12,5	13	104,0	68,8	69	552,0	5,31	0,3%	
10,00	115,6	11,6	12	120,0	63,5	64	640,0	5,33	0,8%	
12,00	131,4	11,0	11	132,0	58,2	59	708,0	5,36	1,4%	
16,00	163,0	10,2	11	176,0	58,2	59	944,0	5,36	1,4%	
20,00	194,6	9,7	10	200,0	52,9	53	1060,0	5,30	0,2%	
25,00	234,1	9,4	10	250,0	52,9	53	1325,0	5,30	0,2%	

$$i'_{etapa\ 2} = 5,29$$

ETAPA 2										
m	d' piñón	Z' piñón	Z piñón	d _p .piñón	Z' rueda	Z rueda	d _p .rueda	i _{etapa2}	Δi	Validez
0,50	61,6	123,1	124	62,0	656,1	657	328,5	5,30	195,3	Z _{rueda} > 150
0,60	62,3	103,9	104	62,4	550,3	551	330,6	5,30	196,5	
0,80	63,9	79,9	80	64,0	423,3	424	339,2	5,30	201,6	
1,00	65,5	65,5	66	66,0	349,2	350	350,0	5,30	208,0	
1,25	67,5	54,0	54	67,5	285,7	286	357,5	5,30	212,5	
1,50	69,5	46,3	47	70,5	248,7	249	373,5	5,30	222,0	
2,00	73,4	36,7	37	74,0	195,8	196	392,0	5,30	233,0	
2,50	77,4	30,9	31	77,5	164,0	165	412,5	5,32	245,0	
3,00	81,3	27,1	28	84,0	148,2	149	447,0	5,32	265,5	Si
4,00	89,2	22,3	23	92,0	121,7	122	488,0	5,30	290,0	
5,00	97,1	19,4	20	100,0	105,8	106	530,0	5,30	315,0	
6,00	105,0	17,5	18	108,0	95,2	96	576,0	5,33	342,0	
8,00	120,8	15,1	16	128,0	84,7	85	680,0	5,31	404,0	Interferencia Z _{piñón} < 18
10,00	136,6	13,7	14	140,0	74,1	75	750,0	5,36	445,0	
12,00	152,4	12,7	13	156,0	68,8	69	828,0	5,31	492,0	
16,00	184,0	11,5	12	192,0	63,5	64	1024,0	5,33	608,0	
20,00	215,6	10,8	11	220,0	58,2	59	1180,0	5,36	700,0	
25,00	255,1	10,2	11	275,0	58,2	59	1475,0	5,36	875,0	

En ambas etapas, las soluciones consideradas como válidas tienen relaciones de transmisión que se encuentran dentro del intervalo de aceptación. No obstante, no todas ellas carecen de divisores comunes entre el piñón y la rueda, factor para tener en cuenta más adelante en la selección de la solución definitiva.

3.2 CÁLCULO RESISTENTE

En este subapartado se muestra el procedimiento de cálculo de las características resistentes del material empleado para la fabricación de los engranajes y su aplicación en las posibles soluciones geométricas obtenidas anteriormente.

3.2.1 TENSIONES GENERADAS EN EL DENTADO

El cálculo del ancho mínimo, así como del coeficiente de seguridad de cada engranaje, depende de las tensiones generadas en el dentado y de las características resistentes del material empleado. Para ello, se deben tener en consideración los principales tipos de fallo que pueden presentarse: fallo superficial y rotura del diente.

El fallo superficial puede producirse por diversos fenómenos como el desgaste, gripado, picado o exfoliado del diente. Los problemas de desgaste y gripado se deben a una lubricación defectuosa, mientras que el picado y exfoliado a la tensión de contacto. Este tipo de fallo es progresivo y se puede detectar por el ruido y las vibraciones que se produce antes de que afecten a otros componentes de la máquina.

El fallo por rotura en la base del diente se manifiesta como una fractura del diente por fatiga, debido a las tensiones transmitidas entre engranajes. Este tipo de fallo es catastrófico, pues la primera fractura desencadena en un funcionamiento posterior en condiciones muy desfavorables, producido por los choques debido a la falta de un diente o por las partículas sueltas que interfieren.

3.2.1.1 TENSIÓN SUPERFICIAL

La tensión superficial toma valores distintos para diferentes puntos de engrane. En el presente documento se adopta el criterio de Hertz, descrito en el apartado de la norma ISO 6336-2 *Calculation of Surface durability*, con el objetivo de obtener la tensión superficial en el punto primitivo, ya que en este punto no existe deslizamiento y el efecto hidrodinámico es nulo.

$$\sigma_{HO} = \sqrt{\frac{F_t}{d_p \cdot b} \cdot \frac{i+1}{i}} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \quad [15]$$

Donde:

- F_t es la fuerza tangencial aplicada sobre el punto de contacto
- d_p es el diámetro primitivo del engranaje
- b es el ancho del engranaje
- i es la relación de transmisión de la etapa
- Z_H es el coeficiente geométrico
- Z_E es el coeficiente elástico
- Z_ϵ es el coeficiente de conducción

Coefficiente geométrico (Z_H)

El coeficiente geométrico depende del ángulo de presión (α):

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}} \quad [16]$$

Coeficiente elástico (Z_E)

El coeficiente elástico toma en consideración las propiedades del material empleado tales como el módulo de Young (E) y el coeficiente de Poisson (ν):

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad [17]$$

Coeficiente de conducción (Z_ϵ)

El coeficiente de conducción permite considerar el efecto producido por el reparto de carga entre varios dientes del engranaje. Para dientes rectos se obtiene mediante la expresión:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} \quad [18]$$

Donde:

$$\epsilon_\alpha = \frac{1}{\cos \alpha \cdot \pi} \cdot \left[\sqrt{\frac{Z_{\text{piñón}}^2}{4} \cdot \sin^2 \alpha + 1 + y_1 \cdot z_1} + \sqrt{\frac{Z_{\text{rueda}}^2}{4} \cdot \sin^2 \alpha + 1 + y_2 \cdot z_2} + \left(-\frac{Z_{\text{piñón}} + Z_{\text{rueda}}}{2} \right) \cdot \sin \alpha \right] \quad [19]$$

NOTA: Para dientes estándar $y_1=y_2=1$.

3.2.1.2 TENSIÓN POR FLEXIÓN DEL DIENTE

El cálculo de la tensión originada por el esfuerzo de flexión sobre la base del diente se obtiene a partir de un método simplificado -Lewis modificado- que se basa en la metodología de trabajo empleada en el apartado de la norma ISO 6336-3 *Calculation of tooth bending*.

$$\sigma_{FO} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{sa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_B \quad [20]$$

Donde:

- F_t es la fuerza tangencial aplicada sobre el punto de contacto
- b es el ancho del engranaje
- m es el módulo del dentado
- Y_{Fa} es el coeficiente de forma
- Y_{sa} es el coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente
- Y_ϵ es el coeficiente de conducción
- Y_B es el factor de espesor del aro

Coeficiente de forma (Y_{Fa})

El coeficiente de forma considera la carga aplicada en el extremo y depende de la geometría del diente. En este caso, para dentado estándar, con un ángulo de presión de 20° y que cumple la condición $18 \leq z \leq 400$:

$$Y_{Fa} = 38,18 \cdot z^{-1.29} + 2,11 \quad [21]$$

Coeficiente de concentración de tensiones (Y_{sa})

El coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente depende también de la geometría de éste. Para engranajes de dientes estándar, con un ángulo de presión de 20° y que cumplen la condición $18 \leq z \leq 430$:

$$Y_{sa} = 0,96 + 0,54 \cdot \log z \quad [22]$$

Coeficiente de conducción (Y_ε)

El coeficiente de conducción permite considerar la influencia de la relación de contacto frente al trabajo de flexión del diente:

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \left(\frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} \right) \quad [23]$$

Factor de espesor del aro (Y_B)

El factor de espesor del aro tiene en cuenta que la rotura puede producirse a causa de un diámetro de fondo de diente (s_R) demasiado próximo al diámetro del eje.

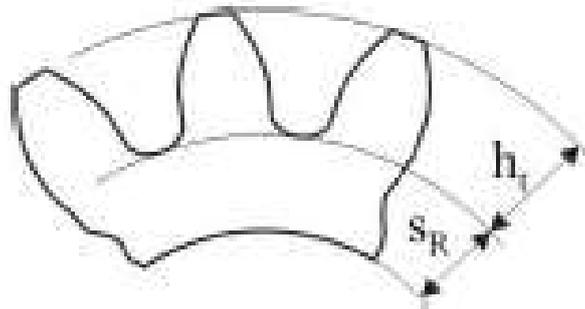


Figura 12 Altura del diente (h_t) y espesor del aro (s_R).

- Si $s_R/h_t \geq 1,2$:

$$Y_B = 1 \quad [24]$$

- Si $0,5 < s_R/h_t < 1,2$:

$$Y_B = 1,6 \cdot \ln\left(2,242 \cdot \frac{h_t}{s_R}\right) \quad [25]$$

Para el criterio de diseño elegido: $Y_B = 1$

3.2.1.3 COEFICIENTES DE FUNCIONAMIENTO

Las tensiones originadas por flexión del diente y contacto superficial anteriormente formuladas difieren de las producidas en el funcionamiento real de los engranajes, puesto que se fundamentan en métodos basados en hipótesis simplificadoras. Para una mejor aproximación a la tensión real se añaden una serie de coeficientes correctores.

Coefficiente de aplicación (K_A)

El coeficiente de aplicación pondera las sobrecargas dinámicas debidas a factores externos al engranaje. Dichas sobrecargas dependen básicamente del tipo de máquina motriz y de la arrastrada. A continuación, se muestran los valores empleados siempre que se opere lejos de la frecuencia de resonancia:

Características de la máquina motriz	Características de la máquina arrastrada			
	Uniforme	Choques ligeros	Choques moderados	Choques fuertes
Uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Choques ligeros	1,10	1,35	1,60	1,85
Choques moderados	1,25	1,50	1,75	2,00
Choques fuertes	1,50	1,75	2,00	2,25 o mayor

Tabla 2 Coeficiente de aplicación (k_A) en función de las características de funcionamiento.

NOTA: La clasificación del tipo de máquina arrastrada o motriz en función de sus características de funcionamiento se puede consultar en las tablas auxiliares ubicadas al final del presente documento.

Para el caso tratado en el presente proyecto: $K_A = 1,35$

- Máquina motriz: motor eléctrico con frecuentes paradas y arranques (choques ligeros)
- Máquina arrastrada: elevador pesado (choques ligeros)

Coefficiente dinámico (K_V)

El coeficiente dinámico tiene en cuenta las cargas dinámicas internas debidas a la vibración del piñón o rueda sobre el árbol. Los factores que más influencia tienen sobre este coeficiente son:

- Los errores en el dentado de los engranajes
- La velocidad tangencial
- Los momentos de inercia polares
- La rigidez de los dientes de los engranajes, ejes y soportes
- La carga transmitida (incluido K_A)

Basándonos en el método C descrito en la norma ISO 6336-1 válido bajo las siguientes condiciones:

- Sistemas bastantes rígidos
- Número de dientes del piñón bajo ($Z_{\text{piñón}} < 50$)
- Velocidad inferior a la de resonancia

$$\frac{V * Z}{100} * \sqrt{\frac{i^2}{i^2 + 1}} < 10 \frac{m}{s} \quad [26]$$

Se puede obtener una estimación del coeficiente dinámico para engranajes cilíndricos de dientes rectos a partir de la expresión:

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{V_t \cdot Z}{100} \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{i^2}{i^2 + 1}} \quad [27]$$

Si $K_A \cdot \frac{F_t}{b} < 100 \text{ N/mm}$ se introduce 100

Donde:

- V es la velocidad tangencial [m/s] del piñón en el punto primitivo
- Z es el número de dientes del piñón
- i es la relación de transmisión de cada etapa
- K_1 y K_2 son factores en función de la calidad del tallado (Q_{ISO})

	K_1										K_2
	Accuracy grades as specified in ISO 1328-1										
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	All accuracy grades
Spur gears	2,1	3,9	7,5	14,9	26,8	39,1	52,8	76,6	102,6	146,3	0,0193

Tabla 3 Factores k_1 y k_2 en función de la calidad de acabado (Q_{ISO}).

- K_3 es un coeficiente función de la velocidad

$$\text{Si } \frac{V \cdot Z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{i^2 + 1}} \leq 0,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}:$$

$$K_3 = 2,0$$

$$\text{Si } \frac{V \cdot Z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{i^2 + 1}} > 0,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}:$$

$$K_3 = -0,357 \cdot \frac{V \cdot Z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{i^2 + 1}} + 2,071 \quad [28]$$

Coefficientes de distribución de carga longitudinal ($K_{F\beta}$ y $K_{H\beta}$)

Los coeficientes de distribución de carga son diferentes según se trate del estudio de flexión ($K_{F\beta}$) o presión superficial ($K_{H\beta}$). Mediante estos coeficientes se consideran los problemas debidos a una distribución de carga sobre los dientes que difiere a la estimada en el cálculo de las tensiones. Entre los factores más determinantes se encuentran:

- Los errores de fabricación de los dentados
- Los errores de alineamiento entre los árboles
- Rigidez de los distintos elementos que componen el sistema
- Deformaciones debidas a la temperatura de funcionamiento
- Holgura de los rodamientos

Se puede obtener una estimación de los coeficientes de carga longitudinal en función de los siguientes parámetros:

- Calidad ISO (Q_{ISO})
- Anchura del engranaje (b)
- Diámetro primitivo del piñón (d_p)
- Tipo de ajuste en el proceso de fabricación

$$K_{H\beta} = H_1 + H_2 \cdot b + H_3 \cdot \left(\frac{b}{d_p} \right)^2 \quad [29]$$

		Dentados no endurecidos superficialmente		
Q _{ISO}	Ajuste	H ₁	H ₂	H ₃
5	a	1.135	2.3·10 ⁻⁴	0.18
5	b, c	1.10	1.15·10 ⁻⁴	0.18
6	a	1.15	3.0·10 ⁻⁴	0.18
6	b, c	1.11	1.5·10 ⁻⁴	0.18
7	a	1.17	4.7·10 ⁻⁴	0.18
7	b, c	1.12	2.3·10 ⁻⁴	0.18
8	a	1.23	6.1·10 ⁻⁴	0.18
8	b, c	1.15	3.1·10 ⁻⁴	0.18

Tabla 4 Factores H₁, H₂ y H₃ en función de la calidad de acabado (Q_{ISO}) y el tipo de ajuste.

Teniendo en cuenta los siguientes tipos de ajuste en el proceso de fabricación:

- Se montan sin ajustes ni rodaje posterior
- Se ajustan durante el montaje
- Los engranajes tienen previsto un rodaje en el proceso de fabricación

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F} \quad [30]$$

Siendo:

$$N_F = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2} \quad [31]$$

Donde:

- h es la altura del diente (para dientes normales $h = 2,25 \cdot m_n$)
- b es el ancho del engranaje

En el presente proyecto los engranajes serán ajustados durante el montaje y se realizará un rodaje posterior.

Coeficientes de distribución de carga transversal ($K_{F\alpha}$ y $K_{H\alpha}$)

La distribución de carga entre los distintos pares de dientes en contacto depende de las dimensiones de los engranajes, de la precisión de tallado, la rigidez de los dientes y el valor de la carga tangencial transmitida. Esta distribución puede mejorarse si se somete a los engranajes a un rodaje previo.

- Para índices de calidad $Q_{ISO} \leq 6$:

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

- Para índices de calidad $Q_{ISO} \geq 7$:

Q_{ISO}	7	8	9	10
Diente recto endurecido superficialmente	1,0	1,1	1,2	$\frac{1}{Z_e^2} \geq 1,20$
Diente helicoidal endurecido superficialmente	1,1	1,2	1,4	$\frac{\epsilon_a}{\cos^2 \beta} \geq 1,40$
Diente recto no endurecido superficialmente	1,0	1,0	1,1	1,2
Diente helicoidal no endurecido superficialmente	1,0	1,1	1,2	1,4

Tabla 5 Coeficientes de distribución transversal para calidades $Q_{ISO} \geq 7$.

3.2.2 SELECCIÓN DEL MATERIAL: CARACTERÍSTICAS RESISTENTES

El material empleado para la fabricación de los engranajes es:

ETAPA 1

Material	Fundición GJS-600-3
Módulo de Young (E)	173000 N/mm ²
Coefficiente de Poisson (ν)	0,28
Límite de fluencia (S_y)	380 N/mm ²
Límite de rotura (S_u)	600 N/mm ²
Dureza	250 HB

ETAPA 2

Material	Acero forjado 20MnCr5 templado y revenido
Módulo de Young (E)	206000 N/mm ²
Coefficiente de Poisson (ν)	0,30
Límite de fluencia (S_y)	735 N/mm ²
Límite de rotura (S_u)	980 N/mm ²
Dureza	300 HB

El conocimiento de las capacidades resistentes del material -obtenidas a partir de las tensiones máximas normal y de contacto- es necesario para el posterior cálculo del coeficiente de seguridad de cada engranaje. Los valores no se obtienen de manera inmediata, pues dependen de las condiciones concretas de aplicación; así pues, se toma como punto de partida las capacidades propias del material (valores límite) obtenidas a partir de ensayos de engranajes de referencia y se adaptan al caso en cuestión mediante coeficientes. El cálculo de dichos coeficientes sigue los métodos descritos en la norma ISO 6336-2 para resistencia superficial y 6336-3 para resistencia a flexión, fundamentados ambos en los valores de *Henriot*.

3.2.2.1 RESISTENCIA DEL MATERIAL A FALLO SUPERFICIAL

La tensión de contacto máxima admisible (S_{HP}) para una probabilidad de fallo del 1% se obtiene:

$$S_{HP} = S_{HL} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X \quad [32]$$

Donde:

- S_{HL} es la tensión de contacto límite del material para larga duración
- Z_N es el coeficiente de duración superficial
- Z_L es el coeficiente de viscosidad del lubricante
- Z_V es el coeficiente de velocidad
- Z_R es el coeficiente de rugosidad
- Z_W es el coeficiente de dureza
- Z_X es el coeficiente de tamaño

Tensión límite a fallo superficial (S_{HL})

La tensión límite para el material se puede calcular mediante la siguiente fórmula:

$$S_{HL} = A \cdot x + B \left[\frac{N}{mm^2} \right] \quad [33]$$

Donde:

- x es la dureza superficial del material en escala Brinell HB o Vickers HV
- A y B son constantes

NOTA: Las constantes A y B se pueden obtener en las tablas auxiliares mostradas al final del presente documento para el tipo de material y calidad de suministro considerado.

Coeficiente de duración (Z_N)

El coeficiente de duración modifica el límite del material cuando la duración del mismo debe ser reducida. Los factores que influyen en el mismo son el número de ciclos de carga al que se quiere someter los dientes y el tipo de material con los tratamientos correspondientes.

Para engranajes fabricados en fundición dúctil o acero con temple total y duraciones mayores a $5 \cdot 10^7$ ciclos de carga (N_L), cuando no se tolera la aparición de pitting: $Z_N = 1$

Coeficiente de viscosidad (Z_L)

El coeficiente de viscosidad consiedra la influencia de la viscosidad en el comportamiento de la película de lubricante, obteniéndose mediante la siguiente expresión:

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{(1,2 + \frac{134}{v_{40}})} \quad [34]$$

- Para $S_{HL} \leq 850$ N/mm²: $C_{ZL} = 0,83$
- Para $850 < S_{HL} < 1200$ N/mm²: $C_{ZL} = \frac{S_{HL}}{4375} + 0,6357$
- Para $S_{HL} \geq 1200$ N/mm²: $C_{ZL} = 0,91$

Donde:

- v_{40} es la viscosidad del lubricante [cSt=mm²/s] a 40°C

NOTA: La viscosidad inicial para acometer los cálculos ha sido obtenida por estimación, teniendo en cuenta las posibles soluciones geométricas para cada etapa; su valor inicial es $v'_{40°C} = 1000$ cSt.

Coeficiente de velocidad (Z_V)

El coeficiente de velocidad considera el efecto de la velocidad tangencial sobre la formación de la película de lubricante y se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{V}}} \quad [35]$$

Donde:

- V es la velocidad tangencial [m/s] en el punto primitivo

Siendo: $C_{ZV} = C_{ZL} + 0,02$

Coeficiente de rugosidad (Z_R)

El coeficiente de rugosidad considera la influencia de la rugosidad superficial en la formación y comportamiento de la película de lubricante. La rugosidad media es idéntica a la del dentado del piñón o rueda, pues el acabado de ambos es el mismo ($R_{tm\piñón} = R_{tmrueda}$).

$$R_Z = \frac{R_{tm\piñón} + R_{tmrueda}}{2} = R_{tm} \quad [36]$$

Q_{ISO}	10	9	8	7	6	5	4	3
R_{tm}	20	11	6.5	4	2.4	1.4	0.8	0.5

Tabla 6 Rugosidad superficial según calidad de acabado (Q_{ISO})

El coeficiente Z_R se puede obtener mediante la fórmula:

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}}\right)^{C_{ZR}} \quad [37]$$

- Para $S_{HL} \leq 850 \text{ N/mm}^2$: $C_{ZR} = 0,15$
- Para $850 < S_{HL} < 1200 \text{ N/mm}^2$: $C_{ZR} = 0,32 - 0,0002 \cdot S_{HL}$
- Para $S_{HL} \geq 1200 \text{ N/mm}^2$: $C_{ZR} = 0,08$

Siendo:

$$R_{Z10} = R_Z \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_r}} \quad [38]$$

Donde:

$$\rho_r = \frac{r_{p\piñón} \cdot r_{p\text{rueda}} \cdot \sin \alpha}{r_{p\piñón} + r_{p\text{rueda}}} \quad [39]$$

Coeficiente de dureza (Z_W)

El coeficiente de relación de durezas considera el posible aumento en la resistencia superficial de la rueda al engranar con un piñón endurecido superficialmente y con un buen acabado superficial.

Puesto que en este caso tanto el piñón como la rueda en cada etapa son del mismo material y poseen la misma dureza superficial: $Z_W = 1$

Coeficiente de tamaño (Z_X)

El coeficiente de tamaño considera la influencia del tamaño del diente en su fallo a fatiga, tomándose igual a la unidad: $Z_X = 1$

3.2.2.2 RESISTENCIA DEL MATERIAL A ROTURA POR FLEXIÓN

La tensión normal máxima admisible (S_{FP}) por el material se obtiene:

$$S_{FP} = S_{FL} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta rT} \cdot Y_{RrT} \cdot Y_X \quad [40]$$

Donde:

- S_{FL} es la tensión a flexión límite del material para larga duración
- Y_{NT} es el coeficiente de duración a flexión
- Y_{ST} es el coeficiente de concentración de tensiones
- $Y_{\delta rT}$ es el coeficiente de sensibilidad a la entalla relativo
- Y_{RrT} es el coeficiente de rugosidad relativa
- Y_X es el coeficiente de tamaño

Tensión límite a fallo por flexión (S_{FL})

La tensión límite para el material se puede calcular mediante la siguiente fórmula:

$$S_{FL} = A \cdot x + B \left[\frac{N}{mm^2} \right] \quad [41]$$

Donde:

- x es la dureza superficial del material en escala Brinell HB o Vickers HV
- A y B son constantes

NOTA: Las constantes A y B se pueden obtener en las tablas auxiliares mostradas al final del presente documento para el tipo de material y calidad de suministro considerado.

Coeficiente de duración por flexión (Y_{NT})

El coeficiente de duración se basa en el hecho que para una número de ciclos de carga reducido, el engranaje puede operar bajo una tensión superior.

Para engranajes fabricados en fundición dúctil o acero forjado templado y una duración mínima de $3 \cdot 10^6$ ciclos de carga (N_L): $Y_{NT} = 1$

Coeficiente de concentración de tensiones (Y_{ST})

El coeficiente de concentración de tensiones se toma el del engranaje de referencia: $Y_{ST} = 2$

Coeficiente de sensibilidad relativo a la entalla ($Y_{\delta rT}$)

El coeficiente de sensibilidad relativo a la entalla evalúa las posibles diferencias existentes entre el engranaje de prueba y el estudiado en lo referente al concentrador de tensores en la base del diente.

Para fundición dúctil de matriz perlítica y acero templado con $S_u > 800$ Mpa:

$$Y_{\delta rT} = \frac{1 + 0,82 \cdot (Y_{sa} - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}}{1 + 0,82 \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}} \quad [42]$$

Donde:

- S_y es el límite de fluencia del material
- Y_{sa} es el coeficiente de concentración de tensiones

Coefficiente de rugosidad relativa (Y_{RrT})

El coeficiente de rugosidad relativa considera el efecto de la diferencia de rugosidad entre el engranaje de ensayo ($R_{zT} = 10\mu\text{m}$) y el de cálculo. Se obtiene a partir de la rugosidad media del dentado y el tipo de material.

Para fundición dúctil de matriz perlítica y acero forjado templado:

- Para $R_z < 1 \mu\text{m}$:

$$Y_{RrT} = 1,12$$

- Para $1 \mu\text{m} \leq R_z \leq 40 \mu\text{m}$:

$$Y_{RrT} = 1,674 - 0,529 \cdot (R_z + 1)^{0,1} \quad [43]$$

Coefficiente de tamaño (Y_X)

El coeficiente de tamaño tiene en cuenta la disminución de resistencia asociada al aumento del módulo del diente.

Para fundición dúctil de matriz perlítica y acero forjado templado:

- Para $m \leq 5$:

$$Y_X = 1$$

- Para $5 < m \leq 30$:

$$Y_X = 1,03 - 0,006 \cdot m \quad [44]$$

3.2.3 DIMENSIONADO DE ENGRANAJES: PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

El objetivo del dimensionado resistente de los engranajes consiste en la obtención de coeficientes de seguridad superiores al mínimo exigido (X), cumpliendo la siguiente condición:

$$X_F > X_H \geq X \quad [45]$$

Siendo:

- X_H es el coeficiente de seguridad a presión superficial frente al deterioro relativo a la potencia o fuerza tangencial transmitida

$$X_H = x_H^2 = \left(\frac{S_{HP}}{\sigma_H}\right)^2 \quad [46]$$

- X_F es el coeficiente de seguridad a flexión

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F} \quad [47]$$

Donde:

- S_{HP} y S_{FP} son las tensiones máximas de contacto y normal -respectivamente- admisibles por el material en las condiciones geométricas, de funcionamiento y lubricación del engranaje para una vida determinada y con un nivel de confianza conocido.

- σ_H es la tensión máxima debida a la presión superficial

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t}{d \cdot b} \cdot \frac{i_{etapa} + 1}{i_{etapa}}} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad [48]$$

- σ_F es la tensión normal máxima debida a la flexión

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_B \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad [49]$$

El criterio adoptado está fundamentado en el nivel de riesgo que suponen los dos principales tipos de fallo que pueden aparecer en el dentado -desgaste y rotura- y que afectan al correcto funcionamiento del reductor. Mientras que el fallo por desgaste superficial es progresivo, generando ruido y vibraciones cada vez mayores, el fallo por flexión -rotura del diente- es catastrófico e imprevisible, afectando considerablemente a las condiciones de operación.

El procedimiento de diseño seguido consta de las siguientes fases:

1. Obtención de las posibles soluciones geométricas para los diferentes módulos normalizados.
2. Cálculo de los coeficientes para fallo superficial y flexión del diente.
3. Cálculo de coeficientes de funcionamiento.
4. Selección del material y cálculo de sus características resistentes.
5. Obtención del ancho mínimo del engranaje por fallo superficial para una posible solución geométrica y coeficiente de seguridad (X) dados.

$$b_H = \left(\frac{Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon(b)}{\sigma_H} \right)^2 \cdot \frac{F_t}{d} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot K_A \cdot K_V(b) \cdot K_{H\beta}(b) \cdot K_{H\alpha} \quad [50]$$

$$\sigma_{H1} = \frac{S_{HP1}}{\sqrt{X_H}} \quad [51]$$

$$X_H = X \quad [52]$$

6. Obtención del coeficiente de seguridad a fallo por flexión (X_F) utilizando el ancho obtenido a fallo superficial (b_H).

7. Verificación del cumplimiento de las condiciones:

$$X_F > X_H \geq X \quad [53]$$

$$\frac{d_{p.\piñón}}{2} \leq b_H < 2 \cdot d_{p.\piñón} \quad [54]$$

Los dos primeros pasos han sido realizados en apartados anteriores. Así pues, este apartado prosigue con el cálculo resistente del engranaje, para la obtención del ancho y sus coeficientes de seguridad.

NOTA: El estudio resistente se realizará sobre el piñón de cada etapa por ser el engranaje más crítico, ya que tanto el material como el ancho utilizado en la fabricación del piñón y la rueda de cada etapa son iguales. La obtención del ancho por fallo superficial es un proceso iterativo realizado mediante hojas de cálculo, así como la selección de la solución geométrica óptima, siendo aquella de menor módulo que cumple con las condiciones del paso 7.

A continuación, se presentan los datos generales comunes a ambas etapas del reductor:

Potencia transmitida (P)	5500 W
Coefficiente de seguridad a fallo superficial (X)	1,3
Ángulo de presión (α)	20°
Acabado superficial (Q_{ISO})	5 ($R_z = 1,4 \mu m$)
Viscosidad cinemática estimada del lubricante (ν'_{40})	1000 cSt

3.2.3.1 ETAPA 1: RESULTADOS OBTENIDOS

Diámetro primitivo del piñón (d_{p1})	57,5 mm
Dientes del piñón (Z_1)	23
Diámetro primitivo de la rueda (d_{p2})	305,0 mm
Dientes de la rueda (Z_{r2})	122
Módulo (m)	2,5
Velocidad de giro del piñón (w_1)	720,0 rpm
Relación de transmisión (i_{etapa})	5,30
Fuerza tangencial (F_t)	2537,25 N
Tensión de contacto límite (S_{HL})	569,50 N/mm ²
Tensión a flexión límite (S_{FL})	206,50 N/mm ²

○ **Coefficientes para el cálculo de la tensión superficial (σ_H) y normal (σ_F)**

Z_H	2,49
Z_E	172,85 (N/mm ²) ^{1/2}
Z_{ϵ}	0,87
Y_{Fa}	2,78
Y_{sa}	1,70
Y_{ϵ}	0,68
Y_B	1

○ **Coefficientes de funcionamiento**

K_A		1,35	
$K_V(b)$		Iteración	
$K_{H\beta}(b)$	Iteración	$K_{F\beta}(b)$	Iteración
$K_{H\alpha}$	1	$K_{F\alpha}$	1

○ **Coefficientes para el cálculo de la tensión de contacto (S_{HP}) y normal (S_{FP}) máximas admisible por el material**

Z_N	1	Y_N	1
Z_L	1,212	Y_{ST}	2
Z_V	0,926	$Y_{\delta rT}$	0,869
Z_R	1,111	Y_{RrT}	1,097
Z_W	1	Y_X	1
Z_X	1	S_{FP}	393,66 N/mm ²
S_{HP}	709,91 N/mm ²		

○ **Cálculo del ancho (b_H) y obtención del coeficiente de seguridad a flexión (X_F)**

$$\sigma_H = \frac{709,91}{\sqrt{1,3}} = 622,63 \frac{N}{mm^2}$$

○ **Coefficiente dinámico**

$$K_V(b) = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{V_t \cdot Z_1}{100} \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{i_{etapa}^2}{i_{etapa}^2 + 1}}$$

$$K_1 = 7,5$$

$$K_2 = 0,0193$$

$$\frac{V_t \cdot Z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i_{etapa}^2}{i_{etapa}^2 + 1}} = \frac{2,17 \cdot 23}{100} \cdot \sqrt{\frac{5,30^2}{5,30^2 + 1}} = 0,49 > 0,2 \text{ m/s}$$

$$K_3 = -0,357 \cdot 0,49 + 2,071 = 1,90$$

○ **Coefficientes de distribución de carga longitudinal**

- Para engranajes con rodaje previsto en el proceso de fabricación:

$$K_{H\beta}(b) = 1,10 + 1,15 \cdot 10^{-4} \cdot b + 0,18 \cdot \left(\frac{b}{d_{p,piñón}} \right)^2$$

$$K_{F\beta}(b) = K_{H\beta}^{N_F}$$

$$N_F(b) = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b} \right)^2}$$

$$b_H = \left(\frac{Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon}{\sigma_H} \right)^2 \cdot \frac{F_t}{d_{p1}} \cdot \frac{i_{etapa} + 1}{i_{etapa}} \cdot K_A \cdot K_V(b) \cdot K_{H\beta}(b) \cdot K_{H\alpha}$$

b	K_V	K_{Hβ}	N_F	K_{Fβ}	b_H
57,5	1,09	1,29	0,90	1,26	35,9
35'9	1,09	1,17	0,85	1,15	32,8
32,8	1,08	1,16	0,83	1,13	32,4
32,4	1,08	1,16	0,83	1,13	32,3
32,3	1,08	1,16	0,83	1,13	32,3

$$\sigma_F(b_H) = 167,62 \frac{N}{mm^2}$$

$$X_F = \frac{393,66}{167,62} = 2,35$$

Los resultados obtenidos cumplen con las condiciones establecidas en el paso 7:

$$X_F > X_H \geq X \rightarrow 2,35 > 1,30 = 1,30$$

$$\frac{d_{p,piñón}}{2} \leq b < 2 \cdot d_{p,piñón} \rightarrow 28,75 < 32,3 < 115 \text{ mm}$$

3.2.3.2 ETAPA 2: RESULTADOS OBTENIDOS

Diámetro primitivo del piñón (d_{p1})	84,0 mm
Dientes del piñón (Z_1)	28
Diámetro primitivo de la rueda (d_{p2})	447,0 mm
Dientes de la rueda (Z_2)	149
Módulo (m)	3
Velocidad de giro del piñón (w_1)	135,7 rpm
Relación de transmisión (i_{etapa})	5,32
Fuerza tangencial (F_t)	9212,64 N
Tensión de contacto límite (S_{HL})	766,90 N/mm ²
Tensión a flexión límite (S_{FL})	314,50 N/mm ²

- **Coefficientes para el cálculo de la tensión superficial (σ_H) y normal (σ_F)**

Z_H	2,49
Z_E	189,81 (N/mm ²) ^{1/2}
Z_ϵ	0,86
Y_{Fa}	2,63
Y_{sa}	1,74
Y_ϵ	0,68
Y_B	1

- **Coefficientes de funcionamiento**

K_A		1,35	
$K_V(b)$		Iteración	
$K_{H\beta}(b)$	Iteración	$K_{F\beta}(b)$	Iteración
$K_{H\alpha}$	1	$K_{F\alpha}$	1

- **Coefficientes para el cálculo de la tensión de contacto (S_{HP}) y normal (S_{FP}) máximas admisible por el material**

Z_N	1	Y_N	1
Z_L	1,212	Y_{ST}	2
Z_V	0,891	$Y_{\delta rT}$	0,897
Z_R	1,132	Y_{RrT}	1,097
Z_W	1	Y_X	1
Z_X	1	S_{FP}	618,76 N/mm ²
S_{HP}	937,08 N/mm ²		

- **Cálculo del ancho (b_H) y obtención del coeficiente de seguridad a flexión (X_F)**

$$\sigma_H = \frac{937,08}{\sqrt{1,3}} = 821,87 \frac{N}{mm^2}$$

○ **Coefficiente dinámico**

$$K_V(b) = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{V_t \cdot Z_1}{100} \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{i_{etapa}^2}{i_{etapa}^2 + 1}}$$

$$K_1 = 7,5$$

$$K_2 = 0,0193$$

$$\frac{V_t \cdot Z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i_{etapa}^2}{i_{etapa}^2 + 1}} = \frac{0,60 \cdot 28}{100} \cdot \sqrt{\frac{5,30^2}{5,30^2 + 1}} = 0,16 < 0,2 \text{ m/s}$$

$$K_3 = 2$$

○ **Coefficientes de distribución de carga longitudinal**

- Para engranajes con rodaje previsto en el proceso de fabricación:

$$K_{H\beta}(b) = 1,10 + 1,15 \cdot 10^{-4} \cdot b + 0,18 \cdot \left(\frac{b}{d_{p,\text{piñón}}} \right)^2$$

$$K_{F\beta}(b) = K_{H\beta}^{N_F}$$

$$N_F(b) = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b} \right)^2}$$

$$b_H = \left(\frac{Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon}{\sigma_H} \right)^2 \cdot \frac{F_t}{d_{p1}} \cdot \frac{i_{etapa} + 1}{i_{etapa}} \cdot K_A \cdot K_V(b) \cdot K_{H\beta}(b) \cdot K_{H\alpha}$$

b	K_V	K_{Hβ}	N_F	K_{Fβ}	b_H
84,0	1,02	1,29	0,92	1,26	57,4
57,4	1,02	1,19	0,88	1,17	52,7
52,7	1,02	1,18	0,87	1,15	52,1
52,1	1,02	1,18	0,87	1,15	52,0
52,0	1,02	1,17	0,87	1,15	52,0

$$\sigma_F(b_H) = 288,49 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$X_F = \frac{618,76}{288,49} = 2,14$$

Los resultados obtenidos cumplen con las condiciones establecidas en el paso 7:

$$X_F > X_H \geq X \rightarrow 2,14 > 1,30 = 1,30$$

$$\frac{d_{p,\text{piñón}}}{2} \leq b < 2 \cdot d_{p,\text{piñón}} \rightarrow 42 < 52,0 < 168 \text{ mm}$$

3.3 VERIFICACIÓN DEL LUBRICANTE

La lubricación es una parte muy importante para asegurar el correcto funcionamiento y una larga vida de los engranajes. Para verificar el lubricante escogido previamente en los cálculos resistentes del material se utiliza el método UNITED, un método aplicable para velocidades y cargas medias. La carga se evalúa por medio de la variable k , la cual se obtiene mediante la fórmula:

$$k = \frac{F_t}{b \cdot d_p} \cdot \frac{i_{etapa} + 1}{i_{etapa}} \cdot k_A \quad [55]$$

Donde:

- F_t es la fuerza tangencial [N] aplicada sobre el engranaje en el punto primitivo
- b es el ancho [mm] del engranaje
- d_p es el diámetro primitivo [mm] del engranaje
- i es la relación de transmisión de la etapa
- k_A es el coeficiente de aplicación

El lubricante adecuado se obtiene a partir de su viscosidad a 38°C ($v_{38^\circ C}$) calculada a partir de la relación:

$$\frac{k}{V_t} \quad [56]$$

Donde:

- V_t es la velocidad tangencial [m/s] del engranaje en el punto primitivo

Para temperatura ambiente (10-25°C) hay dos métodos para obtener la viscosidad:

- Si $2,5 \cdot 10^{-3} \leq \frac{k}{v_t} \leq 20$ y $v_t \leq 20$

$$\log v_{38} = -0,028 \cdot \left(\log \frac{k}{v_t}\right)^3 - 0,025 \cdot \left(\log \frac{k}{v_t}\right)^2 + 0,460 \cdot \left(\log \frac{k}{v_t}\right) + 2,593 \quad [57]$$

- Si $2,5 \cdot 10^{-3} \leq \frac{k}{v_t} \leq 20$ y $v_t > 20$

$$v_{38} = \frac{67500}{\left(10 \cdot v_t \cdot d_p \cdot \frac{i_{etapa}}{i_{etapa} + 1}\right)^{0,6}} \quad [58]$$

La viscosidad obtenida será más elevada cuando mayor sea la relación k/V_t . Para una misma etapa, los valores que intervienen en los cálculos de la viscosidad óptima tanto para el piñón como para la rueda son iguales, exceptuando el valor del diámetro primitivo. Por consiguiente, la viscosidad del lubricante para cada etapa será aquella calculada sobre el piñón, por ser el engranaje de menor diámetro (k/V_t mayor), tomando como referencia el valor más alto obtenido entre ambas etapas.

NOTA: Para temperaturas ambiente superiores a 25°C, la viscosidad aumenta un 10% por cada tramo de 2,5°C de incremento.

A continuación, se muestran los valores de viscosidad obtenidos:

	Etapa 1	Etapa 2
Temperatura ambiente (T_{amb})	20°C	
Fuerza tangencial (F_t)	2537,25 N	9212,64 N
Diámetro primitivo del piñón ($d_{p,piñón}$)	57,5 mm	84,0 mm
Ancho del piñón (b)	34,5 mm	52,8 mm
Coefficiente de aplicación (k_A)	1,35	
Relación de transmisión (i_{etapa})	5,30	5,32
Velocidad tangencial (V_t)	2,17 m/s	0,60 m/s
Viscosidad cinemática del lubricante ($\nu_{40^\circ C}$)	1000 cSt	

$$k_{piñón1} = 2,19 \frac{N}{mm^2}$$

$$k_{piñón2} = 3,38 \frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{k_{piñón1}}{V_{t1}} = 5,67 \frac{N \cdot s}{m \cdot mm^2}$$

$$\frac{k_{piñón2}}{V_{t2}} = 3,12 \frac{N \cdot s}{m \cdot mm^2}$$

Como el valor de la velocidad tangencial en ambas etapas es $V_t < 20$ m/s, el método de cálculo utilizado para la obtención de la viscosidad es:

$$\nu_{38} = 10^{-0,028 \cdot \log\left(\frac{k}{V_t}\right)^3 - 0,025 \cdot \log\left(\frac{k}{V_t}\right)^2 + 0,460 \cdot \log\frac{k}{V_t} + 2,593} \quad [59]$$

$$\nu_{38^\circ C}(etapa 1) = 393,90 \text{ cSt}$$

$$\nu_{38^\circ C}(etapa 2) = 839,67 \text{ cSt}$$

Los valores obtenidos no se mayoran, puesto que la temperatura ambiente (20°C) se sitúa en el intervalo de temperaturas de cálculo.

La viscosidad del lubricante estimado inicialmente cumple con la máxima obtenida ($839,67 < 1000$ cSt), por tanto, el lubricante (ISO VG-1000) se considera válido.

4. UNIONES A TORSIÓN: CHAVETAS

Las chavetas se emplean para la unión a torsión entre los engranajes y sus respectivos ejes, haciendo que giren solidariamente. En este proyecto las chavetas empleadas serán de sección cuadrada o rectangular, cuyas dimensiones dependen del diámetro del eje, siendo estandarizadas por la norma DIN 6885.

A continuación, se muestran las dimensiones transversales de las chavetas para los diámetros de cada eje calculados con anterioridad:

Árbol		Chaveta			
		Dimensiones (bxh)	Ancho	Profundidad	
Eje	Engranaje				
Entrada	30,0	8x7	8	4	3,3
Intermedio	50,0	14x9	14	5'5	3,8
Salida	65,0	20x12	20	7'5	4'9

La longitud de la chaveta será función del esfuerzo sometido sobre ésta. Para determinar su resistencia, se establece la hipótesis mediante la cual las fuerzas se distribuyen de manera uniforme sobre la sección longitudinal del elemento. El cálculo resistente de la chaveta se basa en el fallo por aplastamiento y cizalladura.

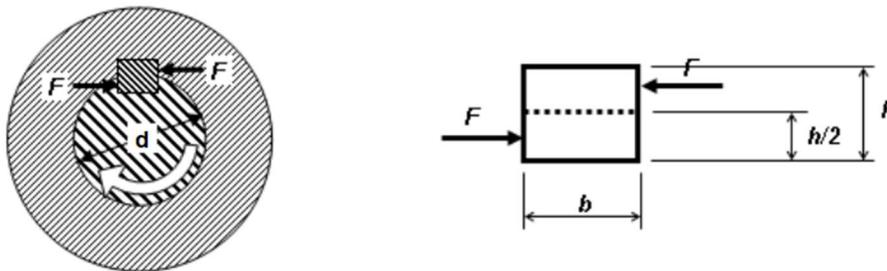


Figura 13 Parámetros a considerar en el dimensionado de la chaveta.

4.1 TIPOS DE FALLO: CIZALLADURA Y APLASTAMIENTO

Para que una chaveta resista a esfuerzo de cizalladura se emplea el criterio de *Máxima tensión tangencial* de Tresca MTT. La longitud mínima de la chaveta se obtiene mediante la expresión:

$$L_{cizalladura} \geq \frac{4 \cdot T \cdot n}{d \cdot b \cdot S_y} \quad [60]$$

Para que una chaveta resista al fallo por aplastamiento, la tensión generada no debe superar la admisible por compresión. La longitud mínima de la chaveta para evitar este tipo de fallo se obtiene mediante la expresión:

$$L_{aplastamiento} \geq \frac{4 \cdot T \cdot n}{d \cdot h \cdot S_y} \quad [61]$$

Donde:

- T es el par torsor real aplicado sobre el eje
- n es el coeficiente de seguridad

NOTA: El par torsor real se obtiene a partir de las relaciones de transmisión definitivas, las cuales difieren ligeramente de las teóricas mostradas al principio del documento.

4.2 SELECCIÓN DE LA CHAVETA

Para la selección de una longitud de la chaveta válida se tienen en cuenta los siguientes criterios:

- La longitud de la chaveta deberá ser igual o superior al valor más elevado obtenido de los dos tipos de fallo -cizalladura y aplastamiento- mostrados anteriormente.
- La longitud de la chaveta deberá cumplir:

$$\frac{3 \cdot b_{engranaje}}{4} \leq L_{chaveta} \leq b_{engranaje} \quad [62]$$

La longitud definitiva de la chaveta se obtiene del catálogo del proveedor según serie DIN-6885A, siendo su valor el más bajo que cumpla con ambas condiciones, así ejercerá de concentrador de tensiones en menor sección del eje. Las chavetas serán de extremos redondeados o fresados y el material con el cual están fabricadas es el acero F-114/C45 en estado normalizado, cuyo límite de fluencia es: $S_y = 430 \text{ N/mm}^2$

4.2.1 EJE DE ENTRADA: RESULTADOS OBTENIDOS

bxh	T	n	d _{eje}	L _{cizalladura}	L _{aplastamiento}
8X7	72600,00 N·mm	2	30,00 mm	5,63 mm	6,43 mm

La longitud de la chaveta que une el piñón de la primera etapa con el eje de entrada debe cumplir:

$$24,23 \leq L_1 \leq 32,30$$
$$L_1 = 25 \text{ mm}$$

4.2.2 EJE INTERMEDIO: RESULTADOS OBTENIDOS

bxh	T	n	d _{eje}	L _{cizalladura}	L _{aplastamiento}
14X9	385095,65 N·mm	2	50,00 mm	10,24 mm	15,92 mm

La longitud de la chaveta que une la rueda de la primera etapa con el eje intermedio debe cumplir:

$$24,23 \leq L_2 \leq 32,30$$
$$L_2 = 25 \text{ mm}$$

La longitud de la chaveta que une el piñón de la segunda etapa con el eje intermedio debe cumplir:

$$39,00 \leq L_3 \leq 52,0$$
$$L_3 = 40 \text{ mm}$$

4.2.3 EJE DE SALIDA: RESULTADOS OBTENIDOS

bxh	T	n	d _{eje}	L _{cizalladura}	L _{aplastamiento}
20X12	2049259,01 N·mm	2	65,00 mm	29,33 mm	48,88 mm

La longitud de la chaveta que une la rueda de la segunda etapa con el eje de salida debe cumplir:

$$39,00 \leq L_4 \leq 52,0$$
$$L_4 = 50 \text{ mm}$$

5. DISEÑO Y CÁLCULO DE EJES

5.1 DISPOSICIÓN DE LOS ÁRBOLES

El reductor consta de tres ejes -dos etapas- ubicados en paralelo, siendo conocida este tipo de disposición como *pendular*.

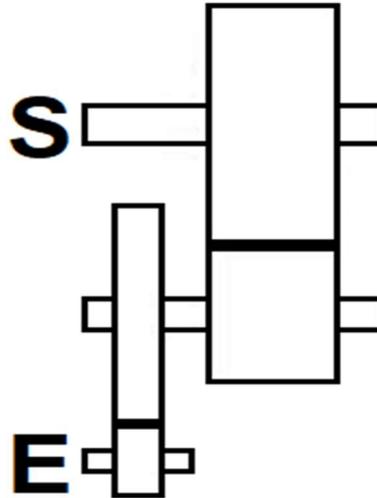


Figura 14 Disposición esquemática de los árboles del reductor.

5.2 CÁLCULO RESISTENTE

El proceso de dimensionado para cada eje tiene en consideración todos los tipos de esfuerzos ejercidos sobre cada una de sus secciones y la influencia de estos en el fallo, ya sea por rigidez torsional, fatiga o deflexión lateral.

NOTA: El diámetro de los ejes por rigidez torsional ha sido obtenido en el apartado de dimensionado de los engranajes, por tanto, este apartado se centrará en el cálculo a fatiga y deformación por flexión.

5.2.1 ESTADO TENSIONAL

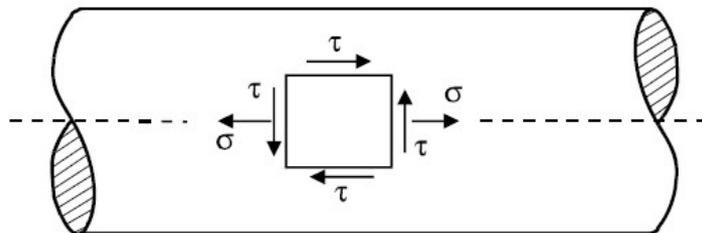


Figura 15 Tensiones generadas en una barra circular maciza.

Los ejes serán de sección circular maciza y estarán sometidos a esfuerzos cortantes, momentos flectores y torsores. Al tratarse de engranajes rectos que no generan empuje axial, no estarán solicitados por esfuerzos axiales.

Las tensiones asociadas pueden ser constantes o variables en el tiempo y generan en la superficie un estado de tensiones bidimensional.

El esfuerzo cortante (V) produce una distribución de tensiones tangenciales (τ) sobre el eje, las cuales son nulas en las secciones donde el momento flector es máximo. Además, dichas tensiones tangenciales son de un orden de magnitud inferior a la tensión normal generada por el flector, por tanto, no se considerarán en los cálculos resistentes.

Un momento flector (M) genera una distribución de tensiones normales (σ) que son máximas en los puntos más alejados de la fibra neutra o centro. Esta tensión normal máxima se puede obtener como:

$$\sigma = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} \quad [63]$$

Por último, el par torsor (T) aplicado sobre el árbol genera una distribución de tensiones tangenciales (τ) máximas en la superficie y nulas en el centro. Esta tensión tangencial máxima se puede obtener como:

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad [64]$$

5.2.2 FALLO POR FATIGA DEL MATERIAL

El cálculo a fatiga se realiza en todas las secciones críticas del árbol, siendo de especial consideración aquellos puntos donde se produzca un cambio de sección o haya algún elemento que ejerza de concentrador de tensiones.

En el diseño de los ejes aplicaremos un enfoque del análisis a fatiga para alto ciclo, el cual establece que para producir el fallo es necesario aplicar un número bastante elevado -de decenas de miles a millones- de ciclos. Las tensiones obtenidas en el componente son relativamente bajas y generalmente se puede estimar que no existe fluencia o deformación plástica significativa, por tanto, las tensiones y deformaciones se consideran proporcionales.

El método de diseño para vida infinita emplea un enfoque en tensiones. El planteamiento consiste en obtener unas tensiones estáticas equivalentes mediante un criterio de fallo a fatiga uniaxial, permitiendo aplicar posteriormente un criterio de fallo estático a dichas tensiones.

En general, sobre los puntos de la superficie del eje se tiene un estado tensional definido por tensiones normales medias (σ_m) y alternantes (σ_a) en dirección del eje x y tensiones tangenciales medias (τ_m) y alternantes (τ_a).

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad [65]$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad [66]$$

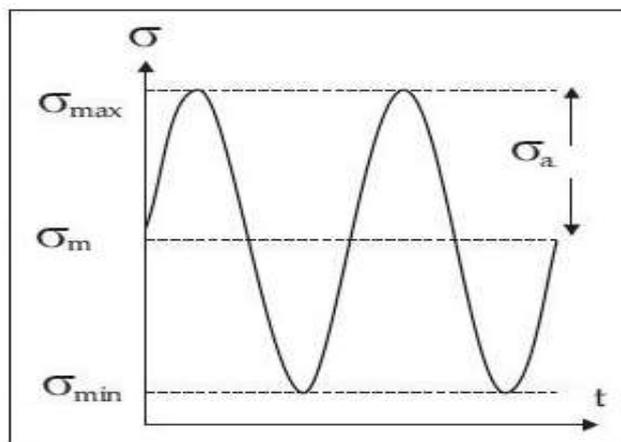


Figura 16 Componente media y alternante de una fuerza en función del tiempo.

El criterio de fallo a fatiga considerado en el presente proyecto es el de Soderberg, siendo un método conservador y aplicable a material dúctil. Considerando una vida de N ciclos, las tensiones estáticas equivalentes se pueden obtener mediante las siguientes expresiones:

$$\sigma_{eq} = \sigma_m + \frac{S_y}{S_N} \cdot \sigma_a \quad [67]$$

$$\tau_{eq} = \tau_m + \frac{S_{sy}}{S_{sN}} \cdot \tau_a \quad [68]$$

Donde:

- S_y es el límite de fluencia a tracción del material
- S_{sy} es el límite de fluencia a torsión del material
- S_N es la tensión normal límite del material para N ciclos
- S_{sN} es la tensión tangencial límite del material para N ciclos

NOTA: Al tratarse de un diseño para vida infinita de los ejes ($N > 10^6$), las tensiones límite del material se corresponden con el límite a fatiga ($S_N=S_e$ y $S_{sN}=S_{se}$).

Una vez obtenidas las tensiones estáticas equivalentes, se procede a la aplicación de un método de fallo estático. En este sentido, el criterio adoptado es el de *Máxima tensión tangencial* de Tresca MTT, el cual predice el fallo cuando la máxima tensión tangencial presente en un estado multiaxial de tensiones alcanza el valor correspondiente a la tensión tangencial de fallo obtenida en el ensayo del material. Esta teoría se considera un criterio de fluencia, por tanto, su aplicación es apta para materiales dúctiles, además de ser un método más conservador y válido en componentes donde la tensión tangencial alcanza valores considerables.

La máxima tensión tangencial minorada en el coeficiente de seguridad deseado (X) se puede expresar como:

$$\tau_{max.} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{eq}}{2}\right)^2 + \tau_{eq}^2} = \frac{S_{sy}}{X} \quad [69]$$

Cuando no se tienen datos sobre el límite de fluencia para tensiones tangenciales (S_{sy}), puede obtenerse a partir del límite de fluencia a tensión normal (S_y), aplicando la condición de fallo del propio criterio al estado tensional del ensayo a tracción:

$$S_{sy} = \frac{S_y}{2} \quad [70]$$

Sustituyendo las expresiones 64, 65 y 67 en la ecuación 66 de la máxima tensión tangencial:

$$\frac{S_y}{2 \cdot X} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot \sigma_a}{2}\right)^2 + \left(\tau_m + \frac{S_{sy}}{S_{se}} \cdot \tau_a\right)^2} \quad [71]$$

$$\frac{S_y}{X} = \sqrt{\left(\sigma_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot \sigma_a\right)^2 + 4 \cdot \left(\tau_m + \frac{S_{sy}}{S_{se}} \cdot \tau_a\right)^2} \quad [72]$$

El caso estudiado en el presente proyecto se corresponde a una flexión rotativa del eje, donde el momento flector y par torsor son constantes. La tensión normal media es nula ($\sigma_m=0$), dado que no existe fuerza axial aplicada y el momento flector es estacionario ($M_m=0$), generando una tensión normal con componente alternante pura. Por otra parte, la tensión tangencial alternante será nula ($\tau_a=0$) al ser el par torsor constante. Así pues, la expresión 69 queda reducida a:

$$\frac{S_y}{X} = \sqrt{\left(\frac{S_y}{S_e} \cdot \sigma_a\right)^2 + 4 \cdot (\tau_m)^2} \quad [73]$$

Sustituyendo las tensiones normal alternante y tangencial media en función del momento flector y torsor que las genera:

$$\frac{S_y}{X} = \sqrt{\left(\frac{S_y}{S_e} \cdot \frac{32 \cdot M_a}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{16 \cdot T_m}{\pi \cdot d^3}\right)^2} \quad [74]$$

Donde:

- S_e es el límite de fatiga en un determinado punto del componente
- M_a es el momento flector alternante en la sección considerada
- T_m es el momento torsor medio en la sección considerada
- d es el diámetro del eje en la sección considerada

Para obtener el coeficiente de seguridad a fallo por fatiga del material en la sección considerada:

$$X = \frac{S_y \cdot \pi \cdot d^3}{32 \cdot \sqrt{\left(\frac{S_y}{S_e} \cdot M_a\right)^2 + (T_m)^2}} \quad [75]$$

5.2.2.1 FACTORES MODIFICADORES DEL LÍMITE DE FATIGA

En los ensayos de laboratorio se utilizan probetas de material normalizadas para obtener características de fatiga. En general, la geometría y calidad del acabado de un componente difiere del normalizado, por tanto, su correspondiente límite a fatiga (S_e) también será diferente al no darse las mismas condiciones.

Existen un gran número de factores que modifican el límite de fatiga y generalmente los más importantes pueden considerarse de corrección. Así pues, para estimar el límite de fatiga de un punto concreto de una pieza puede emplearse la siguiente expresión:

$$S_e = \frac{S'_e}{k_f} \cdot k_a \cdot k_e \cdot k_b \cdot k_d \cdot k_x \quad [76]$$

Donde:

- S'_e es el límite de fatiga de la probeta
- K_a es el factor de superficie
- K_e es el factor de confiabilidad
- K_b es el factor de tamaño
- k_d es el factor de temperatura
- k_f es el factor concentrador de tensiones
- k_x son otros factores

Cuando el material es acero y no se dispone de la información del límite de fatiga, se puede estimar su valor.

- Para $S_u \leq 1400 \text{ N/mm}^2$:

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut}$$

- Para $S_u > 1400 \text{ N/mm}^2$:

$$S'_e = 700 \text{ N/mm}^2$$

A continuación, se presentan las propiedades mecánicas del material empleado en el presente proyecto para la fabricación de los ejes:

Material	Acero al carbono F-114/C45 templado y revenido
Módulo de Young (E)	210000 N/mm ²
Coefficiente de Poisson (ν)	0,30
Límite de fluencia (S_y)	540 N/mm ²
Límite de rotura a tracción (S_u)	780 N/mm ²
Dureza	309 HB

$$S'_e = 0,5 \cdot 780 = 390 \text{ N/mm}^2$$

Factor de superficie (k_a)

En general, el componente de una máquina o estructura tiene un acabado muy diferente de la probeta de ensayo y esto afectará al límite de fatiga, debido a que el fallo se origina habitualmente en la superficie.

El acabado superficial depende del método de fabricación y puede introducir tres defectos: generación de rugosidad, introducción de tensiones residuales superficiales y modificación de las características microestructurales del material.

El límite de rotura también afecta a la reducción del límite de fatiga. Los materiales con mayor resistencia relativa son más sensibles a las entallas debidas a la rugosidad superficial, las cuales actúan como un concertador de tensiones.

A partir de los datos experimentales para aceros y considerando los tipos básicos de acabados superficiales, el factor de superficie se puede ajustar a curvas que corresponden a la siguiente ecuación:

$$k_a = a \cdot S_u^b \quad [77]$$

Donde:

- S_u es el límite de rotura a tracción mínimo del material
- a y b son parámetros obtenidos a partir de la Tabla 7

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	-0.995

Tabla 7 Factores a y b en función del acabado superficial.

El acabado superficial en el presente proyecto es el obtenido mediante mecanizado, por tanto: $k_a = 4,51 \cdot 780^{-0,265} = 0,772$

Factor de confiabilidad (k_e)

Cuando se realiza múltiples ensayos de fatiga sobre un mismo nivel de tensiones de un material, siempre existe una dispersión estadística importante. Considerando la distribución estadística de los resultados de ensayos a fatiga sobre aceros, se puede establecer un cociente de corrección del límite de fatiga por confiabilidad.

Confiabilidad	0.5	0.9	0.95	0.99	0.999	0.9999	0.99999	0.999999
Factor de corrección	1.0	0.897	0.868	0.814	0.753	0.702	0.659	0.620

Tabla 8 Factor de confiabilidad (k_e) en función del porcentaje de esta requerido.

Se establece una confiabilidad del 99%, por tanto: $k_e = 0,814$

Factor de tamaño (k_b)

El límite de fatiga de los materiales ensayados bajo condiciones de flexión y torsión varía con el tamaño del componente. El factor de tamaño se obtiene a partir de datos experimentales sobre probetas de sección circular, para flexión rotativa y torsión alternante a partir de la ecuación:

- Para $2,79 \leq d \leq 51$ mm:

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} \quad [78]$$

- Para $51 < d \leq 254$ mm:

$$k_b = 0,859 - 0,000837 \cdot d \quad [79]$$

Factor de temperatura (k_d)

El límite a fatiga de los materiales también se ve afectado por la temperatura de operación. Cuando la temperatura es baja el material puede experimentar fractura frágil, siendo este modo de fallo considerado en primer lugar. En el extremo opuesto, cuando la temperatura es elevada se debe considerar la fluencia como posible fallo, dado que el límite disminuye con el aumento de temperatura.

Para estimar el límite de fatiga en aceros a temperaturas superiores, cuando no se dispone de datos precisos y se conoce el límite a temperatura ambiente, puede emplearse la siguiente tabla:

T, °C	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
S_{eT}/S_e	1.000	1.010	1.020	1.025	1.020	1.00	0.975	0.927	0.922	0.840	0.766	0.670	0.546

Tabla 9 Factor de temperatura (k_d) en función de la temperatura.

$$k_d = \frac{S_{eT}}{S_e} \quad [80]$$

La temperatura de operación del reductor es de 20°C, por tanto: $k_d = 1,000$

Factor concentrador de tensiones (k_f)

El límite de fatiga de los componentes mecánicos disminuye con la presencia de discontinuidades geométricas tales como agujeros, cambios de sección, chaveteros etc. Estas discontinuidades producen un aumento local de las tensiones y ejercen de concentradores de tensiones o entallas, favoreciendo la iniciación de grietas.

El factor concentrador de tensiones (k_f) está relacionado con el teórico (k_t) y el factor de sensibilidad a la entalla (q) mediante la siguiente expresión:

$$k_f = q \cdot (k_t - 1) + 1 \quad [81]$$

El valor de q puede estimarse a partir de constantes empíricas del material que son independientes del radio de la entalla:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{r}} \quad [82]$$

Donde:

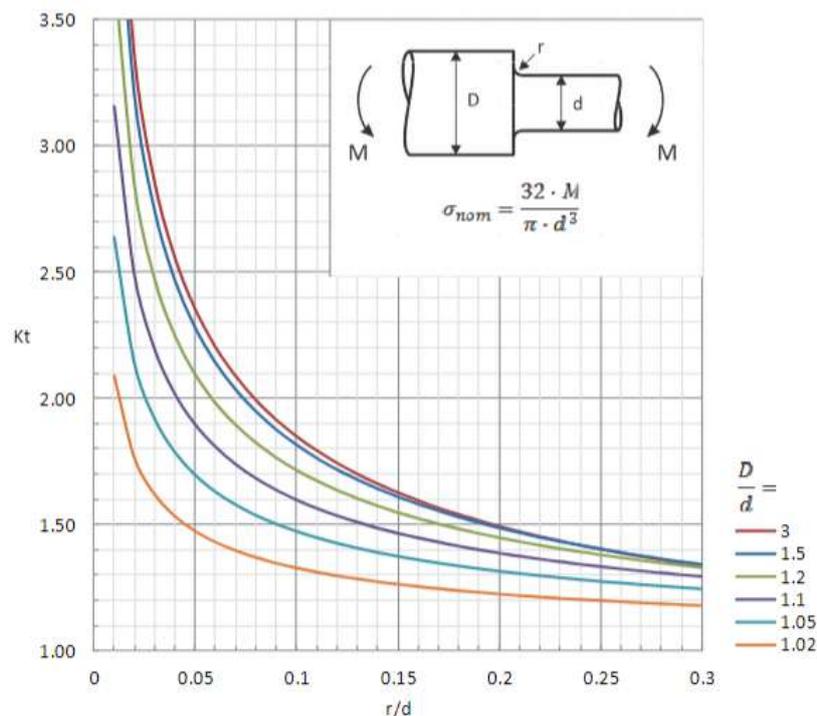
- α es una constante de material [mm]
- r es el radio de acuerdo de la entalla [mm]

Para aceros de alta resistencia relativa ($S_u \geq 550 \text{ N/mm}^2$), α puede estimarse a partir de la siguiente expresión:

$$\alpha = 0,025 \cdot \left(\frac{2070}{S_u}\right)^{1,8} \quad [83]$$

Los valores anteriores son para carga axial o de flexión, pudiéndose obtener los valores para torsión de forma aproximada multiplicando los anteriores por 0'6.

Siendo el momento flector el único esfuerzo sobre el eje con componente alternante, para calcular el factor concentrador de tensiones (k_f) en aquellos puntos donde haya un cambio de sección, se deberá consultar la siguiente gráfica para obtener previamente el factor concentrador de tensiones teórico (k_t):



Gráfica 1 Concentrador de tensiones teórico (k_t) para cambios de sección con flector.

Por otra parte, cuando en un punto haya mecanizado un chavetero también se deberá determinar su factor concentrador de tensiones. En la siguiente tabla se muestran los valores para el tipo de chavetero -de extremos fresados o redondeados- empleados:

Acero	Flexión	Torsión
Recocido (<200 HB)	1,6	1,3
Templado y revenido (> 200 HB)	2	1,6

El material de los ejes es un acero templado y revenido con una dureza superior a 200 HB y la carga considerada en los cálculos a fatiga es de flexión, por tanto: $k_f = 2$

NOTA: Las ecuaciones utilizadas para obtener el factor concentrador de tensiones (k_f) son empíricas, por tanto, se pueden considerar únicamente como estimaciones a utilizar en diseño. Este aspecto se deberá tener en cuenta a la hora de establecer el coeficiente de seguridad mínimo.

Otros factores (k_x)

Existen otros tipos de factores que reducen la resistencia a fatiga de los ejes pero que no aplican en el presente proyecto:

- El reductor no trabajará en una atmósfera corrosiva y se encontrará perfectamente sellado, por tanto, este fenómeno no afectará a la resistencia a fatiga.
- Ningún eje estará sometido en toda su geometría a soldadura, que introduzca concentradores de tensiones o varíe su estructura.
- Ningún eje será sometido a un tratamiento superficial tales como niquelado o cromado que modifique su resistencia a fatiga.

5.2.3 FALLO A DEFORMACIÓN LATERAL POR FLEXIÓN

La rigidez lateral es un factor importante en el diseño de ejes. Una rigidez insuficiente provoca deformaciones laterales por flexión excesivas, que derivan en un mal funcionamiento del eje y, por consiguiente, una reducción en la vida de los componentes soportados. Si la deformación lateral por flexión en el punto donde está montado un engranaje es elevada, aumentará el juego entre dientes de la etapa, derivando en mayores cargas de impacto en el engrane y, por tanto, en una reducción de su vida.

El diseño definitivo de los ejes deberá cumplir las siguientes condiciones relativas a su rigidez lateral:

- La deformación lateral por flexión (δ) máxima se limita a 1 mm/m de eje.

$$\delta_{\text{límite}} = \frac{1}{1000} \cdot L_{\text{eje}} \quad [84]$$

- El giro por flexión (θ) máximo se limita a 0'0005 radianes en aquellos puntos donde hayan montados engranajes y rodamientos.

NOTA: En general, el cálculo de deformaciones laterales por flexión se puede abordar considerando el eje como una viga y aplicando los métodos habituales de resistencia de materiales. Sin embargo, en la mayoría de los casos la sección transversal del eje es variable, suponiendo un análisis más laborioso si se realiza manualmente. En este caso, los diagramas de deflexión lateral se realizarán con la ayuda de un programa informático basado en los teoremas de Mohr.

5.2.4 DIMENSIONADO DE EJES: PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

El objetivo de este apartado es verificar que los valores del diámetro de los ejes obtenidos anteriormente por rigidez torsional cumplen con el coeficiente de seguridad en aquellas secciones donde el momento torsor aplica. Para el resto de las secciones donde el torsor es nulo, se realizará una reducción del diámetro necesario y se verificará que tal modificación es válida para que el árbol no falle.

El procedimiento de diseño seguido consta de las siguientes fases:

1. Predimensionado del eje.

Para obtener una longitud inicial aproximada del eje, se tendrán en cuenta las dimensiones de los diferentes elementos montados y la distancia de separación entre éstos. El criterio seguido se expone en la memoria del proyecto.

2. Cálculo de las reacciones y obtención de los diagramas de esfuerzos.

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d} \quad [85]$$

$$F_{r'} = F_t \cdot \tan \alpha \quad [86]$$

- El eje se considera isostático, así pues, se calculan las reacciones en los apoyos utilizando únicamente las ecuaciones de equilibrio y considerando las fuerzas transmitidas por los engranajes como puntuales en el centro de estos.

$$\sum F = 0 \quad [87]$$

$$\sum M = 0 \quad [88]$$

- Las fuerzas actuantes en cada eje no son coplanares, por tanto, se deberá realizar un análisis de esfuerzos en dos planos y una posterior composición vectorial.
- El peso de los engranajes se considerará en los cálculos, obtenido obteniendo una aproximación del diseño 3D realizado con un programa CAD.

$$F_r = F_{r'} + F_{peso} \quad [89]$$

- Los apoyos en los rodamientos se considerarán puntuales, ubicándose las reacciones en el punto medio de éstos.

3. Cálculo de los factores correctores de la resistencia a fatiga y obtención del coeficiente de seguridad para los diferentes puntos críticos del eje.

4. Verificación de la condición:

$$X_{real} > X_{mín.} \quad [90]$$

5. Obtención de la deformación lateral para los diferentes puntos del eje y verificación de su cumplimiento con los límites establecidos:

$$\delta_{máxima} < \delta_{límite} \quad [91]$$

$$\theta_{máxima} < \theta_{límite} \quad [92]$$

5.2.4.1 EJE DE ENTRADA: RESULTADOS OBTENIDOS

Distancia entre apoyos (L_{A-B})	75,3 mm
Distancia Apoyo A-Piñón (L_{A-1})	37,65 mm
Fuerza radial sobre el piñón (F_r)	-923,48 N
Fuerza peso del piñón (F_{PESO})	-4,17 N
Ancho del piñón ($b_{PIÑÓN}$)	32,3 mm
Coefficiente de seguridad a fatiga ($X_{mínimo}$)	2,5

$$F_r = -927,65 \text{ N} \quad F_t = 2537,25 \text{ N}$$



Figura 17 Esquema de fuerzas sobre el eje de entrada.

$$F_r + R_{AY} + R_{BY} = 0; R_{AY} = -F_r - R_{BY}$$

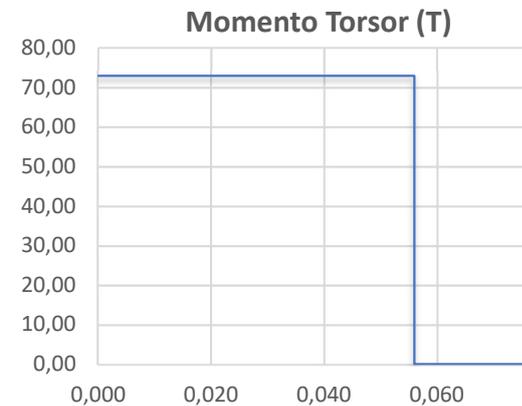
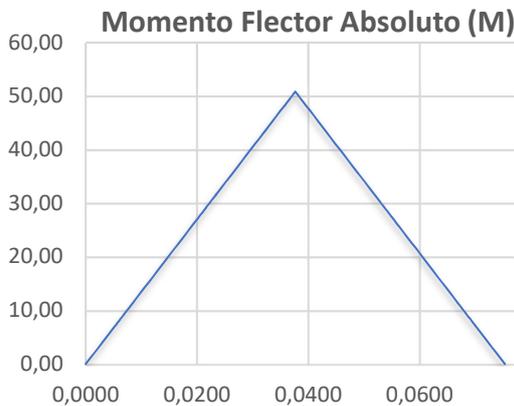
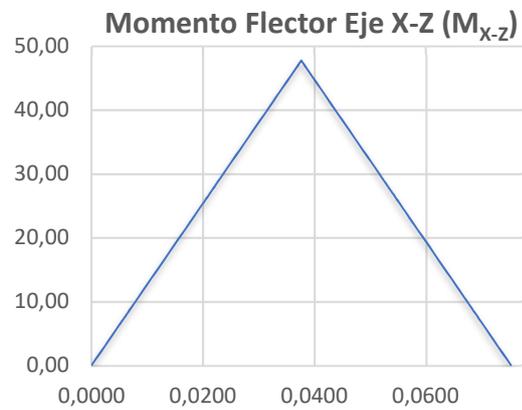
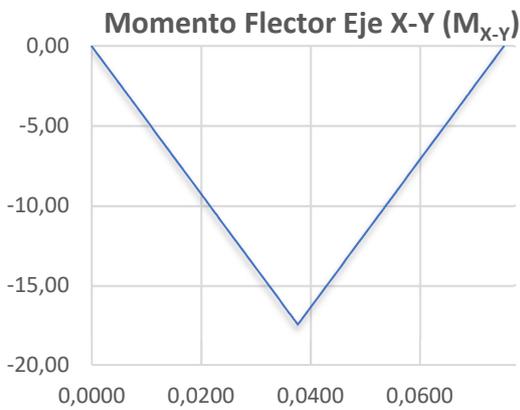
$$F_r \cdot L_{A-1} + R_{BY} \cdot L_{A-B} = 0; R_{BY} = \frac{-F_r \cdot L_{A-1}}{L_{A-B}}$$

$$F_t + R_{AZ} + R_{BZ} = 0; R_{AZ} = -F_t - R_{BZ}$$

$$F_t \cdot L_{A-1} + R_{BZ} \cdot L_{A-B} = 0; R_{BZ} = \frac{-F_t \cdot L_{A-1}}{L_{A-B}}$$

$$R_{AY} = 463,83 \text{ N} \quad R_{AZ} = -1268,63 \text{ N}$$

$$R_{BY} = 463,83 \text{ N} \quad R_{BZ} = -1268,63 \text{ N}$$



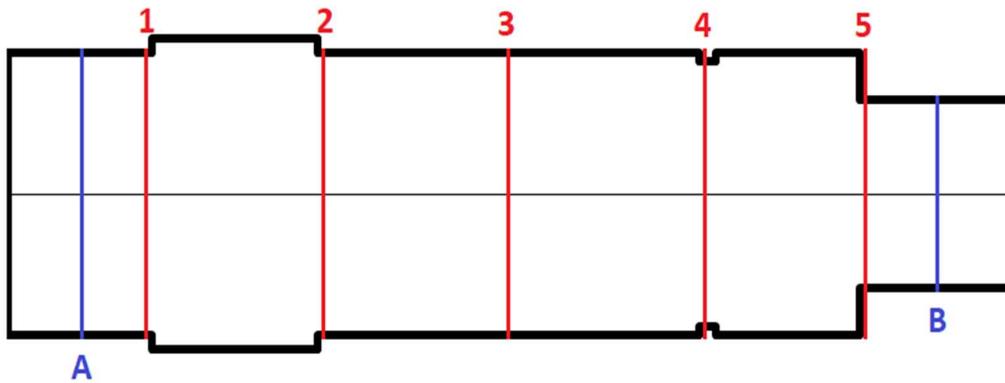
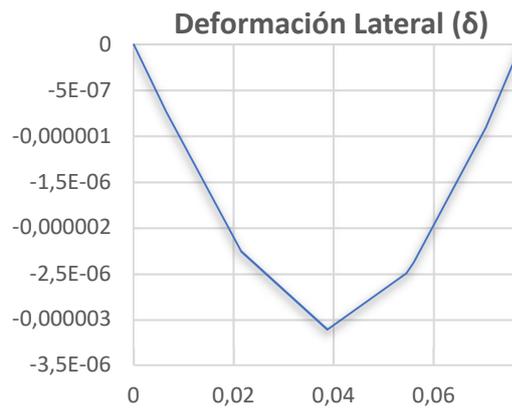
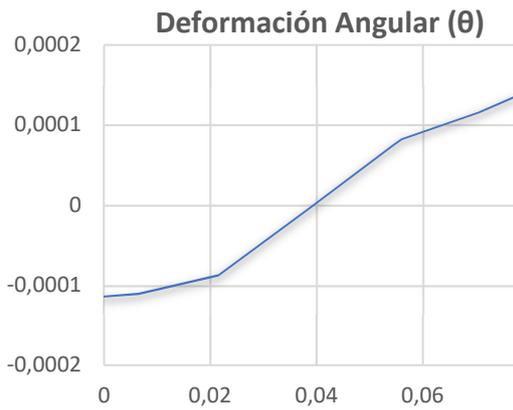


Figura 18 Secciones críticas del eje de entrada.

Sección	1	2	3	4	5
Coordenada x [m]	0,0065	0,0215	0,03765	0,0538	0,0683
d [mm]	30	30	30	27,9	20
M [Nm]	8,78	29,04	50,86	29,04	9,46
T [Nm]	72,60	72,60	72,60	0,00	0,00
S'_e [N/mm ²]	390	390	390	390	390
k_a	0,772	0,772	0,772	0,772	0,772
k_e	0,814	0,814	0,814	0,814	0,814
k_b	0,864	0,864	0,864	0,870	0,902
k_d	1	1	1	1	1
Tipo de concentrador	Cambio sección	Cambio sección	$M_{m\acute{a}x.} +$ chavetero	Ranura	Cambio sección
α	0,145	0,145	-	0,145	0,145
r/d	0,033	0,033	-	0,021	0,050
r [mm]	1	1	-	0,6	1
D [mm]	33	33	-	30	30
D/d	1,1	1,1	-	1,07	1,5
q	0,873	0,873	-	0,806	0,873
k_t	2,1	2,1	-	2,3	2,25
k_f	1,96	1,96	2,00	2,05	2,09
S_e [N/mm ²]	107,98	107,98	105,86	104,19	105,70
S_y [N/mm ²]	540	540	540	540	540
X_{real}	16,87	8,82	5,31	7,73	8,78



Sección	θ [rad]	δ [m]
Apoyo A	-1,14E-04	0,00E+00
1	-1,11E-04	-7,35E-07
2	-8,77E-05	-2,26E-06
3	-3,59E-06	-3,11E-06
4	8,22E-05	-2,38E-06
5	1,16E-04	-9,03E-07
Apoyo B	1,36E-04	0,00E+00

El límite de la deformación y giro laterales para el eje de entrada es:

$$\theta_{\text{límite}} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

$$\delta_{\text{límite}} = \frac{1}{1000} \cdot 0,0775 = 7,75 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

La solución se considera válida, pues cada una de las secciones críticas del eje posee un coeficiente de seguridad al fallo por fatiga mayor al mínimo establecido. Además, la deformación lateral y angular por flexión máximas no alcanzan el límite establecido en ninguna de sus secciones.

5.2.4.2 EJE INTERMEDIO: RESULTADOS OBTENIDOS

Distancia entre apoyos (L_{A-B})	174,3 mm
Distancia Apoyo A-Rueda (L_{A-1})	43,65 mm
Distancia Apoyo A-Piñón (L_{A-2})	110,8 mm
Fuerza radial sobre la rueda (F_{r1})	923,48 N
Fuerza radial sobre el piñón (F_{r2})	-3353,13 N
Fuerza peso de la rueda (F_{PESO1})	-160,53 N
Fuerza peso del piñón (F_{PESO2})	-13,93 N
Ancho de la rueda (b_{RUEDA})	32,3 mm
Ancho del piñón ($b_{PIÑÓN}$)	52,0 mm
Coficiente de seguridad a fatiga ($X_{mínimo}$)	2,5

$$F_{r1} = 762,95 \text{ N} \quad F_{t1} = -2537,25 \text{ N}$$

$$F_{r2} = -3367,06 \text{ N} \quad F_{t2} = -9212,64 \text{ N}$$

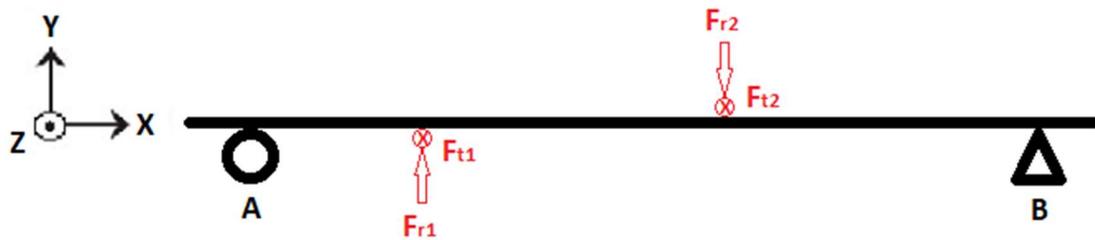


Figura 19 Esquema de fuerzas sobre el eje intermedio.

$$F_{r1} + F_{r2} + R_{AY} + R_{BY} = 0; R_{AY} = -F_{r1} - F_{r2} - R_{BY}$$

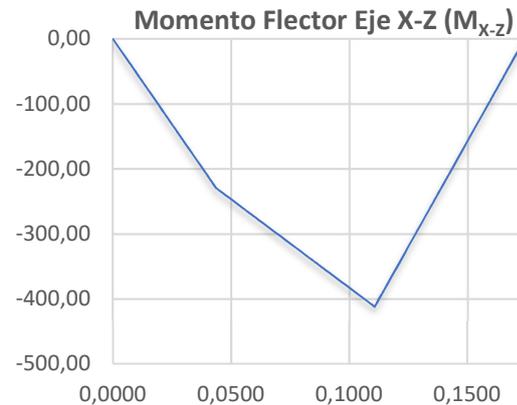
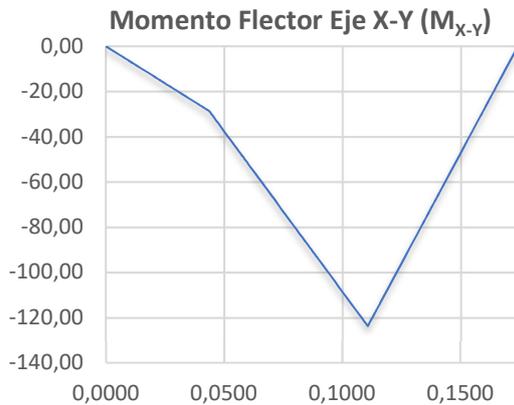
$$F_{r1} \cdot L_{A-1} + F_{r2} \cdot L_{A-2} + R_{BY} \cdot L_{A-B} = 0; R_{BY} = \frac{-F_{r1} \cdot L_{A-1} - F_{r2} \cdot L_{A-2}}{L_{A-B}}$$

$$F_{t1} + F_{t2} + R_{AZ} + R_{BZ} = 0; R_{AZ} = -F_{t1} - F_{t2} - R_{BZ}$$

$$F_{t1} \cdot L_{A-1} + F_{t2} \cdot L_{A-2} + R_{BZ} \cdot L_{A-B} = 0; R_{BZ} = \frac{-F_{t1} \cdot L_{A-1} - F_{t2} \cdot L_{A-2}}{L_{A-B}}$$

$$R_{AY} = 654,78 \text{ N} \quad R_{AZ} = 5258,15 \text{ N}$$

$$R_{BY} = 1949,32 \text{ N} \quad R_{BZ} = 6491,75 \text{ N}$$



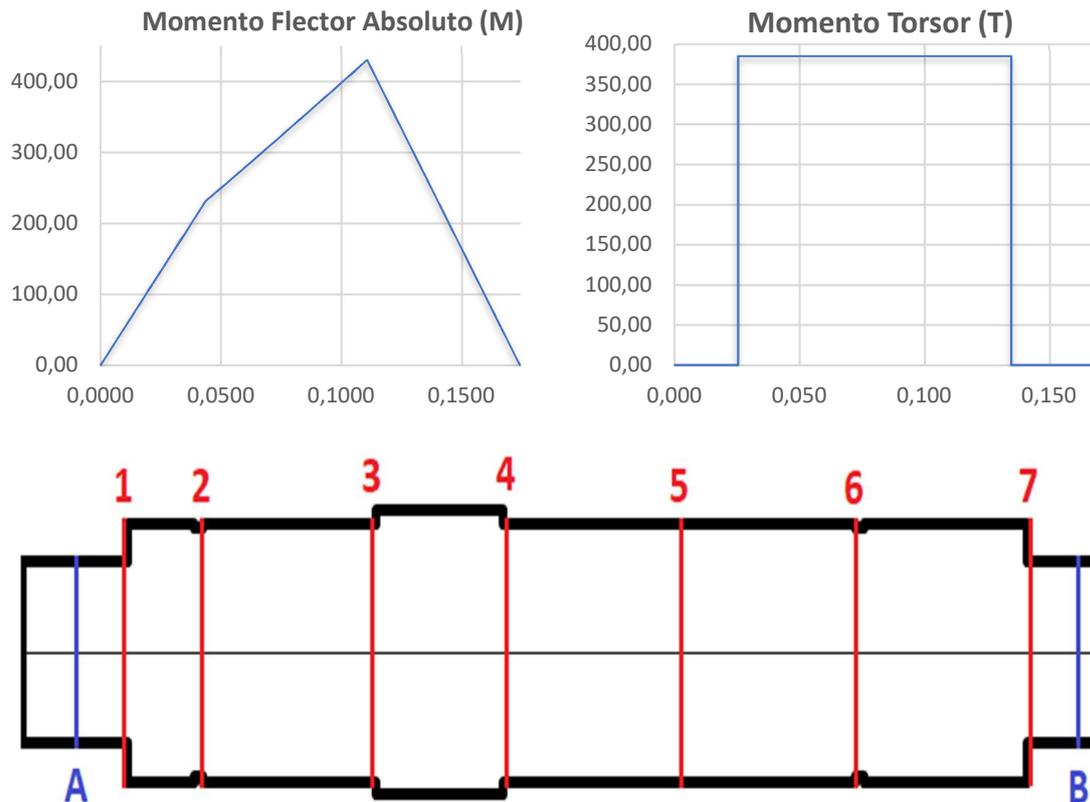
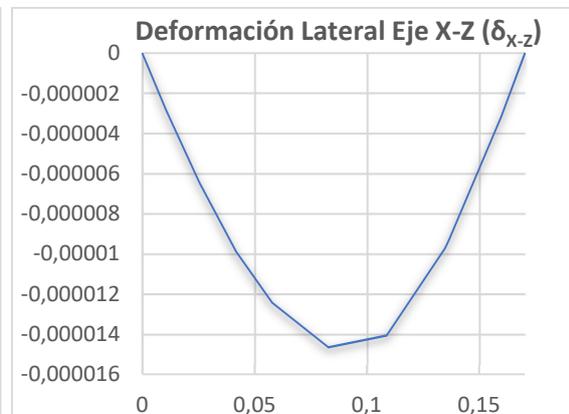
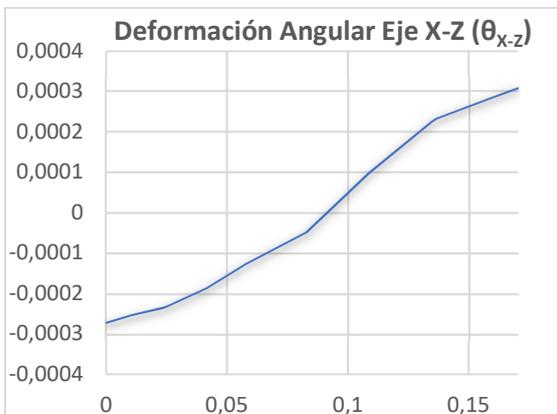
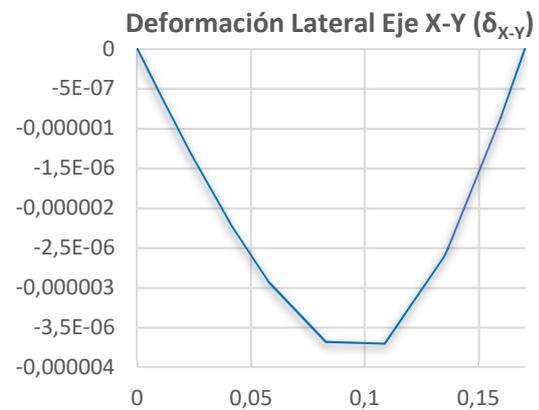
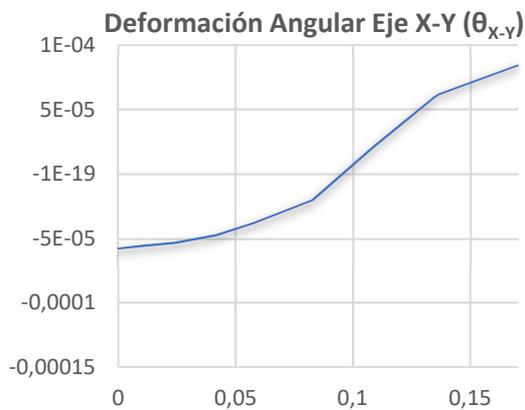


Figura 20 Secciones críticas del eje intermedio.

Sección	1	2	3	4
Coordenada x [m]	0,0125	0,0275	0,0598	0,0848
d [mm]	35	45,8	50	50
M [Nm]	66,23	145,72	278,26	352,37
T [Nm]	0,00	385,10	385,10	385,10
S'_e [N/mm ²]	390	390	390	390
k_a	0,772	0,772	0,772	0,772
k_e	0,814	0,814	0,814	0,814
k_b	0,849	0,825	0,818	0,818
k_d	1	1	1	1
Tipo de concentrador	Cambio sección	Ranura	Cambio sección	Cambio sección
α	0,145	0,145	0,145	0,145
r/d	0,029	0,013	0,020	0,020
r [mm]	1	0,6	1	1
D [mm]	50	50	55	55
D/d	1,43	1,09	1,10	1,10
q	0,873	0,806	0,873	0,873
k_t	2,7	2,8	2,5	2,5
k_f	2,48	2,45	2,31	2,31
S_e [N/mm ²]	83,81	82,60	86,77	86,77
S_y [N/mm ²]	540	540	540	540
X_{real}	5,33	4,96	3,74	2,98

Sección	5	6	7
Coordenada x [m]	0,1108	0,1368	0,1618
d [mm]	50	45,8	35
M [Nm]	430,41	254,18	84,73
T [Nm]	385,10	0,00	0,00
S' _e [N/mm ²]	390	390	390
k _a	0,772	0,772	0,772
k _e	0,814	0,814	0,814
k _b	0,818	0,825	0,849
k _d	1	1	1
Tipo de concentrador	M _{máx.} + chavetero	Ranura	Cambio sección
α	0,145	0,145	0,145
r/d	-	0,013	0,029
r [mm]	-	0,6	1
D [mm]	-	50	50
D/d	-	1,04	1,43
q	-	0,806	0,873
k _t	-	2,8	2,7
k _f	2,00	2,45	2,48
S _e [N/mm ²]	100,23	82,60	83,81
S _y [N/mm ²]	540	540	540
X _{real}	2,82	3,06	4,16



Sección	X-Y		X-Z		Valor Absoluto	
	θ [rad]	δ [m]	θ [rad]	δ [m]	θ [rad]	δ [m]
Apoyo A	-5,80E-05	0,00E+00	-2,73E-04	0,00E+00	2,79E-04	0,00E+00
1	-5,57E-05	-6,01E-07	-2,54E-04	-2,80E-06	2,60E-04	2,86E-06
2	-5,30E-05	-1,42E-06	-2,31E-04	-6,46E-06	2,37E-04	6,62E-06
3	-3,81E-05	-2,93E-06	-1,27E-04	-1,24E-05	1,33E-04	1,28E-05
4	-2,04E-05	-3,68E-06	-4,85E-05	-1,47E-05	5,26E-05	1,51E-05
5	2,10E-05	-3,71E-06	9,87E-05	-1,41E-05	1,01E-04	1,45E-05
6	5,95E-05	-2,62E-06	2,26E-04	-9,69E-06	2,34E-04	1,00E-05
7	7,74E-05	-8,61E-07	2,85E-04	-3,16E-06	2,96E-04	3,27E-06
Apoyo B	8,44E-05	0,00E+00	3,08E-04	0,00E+00	3,20E-04	0,00E+00

El límite de la deformación y giro laterales para el eje intermedio es:

$$\theta_{\text{límite}} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

$$\delta_{\text{límite}} = \frac{1}{1000} \cdot 0,1998 = 1,998 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

La solución se considera válida, pues cada una de las secciones críticas del eje posee un coeficiente de seguridad al fallo por fatiga mayor al mínimo establecido. Además, la deformación lateral y angular por flexión máximas no alcanzan el límite establecido en ninguna de sus secciones.

5.2.4.3 EJE DE SALIDA: RESULTADOS OBTENIDOS

Distancia entre apoyos (L_{A-B})	173,3 mm
Distancia Apoyo A-Rueda (L_{A-1})	109,8 mm
Fuerza radial sobre el piñón (F_r)	3353,13 N
Fuerza peso de la rueda (F_{PESO})	-613,39 N
Ancho de la rueda (b_{RUEDA})	52,0 mm
Coefficiente de seguridad a fatiga ($X_{mínimo}$)	2,5

$$F_r = 2739'74 \text{ N/m} \quad F_t = 9212'64 \text{ N/m}$$

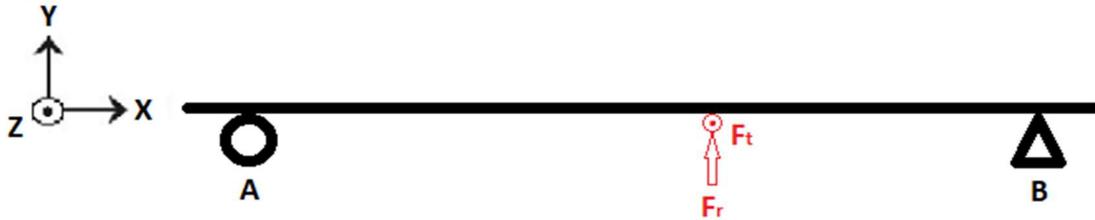


Figura 21 Esquema de fuerzas sobre el eje de salida.

$$F_r + R_{AY} + R_{BY} = 0; R_{AY} = -F_r - R_{BY}$$

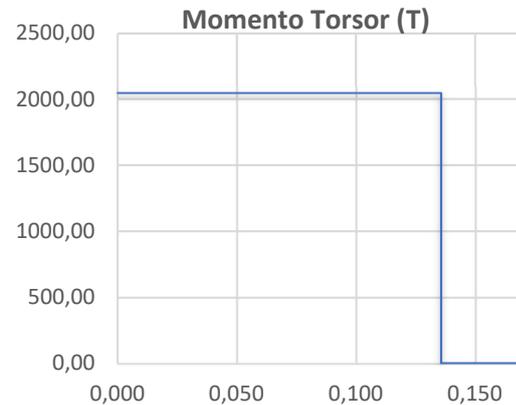
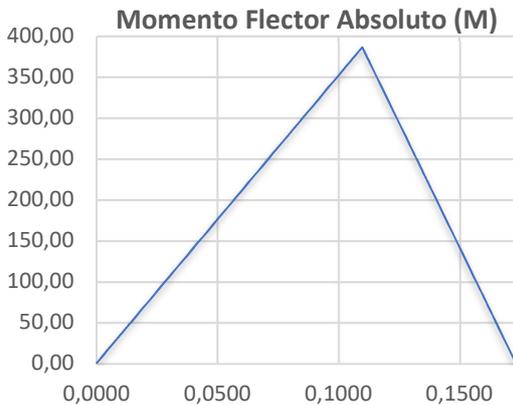
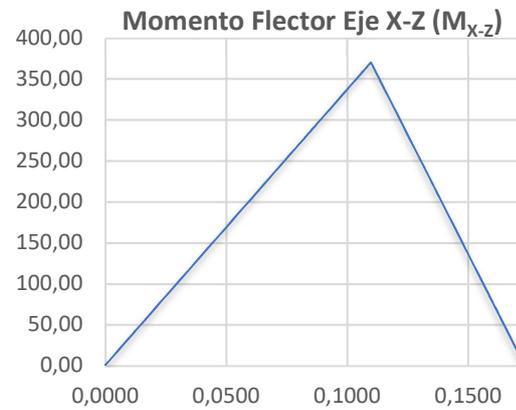
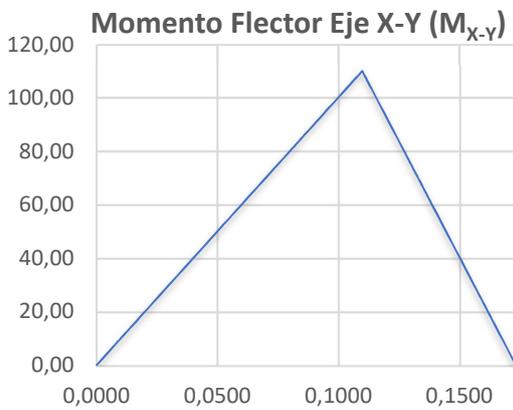
$$F_r \cdot L_{A-1} + R_{BY} \cdot L_{A-B} = 0; R_{BY} = \frac{-F_r \cdot L_{A-1}}{L_{A-B}}$$

$$F_t + R_{AZ} + R_{BZ} = 0; R_{AZ} = -F_t - R_{BZ}$$

$$F_t \cdot L_{A-1} + R_{BZ} \cdot L_{A-B} = 0; R_{BZ} = \frac{-F_t \cdot L_{A-1}}{L_{A-B}}$$

$$R_{AY} = -1003,89 \text{ N} \quad R_{AZ} = -3375,67 \text{ N}$$

$$R_{BY} = -1735,85 \text{ N} \quad R_{BZ} = -5836,98 \text{ N}$$



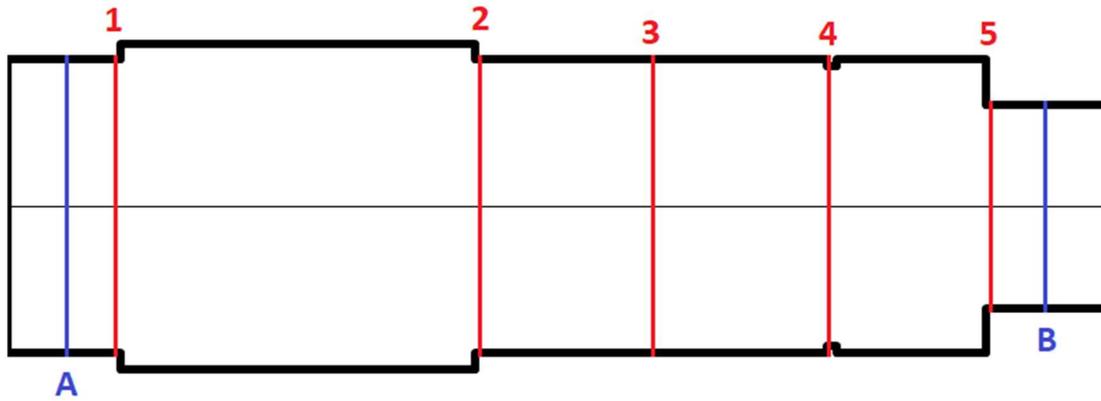
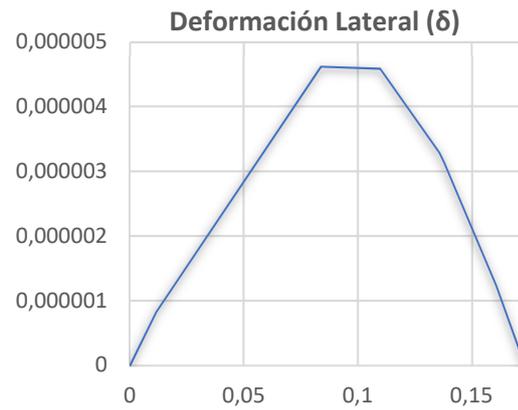
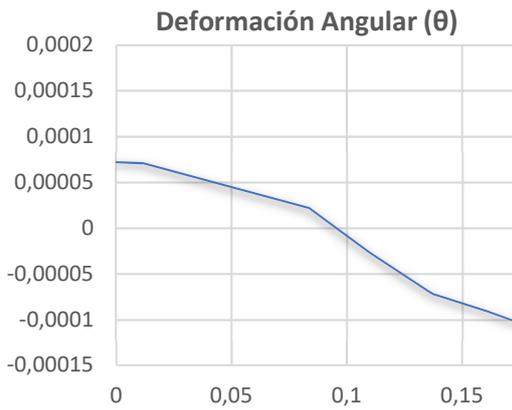


Figura 22 Secciones críticas del eje de salida.

Sección	1	2	3	4	5
Coordenada x [m]	0,0115	0,0838	0,1098	0,1358	0,1608
d [mm]	65	65	65	60,8	45
M [Nm]	40,50	295,12	386,69	228,36	76,12
T [Nm]	2049,26	2049,26	2049,26	0,00	0,00
S'_e [N/mm ²]	390	390	390	390	390
k_a	0,772	0,772	0,772	0,772	0,772
k_e	0,814	0,814	0,814	0,814	0,814
k_b	0,795	0,795	0,795	0,801	0,827
k_d	1	1	1	1	1
Tipo de concentrador	Cambio sección	Cambio sección	$M_{\text{máx.}} +$ chavetero	Ranura	Cambio sección
α	0,145	0,145	-	0,145	0,145
r/d	0,015	0,015	-	0,010	0,022
r [mm]	1	1	-	0,6	1
D [mm]	72	72	-	65	65
D/d	1,11	1,11	-	1,07	1,44
q	0,873	0,873	-	0,806	0,873
k_t	2,75	2,75	-	2,6	3,1
k_f	2,53	2,53	2,00	2,29	2,83
S_e [N/mm ²]	77,09	77,09	97,46	85,77	71,53
S_y [N/mm ²]	540	540	540	540	540
X_{real}	7,04	5,00	4,91	8,29	8,41



Sección	θ [rad]	δ [m]
Apoyo A	7,21E-05	0,00E+00
1	7,08E-05	8,24E-07
2	2,18E-05	4,62E-06
3	-2,64E-05	4,59E-06
4	-6,98E-05	3,29E-06
5	-9,10E-05	1,23E-06
Apoyo B	-1,02E-04	0,00E+00

El límite de la deformación y giro laterales para el eje de salida es:

$$\theta_{\text{límite}} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

$$\delta_{\text{límite}} = \frac{1}{1000} \cdot 0,2008 = 2,008 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

La solución se considera válida, pues cada una de las secciones críticas del eje posee un coeficiente de seguridad al fallo por fatiga mayor al mínimo establecido. Además, la deformación lateral y angular por flexión máximas no alcanzan el límite establecido en ninguna de sus secciones.

6. CÁLCULO DE RODAMIENTOS

6.1 PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS

Los rodamientos empleados en el presente proyecto son de bolas, prelubricados con grasa y sellados.

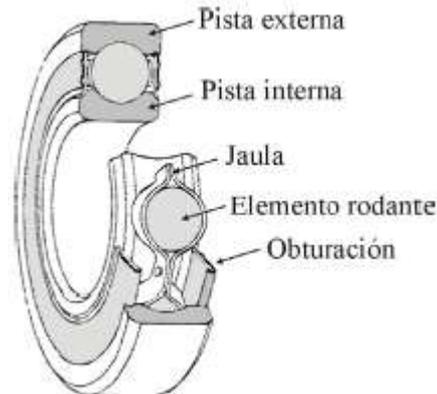


Figura 23 Partes de un rodamiento.

6.1.1 CARGA DE LOS ELEMENTOS RODANTES

Las fuerzas que actúan sobre cada rodamiento se reparten entre los diferentes elementos rodantes -bolas- que tiene en su interior y que transmiten básicamente fuerzas normales a las superficies de contacto.

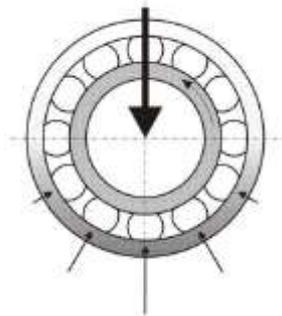


Figura 24 Transmisión de fuerzas en un rodamiento.

La fuerza equivalente que actúa sobre el rodamiento se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$F_{eq} = x \cdot F_r + y \cdot F_a \quad [93]$$

Donde:

- F_r es la fuerza radial
- F_a es la fuerza axial
- x es el factor de fuerza radial
- y es el factor de fuerza axial

Al tratarse de un reductor de engranajes cilíndricos de dientes rectos, no existe empuje axial, por tanto, los rodamientos solo transmiten fuerza radial. La fuerza equivalente será la obtenida mediante composición vectorial de las reacciones en el apoyo para el eje Y y el eje Z:

$$F_{eq} = \sqrt{R_{XY}^2 + R_{XZ}^2} \quad [94]$$

6.1.2 FALLO A FATIGA

El cálculo de la vida a fatiga d un rodamiento se aborda en la norma ISO 281:2007, incluyéndose la influencia de la fiabilidad, el lubricante y su contaminación.

Los rodamientos fallan por exfoliación, picado o desconchado de las superficies de contacto de rodadura, produciendo vibraciones, ruido y funcionamiento irregular. Aunque se controlen cuidadosamente los materiales, la precisión de fabricación o las condiciones de funcionamiento, la duración del rodamiento puede variar considerablemente respecto a otro. Por ello es necesario abordar el cálculo con un planteamiento probabilístico. Así pues, la vida nominal (L_{10}) o número de revoluciones a velocidad constante que el 90% de un número de rodamientos idénticos completará o superará antes de desarrollar un fallo, se puede obtener mediante la siguiente ecuación:

$$L_{10} = 10^6 \cdot \left(\frac{C}{F}\right)^q \quad [95]$$

Donde:

- C es la capacidad de carga dinámica -definida para cada rodamiento- que representa la fuerza transmitida que ocasiona un 10% de fallos a fatiga en un millón de revoluciones
- F es la fuerza equivalente
- $q=3$ para rodamientos de contacto puntual (bolas)

6.1.3 FACTORES CORRECTORES DE VIDA

El catálogo del fabricante permite calcular la vida de un rodamiento bajo unas condiciones de carga dadas, con una probabilidad de fallo del 10%. Sin embargo, no es suficiente ya que es necesario calcular la vida para una fiabilidad superior al 90%. La vida se define como el número de revoluciones (L) hasta que aparece la primera evidencia de fatiga, por ejemplo, una grieta. La norma ISO 281 permite su cálculo mediante la siguiente expresión:

$$L = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10} \quad [96]$$

Donde:

- a_1 es el factor de fiabilidad
- a_{iso} es el factor de condiciones de trabajo

La siguiente tabla muestra la vida recomendada de los rodamientos dependiendo del tipo de aplicación:

Tipo de aplicación	Vida (horas·1000)
Instrumentos y similares de uso infrecuente	Hasta 0.5
Electrodomésticos	1 - 2
Motores para aviación	2 - 4
Máquinas de periodos de servicio corto o intermitente, donde la interrupción del servicio es de escasa importancia.	4 - 8
Máquinas de uso intermitente en las que su funcionamiento fiable sea de gran importancia.	8 - 14
Máquinas con servicios de 8 h que no se usan siempre a plena carga.	14 - 20
Máquinas con servicios de 8 h que se usan a plena carga.	20 - 30
Máquinas de servicio continuo las 24 h	50 - 60
Máquinas de servicio continuo las 24 h, en las que el funcionamiento fiable sea de extrema importancia	100 - 200

Tabla 10 Vida recomendada del rodamiento en función del tipo de aplicación.

La aplicación del reductor es para una máquina de uso intermitente, donde el funcionamiento fiable es de gran importancia, por tanto: $L' = 14000 \text{ horas}$

Factor de fiabilidad (a_1)

La vida nominal de un rodamiento está calculada para una probabilidad del 90% de duración. Para fiabilidades mayores, se incluye un coeficiente de corrección que se puede obtener de la siguiente tabla:

Fiabilidad %	a_1
90	1
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

Tabla 11 Factor de fiabilidad (a_1) en función de la fiabilidad requerida.

La fiabilidad exigida en este caso para los rodamientos montados en el reductor es del 99,9%, por tanto: $a_1 = 0,093$

Factor de condiciones de trabajo (a_{iso})

Este factor tiene en cuenta el efecto de las condiciones de trabajo, particularmente la lubricación inadecuada. Su obtención viene en función de:

- La relación entre la carga y la carga límite de fatiga del rodamiento (P_u)
- La contaminación del lubricante y su viscosidad a la temperatura de funcionamiento.
- Las dimensiones del rodamiento y su velocidad de trabajo.

Siguiendo el procedimiento indicado por la norma, se puede calcular el factor del siguiente modo:

1. Se obtiene la viscosidad relativa (v_1) en función del diámetro medio [mm] del rodamiento (d_m) mediante las siguientes ecuaciones:

- Para $n < 1000$ rpm:

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}} \quad [97]$$

- Para $n \geq 1000$ rpm:

$$v_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}} \quad [98]$$

2. Se obtiene la viscosidad (v) del lubricante a la temperatura de funcionamiento. Normalmente, la viscosidad del lubricante es proporcionada por el fabricante a dos temperaturas -40°C y 100°C - y para obtenerla a una temperatura diferente, se puede emplear la ecuación de *Walther*, válida para viscosidades superiores a 2 cSt:

$$\log(\log(v + 0.7)) = A - B \cdot \log(T) \quad [99]$$

Ecuación en función de la viscosidad cinemática (v) [cSt], la temperatura de funcionamiento (T) [K] y las constantes A y B a determinar a partir de los datos de viscosidad (v_1 y v_2) medidos a dos temperaturas distintas (T_1 y T_2):

$$B = \frac{\log(\log(v_2 + 0.7)) - \log(\log(v_1 + 0.7))}{\log(T_1) - \log(T_2)} \quad [100]$$

$$A = \log(\log(v_2 + 0.7)) + B \cdot \log(T_2) \quad [101]$$

Por tanto, la viscosidad cinemática a cualquier temperatura se obtiene como:

$$v = 10^{10(A - B \cdot \log T)} - 0.7 \quad [102]$$

El lubricante empleado en los rodamientos es grasa cuyas características son:

Espesante	Lubricante	Viscosidad (mm ² /seg)		Color	Rango de temperaturas
		40 °C	100 °C		
Litio	Mineral	190	16	Marrón oscuro	-20/+110 °C

Tabla 12 Propiedades de la grasa empleada en los rodamientos.

NOTA: El lubricante empleado en los rodamientos es suministrado por el propio proveedor de estos, siendo un tipo de grasa con aditivos EP para aplicaciones con grandes cargas y presiones altas.

A partir de la ecuación de *Walther* y la temperatura de funcionamiento (50°C):

$$v_{50^{\circ}C} = 108'75 \text{ cSt}$$

3. Se calcula el cociente entre la viscosidad a la temperatura de trabajo y la viscosidad relativa:

$$k = \frac{v}{v_1} \quad [103]$$

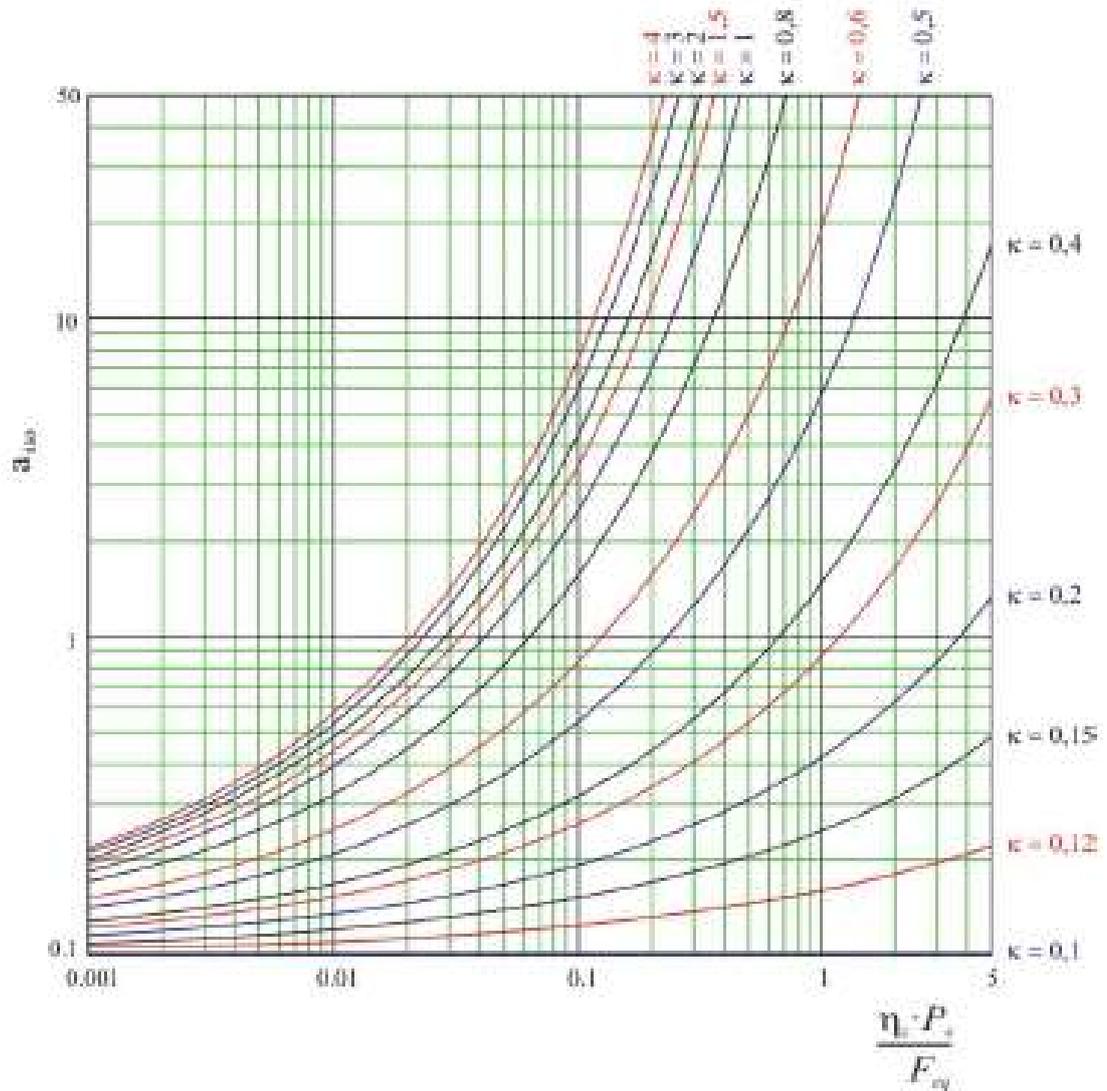
- Si $k < 0'4$, existirá contacto entre los elementos sólidos -pista de rodadura y elementos rodantes- siendo necesario el empleo de aditivos EP o lubricantes sólidos. Si se emplean estos aditivos y el nivel de contaminación no es alto ($\eta_c > 0'2$) se puede tomar $k = 1$ pero limitando la $a_{iso} \leq 3$.
4. El nivel de contaminación del lubricante proporciona el factor η_c , el cual se puede obtener de forma simplificada de la siguiente tabla:

Condición	$d_m < 100 \text{ mm}$	$d_m \geq 100 \text{ mm}$
Limpieza extrema Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante Condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza Aceite filtrado a través de un filtro extremadamente fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y obturados	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal Aceite filtrado a través de un filtro fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y con placas de protección	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica Condiciones típicas de los rodamientos sin obturaciones integrales, filtrado grueso, partículas de desgaste y entrada de partículas del exterior	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación alta Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición de rodamientos con obturación inadecuada	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy alta η_c puede estar fuera de la escala produciendo una reducción mayor de la vida útil de lo establecido por la ecuación Ec. 7	0	0

Tabla 13 Factor de contaminación (η_c) en función de las condiciones de funcionamiento.

Los rodamientos empleados en este caso estarán engrasados de por vida y obturados, por tanto, se corresponde a la condición de *Gran limpieza*.

5. Se calcula la relación contaminación-carga $\eta_c \cdot P_u / F_{eq}$ y con la relación de viscosidades entra en la siguiente gráfica para obtener el factor corrector por condiciones de trabajo a_{iso} :



Gráfica 2 Factor a_{iso} para rodamientos radiales de bolas.

NOTA: En la gráfica el factor a_{iso} está limitado a un valor máximo de 50 aun cuando la relación contaminación-carga sea superior a 5. Además, si $k > 4$ se tomará la curva correspondiente a $k = 4$.

6.2 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO

El cálculo de vida de un rodamiento se basa principalmente en su capacidad dinámica, el lubricante empleado y las condiciones de funcionamiento y mantenimiento de este.

NOTA: En el cálculo se supone que el montaje es correcto y la lubricación no falla.

Para obtener el rodamiento adecuado en cada uno de los apoyos de los ejes se sigue el siguiente procedimiento:

1. Cálculo de la fuerza equivalente actuante sobre el rodamiento, a partir de las reacciones en el apoyo.

2. Cálculo de la vida del rodamiento en número de revoluciones, a partir de las horas consideradas en el cálculo y el régimen de giro del eje en cuestión:

$$L = L' \cdot w_{eje} \cdot 60 \quad [104]$$

Donde:

- L' es la vida del rodamiento [h]
- w_{eje} es el régimen de giro del eje [rpm]

3. Preselección de un rodamiento del catálogo del proveedor y cálculo de su diámetro medio:

$$d_m = \frac{d + D}{2} \quad [105]$$

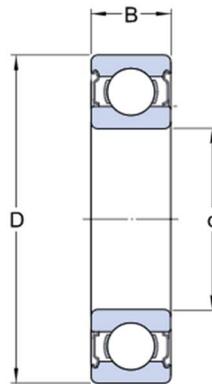


Figura 25 Dimensiones características del rodamiento.

4. Cálculo de la viscosidad relativa (v_1) a partir del diámetro medio del rodamiento y el régimen de giro del eje.
5. Cálculo del cociente de viscosidades (k) y de $\eta_c \cdot P_u / F_{eq}$ para obtener el factor corrector por condiciones de trabajo (a_{iso}) a partir de la Gráfica 2.
6. Obtención de la capacidad de carga dinámica mínima (C') del rodamiento:

$$\frac{L}{a_1 \cdot a_{iso}} = 10^6 \cdot \left(\frac{C'}{F_{eq}} \right)^q \quad [106]$$

$$C' = \sqrt[3]{\frac{L}{a_1 \cdot a_{iso} \cdot 10^6} \cdot F_{eq}} \quad [107]$$

7. Verificación de la condición:

$$C' < C \quad [108]$$

Para considerar válido el rodamiento seleccionado, la capacidad de carga dinámica mínima (C') obtenida en los cálculos debe ser menor a la declarada (C) en la ficha técnica del rodamiento en cuestión.

NOTA: La selección del rodamiento definitivo será resultado de la repetición del procedimiento con la ayuda de hojas de cálculo.

6.2.1 ÁRBOL DE ENTRADA: RESULTADOS OBTENIDOS

APOYO A

Diámetro de la sección (d) 30,00 mm
Régimen de giro del eje (n) 720,00 rpm
Viscosidad cinemática ($v_{50^{\circ}C}$) 108,75 cSt
Factor de fiabilidad (a_1) 0,093
Reacción en el plano X-Y (R_{XY}) 463,83 N
Reacción en el plano X-Z (R_{XZ}) 1268,63 N

A continuación, se muestran las características del rodamiento seleccionado:

d	D	B	C	C_0	P_u	m	V_{ref}	V_{lim}	Designación
mm			kN			kg	rpm		-
30	55	13	13,8	8,3	0,355	0,12	28000	17000	6006

d_m	42'50 mm
F_{eq}	1350,76 N
L	604800000 rev.
V_1	29,34 cSt
k	3,7
n_c	0,70
$n_c * P_u / F_{eq}$	0,18
a_{iso}	30
C'	8,1 kN

APOYO B

Diámetro de la sección (d) 20,00 mm
Régimen de giro del eje (n) 720,00 rpm
Viscosidad cinemática ($v_{50^{\circ}C}$) 108,75 cSt
Factor de fiabilidad (a_1) 0,093
Reacción en el plano X-Y (R_{XY}) 463,83 N
Reacción en el plano X-Z (R_{XZ}) 1268,63 N

A continuación, se muestran las características del rodamiento seleccionado:

d	D	B	C	C_0	P_u	m	V_{ref}	V_{lim}	Designación
mm			kN			kg	rpm		-
20	47	14	13,5	6,55	0,28	0,11	32000	20000	6204

d_m	33,5 mm
F_{eq}	1350,76 N
L	604800000 rev.
v_1	33,04 cSt
k	3,3
n_c	0,70
$n_c * P_u / F_{eq}$	0,15
a_{iso}	15
C'	10,2 kN

6.2.2 ÁRBOL INTERMEDIO: RESULTADOS OBTENIDOS

APOYO A

Diámetro de la sección (d) 35,00 mm
Régimen de giro del eje (n) 135,74 rpm
Viscosidad cinemática ($v_{50^{\circ}C}$) 108,75 cSt
Factor de fiabilidad (a_1) 0,093
Reacción en el plano X-Y (R_{XY}) 654,78 N
Reacción en el plano X-Z (R_{XZ}) 5258,15 N

A continuación, se muestran las características del rodamiento seleccionado:

d	D	B	C	C ₀	P _u	m	V _{ref}	V _{lim}	Designación
mm			kN			kg	rpm		-
35	100	25	55,3	31	1,29	0,97	16000	10000	6407

d_m	67,5 mm
F_{eq}	5298,76 N
L	114019672 rev.
v₁	92,99 cSt
k	1,2
n_c	0,70
n_c*P_u/F_{eq}	0,17
a_{iso}	5
C'	33,2 kN

APOYO B

Diámetro de la sección (d) 35,00 mm
Régimen de giro del eje (n) 135,74 rpm
Viscosidad cinemática ($v_{50^{\circ}C}$) 108,75 cSt
Factor de fiabilidad (a_1) 0,093
Reacción en el plano X-Y (R_{XY}) 1949,32 N
Reacción en el plano X-Z (R_{XZ}) 6491,75 N

A continuación, se muestran las características del rodamiento seleccionado:

d	D	B	C	C ₀	P _u	m	V _{ref}	V _{lim}	Designación
mm			kN			kg	rpm		-
35	100	25	55,3	31	1,29	0,97	16000	10000	6407

d_m	67,5 mm
F_{eq}	6778,10 N
L	114019672 rev.
v₁	92,99 cSt
k	1,2
n_c	0,70
n_c*P_u/F_{eq}	0,13
a_{iso}	4,5
C'	43,9 kN

6.2.3 ÁRBOL DE SALIDA: RESULTADOS OBTENIDOS

APOYO A

Diámetro de la sección (d) 65,00 mm
Régimen de giro del eje (n) 25,51 rpm
Viscosidad cinemática ($v_{50^{\circ}\text{C}}$) 108,75 cSt
Factor de fiabilidad (a_1) 0,093
Reacción en el plano X-Y (R_{XY}) -1003,89 N
Reacción en el plano X-Z (R_{XZ}) -3375,67 N

A continuación, se muestran las características del rodamiento seleccionado:

d	D	B	C	C_0	P_u	m	V_{ref}	V_{lim}	Designación
mm			kN			kg	rpm		-
65	120	23	58,5	40,5	1,73	1	12000	7500	6213

d_m	92,5 mm
F_{eq}	3521,78 N
L	21495512 rev.
v_1	318,13 cSt
k	0,3 (1)
n_c	0,70
$n_c * P_u / F_{eq}$	0,34
a_{iso}	0'4 (3)
C'	15,0 kN

APOYO B

Diámetro de la sección (d) 45,00 mm
Régimen de giro del eje (n) 25,51 rpm
Viscosidad cinemática ($v_{50^{\circ}\text{C}}$) 108,75 cSt
Factor de fiabilidad (a_1) 0,093
Reacción en el plano X-Y (R_{XY}) -1735,85 N
Reacción en el plano X-Z (R_{XZ}) -5836,98 N

A continuación, se muestran las características del rodamiento seleccionado:

d	D	B	C	C_0	P_u	m	V_{ref}	V_{lim}	Designación
mm			kN			kg	rpm		-
45	100	25	55,3	31,5	1,34	0,84	15000	9500	6309

d_m	72,5 mm
F_{eq}	6089,62 N
L	21495512 rev.
v_1	359,34 cSt
k	0,3 (1)
n_c	0,70
$n_c * P_u / F_{eq}$	0,15
a_{iso}	0'35 (3)
C'	25,9 kN

A. TABLAS AUXILIARES

Características de la máquina motriz	Máquina
Uniforme	Motor eléctrico, Turbina de vapor, Turbina de gas con trabajo continuo
Choques ligeros	Motor eléctrico, Turbina de vapor y Turbina de gas con frecuentes paradas y arranques
Choques moderados	Motor de combustión interna de varios cilindros
Choques fuertes	Motor de combustión interna monocilindrico

Tabla 14 Características de los impactos generados por máquinas motrices.

Características de la máquina arrastrada	Máquina
Uniforme	Alternador, cintas transportadoras, elevadores ligeros, mecanismos de avance de máquinas herramienta, ventiladores, turbo compresores
Choques ligeros	Cintas transportadoras no uniformes, accionamientos de máquina herramienta, elevadores pesados, ventiladores de minas, agitadores de líquidos viscosos, compresores policilindros, rodillos de laminación de aluminio
Choques moderados	Extrusoras de goma, mezcladoras de materias no homogéneas, maquinaria de trabajar la madera, compresores monocilíndricos, molinos de barras
Choques importantes	Trasnmisiones de excavadoras, prensas, molinos de bolas pesados, cizallas, perforadoras giratorias.

Tabla 15 Características de los impactos generados por máquinas arrastradas.

Fallo superficial S_{HL} :

Material	Calidad	A	B	Dureza min	Dureza max
Aceros al carbono forjados no aleados (normalizados)	ML/MQ	1,000	190	HB 110	HB210
	ME	1,520	250	HB 110	HB210
Acero al carbono moldeado no aleado (fundido)	ML/MQ	0,986	131	HB 140	HB210
	ME	1,143	237	HB 140	HB210
Fundición maleable de corazón negro	ML/MQ	1,371	143	HB 135	HB250
	ME	1,333	267	HB 175	HB250
Fundición con grafito esferoidal	ML/MQ	1,434	211	HB 175	HB300
	ME	1,500	250	HB 200	HB300
Fundición gris	ML/MQ	1,033	132	HB 150	HB240
	ME	1,465	122	HB 175	HB275
Acero al carbono (no aleado) forjado, templado y revenido	ML	0,963	283	HV 135	HV210
	MQ	0,925	360	HV 135	HV210
	ME	0,838	432	HV 135	HV210
Aceros aleados forjado, templado y revenido	ML	1,313	188	HV 200	HV360
	MQ	1,313	373	HV 200	HV360
	ME	2,213	260	HV 200	HV390
Acero al carbono moldeado, templado.	ML/MQ	0,831	300	HB 130	HB215
	ME	0,951	345	HB 130	HB215
Acero aleado moldeado templado	ML/MQ	1,276	298	HB 200	HB360
	ME	1,350	356	HB 200	HB360
Acero forjado de cementación	ML	0	1300	HV 600	HV800
	MQ	0	1500	HV 660	HV800
	ME	0	1650	HV 660	HV800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción	ML	0,740	602	HV 485	HV615
	MQ	0,541	882	HV 500	HV615
	ME	0,505	1013	HV 500	HV615
Aceros de nitruración forjados	ML	0	1125	HV 650	HV900
	MQ	0	1250	HV 650	HV900
	ME	0	1450	HV 650	HV900
Aceros de nitruración templados	ML	0	788	HV 450	HV 650
	MQ	0	998	HV 450	HV 650
	ME	0	1217	HV 450	HV 650
Aceros forjado de nitrocarburoización	ML	0	650	HV 300	HV 650
	MQ	1,167	425	HV 300	HV 450
	ME	0	950	HV 450	HV 650

Tabla 16 Coeficientes para el cálculo de la tensión límite a fallo superficial (S_{HL}).

Fallo a flexión S_{FL} .

Material	Calidad	A	B	Dureza min	Dureza max
Aceros al carbono forjados no aleados (normalizados)	ML/MQ	0,455	69	HB 110	HB210
	ME	0,386	147	HB 110	HB210
Acero al carbono moldeado no aleado (fundido)	ML/MQ	0,313	62	HB 140	HB210
	ME	0,254	137	HB 140	HB210
Fundición maleable de corazón negro	ML/MQ	0,345	77	HB 135	HB250
	ME	0,403	128	HB 175	HB250
Fundición con grafito esferoidal	ML/MQ	0,350	119	HB 175	HB300
	ME	0,380	134	HB 200	HB300
Fundición gris	ML/MQ	0,256	8	HB 150	HB240
	ME	0,200	53	HB 175	HB275
Acero al carbono (no aleado) forjado, templado y revenido	ML	0,250	108	HV 115	HV215
	MQ	0,240	163	HV 115	HV215
	ME	0,283	202	HV 115	HV215
Aceros aleados forjado, templado y revenido	ML	0,423	104	HV 200	HV360
	MQ	0,425	187	HV 200	HV360
	ME	0,358	231	HV 200	HV390
Acero al carbono moldeado, templado.	ML/MQ	0,224	117	HB 130	HB215
	ME	0,286	167	HB 130	HB215
Acero aleado moldeado templado	ML/MQ	0,364	161	HB 200	HB360
	ME	0,356	186	HB 200	HB360
Acero forjado de cementación	ML	0	312	HV 600	HV800
	MQ	0	461	HV 660	HV800
	ME	0	525	HV 660	HV800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción	ML	0,305	76	HV 485	HV615
	MQ	0,138	290	HV 500	HV570
		0	369	HV 570	HV615
	ME	0,271	237	HV 500	HV615
Aceros de nitruración forjados	ML	0	270	HV 650	HV900
	MQ	0	420	HV 650	HV900
	ME	0	468	HV 650	HV900
Aceros de nitruración templados	ML	0	258	HV 450	HV 650
	MQ	0	363	HV 450	HV 650
	ME	0	432	HV 450	HV 650
Aceros forjado de nitrocarburoización	ML	0	224	HV 300	HV 650
	MQ	0,653	94	HV 300	HV 450
	ME	0	388	HV 450	HV 650

Tabla 17 Coeficientes para el cálculo de la tensión límite a flexión (S_{FL}).

MATERIAL (tabla iso 6336-5)	Denominación	S_u (N/mm ²)	S_y (N/mm ²)	Dureza superficial
		min - max	min - max	
Fundiciones grises (GG) UNE EN 1561:2012	GJL-200 GJL-250 GJL-350	200 - 300 250 - 350 350 - 450	- - -	HB (150-230) HB (170-250) HB (210-275) HB 150-275
Fundiciones maleables de corazón negro (GTS) UNE EN 1562:2012	GJMB-500-5 GJMB-550-4 GJMB-600-3 GJMB-650-2	500 - 550 - 600 - 650 -	300 - 340 - 390 - 430 -	HB (165-215) HB (180-230) HB (195-245) HB (210-260) HB 135-250
Fundiciones con grafito esferoidal (nodular o dúctil) (GGG) UNE-EN1563:2012	GJS-400-15 GJS-600-3 GJS-800-2	400 - 600 - 800 -	250 - 380 - 480 -	HB (150-180) HB (210-250) HB (260-300) HB 175-300
Acero moldeado no aleado (St cast) UNE-EN10293:2006	GE240 GE300	450 - 600 520 - 670	240 - 300 -	HB 140 - HV 152 HB 175 - HV 200 HB 140-210
Acero no aleado forjado (St)	C25 C35 C45	400 580 680	280 380 430	HB 140 - HV 141 HB 180 - HV 182 HB 207 - HV 210 HB 110-210
Acero no aleado forjado, templado y revenido (V) UNE- EN10083-2:2008	C25 C35	570 600 - 750	430 430 - 520	HB 168 - HV 170 HB 212 - HV 216 HV 135-210 HV 115-215
Aceros aleados templados y revenidos (V) UNE-EN10083-3:2008	20NiCrMoS2-2 20MnCr5 34CrMo4 42CrMo4 34NiCrMo16	850 980 1000 - 1200 1100 - 1300 1230 - 1420	580 735 800 950 1030	HB 255 - HV 267 HB 302 - HV 317 HB 310 - HV 326 HB 321 - HV 337 HB 352 - HV 368 HV 200 - 390
Acero moldeado no aleado templado (V cast)				HV 130-215
Acero moldeado aleado templado (V cast)	G35CrMo4 G42CrMo4	750-980 800-1025	650 700	HB 290 - HV 305 HB 305 - HV 320 HV 200-360
Acero forjado de cementación (Eh) UNE- EN10084:2010	20MnCr5 20NiCrMoS2-2 F1522 15 NiCr13 (F-1540) 14NiCrMo13 F 1560	980 850 950 1300	735 600 750 1100	HV 720 HV 600 HV 700 HV 740 HV 600-800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción (IF)	C45 37Cr4 F-1201 42CrMo4	1034 1150 1300	786 1200	HB 525 - HV 560 HV 550 - 610 HB 515 - HV 615 HV 485-615
Acero forjado de nituración(NT), acero templado de nituración(NV), acero de nituración (NT)UNE- EN10085:2001	42CrMo4 24CrMo13-6 F 1711 31CrMoV9 F 1721 41 CrAlMo7-10 F 1741 34CrAlNi7-10	1450 1100 1000 950 - 1150 900-1100	 900 800 750 680	 HV 700 HV 700 HV 850 - 950 HV 850 - 950 NT HV 650-900 NV HV 450-650
Acero forjado de nitrocarburoización (NV)				HV 300-650

Tabla 18 Materiales empleados para la fabricación de engranajes.



Diseño y cálculo resistente a fatiga y deformación de un reductor de dos etapas para una máquina elevadora de carga

**DOCUMENTO:
Condiciones técnicas**

**Autor: ÁLVARO PEREA CHAFÉ
Tutor: FRANCISCO DAVID DENIA GUZMÁN
Fecha: 07/09/2019**

ÍNDICE CONDICIONES TÉCNICAS

1. INTRODUCCIÓN	3
2. CONDICIONES GENERALES.....	3
2.1 MATERIALES	3
2.2 EJECUCIÓN	3
2.3 CONTROL DE CALIDAD	4
3. CONDICIONES PARTICULARES	4
3.1 ENGRANAJES.....	4
3.1.1 MATERIAL	4
3.1.2 PROCESOS DE FABRICACIÓN	5
3.1.3 CONTROL DE CALIDAD.....	6
3.2 EJES.....	6
3.2.1 MATERIAL	6
3.2.2 PROCESOS DE FABRICACIÓN	7
3.2.3 CONTROL DE CALIDAD.....	7
3.3 CARCASA	8
3.3.1 MATERIAL	8
3.3.2 PROCESOS DE FABRICACIÓN	8
3.3.3 CONTROL DE CALIDAD.....	9
3.4 ENSAMBLADO Y MONTAJE	9
3.5 LUBRICACIÓN.....	9
A. TABLAS DE TOLERANCIAS	10

1. INTRODUCCIÓN

En esta parte del proyecto se presentan las condiciones referentes a las características y calidades de los materiales empleados, la ejecución de los trabajos a realizar y los controles o ensayos posteriores en el dispositivo.

2. CONDICIONES GENERALES

2.1 MATERIALES

Las condiciones relativas al estado de los materiales son:

- Los materiales empleados en la fabricación son propiedad del contratista, siendo responsable del buen estado de estos.
- Previa aceptación de la mercancía recepcionada, el técnico acreditado verificará que las características de los materiales, respecto a las establecidas en el contrato de compraventa, son las correctas.
- Toda materia prima almacenada en las instalaciones del contratista debe disponer de certificado de calidad, siendo condición indispensable para la manipulación del material. El certificado deberá ser facilitado por el proveedor con la firma de la entidad competente responsable del análisis y la siguiente información adjunta:
 - 1) Nombre del laboratorio o entidad
 - 2) Domicilio y fecha de emisión del documento
 - 3) Identificación del material: tipo, lote y número de serie
 - 4) Formato y peso del producto
 - 5) Propiedades mecánicas
 - 6) Composición química
- Las dimensiones de los redondos utilizados en la fabricación de ejes y engranajes se corresponden al estado de suministro o laminado. Las tolerancias vienen dadas por la norma *UNE-EN 10060:2004 Barras redondas de acero laminadas en caliente para usos generales. Dimensiones y tolerancias dimensionales y de forma*.
- La calidad de los materiales de todo aquel componente suministrado por el proveedor, así como la capacidad para desarrollar su función dentro del reductor, se obtendrá de la ficha técnica disponible en el catálogo oficial del fabricante. Previa aceptación de la mercancía se verificará que cada componente se corresponde con la referencia pedida.

2.2 EJECUCIÓN

Durante la ejecución de los diferentes procesos de fabricación de los elementos manufacturados por el propio contratista, las restricciones afectarán a las propiedades del material detalladas en los cálculos y las tolerancias marcadas en los planos. Para asegurar una correcta calidad, se realizarán mediciones específicas después de cada operación, las cuales se detallarán más adelante en función del tipo de componente.

2.3 CONTROL DE CALIDAD

Tras el ensamblado y montaje completo del reductor:

- Se realizará una prueba de 100 horas de rodaje al 50% de la carga nominal.
- Durante la prueba de funcionamiento, se medirá el nivel de vibraciones y ruido emitido por el reductor, además de la temperatura para detectar posibles anomalías en el montaje o lubricación.
- Finalmente se realizará un cambio de lubricante para eliminar las impurezas fruto del desgaste inicial de los engranajes y se validará el dispositivo para su entrega al cliente.

3. CONDICIONES PARTICULARES

3.1 ENGRANAJES

3.1.1 MATERIAL

El material empleado en la fabricación de los engranajes será distinto en ambas etapas del reductor, siendo las propiedades de cada uno:

ETAPA 1

Material	Fundición GJS-600-3
Módulo de Young (E)	173000 N/mm ²
Coeficiente de Poisson (ν)	0,28
Límite de fluencia (S_y)	380 N/mm ²
Límite de rotura (S_u)	600 N/mm ²
Dureza	250 HB

ETAPA 2

Material	Acero forjado 20MnCr5 templado y revenido
Módulo de Young (E)	206000 N/mm ²
Coeficiente de Poisson (ν)	0,30
Límite de fluencia (S_y)	735 N/mm ²
Límite de rotura (S_u)	980 N/mm ²
Dureza	300 HB

En el material empleado en la primera etapa, la estructura nodular del grafito en este tipo de fundición hace que no actúe como entallas fragilizadoras -al tener forma esférica y una distribución más uniforme- otorgándole mayor ductilidad y resistencia a fatiga. Además, su matriz perlítica provee al material de un elevado límite de elasticidad, resistencia al desgaste y buena maquinabilidad.

Por otra parte, el material empleado en la segunda etapa es un acero de baja aleación que contiene cromo para aumentar su resistencia. Su elevada dureza superficial que le provee de resistencia al desgaste, un núcleo tenaz y excelente maquinabilidad, hacen de este acero una buena solución para engranajes sometidos a altos esfuerzos. El acero se dispondrá en estado de suministro o normalizado durante su manipulado para mayor maquinabilidad en los diferentes procesos de mecanizado. Finalmente alcanzará las propiedades mecánicas arriba detalladas una vez sometidos los engranajes a tratamientos térmicos posteriores.

3.1.2 PROCESOS DE FABRICACIÓN

El conformado de los engranajes se realiza por mecanizado, mediante arranque de viruta o abrasión en máquinas por control numérico. El proceso de fabricación comienza a partir de un redondo del material correspondiente, cuyo diámetro comercial será superior al diámetro exterior del engranaje en cuestión, para eliminar los posibles defectos superficiales y geométricos del redondo en los diferentes procesos de mecanizado.

A continuación, se detallan los diferentes procesos de conformado y las operaciones realizadas en cada uno de los engranajes de forma secuencial:

A. SIERRA

1. Corte de un redondo -denominado proforma- de espesor ligeramente superior al ancho del engranaje.

B. TORNO

1. Refrentado y cilindrado de la mitad del macizo redondo mediante varias pasadas de desbaste y una última de acabado.
2. Giro de la pieza 180°.
3. Refrentado y cilindrado de la otra mitad del macizo mediante varias pasadas de desbaste y una última de acabado.
4. Taladrado del agujero pasante para el eje.
5. Escariado para acabado del agujero pasante.

C. FRESADORA HORIZONTAL

1. Tallado del dentado mediante varias pasadas de desbaste y una última de acabado.

D. RECTIFICADORA HORIZONTAL

1. Rectificado del dentado del engranaje.

E. RECTIFICADORA VERTICAL

1. Rectificado del diámetro interior o diámetro de mecanizado del eje.

F. MORTAJADORA O LIMADORA VERTICAL

1. Limado del chavetero mediante varias pasadas de desbaste y una última de acabado.

G. HORNO

1. Tratamiento térmico de templado y revenido para los engranajes de la segunda etapa.

NOTA: Todas las operaciones realizadas en el proceso de fabricación deberán cumplir las restricciones dimensionales y tolerancias detalladas en los planos.

3.1.3 CONTROL DE CALIDAD

El control de calidad será realizado por el operario tras la finalización de su proceso, siendo supervisado por el encargado de producción o calidad correspondiente. En el caso de los engranajes, los parámetros críticos que se comprobarán son:

- El paso del dentado tras la finalización del proceso de tallado.
- El diámetro del agujero para el eje tras la finalización del proceso de rectificado.
- La rugosidad del dentado tras la finalización del proceso de rectificado.
- La sección transversal del chavetero tras la finalización del proceso de limado.

Todas las operaciones realizadas en el proceso de fabricación cumplirán las tolerancias detalladas en el plano del engranaje, disponiendo cada operario de una copia para su interpretación.

La calidad del acabado superficial del dentado es $Q_{ISO}=5$ ($R_{tm}=1.4 \mu m$), correspondiéndole una calidad de tolerancia IT7. Para evitar pequeñas interferencias en el funcionamiento y mantener acotado el juego de los engranajes, trabajaremos en un sistema de eje normal o base (h), por tanto, el diámetro exterior del engranaje tendrá una tolerancia dimensional h7.

El sistema de tolerancias sobre el que se trabaja el ajuste eje-engranaje es el de un agujero normal o base, refiriendo todas las posibilidades de ajuste a una determinada posición de la tolerancia del agujero (H). La calidad de tolerancia ISO obtenida se corresponde a la IT7, por tanto, la tolerancia dimensional del agujero será H7, valor típico de piezas pertenecientes a conjuntos que deben ajustar con un ligero deslizamiento longitudinal para facilitar el montaje.

NOTA: Las posiciones y valores de las tolerancias en función de la calidad de acabado y diámetro del agujero se pueden consultar en los anexos del presente documento.

3.2 EJES

3.2.1 MATERIAL

El material empleado en la fabricación de los ejes será el mismo en los tres árboles del reductor, siendo sus propiedades:

Material	Acero al carbono C45/F114 templado y revenido
Módulo de Young (E)	210000 N/mm ²
Coefficiente de Poisson (ν)	0.30
Límite de fluencia (S_y)	540 N/mm ²
Límite de rotura a tracción (S_u)	780 N/mm ²
Dureza	309 HB

Este tipo de acero tiene un uso muy extendido en la fabricación de componentes de máquinas por su alta resistencia, tenacidad y buena maquinabilidad.

El material se dispondrá en estado de suministro o normalizado durante su manipulado para mayor maquinabilidad en los diferentes procesos de mecanizado. Finalmente alcanzará las propiedades mecánicas arriba detalladas una vez sometido el eje a tratamientos térmicos.

3.2.2 PROCESOS DE FABRICACIÓN

El conformado de los ejes se realiza por mecanizado, mediante arranque de viruta o abrasión en máquinas por control numérico. El proceso de fabricación comienza a partir de un redondo de acero al carbono C45/F114, cuyo diámetro comercial será superior al diámetro mayor del eje en cuestión, para eliminar los posibles defectos superficiales y geométricos del redondo en los diferentes procesos de mecanizado.

A continuación, se detallan los diferentes procesos de conformado y las operaciones realizadas en cada uno de los ejes de forma secuencial:

A. TORNO

1. Refrentado del macizo redondo mediante varias pasadas de desbaste y una última de acabado.
2. Cilindrado de las distintas secciones del macizo redondo mediante varias pasadas de desbaste y una última de acabado, excepto en las secciones donde se acoplan los rodamientos que recibirán otro tipo de acabado.
3. Ranurado mediante pasadas de desbaste.
4. Cilindrado cónico de los extremos del eje para el bisel, mediante una pasada de desbaste y otra de acabado.
5. Tronzado para separar el eje mecanizado del redondo en bruto.

B. RECTIFICADORA CILÍNDRICA

1. Rectificado de los extremos del eje donde van acoplados los rodamientos.

C. FRESADORA VERTICAL

1. Mecanizado del chavetero mediante fresado frontal en varias pasadas de desbaste.

D. HORNO

1. Tratamiento térmico de templeado y revenido del eje.

NOTA: Todas las operaciones realizadas en el proceso de fabricación deberán cumplir las restricciones dimensionales y tolerancias detalladas en los planos.

3.2.3 CONTROL DE CALIDAD

El control de calidad será realizado por el operario tras la finalización de su proceso, siendo supervisado por el encargado de producción o calidad correspondiente. En el caso de los ejes, los parámetros críticos que se comprobarán son:

- El diámetro de la sección donde acoplan los engranajes y rodamientos tras la finalización del proceso de torneado.
- La sección transversal del chavetero tras la finalización del proceso de fresado.
- La dureza superficial mediante durómetro tras el proceso de temple y revenido.

Todas las operaciones realizadas en el proceso de fabricación cumplirán las tolerancias detalladas en el plano del eje, disponiendo cada operario de una copia para su interpretación.

El sistema de tolerancias sobre el que se trabaja el ajuste eje-engranaje es el de un eje normal o base, refiriendo todas las posibilidades de ajuste a una determinada posición de la tolerancia del eje (h). La calidad de tolerancia ISO obtenida mediante torneado se corresponde a la IT7, por tanto, la tolerancia dimensional del eje será h7, valor típico de piezas pertenecientes a conjuntos que deben ajustar con un ligero deslizamiento longitudinal para facilitar el montaje.

Para el montaje del rodamiento se empleará una tolerancia de ajuste j5, típica en secciones del eje donde van acoplados rodamientos de bolas.

NOTA: Las posiciones y valores de las tolerancias en función de la calidad de acabado y diámetro del agujero se pueden consultar en los anexos del presente documento.

3.3 CARCASA

3.3.1 MATERIAL

Sobre la carcasa del reductor recaen las reacciones en los apoyos de los ejes, un nivel de esfuerzos relativamente bajo en comparación al tamaño/superficie de esta. La necesidad de fabricación por moldeo -debido a su relativa complejidad geométrica- y la importancia del peso por su ubicación, hacen la elección del material. A continuación, se detallan las propiedades del material empleado para la fabricación de ambas partes de la carcasa:

Material	Fundición gris GJL-200
Módulo de Young (E)	118000 N/mm ²
Coefficiente de Poisson (ν)	0.26
Límite de rotura a tracción (S_u)	250 N/mm ²
Dureza	190 HB

El material seleccionado cumple con las necesidades de resistencia y posee una densidad en torno al 10% menor que el acero. La excelente capacidad de amortiguar vibraciones, conductividad térmica y alta resistencia a la corrosión y temperaturas elevadas, sumado a su menor coste, convierte a la fundición gris en el material idóneo para la fabricación de la carcasa.

3.3.2 PROCESOS DE FABRICACIÓN

El conformado de la carcasa se realiza mediante moldeo y colada en molde no permanente. Las tolerancias obtenidas mediante este proceso son amplias, pero dada la escasa exigencia en el acabado de la carcasa se considerarán válidas, excepto en las cavidades donde vayan acoplados los rodamientos y los taladros para los tornillos, que se obtendrán en procesos de mecanizado posteriores.

A continuación, se detallan los diferentes procesos de conformado y las operaciones realizadas en la carcasa:

A. MOLDE

Molde realizado en arena seca (arena de sílice y adhesivos de curado rápido) a partir del modelo de carcasa fabricado en plástico. Este método permite mayor precisión dimensional y acabado superficial que el de arena húmeda, aunque el molde necesita un secado previo a la colada a altas temperaturas (200-300°C).

B. COLADA

Vertido del material fundido sobre el molde y enfriamiento a temperatura ambiente.

C. TALADRADORA

Taladrado de los orificios para la cabeza de los tornillos.

D. ROSCADORA

Roscado de los orificios para la rosca de los tornillos.

E. RECTIFICADORA

Rectificado de las cavidades de los rodamientos.

La fabricación de la carcasa se realizará en dos partes para facilitar el proceso posterior de montaje y ensamblado de todos los componentes en su interior. El modelo en plástico de la carcasa será suministrado por un proveedor especializado, basándose en el plano que el fabricante del reductor proveerá.

3.3.3 CONTROL DE CALIDAD

El control de calidad será realizado por el personal competente tras la finalización del proceso. En el caso de la carcasa, los parámetros críticos que se comprobarán son:

- La carcasa mediante un tipo de ensayo no destructivo por ultrasonidos.
- Las cavidades de los rodamientos tras el rectificado.

Para el montaje del rodamiento se empleará una tolerancia de ajuste K7, típica en alojamientos para rodamientos de bolas.

3.4 ENSAMBLADO Y MONTAJE

El proceso de montaje se realizará por técnicos cualificados y con la ayuda de herramienta especializada. A continuación, se detallan las fases de montaje de forma secuencial:

1. Colocación de la parte inferior de la carcasa en una superficie firme.
2. Montaje de los rodamientos sobre la carcasa inferior del reductor.
3. Montaje del árbol de salida con todos sus respectivos componentes ensamblados: rueda, chaveta y arandela.
4. Montaje del árbol intermedio con todos sus respectivos componentes ensamblados: piñón, rueda, chavetas y arandelas.
5. Montaje del árbol de entrada con todos sus respectivos componentes ensamblados: piñón, chaveta y arandela.
6. Montaje de la juntad de sellado y la carcasa superior.
7. Apriete de los tornillos para asegurar la estanqueidad del reductor.
8. Montaje de los retenes sobre la carcasa superior.
9. Llenado del lubricante a través del orificio superior y cerrado mediante tornillo.

NOTA: Dada las grandes dimensiones y peso de algunos elementos del reductor, el personal de montaje dispondrá de manipuladores de carga y guiado para aquellos componentes que superen los 25kg de peso.

3.5 LUBRICACIÓN

La elección del lubricante para el reductor se expone en el *Anexo de cálculos* de la memoria, siendo sus propiedades:

Lubricante Aceite mineral ISO VG 1000

V_{40°C} 1000 cSt

V_{100°C} 44 cSt

La profundidad de inmersión de los engranajes debe ser igual o mayor al adendo. Dado que el método de lubricación es por barboteo o salpicadura, no es necesario que todos los engranajes estén sumergidos. Así pues, el nivel de aceite del reductor alcanzará el dentado del piñón de la segunda etapa por su parte inferior.

A. TABLAS DE TOLERANCIAS

Calidad de la tolerancia ISO en micras																		
Grupos de Diámetros (mm)	Calidades																	
	IT 01	IT 0	IT 1	IT 2	IT 3	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 9	IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14	IT 15	IT 16
$d \leq 3$	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600
$3 < d \leq 6$	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
$6 < d \leq 10$	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
$10 < d \leq 18$	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
$18 < d \leq 30$	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
$30 < d \leq 50$	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
$50 < d \leq 80$	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	48	74	120	190	300	460	740	1200	1900
$80 < d \leq 120$	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
$120 < d \leq 180$	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
$180 < d \leq 250$	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
$250 < d \leq 315$	2.5	4	5	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
$315 < d \leq 400$	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600
$400 < d \leq 500$	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000
	Ultra-precisión	Piezas de gran precisión		Piezas pertenecientes a conjuntos que deben ajustar								Piezas que no requieren ajuste						

Tabla 19 Intervalos de tolerancias según norma ISO 286

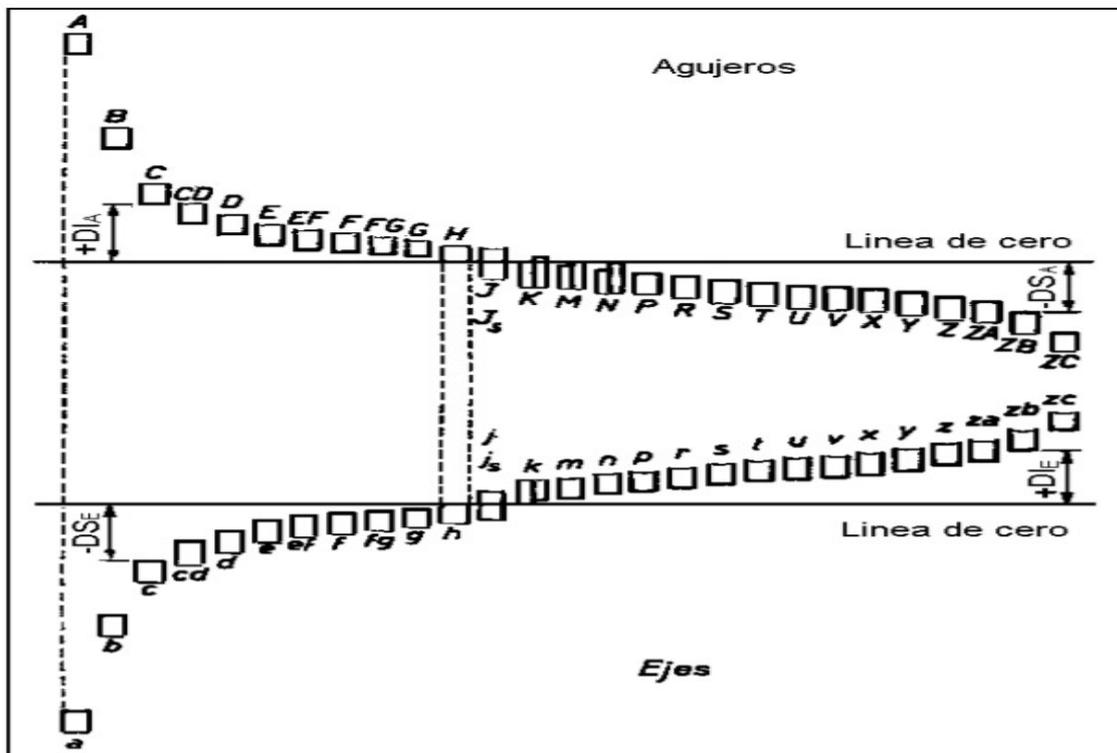


Tabla 20 Posiciones de tolerancia para agujeros y ejes.

Posición	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H
Calidad	Todas las calidades										
Medida Nominal	Diferencia inferior T_{inf}										
$m \leq 3$	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0
$3 < m \leq 6$	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0
$6 < m \leq 10$	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0
$10 < m \leq 18$	+290	+150	+95	-	+50	+32	-	+16	-	+6	0
$18 < m \leq 30$	+300	+160	+110	-	+65	+40	-	+20	-	+7	0
$30 < m \leq 40$	+310	+170	+120	-	+80	+50	-	+25	-	+9	0
$40 < m \leq 50$	+320	+180	+130								
$50 < m \leq 65$	+340	+190	+140	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0
$65 < m \leq 80$	+360	+200	+150								
$80 < m \leq 100$	+380	+220	+170	-	+120	+72	-	+36	-	+12	0
$100 < m \leq 120$	+410	+240	+180								
$120 < m \leq 140$	+460	+260	+200								
$140 < m \leq 160$	+520	+280	+210	-	+145	+85	-	+43	-	+14	0
$160 < m \leq 180$	+580	+310	+230								
$180 < m \leq 200$	+660	+340	+240								
$200 < m \leq 225$	+740	+380	+260	-	+170	+100	-	+50	-	+15	0
$225 < m \leq 250$	+820	+420	+280								
$250 < m \leq 280$	+920	+480	+300	-	+190	+110	-	+56	-	+17	0
$280 < m \leq 315$	+1050	+540	+330								
$315 < m \leq 335$	+1200	+600	+360	-	+210	+125	-	+62	-	+18	0
$335 < m \leq 400$	+1350	+680	+400								
$400 < m \leq 450$	+1500	+760	+440	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0
$450 < m \leq 500$	+1650	+840	+480								

Posición	J			K				M					N					P			
	6	7	8	5	6	7	8	5	6	7	8	≥ 9	5	6	7	8	≥ 9	5	6	7	≥ 8
Calidad	Diferencia superior T_{sup}																				
Medida Nominal																					
$m \leq 3$	+2	+4	+6	0	0	0	0	-2	-2	-2	-2	-2	-4	-4	-4	-4	-4	-6	-6	-6	-6
$3 < m \leq 6$	+5	+6	+10	0	+2	+3	+5	-3	-1	0	+2	-4	-7	-5	-4	-2	0	-11	-9	-8	-12
$6 < m \leq 10$	+5	+8	+12	+1	+2	+5	+6	-4	-3	0	+1	-6	-8	-7	-4	-3	0	-13	-12	-9	-15
$10 < m \leq 18$	+6	+10	+15	+2	+2	+6	+8	-4	-4	0	+2	-7	-9	-9	-5	-3	0	-15	-15	-11	-18
$18 < m \leq 30$	+8	+12	+20	+1	+2	+6	+10	-5	-4	0	+4	-8	-12	-11	-7	-3	0	-19	-18	-14	-22
$30 < m \leq 40$	+10	+14	+24	+2	+3	+7	+12	-5	-4	0	+5	-9	-13	-12	-8	-3	0	-22	-21	-17	-26
$40 < m \leq 50$																					
$50 < m \leq 65$	+13	+18	+28	+3	+4	+9	+14	-6	-5	0	+5	-11	-15	-14	-9	-4	0	-27	-26	-21	-32
$65 < m \leq 80$																					
$80 < m \leq 100$	+16	+22	+34	+2	+4	+10	+16	-8	-6	0	+6	-13	-18	-16	-10	-4	0	-32	-30	-24	-37
$100 < m \leq 120$																					
$120 < m \leq 140$																					
$140 < m \leq 160$	+18	+26	+41	+3	+4	+12	+20	-9	-8	0	+8	-15	-21	-20	-12	-4	0	-37	-36	-28	-43
$160 < m \leq 180$																					
$180 < m \leq 200$																					
$200 < m \leq 225$	+22	+30	+47	+2	+5	+13	+22	-11	-8	0	+9	-17	-25	-22	-14	-5	0	-44	-41	-33	-50
$225 < m \leq 250$																					
$250 < m \leq 280$	+25	+36	+55	+3	+5	+16	+25	-13	-9	0	+9	-20	-27	-25	-14	-5	0	-49	-47	-36	-56
$280 < m \leq 315$																					
$315 < m \leq 335$	+29	+39	+60	+3	+7	+17	+28	-14	-10	0	+11	-21	-30	-26	-16	-5	0	-55	-51	-41	-62
$335 < m \leq 400$																					
$400 < m \leq 450$	+33	+43	+66	+2	+8	+18	+29	-16	-10	0	+11	-23	-33	-27	-17	-6	0	-61	-55	-45	-68
$450 < m \leq 500$																					

Tabla 21 Valores de tolerancia para agujeros (A).

Posición	R				S				T				U			
	5	6	7	≥ 8	5	6	7	≥ 8	5	6	7	≥ 8	5	6	7	≥ 8
Calidad	Diferencia superior Tsup															
Medida Nominal	Diferencia superior Tsup															
m ≤ 3	-10	-10	-10	-10	-14	-14	-14	-14	-	-	-	-	-18	-18	-18	-18
3 < m ≤ 6	-14	-12	-11	-15	-18	-16	-15	-19	-	-	-	-	-22	-20	-19	-23
6 < m ≤ 10	-17	-16	-13	-19	-21	-20	-17	-23	-	-	-	-	-26	-25	-22	-28
10 < m ≤ 14	-20	-20	-16	-23	-25	-25	-21	-28	-	-	-	-	-30	-30	-26	-33
14 < m ≤ 18																
18 < m ≤ 24	-25	-24	-20	-28	-32	-31	-27	-35	-	-	-	-	-38	-37	-33	-41
24 < m ≤ 30									-38	-37	-33	-41	-45	-44	-40	-48
30 < m ≤ 40	-30	-29	-25	-34	-39	-38	-34	-43	-44	-43	-39	-48	-56	-55	-51	-60
40 < m ≤ 50									-50	-49	-45	-54	-66	-65	-61	-70
50 < m ≤ 65	-36	-35	-30	-41	-48	-47	-42	-53	-61	-60	-55	-66	-82	-81	-76	-87
65 < m ≤ 80	-38	-37	-32	-43	-54	-53	-48	-59	-70	-69	-64	-75	-97	-96	-91	-102
80 < m ≤ 100	-46	-44	-38	-51	-66	-64	-58	-71	-86	-84	-78	-91	-119	-117	-111	-124
100 < m ≤ 120	-49	-47	-41	-54	-74	-72	-66	-79	-99	-97	-91	-104	-139	-137	-131	-144
120 < m ≤ 140	-57	-56	-48	-63	-86	-85	-77	-92	-116	-115	-107	-122	-164	-163	-155	-170
140 < m ≤ 160	-59	-58	-50	-65	-94	-93	-85	-100	-128	-127	-119	-134	-184	-183	-175	-190
160 < m ≤ 180	-62	-61	-53	-68	-102	-101	-93	-108	-140	-139	-131	-146	-204	-203	-195	-210
180 < m ≤ 200	-71	-68	-60	-77	-116	-113	-105	-122	-160	-157	-149	-166	-230	-227	-219	-236
200 < m ≤ 225	-74	-71	-63	-80	-124	-121	-113	-130	-174	-171	-163	-180	-252	-249	-241	-258
225 < m ≤ 250	-78	-75	-67	-84	-134	-131	-123	-140	-190	-187	-179	-196	-278	-275	-267	-284
250 < m ≤ 280	-87	-85	-74	-94	-151	-149	-138	-158	-211	-209	-198	-218	-308	-306	-295	-315
280 < m ≤ 315	-91	-89	-78	-98	-163	-161	-150	-170	-233	-231	-220	-240	-343	-341	-330	-350
315 < m ≤ 355	-101	-97	-87	-108	-183	-179	-169	-190	-261	-257	-247	-268	-383	-379	-369	-390
355 < m ≤ 400	-107	-103	-93	-114	-201	-197	-187	-208	-287	-283	-273	-294	-428	-424	-414	-435
400 < m ≤ 450	-119	-113	-103	-126	-225	-219	-208	-232	-323	-317	-307	-330	-483	-477	-467	-490
450 < m ≤ 500	-125	-119	-109	-132	-245	-239	-229	-252	-353	-347	-337	-360	-533	-527	-517	-540

Posición	V				X				Y			Z			ZA	ZB	ZC	
	5	6	7	≥ 8	5	6	7	≥ 8	6	7	≥ 8	6	7	≥ 8	7	≥ 8	≥ 8	
Calidad	Diferencia superior Tsup																	
Medida Nominal	Diferencia superior Tsup																	
m ≤ 3	-	-	-	-	-20	-20	-20	-20	-	-	-	-26	-26	-26	-32	-32	-40	-60
3 < m ≤ 6	-	-	-	-	-27	-25	-24	-28	-	-	-	-32	-31	-35	-38	-42	-50	-80
6 < m ≤ 10	-	-	-	-	-32	-31	-28	-34	-	-	-	-39	-36	-42	-46	-52	-67	-97
10 < m ≤ 14	-	-	-	-	-37	-37	-33	-40	-	-	-	-47	-43	-50	-57	-64	-90	-130
14 < m ≤ 18	-36	-36	-32	-39	-42	-42	-38	-45	-	-	-	-57	-53	-60	-70	-77	-108	-150
18 < m ≤ 24	-44	-43	-39	-47	-51	-50	-46	-54	-59	-55	-63	-69	-65	-73	-90	-98	-136	-188
24 < m ≤ 30	-52	-51	-47	-55	-61	-60	-56	-64	-71	-67	-75	-84	-80	-88	-110	-118	-160	-218
30 < m ≤ 40	-64	-63	-59	-68	-76	-75	-71	-80	-89	-85	-94	-107	-103	-112	-139	-148	-200	-274
40 < m ≤ 50	-77	-76	-72	-81	-93	-92	-88	-97	-109	-105	-114	-131	-127	-136	-171	-180	-242	-325
50 < m ≤ 65	-97	-96	-91	-102	-117	-116	-111	-122	-138	-133	-144	-166	-161	-172	-215	-226	-300	-405
65 < m ≤ 80	-115	-114	-109	-120	-141	-140	-135	-146	-168	-163	-174	-204	-199	-210	-263	-274	-360	-480
80 < m ≤ 100	-141	-139	-133	-146	-173	-171	-165	-178	-207	-201	-214	-251	-245	-258	-322	-335	-445	-585
100 < m ≤ 120	-167	-165	-159	-172	-205	-203	-197	-210	-247	-241	-254	-303	-297	-310	-387	-400	-525	-690
120 < m ≤ 140	-196	-195	-187	-202	-242	-241	-233	-248	-293	-285	-300	-358	-350	-365	-455	-470	-620	-800
140 < m ≤ 160	-222	-221	-213	-228	-274	-273	-265	-280	-333	-325	-340	-408	-400	-415	-520	-535	-700	-900
160 < m ≤ 180	-246	-245	-237	-252	-304	-303	-295	-310	-373	-365	-380	-458	-450	-465	-585	-600	-780	-1000
180 < m ≤ 200	-278	-275	-267	-284	-344	-341	-333	-350	-416	-408	-425	-511	-503	-520	-653	-670	-880	-1150
200 < m ≤ 225	-304	-301	-293	-310	-379	-376	-368	-385	-461	-453	-470	-566	-558	-575	-723	-740	-960	-1250
225 < m ≤ 250	-334	-331	-323	-340	-419	-416	-408	-425	-511	-503	-520	-631	-623	-640	-803	-820	-1050	-1350
250 < m ≤ 280	-378	-376	-365	-385	-468	-466	-455	-475	-571	-560	-580	-701	-690	-710	-900	-920	-1200	-1550
280 < m ≤ 315	-418	-416	-405	-425	-518	-516	-505	-525	-641	-630	-650	-781	-770	-790	-980	-1000	-1300	-1700
315 < m ≤ 355	-468	-464	-454	-475	-583	-579	-569	-590	-719	-709	-730	-889	-879	-900	-1129	-1150	-1500	-1900
355 < m ≤ 400	-523	-519	-509	-530	-653	-649	-639	-660	-809	-799	-820	-989	-979	-1000	-1279	-1300	-1650	-2100
400 < m ≤ 450	-588	-582	-572	-595	-733	-727	-717	-740	-907	-897	-920	-1087	-1077	-1100	-1427	-1450	-1850	-2400
450 < m ≤ 500	-653	-647	-637	-660	-813	-807	-797	-820	-987	-977	-1000	-1237	-1227	-1250	-1577	-1600	-2100	-2600

Tabla 22 Valores de tolerancia para agujeros (B).

Posición	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	j			k	
Calidad												5 y 6	7	8	>4 y ≤ 7	<4 y >7
Diferencia fundamental	Diferencia superior t_{sup}											Diferencia inferior t_{inf}				
$m \leq 3$	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	-2	-4	-6	0	0
$3 < m \leq 6$	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0	-2	-4	-	+1	0
$6 < m \leq 10$	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0	-2	-5	-	+1	0
$10 < m \leq 14$	-290	-150	-95	-	-50	-32	-	-16	-	-6	0	-3	-6	-	+1	0
$14 < m \leq 18$																
$18 < m \leq 24$	-300	-160	-110	-	-65	-40	-	-20	-	-7	0	-4	-8	-	+2	0
$24 < m \leq 30$																
$30 < m \leq 40$	-310	-170	-120	-	-80	-50	-	-25	-	9	0	-5	-10	-	+2	0
$40 < m \leq 50$	-320	-180	-130													
$50 < m \leq 65$	-340	-190	-140	-	-100	-60	-	-30	-	-10	0	-7	-12	-	+2	0
$65 < m \leq 80$	-360	-200	-150													
$80 < m \leq 100$	-380	-220	-170	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0	-9	-15	-	+3	0
$100 < m \leq 120$	-410	-240	-180													
$120 < m \leq 140$	-460	-260	-200													
$140 < m \leq 160$	-520	-280	-210	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0	-11	-18	-	+3	0
$160 < m \leq 180$	-580	-310	-230													
$180 < m \leq 200$	-660	-340	-240													
$200 < m \leq 225$	-740	-380	-260	-	-170	-100	-	-50	-	-15	0	-13	-21	-	+4	0
$225 < m \leq 250$	-820	-420	-280													
$250 < m \leq 280$	-920	-460	-300	-	-190	-110	-	-56	-	-17	0	-16	-26	-	+4	0
$280 < m \leq 315$	-1050	-540	-330													
$315 < m \leq 355$	-1200	-600	-360	-	-210	-125	-	-62	-	-18	0	-18	-28	-	+4	0
$355 < m \leq 400$	-1350	-680	-400													
$400 < m \leq 450$	-1500	-760	-440	-	-230	-135	-	-68	-	-20	0	-20	-32	-	+5	0
$450 < m \leq 500$	-1650	-840	-480													

Posición	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
Calidad	Todas las calidades													
Diferencia fundamental	Diferencia inferior t_{inf}													
$m \leq 3$	+2	+4	+6	+10	+14	-	+18	-	+20	-	+26	+32	+40	+60
$3 < m \leq 6$	+4	+8	+12	+15	+19	-	+23	-	+28	-	+35	+42	+50	+80
$6 < m \leq 10$	+6	+10	+15	+19	+23	-	+28	-	+34	-	+42	+52	+67	+97
$10 < m \leq 14$	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	-	+40	-	+50	+64	+90	+130
$14 < m \leq 18$								+39	+45	-	+60	+77	+108	+150
$18 < m \leq 24$	+8	+15	+22	+28	+35	-	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188
$24 < m \leq 30$						+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218
$30 < m \leq 40$	+9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274
$40 < m \leq 50$						+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325
$50 < m \leq 65$	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405
$65 < m \leq 80$				+43	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480
$80 < m \leq 100$	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
$100 < m \leq 120$				+54	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+525	+690
$120 < m \leq 140$				+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800
$140 < m \leq 160$	+15	+27	+43	+65	+100	+134	+190	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900
$160 < m \leq 180$				+68	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1000
$180 < m \leq 200$				+77	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150
$200 < m \leq 225$	+17	+31	+50	+80	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250
$225 < m \leq 250$				+84	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350
$250 < m \leq 280$	+20	+34	+56	+94	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1200	+1550
$280 < m \leq 315$				+98	+170	+240	+350	+425	+525	+650	+790	+1000	+1300	+1700
$315 < m \leq 355$	+21	+37	+62	+108	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900
$355 < m \leq 400$				+114	+208	+294	+435	+530	+660	+820	+1000	+1300	+1650	+2100
$400 < m \leq 450$	+23	+40	+68	+126	+232	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400
$450 < m \leq 500$				+132	+252	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250	+1600	+2100	+2600

Tabla 23 Valores de tolerancia para ejes.



Diseño y cálculo resistente a fatiga y deformación de un reductor de dos etapas para una máquina elevadora de carga

DOCUMENTO:

Presupuesto

Autor: ÁLVARO PEREA CHAFÉ

Tutor: FRANCISCO DAVID DENIA GUZMÁN

Fecha: 07/09/2019

ÍNDICE PRESUPUESTO

1. CUADROS DE PRECIOS UNITARIOS	3
1.1 MATERIALES.....	3
1.2 MANO DE OBRA.....	4
1.3 MAQUINARIA Y EQUIPOS.....	4
2. CUADROS DE PRECIOS DESCOMPUESTOS	5
2.1 UNIDADES DE OBRA	5
3. PRESUPUESTOS PARCIALES.....	9
3.1 ÁRBOL DE ENTRADA	9
3.2 ÁRBOL INTERMEDIO	9
3.3 ÁRBOL DE SALIDA	9
3.4 CARCASA Y MONTAJE.....	10
4. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL.....	10
5. PRESUPUESTO DE CONTRATA.....	11
6. PRESUPUESTO PARA CONOCIMIENTO DE LA ADMINISTRACIÓN	11

1. CUADROS DE PRECIOS UNITARIOS

1.1 MATERIALES

Referencia	Material	ud.	Precio ud. (€)
MP-1	Redondo Ø65x35 en fundición dúctil GJS-600-3	kg	0,65
MP-2	Redondo Ø320x35 en fundición dúctil GJS-600-3	kg	0,65
MP-3	Redondo Ø95x55 en acero aleado 20MnCr5	kg	1,03
MP-4	Redondo Ø460x55 en acero aleado 20MnCr5	kg	1,03
MP-5	Redondo Ø35x160 en acero C45/F114	kg	0,90
MP-6	Redondo Ø60x205 en acero C45/F114	kg	0,90
MP-7	Redondo Ø75x285 en acero C45/F114	kg	0,90
MP-8	Polvo de fundición gris GJL-200	kg	0,60
MP-9	Arena	kg	0,25
CH-1	Chaveta 8x7x25	ud.	0,33
CH-2	Chaveta 14x9x25	ud.	0,54
CH-3	Chaveta 14x9x40	ud.	0,59
CH-4	Chaveta 20x12x50	ud.	0,88
ROD-1	Rodamiento Ø30x55x13	ud.	12,05
ROD-2	Rodamiento Ø20x47x14	ud.	9,18
ROD-3	Rodamiento Ø35x100x25	ud.	36,88
ROD-4	Rodamiento Ø65x120x23	ud.	52,03
ROD-5	Rodamiento Ø45x100x25	ud.	47,46
RET-1	Retén Ø30x45x10	ud.	5,04
RET-2	Retén Ø65x100x12	ud.	10,28
AS-1	Anillo seguridad Ø20x1,2	ud.	0,08
AS-2	Anillo seguridad Ø30x1,5	ud.	0,17
AS-3	Anillo seguridad Ø35x1,5	ud.	0,23
AS-4	Anillo seguridad Ø50x2	ud.	0,43
AS-5	Anillo seguridad Ø45x1,75	ud.	0,32
AS-6	Anillo seguridad Ø65x2,5	ud.	0,72
T	Tornillo M-6	ud.	1,23
J	Junta de aluminio	ud.	2,71
MC	Modelo de carcasa para fabricación del molde	ud.	54,36
L	Lubricante ISO VG-1000	L	4,12
TL	Tapón de llenado	ud.	0,76
TV	Tapón de vaciado	ud.	0,74

1.2 MANO DE OBRA

Referencia	Mano de obra	ud.	Precio ud. (€)
MO-1	Oficial 3ª Sierra	h	15
MO-2	Oficial 1ª Torno	h	20
MO-3	Oficial 1ª Fresadora	h	20
MO-4	Oficial 2ª Rectificadora	h	18
MO-5	Oficial 2ª Limadora	h	18
MO-6	Oficial 1ª Horno	h	20
MO-7	Técnico Montaje	h	15
MO-8	Especialista Molde + Colada	h	20
MO-9	Oficial 2ª Taladro + Roscadora	h	18

1.3 MAQUINARIA Y EQUIPOS

Referencia	Máquina-Operación	ud.	Precio ud. (€)
MQ-1	Sierra - Corte	h	10
MQ-21	Torno - Refrentado	h	20
MQ-22	Torno - Cilindrado	h	20
MQ-23	Torno - Taladro	h	20
MQ-24	Torno – Escariado	h	30
MQ-25	Torno - Ranurado	h	25
MQ-26	Torno – Cilindrado cónico	h	20
MQ-27	Torno - Tronzado	h	20
MQ-3	Rectificadora - Lapeado	h	30
MQ-4	Fresadora - Dentado	h	20
MQ-5	Rectificadora - Dentado	h	30
MQ-6	Limadora - Chavetero	h	15
MQ-7	Fresadora - Chavetero	h	20
MQ-8	Horno - Templado y revenido	h	15
MQ-9	Moldeo	h	10
MQ-10	Taladradora + Roscadora	h	15

2. CUADROS DE PRECIOS DESCOMPUESTOS

2.1 UNIDADES DE OBRA

UO1 Mecanizado del piñón de la primera etapa

Referencia	Descripción	ud.	Cantidad	Precio ud. (€)	Importe (€)
MP-1	Redondo Ø65x35 en fundición dúctil GJS-600-3	kg	0,83	0'65	0,54
MO-1	Oficial 3ª Sierra	h	0,02	10	0,20
MO-2	Oficial 1ª Torno	h	0,32	20	6,40
MO-3	Oficial 1ª Fresadora	h	0,26	20	5,20
MO-4	Oficial 2ª Rectificadora	h	0,1	18	1,80
MO-5	Oficial 2ª Limadora	h	0,15	18	2,70
MQ-1	Sierra - Corte	h	0,01	10	0,10
MQ-21	Torno - Refrentado	h	0,05	20	1,00
MQ-22	Torno - Cilindrado	h	0,08	20	1,60
MQ-23	Torno - Taladro	h	0,05	20	1,00
MQ-24	Torno – Escariado	h	0,05	30	1,50
MQ-4	Fresadora - Dentado	h	0,15	20	3,00
MQ-5	Rectificadora - Dentado	h	0,03	30	0,90
MQ-6	Limadora - Chavetero	h	0,08	15	1,20
TOTAL					27,14€

UO2 Mecanizado de la rueda de la primera etapa

Referencia	Descripción	ud.	Cantidad	Precio ud. (€)	Importe (€)
MP-2	Redondo Ø320x35 en fundición dúctil GJS-600-3	kg	20,13	0'65	13,08
MO-1	Oficial 3ª Sierra	h	0,08	10	0,84
MO-2	Oficial 1ª Torno	h	1,34	20	26,78
MO-3	Oficial 1ª Fresadora	h	1,09	20	21,76
MO-4	Oficial 2ª Rectificadora	h	0,42	18	7,53
MO-5	Oficial 2ª Limadora	h	0,63	18	11,30
MQ-1	Sierra - Corte	h	0,04	10	0,42
MQ-21	Torno - Refrentado	h	0,21	20	4,18
MQ-22	Torno - Cilindrado	h	0,33	20	6,70
MQ-23	Torno - Taladro	h	0,21	20	4,18
MQ-24	Torno – Escariado	h	0,21	30	6,28
MQ-4	Fresadora - Dentado	h	0,63	20	12,55
MQ-5	Rectificadora - Dentado	h	0,13	30	3,77
MQ-6	Limadora - Chavetero	h	0,33	15	5,02
TOTAL					124,40€

UO3 Mecanizado del piñón de la segunda etapa

Referencia	Descripción	ud.	Cantidad	Precio ud. (€)	Importe (€)
MP-3	Redondo Ø95x55 en acero aleado 20MnCr5	kg	3,06	1,03	3,15
MO-1	Oficial 3ª Sierra	h	0,05	10	0,46
MO-2	Oficial 1ª Torno	h	0,73	20	14,70
MO-3	Oficial 1ª Fresadora	h	0,60	20	11,94
MO-4	Oficial 2ª Rectificadora	h	0,23	18	4,13
MO-5	Oficial 2ª Limadora	h	0,34	18	6,20
MO-6	Oficial 1ª Horno	h	0,03	20	0,67
MQ-1	Sierra - Corte	h	0,02	10	0,23
MQ-21	Torno - Refrentado	h	0,11	20	2,30
MQ-22	Torno - Cilindrado	h	0,18	20	3,67
MQ-23	Torno - Taladro	h	0,11	20	2,30
MQ-24	Torno – Escariado	h	0,11	30	3,45
MQ-4	Fresadora - Dentado	h	0,34	20	6,89
MQ-5	Rectificadora - Dentado	h	0,07	30	2,07
MQ-6	Limadora - Chavetero	h	0,18	15	2,76
MQ-8	Horno - Templado y revenido	h	0,50	15	7,50
				TOTAL	72,41€

UO4 Mecanizado de la rueda de la segunda etapa

Referencia	Descripción	ud.	Cantidad	Precio ud. (€)	Importe (€)
MP-4	Redondo Ø460x55 en acero aleado 20MnCr5	kg	71,75	1,03	73,90
MO-1	Oficial 3ª Sierra	h	0,19	10	1,89
MO-2	Oficial 1ª Torno	h	3,02	20	60,50
MO-3	Oficial 1ª Fresadora	h	2,46	20	49,15
MO-4	Oficial 2ª Rectificadora	h	0,95	18	17,01
MO-5	Oficial 2ª Limadora	h	1,42	18	25,52
MO-6	Oficial 1ª Horno	h	0,03	20	0,67
MQ-1	Sierra - Corte	h	0,09	10	0,95
MQ-21	Torno - Refrentado	h	0,47	20	9,45
MQ-22	Torno - Cilindrado	h	0,76	20	15,12
MQ-23	Torno - Taladro	h	0,47	20	9,45
MQ-24	Torno – Escariado	h	0,47	30	14,18
MQ-4	Fresadora - Dentado	h	1,42	20	28,36
MQ-5	Rectificadora - Dentado	h	0,28	30	8,51
MQ-6	Limadora - Chavetero	h	0,76	15	11,34
MQ-8	Horno - Templado y revenido	h	1,50	15	22,50
				TOTAL	348,52€

U05 Mecanizado del eje de entrada

Referencia	Descripción	ud.	Cantidad	Precio ud. (€)	Importe (€)
MP-5	Redondo Ø35x160 en acero C45/F114	kg	1,21	0'90	1,09
MO-2	Oficial 1ª Torno	h	0,25	20	5,00
MO-3	Oficial 1ª Fresadora	h	0,11	20	2,20
MO-4	Oficial 2ª Rectificadora	h	0,05	18	0,90
MO-6	Oficial 1ª Horno	h	0,03	20	0,67
MQ-21	Torno - Refrentado	h	0,05	20	1,00
MQ-22	Torno - Cilindrado	h	0,10	20	2,00
MQ-25	Torno - Ranurado	h	0,08	25	2,00
MQ-26	Torno – Cilindrado cónico	h	0,05	20	1,00
MQ-27	Torno - Tronzado	h	0,02	20	0,40
MQ-3	Rectificadora - Lapeado	h	0,03	30	0,90
MQ-7	Fresadora - Chavetero	h	0,08	20	1,60
MQ-8	Horno - Templado y revenido	h	0,33	15	4,95
				TOTAL	23,71€

U06 Mecanizado del eje intermedio

Referencia	Descripción	ud.	Cantidad	Precio ud. (€)	Importe (€)
MP-6	Redondo Ø60x205 en acero C45/F114	kg	4,55	0'90	4,10
MO-2	Oficial 1ª Torno	h	0,32	20	6,41
MO-3	Oficial 1ª Fresadora	h	0,14	20	2,82
MO-4	Oficial 2ª Rectificadora	h	0,06	18	1,15
MO-6	Oficial 1ª Horno	h	0,03	20	0,85
MQ-21	Torno - Refrentado	h	0,06	20	1,28
MQ-22	Torno - Cilindrado	h	0,13	20	2,56
MQ-25	Torno - Ranurado	h	0,10	25	2,56
MQ-26	Torno – Cilindrado cónico	h	0,06	20	1,28
MQ-27	Torno - Tronzado	h	0,03	20	0,51
MQ-3	Rectificadora - Lapeado	h	0,04	30	1,15
MQ-7	Fresadora - Chavetero	h	0,10	20	2,05
MQ-8	Horno - Templado y revenido	h	0,42	15	6,34
				TOTAL	28,97

U07**Mecanizado del eje de salida**

Referencia	Descripción	ud.	Cantidad	Precio ud. (€)	Importe (€)
MP-7	Redondo Ø75x285 en acero C45/F114	kg	9,88	0'90	8,89
MO-2	Oficial 1ª Torno	h	0,45	20	8,91
MO-3	Oficial 1ª Fresadora	h	0,20	20	3,92
MO-4	Oficial 2ª Rectificadora	h	0,09	18	1,60
MO-6	Oficial 1ª Horno	h	0,03	20	0,60
MQ-21	Torno - Refrentado	h	0,09	20	1,78
MQ-22	Torno - Cilindrado	h	0,18	20	3,56
MQ-25	Torno - Ranurado	h	0,14	25	3,56
MQ-26	Torno – Cilindrado cónico	h	0,09	20	1,78
MQ-27	Torno - Tronzado	h	0,04	20	0,71
MQ-3	Rectificadora - Lapeado	h	0,05	30	1,60
MQ-7	Fresadora - Chavetero	h	0,14	20	2,85
MQ-8	Horno - Templado y revenido	h	0,59	15	8,82

TOTAL 39,70€**U08****Carcasa**

Referencia	Descripción	ud.	Cantidad	Precio ud. (€)	Importe (€)
MP-8	Polvo de fundición gris GJL-200	kg	125,1	0,60	75,06
MP-9	Arena	kg	50	0,25	12,5
MC	Modelo de carcasa para fabricación del molde	ud.	1	54,36	54,36
MO-8	Especialista Molde + Colada	h	0,50	20	10,00
MO-4	Oficial 2ª Rectificadora	h	0,33	18	5,94
MO-9	Oficial 2ª Taladro + Roscadora	h	0,45	18	8,10
MQ-3	Rectificadora - Lapeado	h	0,22	30	6,60
MQ-10	Taladradora + Roscadora	h	0,25	15	3,75

TOTAL 176,31€**U09****Montaje integral del reductor**

Referencia	Descripción	ud.	Cantidad	Precio ud. (€)	Importe (€)
MO-7	Técnico Montaje	h	0'33	15	5,00

TOTAL 5,00€

3. PRESPUUESTOS PARCIALES

3.1 ÁRBOL DE ENTRADA

Referencia	Descripción	ud.	Cantidad	Precio ud. (€)	Importe (€)
UO-1	Mecanizado del piñón de la primera etapa	ud.	1	27,14	27,14
UO-5	Mecanizado del eje de entrada	ud.	1	23,71	23,71
ROD-1	Rodamiento Ø30x55x13	ud.	1	12,05	12,05
ROD-2	Rodamiento Ø20x47x14	ud.	1	9,18	9,18
RET-1	Retén Ø30x45x10	ud.	1	5,04	5,04
CH-1	Chaveta 8x7x25	ud.	2	0,33	0,66
AS-1	Anillo seguridad Ø20x1,2	ud.	1	0,08	0,08
AS-2	Anillo seguridad Ø30x1,5	ud.	2	0,17	0,34
				TOTAL	78,20€

3.2 ÁRBOL INTERMEDIO

Referencia	Descripción	ud.	Cantidad	Precio ud. (€)	Importe (€)
UO-2	Mecanizado de la rueda de la primera etapa	ud.	1	124,40	124,40
UO-3	Mecanizado del piñón de la segunda etapa	ud.	1	72,41	72,41
UO-6	Mecanizado del eje intermedio	ud.	1	28,97	28,97
ROD-3	Rodamiento Ø35x100x25	ud.	2	36,88	73,76
CH-2	Chaveta 14x9x25	ud.	1	0,54	0,54
CH-3	Chaveta 14x9x40	ud.	1	0,59	0,59
AS-3	Anillo seguridad Ø35x1,5	ud.	2	0,23	0,46
AS-4	Anillo seguridad Ø50x2	ud.	2	0,43	0,86
				TOTAL	301,99€

3.3 ÁRBOL DE SALIDA

Referencia	Descripción	ud.	Cantidad	Precio ud. (€)	Importe (€)
UO-4	Mecanizado del piñón de la segunda etapa	ud.	1	348,52	348,52
UO-7	Mecanizado del eje de salida	ud.	1	39,70	39,70
ROD-4	Rodamiento Ø65x120x23	ud.	1	52,03	52,03
ROD-5	Rodamiento Ø45x100x25	ud.	1	47,46	47,46
RET-2	Retén Ø65x100x12	ud.	1	10,28	10,28
CH-4	Chaveta 20x12x50	ud.	2	0,88	1,76
AS-5	Anillo seguridad Ø45x1,75	ud.	1	0,32	0,32
AS-6	Anillo seguridad Ø65x2,5	ud.	2	0,72	1,44
				TOTAL	501,51€

3.4 CARCASA Y MONTAJE

Referencia	Descripción	ud.	Cantidad	Precio ud. (€)	Importe (€)
UO-8	Carcasa	ud.	1	176,31	176,31
UO-9	Montaje integral del reductor	ud.	1	5	5
J	Junta de aluminio	ud.	1	2,71	2,71
T	Tornillo M-8	ud.	6	1,23	7,38
L	Lubricante ISO VG-1000	L	15	4,12	61,8
TL	Tapón de llenado	ud.	1	0,76	0,76
TV	Tapón de vaciado	ud.	1	0,74	0,74
				TOTAL	254,70€

4. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL

Árbol de entrada	78,20 €
Árbol intermedio	301,99 €
Árbol de salida	501,51€
Carcasa y Montaje	254,70€
TOTAL	1136,40 €

5. PRESUPUESTO DE CONTRATA

Presupuesto de Ejecución Material (P.E.M)	1136,40€
Gastos generales (12%)	136,37€
Beneficio industrial (8%)	90,92€
<hr/>	
TOTAL	1363,68€

6. PRESUPUESTO PARA CONOCIMIENTO DE LA ADMINISTRACIÓN

Presupuesto de contrata	1363,68€
I.V.A (21%)	286,38€
<hr/>	
TOTAL	1650,06€



Diseño y cálculo resistente a fatiga y deformación de un reductor de dos etapas para una máquina elevadora de carga

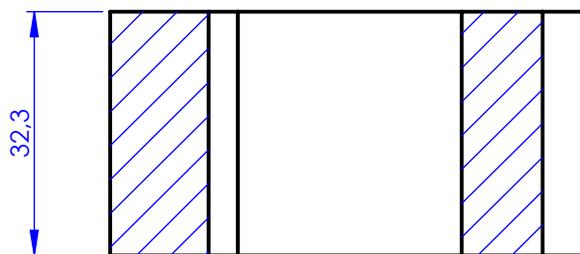
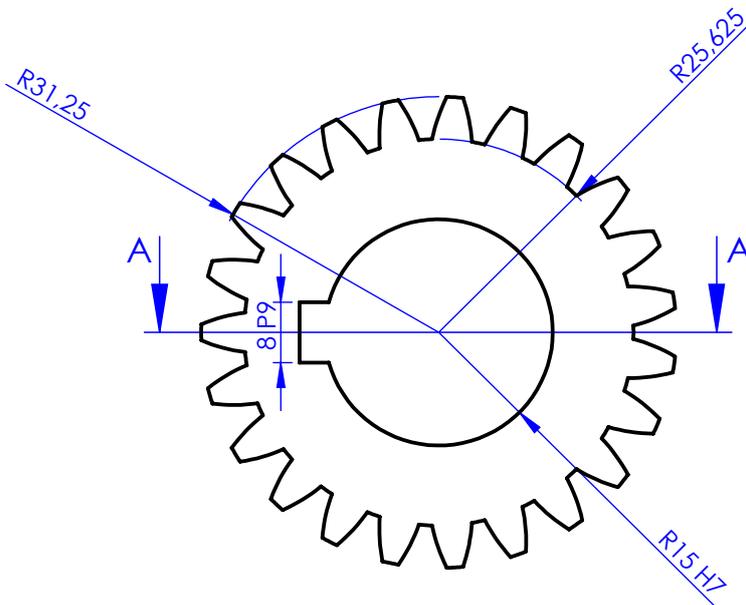
DOCUMENTO:

Planos

Autor: ÁLVARO PEREA CHAFÉ

Tutor: FRANCISCO DAVID DENIA GUZMÁN

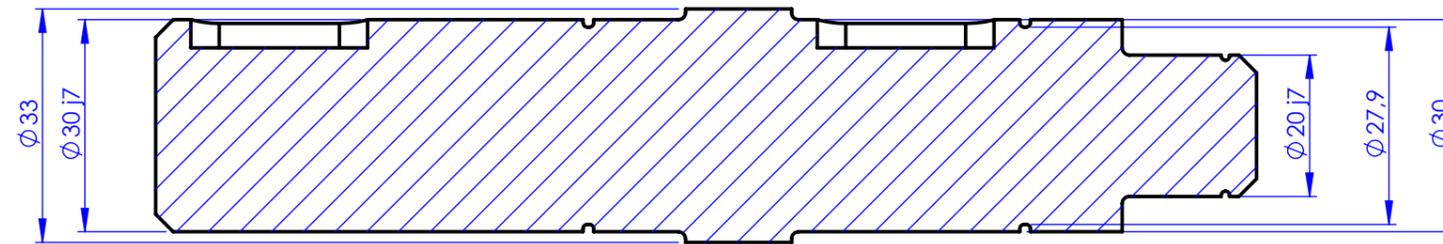
Fecha: 07/09/2019



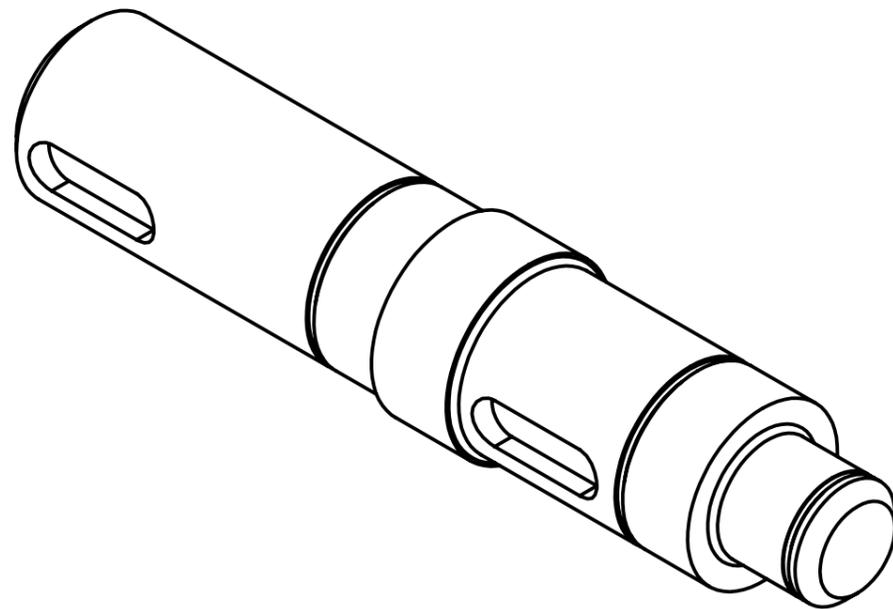
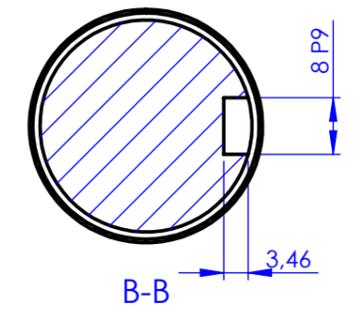
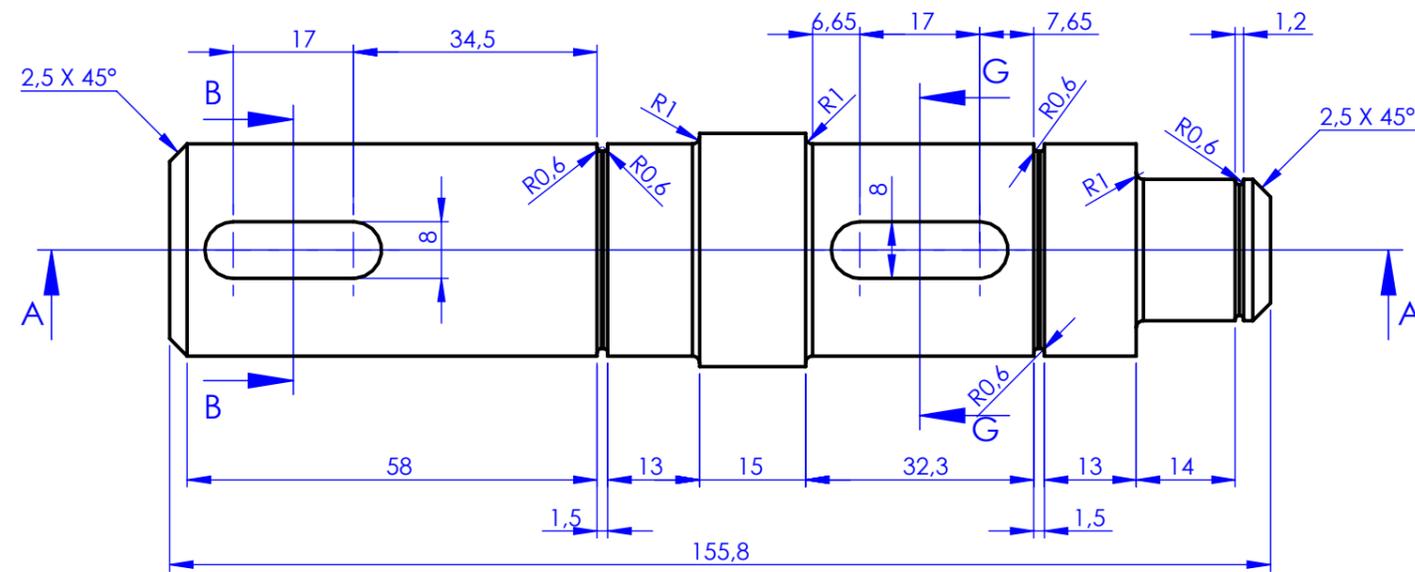
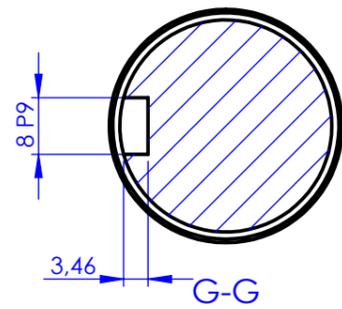
A-A

M - 2.5 ; z = 23

1	1	001		REDONDO	FUNDICION GJS-600-3				
POS	CTD	N_PLANO	REV	FORMATO	MATERIAL	ALTO (mm)	ANCHO (mm)	ESPESOR (mm)	LONGITUD (mm)
PROYECTADO	ALVARO PEREA CHAFE	COMPROBADO	CHECKED	ESCALA	ESCALE	1:1			
DIBUJADO	-	FECHA	DATA	FORMATO	SIZE	A4V			
GRUPO	REDUCTOR DE VELOCIDAD					PESO (Kg)	N° PROYECTO		
GROUP						WEIGHT (Kg)	PROJECT ID		
PIEZA	PIÑON 1				N° PLANO	REV			
PART					DRAWING				

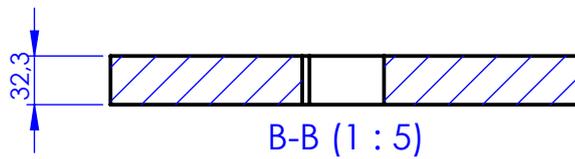
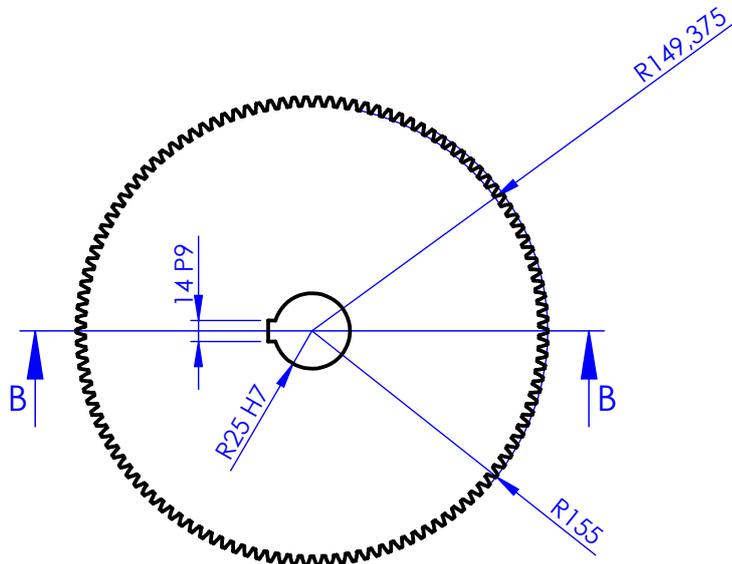


A-A



ACABADO / TRATAMIENTO
TEMPLADO Y REVENIDO

1	1	005	-	REDONDO	ACERO F114	Ø	33		155.8
POS	CTD	N_PLANO	REV	FORMATO	MATERIAL	ALTO (mm)	ANCHO (mm)	ESPEJOR (mm)	LONGITUD (mm)
PROYECTADO ALVARO PEREA CHAFE				COMPROBADO CHECKED	ESCALA ESCALE	1:1			
DIBUJADO DETAIL				FECHA DATA	12/09/19	FORMATO SIZE			
GRUPO GROUP				GRUPO REDUCTORA				PESO (Kg) WEIGHT (Kg)	Nº PROYECTO PROJECT ID
PIEZA PART				EJE ENTRADA		Nº PLANO DRAWING		005	REV -
							0.803	-	



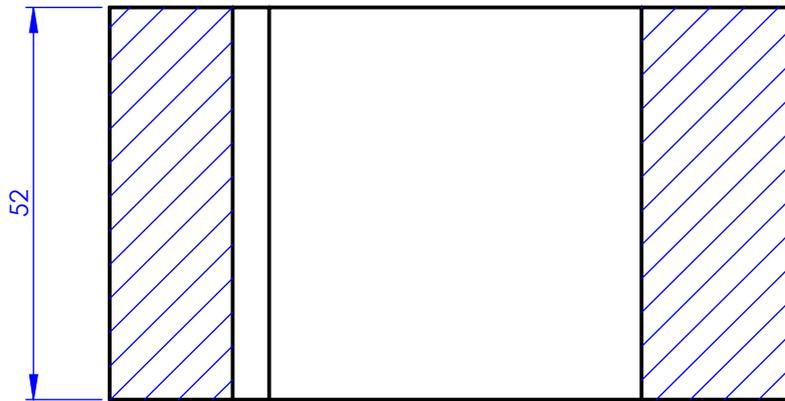
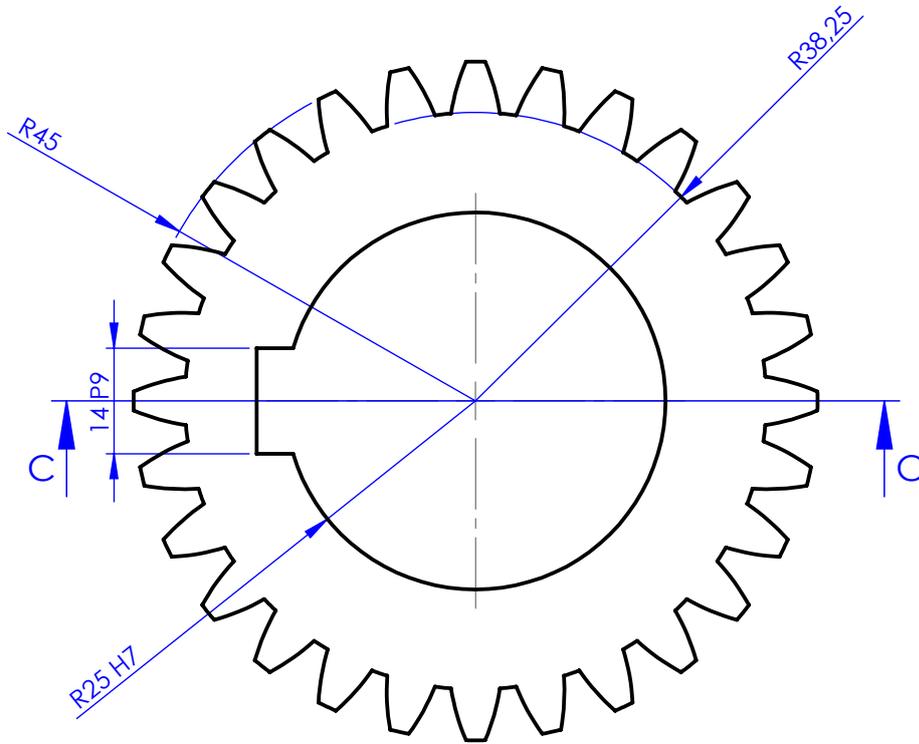
M - 2.5 ; z = 122

1	1	002		REDONDO	FUNDICION GJS-600-3	Ø			
POS	CTD	N_PLANO	REV	FORMATO	MATERIAL	ALTO (mm)	ANCHO (mm)	ESPESOR (mm)	LONGITUD (mm)
PROYECTADO ALVARO PEREA CHAFE			COMPROBADO CHECKED		ESCALA ESCALE	1:1			
DIBUJADO DETAIL			FECHA 12/09/19		FORMATO SIZE	A4V			
GRUPO GROUP					REDUCTOR DE VELOCIDAD		PESO (Kg) WEIGHT (Kg)		Nº PROYECTO PROJECT ID
PIEZA PART					RUEDA 1		Nº PLANO DRAWING		002
									REV -

ACABADO / TRATAMIENTO

TEMPLADO Y REVENIDO

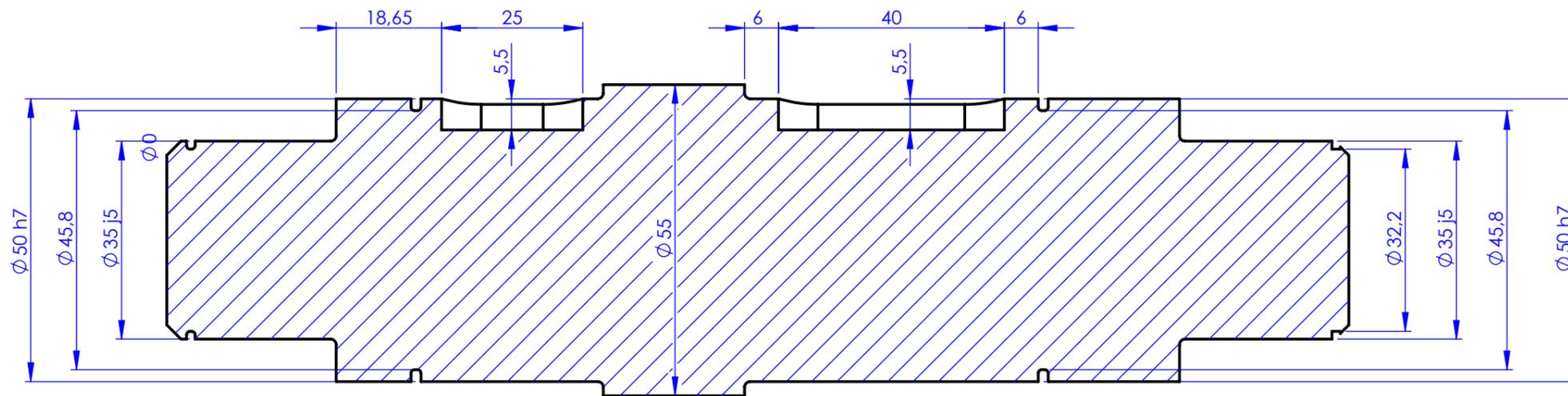
N5



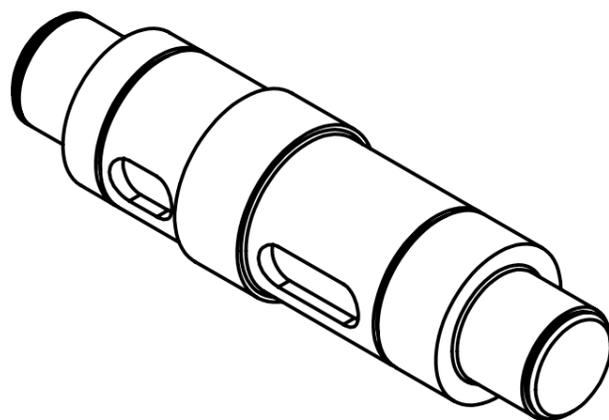
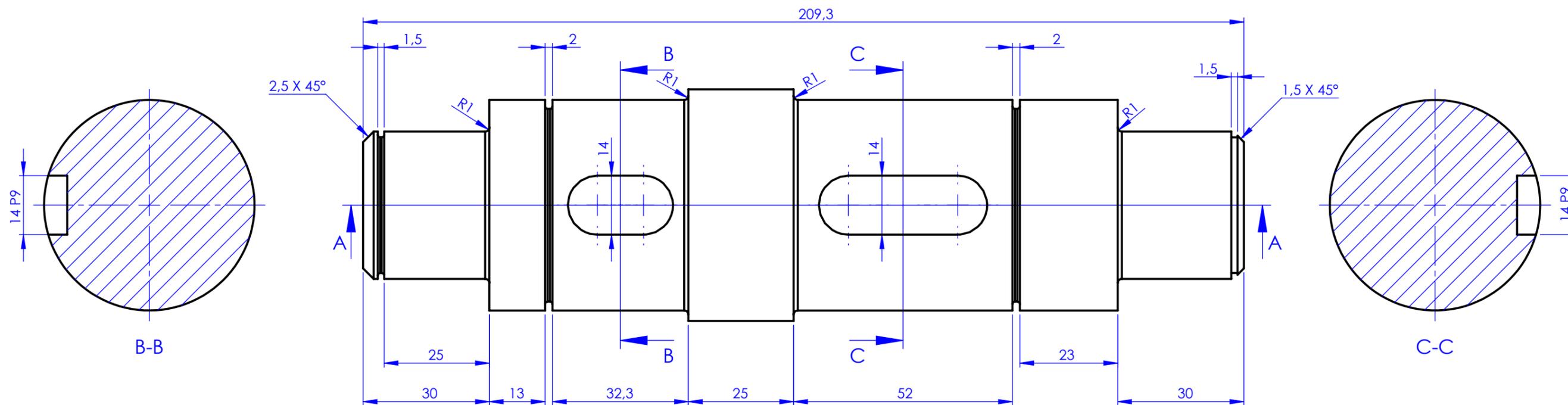
C-C

M - 3 ; z = 28

1	1	003		REDONDO	20MnCr5	Ø			
POS	CTD	N_PLANO	REV	FORMATO	MATERIAL	ALTO (mm)	ANCHO (mm)	ESPESOR (mm)	LONGITUD (mm)
PROYECTADO	ALVARO PEREA CHAFE	COMPROBADO	CHECKED	ESCALA	ESCALE	1:1			
DIBUJADO	-	FECHA	12/09/19	FORMATO	SIZE	A4V			
GRUPO	REDUCTOR DE VELOCIDAD						PESO (Kg)	Nº PROYECTO	
GROUP							WEIGHT (Kg)	PROJECT ID	
PIEZA	PIÑÓN 2				Nº PLANO	003	REV -		
PART					DRAWING				



A-A



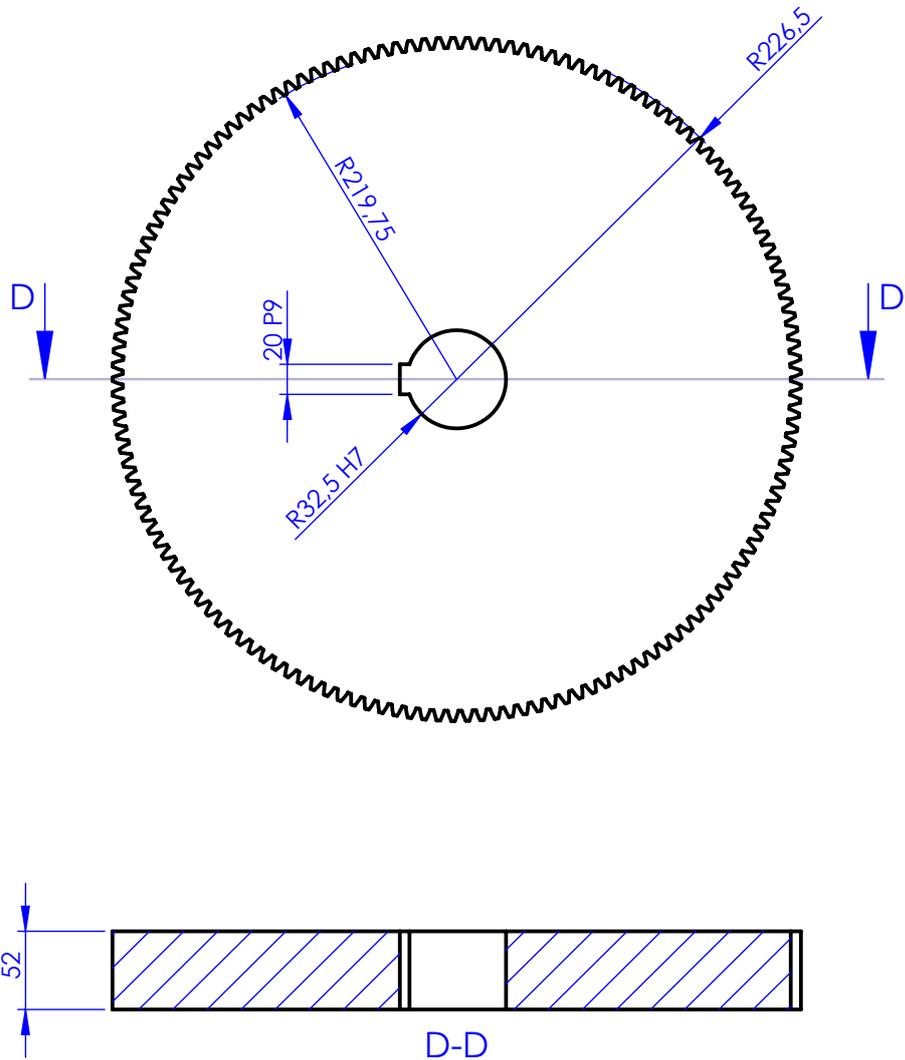
ACABADO / TRATAMIENTO
TEMPLADO Y REVENIDO

1	1	006	-	REDONDO	ACERO F114	Ø	55		209.3
POS	CTD	N_PLANO	REV	FORMATO	MATERIAL	ALTO (mm)	ANCHO (mm)	ESPEJOR (mm)	LONGITUD (mm)
PROYECTADO ALVARO PEREA CHAFE				COMPROBADO CHECKED	ESCALA ESCALE	1:1			
DIBUJADO DETAIL				FECHA DATA	FORMATO SIZE	A3H			
GRUPO GROUP	GRUPO REDUCTORA							PESO (Kg) WEIGHT (Kg)	Nº PROYECTO PROJECT ID
PIEZA PART	EJE INTERMEDIO					Nº PLANO DRAWING		006	REV -
							2.77		

ACABADO / TRATAMIENTO

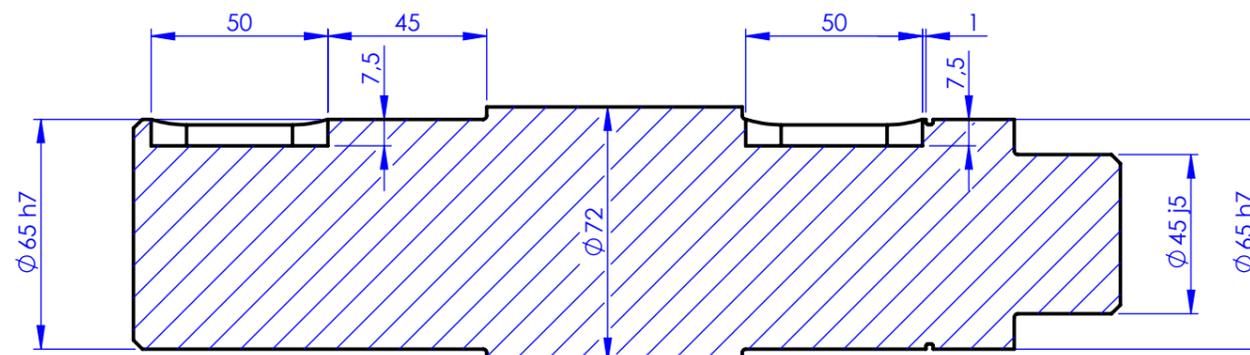
TEMPLADO Y REVENIDO

N5

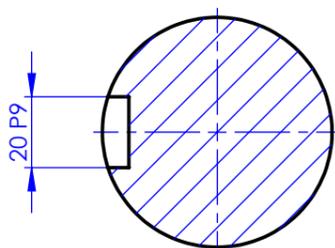


M - 3 ; z = 149

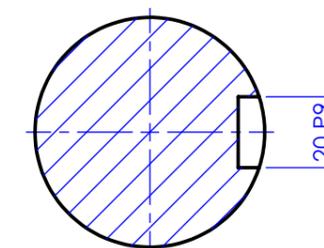
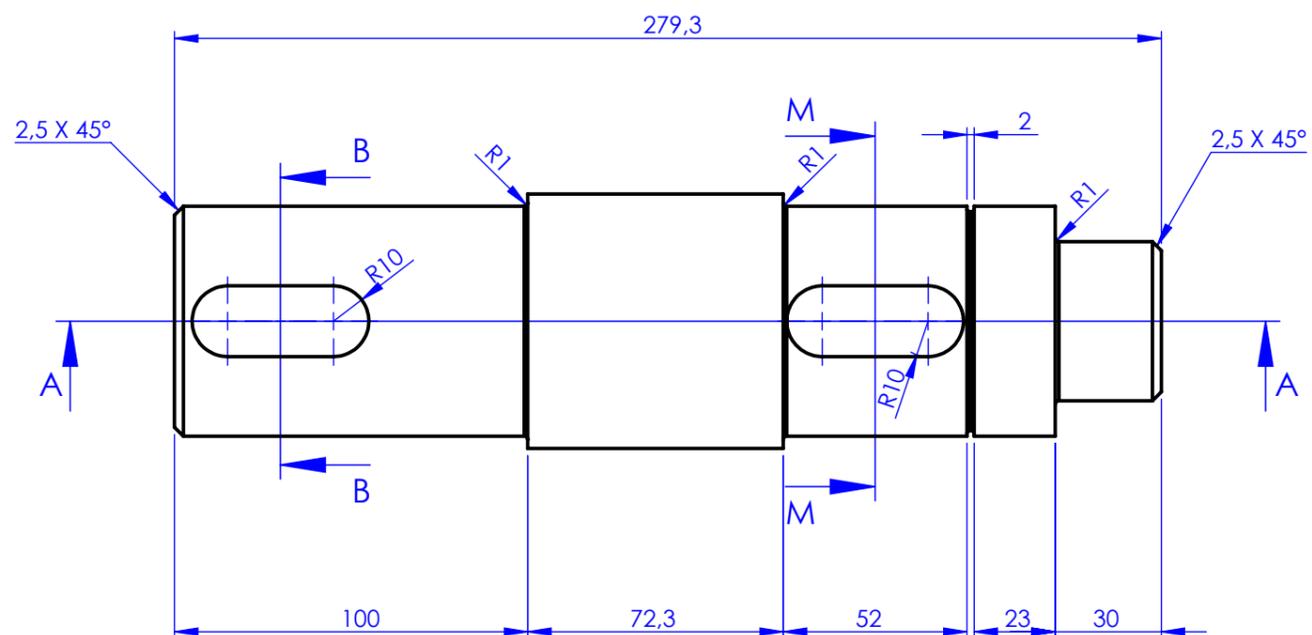
1	1	004		REDONDO	20MnCr5	∅			
POS	CTD	N_PLANO	REV	FORMATO	MATERIAL	ALTO (mm)	ANCHO (mm)	ESPESOR (mm)	LONGITUD (mm)
PROYECTADO	ALVARO PEREA CHAFE	COMPROBADO	CHECKED	ESCALA	ESCALE	1:5			
DIBUJADO	-	FECHA	12/09/19	FORMATO	SIZE	A4V			
GRUPO	REDUCTOR DE VELOCIDAD					PESO (Kg)	N° PROYECTO		
GROUP						WEIGHT (Kg)	PROJECT ID		
PIEZA	RUEDA 2				N° PLANO	004	REV -		
PART					DRAWING				



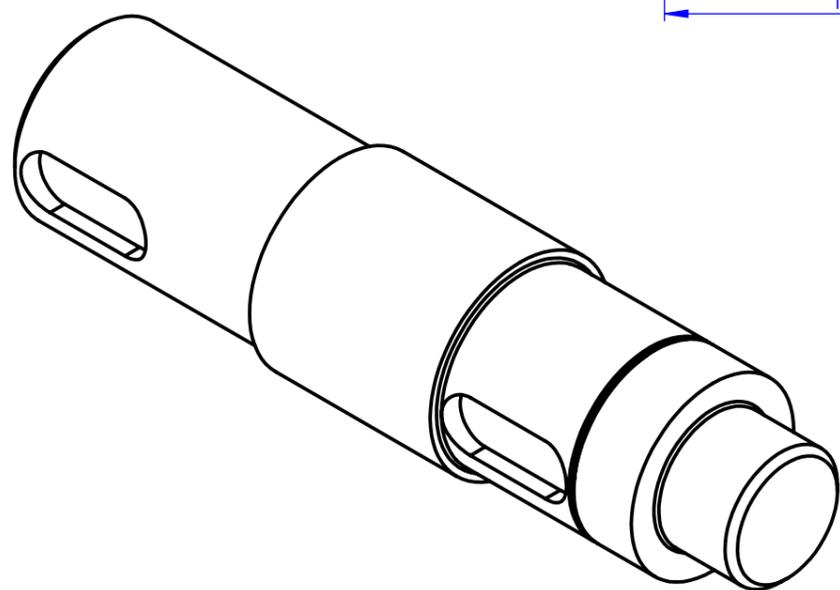
A-A (1 : 2)



B-B (1 : 2)

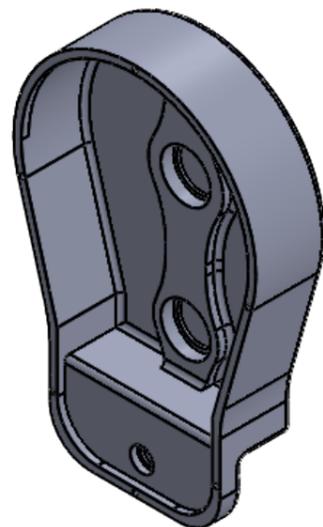
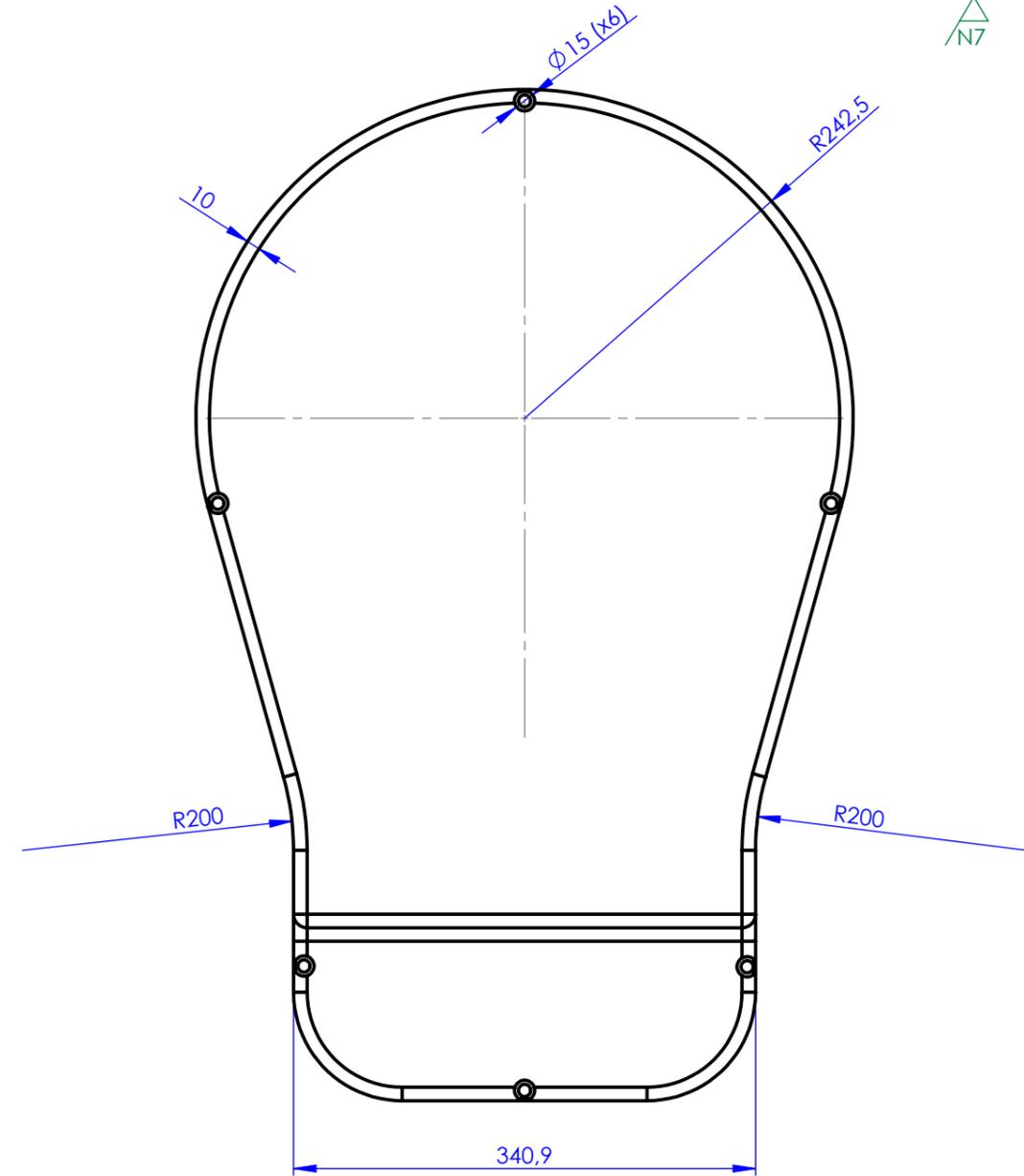
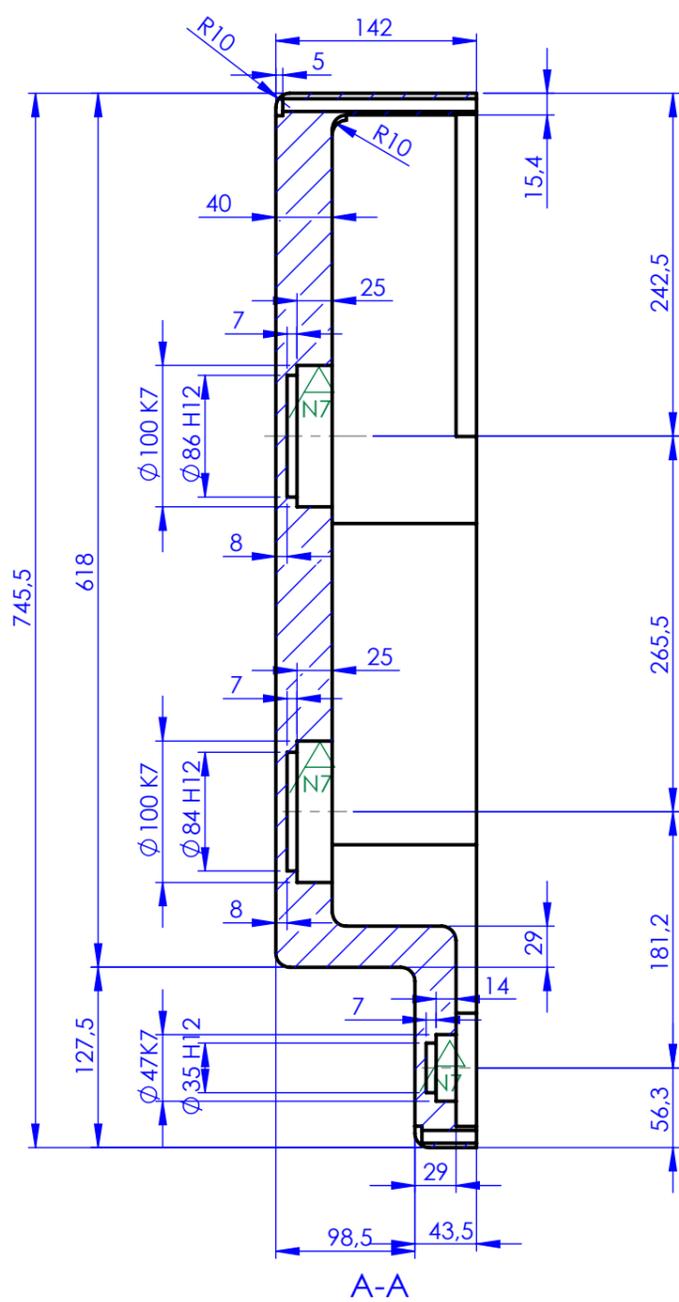
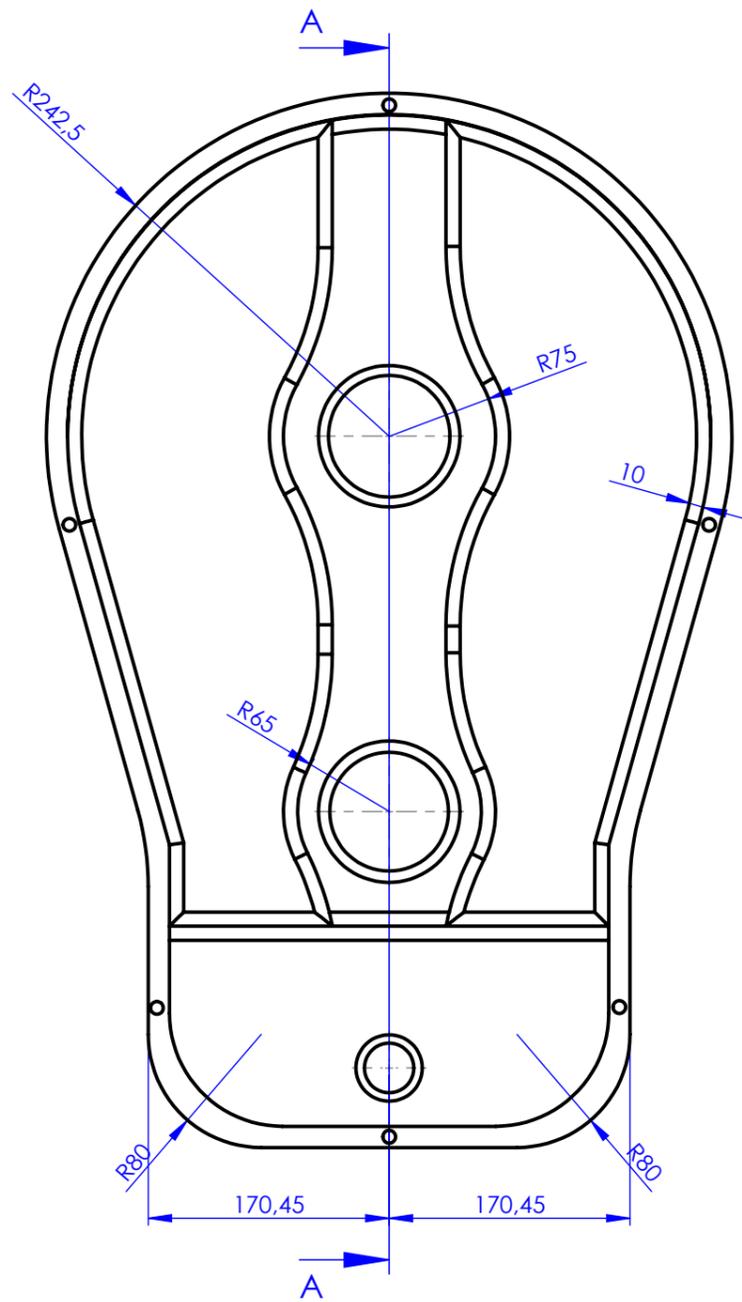


M-M (1 : 2)



ACABADO / TRATAMIENTO
TEMPLADO Y REVENIDO

1	1	007	-	RODONDO	ACERO F114	Ø	72		279.3
POS	CTD	N_PLANO	REV	FORMATO	MATERIAL	ALTO (mm)	ANCHO (mm)	ESPEJOR (mm)	LONGITUD (mm)
PROYECTADO ALVARO PEREA CHAFE				COMPROBADO CHECKED	ESCALA ESCALE	1:1			
DIBUJADO DETAIL				FECHA DATA	FORMATO SIZE	A3H			
GRUPO GROUP	GRUPO REDUCTORA						PESO (Kg) WEIGHT (Kg)	Nº PROYECTO PROJECT ID	
PIEZA PART	EJE SALIDA					Nº PLANO DRAWING	007	REV -	
						3.05			



ACABADO / TRATAMIENTO

PROYECTADO DESIGNED	COMPROBADO CHECKED	ESCALA ESCALE 1:5		
DIBUJADO DETAIL	FECHA DATA	FORMATO SIZE A3H		
GRUPO GROUP			PESO (Kg) WEIGHT (Kg)	Nº PROYECTO PROJECT ID
PIEZA PART	Nº PLANO DRAWING		REV	